

NGUYỄN HỮU CẨN  
DƯ QUỐC THỊNH  
PHẠM MINH THÁI  
NGUYỄN VĂN TÀI  
LÊ THỊ VÀNG

LÝ THUYẾT

ÔTÔ

MÁY KÉO



NGUYỄN HỮU CĂN, DƯƠNG QUỐC THỊNH,  
PHẠM MINH THÁI, NGUYỄN VĂN TÀI, LÊ THỊ VÀNG  
*Chủ biên: GS. TSKH NGUYỄN HỮU CĂN*

# LÝ THUYẾT Ô TÔ MÁY KÉO

*(In lần thứ 5)*



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT  
HÀ NỘI - 2005

*Giáo trình dùng làm tài liệu học tập  
cho sinh viên ngành ô tô - máy kéo và  
dùng làm tài liệu tham khảo cho  
cán bộ kỹ thuật cùng ngành*

## LỜI NÓI ĐẦU

Môn học "Lý thuyết ô tô máy kéo" chiếm vị trí quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư ngành ô tô - máy kéo.

Giáo trình "Lý thuyết ô tô máy kéo" này đề cập đến những vấn đề cơ bản thuộc lĩnh vực lý thuyết ô tô máy kéo liên quan đến sự phát triển của ngành ô tô máy kéo trong sự nghiệp đổi mới đất nước hiện nay, đồng thời cũng đề cập đến các vấn đề liên quan đến sự phát triển kỹ thuật mới của ngành ô tô máy kéo trên thế giới.

Trong giáo trình không đề cập đến vấn đề thí nghiệm, vì nó được trình bày trong giáo trình "Thí nghiệm ô tô máy kéo".

Việc biên soạn một giáo trình lý thuyết chung cho cả ô tô và máy kéo là một điều khó khăn vì điều kiện làm việc cũng như sự phát triển về lý luận của ô tô và của máy kéo có những đặc điểm riêng, nhưng nhằm phục vụ đào tạo ngành rộng chúng tôi đã cố gắng khắc phục những khó khăn nói trên. Giáo trình được biên soạn để làm tài liệu học tập cho sinh viên ngành ô tô máy kéo hệ ban ngày và hệ tại chức, đồng thời có thể làm tài liệu tham khảo cho kỹ sư và cán bộ kỹ thuật cùng ngành.

Giáo trình được nhóm cán bộ giảng dạy thuộc Bộ môn "Ô tô máy kéo" Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội biên soạn, dưới sự chủ biên của GS. TSKH Nguyễn Hữu Cẩn và được phân công như sau:

GS. TSKH Nguyễn Hữu Cẩn: chương I, IX

TS. Dư Quốc Thịnh: chương III, X

KS. Phạm Minh Thái: chương VIII, XI

KS. Nguyễn Văn Tài: chương IV, V, VI

KS. Lê Thị Vàng: chương II, VII

Trong giáo trình không tránh khỏi những sơ suất, mong các bạn đồng nghiệp và độc giả góp ý để cải tiến trong các lần biên soạn sau.

CÁC TÁC GIẢ



## Chương I

# LỰC VÀ MÔMEN TÁC DỤNG LÊN Ô TÔ MÁY KÉO TRONG QUÁ TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG

## I. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

Lịch sử phát triển ngành ô tô máy kéo đã chứng kiến nhiều loại động cơ khác nhau dùng trên ô tô máy kéo, nhưng hiện nay nguồn động lực chính dùng trên ô tô máy kéo vẫn là động cơ đốt trong loại pittông. Vì vậy để xác định được lực hoặc mômen tác dụng lên các bánh xe chủ động của ô tô máy kéo cần phải nghiên cứu đường đặc tính tốc độ của động cơ đốt trong loại pittông. Đường đặc tính tốc độ của động cơ là các đồ thị chỉ sự phụ thuộc của công suất có ích  $N_c$ , mômen xoắn có ích  $M_c$ , tiêu hao nhiên liệu trong một giờ  $G_T$  và suất tiêu hao nhiên liệu  $g_c$  theo số vòng quay  $n$  hoặc theo tốc độ góc  $\omega$  của trục khuỷu.

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

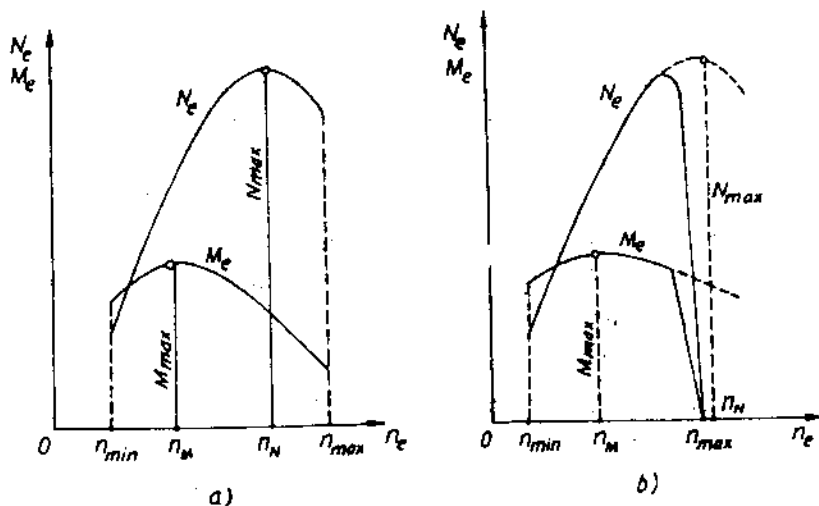
- đường đặc tính tốc độ cục bộ ;
- đường đặc tính tốc độ ngoài, gọi tắt là đường đặc tính ngoài của động cơ.

Đường đặc tính tốc độ của động cơ nhận được bằng cách thí nghiệm động cơ trên bộ thử.

Khi thí nghiệm động cơ trên bộ thử ở chế độ cung cấp

nhiên liệu cực đại, tức là mở bướm ga hoàn toàn đối với động cơ xăng hoặc đặt thanh răng của bơm cao áp ứng với chế độ cấp nhiên liệu hoàn toàn đối với động cơ diesel - chúng ta sẽ nhận được đường đặc tính ngoài của động cơ. Nếu bướm ga hoặc thanh răng đặt ở các vị trí trung gian sẽ nhận được các đường đặc tính cục bộ. Như vậy đối với mỗi động cơ đốt trong sẽ có một đường đặc tính tốc độ ngoài và vô vàn đường đặc tính cục bộ tùy theo vị trí của bướm ga hoặc vị trí thanh răng.

Trên hình 1-1a trình bày đường đặc tính ngoài của động cơ xăng không có bộ phận hạn chế số vòng quay. Loại động cơ này thường được dùng trên ô tô du lịch và đôi khi được dùng trên ô tô hành khách.



Hình 1-1 Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng  
a. Không hạn chế số vòng quay; b. Có hạn chế số vòng quay.

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 mômen và công suất của động cơ tăng lên (hình I-1a). Mômen xoắn đạt giá trị cực đại  $M_{max}$  ở số vòng quay  $n_M$  và công suất đạt giá trị cực đại  $N_{max}$  ở số vòng quay  $n_N$ . Các giá trị  $N_{max}$ ,  $M_{max}$  và số vòng quay tương ứng với các giá trị trên  $n_N$  và  $n_M$  được chỉ dẫn trong các đặc tính kỹ thuật của động cơ. Động cơ ô tô làm việc chủ yếu 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 đi và do tăng tổn thất ma sát trong động cơ. Ngoài ra khi tăng số vòng quay sẽ làm tăng tải trọng động gây hao mòn nhanh các chi tiết động cơ. Vì thế khi thiết kế ô tô du lịch thì số vòng quay của trục khuỷu động cơ tương ứng với tốc độ cực đại của ô tô trên đường nhựa tốt nằm ngang không vượt quá  $10 + 20\%$  so với số vòng quay  $n_N$ .

Động cơ xăng đặt trong ô tô tải thường có bộ phận hạn chế số vòng quay nhằm làm tăng tuổi thọ của động cơ. Bộ phận hạn chế số vòng quay làm giảm lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ, do đó công suất và mômen của động cơ sẽ giảm và số vòng quay của trục khuỷu sẽ ít hơn giá trị  $n_N$ . Trên hình I-1b trình bày đường đặc tính ngoài của động cơ xăng có bộ phận hạn chế số vòng quay. Đường đứt nét ứng với động cơ không có bộ phận hạn chế số vòng quay, còn đường đậm nét ứng với động cơ có bộ phận hạn chế số vòng quay.

Động cơ diêden được dùng trên ô tô tải, ô tô hành khách và ngày nay dùng cả trên ô tô du lịch. Động cơ diêden dùng trên ô tô được trang bị bộ điều tốc nhị chế hoặc đa chế.

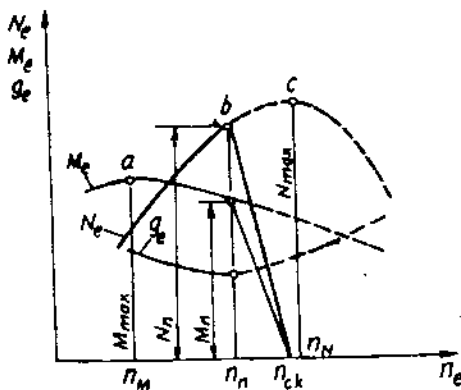
Hầu hết các máy kéo dùng động cơ diêden có trang bị bộ điều tốc đa chế. Bộ điều tốc đa chế sẽ giữ cho chế độ làm



việc của động cơ ở vùng tiêu hao nhiên liệu riêng ít nhất. Hình 1-2 trình bày đường đặc tính ngoài của động cơ diesel.

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 xylanh động cơ, nhờ vậy công suất và mômen quay của động cơ tăng lên, đồng thời số vòng quay của trục khuỷu động cơ có giảm đi. Khi thanh răng của bơm cao áp dịch chuyển tới một vị trí tính toán nhất định (do tác dụng của bộ điều tốc) tương ứng với điểm tiêu hao nhiên liệu riêng ít nhất thì công suất của động cơ đạt giá trị cực đại (điểm b trên hình 1-2).

Công suất cực đại của động cơ khi làm việc có bộ điều tốc được gọi là công suất định mức của động cơ  $N_n$ , mômen



Hình 1-2 Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ diesel

xoắn ứng với công suất cực đại được gọi là mômen xoắn định mức  $M_n$ , số vòng quay ứng với công suất cực đại được gọi là số vòng quay định mức  $n_n$ . Khoảng biến thiên tốc độ  $n_{ck} - n_n$  phụ thuộc vào độ không đồng đều của bộ điều tốc.

Các đường đồ thị nằm trong khoảng tốc

độ từ  $n_{ck}$  đến  $n_n$  gọi là các đường đồ thị có điều tốc, còn các đường đồ thị nằm trong khoảng tốc độ từ  $n_n$  đến  $n_M$  gọi là các đường đồ thị không có điều tốc. Ở vùng tốc độ từ  $n_{ck}$

đến  $n_n$  các đường  $N_c$  và  $M_c$  có dạng đường thẳng. Thường đối với máy kéo, động cơ làm việc ở gần vùng công suất định mức.

Để xét khả năng thích ứng của động cơ đối với sự tăng tải do các ngoại lực tác dụng khi ô tô và máy kéo làm việc, người ta đưa ra hệ số thích ứng của động cơ theo mômen xoắn và xác định như sau :

$$k = \frac{M_{max}}{M_n} ; \quad (I-1)$$

Ở đây :  $k$  - hệ số thích ứng của động cơ theo mômen xoắn.

Đối với từng loại động cơ, hệ số thích ứng theo mômen xoắn có giá trị như sau :

- động cơ xăng :  $k = 1,1 + 1,35$
- động cơ diesel không có phun đậm đặc :  
 $k = 1,1 + 1,15$
- động cơ diesel có phun đậm đặc :  
 $k = 1,1 + 1,25$

Cần chú ý rằng, tiêu chuẩn thử động cơ để nhận được đường đặc tính ngoài ở mỗi nước một khác, vì vậy mà cùng một động cơ nhưng thử ở những nước khác nhau sẽ cho những giá trị công suất khác nhau. Bảng I-1 trình bày tiêu chuẩn thử động cơ của một số nước phát triển.

Từ bảng I-1 ta thấy rằng, khi thử động cơ xăng theo GOCT (Nga) thì công suất cực đại sẽ lớn hơn khoảng 10% so với khi thử theo DIN (CHLB Đức), và lớn hơn 12% so với khi thử theo SAE (Mỹ sau 1974). Công suất cực đại của động cơ diesel khi thử theo GOCT cũng sẽ lớn hơn : 8% so với khi thử theo DIN (CHLB Đức), 6% so với khi thử theo BS (Anh) và 3% so với khi thử theo JIS (Nhật).

Bảng I-1

Ký hiệu tiêu chuẩn thử và tên nước	Các thiết bị tháo ra khi thử	Điều kiện thử		
		Áp suất mmHg	Nhiệt độ °C	Độ ẩm tương đối %
ГОСТ (Nga)	Bộ tiêu âm, két nước, quạt gió, các thiết bị phục vụ cho gầm xe (máy nén khí, bơm của cường hóa lái v.v.)	760	20	50
DIN (CHLB Đức)	Két nước, các thiết bị phục vụ cho gầm xe	760	20	50
SAE (Mỹ, trước 1974)	Bộ tiêu âm, bộ lọc không khí, máy phát điện, két nước, quạt gió, các thiết bị phục vụ cho gầm xe	746,5	29,4	50
SAE (Mỹ, sau 1974)	Két nước, các thiết bị phục vụ cho gầm xe	729	29,4	50
BS (Anh)	Két nước, các thiết bị phục vụ cho gầm xe	749	29,4	50
CSN (Tiệp khắc cũ)	Két nước	760	20	không tính đến
JIS (Nhật)	Bộ tiêu âm, két nước, các thiết bị phục vụ cho gầm xe	760	15	50

Như vậy khi sử dụng đường đặc tính ngoài nhận được bằng thực nghiệm để tính toán sức kéo cần biết rõ các đường đặc tính ấy nhận được theo tiêu chuẩn thử nào.

Động cơ đặt trên ô tô máy kéo sẽ phát ra công suất thấp hơn công suất cực đại nhận được trên bệ thử. Công suất thực tế mà động cơ phát ra sẽ bằng công suất cực đại nhận được

trên bề thừa nhân với hệ số  $\alpha$ . Hệ số này có giá trị nhỏ hơn 1 và nó phụ thuộc vào loại tiêu chuẩn thừa nhận khi thử, loại động cơ được dùng, loại xe ô tô cần đặt động cơ, điều kiện sử dụng và chế độ tải của động cơ. Khi tính toán gần đúng, có thể thừa nhân  $\alpha = 0,8+0,9$ .

Khi không có đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ bằng thực nghiệm, ta có thể xây dựng đường đặc tính nói trên nhờ công thức kinh nghiệm của S.R.Lay Décman. Việc sử dụng quan hệ giải tích giữa công suất, mômen xoắn với số vòng quay của động cơ theo công thức Lay Décman để tính toán sức kéo sẽ thuận lợi hơn nhiều so với khi dùng đồ thị đặc tính ngoài bằng thực nghiệm, nhất là hiện nay việc sử dụng máy vi tính đã trở nên phổ cập.

Công thức S.R.Lay Décman có dạng như sau :

$$N_c = N_{max} \left[ a \frac{n_c}{n_N} + b \left( \frac{n_c}{n_N} \right)^2 - c \left( \frac{n_c}{n_N} \right)^3 \right] ; \quad (I-2)$$

Ở đây :

$N_c, n_c$  - công suất hữu ích của động cơ và số vòng quay của trục khuỷu ứng với một điểm bất kỳ 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 ;

$a, b, c$  - các hệ số thực nghiệm được chọn theo loại động cơ như sau :

Đối với động cơ xăng :

$$a = b = c = 1$$

Đối với động cơ diesel 2 kỳ :

$$a = 0,87 ; b = 1,13 ; c = 1$$

Đối với động cơ dièden 4 kỳ có buồng cháy trực tiếp :

$$a = 0,5 ; b = 1,5 ; c = 1$$

Đối với động cơ dièden 4 kỳ có buồng cháy dự bị :

$$a = 0,6 ; b = 1,4 ; c = 1$$

Đối với động cơ dièden 4 kỳ có buồng cháy xoay lóc :

$$a = 0,7 ; b = 1,3 ; c = 1$$

Cho các trị số  $n_c$  khác nhau, dựa theo công thức (I-2) sẽ tính được công suất  $N_c$  tương ứng và từ đó vẽ được đồ thị  $N_c = f(n_c)$ .

Có các giá trị  $N_c$  và  $n_c$  có thể tính được các giá trị mômen xoắn  $M_c$  của động cơ theo công thức sau :

$$M_c = \frac{10^4 N_c}{1,047 n_c} \quad (I-3)$$

Ở đây :

$N_c$  - công suất động cơ ; kW;

$n_c$  - số vòng quay của trục khuỷu ; v/ph;

$M_c$  - mômen xoắn của động cơ ; N.m.

Có các giá trị  $N_c$ ,  $M_c$  tương ứng với các giá trị  $n_c$  ta có thể vẽ đồ thị  $N_c = f(n_c)$  và đồ thị  $M_c = f(n_c)$ .

Như vậy, sau khi xây dựng được đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ chúng ta mới có cơ sở để nghiên cứu tính chất động lực học của ô tô máy kéo.

## II. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN CỦA Ô TÔ MÁY KÉO

Công suất của động cơ được truyền đến bánh xe chủ động của ô tô máy kéo qua hệ thống truyền lực. Khi truyền như vậy, công suất bị tổn hao do ma sát trong hệ thống truyền

lực và công suất ở bánh xe chủ động sẽ nhỏ hơn công suất của động cơ phát ra. Công suất ở bánh xe chủ động thể hiện qua hai thông số là mômen xoắn và số vòng quay của bánh xe chủ động. Nhờ có mômen xoắn truyền tới bánh xe chủ động và nhờ có sự tiếp xúc giữa bánh xe chủ động với mặt đường cho nên tại vùng tiếp xúc của bánh xe chủ động và mặt đường sẽ phát sinh lực kéo tiếp tuyến hướng theo chiều chuyển động. Lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  chính là lực mà mặt đường tác dụng lên bánh xe.

## 1. Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực được xác định theo công thức sau :

$$i_t = \frac{n_c}{n_b} = \frac{\omega_c}{\omega_b} \quad (I-4)$$

Ở đây :

- $i_t$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;
- $n_c \omega_c$  - số vòng quay và tốc độ góc của trục khuỷu động cơ;
- $n_b \omega_b$  - số vòng quay và tốc độ góc của bánh xe chủ động.

Xét về mặt kết cấu của ô tô máy kéo thì tỷ số truyền của hệ thống truyền lực bằng tích số các tỷ số truyền của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực và do vậy :

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \quad (I-5)$$

- Ở đây :
- $i_h$  - tỷ số truyền của hộp số chính;
  - $i_p$  - tỷ số truyền của hộp số phụ;
  - $i_o$  - tỷ số truyền của truyền lực chính;
  - $i_c$  - tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng (thường có ở máy kéo).

Hộp số chính của ô tô máy kéo thường có nhiều cấp số, còn hộp số phụ thường có hai cấp số. Tùy theo vị trí để cần gạt số ở hộp số chính và hộp số phụ mà chúng ta sẽ có các tỷ số truyền  $i_i$  khác nhau của hệ thống truyền lực.

## 2. Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Trong quá trình ô tô máy kéo làm việc, công suất của động cơ truyền đến bánh xe chủ động sẽ bị mất mát do ma sát của các chi tiết trong hệ thống truyền lực và do sự khuấy dầu. Công suất truyền đến bánh xe chủ động sẽ là :

$$N_k = N_e - N_t \quad (I-6)$$

Ở đây :  $N_k$  - công suất truyền đến bánh xe chủ động;  
 $N_t$  - công suất tiêu hao do ma sát và khuấy dầu trong hệ thống truyền lực.

Hiệu suất của hệ thống truyền lực là tỷ số giữa công suất truyền tới bánh xe chủ động  $N_k$  và công suất hữu ích của động cơ  $N_e$ .

$$\eta_t = \frac{N_k}{N_e} = \frac{N_e - N_t}{N_e} = 1 - \frac{N_t}{N_e} \quad (I-7)$$

$\eta_t$  - hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Hiệu suất của hệ thống truyền lực phụ thuộc vào nhiều thông số và phụ thuộc vào điều kiện làm việc của ô tô máy kéo như : chế độ tải trọng, tốc độ chuyển động, chất lượng chế tạo chi tiết, độ nhớt dầu bôi trơn v.v. Hiệu suất của hệ thống truyền lực có thể xác định bằng tích số hiệu suất của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực :

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_{c,d} \cdot \eta_o \cdot \eta_c \cdot \eta_x ; \quad (I-8)$$

- Ở đây :
- $\eta_l$  - hiệu suất của ly hợp (coi như  $\approx 1$ );
  - $\eta_h$  - hiệu suất của hộp số và hộp số phụ (nếu có);
  - $\eta_{c,d}$  - hiệu suất của các đấng;
  - $\eta_o$  - hiệu suất của cầu chủ động;
  - $\eta_c$  - hiệu suất của truyền lực cuối cùng;
  - $\eta_x$  - hiệu suất của đai xích (đối với máy kéo xích).

Thường hiệu suất của hệ thống truyền lực  $\eta_t$  được xác định bằng thực nghiệm. Trên bảng I-2 trình bày hiệu suất của hệ thống truyền lực của ô tô máy kéo.

**Bảng I- 2**

Loại xe	Giá trị trung bình của $\eta_t$
Ô tô du lịch	0,93
Ô tô tải với lực truyền chính một cấp	0,89
Ô tô tải với lực truyền chính hai cấp	0,85
Máy kéo	0,88

### 3. Mômen xoắn ở bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến

Mômen xoắn ở bánh xe chủ động  $M_k$  (khi chuyển động ổn định) được xác định theo công thức sau :

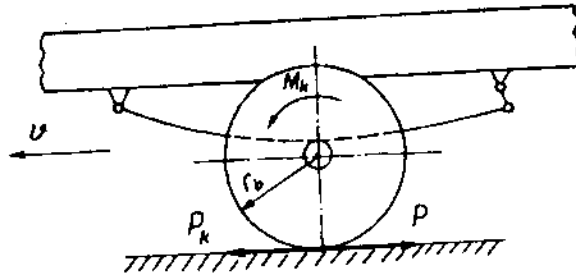
$$M_k = M_e \cdot i_p \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_o \cdot i_c \cdot \eta_t ; \quad (I-9)$$

Mômen xoắn của bánh xe chủ động tác dụng vào mặt đường một lực  $P$  ngược với chiều chuyển động của ô tô máy kéo (hình I-3). Nhờ tác dụng tương hỗ giữa đường và bánh xe cho nên bánh xe sẽ chịu một lực  $P_k$  tác dụng từ mặt đường



có giá trị tương đương với lực  $P$  ( $P_k = P$ ) và có chiều cùng với chiều chuyển động của ô tô máy kéo. Lực  $P_k$  này được gọi là lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động.

Như vậy lực kéo tiếp tuyến là phản lực từ đất hoặc mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động theo chiều cùng với chiều chuyển động của ô tô máy kéo (hình I-3).



Hình I-3 Lực kéo tiếp tuyến của bánh xe chủ động

Lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  được xác định theo công thức :

$$P_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e i_h i_p i_o i_c \eta_t}{r_k} \quad (I-10)$$

Ở đây :  $r_k$  - bán kính đặt lực  $P_k$ , với sai số không lớn có thể lấy bằng bán kính làm việc của bánh xe  $r_b$ , nghĩa là:

$$P_k = \frac{M_k}{r_b} = \frac{M_e i_h i_p i_o i_c \eta_t}{r_b} ; \quad (I-11)$$

Nhờ có lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  mà ô tô máy kéo có thể thắng các lực cản chuyển động để tiến về phía trước.

### III. LỰC BÁM CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG VÀ HỆ SỐ BÁM

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

Để cho ô tô máy kéo có thể chuyển động được thì ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường phải có độ bám nhất định được đặc trưng bằng hệ số bám. Nếu độ bám (hệ số bám) thấp thì bánh xe có thể bị trượt quay khi có mômen xoắn lớn truyền từ động cơ đến bánh xe chủ động và lúc đó ô tô máy kéo không thể tiến về phía trước được. Trường hợp này thường xảy ra khi bánh xe chủ động đứng trên mặt đất lầy hoặc đứng trên băng.

Hệ số bám  $\varphi$  giữa bánh xe chủ động với mặt đường là tỷ số giữa lực kéo tiếp tuyến cực đại (sinh ra tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe chủ động với mặt đường) trên tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động. Tải trọng thẳng đứng này thường gọi là trọng lượng bám  $G_\varphi$ .

$$\varphi = \frac{P_{kmax}}{G_\varphi} ; \quad (I-12)$$

Để dễ hình dung, có thể xem hệ số bám  $\varphi$  tương tự như hệ số ma sát giữa hai vật thể trong cơ học, tuy nhiên ở bánh xe ô tô máy kéo ngoài ma sát còn có sự bám do mấu bám của bánh xe tác dụng vào đất.

Cần chú ý rằng, lực kéo tiếp tuyến xác định bằng công thức (I-11) là theo khả năng của động cơ, nhưng lực kéo này có được sử dụng hết hay không còn phụ thuộc vào khả năng bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường.

Từ công thức (I-12), có thể xác định lực kéo tiếp tuyến cực đại phát sinh theo điều kiện bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường như sau :

$$P_{kmax} = \varphi \cdot G_{\varphi} \quad (I-13)$$

Nếu gọi  $Z$  là phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động, ta có :  $Z = G_{\varphi}$

Lúc ấy lực bám  $P_{\varphi}$  được xác định theo biểu thức sau :

$$P_{\varphi} = \varphi Z \quad (I-14)$$

Để cho bánh xe chủ động không bị trượt quay khi ở tời máy kéo chuyển động thì lực kéo tiếp tuyến cực đại  $P_{kmax}$  tính theo công thức (I-11) phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám  $P_{\varphi}$  tính theo công thức (I-14), nghĩa là phải thỏa mãn điều kiện

$$P_{kmax} \leq P_{\varphi} \quad (I-15)$$

hay :

$$\frac{M_{kmax}}{r_b} \leq \varphi Z ; \quad (I-16)$$

Ở đây :  $M_{kmax}$  - mômen xoắn cực đại truyền tới bánh xe chủ động.

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 lên bánh xe chủ động thì điều kiện để bánh xe chủ động không bị trượt là :

$$\sqrt{X^2 + Y^2} \leq P_{\varphi} ; \quad (I-17)$$

Giá trị của  $P_{\varphi}$  là :

$$P_{\varphi} = \varphi' Z \quad (I-18)$$

Ở đây :  $\varphi'$  - hệ số bám của bánh xe chủ động với mặt đường theo hướng vectơ hợp lực của các lực  $X$  và  $Y$ .

Từ biểu thức (I-14) thấy rằng lực bám  $P_{\varphi}$  tỷ lệ thuận với hệ số bám  $\varphi$  và trọng lượng bám  $G_{\varphi}$ , mà lực kéo tiếp tuyến cực đại  $P_{kmax}$  lại bị giới hạn bởi lực bám  $P_{\varphi}$  (xem công thức I-15), cho nên muốn sử dụng hết lực kéo tiếp tuyến  $P_{kmax}$

do động cơ truyền xuống để thắng các lực cản chuyển động thì cần thiết phải tăng lực bám  $P_{\varphi}$ , nghĩa là phải tăng hệ số bám  $\varphi$  hay tăng  $G_{\varphi}$  hoặc cùng tăng cả  $\varphi$  và  $G_{\varphi}$ .

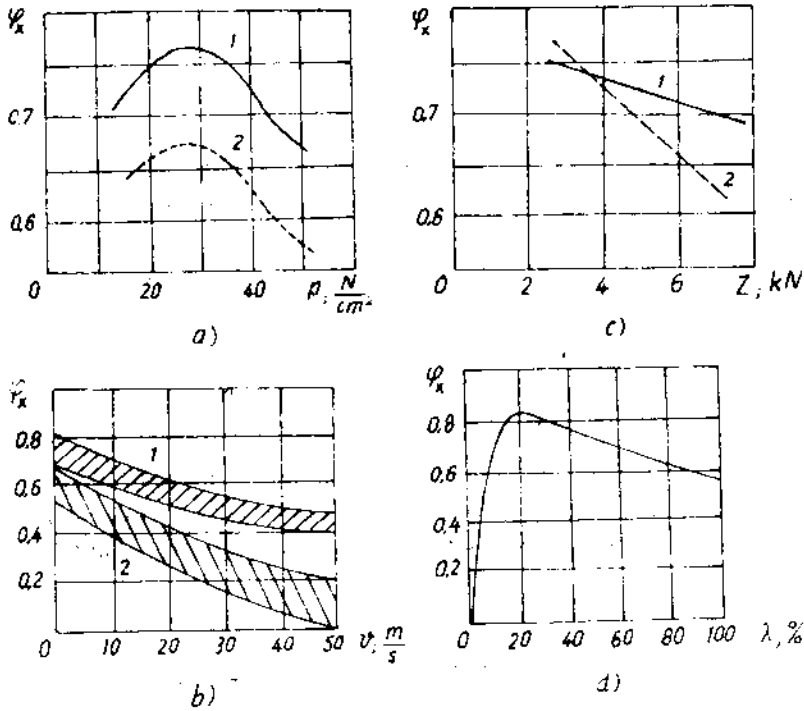
Điều này thể hiện ở ô tô có tính năng cơ động cao. Để tăng lực bám  $P_{\varphi}$  thì ở ô tô này dùng lớp vỏ cao nhằm tăng hệ số bám  $\varphi$  và dùng nhiều cầu chủ động để sử dụng toàn bộ trọng lượng của ô tô làm trọng lượng bám. Đối với máy kéo cũng vậy, khi máy kéo bánh xe làm việc trên đồng lầy người ta lắp ở các bán trục chủ động loại bánh xe có vấu cao (có thể là bánh lớp vỏ cao, hoặc bánh lớp kèm theo bánh phụ có các vấu thép hoặc bánh lồng bằng thép) để tăng hệ số bám, hoặc lắp thêm các trọng khối phụ vào bánh lớp chủ động hay bơm nước vào lớp của bánh xe chủ động để tăng trọng lượng bám ở bánh xe chủ động. Ngoài ra còn dùng máy kéo hai cầu chủ động để sử dụng toàn bộ trọng lượng của máy kéo làm trọng lượng bám. Nhờ các biện pháp nói trên mà lực bám tăng lên và bánh xe chủ động không bị trượt quay tại chỗ để ô tô, máy kéo có thể chuyển động bình thường.

## 2. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám và giá trị của hệ số bám

Hệ số bám  $\varphi$  giữa bánh xe chủ động với mặt đường phụ thuộc trước hết vào nguyên liệu bề mặt đường và nguyên liệu chế tạo lớp, vào tình trạng mặt đường (khô, ướt, nhẵn, nhám v.v.), vào kết cấu và dạng hoa lớp, phụ thuộc vào các điều kiện sử dụng khác như tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất trong lớp, tốc độ chuyển động của ô tô máy kéo và độ trượt giữa bánh xe chủ động với mặt đường.

Trên hình I-4 trình bày một số đồ thị chỉ sự phụ thuộc của hệ số bám  $\varphi$  vào áp suất trong lớp (hình I-4a), vào tốc

độ chuyển động của ô tô (hình I-4b), vào tải trọng lên bánh xe (hình I-4c) và vào độ trượt giữa bánh xe chủ động với mặt đường (hình I-4d).



Hình 1-4 Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

1 đường khô; 2 đường ướt

- a) Áp suất trong lớp ;
- b) Tốc độ chuyển động của ô tô ;
- c) Tải trọng thẳng đứng đứng trên bánh xe ;
- d) Độ trượt giữa bánh chủ động và đường.

Từ đồ thị thấy rằng, khi tăng áp suất  $p$  trong lớp 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 lớp đó. Khi tăng tốc độ chuyển động thì hệ số bám

giảm từ từ theo dạng đường cong. Khi tăng tải trọng thẳng đứng lên bánh xe thì hệ số bám sẽ giảm đi một ít và đồ thị có dạng tuyến tính. Khi đường ướt thì ảnh hưởng của áp suất trong lớp, của tốc độ chuyển động và tải trọng thẳng đứng lên bánh xe đến hệ số bám càng lớn (xem đồ thị 2 ở các hình I-4a, b, c). Đặc biệt là độ trượt  $\lambda$  giữa bánh xe chủ động và mặt đường ảnh hưởng rất nhiều đến hệ số bám. Khi tăng độ trượt (trượt lê hay trượt quay) của bánh xe thì hệ số bám lúc đầu tăng lên nhanh chóng và đạt giá trị cực đại trong khoảng độ trượt  $15 \div 25\%$ . Nếu độ trượt tiếp tục tăng thì hệ số bám giảm, khi độ trượt  $\lambda = 100\%$  (nghĩa là lốp bị trượt lê hoàn toàn đối với bánh xe khi phanh hoặc bánh chủ động bị trượt quay hoàn toàn) thì hệ số bám  $\varphi$  giảm  $20 \div 30\%$  so với hệ số bám cực đại. Khi đường ướt còn có thể giảm nhiều hơn nữa, đến  $50 \div 60\%$ .

Hệ số bám  $\varphi$  mà chúng ta xét ở trên chính là hệ số bám trong mặt phẳng dọc, tức là trong mặt phẳng chuyển động của ô tô máy kéo được biểu thị là  $\varphi_x$ . Ngoài ra còn hệ số bám trong mặt phẳng ngang thẳng góc với mặt phẳng dọc, hệ số bám này ký hiệu là  $\varphi_y$  và nó cũng chịu ảnh hưởng của các yếu tố đã nêu trên. Để đơn giản ta gọi  $\varphi_x$  là hệ số bám dọc và  $\varphi_y$  là hệ số bám ngang.

Hệ số bám dọc  $\varphi_x$  có thể xác định bằng nhiều phương pháp thực nghiệm khác nhau. Đơn giản nhất là dùng một xe trước kéo một xe sau mà xe sau được phanh cứng hoàn toàn. Giữa hai xe có đặt lực kế để đo lực bám  $P_\varphi$  phát sinh ở xe sau. Biết được trọng lượng bám ở xe sau là  $G_\varphi$ , ta có thể xác định được hệ số bám  $\varphi_x$  theo biểu thức sau đây :

$$\varphi_x = \frac{P_\varphi}{G_\varphi} ; \quad (I-19)$$

Do hệ số bám phụ thuộc bởi nhiều yếu tố khác nhau và việc xác định các yếu tố này để áp dụng trong tính toán gặp nhiều khó khăn, cho nên thường người ta sử dụng giá trị hệ số bám trung bình, phụ thuộc vào loại đường theo bảng I-3.

**Bảng I- 3**

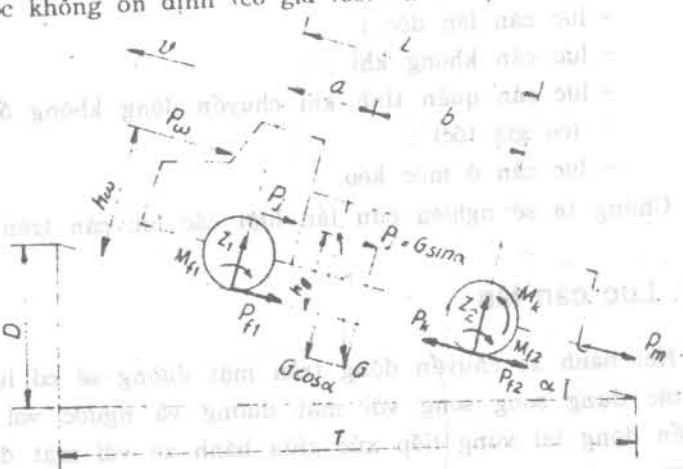
Loại đường và tình trạng mặt đường	Hệ số bám $\varphi_x$
Đường nhựa hoặc đường bê tông : - khô và sạch - ướt	0,7 ÷ 0,8 0,35 ÷ 0,45
Đường đất : - pha sét, khô - ướt	0,5 ÷ 0,6 0,2 ÷ 0,4
Đường cát : - khô - ướt	0,2 ÷ 0,3 0,4 ÷ 0,5

Hệ số bám và lực bám có ý nghĩa quan trọng trong việc đảm bảo an toàn chuyển động của ô tô máy kéo, nó có liên quan chặt chẽ đến tính chất động lực học của ô tô máy kéo, đến hiệu quả phanh và độ ổn định khi phanh, đến tính năng, dẫn hướng v.v Ngày nay, khi có xu hướng tăng tốc độ chuyển động của ô tô máy kéo thì hệ số bám và lực bám càng có tầm quan trọng lớn.

#### **IV. CÁC LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ MÁY KÉO**

Ở mục II và III ta đã nghiên cứu lực chủ động để đẩy ô tô máy kéo chuyển động (tức là lực kéo tiếp tuyến). Trong mục này ta sẽ nghiên cứu các lực cản chuyển động trong quá trình ô tô máy kéo làm việc.

Chúng ta sẽ xét chuyển động của ô tô máy kéo ở dạng tổng quát (hình I-5), tức là khi ô tô máy kéo chuyển động trên dốc không ổn định (có gia tốc) và cơ lực cản ở móc kéo.



Hình I-5 Lực và mômen tác dụng lên ô tô chuyển động tăng tốc ở trên dốc

Trên hình I-5 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô chuyển động tăng tốc ở trên dốc.

Các ký hiệu trên hình I-5 gồm :

- $G$  - trọng lượng toàn bộ của ô tô ;
- $P_k$  - lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động ;
- $P_{fl}$  - lực cản lăn ở bánh xe bị động ;
- $P_{fp}$  - lực cản lăn ở bánh xe chủ động ;
- $P_w$  - lực cản không khí ;  $P_j$  - lực cản lên dốc ;
- $P_j$  - lực quán tính của ô tô khi chuyển động ;
- $P_m$  - lực cản ở móc kéo (khi ô tô kéo moóc hoặc máy kéo có kéo các máy nông nghiệp theo sau) ;
- $Z_1, Z_2$  - phản lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên các bánh xe ở cầu trước và cầu sau ;
- $M_{fl}$  - mômen cản lăn ở bánh xe bị động ;
- $M_{fp}$  - mômen cản lăn ở bánh xe chủ động.



Khi ô tô máy kéo chuyển động sẽ có các lực cản sau đây tác động :

- lực cản lăn ;
- lực cản lên dốc ;
- lực cản không khí ;
- lực cản quán tính khi chuyển động không ổn định (có gia tốc) ;
- lực cản ở móc kéo.

Chúng ta sẽ nghiên cứu lần lượt các lực cản trên.

## 1. Lực cản lăn

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

Trên hình I-5 lực cản lăn tác dụng lên bánh trước là  $P_{f1}$  và lên bánh sau là  $P_{f2}$ .

Lực cản lăn phát sinh là do có sự biến dạng của lốp và đường, do sự tạo thành vết bánh xe trên đường và do sự ma sát ở bề mặt tiếp xúc giữa lốp và đường.

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

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \quad (I-20)$$

Ở đây :  $P_f$  - lực cản lăn của ô tô.

Các lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  ở bánh xe trước và sau có giá trị như sau :

$$\left. \begin{aligned} P_{f1} &= Z_1 f_1 \\ P_{f2} &= Z_2 f_2 \end{aligned} \right\} ; \quad (I-21)$$

Ở đây :  $f_1, f_2$  - hệ số cản lăn tương ứng ở bánh xe trước và bánh xe sau.

Nếu coi hệ số cản lăn ở bánh trước  $f_1$  và ở bánh sau  $f_2$  như nhau, ta có :

$$f_1 = f_2 = f$$

Lúc đó :

$$P_f = (Z_1 + Z_2)f = fG\cos\alpha \quad (I-22)$$

Ở đây :  $\alpha$  - góc dốc của mặt đường.

Khi ô tô máy kéo chuyển động trên đường nằm ngang thì :

$$P_f = fG \quad (I-23)$$

Ở đây :  $f$  - hệ số cản lăn nói chung của ô tô máy kéo (giá trị của  $f$  xem ở bảng II-1 chương II).

Cần chú ý rằng hệ số cản lăn phụ thuộc vào nhiều yếu tố khác nhau. Điều này sẽ được trình bày kỹ ở chương II.

## 2. Lực cản lên dốc

Khi ô tô máy kéo chuyển động trên dốc thì trọng lượng  $G$  có thể coi như gồm bởi hai lực thành phần : lực  $G\cos\alpha$  thẳng góc với mặt đường và lực  $G\sin\alpha$  song song với mặt đường (hình I- 5). Thành phần  $G\cos\alpha$  sẽ tác dụng lên mặt đường và gây nên các phản lực thẳng góc của đường lên bánh xe  $Z_1$  và  $Z_2$ . Thành phần thứ hai  $G\sin\alpha$  cản lại sự chuyển động của ô tô máy kéo khi lên dốc nên được gọi là lực cản lên dốc, biểu thị bằng  $P_i$ . Như vậy lực  $P_i$  có giá trị sau :

$$P_i = G\sin\alpha \quad (I-24)$$

Mức độ dốc của mặt đường được thể hiện qua góc dốc  $\alpha$  hoặc qua độ dốc  $i$ .

Độ dốc  $i$  của đường xác định theo biểu thức :

$$i = \frac{D}{T} = \text{tg}\alpha ; \quad (I-25)$$

Ở đây  $D, T$  - các kích thước của đường dốc, xem hình I-5.

Khi góc dốc nhỏ dưới  $5^\circ$  có thể xem  $i = \tan \alpha = \sin \alpha$  và lúc đó lực cản lên dốc có dạng :

$$P_i = G \sin \alpha \approx Gi \quad (I-26)$$

Trường hợp ô tô máy kéo chuyển động xuống dốc thì lực  $P_i$  sẽ cùng chiều với chiều chuyển động của xe và lúc đó lực  $P_i$  trở thành lực hỗ trợ chuyển động của ô tô máy kéo (lực chủ động). Do vậy khi xe lên dốc thì  $P_i$  là lực cản có dấu (+), còn khi xe xuống dốc thì  $P_i$  là lực đẩy hay lực chủ động có dấu (-) trong biểu thức (I-27).

Trong lý thuyết ô tô máy kéo người ta dùng khái niệm lực cản tổng cộng của đường  $P_\psi$  bằng tổng của lực cản lăn và lực cản lên dốc :

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx G(f \pm i) \quad (I-27)$$

Dấu (+) khi xe lên dốc và dấu (-) khi xe xuống dốc. Đại lượng  $f \pm i$  được gọi là hệ số cản tổng cộng của đường và ký hiệu bằng  $\psi$ .

$$\psi = f \pm i ; \quad (I-28)$$

$$\text{Vậy :} \quad P_\psi = G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \approx \psi G ; \quad (I-29)$$

Hệ số cản tổng cộng  $\psi$  của đường bằng hệ số cản lăn  $f$  cộng (khi lên dốc) hoặc trừ (khi xuống dốc) độ dốc  $i$ . Lực cản tổng cộng của đường bằng trọng lượng của ô tô nhân với hệ số cản tổng cộng của đường.

### 3. Lực cản không khí

Một vật thể bất kỳ chuyển động trong môi trường không khí sẽ gây nên sự chuyển dịch các phần tử không khí bao quanh nó và gây nên sự ma sát giữa không khí với bề mặt của vật thể đó. Khi ô tô máy kéo chuyển động sẽ làm thay đổi áp suất không khí trên bề mặt của nó, làm xuất hiện các

dòng xoáy khí ở phần sau của ô tô máy kéo và gây ra ma sát giữa không khí với bề mặt của chúng, do đó sẽ phát sinh lực cản không khí  $P_w$ . Lực cản không khí đặt tại tâm của diện tích cản chính diện của ô tô cách mặt đường ở độ cao  $h_w$  (hình I-5).

Thực nghiệm đã chứng tỏ rằng lực cản không khí của ô tô máy kéo có thể xác định bằng biểu thức sau :

$$P_w = KFv_o^2 \quad (I-30)$$

Ở đây :

$K$  - hệ số cản không khí, nó phụ thuộc vào dạng ô tô và chất lượng bề mặt của nó, phụ thuộc vào mật độ không khí,  $Ns^2/m^4$  ;

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

$v_o$  - tốc độ tương đối giữa ô tô và không khí, m/s.

Hệ số cản không khí  $K$  của ô tô máy kéo thay đổi trong phạm vi rộng tùy theo dạng khí động của chúng. Ô tô vận tải và máy kéo thường có dạng khí động xấu. Các máy kéo nông nghiệp thường có tốc độ thấp cho nên lực cản không khí không đáng kể và có thể bỏ qua. Đối với ô tô, nhất là ô tô du lịch có tốc độ chuyển động cao cho nên lực cản không khí khá lớn.

Cần chú ý rằng lực cản của môi trường không khí phụ thuộc vào tốc độ tương đối giữa ô tô và không khí, vì vậy trong công thức (I-30) thành phần tốc độ  $v_o$  phải tính đến ảnh hưởng của gió (tốc độ và chiều của gió so với tốc độ và chiều chuyển động của ô tô).

Tốc độ chuyển động tương đối  $v_o$  của ô tô sẽ bằng :

$$v_o = v \pm v_g \quad (I-31)$$

đây :

$v$  - vận tốc của ô tô ;

$v_w$  - vận tốc của gió.

Dấu (+) khi tốc độ của ô tô và tốc độ của gió ngược chiều, dấu (-) khi cùng chiều

Tích số  $KF$  còn được gọi là nhân tố cản không khí, ký hiệu là  $W$ , tính theo  $Ns^2/m^2$ .

$$W = KF ; \quad (I-33)$$

Từ đây có thể biểu thị :

$$P_w = Wv_o^2 \quad (I-34)$$

Việc xác định diện tích cản chính diện một cách chính xác gặp nhiều khó khăn, vì vậy trong thực tế người ta sử dụng những công thức gần đúng sau đây :

Đối với ô tô vận tải (hình I-6a) :

$$F = BH ; \quad (I-35)$$

Đối với ô tô du lịch (hình I-6b) :

$$F = 0,8B_oH \quad (I-36)$$

Ở đây :

$B$  - chiều rộng cơ sở của ô tô ;

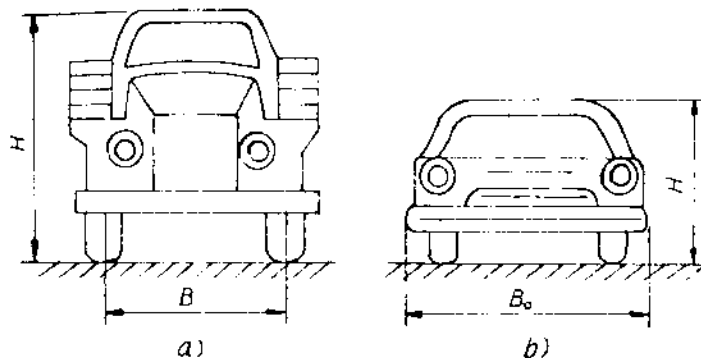
$B_o$  - chiều rộng lớn nhất của ô tô ;

$H$  - chiều cao lớn nhất của ô tô.

Giá trị trung bình của hệ số cản không khí  $K$ , diện tích cản chính diện  $F$  và nhân tố cản không khí  $W$  đối với các loại ô tô khác nhau được trình bày ở bảng I-4.

Khi có kéo moóc theo sau thì hệ số cản không khí  $K$  sẽ tăng lên từ 9% đến 32% tùy theo moóc bố trí sát hoặc xa ô tô kéo.

Các ô tô ngày nay chạy với tốc độ cao, vì vậy để giảm lực cản không khí người ta làm dạng vỏ hình thoi để có dạng khí động tốt.



Hình 1-8 Sơ đồ xác định diện tích cản chính diện của ô tô

Bảng I-4

Loại xe	$K;$ $\text{Ns}^2/\text{m}^4$	$F;$ $\text{m}^2$	$W;$ $\text{Ns}^2/\text{m}^2$
Ô tô du lịch			
- vỏ kín	0,2 - 0,35	16 - 2,8	0,3 - 0,9
- vỏ hở	0,4 - 0,5	15 - 2,0	0,6 - 1,0
Ô tô tải	0,6 - 0,7	3,0 - 5,0	1,8 - 3,5
Ô tô khách (vỏ loại toa tàu)	0,25 - 0,4	4,5 - 6,5	1,0 - 2,6
Ô tô đua	0,13 - 0,15	10 - 1,3	0,13 - 0,18

#### 4. Lực quán tính của ô tô máy kéo

Khi ô tô máy kéo chuyển động không ổn định (lúc tăng tốc hoặc giảm tốc) sẽ xuất hiện lực quán tính. Lực quán tính  $P_j$  gồm các thành phần sau :

- lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động

tịnh tiến của ô tô máy kéo, ký hiệu là  $P_j$  ;

- lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động quay của ô tô máy kéo (gồm các khối lượng chuyển động quay của động cơ, của hệ thống truyền lực và của các bánh xe), ký hiệu là  $P_j'$  .

Như vậy lực quán tính  $P_j$  tác dụng lên ô tô máy kéo khi chuyển động sẽ là :

$$P_j = P_j + P_j' \quad (I-37)$$

Lực quán tính  $P_j$  được xác định theo biểu thức sau :

$$P_j = \frac{G}{g} j \quad (I-38)$$

Ở đây :

$G$  - trọng lượng toàn bộ của ô tô máy kéo ;

$j = \frac{dv}{dt}$  - gia tốc tịnh tiến của ô tô máy kéo.

Để xác định lực quán tính do gia tốc các khối lượng chuyển động của ô tô máy kéo gây nên cần phải xét mômen xoắn truyền đến bánh xe chủ động khi chuyển động không ổn định.

Từ công thức (I-9), ta có mômen xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động khi chuyển động ổn định là :

$$M_k = M_c i_t \eta_t ;$$

Khi ô tô máy kéo chuyển động không ổn định thì mômen xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động sẽ là :

$$M'_k = M_c j_t \eta_t - I_c \varepsilon_c j_t \eta_t - \sum I_n \varepsilon_n j_n \eta_n - \sum I_b \varepsilon_b \quad (I-39)$$

Ở đây :

$I_c$  - mômen quán tính của bánh đà động cơ và các

chi tiết quay khác của động cơ quy dẫn về trục khuỷu ;

$I_n$  - mômen quán tính của chi tiết quay thứ  $n$  nào đó của hệ thống truyền lực đối với trục quay của chính nó ;

$I_b$  - mômen quán tính của một bánh xe chủ động đối với trục quay của nó ;

$\varepsilon_e$  - gia tốc góc của trục khuỷu động cơ ;

$\varepsilon_n$  - gia tốc góc của chi tiết quay thứ  $n$  nào đó của hệ thống truyền lực ;

$\varepsilon_b$  - gia tốc góc của bánh xe chủ động ;

$i_1$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ;

$i_n$  - tỷ số truyền tính từ chi tiết quay thứ  $n$  nào đó của hệ thống truyền lực tới bánh xe chủ động ;

$\eta_1$  - hiệu suất của hệ thống truyền lực ;

$\eta_n$  - hiệu suất tính từ chi tiết quay thứ  $n$  nào đó của hệ truyền lực tới bánh xe chủ động.

Có thể xác định gia tốc góc của các chi tiết từ gia tốc tịnh tiến của ô tô như sau :

$$\varepsilon_e = \varepsilon_b i_1 = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b i_1}{r_b} = j \frac{i_1}{r_b} ; \quad (I-40)$$

$$\varepsilon_n = \varepsilon_b i_n = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b i_n}{r_b} = j \frac{i_n}{r_b} ; \quad (I-41)$$

$$\varepsilon_b = \frac{d\omega_b}{dt} \cdot \frac{r_b}{r_b} = j \frac{1}{r_b} ; \quad (I-42)$$

Ở đây

$\omega_b$  - tốc độ góc của bánh xe chủ động;



$j$  - gia tốc tịnh tiến của ô tô ;

$r_b$  - bán kính làm việc của bánh xe.

Thay các giá trị vừa xác định từ các biểu thức (I-40), (I-41) và (I-42) vào biểu thức (I-39), ta có :

$$M'_k = M_{\dot{\varphi}_i^2 \eta_i} - j \left( \frac{I_{\dot{\varphi}_i^2 \eta_i} + \sum I_n i_n^2 \eta_n + \sum I_b}{r_b} \right) ; \quad (I-43)$$

Thành phần thứ hai của biểu thức (I-43) là do chuyển động không ổn định gây nên và được biểu thị bằng  $M_j$ , nghĩa là :

$$M'_k = M_k - M_j \quad (I-44)$$

$$\text{Trong đó : } M_j = j \left( \frac{I_{\dot{\varphi}_i^2 \eta_i} + \sum I_n i_n^2 \eta_n + \sum I_b}{r_b} \right) \quad (I-45)$$

Như vậy  $M_j$  là mômen của các lực quán tính của các chi tiết quay trong động cơ, trong hệ thống truyền lực được quy dẫn về trục bánh xe chủ động kể cả mômen của các lực quán tính của các bánh xe chủ động khi ô tô máy kéo chuyển động không ổn định. Cần chú ý rằng mômen này luôn có chiều ngược với chiều gia tốc góc của bánh xe chủ động.

Lực quán tính do gia tốc các khối lượng vận động quay gây nên được xác định theo biểu thức sau :

$$P_j = j \left( \frac{I_{\dot{\varphi}_i^2 \eta_i} + \sum I_n i_n^2 \eta_n + \sum I_b}{r_b^2} \right) ; \quad (I-46)$$

Mômen quán tính của các chi tiết vận động quay của hệ thống truyền lực có thể bỏ qua do khối lượng của chúng nhỏ hơn nhiều so với khối lượng bánh đà và khối lượng bánh xe, vì vậy biểu thức (I-46) có thể viết ở dạng sau :

$$P_j \approx \left( \frac{I_c i_i^2 \eta_i + \sum I_b}{r_b^2} \right) j \quad (I-47)$$

Từ các biểu thức (I-37), (I-38) và (I-47) ta có :

$$\begin{aligned} P_j &= \left[ \frac{G}{g} + \left( \frac{I_c i_i^2 \eta_i + \sum I_b}{r_b^2} \right) \right] j ; \\ &= \left[ 1 + \left( \frac{I_c i_i^2 \eta_i + \sum I_b}{G r_b^2} \right) g \right] \frac{G}{g} j \end{aligned} \quad (I-48)$$

Biểu thị :

$$\delta_i = 1 + \left( \frac{I_c i_i^2 \eta_i + \sum I_b}{G r_b^2} \right) g \quad (I-49)$$

Lúc đó ta có :

$$P_j = \delta_i P'_j = \delta_i \frac{G}{g} j ; \quad (I-50)$$

Ở đây :  $\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng vận động quay.

Hệ số  $\delta_i$  có thể xác định theo công thức kinh nghiệm như sau :

$$\delta_i = 1 + \delta_1 i_h^2 + \delta_2 ; \quad (I-51)$$

Ở đây :

$$\delta_1 = \frac{I_c i_o^2 \eta_i g}{G r_b^2} \quad \text{và} \quad \delta_2 = \frac{g \sum I_b}{G r_b^2} ; \quad (I-52)$$

Trong các công thức trên :

$i_h$  - tỷ số truyền của hộp số ;

$i_o$  - tỷ số truyền của truyền lực chính.

Các hệ số  $\delta_1$  và  $\delta_2$  có giá trị gần đúng sau đây :

$$\delta_1 = \delta_2 = 0,05$$

Vậy : 
$$\delta_i = 1,05 + 0,05i_h^2 \quad (I-53)$$

## 5. Lực cản ở móc kéo

Khi ô tô máy kéo có kéo moóc thì lực cản ở móc kéo theo phương nằm ngang  $P_m$  được xác định như sau :

$$P_m = n Q \psi \quad (I-54)$$

Ở đây :

- $Q$  - trọng lượng toàn bộ của một moóc, gồm trọng lượng bản thân moóc và tải trọng đặt lên nó ;
- $n$  - số lượng moóc được kéo theo sau ô tô máy kéo ;
- $\psi$  - hệ số cản tổng cộng của đường.

Đối với máy kéo dùng trong nông nghiệp thì lực cản lớn nhất là lúc kéo cày. Lực cản này được xác định như sau :

$$P_m = k_o ab \quad (I-55)$$

Ở đây :

- $k_o$  - hệ số cản chính diện của đất ;
- $a$  - độ sâu của lưỡi cày ;
- $b$  - chiều rộng làm việc của các lưỡi cày.

Hệ số cản chính diện của đất  $k_o$  có giá trị trung bình như sau :

	$k_o$ ; MN/m <sup>2</sup>
- đất pha cát	0,020 ÷ 0,035
- đất nặng	0,035 ÷ 0,055
- đất sét	0,055 ÷ 0,080
- đất rất nặng	0,080 ÷ 0,100

## 6. Điều kiện để cho ô tô máy kéo có thể chuyển động

Để cho ô tô hoặc máy kéo 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 :

$$P_f \pm P_i + P_w \pm P_j + P_m \leq P_k \leq P_\varphi ; \quad (\text{I-56})$$

Ở thành phần  $P_i$ , dấu (+) là khi ô tô máy kéo lên dốc, còn dấu (-) là khi xuống dốc.

Ở thành phần  $P_j$ , dấu (+) là khi ô tô máy kéo tăng tốc, còn dấu (-) là khi giảm tốc.

## *Chương II*

# **ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ- MÁY KÉO BÁNH XE**

Trong chương này sẽ khảo sát sự lăn của bánh xe ô tô và máy kéo trên các loại đường khác nhau để hiểu rõ bản chất của sự tác động tương hỗ giữa bánh xe và đường khi chúng chuyển động. Từ đó sẽ xác định công thức tính lực cản lăn, các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe và hệ số phân bố tải trọng lên các cầu xe của ô tô-máy kéo.

## **I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI BÁN KÍNH BÁNH XE, KÝ HIỆU CỦA LỚP**

### **1. Các loại bán kính bánh xe**

Khi nghiên cứu về động lực học của bánh xe ô tô-máy kéo, người ta đã đưa ra một số khái niệm về bán kính bánh xe như sau : bán kính thiết kế, bán kính tĩnh, bán kính động lực học, bán kính lăn và bán kính làm việc trung bình. Sau đây ta sẽ lần lượt khảo sát từng loại bán kính trên.

#### **a. Bán kính thiết kế**

Là bán kính được xác định theo kích thước tiêu chuẩn, thường được giới thiệu trong các sổ tay kỹ thuật và được ký

hiệu là  $r_o$ .

Ví dụ : một loại lốp toroit thường được sử dụng có ký hiệu là B- d, trong đó :

B - bề rộng của lốp tính theo đơn vị Anh (inso) ;

d - đường kính vành bánh xe được tính theo đơn vị Anh.

Với ký hiệu lốp như trên, ta có thể xác định được bán kính thiết kế của lốp theo công thức sau :

$$r_o = \left( B + \frac{d}{2} \right) \cdot 25,4 \text{ mm} \quad (\text{II-1})$$

#### b. Bán kính tĩnh của bánh xe

Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng. Bán kính tĩnh được ký hiệu là  $r_t$ .

#### c. Bán kính động lực học của bánh xe

Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt phẳng của đường khi bánh xe lăn, được ký hiệu là  $r_d$ . Trị số của bán kính này phụ thuộc vào các thông số như : tải trọng thẳng đứng, áp suất không khí trong lốp, mômen xoắn  $M_k$  hoặc mômen phanh  $M_p$  và lực ly tâm khi bánh xe quay.

#### d. Bán kính lăn của bánh xe

Là bán kính của một bánh xe giả định, ký hiệu là  $r_l$ . Bánh xe giả định này không bị biến dạng khi làm việc, không bị trượt, trượt quay và có cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ quay như bánh xe thực tế.

Qua nghiên cứu chỉ ra rằng trị số của bán kính động lực học và bán kính lăn phụ thuộc vào rất nhiều thông số

như : tải trọng tác dụng, áp suất không khí trong lớp, độ đàn hồi của vật liệu lớp và khả năng bám của bánh xe với đường. Những thông số này luôn thay đổi trong quá trình ô tô-máy kéo chuyển động. Vì vậy trong thực tế trị số của các bán kính này chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm.

### e. Bán kính làm việc trung bình của bánh xe

Trong tính toán thực tế, người ta thường sử dụng bán kính bánh xe có kể đến sự biến dạng của lớp do ảnh hưởng của các thông số đã trình bày ở trên. Trị số của bán kính này so với bán kính thực tế sai lệch không lớn và được gọi là bán kính làm việc trung bình của bánh xe, ký hiệu là  $r_b$  và được tính theo công thức sau :

$$r_b = \lambda r_o ; \quad (\text{II-2})$$

Trong đó :

$r_o$  - bán kính thiết kế của bánh xe ;

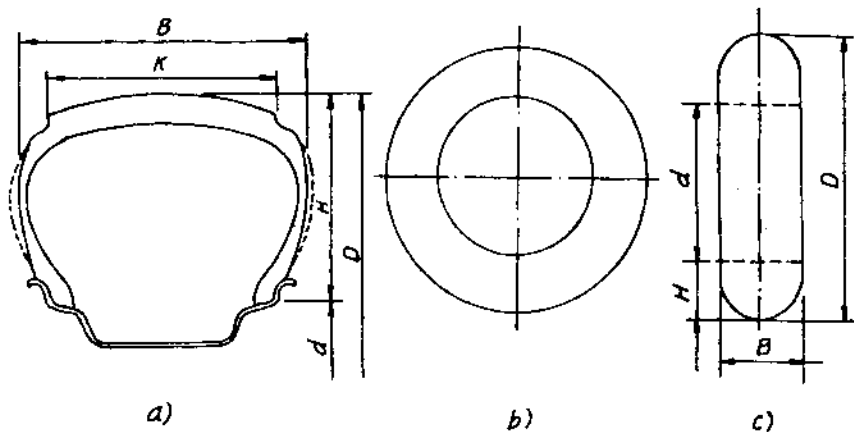
$\lambda$  - hệ số kể đến sự biến dạng của lớp, được chọn phụ thuộc vào loại lớp :

. Với lớp áp suất thấp :  $\lambda = 0,930 \div 0,935$

. Với lớp áp suất cao :  $\lambda = 0,945 \div 0,950$

## 2. Ký hiệu của lớp

Các kích thước của lớp được biểu thị trên hình II-1. Hiện nay trên thế giới người ta sử dụng các loại ký hiệu lớp khác nhau tùy thuộc vào từng nước như hệ thống ký hiệu lớp của châu Âu (được ký hiệu là EEC), của Mỹ và của riêng nước Nga (Liên Xô cũ). Trên thực tế nó vẫn chung nhau ở các kích thước cơ bản nên ta chỉ giới thiệu ký hiệu lớp của Nga, còn các ký hiệu khác sẽ tham khảo trong các tài liệu riêng. Với hệ thống ký hiệu của Nga, lớp được chia làm hai loại.



HÌNH II-1 Sơ đồ kích thước hình học của lốp

**a. Lốp có áp suất thấp**

Là loại lốp có áp suất không khí chứa trong lốp  $p_w = (0,08 + 0,5) \text{ MN/m}^2$  tương đương với  $(0,8 + 5) \text{ kg/cm}^2$  và được ký hiệu là B-d. Trong đó :

B - bề rộng của lốp được tính theo đơn vị của Anh. (inso). Ở một số xe có thể tính theo mm.

d - đường kính của vành bánh xe cũng tính tương tự như bề rộng của lốp.

Ví dụ : lốp được dùng trên xe ZIL- 130 có ký hiệu B-d = 9-20 hoặc 260-20, nghĩa là bề rộng của lốp bằng 9 inso hoặc 260 mm, còn đường kính vành bánh xe là 20 inso.

**b. Lốp có áp suất cao**

Là loại lốp có áp suất không khí chứa trong lốp



$p_w = (0,5 + 0,7) \text{ MN/m}^2$  và được ký hiệu là DxB hoặc DxH với  $B = H$ . Trong đó :

D - đường kính ngoài của lớp ;

B - bề rộng của lớp ;

H - chiều cao của phần đầu lớp.

Các kích thước D, H, B được tính theo inso hoặc mm.

Ngoài ra ta có thể tham khảo ký hiệu một loại lớp theo hệ thống ký hiệu của châu Âu (ứng với xe du lịch) như sau :

185/70 H R 14 ;

Trong đó :

185 - bề rộng lớp tính theo mm;

70 - chỉ số prôfin;

H - tiêu chuẩn tốc độ ô tô ứng với  $v = 210 \text{ km/h}$ ;

R - cấu trúc lớp xương lớp;

14 - đường kính vành bánh xe tính theo inso.

## II. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE BỊ ĐỘNG

Khi ô tô-máy kéo chuyển động, bề mặt của lớp tiếp xúc với đường ở rất nhiều điểm và tạo thành một khu vực tiếp xúc. Do tác dụng tương hỗ giữa bánh xe và đường, tại khu tiếp xúc sẽ xuất hiện các phản lực riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe, gọi là các phản lực của đường. Các phản lực này được biểu thị dưới dạng của ba thành phần lực sau :

Phản lực pháp tuyến là thành phần thẳng góc với mặt đường, ký hiệu là hợp lực Z.

Phản lực tiếp tuyến tác dụng trong mặt phẳng bánh xe, ký hiệu là  $P_f$

Phản lực ngang nằm trong mặt phẳng của đường và vuông góc với mặt phẳng bánh xe, ký hiệu là  $Y$ .

Ngoài ra bánh xe còn chịu tác dụng của tải trọng thẳng đứng, ký hiệu là  $G_b$  và lực đẩy từ khung tác dụng lên trục bánh xe, ký hiệu là  $P_x$ .

Sự lăn của bánh xe trên đường được trình bày trong các trường hợp sau :

\* Trường hợp 1 : bánh cao su lăn trên đường nhựa (bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng).

\* Trường hợp 2 : bánh cao su lăn trên đường đất (bánh đàn hồi lăn trên đường mềm).

\* Trường hợp 3 : bánh thép lăn trên đường đất (bánh cứng lăn trên đường mềm).

Ở đây khái niệm "cứng" có nghĩa là không bị biến dạng còn khái niệm "mềm" là bị biến dạng. Điều đó sẽ được áp dụng vào từng trường hợp cụ thể sau đây.

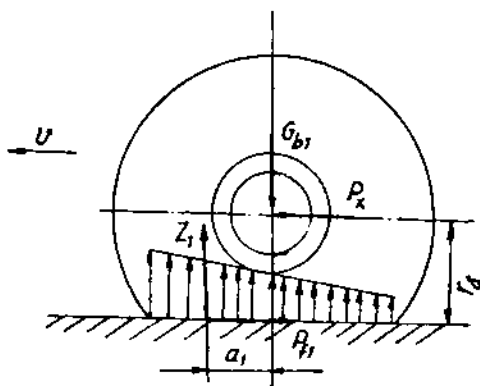
## 1. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên mặt đường cứng

Khi ô tô-máy kéo chuyển động, bánh xe lăn và chịu tác dụng của các loại lực sau (theo sơ đồ hình II-2) :

- + Tải trọng tác dụng lên bánh xe, ký hiệu là  $G_{b1}$
- + Lực đẩy từ khung đặt vào tâm trục bánh xe, hướng theo chiều chuyển động, ký hiệu là  $P_x$ .
- + Hợp lực của các phản lực pháp tuyến từ đường tác dụng lên bánh xe đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe và đường, ký hiệu là  $Z_1$ .
- + Hợp lực của các phản lực tiếp tuyến song song với mặt đường và ngược chiều chuyển động của xe, ký hiệu là  $P_{f1}$ .

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

Trong trường hợp này bánh xe đàn hồi sẽ bị biến dạng, còn mặt đường nhựa cứng nên coi như không bị biến dạng. Do đó, khi bánh xe lăn, chỉ có các phần

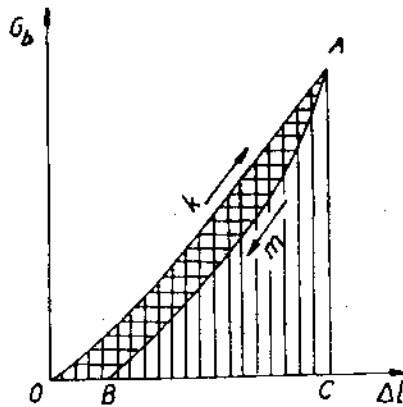


Hình II-2 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng

tử của lớp bị biến dạng. Các phần tử của lớp ở phía trước lăn lướt tiếp xúc với đường và bị nén lại ; các phần tử của lớp ở phía sau sẽ lăn lướt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi lại trạng thái ban đầu. Như vậy, sẽ xuất hiện ma sát giữa các phần tử của lớp, ma sát giữa 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 đã biến thành nhiệt tỏa ra môi trường xung quanh.

Trên hình II-3 biểu thị sự biến thiên của độ biến dạng trong các phần tử lớp (ký hiệu là  $\Delta l$ ) theo tải trọng tác dụng (ký hiệu là  $G_b$ ). Khi tải trọng tăng, độ biến dạng của lớp tăng theo (đường OkA). Phần năng lượng tiêu hao cho sự biến dạng của lớp ở giai đoạn nén là diện tích hình OAC. Khi tải trọng

giảm dần, lớp sẽ dần hồi trở lại theo đường cong AmB. Năng lượng được trả lại do sự đàn hồi của lớp là diện tích hình BAC. Hiệu số diện tích của hai hình trên chính là phần năng lượng tiêu hao do nội ma sát giữa các phần tử của lớp và ma sát giữa lớp với đường (diện tích OAB). Mặt khác, sự



Hình II-3. Đồ thị đặc tính biến dạng của bánh xe đàn hồi

biến dạng của các phần tử lớp khi đi vào khu vực tiếp xúc lớn hơn khi ra khỏi khu vực tiếp xúc. Vì thế các phần 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 của chúng (ký hiệu là  $Z_1$ ) sẽ bị lệch về trước một khoảng là  $a_1$  so với đường thẳng đứng đi qua tâm trục bánh xe.

Để xác định trị số của lực cản lăn  $P_{fl}$  (hợp lực của các phần lực tiếp tuyến) và hệ số cản lăn, ta chỉ việc lập phương trình mômen của tất cả các lực đối với tâm trục bánh xe như sau :

$$\left. \begin{aligned} Z_1 \cdot a_1 &= P_{fl} \cdot r_d && \text{hoặc} \\ Z_1 \cdot a_1 &= G_{b1} \cdot a_1 = P_x \cdot r_d \end{aligned} \right\} ; \quad (\text{II-3})$$

Rút gọn công thức trên ta có :

$$P_{fl} = Z_1 \cdot \frac{a_1}{r_d} = G_{b1} \cdot \frac{a_1}{r_d} \quad (\text{II-4})$$

Trong đó :

$r_d$  - bán kính động lực 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.

Khi tải trọng tác dụng lên bánh xe càng lớn, sự biến dạng của lớp càng tăng thì trị số  $a_1$  càng tăng, có nghĩa là tổn thất cho sự lăn của bánh xe càng lớn. Sau cùng ta có :

$$\text{Hệ số cản lăn : } f_1 = \frac{a_1}{r_d} ; \quad (\text{II-5})$$

$$\text{Mômen cản lăn : } M_{fl} = P_{fl} \cdot r_d ; \quad (\text{II-6})$$

$$\text{Lực cản lăn : } P_{fl} = Z_1 \cdot f_1 . \quad (\text{II-7})$$

Qua nghiên cứu ở trên ta có nhận xét rằng, những yếu tố ảnh hưởng đến lực cản lăn và hệ số cản lăn là : tải trọng tác dụng lên bánh xe, vật liệu chế tạo lớp, áp suất không khí trong lớp và tính chất cơ lý của đường.

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

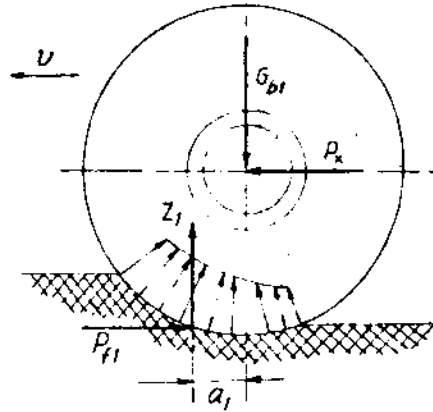
Sơ đồ nghiên cứu biểu thị trên hình II-4.

Các lực tác dụng lên bánh xe cũng tương tự như ở trường hợp 1, song khác với trường hợp trên là bánh xe cứng (bánh thép) nên không biến dạng, còn đường sẽ bị biến dạng.

Khi bánh xe lăn, đất sẽ bị biến dạng và tạo thành vết lún. Sự biến dạng này sẽ tăng nếu tăng tải trọng tác dụng lên bánh xe. Do tác dụng tương hỗ giữa bánh xe và đường, các phản lực pháp tuyến riêng phần được phân bố lệch về phía trước, khoảng cách từ điểm đặt hợp lực đến giao điểm của đường thẳng đứng qua tâm trục bánh xe với đường là  $a_1$ .

Trường hợp này bánh xe không bị biến dạng nên tổng hợp lực của  $Z_1$  và  $P_{f1}$  sẽ qua tâm trục bánh xe.

Việc xác định lực cản lăn  $P_{f1}$  và hệ số cản lăn  $f_1$  cũng tương tự như trường hợp 1, song độ biến dạng của đường ở trường hợp này lớn hơn độ biến dạng của đường ở trường hợp 1.



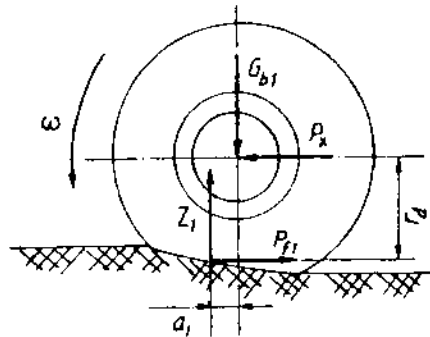
Hình II-4 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe cứng lăn trên đường biến dạng

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

Khi bánh xe lăn, cả bánh xe và đường đều bị biến dạng. Qua nghiên cứu thấy rằng độ biến dạng của lớp ở trường hợp này nhỏ hơn so với trường hợp 1 và độ biến dạng của đường cũng nhỏ hơn so với trường hợp 2. Mặt khác, thực nghiệm chứng tỏ rằng độ biến dạng của đường thường lớn hơn độ biến dạng của lớp.

Sơ đồ nghiên cứu được biểu thị trên hình II-5. Phương pháp xác định lực cản lăn, hệ số cản lăn và mômen cản lăn cũng tương tự như ở trường hợp 1.

Qua phân tích ở các trường hợp trên, ta có nhận xét rằng, khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường nhựa tốt, muốn giảm lực cản lăn thì một trong những biện pháp sử dụng là tăng áp suất không khí trong lốp. Ngược lại, khi bánh xe đàn hồi lăn trên đường mềm, muốn giảm tổn thất do cản lăn thì phải giảm áp suất không khí trong lốp.

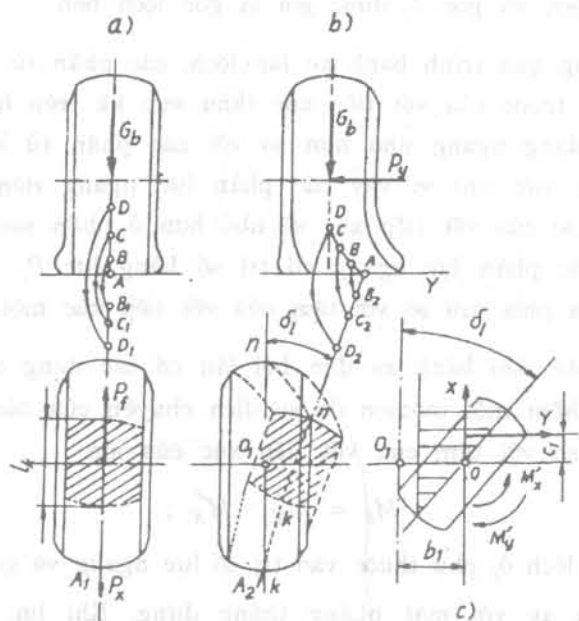


Hình II-8. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

#### 4. Sự lăn của bánh xe đàn hồi dưới tác dụng của lực ngang

Hình II-6 khảo sát sự lăn của bánh xe đàn hồi trong hai trường hợp: không có lực ngang tác dụng (hình II-6a) và có lực ngang tác dụng (hình II-6b). Khi xe chuyển động, bánh xe có thể chịu tác động của lực ngang do có gió ngang, do đường mấp mô, do phanh xe trên đường trơn ...

Khi bánh xe lăn không có lực ngang  $P_y$  tác dụng (hình II-6a), 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 ở  $B_1$ , điểm C ở  $C_1$ , v.v. 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 diện tích có gạch chéo trên hình II-6a).



Hình 11-6. Sơ đồ minh họa sự lăn của bánh xe đàn hồi

- Khi không có lực ngang tác dụng ;
- Khi có lực ngang tác dụng ;
- Biểu đồ phân bố lực ngang ở vết bánh xe.

Khi có lực ngang tác dụng (lực  $P_y$  trên hình 11-6b), bánh xe lăn bị biến dạng, các thớ lớp 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 lớp lăn lướt tiếp xúc với đường ở điểm  $B_2$ , điểm C ở  $C_2$ , v.v. Kết quả là bánh xe sẽ lăn lệch theo hướng  $AA_2$ , mặt phẳng quay của bánh xe vẫn giữ nguyên vị trí của mình, do đó sẽ làm với hướng chuyển động của bánh xe một góc  $\delta_1$ , đường tâm của vết tiếp xúc trùng với hướng chuyển động cũng làm với mặt phẳng quay của bánh xe một góc  $\delta_1$ . Sự lăn của bánh xe như vậy gọi là



sự lăn lệch và góc  $\delta_l$  được gọi là góc lệch bên.

Trong quá trình bánh xe lăn lệch, các phần tử lớp ở khu vực phía trước của vết tiếp xúc (khu vực kk trên hình II-6b) bị biến dạng ngang nhỏ hơn so với các phần tử lớp ở phía sau (khu vực nn) vì vậy các phần lực ngang riêng phần ở phần trước của vết tiếp xúc sẽ nhỏ hơn ở phần sau. Hợp lực  $Y$  của các phần lực ngang có trị số bằng lực  $P_y$  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  $P_y$  sẽ chịu thêm một mômen do sự dịch chuyển của các phần lực  $X$  và  $Y$  so với tâm của vết tiếp xúc của lớp.

$$M_l = M'_Y - M'_X ; \quad (\text{II-8})$$

Góc lệch  $\delta_l$  phụ thuộc vào trị số lực ngang và góc nghiêng của bánh xe với mặt phẳng thẳng đứng. Khi lực ngang  $P_y$  hướng theo phía nghiêng của bánh xe thì góc lệch tăng và ngược lại thì góc lệch giảm xuống.

Cần chú ý rằng, khi lực ngang có giá trị nhỏ thì sự thay đổi hướng chuyển động của bánh xe là do sự biến dạng đàn hồi của lớp. Nhưng khi lực ngang  $P_y$  tăng dần lên gần tới giá trị của lực bám ngang thì lớp bắt đầu bị trượt (chủ yếu ở phần sau của vết tiếp xúc). Nếu lực ngang lớn hơn lực bám ngang thì lớp sẽ bị trượt ngang hoàn toàn.

Góc lệch  $\delta_l$  và lực ngang  $P_y$  được biểu thị bằng biểu thức sau (khi trị số của  $P_y$  nhỏ hơn lực bám ngang) :

$$P_y = k_\delta \cdot \delta_l ; \quad (\text{II-9})$$

Trong đó :

$P_y$  - lực ngang tác dụng lên bánh xe;

$\delta_1$  - góc lệch bên của bánh xe khi lăn;

$k_\delta$  - hệ số chống lệch bên. Hệ số này phụ thuộc vào kích thước lớp, kết cấu và áp suất trong lớp.

Sự lăn lệch của bánh xe dần hồi khi có lực ngang tác dụng ảnh hưởng trực tiếp đến tính năng dẫn hướng và tính năng ổn định của xe. Sự ảnh hưởng này sẽ được nghiên cứu ở chương VII và VIII.

### III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

Sơ đồ khảo sát được biểu thị trên hình II-7.

Khi bánh xe lăn cũng xảy ra ba trường hợp như đối với bánh xe bị động. Ở đây ta chỉ xét một trường hợp chung là bánh xe dần hồi lăn trên đường mềm (đường biến dạng).

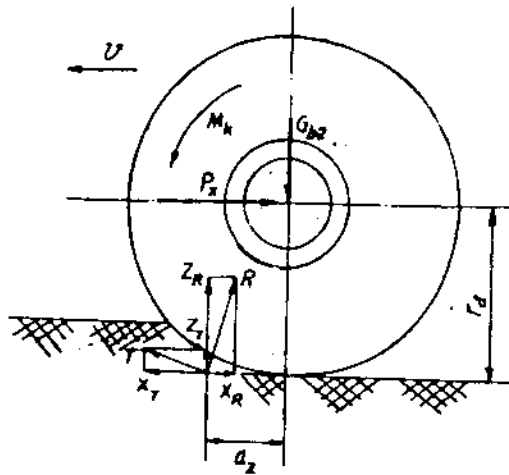
Ở trường hợp này, cả bánh xe và đường đều bị biến dạng nhưng biến dạng của lớp sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 1. Biến dạng của đường sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 2. Bánh xe sẽ chịu tác dụng của các lực và mômen sau :

- lực  $G_{b2}$  là tải trọng thẳng đứng (phần trọng lượng tác dụng lên mỗi bánh xe sau).

- lực cản  $P_x$  từ khung tác dụng lên bánh xe đặt tại tâm trục của nó và ngược chiều chuyển động của xe.

- mômen xoắn chủ động  $M_k$  truyền từ bán trục tới bánh xe. Mômen này làm cho các thớ lớp hướng kính bị biến dạng vòng. Khi bánh xe lăn, các thớ lớp đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị uốn cong và nén lại, ra khỏi khu vực tiếp xúc, chúng lại dần ra. Như vậy một phần năng lượng bị tiêu hao cho biến dạng vòng của lớp.

- hợp lực của các phân lực pháp tuyến riêng phần từ đường tác dụng lên bánh xe được ký hiệu là  $R$  và phân lực tiếp tuyến  $T$ , hướng theo chiều chuyển động của xe. Phân tích các hợp lực  $R$  và  $T$ , theo hai phương thẳng đứng và song song với mặt đường, ta có :



Hình II-7 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động

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

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

Điểm đặt của hợp lực ( $\vec{R}$ ,  $\vec{T}$ ) sẽ nằm tại điểm cách giao điểm của đường thẳng đứng qua tâm trục bánh xe và đường một đoạn là  $a_2$ . Do ảnh hưởng của mômen  $M_k$ , trị số  $a_2$  sẽ lớn hơn so với  $a_1$  của bánh xe bị động.

Để xác định lực cản lăn và hệ số cản lăn, ta cũng sử dụng phương trình cân bằng mômen đối với tâm trục bánh xe như sau :

$$M_k = (Z_R + Z_T).a_2 + (X_T - X_R).r_d ; \quad (\text{II-10})$$

Trong đó :

$$Z_2 = Z_R + Z_T = G_{b2} ;$$

$$P_x = X_T - X_R = X_k .$$

Ở đây :

$Z_2$  - hợp lực của các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe chủ động;

$X_k$  - hợp lực của các phản lực tiếp tuyến hay còn gọi là phản lực đẩy của đường.

Rút gọn biểu thức (II- 10) ta có :

$$M_k = Z_2 a_2 + X_k r_d ; \quad (\text{II-11})$$

Mặt khác ta có :

$$Z_2 a_2 = G_{b2} a_2 = P_{f2} r_d = M_{f2} \quad (\text{II-12})$$

$M_{f2}$  - mômen cản lăn của bánh xe chủ động;

$$P_{f2} = Z_2 \cdot \frac{a_2}{r_d} = G_{b2} \cdot \frac{a_2}{r_d} ; \quad (\text{II-13})$$

$P_{f2}$  - lực cản lăn của bánh xe chủ động.

Tỷ số  $\frac{a_2}{r_d} = f_2$  được gọi là hệ số cản lăn của bánh xe

chủ động với đường. Thay  $f_2$  vào (II- 13) ta được :

$$P_{f2} = Z_2 f_2 = G_{b2} f_2 ; \quad (\text{II-14})$$

Ngoài những nguyên nhân ảnh hưởng đến trị số  $a_2$  tương tự như ở bánh xe bị động, còn có ảnh hưởng của mômen xoắn  $M_k$ . Do đó trị số  $a_2 > a_1$ , có nghĩa là tổn thất cho biến dạng của bánh xe chủ động lớn hơn so với bánh xe bị động. Điều đó chứng tỏ hệ số cản lăn của bánh xe chủ động lớn hơn của bánh xe bị động. Nhưng trong tính toán, để đơn giản người ta coi hệ số cản lăn của bánh xe chủ động và bánh xe bị động là như nhau :

$$f_1 \approx f_2 \approx f$$

#### IV. HỆ SỐ CẢN LĂN VÀ CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG ĐẾN HỆ SỐ CẢN LĂN

Trong phần động lực học của bánh xe, ta đã phân tích bản chất và công thức xác định lực cản lăn cũng như hệ số cản lăn. Có thể nhận xét rằng, những nhân tố gây ra biến dạng của lớp và đường thì đều ảnh hưởng tới hệ số cản lăn và lực cản lăn. Sau đây ta sẽ lần lượt khảo sát từng nhân tố đó :

- Tính chất cơ lý và trạng thái của mặt đường. Mức độ biến dạng của đường khi bánh xe lăn chính là một trong những nguyên nhân ảnh hưởng đến hệ số cản lăn.

- Tải trọng tác dụng lên bánh xe (ký hiệu  $G_b$ ) chính là phần trọng lượng của xe tác dụng lên từng bánh xe. Đây là nhân tố trực tiếp ảnh hưởng đến hệ số cản lăn. Bởi vì khi tải trọng tăng làm tăng biến dạng hướng kính của lớp và biến dạng của đường, nên hệ số cản lăn và lực cản lăn tăng.

- Vật liệu chế tạo lớp và áp suất không khí trong lớp cũng ảnh hưởng đến hệ số cản lăn. Tuy nhiên, khi thay đổi trị số áp suất không khí trong lớp còn tùy thuộc vào loại đường mà ảnh hưởng đến hệ số cản lăn. Điều này đã được phân tích ở phần động lực học của bánh xe bị động.

- Mômen xoắn tác dụng lên bánh xe chủ động càng lớn thì hệ số cản lăn càng tăng. Bởi vì khi trị số mômen xoắn  $M_k$  tăng lên làm cho các thớ lớp không chỉ bị biến dạng hướng kính mà còn biến dạng tiếp tuyến (còn gọi là biến dạng vòng). Điều đó dẫn đến tổn thất cho nội ma sát trong lớp tăng và hệ số cản lăn tăng lên.

- Những yếu tố gây ra biến dạng bên của bánh xe như lực ngang  $P_y$ , góc lệch bên  $\delta_l$  và góc nghiêng của bánh xe so

với mặt phẳng thẳng đứng, đều có ảnh hưởng xấu đến hệ số cản lăn.

- Ngoài ra còn yếu tố quan trọng có ảnh hưởng tới hệ số cản lăn là tốc độ của xe. Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi tốc độ chuyển động của ô tô-máy kéo nhỏ hơn 80 km/h (22 m/s) thì trị số của hệ số cản lăn hầu như không thay đổi và được tính theo công thức trên ứng với một loại đường, nghĩa là :  $f \approx f_1 \approx f_2 = \text{const.}$

$$\text{Do đó : } P_f = P_{f1} + P_{f2} = f_1 Z_1 + f_2 Z_2 = f(Z_1 + Z_2) \quad (\text{II-15})$$

Khi tốc độ của xe lớn hơn 22,2 m/s (80 km/h) thì hệ số cản lăn sẽ thay đổi và tăng lên rõ rệt, bởi vì ở khu vực tiếp xúc giữa bánh xe và đường, các thớ lớp không kịp đàn hồi trở lại như cũ, nên chỉ một phần nhỏ năng lượng tiêu hao cho biến dạng được trả lại. Mặt khác khi tốc độ của xe tăng thì tốc độ biến dạng cũng tăng, do đó nội ma sát trong lớp tăng. Bằng thực nghiệm người ta đã tìm ra công thức xác định hệ số cản lăn như sau :

$$f = f_o \left( 1 + \frac{v^2}{1500} \right) \quad (\text{II-16})$$

Trong đó :

$f_o$  - hệ số cản lăn ứng với tốc độ chuyển động của xe  $v \leq 22,2$  m/s (80 km/h). Giá trị của  $f_o$  cho một số loại đường xem ở bảng II-1.

$v$  - tốc độ chuyển động của ô tô tính theo m/s.

Đặc biệt, trong trường hợp ô tô chuyển động trên đường nhựa bê tông và đường nhựa tốt, hệ số cản lăn còn có thể xác định theo công thức :

$$f = \frac{(32 + v)}{2800} ; \quad (\text{II-17})$$

Hệ số cản lăn có thể xác định bằng cách thí nghiệm trên đường hoặc trong phòng thí nghiệm.

**Bảng II-1**

Loại đường	Hệ số cản lăn $f$ ứng với $v \leq 22,2$ m/s (80 km/h)
Đường nhựa tốt	0,015 + 0,018
Đường nhựa bê tông	0,012 + 0,015
Đường rải đá	0,023 + 0,030
Đường đất khô	0,025 + 0,035
Đường đất sau khi mưa	0,050 + 0,15
Đường cát	0,10 + 0,30
Đất sau khi cày	0,12

## V. SỰ TRƯỢT CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG

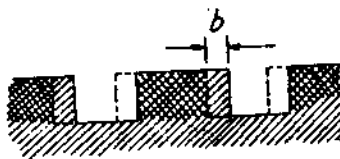
### 1. Khái niệm về sự trượt của bánh xe chủ động

Khi bánh xe lăn, dưới tác dụng của mômen xoắn chủ động, các bánh xe có mấu bám tác dụng lên đất, ép đất theo phương nằm ngang và có chiều ngược với chiều chuyển động của xe. Đất bị nén về phía sau một đoạn (ví dụ đoạn  $b$  trên hình II-8) làm cho trục của bánh xe bị dịch chuyển về phía sau một đoạn so với trường hợp không biến dạng. Đó là một trong những nguyên nhân làm cho xe mất vận tốc tịnh tiến và cũng chính là bản chất của hiện tượng trượt.

Mặt khác, sự biến dạng theo hướng tiếp tuyến (biến dạng vòng) của các lớp lốp do tác dụng của mômen xoắn  $M_k$  cũng làm giảm vận tốc tịnh tiến của xe, gây ra sự trượt. Điều đó được giải thích rằng, các phần tử của lốp khi đi vào khu vực tiếp xúc sẽ bị nén lại làm cho bán kính thực tế của bánh xe nhỏ lại, quãng đường mà bánh xe đi được sau một vòng quay

sẽ giảm đi. Vì vậy mômen xoắn  $M_k$  chính là một trong những nguyên nhân gây ra sự trượt.

Ngoài ra, còn những nguyên nhân khác cũng ảnh hưởng đến sự trượt của bánh xe chủ động như : tải trọng tác dụng, cấu tạo vật liệu lốp, áp suất không khí trong lốp và điều kiện đường xá.



Hình 11-8 Sơ đồ biến dạng của đất khi bánh xe chủ động lăn.

## 2. Phương pháp xác định hệ số trượt

Sự trượt của bánh xe chủ động được đánh giá bằng hệ số trượt, ký hiệu là  $\delta$  và được xác định theo công thức sau :

$$\delta = \frac{v_l - v}{v_l} = 1 - \frac{v}{v_l} = \left(1 - \frac{r_b}{r_l}\right) \cdot 100\% ; \quad (\text{II-18})$$

Hay có thể viết :  $\delta = \left(1 - \frac{n_o}{n_b}\right) \cdot 100\% ; \quad (\text{II-19})$

Trong đó :

$\delta$  - độ trượt được tính theo %;

$v_l$  - tốc độ lý thuyết của ô tô- máy kéo;

$v$  - tốc độ thực tế của ô tô- máy kéo;

$r_b$  - bán kính thực tế của bánh xe chủ động;

$r_l$  - bán kính lý thuyết của bánh xe chủ động;

$n_o$  - số vòng quay không tải của bánh xe chủ động;



$n_b$  - số vòng quay thực tế của bánh xe chủ động.

Trong thực tế, do không thể xác định được bán kính lý thuyết một cách chính xác, người ta có thể xác định bán kính lý thuyết bằng cách đo số vòng quay không tải của bánh xe chủ động. Ở điều kiện này coi như sự trượt của bánh xe là rất nhỏ, có thể bỏ qua. Vì vậy, độ trượt thường được xác định theo công thức (II- 19).

Cần chú ý rằng, khi ô tô-máy kéo chuyển động có thể xảy ra hiện tượng trượt quay hoặc trượt lết.

- Khi bánh xe bị trượt quay hoàn toàn thì  $v = 0$ ;

$$r_b = 0 \text{ và } \delta = 1;$$

- Khi bánh xe bị trượt lết (trường hợp phanh đột ngột) thì  $r_b = \infty$  ;  $\delta = -\infty$ .

- Khi bánh xe lăn không trượt.  $\delta = 0$  ;  $v_l = v$ .

Trong quá trình chuyển động của ô tô-máy kéo, sự trượt xuất hiện sẽ gây ảnh hưởng xấu đến chỉ tiêu kinh tế của nó. Vì thế cần thiết phải giảm sự trượt bằng cách tăng cường chất lượng bám của bánh xe với đường.

Đối với ô tô khi chuyển động trên đường tốt, sự trượt của bánh xe coi như không đáng kể. Nhưng đối với máy kéo bánh xe khi làm việc với lực kéo lớn nhất ở mức kéo thì trị số độ trượt của bánh xe chủ động không được vượt quá giới hạn sau :

- Ô đất bờ xốp  $\delta_o = 25 \div 30\%$  ;

- Ô đất chặt  $\delta_o = 15 \div 18\%$  .

Trong đó  $\delta_o$  là trị số độ trượt cho phép của bánh xe chủ động của máy kéo bánh xe làm việc trên các loại đất khác nhau.

## VI. XÁC ĐỊNH PHẢN LỰC THẘNG GÓC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE TRONG MẶT PHẘNG ĐỐC

Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên bánh xe được biểu thị trên hình II-9.

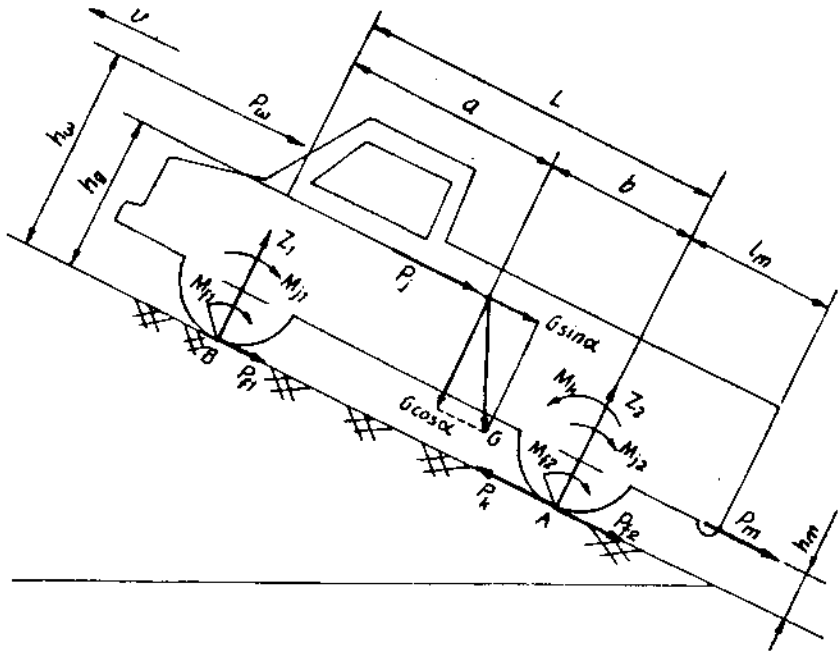
Trong quá trình ô tô-máy kéo chuyển động, các phản lực thẳng góc tác dụng từ đường lên bánh xe luôn thay đổi theo các ngoại lực và mômen tác dụng lên chúng. Trị số của các phản lực này ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu kỹ thuật của ô tô-máy kéo như : chất lượng kéo và bám, chất lượng phanh, tính ổn định cũng như tuổi thọ của các chi tiết và các cụm chi tiết. Dưới đây ta sẽ xác định các phản lực đó trong các trường hợp.

### 1. Trường hợp tổng quát

Xác định các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe khi ô tô - máy kéo chuyển động lên dốc, không ổn định và có kéo theo móc (chỉ xét xe một cầu chủ động).

Theo sơ đồ ở hình II-9, khi xe chuyển động lên dốc sẽ chịu tác dụng của tất cả các lực và mômen sau : trọng lượng toàn bộ  $G$  của xe, các lực  $P_k$ ,  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_p$ ,  $P_m$  và các mômen  $M_k$ ,  $M_f$ ,  $M_j$ . Các lực và mômen này đã được xác định ở chương I. Riêng hợp lực của các phản lực thẳng góc  $Z_1$ ,  $Z_2$  được dời về giao điểm giữa đường thẳng đứng qua tâm trục bánh xe với đường và một mômen  $M_f$ .

Để xác định hợp lực thẳng góc ở bánh trước  $Z_1$ , ta chỉ việc lập phương trình mômen của tất cả các ngoại lực đối với điểm A (A là giao điểm của đường với mặt phẳng thẳng đứng đi qua trục bánh xe sau) :



Hình II-8. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động lên dốc

$$\sum M_A = Z_1 L + P_w \cdot h_w + (P_i + P_j) h_g - G b \cos \alpha + P_m h_m + M_{f1} + M_{f2} + M_{j1} + M_{j2} = 0 \quad (\text{II-20})$$

Trong đó :

- $G$  - trọng lượng toàn bộ của xe;
- $L$  - chiều dài cơ sở của xe;
- $a, b$  - khoảng cách từ trọng tâm đến trục bánh xe trước và sau;
- $h_g$  - tọa độ trọng tâm của xe theo chiều cao;

$h_w$  - khoảng cách từ điểm đặt lực cản của không khí đến mặt đường. Trong tính toán để đơn giản coi  $h_w \approx h_g$  ;

$h_m$  - khoảng cách từ điểm đặt lực kéo móc đến mặt đường;

$\alpha$  - góc dốc của đường trong mặt phẳng dọc;

$P_i$  - lực cản lên dốc,  $P_i = G \sin \alpha$  ;

$P_j$  - lực cản quán tính khi xe chuyển động không ổn định;

$P_m$  - lực cản ở móc kéo;

$Z_1, Z_2$  - hợp lực của các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe trước và sau;

$M_{j1}, M_{j2}$  - mô men cản quán tính của bánh xe, thường trị số của nó nhỏ nên có thể bỏ qua.

$M_{f1}, M_{f2}$  - mômen cản lăn ở bánh xe trước và sau;

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = Gfr_b \cdot \cos \alpha; \quad (II-21)$$

Khi xe kéo theo móc, lực cản ở móc kéo được xác định theo công thức :

$$P_m = G_m(f \cos \alpha \pm \sin \alpha); \quad (II-22)$$

$G_m$  - trọng lượng toàn bộ của móc.

Thay thế biểu thức (II-21) và (II-22) vào (II-20), rút gọn ta được :

$$Z_1 = \frac{G \cos \alpha (b - fr_b) - (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g - P_m \cdot h_m}{L} \quad (II-23a)$$

Muốn xác định hợp lực của phân lực thẳng góc ở bánh xe sau ta có thể dùng phương trình hình chiếu (chiếu tất cả các lực lên phương vuông góc với mặt đường) hoặc lập phương trình mômen đối với điểm B. Ở đây điểm B là giao điểm giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe trước.

Phương pháp làm tương tự như đối với  $Z_1$ , ta xác định được  $Z_2$  như sau :

$$Z_2 = \frac{G \cos \alpha (a + fr_b) + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g + P_m \cdot h_m}{L} \quad (\text{II-23b})$$

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

Ở trường hợp này ta có ngay điều kiện sau :

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  $P_i = 0$ .

Sơ đồ khảo sát biểu thị trên hình II-10.

Để xác định các hợp lực  $Z_1, Z_2$  ta chỉ việc lập phương trình mômen đối với điểm A và B rồi rút gọn, ta có :

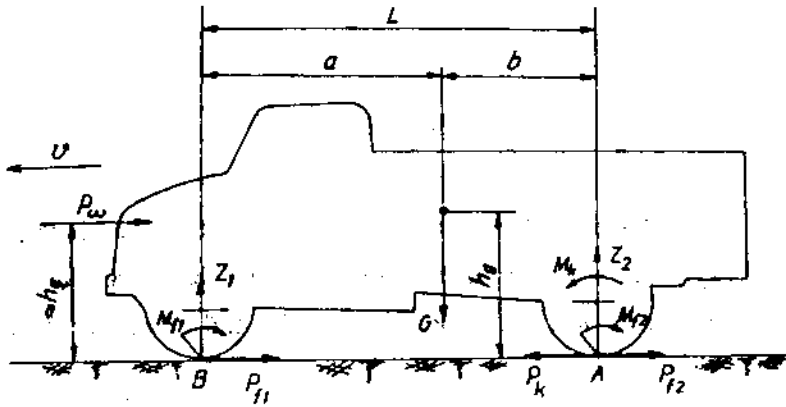
$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G(b - fr_b) - P_w \cdot h_g}{L} \\ Z_2 &= \frac{G(a + fr_b) + P_w \cdot h_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-24})$$

## 3. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang

Ở trường hợp này ta có  $\alpha = 0$  và  $P_w = 0$ , rút gọn (II- 23a, II- 23b), ta có :

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G \cdot b}{L} \\ Z_2 &= \frac{G \cdot a}{L} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-25})$$

Ngoài ra với các trường hợp khác như xe ba trục, xe bán móc, máy kéo làm việc với nông cụ treo v.v. sẽ được đề cập đến trong các tài liệu tham khảo.



Minh 11-10. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe chuyển động trên đường nằm ngang

#### 4. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô- máy kéo

Trong thực tế, ô tô-máy kéo 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 hợp lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe cũng bị thay đổi. Tuy nhiên, các hợp lực này vẫn được phân bố theo một quy luật nào đó mà tổng các hợp lực  $Z_1 + Z_2$  vẫn luôn bằng trọng lượng của xe. Điều đó có nghĩa là khi xe chuyển động tiến, trọng lượng phân ra cầu trước sẽ giảm đi, còn phần trọng lượng phân ra cầu sau sẽ tăng lên. Ngược lại, khi xe ở trạng thái phanh, thì phần trọng lượng phân ra cầu sau sẽ giảm đi, còn phần trọng lượng phân ra cầu trước sẽ tăng lên. Để thuận lợi cho việc tính toán và so sánh giữa các cụm, người ta đưa ra khái niệm hệ số phân bố tải trọng và được đặc trưng bằng tỷ số :

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= \frac{Z_1}{G} \\ m_2 &= \frac{Z_2}{G} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-26})$$

Trong đó :

$m_1$  - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước;

$m_2$  - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe sau.

Các hệ số  $m_1, m_2$  được xác định cụ thể trong các trường hợp sau :

**a. Xe đứng yên trên đường nằm ngang không kéo moóc**

Thay giá trị của  $Z_1, Z_2$  ở (II-25) vào công thức (II-26), ta có :

$$\left. \begin{aligned} m_{1T} &= \frac{Z_{1T}}{G} = \frac{Gb}{GL} = \frac{b}{L} \\ m_{2T} &= \frac{Z_{2T}}{G} = \frac{Ga}{GL} = \frac{a}{L} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-27})$$

Trong đó :

$m_{1T}, m_{2T}$  - hệ số phân bố tải trọng tính lên các bánh xe trước và sau.

**b. Xe chuyển động ổn định với vận tốc lớn trên đường bằng và không kéo moóc**

Thay giá trị của  $Z_1, Z_2$  ở (II-24) vào công thức (II-26), ta có :

$$\left. \begin{aligned} m_{1k} &= \frac{Z_{1k}}{G} = \frac{Gb}{GL} - \frac{Gfr_b + P_w h_g}{GL} = m_{1T} - \frac{Gfr_b + P_w h_g}{GL} \\ m_{2k} &= \frac{Z_{2k}}{G} = \frac{Ga}{GL} + \frac{Gfr_b + P_w h_g}{GL} = m_{2T} + \frac{Gfr_b + P_w h_g}{GL} \end{aligned} \right\} (\text{II-28})$$

Trong đó :

$m_{1k}$  - hệ số phân bố tải trọng ra các bánh xe trước khi xe chuyển động tiến .

$m_{2k}$  - hệ số phân bố tải trọng ra các bánh xe sau khi xe chuyển động tiến ;

**c. Khi phanh xe trên đường bằng, không kéo moóc**

Để xác định hệ số phân bố tải trọng ra các cầu khi phanh xe tới trạng thái dừng hẳn, cần xác định các phản lực thẳng góc ở các bánh xe trước và sau trong trường hợp phanh xe. Ở trường hợp này, có thể coi lực cản không khí  $P_w \approx 0$  mômen cản lăn  $M_f \approx 0$ , lực quán tính  $P_j$  cùng chiều chuyển động của xe. Các phản lực  $Z_1, Z_2$  được xác định theo công thức :

$$\left. \begin{aligned} Z_{1p} &= \frac{Gb + P_j h_g}{L} \\ Z_{2p} &= \frac{Ga - P_j h_g}{L} \end{aligned} \right\} ; \quad (\text{II-29})$$

Thay trị số của  $Z_{1p}$  và  $Z_{2p}$  vào biểu thức (II-25), ta xác định được hệ số phân bố tải trọng lên cầu trước và cầu sau :

$$\left. \begin{aligned} m_{1p} &= \frac{Z_{1p}}{G} = \frac{Gb}{LG} + \frac{P_j h_g}{LG} = m_{1T} + \frac{P_j h_g}{LG} \\ m_{2p} &= \frac{Z_{2p}}{G} = \frac{Ga}{LG} - \frac{P_j h_g}{LG} = m_{2T} - \frac{P_j h_g}{LG} \end{aligned} \right\} ; \quad (\text{II-30})$$

Trong đó :

$m_{1p}$  - hệ số phân bố tải trọng ra cầu trước, khi phanh xe ;

$m_{2p}$  - hệ số phân bố tải trọng ra cầu sau, khi phanh xe.

Qua các trường hợp nghiên cứu ở trên ta thấy rằng 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 rất lớn đến chất lượng bám của bánh xe với đường, cũng như tính ổn định và tính dẫn



hướng của xe. Ở các loại xe vận tải, người ta thường bố trí trọng tâm của xe sao cho khi chở đầy tải thì phản lực  $Z_2 = (0,70 \div 0,75) G$ . Đối với xe du lịch thì  $Z_2 = Z_1 \approx 0,5G$

Trên các máy kéo bánh xe, trọng tâm thường được bố trí lùi về phía sau của xe để phản lực  $Z_2 = (0,65 \div 0,70)G$  làm tăng khả năng bám và giảm sự trượt của bánh xe chủ động.

Trong lý thuyết ô tô người ta còn đưa ra khái niệm về hệ số thay đổi phản lực thẳng góc lên các bánh xe, được hiểu như sau :

$$m'_1 = Z_{1D}/Z_{1T} ; m'_2 = Z_{2D}/Z_{2T}$$

Ở đây :  $m'_1 ; m'_2$  - hệ số thay đổi phản lực lên các bánh xe ở trục trước và trục sau.

$Z_{1D}, Z_{2D}$  - tải trọng tác dụng lên các bánh xe ở trục trước và trục sau khi ô tô chuyển động (tải trọng động).

$Z_{1T}, Z_{2T}$  - tải trọng tĩnh tác dụng lên các bánh xe ở trục trước và trục sau (khi ô tô không chuyển động).

Khi ô tô tăng tốc thì  $m'_1$  và  $m'_2$  có thể đạt các giá trị sau :

$$m'_1 = 0,65 + 0,70 ; m'_2 = 1,20 \div 1,35$$

khi phanh thì sẽ có hiện tượng ngược lại, nghĩa là tải trọng lên các bánh xe trước tăng lên còn tải trọng lên các bánh xe sau giảm đi.

## VII. XÁC ĐỊNH PHẢN LỰC THẘNG GÓC TỪ ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE Ô TÔ - MÁY KÉO TRONG MẶT PHẘNG NGANG

### 1. Trường hợp tổng quát: ô tô - máy kéo chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Sơ đồ nghiên cứu được biểu thị trên hình (II.11).

Khi ô tô-máy kéo chuyển động trên đường nghiêng ngang, sẽ chịu các lực và mômen sau :

- Trọng lượng của xe đặt tại trọng tâm  $G$ ;
- Lực kéo ở móc kéo  $P_m$  (phương của lực  $P_m$  trùng với phương nằm ngang của mặt đường);
- Lực ly tâm xuất hiện khi ô tô - máy kéo quay vòng :

$$P_l = \frac{G v^2}{g R}$$

Trong đó :

- $v$  - tốc độ chuyển động của xe;
- $R$  - bán kính quay vòng;
- $g$  - gia tốc trọng trường;

Gọi :

- $\beta$  - góc nghiêng ngang của đường;
- $Z_1, Z_1'$  và  $Z_2, Z_2'$  - các phân lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh phải và bánh trái ở cầu trước và cầu sau;
- $Y_1, Y_1'$  và  $Y_2, Y_2'$  - các phân 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 xe;
- $YY$  - trục quay vòng;
- $M_{jn}$  - mômen của các lực quán tính tiếp tuyến các phần quay của động cơ và của hệ thống truyền lực, tác dụng trong mặt phẳng ngang.

Để xác định trị số của các phân lực bên trái, ta lập phương trình cân bằng mômen đối với điểm  $O_1$  ( $O_1$  là giao

tuyến của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên phải). Ta có :

$$Z' = Z'_1 + Z'_2 = \frac{1}{C} \left[ G \left( \frac{C}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) - P_m \left( h_m \cos\beta + \frac{C}{2} \sin\beta \right) - M_{jn} - P_l \left( h_g \cos\beta + \frac{C}{2} \sin\beta \right) \right] ; \quad (\text{II-31})$$

Tương tự, ta lập phương trình cân bằng mômen đối với điểm  $O_2$  ( $O_2$  là giao tuyến của mặt đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên trái). Ta có :

$$Z' = Z'_1 + Z'_2 = \frac{1}{C} \left[ G \left( \frac{C}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) + P_m \left( h_m \cos\beta - \frac{C}{2} \sin\beta \right) + M_{jn} + P_l \left( h_g \cos\beta - \frac{C}{2} \sin\beta \right) \right] ; \quad (\text{II-32})$$

Muốn xác định phân lực ngang  $Y_1$ , ta chỉ việc lập phương trình mômen đối với điểm A (A là giao tuyến của đường với mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe sau). Ta có :

$$Y_1 = Y'_1 + Y''_1 = \frac{Gb \sin\beta + P_l b \cos\beta - P_m l_m \cos\beta}{L} ; \quad (\text{II-33})$$

Tương tự như trên, ta lập phương trình mômen đối với điểm B (B là giao tuyến của đường với mặt phẳng thẳng đứng đi qua trục bánh xe trước) để xác định phân lực ngang  $Y_2$  :

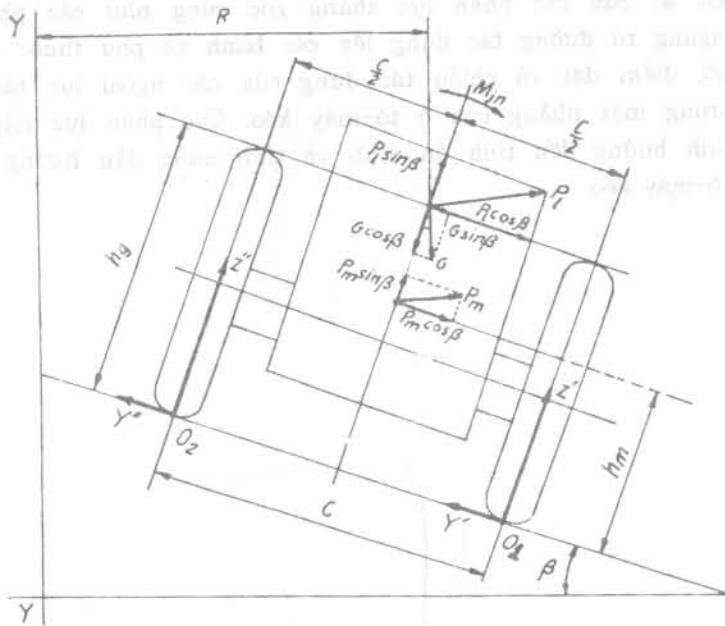
$$Y_2 = Y'_2 + Y''_2 = \frac{Ga \sin\beta + P_l a \cos\beta + P_m (l_m + L) \cos\beta}{L} ; \quad (\text{II-34})$$

Trong đó :

$Y_1$  - phân lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe trước;

$Y_2$  - phân lực ngang của đường tác dụng lên các bánh xe sau.

$l_m$  - khoảng cách từ điểm đặt lực kéo moóc đến điểm A (hình II-9).



Hình II-11. Sơ đồ lực và mômen tác dụng trên ô tô-máy kéo trong mặt phẳng ngang

## 2. Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo móc

Trong trường hợp này ta có ngay lực ly tâm  $P_l=0$  và lực kéo móc  $P_m=0$

Rút gọn biểu thức (II-31) và (II-32) ta xác định được các phân lực thẳng góc của đường tác dụng lên các bánh xe bên phải và bên trái như sau :

$$\left. \begin{aligned} Z'' &= \frac{G}{C} \left( \frac{C}{2} \cos\beta - h_g \sin\beta \right) \\ Z' &= \frac{G}{C} \left( \frac{C}{2} \cos\beta + h_g \sin\beta \right) \end{aligned} \right\} ; \quad (\text{II-35})$$

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

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

### Chương III

## ĐỘNG LỰC HỌC CỦA MÁY KÉO XÍCH

Khác với ô tô và máy kéo bánh bơm, máy kéo xích có diện tích tiếp xúc với đất lớn, áp suất riêng lên đất bé, do đó nó có tính năng thông qua cao. Mặt khác, do cấu tạo đặc biệt của đai xích cho nên nó có sức bám tốt, ít bị trượt khi chuyển động. Vì thế máy kéo xích có hiệu suất cao, đặc biệt khi làm việc trên đất mềm, xốp. Vì lẽ đó máy kéo xích làm việc được trên các địa hình phức tạp : cát, đất lầy lội ... là những nơi mà máy kéo bánh bơm không hoạt động được. Ngày nay, máy kéo xích được sử dụng rộng rãi trong nông nghiệp, xây dựng, quốc phòng.

Nhược điểm chính của máy kéo xích là kết cấu hệ thống di chuyển phức tạp, giá thành cao, các khâu khớp của xích chóng mòn, đặc biệt khi làm việc trên đất cát.

### I. CÁC LỰC TÁC DỤNG LÊN MÁY KÉO XÍCH

Kết trường hợp tổng quát : máy kéo xích chuyển động có kéo moóc (hoặc làm việc với máy nông cụ) trên địa hình dốc và có gia tốc (hình III-1). Khi đó máy kéo xích chịu tác dụng của các lực sau đây :

$G$  - trọng lượng máy;

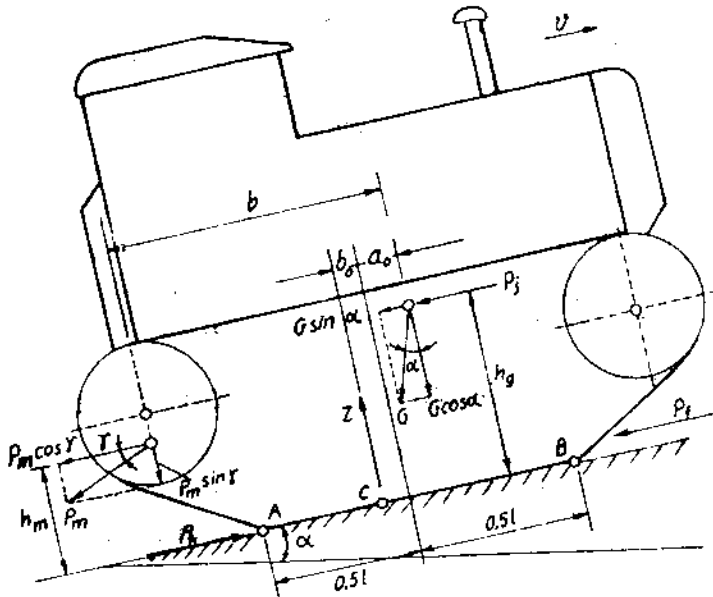
$P_m$  - lực kéo moóc (hoặc máy nông cụ);

- $P_j$  - lực quán tính;
- $Z$  - phản lực của đất lên xích;
- $P_f$  - lực cản chuyển động;
- $P_k$  - lực kéo tiếp tuyến;

Sau đây ta lần lượt xét từng lực đó.

## 1. Lực kéo tiếp tuyến

Lực kéo tiếp tuyến là phản lực của đất tác dụng lên dải xích. Khi chuyển động dải xích tác dụng lên đất làm đất biến dạng và đất sẽ tác dụng lên dải xích một lực ngược lại, theo chiều chuyển động của máy, đẩy máy về phía trước. Lực này gọi là lực kéo tiếp tuyến. Lực tác dụng của dải xích lên đất là do bánh xích chủ động (còn gọi là bánh sao) tạo ra.



Hình III-1 Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích trong trường hợp tổng quát (xét trong mặt phẳng dọc)

Mômen từ bánh sao chủ động khi truyền xuống mặt đất thông qua đai xích phải chịu một lượng tổn thất do lực ma sát trong đai xích, lực quán tính của bánh sao và các khâu của đai xích. Do đó  $P_k$  được tính theo công thức sau :

$$P_k = \frac{M_k - M_{rl} - M_{jk}}{r_l} ; \quad (\text{III-1})$$

Trong đó :

$M_k$  - mômen do động cơ truyền đến bánh sao chủ động;

$M_{rl}$  - mômen ma sát trong các khâu khớp của nhánh xích chủ động do mô men xoắn của bánh sao chủ động gây nên;

$M_{jk}$  - mômen các lực quán tính của bánh sao chủ động và các khâu của xích;

$r_l$  - bán kính lăn của bánh sao chủ động.

Mômen  $M_{rl}$  được tính như sau :

Khi bánh xe đề cuối cùng chuyển động từ khâu xích A sang khâu kế tiếp thì khâu A quay cùng chiều kim đồng hồ quanh khớp 1 một góc là  $\psi_1$  (hình III-2), đồng thời khớp 2 cũng quay ngược chiều kim đồng hồ một góc là  $\psi_1$ . Còn khâu B khi chạy quanh bánh sao chủ động cũng quay quanh khớp 3 một góc  $\beta$ .

Như vậy công ma sát trong các khớp 1, 2, 3 là :

$$L = f_r T r_c (2\psi_1 + \beta) \quad (\text{III-2})$$

Trong đó :

$f_r$  - hệ số ma sát giữa chốt và khâu xích ;

$T$  - lực căng của nhánh xích chủ động :  $T = \frac{M_k}{r_l}$  ;

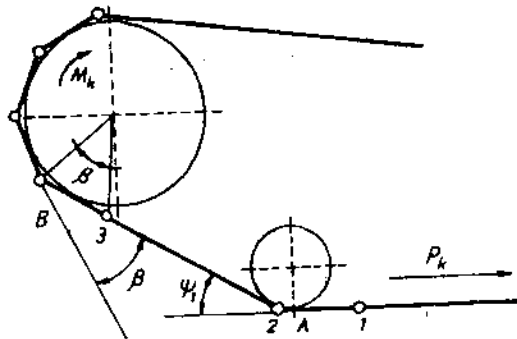


$r_c$  - bán kính của chốt xích;

$\psi_1, \beta$  - các góc quay khi khâu xích chuyển động (hình III-2).

Nếu gọi  $z$  là số răng của bánh sao chủ động ( $z =$  số khâu xích bao kín một vòng quanh bánh sao) thì khi bánh sao quay được một vòng, công ma sát theo công thức (III-2) tăng lên  $z$  lần. Do đó mô men ma sát thu gọn về trục bánh xe chủ động sẽ là :

$$M_{r1} = \frac{f_r T r_c (2\psi_1 + \beta) z}{2\pi} \quad (\text{III-3})$$



Hình III-2 Sơ đồ tính toán mômen ma sát trong các khâu khớp của nhánh xích chủ động

## 2. Phản lực thẳng đứng của đất

Phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên dải xích chủ yếu do trọng lượng máy kéo gây ra. Ngoài ra, lực này còn được tạo nên bởi lực kéo moóc trong trường hợp phương lực kéo moóc không song song với mặt địa hình máy kéo làm việc. Phản lực này được xác định như sau (xem hình III-1) :

$$Z = G \cos \alpha + P_m \sin \gamma ; \quad (\text{III-4})$$

Trong trường hợp máy kéo làm việc trên mặt phẳng nằm

ngang và phương lực kéo moóc song song với mặt phẳng địa hình thì tổng phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên xích cân bằng với trọng lượng của máy kéo :

$$Z = G \quad (\text{III-5})$$

### 3. Lực kéo moóc

Lực kéo moóc  $P_m$  là lực kéo moóc trong trường hợp máy kéo kéo moóc và là lực kéo máy nông cụ trong trường hợp máy kéo làm việc với máy nông cụ.

Trường hợp máy kéo kéo moóc, lực kéo moóc được tính toán giống như đối với ô tô hoặc máy kéo bánh bơn.

Trường hợp máy kéo làm việc với liên hợp máy nông cụ : cày, phay đất, gặt đập ... thì tùy thuộc vào liên hợp máy cụ thể để tính lực kéo moóc. Tuy nhiên cần chú ý đến phản lực của đất tác dụng lên liên hợp máy nông cụ, bởi vì lực này thông qua khớp nối với máy kéo sẽ tác dụng vào máy kéo.

Khác với ô tô và máy kéo bánh bơn, điểm đặt lực kéo moóc được qui định đặt tại giao điểm của phương của nó với mặt phẳng vuông góc với mặt địa hình đi qua tâm của bánh sao chủ động và được gọi là điểm đặt lực kéo giả định.

### 4. Lực quán tính của máy kéo

Lực quán tính xuất hiện khi máy kéo chuyển động có gia tốc. Trong trường hợp tổng quát nó bao gồm lực quán tính của khối lượng chuyển động tịnh tiến và khối lượng chuyển động quay. Lực quán tính tổng cộng được thu gọn thành một lực đặt tại trọng tâm máy kéo và xác định theo công thức sau :

$$P_j = \delta Mj ; \quad (\text{III-6})$$

Trong đó :

$M$  - khối lượng của liên hợp máy;

$j$  - gia tốc tịnh tiến của liên hợp máy;

$\delta$  - hệ số ảnh hưởng của các chi tiết quay.

Phương của  $P_j$  song song với mặt phẳng địa hình, chiều của  $P_j$  xác định như sau :

Khi máy kéo chuyển động nhanh dần,  $P_j$  có hướng ngược chiều chuyển động ; ngược lại khi máy kéo chuyển động chậm dần  $P_j$  có hướng cùng chiều chuyển động.

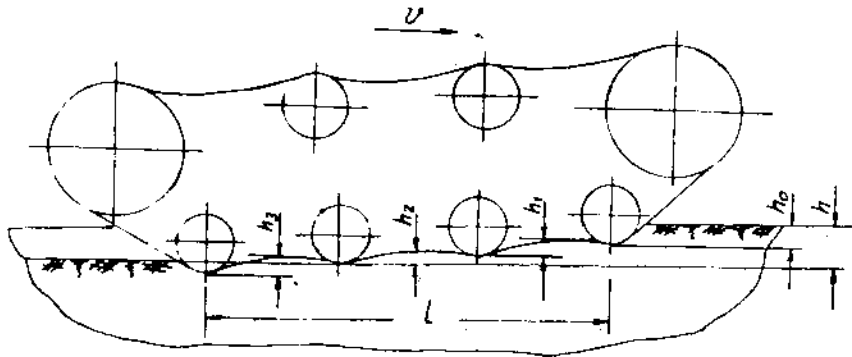
## 5. Lực cản lăn

Lực cản lăn của máy kéo xích gồm lực cản lăn do chèn dập đất (nhóm 1) và lực cản do ma sát giữa các bánh xe dè với dải xích và ma sát do lực căng ban đầu gây ra ở các khâu xích (nhóm 2).

### a. Lực cản chèn dập đất

Trong quá trình chuyển động, dải xích dè đất lún xuống, làm cho các lớp đất bề mặt bị chèn dập, kết quả là tạo thành vết xích trên mặt địa hình như chúng ta thường thấy. Trong quá trình biến dạng, đất đá làm cản trở sự chuyển động của dải xích và xuất hiện lực cản chèn dập. Lực cản chèn dập sinh ra không chỉ do lực cản ở tiết diện mặt đầu (tiết diện phần xích trước bị lún xuống đất) của dải xích mà còn sinh ra trên cả tiết diện dải xích do các bánh dè phía sau vẫn tiếp tục làm biến dạng đất.

Quá trình sinh ra lực cản chèn dập của đất được minh họa ở hình III- 3.



Hình III.3 Biến dạng của đất dưới mặt tựa xích

Khi bánh xe dè thứ nhất đi qua, đất bị lún xuống một độ sâu  $h_0$ . Sau đó, chỗ lún được phục hồi lại ở một mức độ nào đó, rồi lại bị bánh xe dè thứ hai tác dụng làm cho lún sâu hơn. Quá trình cứ tiếp diễn như thế cho đến khi bánh xe dè cuối cùng đi qua. Kết quả đất bị lún xuống một độ sâu  $h$  ( $h > h_0$ ).

Trong quá trình chuyển động như vậy máy kéo đã sinh ra một công nào đó để làm biến dạng đất. Công đó được tính như sau :

$$L_{cd} = P_f S ; \quad (\text{III-7})$$

Trong đó :

$P_f$  - lực cản chèn dập đất;

$S$  - quãng đường đi được của máy kéo.

Mặt khác công đó chính là công máy kéo cần sinh ra để làm biến dạng đất tạo nên vết xích trên mặt đường.

Công này được tính cho hai bánh xe dè thứ nhất như sau :

$$L'_{cdt} = 2p.b.S.h_0 ; \quad (\text{III-8})$$

Trong đó :

$p$  - áp suất trung bình của dải xích tác dụng lên đất;

$b$  - chiều rộng một dải xích;

$h_0$  - độ lún của đất do bánh xe đè thứ nhất gây ra.

Khi các bánh xe đè thứ nhất đi qua, các bánh xe đè tiếp theo lại tác dụng lên đất làm lún sâu thêm. Do đó, công do các bánh xe đè còn lại sinh ra sau khi đi được một quãng đường  $S$  được tính như sau :

$$L'_{cd2} = 2 \sum_{i=1}^n p.b.S.h_i ; \quad (\text{III-9})$$

Trong đó :

$n$  - số nhịp của bề mặt tựa xích (chính là số bánh xe đè còn lại sau bánh xe đè đầu tiên)

$h_i$  - độ lún của đất do bánh xe đè thứ  $i$  gây ra.

Công chủ động bằng công cản cho nên ta có phương trình sau :

$$L_{cd} = L'_{cd1} + L'_{cd2} ;$$

$$\text{và : } P_{fl}.S = 2p.b.S.h_0 + 2 \sum_{i=1}^n p.b.S.h_i ; \quad (\text{III-10})$$

Để đơn giản cho quá trình tính toán, coi rằng độ võng của từng nhịp xích bằng nhau và bằng  $1/2$  độ lún của bánh xe đè thứ nhất.

$$h_i = 0,5 h_0 ; \quad (\text{III-11})$$

Thay (III-11) vào (III-10) và biến đổi đi ta có :

$$P_{fl} = pbh_0(2 + n) ; \quad (\text{III-12})$$

Hệ số cản chèn đập đất  $f_1$  được tính như sau :

$$f_1 = \frac{P_f}{G} = \frac{pbh_o(2+n)}{2pbl} = \frac{h_o}{l} \left(1 + \frac{n}{2}\right) ; \quad (\text{III-13})$$

Trong đó :

$l$  - chiều dài mặt tựa xích;

$G$  - trọng lượng máy kéo.  $G = 2pbl$ .

Kết quả nghiên cứu của nhiều tác giả cho thấy trong giới hạn đàn hồi của đất nghĩa là trong phạm vi biến dạng không lớn lắm thì biến dạng của đất có quan hệ bậc nhất với tải trọng. Mặt khác hình dạng của bề mặt tiếp xúc cũng ảnh hưởng đến quan hệ giữa biến dạng và lực tác dụng. Đối với bề mặt tiếp xúc là hình chữ nhật (tương tự bề mặt tựa xích) thì quan hệ đó (theo Ôpâyco) như sau :

$$h_o = \frac{P}{E} \sqrt[3]{lb^2}; \quad (\text{III-14})$$

Trong đó :

$E$  - môđun đàn hồi của đất.

Thay (III-14) vào (III-13) ta có :

$$f_1 = \frac{G(2+n)}{4E \sqrt[3]{l^5b}} ; \quad (\text{III-15})$$

Như vậy, hệ số  $f_1$  phụ thuộc vào : trọng lượng máy kéo; kích thước bề mặt tựa xích (áp suất lên đất); tính chất cơ lý của đất và số lượng bánh xe dè.

### **b. Lực cản do ma sát trong hệ thống xích**

Lực cản do ma sát trong hệ thống xích gồm : Lực cản do ma sát giữa các bánh xe dè với dải xích và ma sát do lực căng ban đầu gây ra trong các khớp của nhánh xích bị động. Hệ số cản lăn do ma sát giữa bánh xe dè với dải xích và ma sát do lực căng ban đầu gây ra trong các khớp của nhánh

xích bị động ký hiệu là  $f_2$  và được tính như sau :

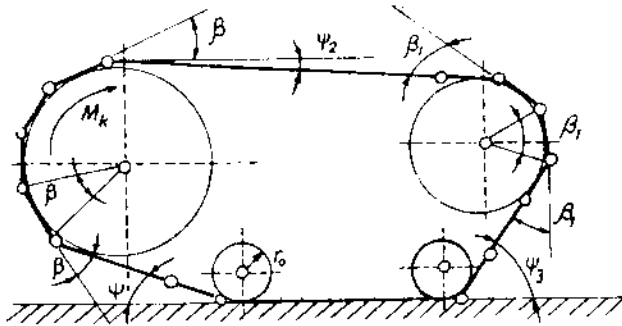
Gọi lực căng ban đầu của dải xích là  $T_0$ . Lực  $T_0$  gây ra mômen cản do ma sát trong các khớp của nhánh xích bị động khi chuyển động. Mômen này khi thu gọn về trục bánh sao được tính như :

$$M_{r2} = \frac{4f_r T_0 z r_c}{2\pi} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) ; \quad (\text{III-16})$$

Trong đó :

$\psi_2, \beta, \beta_1, \psi_3$  - xem hình III-4.

$f_r, z, r_c$  - xem chú thích công thức (III- 2) và (III- 3).



Hình III.4 Sơ đồ hệ thống xích

Mômen cản ma sát giữa bánh xe dè và dải xích và ma sát trong ổ lăn của bánh xe dè quy dẫn về trục bánh sao chủ động được xác định như sau :

$$M'_{r2} = \frac{Gf_0 r_l}{r_0} ; \quad (\text{III-17})$$

Trong đó :

$f_0$  - hệ số ma sát thu gọn (cánh tay đòn), tính đến ma sát lăn của các bánh xe dè trên dải xích và ma sát trong ổ bi của các bánh dè (hệ số này có thứ nguyên là mm);

$r_0$  - bán kính bánh xe dè;

$r_1$  - bán kính lăn của bánh sao chủ động.

Ta có :

$$M_{r2} = M_{r2} + M_{r2}'';$$

Thay  $M_{r2}$  và  $M_{r2}''$  ở các biểu thức (III-16) và (III-17) vào công thức trên, ta có :

$$M_{r2} = \frac{4f_r T_o z r_c}{2\pi} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + Gf_o \frac{r_1}{r_o}; \quad (\text{III-18})$$

Hệ số cản do ma sát trong hệ thống xích sẽ là :

$$f_2 = \frac{M_{r2}}{r_1 G} = \frac{4f_r T_o z r_c}{2\pi r_1 G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + Gf_o \frac{r_1}{r_1 G r_o};$$

Rút gọn ta có :

$$f_2 = \frac{4f_r T_o r_c}{t G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_o}{r_o} \quad (\text{III-19})$$

Trong đó :  $t$  - bước xích ;  $t = \frac{2\pi r_1}{z}$

Hệ số cản lăn  $f$  sẽ là :

$$f = f_1 + f_2$$

Thay các giá trị  $f_1$  và  $f_2$  từ các công thức (III-15) và (III-19), ta có :

$$f = \frac{G(2+n)}{4E \sqrt[3]{bl^5}} + \frac{4f_r T_o r_c}{t G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_o}{r_o} \quad (\text{III-20})$$



Lực cản lăn của máy kéo xích sẽ là :

$$P_f = Gf ; \quad (III-21)$$

Do hệ số cản lăn của máy kéo xích  $f$  tính theo công thức (III-20) rất phức tạp, vì thế người ta xác định  $f$  bằng thực nghiệm. Dưới đây là giá trị của hệ số cản lăn của máy kéo xích xác định bằng thực nghiệm cho một số loại đất.

**Bảng III-1 : Hệ số cản lăn  $f$  của máy kéo xích**

Loại đất	Hệ số cản lăn
Đường nhựa	0,06
Đường đất khô cứng	0,06 + 0,07
Đường cát mềm	0,10
Đồng cỏ	0,07
Ruộng gốc rạ ẩm	0,08
Ruộng mới cấy	0,10 + 0,12
Cát ẩm	0,10
Cát khô	0,15
Đất lầy	0,15 + 0,20

## 6. Phương trình cân bằng động lực học của máy kéo xích

Khi máy kéo xích chuyển động, lực kéo tiếp tuyến cân bằng với các lực cản chuyển động. Trong trường hợp tổng quát, phương trình cân bằng động lực học của máy kéo xích được viết như sau :

$$P_k = P_m + P_f \pm P_j \pm G \sin \alpha + P_w ; \quad (III-22)$$

Trong đó :

- Dấu của  $P_j$  phụ thuộc máy kéo chuyển động nhanh dần hay chậm dần;
- Dấu của  $G \sin \alpha$  phụ thuộc máy kéo lên dốc hay xuống dốc;

$P_w$  - lực cản không khí của máy kéo xích.

Trong thực tế máy kéo xích chuyển động với vận tốc nhỏ do đó có thể bỏ qua thành phần  $P_w$  và phương trình cân bằng động lực học của máy kéo xích được viết như sau :

$$P_k = P_m + P_f \pm P_j \pm G \sin \alpha ; \quad (\text{III-23})$$

## II. PHÂN BỐ ÁP SUẤT TRÊN MẶT TỰA XÍCH

Phân bố áp suất trên mặt tựa xích ảnh hưởng đến tính năng cơ động, khả năng bám, lực cản lăn ... của máy kéo. Phân bố áp suất trên mặt tựa xích phụ thuộc vào tâm áp lực, loại hệ thống treo, đặc điểm địa hình nơi máy kéo làm việc. Để xác định phân bố áp suất trên mặt tựa xích trước hết phải xác định tâm áp lực của máy kéo xích.

### 1. Tâm áp lực của máy kéo xích

Tâm áp lực của máy kéo xích chính là điểm đặt lực tổng hợp của áp lực mặt đất tác dụng lên dải xích xét trong mặt phẳng dọc. Nghĩa là mômen phân lực của đất tác dụng lên dải xích đối với tâm áp lực bằng không.

Xét máy kéo làm việc trong trường hợp tổng quát. Tâm áp lực là điểm C, tọa độ của điểm C được xác định bởi khoảng cách  $b_0$  trên hình III-1.

Phương trình mômen của các ngoại lực đối với tâm áp lực C như sau :

$$\begin{aligned} G \cos \alpha (b_0 + a_0) - (G \sin \alpha + P_j) h_g - P_m h_m \cos \gamma - \\ - P_f h_1 - P_m \sin \gamma (b - a_0 - b_0) = 0 \end{aligned} \quad (\text{III-24})$$

Trong đó :

$b_0$  - khoảng cách từ trọng tâm máy đến tâm bánh sao chủ động (hoành độ trọng tâm máy);

$a_0$  - khoảng cách giữa trọng tâm máy và tâm đối xứng của mặt tựa xích;

$a_0$ ,  $b_0$  tính theo phương song song với mặt phẳng địa hình;

$h_g$ ,  $h_m$  - tung độ của trọng tâm máy kéo và điểm đặt lực kéo moóc giả định;

$h_1$  - cánh tay đòn của lực cản chèn đập đất  $P_{\text{đ}}$ .

Các kích thước  $h_g$ ,  $h_m$ ,  $h_1$  tính theo phương vuông góc với mặt phẳng địa hình.

Biến đổi (III-24) và bỏ qua thành phần  $P_{\text{đ}}h_1$  ta có :

$$b_0 = \frac{(G \sin \alpha + P_j) h_g + P_m (h_m \cos \gamma + b \sin \gamma)}{G \cos \alpha + P_m \sin \gamma} - a_0 ; \quad (\text{III-25})$$

Trong trường hợp tổng quát  $b_0 \neq 0$  nghĩa là tâm áp lực lệch khỏi tâm đối xứng của mặt tựa xích thì  $b_0$  tính theo công thức (III-25).

Trong trường hợp máy kéo chuyển động ổn định trên mặt phẳng nằm ngang, ta có :

$$b_0 = \frac{P_m (h_m \cos \gamma + b \sin \gamma)}{G + P_m \sin \gamma} - a_0 ; \quad (\text{III-26})$$

$b_0$  càng lớn thì khả năng bám của máy kéo càng giảm và lực cản lăn càng tăng. Nhìn vào công thức ta có thể thấy  $b_0$  phụ thuộc nhiều vào  $a_0$ . Đối với máy kéo nông nghiệp khi thiết kế nên duy trì khoảng cách  $a_0$  vào khoảng :

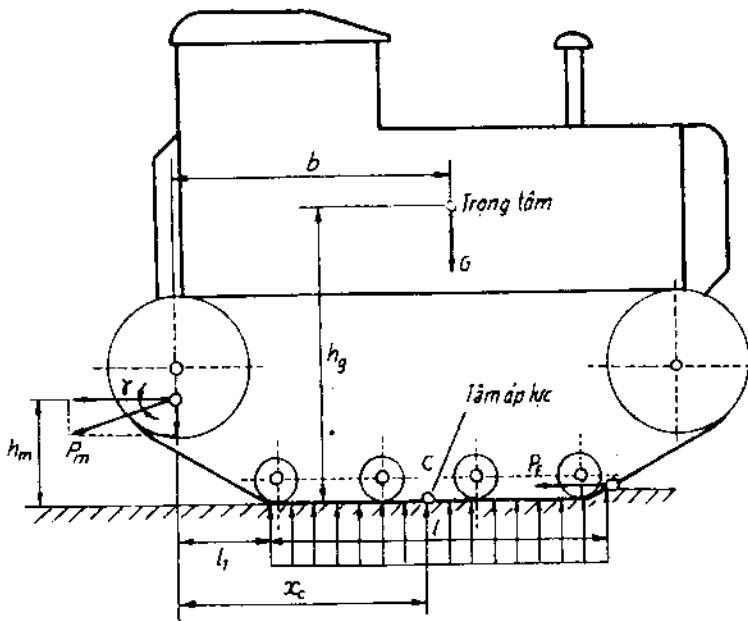
$$a_0 = (0,05 \div 0,08) l ; \quad (\text{III-27})$$

Đối với máy kéo làm việc với nông cụ canh tác (cày, phay đất ...) thì cách tìm tâm áp lực cũng tương tự như trên. Tuy nhiên, chú ý rằng ngoài các lực tác dụng lên máy kéo còn có phản lực của đất tác dụng lên nông cụ canh tác.

## 2. Phân bố áp suất lên mặt tựa của xích

### a. Phân bố áp suất đều

Trường hợp phân bố áp suất đều lên mặt tựa xích là trường hợp đơn giản và lý tưởng nhất đối với máy kéo xích (hình III-5).



Hình III-5 Phân bố áp suất đều trên mặt tựa xích

Trong trường hợp này, tọa độ tâm áp lực sẽ là :

$$x_c = l_1 + 0,5l = b - a_0 ; \quad (III-28)$$

Và  $b_0 = 0$  cho nên từ (III-26) ta có :

$$a_0 = \frac{P_m (h_m \cos \gamma + b \sin \gamma)}{G + P_m \sin \gamma} ; \quad (III-29)$$

Nếu coi góc  $\gamma$  rất nhỏ ta có :

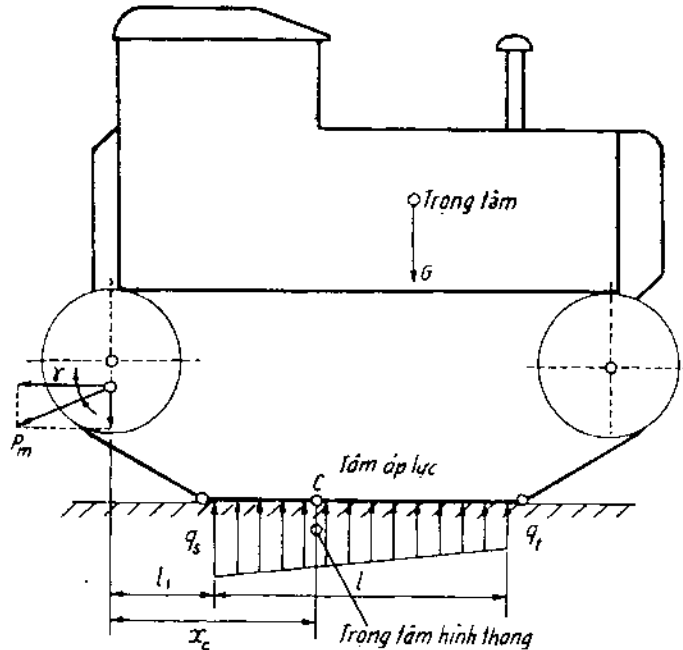
$$a_0 = \frac{P_m h_m}{G} ; \quad (\text{III-30})$$

Thay  $a_0$  vào (III-28) ta có :

$$b = l_1 + 0,5l + \frac{P_m h_m}{G} ; \quad (\text{III-21})$$

### b. Phân bố áp suất theo qui luật hình thang

Khi điều kiện làm việc thay đổi tâm áp lực không nằm ở điểm giữa mặt tựa xích nửa, do đó tải trọng sẽ phân bố không đều trên mặt tựa xích. Trường hợp này phân bố đơn giản là phân bố hình thang (hình III-6).



Hình III-6 Phân bố áp suất trên mặt tựa xích theo qui luật hình thang

Tọa độ trọng tâm hình thang được xác định như sau :

$$x_c = l + l_1 - \frac{l}{3} \frac{(2q_s + q_t)}{q_s + q_t}; \quad (\text{III-32})$$

Trong đó :

$q_s$  - áp lực ở cuối dãi xích (áp lực lớn nhất);

$q_t$  - áp lực ở đầu giải xích (áp lực nhỏ nhất).

Nếu gọi  $q_o$  là tải trọng trung bình trên một đơn vị chiều dài của mặt tựa xích khi máy chuyển động trên mặt phẳng ngang thì :

$$q_o = \frac{G}{l};$$

Mặt khác ta lại có :

$$q_o = \frac{q_s + q_t}{2}; \quad (\text{III-33})$$

Thay (III-33) vào (III-32) và biến đổi, ta được :

$$\left. \begin{aligned} q_t &= 2q_o \left[ \frac{3(x_c - l_1)}{l} - 1 \right]; \\ q_s &= 2q_o \left[ 2 - 3 \frac{(x_c - l_1)}{l} \right]; \end{aligned} \right\} \quad (\text{III-34})$$

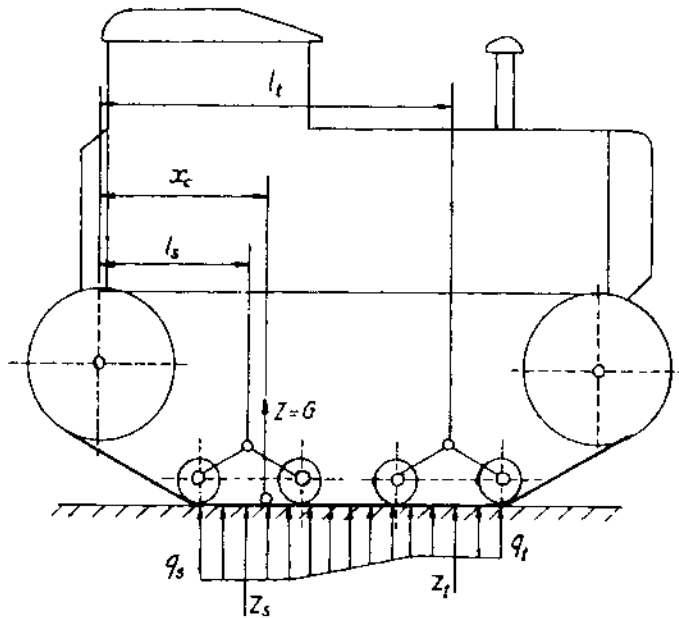
Nhìn vào (III-34) ta thấy :

$$q_t \geq 0 \text{ khi } x_c - l_1 \geq \frac{l}{3}; \quad (\text{III-35})$$

Nếu không thỏa mãn điều kiện (III-35) thì máy kéo sẽ bị hẫng bánh xe dè thứ nhất, máy sẽ không sử dụng hết chiều dài mặt tựa xích và do đó lực bám sẽ giảm.

### c. Phân bố áp suất khi có hệ thống treo điều hòa

Trong trường hợp máy kéo dùng loại hệ thống treo cân bằng (hay hệ thống treo điều hòa) tải trọng lên mặt tựa xích được phân bố đều hơn (hình III-7).



Hình III-7 Tải trọng phân bố trên mặt tựa xích khi có hệ thống treo điều hòa

Giả sử mỗi xích có 2 bộ treo điều hòa và áp lực dưới bộ treo sau là  $q_s$ , dưới bộ treo trước là  $q_t$ . Phân lực thẳng đứng của đất tác dụng lên xích được thu gọn về hai lực  $Z_t$  và  $Z_s$  tác dụng lên bộ điều hòa trước và sau.  $Z_t$  và  $Z_s$  được xác định như sau :

$$\left. \begin{aligned} Z_t &= G \frac{x_c - l_s}{l_t - l_s} \\ Z_s &= G \frac{l_t - x_c}{l_t - l_s} \end{aligned} \right\} ; \quad (\text{III-36})$$

Các đại lượng  $q_t$ ,  $q_s$  tính được một cách dễ dàng nếu biết  $Z_t$ ,  $Z_s$  và kích thước của các bộ treo. Tuy nhiên, trên thực tế

tải trọng phân bố trên mặt tựa xích còn phụ thuộc vào nhiều yếu tố như tính chất không đồng đều của đất, độ nhấp nhô bề mặt đất ...

Khi biết quy luật phân bố tải trọng của máy lên đất có thể tìm biện pháp để làm cho tải trọng phân bố đều hơn. Ví dụ khi làm việc với nông cụ treo người ta thường dùng bánh xe phụ ở nông cụ, bánh xe này vừa có tác dụng chịu một phần tác dụng của đất tác dụng lên máy, vừa có tác dụng làm cho tải trọng phân bố đều hơn.



## Chương IV

# TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

## I. SỰ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA Ô TÔ

### 1. Phương trình cân bằng công suất của ô tô

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. Biểu thức cân bằng giữa công suất phát ra của động cơ và các dạng công suất cản kể trên được gọi là "Phương trình cân bằng công suất của ô tô" khi chúng chuyển động. Phương trình cân bằng công suất tổng quát biểu thị như sau :

$$N_e = N_t + N_f + N_w \pm N_i \pm N_j \quad ; \quad (IV-1)$$

Ở đây :

- $N_e$  - công suất phát ra của động cơ;
- $N_t$  - công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực;
- $N_f$  - công suất tiêu hao để thắng lực cản lăn;
- $N_w$  - công suất tiêu hao để thắng lực cản không khí;
- $N_i$  - công suất tiêu hao để thắng lực cản dốc;
- $N_j$  - công suất tiêu hao để thắng lực cản quán tính.

Trong phương trình (IV-1) công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực  $N_f$  và công suất tiêu hao cho lực cản lăn  $N_l$  luôn luôn có giá trị "dương", còn khi ô tô chuyển động lên dốc thì công suất tiêu hao cho lực cản dốc  $N_d$  có giá trị "dương" và ngược lại khi chuyển động xuống dốc thì có giá trị "âm". Công suất tiêu hao cho lực cản quán tính  $N_j$  có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động tăng tốc và ngược lại chúng có giá trị "âm" khi ô tô chuyển động giảm tốc. Công suất tiêu hao cho lực cản không khí  $N_w$  có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động không có gió và có gió ngược chiều hoặc cùng chiều gió nhưng vận tốc của ô tô lớn hơn vận tốc của gió.

Phương trình (IV-1) cũng có thể biểu thị sự cân bằng công suất tại bánh xe chủ động của ô tô như sau :

$$N_k = N_e - N_t = N_f + N_w \pm N_d \pm N_j ; \quad (\text{IV-2})$$

Ở đây :

$N_k$  - công suất của động cơ phát ra tại bánh xe chủ động.

$$N_k = (N_e - N_t) = N_e \eta_t ; \quad (\text{IV-3})$$

Ở đây :

$\eta_t$  - hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Phương trình (IV-1) được biểu thị dưới dạng khai triển như sau :

$$N_e = N_e (1 - \eta_t) + G f v \cos \alpha \pm G v \sin \alpha + W v^3 \pm \frac{G}{g} \delta_i v j ; \quad (\text{IV-4})$$

Ở đây :

Công suất tiêu hao cho lực cản lăn  $N_f$  là :

$$N_f = G f v \cos \alpha$$

Trong đó :

$G$  - trọng lượng của ô tô;

$f$  - hệ số cản lăn;

$v$  - vận tốc của ô tô;

$\alpha$  - góc dốc của mặt đường.

Công suất tiêu hao cho lực cản không khí  $N_w$  là :

$$N_w = W.v^3$$

Trong đó :

$W$  - nhân tố cản của không khí.

Công suất tiêu hao cho lực cản dốc  $N_i$  là :

$$N_i = G.v.\sin\alpha ;$$

Tổng công suất tiêu hao cho lực cản lăn và lực cản dốc được gọi là công suất tiêu hao cho lực cản của mặt đường :

$$N_\psi = N_f \pm N_i ;$$

Công suất tiêu hao cho lực cản quán tính  $N_j$  là :

$$N_j = \frac{G}{g} \delta_i v j ;$$

Trong đó :

$\frac{G}{g} = m$  - khối lượng của ô tô;

$g$  - gia tốc trọng trường;

$j$  - gia tốc của ô tô;

$\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay của các chi tiết trong động cơ, hệ thống truyền lực và các bánh xe và gọi là hệ số khối lượng quay.

Trong trường hợp ô tô chuyển động trên đường bằng

( $\alpha = 0$ ), không có gia tốc ( $j = 0$ ) thì phương trình cân bằng công suất (IV- 1) có dạng sau :

$$N_c = N_t + N_f + N_w = \frac{1}{\eta_t} (N_f + N_w) ; \quad (\text{IV-5})$$

Phương trình (IV- 5) có dạng khai triển như sau :

$$N_c = \frac{1}{\eta_t} (f G v + W v^3) ; \quad (\text{IV-6})$$

## 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, phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô, nghĩa là  $N = f(v)$ . Chúng ta đã biết giữa số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_c$  và vận tốc chuyển động của ô tô  $v$  có quan hệ phụ thuộc bậc nhất và được biểu thị bằng biểu thức :

$$v = \frac{2 \pi n_c r_b}{60 i_t} ; \frac{m}{s} \quad (\text{IV-7})$$

Ở đây :

$n_c$  - số vòng quay của trục khuỷu động cơ; v/ph.

$r_b$  - bán kính của bánh xe, m;

$i_t$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

Vì vậy chúng ta cũng có thể biểu thị quan hệ giữa công suất theo số vòng quay của trục khuỷu động cơ, nghĩa là  $N = f(n_c)$ .

Đồ thị biểu thị quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công suất cản trong quá trình ô tô chuyển động

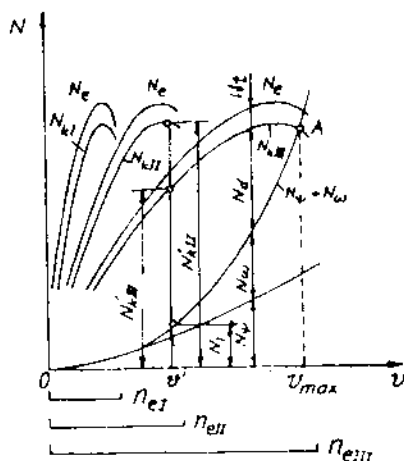
phụ thuộc với vận tốc chuyển động của ô tô hoặc số vòng quay của trục khuỷu động cơ được gọi là đồ thị cân bằng công suất của ô tô (hình IV-1).

Trên trục hoành của đồ thị, ta đặt các giá trị của vận tốc chuyển động  $v$  hoặc các số vòng quay của trục khuỷu động cơ, còn trên trục tung đặt các giá trị công suất phát ra của động cơ  $N_e$ , công suất phát ra tại bánh xe chủ

động  $N_k$  ở các tỷ số truyền khác nhau của hộp số (giả sử ta xây dựng đồ thị có 3 số truyền của hộp số). Sau đó lập các đường cong của các công suất cản khi ô tô chuyển động  $N_\psi$  và  $N_w$ .

Nếu hệ số cản lăn của mặt đường  $f$  là không đổi khi ô tô chuyển động với vận tốc  $v \leq 16,7 \div 22$  m/s và góc dốc của mặt đường  $\alpha$  cũng không đổi thì đường công suất cản  $N_\psi$  là một đường phụ thuộc bậc nhất vào vận tốc  $v$ , còn nếu hệ số cản lăn thay đổi phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô thì đường  $N_\psi$  là một đường cong  $N_\psi = f(v)$ . Đường công suất cản của không khí  $N_w$  là một đường cong bậc ba theo vận tốc  $v$  và tương ứng với mỗi một ô tô thì nhân tố cản của không khí  $W$  là không đổi.

Nếu đặt các giá trị của đường cong  $N_w = f(v)$  lên trên



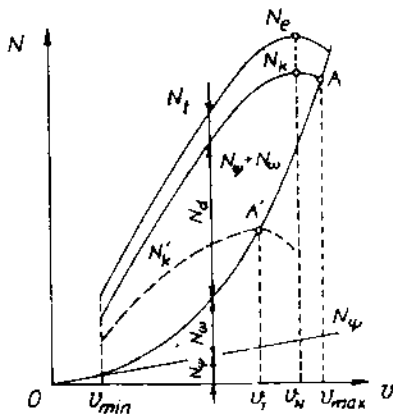
Hình IV-1 Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

đường cong  $N_\psi = f(v)$ , ta được đường cong tổng công suất cản khi ô tô chuyển động ( $N_\psi + N_w$ )

Như vậy ứng với các vận tốc khác nhau thì các tung độ nằm giữa đường cong tổng công suất cản và trục hoành sẽ tương ứng với công suất tiêu hao để khắc phục sức cản của mặt đường và sức cản của không khí. Các tung độ nằm giữa đường cong tổng công suất cản  $N_\psi + N_w$  và đường cong công suất của động cơ phát ra tại bánh xe chủ động  $N_k$  là công suất dự trữ của ô tô và được gọi là công suất dự  $N_d$  nhằm để khắc phục sức cản dốc khi độ dốc tăng lên hoặc để tăng tốc ô tô.

Giao điểm A giữa đường cong công suất của động cơ phát ra tại bánh xe chủ động  $N_k$  và đường cong tổng công suất cản  $N_\psi + N_w$  chiếu xuống trục hoành sẽ cho ta vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  ở loại đường đã cho, khi đó công suất dự trữ của ô tô không còn, nghĩa là ô tô không còn khả năng tăng tốc nữa.

Cần chú ý rằng vận tốc lớn nhất của ô tô chỉ đạt được khi ô tô chuyển động đều trên đường bằng ( $\alpha = 0$ ) và bướm ga đã mở hết hoặc thanh răng của bơm cao áp đã kéo hết và ở số truyền cao nhất của hộp số. Nếu ô tô muốn chuyển động đều (ổn định), cũng trên loại đường



Hình IV-2 Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

dó với vận tốc nhỏ hơn vận tốc lớn nhất  $v_{max}$  thì người lái cần đóng bớt bướm ga hoặc trả thanh kéo nhiên liệu về cho tương ứng, mặt khác có thể phải chuyển về số thấp hơn của hộp số. Ví dụ, để ô tô chuyển động với vận tốc  $v_1$  thì người lái cần phải giảm ga hoặc trả bớt thanh răng về, nhằm cho đường cong  $N_k$  giảm xuống và cắt đường cong, tổng công suất cần tại điểm A', khi chiếu xuống trục hoành, ta được vận tốc  $v_1$  (hình IV-2), đường chấm chấm trên đó thị là đường cong  $N'_k$  khi đã giảm bướm ga hoặc trả bớt thanh răng về.

### 3. Mức độ sử dụng công suất động cơ

Nhằm nâng cao chất lượng sử dụng ô tô và giảm tiêu hao nhiên liệu, ta cần lưu ý đến việc sử dụng công suất động cơ trong từng điều kiện chuyển động khác nhau của ô tô. Về phương diện này, người ta đưa ra khái niệm "mức độ sử dụng công suất động cơ" và ký hiệu bằng chữ  $Y_N$ . Mức độ sử dụng công suất động cơ là tỷ số công suất cần thiết để ô tô chuyển động đều (ổn định) với công suất của động cơ phát ra tại các bánh xe chủ động  $N_k$  khi mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo hết thanh răng nhiên liệu. Ta có :

$$Y_N = \frac{N_\psi + N_w}{N_k} = \frac{N_\psi + N_w}{N_e \cdot \eta_t} ; \quad (IV-8)$$

Qua biểu thức trên, ta có nhận xét rằng : chất lượng của mặt đường càng tốt (hệ số cản tổng cộng  $\psi$  của đường giảm) và vận tốc của ô tô càng nhỏ thì công suất động cơ được sử dụng càng nhỏ khi tỷ số truyền của hộp số càng lớn, do đó làm cho hệ số sử dụng công suất động cơ  $Y_N$  càng nhỏ.

Ví dụ : Ô tô chuyển động đều ở vận tốc  $v'$  (hình IV- 1), tổng công suất cần của mặt đường và công suất cần của không khí là  $N_j$ , còn công suất phát ra tại bánh xe chủ động khi

mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo hết thanh răng nhiên liệu là  $N'_{KIII}$  ở số truyền thẳng và  $N'_{KII}$  ở số hai. Mức độ sử dụng công suất động cơ ở số truyền thẳng là  $Y_{NIII} = \frac{N_1}{N'_{KIII}}$  và ở số hai là  $Y_{NII} = \frac{N_1}{N'_{KII}}$  nhưng  $N'_{KII} > N'_{KIII}$ ; do đó  $Y_{NII} < Y_{NIII}$ .

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

## II. CÂN BẰNG LỰC KÉO CỦA Ô TÔ

### 1. Phương trình cân bằng lực kéo

Lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động của ô tô được sử dụng để khắc phục các lực cản chuyển động sau đây : lực cản lăn, lực cản dốc, lực cản không khí, lực quán tính. Biểu thức cân bằng giữa lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động và tất cả các lực cản riêng biệt được gọi là phương trình cân bằng lực kéo của ô tô.

Trong trường hợp tổng quát, ta biểu thị như sau :

$$P_k = P_f \pm P_i + P_w \pm P_j ; \quad (IV-9)$$

Ở đây :

$P_k$  - lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động;

$P_f$  - lực cản lăn;

$P_i$  - lực cản dốc;

$P_w$  - lực cản không khí;

$P_j$  - lực cản quán tính.

Trong phương trình (IV-9), lực cản lăn luôn luôn có giá



trị "dương". Lực cản dốc có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động lên dốc và có giá trị "âm" khi ô tô chuyển động xuống dốc. Lực cản không khí có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động không có gió hoặc có gió ngược chiều hoặc có gió cùng chiều chuyển động với ô tô nhưng vận tốc của gió nhỏ hơn vận tốc của bản thân ô tô. Lực cản quán tính có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động tăng tốc và có giá trị "âm" khi ô tô chuyển động giảm tốc.

Phương trình (IV-9) được biểu thị dưới dạng khai triển như sau :

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = f G \cos \alpha \pm G \sin \alpha + W v^2 \pm \frac{G}{g} \delta_{ij} ; \quad (\text{IV-10})$$

Ở đây :

$M_e$  - mômen xoắn của động cơ;

$r_b$  - bán kính của bánh xe chủ động.

Theo phương trình (IV-9), nếu ta tổng hợp hai lực cản lăn  $P_f$  và lực cản dốc  $P_i$ , ta sẽ được lực cản tổng cộng của đường và biểu thị như sau :

$$P_\psi = P_f \pm P_i ;$$

hay :

$$\begin{aligned} P_\psi &= f G \cos \alpha \pm G \sin \alpha = G (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) ; \\ P_\psi &= \psi G ; \end{aligned} \quad (\text{IV-11})$$

Ở đây :

$P_\psi$  - lực cản tổng cộng của đường;

$\psi$  - hệ số cản tổng cộng của đường.

Trong đó :

$$\psi = f \pm i \quad (\text{IV-12})$$

Ở đây :

$i$  - độ dốc của mặt đường;  $i \approx \text{tga}$ .

Trong biểu thức (IV-12), độ dốc  $i$  có giá trị "dương" khi ô tô chuyển động lên dốc và có giá trị "âm" khi ô tô chuyển động xuống dốc. Vì vậy giá trị hệ số cản tổng cộng của mặt đường  $\psi$  có giá trị "dương" nếu ô tô chuyển động trên mặt đường nằm ngang ( $\alpha = 0$ ) hoặc lên dốc hoặc xuống dốc nhưng giá trị của hệ số cản lăn vẫn lớn hơn giá trị của độ dốc  $i$  và hệ số cản  $\psi$  có giá trị "âm" khi ô tô chuyển động xuống dốc mà giá trị của độ dốc  $i$  lớn hơn giá trị của hệ số cản lăn  $f$ , nghĩa là  $i > f$ .

Ta xem xét trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định), trên mặt đường nằm ngang, nghĩa là :  $j = 0$ ,  $\alpha = 0$  thì phương trình cân bằng lực kéo được biểu thị như sau :

$$P_k = P_f + P_w ; \quad (\text{IV-13})$$

hay :

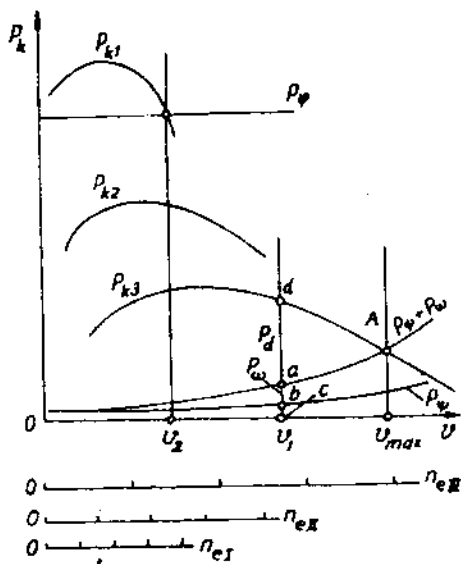
$$\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} = fG + Wv^2 ;$$

## 2. Đồ thị cân bằng lực kéo

Phương trình cân bằng lực kéo của ô tô có thể biểu diễn bằng đồ thị. Chúng ta xây dựng quan hệ giữa lực kéo phát ra tại các bánh xe chủ động  $P_k$  và các lực cản chuyển động phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô  $v$ , nghĩa là :  $P_f = f(v)$ .

Trên trục tung ta đặt các giá trị của lực, trên trục hoành ta đặt các giá trị của vận tốc. Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa các lực nói trên và vận tốc chuyển động của ô tô, được gọi là đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô (hình IV-3).

Trên trục hoành của đồ thị, ta đặt các giá trị vận tốc chuyển động của ô tô  $v$ . Trên trục tung ta đặt các giá trị của lực kéo tiếp tuyến ứng với các số truyền khác nhau của hộp số  $P_{kI}$ ,  $P_{kII}$ ,  $P_{kIII}$  ... (giả sử ta xây dựng đồ thị với hộp số có ba số truyền với số



Hình IV-3 Đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô

3 là số truyền thẳng :  $i_{h3} = 1$ ). Hình dạng của đường cong lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  giống như dạng của đường cong mômen xoắn của động cơ  $M_e$  bởi vì :

$$P_{kn} = \frac{M_e i_{tn} \eta_t}{r_b} ;$$

Ở đây :

$P_{kn}$  - lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động ở số thứ  $n$  của hộp số.

$i_{tn}$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực ở số thứ  $n$ .

Sau đó ta xây dựng đường lực cân của mặt đường  $P_\psi = f(v)$ . Nếu hệ số cản lăn và độ dốc của mặt đường không

đối thì đường lực cản tổng cộng của mặt đường  $P_\psi$  là một đường nằm ngang vì chúng không phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô (đường song song với trục hoành).

Nếu hệ số cản lăn thay đổi khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn hơn  $16,7 + 22$  m/s thì đường cong lực cản tổng cộng của mặt đường  $P_\psi = f(v)$  phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô, do đó khi  $v > 16,7 + 22$  m/s thì phần này sẽ là một đường cong. Tiếp sau đó, ta xây dựng đường cong lực cản của không khí, đây là một đường cong bậc 2 phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô. Các giá trị của đường cong lực cản không khí được đặt lên trên đường cong lực cản tổng cộng của mặt đường  $P_\psi$ .

Như vậy, ta được đường cong tổng hợp là tổng số lực cản của mặt đường  $P_\psi$  và lực cản không khí  $P_\omega$ , nghĩa là  $P_\psi + P_\omega$ . Đường cong giữa lực kéo tiếp tuyến  $P_k = f(v)$  và đường cong  $P_\psi + P_\omega = f(v)$  cắt nhau tại điểm A, khi chiếu điểm A xuống trục hoành, ta được vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  trong điều kiện chuyển động đã cho. Tương ứng với các vận tốc khác nhau của ô tô, thì các tung độ nằm giữa các đường cong lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  và đường cong lực cản tổng hợp  $P_\psi + P_\omega$  nằm về bên trái của điểm A là lực kéo dư của ô tô, ký hiệu là  $P_d$ , lực kéo dư nhằm để tăng tốc ô tô hoặc ô tô chuyển động lên dốc với độ dốc tăng lên.

Cần chú ý rằng, tại điểm A là giao điểm giữa đường cong lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  ở số truyền cao nhất của hộp số và đường cong lực cản tổng hợp  $P_\psi + P_\omega$  ở loại đường đã cho, tại đây ô tô không còn khả năng tăng tốc và khắc phục độ dốc cao hơn.

Nếu ô tô chuyển động trên đường bằng  $\alpha = 0$ , nghĩa là đường lực cản tổng cộng của mặt đường chỉ là lực cản lăn

$P_{\psi} = P_f$  thì đường cong lực cản tổng hợp sẽ là  $P_f + P_{\omega}$ .

Giao điểm A lúc này chiếu xuống trục hoành sẽ được vận tốc lớn nhất của ô tô khi chuyển động trên đường bằng  $\alpha = 0$  và ở số truyền cao nhất của hộp số, lúc đó lực kéo dư bằng không ( $P_d = 0$ ).

Sử dụng đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô (hình IV-3) có thể xác định được các chỉ tiêu động lực học của ô tô khi chuyển động ổn định. Ví dụ như vận tốc chuyển động lớn nhất của ô tô  $v_{max}$ , các lực cản thành phần ở một vận tốc nào đó, ví dụ tại vận tốc  $v_1$  thì tung độ  $bc$  là lực cản tổng cộng của mặt đường  $P_{\psi}$ , tung độ  $ab$  là lực cản của không khí  $P_{\omega}$ , còn tung độ  $ad$  là lực kéo dư  $P_d$  và tung độ  $cd$  là lực kéo tiếp tuyến  $P_k$ .

Để xem xét đến khả năng có thể xảy ra sự trượt quay của các bánh xe chủ động, trên đồ thị ta cũng xây dựng đường lực bám phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của ô tô  $P_{\varphi}$  nghĩa là  $P_{\varphi} = f(v)$ .

Lực bám  $P_{\varphi}$  được tính theo công thức :

$$P_{\varphi} = m G_{\varphi} \varphi ;$$

Ở đây :

$G_{\varphi}$  - trọng lượng của ô tô phân bố lên cầu chủ động;

$\varphi$  - hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường;

$m$  - hệ số phân bố tải trọng động.

Lực bám  $P_{\varphi}$  biểu diễn trên đồ thị là một đường nằm ngang song song với trục hoành. Khu vực các đường cong lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  nằm dưới đường lực bám  $P_{\varphi}$  (hình IV-3) thỏa mãn điều kiện  $P_k < P_{\varphi}$  nghĩa là khu vực ô tô chuyển

động không bị trượt quay của các bánh xe chủ động, còn nếu phần đường cong nào của lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  nằm phía trên đường lực bám  $P_\varphi$  thì ô tô không thể khởi hành được và nếu ô tô chuyển động vào loại đường đó thì các bánh xe chủ động sẽ bị trượt quay.

Như vậy điều kiện thỏa mãn cho ô tô chuyển động ổn định, không bị trượt quay sẽ là :

$$P_\varphi > P_k > P_c \quad (IV-14)$$

Trong đó :  $P_c = P_\psi + P_w$ .

### III. NHÂN TỐ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA Ô TÔ

#### 1. Nhân tố động lực học

Khi so sánh tính chất động lực học của các loại ô tô khác nhau và ứng với các điều kiện làm việc của ô tô trên các loại đường khác nhau, người ta mong muốn có được một thông số mà nó thể hiện được ngay tính chất động lực học của ô tô.

Trong phương trình cân bằng lực kéo (IV-10) đã đưa vào được các nhân tố đặc trưng cho tính chất động lực học của ô tô như : hệ số cản của mặt đường  $\psi$  ( $\psi = f \pm i$ ), tốc độ chuyển động của ô tô  $v$  và gia tốc của ô tô  $j$ , nhưng trong biểu thức này lại có một loạt các thông số kết cấu của ô tô như mômen xoắn của động cơ  $M_e$ , trọng lượng của ô tô  $G$ , nhân tố cản của không khí  $W$  ... Do vậy phương trình (IV-10) không thuận lợi để đánh giá các loại ô tô khác nhau. Bởi vậy cần có thông số đặc trưng tính chất động lực học của ô tô mà các chỉ số về kết cấu không có mặt trong thông số đó. Thông số đó là nhân tố động lực học của ô tô.

Nhân tố động lực học của ô tô là tỷ số giữa lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  trừ đi lực cản của không khí  $P_w$  và chia cho trọng

lượng toàn bộ của ô tô. Tỷ số này ký hiệu bằng chữ "D".

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \left( \frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} - W v^2 \right) \cdot \frac{1}{G}; \quad (\text{IV-15})$$

Qua biểu thức (IV-15), ta nhận thấy rằng trị số của nhân tố động lực học  $D$  chỉ phụ thuộc vào các thông số kết cấu của ô tô, vì vậy nó có thể xác định cho mỗi ô tô cụ thể.

Khi ô tô chuyển động ở số thấp (tỷ số truyền của hộp số lớn) thì nhân tố động lực học sẽ lớn hơn so với khi ô tô chuyển động ở số cao (tỷ số truyền của hộp số nhỏ hơn) vì lực kéo tiếp tuyến ở số thấp sẽ lớn hơn và lực cản không khí sẽ nhỏ hơn so với số cao.

Để xem xét mối liên hệ giữa nhân tố động lực học  $D$  với điều kiện chuyển động của ô tô, nếu từ vế phải của phương trình (IV-10), ta chuyển lực cản không khí sang vế bên trái và chia cả hai vế của phương trình cho trọng lượng toàn bộ của ô tô, ta nhận được biểu thức sau đây :

$$D = \frac{\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} - W v^2}{G} = \frac{G (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \pm \frac{G}{g} \delta_j}{G};$$

Kết hợp với biểu thức (IV-11) ta được :

$$D = \frac{\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} - W v^2}{G} = \psi \pm \frac{\delta_j}{g}; \quad (\text{IV-16})$$

Qua biểu thức (IV-16), ta có nhận xét sau đây : nhân tố động lực học  $D$  của ô tô thể hiện khả năng ô tô thắng lực cản tổng cộng và khả năng tăng tốc.

Khi ô tô chuyển động đều (ổn định), nghĩa là gia tốc của nó  $j = 0$  thì giá trị của nhân tố động lực học bằng hệ số cản tổng cộng của mặt đường, nghĩa là  $D = \psi$ . Cũng như

vậy, khi ô tô chuyển động đều  $j = 0$  và trên đường bằng  $i = 0$  thì giá trị nhân tố động lực học bằng hệ số cản lăn, nghĩa là  $D = f$ , giá trị này có được khi ô tô chuyển động ở số truyền cao nhất của hộp số và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải, tại đó ta nhận được vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$ .

Giá trị nhân tố động lực học lớn nhất  $D_{nax}$  tương ứng với sức cản của mặt đường được đặc trưng bằng hệ số cản tổng cộng lớn nhất ở số truyền thấp nhất của hộp số  $\psi_{max}$ .

Các trị số nhân tố động lực học  $D = \psi$ ,  $D_{max}$  và vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  là các chỉ tiêu đặc trưng cho tính chất động lực học của ô tô khi chuyển động đều (ổn định).

Đúng như biểu thức (IV-16), để duy trì cho ô tô chuyển động một thời gian dài thì cần phải thỏa mãn điều kiện sau :

$$D \geq \psi \quad (IV-17)$$

Nếu tính đến khả năng bị trượt quay của các bánh xe chủ động trong quá trình làm việc thì nhân tố động lực học cũng bị giới hạn theo điều kiện bám của các bánh xe chủ động với mặt đường.

Ta có lực kéo tiếp tuyến lớn nhất của các bánh xe chủ động  $P_{kmax}$  bị giới hạn theo điều kiện bám như sau :

$$P_{\varphi} \geq P_{kmax} ;$$

hay :

$$m \cdot \varphi \cdot G_{\varphi} \geq P_{kmax} ;$$

Và nhân tố động lực học tính toán theo điều kiện bám như sau :

$$D_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} - P_{\omega}}{G} = \frac{m \varphi G_{\varphi} - W v^2}{G} \quad (IV-18)$$

Ở đây :



$D_\varphi$  - nhân tố động lực học theo điều kiện bám.

Để cho ô tô chuyển động không bị trượt quay của bánh xe chủ động trong một thời gian dài thì nhân tố động lực học của ô tô phải thỏa mãn điều kiện :

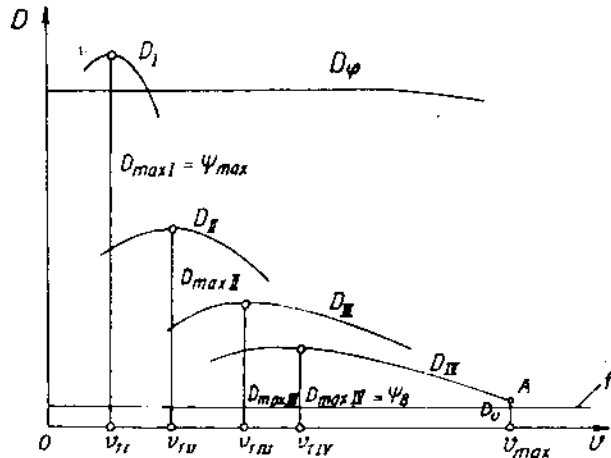
$$D_\varphi \geq D ; \quad (\text{IV-19})$$

Kết hợp điều kiện (IV-17) và (IV-19) để duy trì cho ô tô chuyển động, chúng phải thỏa mãn điều kiện sau đây :

$$D_\varphi \geq D \geq \psi ; \quad (\text{IV-20})$$

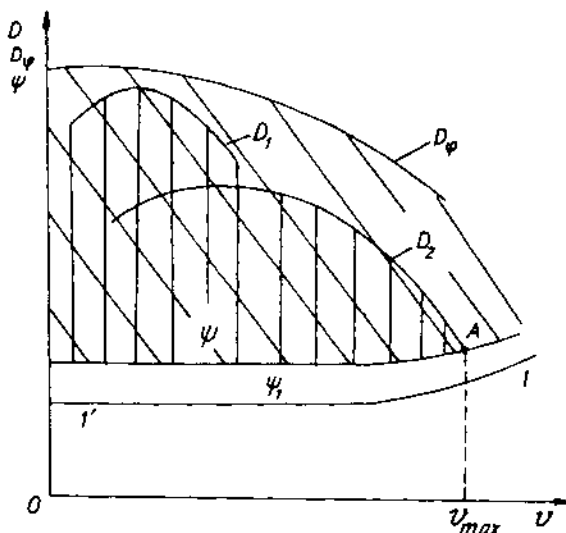
## 2. Đồ thị nhân tố động lực học

Nhân tố động lực học của ô tô  $D$  có thể biểu diễn bằng đồ thị. Đồ thị nhân tố động lực học  $D$  biểu thị mối quan hệ phụ thuộc giữa nhân tố động lực học và vận tốc chuyển động của ô tô, nghĩa là  $D = f(v)$ , khi ô tô có tải trọng đầy và động cơ làm việc với chế độ toàn tải được thể hiện trên hình (IV-4), (đồ thị có 4 số truyền của hộp số) và được gọi là đồ thị nhân tố động lực học của ô tô.



Hình IV-4 Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô

Trên trục tung, ta đặt các giá trị của nhân tố động lực học  $D$ , trên trục hoành, ta đặt các giá trị vận tốc chuyển động của ô tô  $v$ .



Hình IV-8 Vùng sử dụng đồ thị nhân tố động lực học  $D$  theo điều kiện bám của bánh xe chủ động và điều kiện sức cản của mặt đường

### 3. Giới hạn đồ thị

Trên đồ thị nhân tố động lực học  $D$  ta cũng xây dựng các đường cong  $D_\varphi = f(v)$  và  $\psi = f(v)$  để xét mối quan hệ giữa nhân tố động lực học của ô tô theo điều kiện bám của các bánh xe chủ động với mặt đường và điều kiện lực cản của mặt đường.

Như vậy tương ứng với điều kiện ô tô chuyển động, trên một loại đường xác định, tức là chúng ta đã biết được các hệ số bám  $\varphi$  và hệ số cản tổng cộng  $\psi$  thì việc sử dụng nhân tố động lực học của ô tô phải thỏa mãn điều kiện như biểu thức (IV-20). Trên đồ thị nhân tố động lực học thì khu vực

sử dụng tương ứng với điều kiện ở biểu thức (IV-20) là phần những đường cong nằm dưới đường cong  $D_\varphi = f(v)$  và nằm trên đường  $\psi = f(v)$  (hình IV-5).

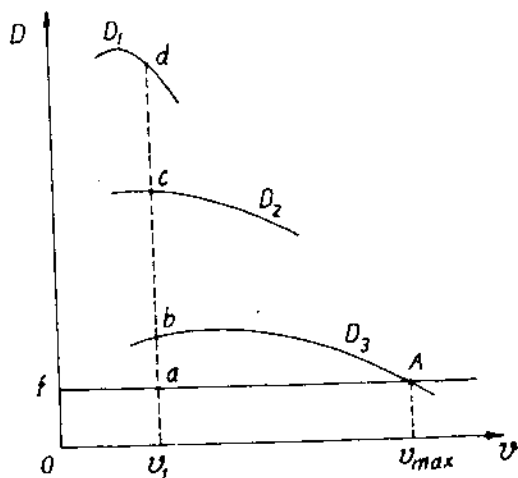
#### 4. Sử dụng đồ thị nhân tố động lực học

##### a. Xác định vận tốc lớn nhất của ô tô

Ta biết rằng khi ô tô chuyển động đều (ổn định) nghĩa là  $j = 0$  thì tung độ mỗi điểm của đường cong nhân tố động lực học  $D$  ở các số truyền khác nhau chiếu xuống trục hoành sẽ xác định vận tốc lớn nhất  $v_{max}$  của ô tô ở loại đường với hệ số cản tổng cộng đã cho.

Ví dụ : Để xác định vận tốc lớn nhất của ô tô trên loại đường có hệ số cản  $\psi$ , (hình IV-5) ta theo trục tung của đồ thị nhân tố động lực học vạch một đường  $\psi = f(v)$ , đường này cắt đường nhân tố động lực học  $D_2$  tại điểm A ; chiếu điểm A xuống trục hoành ta xác định được vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  ở vận tốc này hoàn toàn thỏa mãn điều kiện  $D = \psi$ .

Nếu đường cong nhân tố động lực học hoàn toàn nằm phía trên đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường  $\psi_1$  (đường 1'-1) thì ô tô không có khả năng chuyển động đều (ổn định) khi động cơ



Hình IV-5 Xác định tốc độ lớn nhất của ô tô trên đồ thị nhân tố động lực học

làm việc ở chế độ toàn tải. Để thỏa mãn điều kiện này thì chúng ta có thể giải quyết bằng hai cách sau đây :

Cách thứ nhất là người lái có thể chuyển sang số cao hơn của hộp số để cho đường cong nhân tố động lực học ở số cao hơn. Cát đường hệ số cản tổng cộng của mặt đường  $\psi$  ở phần làm việc ổn định trên đường nhân tố động lực học.

Cách thứ hai là người lái cần giảm ga hoặc trả về bót thanh răng của bơm cao áp để giảm bớt công suất của động cơ. Nếu không giải quyết bằng một trong hai biện pháp trên thì sẽ xảy ra hiện tượng tăng tốc của ô tô.

Trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) tức là  $j = 0$  và trên loại đường tốt, nằm ngang  $\alpha = 0$ , hệ số cản tổng cộng của mặt đường sẽ chính bằng hệ số cản lăn :  $\psi = f$ . Giao điểm A của đường hệ số cản lăn  $f$  và đường cong nhân tố động lực học  $D_3$  chiếu xuống trục hoành xác định được vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  ở số truyền cao nhất và động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (hình IV-6).

### b. Xác định độ dốc lớn nhất của ô tô

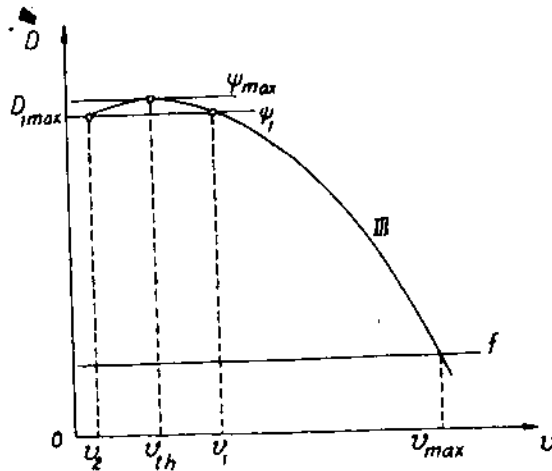
Đúng như đã trình bày ở trên, trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) thì ta có  $D = \psi$ , nếu biết hệ số cản lăn của loại đường thì ta có thể tìm được độ dốc lớn nhất của đường mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước. Ta có :

$$i_{max} = D - f = \psi - f \quad (IV-21)$$

Giả sử ô tô chuyển động ở tốc độ  $v_1$  (hình IV-6) thì độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở các số truyền khác nhau của hộp số được thể hiện bằng các đoạn tung độ  $ad$  (ở số I),  $ac$  (ở số II) và  $ab$  (ở số III). Còn độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể khắc phục được ở mỗi tỷ số truyền khác nhau của hộp số, khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải được

xác định bằng các đoạn tung độ  $D_{max} - f$ , như vậy :

$$i_{max} = D_{max} - f ; \quad (IV-22)$$



Minh IV-7 Khu vực làm việc của nhân tố động lực học

Cũng cần chú ý rằng tại điểm có nhân tố động lực học lớn nhất  $D_{max}$  ở mỗi một số truyền thì đường cong nhân tố động lực học chia làm hai khu vực bên trái và bên phải mỗi đường cong (hình IV-7).

Các vận tốc chuyển động của ô tô ứng với điểm cực đại của mỗi đường cong nhân tố động lực học được gọi vận tốc tới hạn của ô tô ở mỗi số truyền của hộp số  $v_{th}$ . Giả thiết rằng ô tô đang chuyển động đều (ổn định) ở vận tốc lớn hơn vận tốc tới hạn. Ở vận tốc này khi lực cản của mặt đường tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống, lúc đó nhân tố động lực học tăng lên (hình IV-7), do đó nó có thể thắng được lực cản tăng lên và giữ cho ô tô chuyển động ổn định. Vì vậy vùng bên phải của vận tốc tới hạn  $v > v_{th}$

gọi là vùng ổn định.

Ngược lại khi ô tô chuyển động ở vận tốc nhỏ hơn vận tốc tới hạn thì khi lực cản chuyển động tăng lên, vận tốc chuyển động của ô tô sẽ giảm xuống, lúc đó nhân tố động lực học giảm xuống (hình IV-7), do đó nó không có khả năng thắng lực cản tăng lên, làm cho ô tô chuyển động chậm dần và dẫn đến dừng hẳn. Vì vậy vùng bên trái của vận tốc tới hạn  $v < v_{th}$  gọi là vùng mất ổn định.

### c. Xác định sự tăng tốc của ô tô

Nhờ đó thì nhân tố động lực học  $D = f(v)$  ta có thể xác định được sự tăng tốc của ô tô khi hệ số cản của mặt đường đã biết và khi chuyển động ở một số truyền bất kỳ với một vận tốc cho trước.

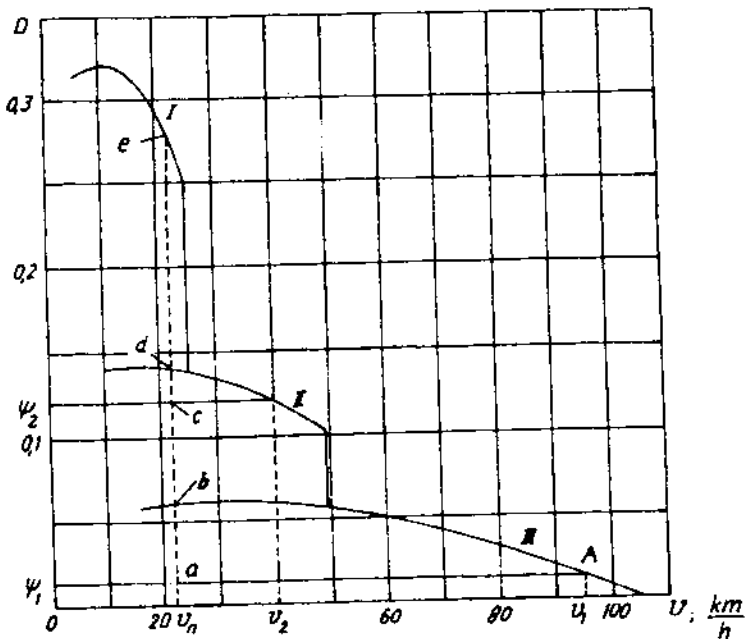
Từ biểu thức (IV-16) khi đã cho trị số của hệ số cản mặt đường  $\psi$ , nhân tố động lực học  $D$ , ta xác định khả năng tăng tốc của ô tô như sau :

$$D = \psi + \frac{\delta_i}{g} j ;$$

$$\text{Từ đó rút ra : } j = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i} ; \quad (\text{IV-23})$$

Trên đó thì nhân tố động lực học (hình IV-8), ta kẻ đường hệ số cản của mặt đường  $\psi = f(v)$ . Giả sử đó thì nhân tố động lực học được xây dựng có 3 số truyền của hộp số và ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản  $\psi_1$ , đường  $\psi_1$  sẽ cắt đường nhân tố động lực học ở số 3 là  $D_{III}$  tại điểm A, chiếu điểm A xuống trục hoành, ta nhận được vận tốc chuyển động lớn nhất  $v_j$  của ô tô trên loại đường đó.

Cũng trên loại đường này, nếu ô tô chuyển động với vận tốc  $v_n$ , thì khả năng tăng tốc của ô tô ở vận tốc này sẽ được



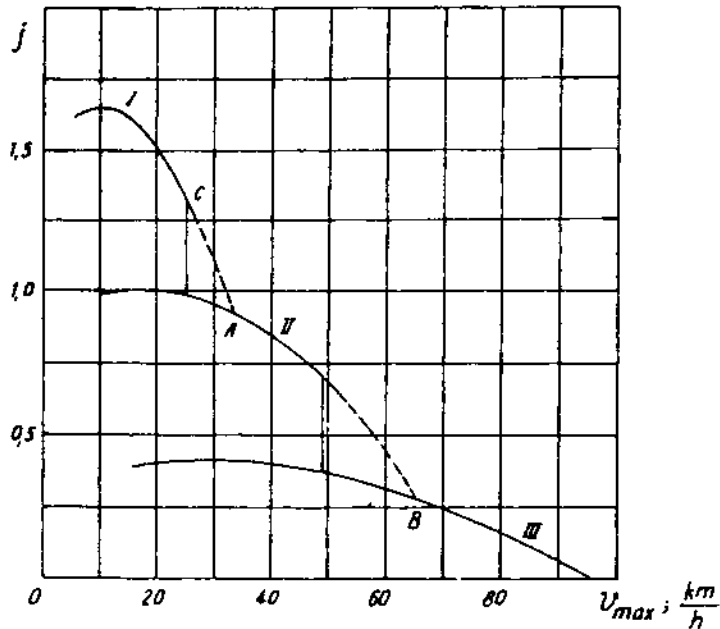
Mình IV-8 Xác định khả năng tăng tốc của ô tô theo đồ thị nhân tố động lực học

biểu thị bằng các đoạn tung độ  $ab$  (ở số 3),  $ad$  (ở số 2) và  $ae$  (ở số 1). Những đoạn tung độ này chính là hiệu số  $D - \psi_1$  ở từng số truyền của hộp số. Dùng biểu thức (IV-23) để tính toán, chúng ta nhận được gia tốc  $j = dv/dt$  của ô tô ứng với các số truyền khác nhau ở vận tốc  $v_n$ . Hệ số  $\delta_i$  được tính theo biểu thức (I-51, I-53). Như vậy chúng ta có thể tìm được gia tốc  $j = dv/dt$  của ô tô ứng với một vận tốc nào đó trên một loại đường bất kỳ ở các tay số khác nhau một cách dễ dàng. Ví dụ : ô tô cùng chuyển động với tốc độ  $v_n$  trên loại đường có hệ số cản  $\psi_2$ , rõ ràng là ô tô không thể chuyển động ở tay số 3 được, còn các đoạn tung độ  $cd$ ,  $ce$  chính là

hiệu số  $D - \psi$  ở các tay số 2 và tay số 1 dùng để tăng tốc ô tô.

Cần chú ý rằng :

Trường hợp ô tô chuyển động xuống dốc mà giá trị độ dốc  $i$  lớn hơn hệ số cản lăn của mặt đường thì hệ số cản tổng cộng của mặt đường có giá trị "âm", nghĩa là  $\psi = f + i < 0$  hay  $\psi < 0$ . Trong trường hợp này đường biểu diễn hệ số cản tổng cộng nằm phía dưới trục hoành.



Hình IV-9 Đồ thị biểu diễn gia tốc của ô tô có 3 số truyền

Theo phương pháp trình bày ở trên, ta cho các giá trị khác nhau của vận tốc thì sẽ tìm được các giá trị  $D - \psi$  ở từng số truyền khác nhau và thay chúng vào biểu thức (IV-23)

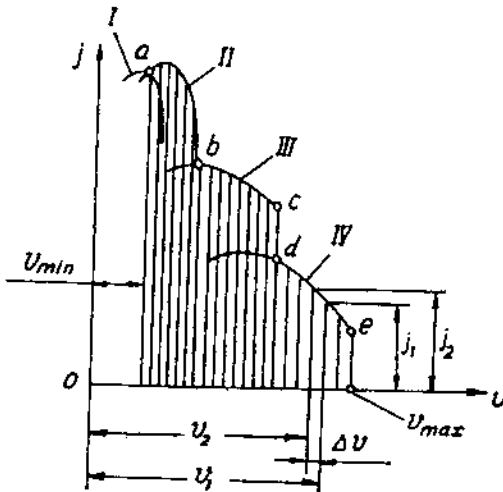


sẽ tính được các giá trị khác nhau của gia tốc ở từng số truyền theo vận tốc của ô tô, nghĩa là  $j = f(v)$  và biểu diễn chúng trong hệ tọa độ  $j - v$  với tung độ là các giá trị của gia tốc  $j$  ở từng số truyền và trục hoành là vận tốc  $v$ .

Các đường cong gia tốc  $j$  được minh họa trên đồ thị hình (IV-9).

Đối với một số ô tô, nhất là ô tô vận tải, ta biết rằng ở số truyền càng thấp (tỷ số truyền càng lớn) thì năng lượng tiêu hao dùng để tăng tốc các khối lượng vận động quay càng lớn, nghĩa là trị số  $\delta_j$  càng lớn, do đó làm cho gia tốc  $j$  càng giảm đi rõ rệt. Vì vậy ở đồ thị gia tốc  $j$  của một số ô tô vận tải ta thường thấy đường cong gia tốc ở số 1 ( $j_1$ ) thấp

hơn đường cong gia tốc ở số 2 ( $j_2$ ) (hình IV-10).



Bảng (IV- 1) dưới đây cho ta trị số gia tốc lớn nhất của ô tô  $j_{max}$  ở các số truyền khác nhau với truyền lực cơ khí.

Hình IV-10 Đồ thị gia tốc của một số ô tô vận tải

Bảng IV- 1

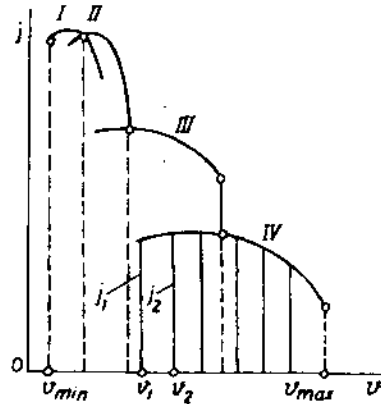
Loại ô tô	Số truyền	Gia tốc lớn nhất $j_{max}$ ; $m/s^2$	
		Số 1	Số cao
Du lịch		2,5 ÷ 3,5	0,80 ÷ 1,20
Vận tải		1,7 ÷ 2,0	0,25 ÷ 0,50
Ô tô buýt		1,8 ÷ 2,3	0,40 ÷ 0,80
Ô tô kéo móc		1,0 ÷ 1,2	0,20 ÷ 0,50

Ô tô có truyền động thủy cơ, gia tốc có thể đạt được từ  $6 \div 8 \text{ m/s}^2$ .

Trong khi tính toán và xây dựng đồ thị tăng tốc của ô tô, ta cần chú ý một số điểm sau đây :

- Giá trị của vận tốc nhỏ nhất  $v_{min}$  trên đồ thị gia tốc (hình IV-11) sẽ tương ứng với số vòng quay ổn định nhỏ nhất của trục khuỷu động cơ  $n_{min}$ . Trong khoảng vận tốc từ giá trị 0 đến  $v_{min}$  thì ô tô bắt đầu giai đoạn khởi hành, lúc đó ly hợp bị trượt và bướm ga hay thanh răng của bơm cao áp mở dần dần. Thời gian khởi hành này kéo dài không lâu lắm, do đó khi tính toán lý thuyết về gia tốc thì quá trình trượt của li hợp ta có thể bỏ qua. Vì vậy, khi tính toán và xây dựng đồ thị, ta bắt đầu tiến hành từ vận tốc  $v_{min}$ .

- Đối với ô tô chở khách khi đạt được vận tốc lớn nhất thì gia tốc  $j_{max} = 0$ , vì ở vận tốc này dự trữ công suất không còn nữa.



Hình IV-11 Đồ thị gia tốc của ô tô

#### d. Xác định thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô

Nhờ đồ thị nhân tố động lực học của ô tô, chúng ta sẽ xác định được sự tăng tốc của ô tô qua đồ thị  $j = f(v)$  và cũng từ đây ta cần xác định thời gian tăng tốc và quãng đường tăng tốc của chúng. Đây là các chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng động lực học của ô tô.

##### 1. Xác định thời gian tăng tốc của ô tô

Từ biểu thức :

$$j = \frac{dv}{dt} ;$$

ta suy ra :

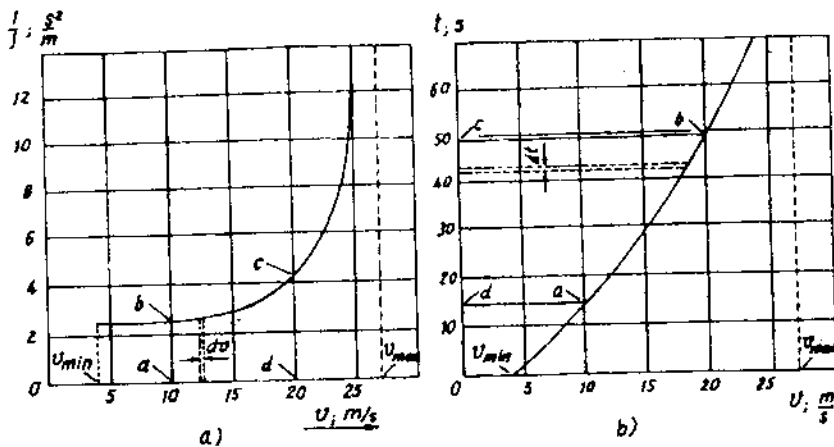
$$dt = \frac{1}{j} dv ;$$

Thời gian tăng tốc của ô tô từ tốc độ  $v_1$  đến tốc độ  $v_2$  sẽ là :

$$t = \int_{v_1}^{v_2} \frac{1}{j} dv ; \quad (\text{IV-24})$$

Tích phân này không thể giải được bằng phương pháp giải tích, do nó không có quan hệ phụ thuộc chính xác về giải tích giữa sự tăng tốc của ô tô  $j$  và vận tốc chuyển động của chúng  $v$ . Nhưng tích phân này có thể giải được bằng đồ thị dựa trên cơ sở đặc tính động lực học hoặc nhờ vào đồ thị gia tốc của ô tô  $j = f(v)$ . Để tiến hành xác định thời gian tăng tốc của ô tô theo phương pháp tích phân bằng đồ thị, ta cần xây dựng đường cong gia tốc nghịch ở mỗi số truyền khác nhau, nghĩa là xây dựng đồ thị  $1/j = f(v)$  (hình IV-12a).

Trên hình IV-12a, ta giả thiết xây dựng đồ thị  $1/j = f(v)$  ở số cao nhất của hộp số. Chúng ta lấy một phần diện tích nào đó tương ứng với khoảng biến thiên vận tốc  $dv$ , phần diện tích được giới hạn bởi đường cong  $1/j$ , trục hoành và hai tung



Hình IV-12 Đồ thị xác định thời gian tăng tốc của ô tô  
 a. Đồ thị gia tốc ngược  $j$   
 b. Đồ thị thời gian tăng tốc của ô tô  $t$

độ tương ứng với sự biến thiên vận tốc  $dv$ , sẽ biểu thị thời gian tăng tốc của ô tô. Tổng cộng tất cả các diện tích nhỏ này lại, ta được thời gian tăng tốc của ô tô từ vận tốc  $v_1$  đến vận tốc  $v_2$  và xây dựng được đồ thị thời gian tăng tốc của ô tô phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô  $t = f(v)$  (hình IV-12b).

Giả sử ô tô tăng tốc từ vận tốc  $10m/s$  lên vận tốc  $20m/s$  thì cần có một khoảng thời gian được xác định bằng diện tích  $abcd$  (hình IV-12a).

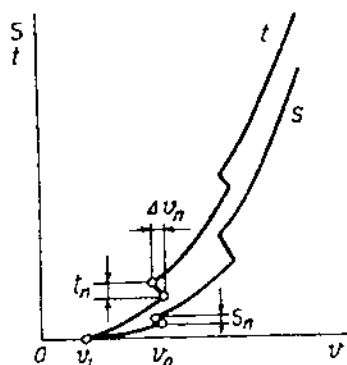
Trong quá trình tính toán và xây dựng đồ thị, ta cần lưu ý rằng :

+ Tại vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  thì gia tốc  $j = 0$  và do đó  $1/j = \infty$ , vì vậy khi lập đồ thị và trong tính toán, ta chỉ lấy giá trị vận tốc của ô tô khoảng  $0,95.v_{max}$

+ Tại vận tốc nhỏ nhất của ô tô  $v_{min}$  thì lấy trị số  $t = 0$

(hình IV-13) và (hình IV-12b).

+ Đối với hệ thống truyền lực của ô tô với hộp số cố cấp, thời gian chuyển từ số thấp lên số cao có xảy ra hiện tượng giảm vận tốc chuyển động của ô tô một khoảng  $\Delta v$  (hình IV-13). Trị số giảm vận tốc chuyển động của ô tô  $\Delta v$  có thể xác định nhờ phương trình chuyển động lăn trơn của ô tô như sau :



Hình IV-13 Đồ thị thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô có kể đến sự giảm tốc độ chuyển động khi chuyển số

$$\Delta v = \psi g \frac{t_i}{\partial_i} ; \text{ m/s} \quad (\text{IV-25})$$

Ở đây :

$\Delta v$  - độ giảm vận tốc chuyển động khi chuyển số (m/s);

$\psi$  - hệ số cản tổng cộng của mặt đường;

$g$  - gia tốc trọng trường,  $\text{m/s}^2$ ;

$t_i$  - thời gian chuyển số.

Thời gian chuyển số  $t_i$  phụ thuộc vào trình độ của người lái ô tô, kết cấu của hộp số và chủng loại động cơ đặt trên ô tô.

Đối với người lái có trình độ cao thì  $t_i = 0,5 + 3s$ .

## 2. Xác định quãng đường tăng tốc của ô tô

Sau khi đã lập được đồ thị biểu diễn quan hệ phụ thuộc giữa thời gian tăng tốc  $t$  và vận tốc chuyển động của ô tô  $v$ , ta có thể xác định được quãng đường tăng tốc của ô tô đi

ược ứng với thời gian tăng tốc đó :

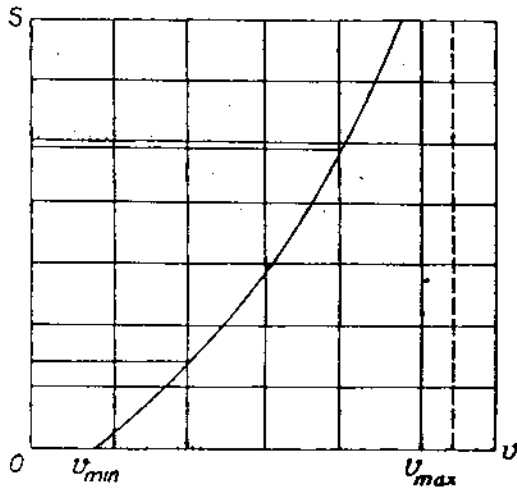
Từ biểu thức  $v = dS/dt$ , ta suy ra  $dS = vdt$ .

Quãng đường tăng tốc của ô tô  $S$  từ vận tốc  $v_1$  đến vận tốc  $v_2$  sẽ là :

$$S = \int_{v_1}^{v_2} vdt \text{ (m)} ; \quad (\text{IV-26})$$

Tích phân này cũng không thể giải được bằng phương pháp giải tích, do nó cũng không có mối quan hệ phụ thuộc chính xác về giải tích giữa thời gian tăng tốc và vận tốc chuyển động của ô tô. Vì vậy, chúng ta cũng áp dụng phương pháp giải bằng đồ thị trên cơ sở đồ thị thời gian tăng tốc của ô tô (hình IV-12b).

Chúng ta lấy một phần nào đó diện tích tương ứng với khoảng biến thiên thời gian  $dt$ , phần diện tích được giới hạn bởi đường cong thời gian tăng tốc, trục tung và hai hoành độ tương ứng với độ biến thiên thời gian  $dt$ , sẽ biểu thị quãng đường tăng tốc của ô tô. Tổng cộng tất cả các diện tích nhỏ này lại, ta được



Hình IV-14 Đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô  $S = f(v)$

quãng đường tăng tốc của ô tô từ vận tốc  $v_1$  đến vận tốc  $v_2$  và xây dựng được đồ thị quãng đường tăng tốc của ô tô phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của chúng  $S = f(v)$  (hình IV-14).

Giả sử ô tô tăng tốc từ tốc độ  $v_1 = 10$  m/s đến tốc độ  $v_2 = 20$  m/s thì ô tô đi được quãng đường được xác định bằng diện tích abcd (hình IV-12b).

Xác định thời gian và quãng đường tăng tốc của ô tô theo đồ thị nhân tố động lực học tuy đơn giản nhưng thiếu chính xác, mặc dù có kể cả sự giảm vận tốc khi chuyển số. Vì vậy nó chỉ có giá trị trong phạm vi lý thuyết ô tô, còn trong thực tế, người ta phải kiểm nghiệm lại bằng các thí nghiệm với ô tô chuyển động trên đường.

#### IV. ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC CỦA Ô TÔ KHI TẢI TRONG THAY ĐỔI

Ở phần III chương này đã nghiên cứu đặc tính động lực học của ô tô tương ứng với trường hợp ô tô có tải trọng đầy. Trong quá trình sử dụng thực tế, không phải lúc nào ô tô cũng chở tải đầy và tải trọng hàng hóa cũng như hành khách có thể thay đổi trong một phạm vi khá lớn như các loại ô tô vận tải và thậm chí còn có thể thay đổi nhiều hơn nữa, nếu ô tô có kéo móc.

Từ biểu thức tính toán nhân tố động lực học (IV-15) ta nhận xét rằng :

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 nào đó theo công thức :

$$D_x G_x = DG$$

hay :

$$D_x = D \frac{G}{G_x}, \quad (IV-27)$$

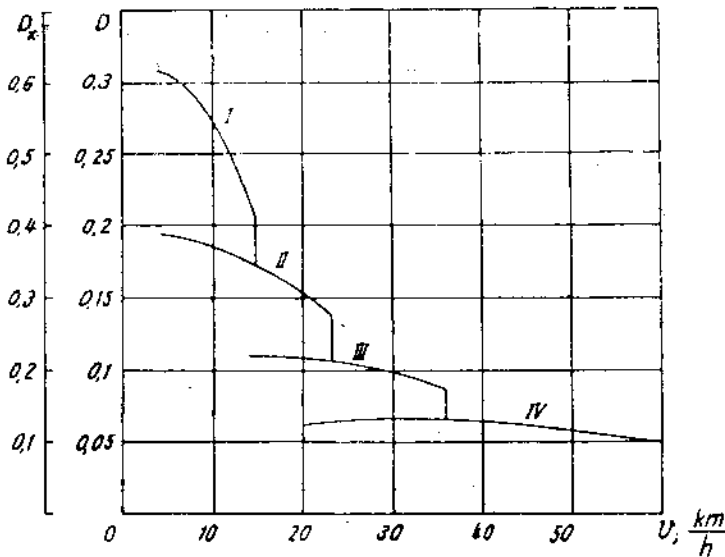
Ở đây :

$G_x$  - trọng lượng mới của ô tô;

$D_x$  - nhân tố động lực học của ô tô tương ứng với trọng lượng mới;

$G$  - trọng lượng của ô tô khi đầy tải;

$D$  - nhân tố động lực học của ô tô tương ứng với khi đầy tải.

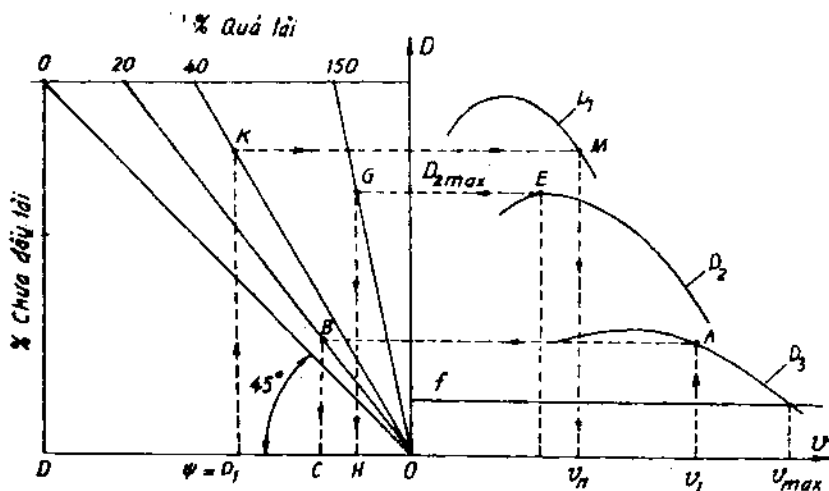


Hình IV-15 Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô, có 4 số truyền khi chuyển động với tải trong dây  $G$  và khi có  $G_x = 0,5G$

Về phương diện đồ thị nhân tố động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi, ta cũng căn cứ vào nhận xét ở trên và thấy rằng chỉ cần thay đổi tỷ lệ xích trên trục tung của



đồ thị nhân tố động lực học của ô tô khi tải trọng dầy là có đồ thị nhân tố động lực học của ô tô khi có tải trọng mới. Ví dụ ứng với trường hợp ô tô có tải trọng dầy  $G$ , ta có nhân tố động lực học là  $D$  (cột bên phải hình IV-15), ứng với trường hợp ô tô có tải trọng  $G_x = 0,5G$  thì theo biểu thức (IV-27), ta có  $D_x = 2D$  (cột bên trái hình IV-15), giá trị của trục tung lấy gấp hai lần so với trường hợp ô tô có tải trọng dầy. Như vậy nếu như ô tô làm việc với những tải trọng bất kỳ, ví dụ bằng 25%, 50%, 75% ... của tải trọng dầy thì ta phải lập một số lớn tỷ lệ nhân tố động lực học tương ứng. Để tránh tình trạng phải lập quá nhiều tỷ lệ trên trục tung của đồ thị nhân tố động lực học, ta có thể xây dựng đồ thị đặc tính động lực học của ô tô ứng với các tải trọng thay đổi và được gọi là đồ thị tia như trên hình IV-16.



Hình IV-16 Đồ thị tia theo nhân tố động lực học khi tải trọng thay đổi

Những đường đặc tính động lực học của ô tô lập ra ở

góc phần tư bên phải của đồ thị tương ứng với trường hợp ô tô có tải trọng đầy, còn ở góc phần tư bên trái của đồ thị, ta vạch từ gốc tọa độ những tia làm với trục hoành các góc  $\alpha$  khác nhau mà :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D}{D_x} = \frac{G_x}{G} ; \quad (\text{IV-28})$$

Như vậy mỗi tia ứng với một tải trọng  $G_x$  nào đó tính ra phần trăm so với tải trọng đầy của ô tô.

Trong trường hợp  $G_x = G$  thì  $\operatorname{tg} \alpha = 1$ , lúc này tia làm với trục hoành một góc  $\alpha = 45^\circ$ , các tia có  $\alpha > 45^\circ$  ứng với  $G_x > G$  (khu vực quá tải), các tia có  $\alpha < 45^\circ$  ứng với  $G_x < G$  (khu vực chưa đầy tải).

Đồ thị tia có ý nghĩa quan trọng trong sử dụng thực tế, nhờ nó mà ta có thể giải quyết được một loạt các nhiệm vụ tính toán sức kéo trong sử dụng.

*Thí dụ :*

- Xác định nhân tố động lực học  $D$  của ô tô khi chuyển động với vận tốc  $v_1$ , ở tay số 3 với tải trọng của ô tô lúc này là 20% quá tải. Từ vận tốc  $v_1$  bên phải của đồ thị, ta kẻ đường thẳng song song với trục tung, cắt đường cong nhân tố động lực học  $D_3$  tại điểm A. Từ điểm A kẻ đường thẳng song song với trục hoành, cắt tia 20% quá tải tại điểm B (phần bên trái đồ thị), rồi từ điểm B lại kẻ đường song song với trục tung, cắt trục hoành về phía bên trái gốc O tại điểm C. Tương ứng với tỷ lệ xích của đồ thị, đoạn OC biểu thị nhân tố động lực học  $D$  cần xác định ứng với điều kiện đã cho.

- Xác định hệ số cản lớn nhất của mặt đường  $\psi_{max}$ .

Giả sử ô tô chuyển động ở số 2 với 150% quá tải, từ điểm giá trị lớn nhất của đường cong nhân tố động lực học ở số 2  $D_{2max}$  tại điểm E (phần bên phải đồ thị) ta kẻ đường

song song với trục hoành, cắt tia 150% quá tải tại điểm G (phần bên trái, đồ thị), từ điểm G kẻ đường song song với trục tung và cắt trục hoành tại điểm H. Tương ứng với tỷ lệ xích của đồ thị, đoạn OH biểu thị hệ số cản lớn nhất của mặt đường mà ô tô có thể khác phục được ứng với điều kiện đã cho.

- Xác định vận tốc chuyển động của ô tô khi biết hệ số cản của mặt đường và tải trọng của ô tô.

Giả sử rằng, biết hệ số cản của mặt đường  $\psi = D_1$ , với 40% quá tải. Muốn biết được ô tô chuyển động ở số truyền nào thích hợp và vận tốc là bao nhiêu, ta làm như sau :

Từ điểm  $\psi = D_1$  ở góc bên trái của đồ thị trên trục hoành, ta kẻ đường thẳng song song với trục tung, cắt tia 40% quá tải tại điểm K. Từ điểm K, ta kẻ đường song song với trục hoành, cắt đường cong nhân tố động lực học  $D_1$  ở góc bên phải của đồ thị tại điểm M. Ta chiếu điểm M xuống trục hoành sẽ được vận tốc chuyển động của ô tô ở tay số 1 với vận tốc là  $v_n$ .

Ngoài ra dựa vào đồ thị tia, ta cũng có thể xác định được tải trọng của ô tô khi biết được vận tốc của ô tô và hệ số cản của mặt đường mà ô tô cần khác phục.

## V. ẢNH HƯỞNG CỦA CÁC THÔNG SỐ CẤU TẠO CỦA Ô TÔ ĐẾN ĐẶC TÍNH ĐỘNG LỰC HỌC

### 1. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của truyền lực chính

Từ công thức xác định nhân tố động lực học  $D$  của ô tô, ta có :

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{\frac{M_e i_1 \eta_t}{r_b} - W v^2}{G} ;$$

Trong đó :

$i_t$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực với  $i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_o$ ;

Ở đây :

$i_h$  - tỷ số truyền của hộp số;

$i_p$  - tỷ số truyền của hộp số phụ (nếu có);

$i_o$  - tỷ số truyền của truyền lực chính;

$v$  - vận tốc chuyển động của ô tô.

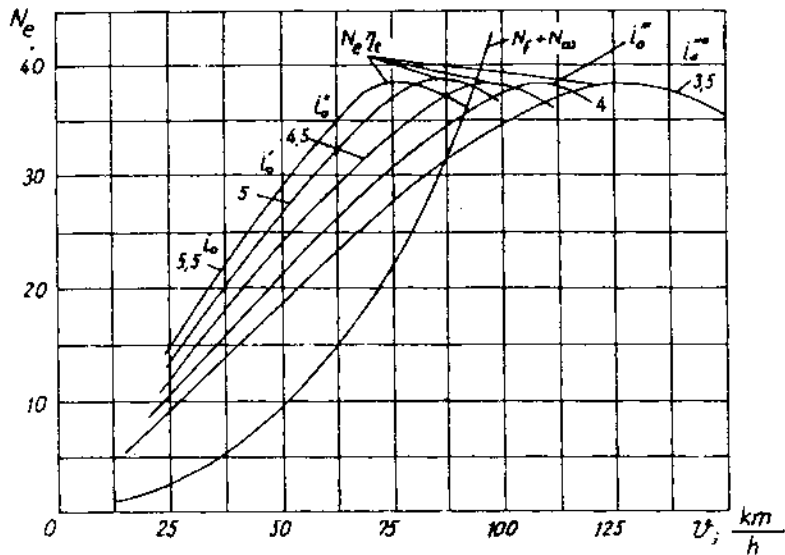
$$v = \frac{2\pi n_c r_b}{60 i_h i_p i_o} ; \text{ m/s}$$

Qua các biểu thức trên, ta thấy rằng tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  có ảnh hưởng đến chất lượng động lực học của ô tô và vận tốc chuyển động của chúng.

Khi tăng tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  thì nhân tố động lực học cũng tăng lên, có nghĩa là khả năng khác phục lực cản chuyển động của ô tô cũng tăng lên, nhưng khi  $i_o$  tăng lên đồng thời cũng làm cho vận tốc lớn nhất của ô tô ở mỗi số truyền của hộp số cũng giảm xuống và như vậy làm tăng số vòng quay của trục khuỷu động cơ cho một đơn vị quãng đường chạy. Điều đó sẽ dẫn đến tăng tiêu hao nhiên liệu và giảm tuổi thọ các chi tiết trong động cơ.

Phương pháp chọn tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  được nghiên cứu bằng sự cân bằng công suất của ô tô.

Giả sử ta lập những đường cong công suất của động cơ phát ra tại các bánh xe chủ động của ô tô ứng với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính theo thứ tự  $i_o' > i_o > i_o'' > i_o''' \dots$  khi tỷ số truyền của hộp số là số truyền thẳng và tỷ số truyền của hộp số phụ ở số cao (nếu có) (hình IV-17).



Hình IV-17. Đồ thị cân bằng công suất ô tô với các tỷ số truyền khác nhau của truyền lực chính  $i_0$

Đường cong công suất cân  $N_f + N_w$  xác định công suất cần thiết để khắc phục lực cản lăn và lực cản không khí không thay đổi khi tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_0$  thay đổi vì công suất này chỉ phụ thuộc vào trọng lượng của ô tô, dạng khí động học của nó cũng như vào chất lượng của mặt đường. Qua đồ thị chúng ta thấy rằng : nếu giảm tỷ số truyền của truyền lực chính từ  $i_0$  xuống  $i_0''$  thì lượng dự trữ công suất của ô tô bị giảm đi, nhưng vận tốc lớn nhất của ô tô được tăng lên. Nếu tiếp tục giảm tỷ số truyền của truyền lực chính từ  $i_0''$  xuống  $i_0'''$  thì ta thấy rằng lượng dự trữ công suất của ô tô cũng như vận tốc lớn nhất của chúng đều bị giảm. Trên cơ sở phân tích sự cân bằng công suất của ô tô với các tỷ số truyền của truyền lực chính khác nhau, ta rút ra kết

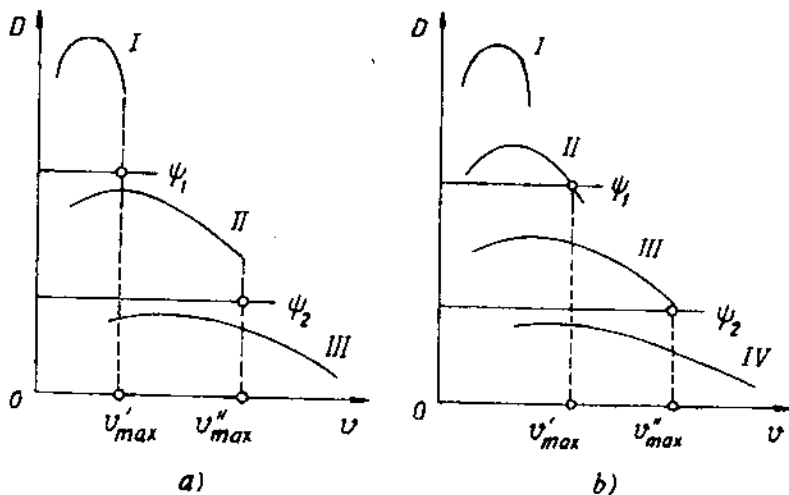
luận rằng : việc giảm tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  nếu quá trị số  $i'_o$  là không có lợi, vì khi đó lượng dự trữ công suất của ô tô và vận tốc lớn nhất của nó đều giảm xuống. Do đó việc chọn tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  phải đảm bảo sao cho ô tô đạt được vận tốc lớn nhất có thể có. Tuy nhiên ta cũng cần biết rằng, đa số các ô tô cần phải gia tốc nhanh, nghĩa là yêu cầu lượng dự trữ công suất của ô tô cần phải lớn, còn vận tốc đạt được lớn nhất thì hầu như không sử dụng đến, mặt khác có tăng tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  lên một ít (đến  $i''_o$ ) thì vận tốc lớn nhất của ô tô chỉ giảm đi chút ít so với  $i'_o$ , nhưng lượng dự trữ công suất để tăng tốc lại tăng lên đáng kể. Vì vậy chọn tỷ số truyền của truyền lực chính  $i'_o$  là hợp lý hơn cả (hình IV-17).

Cần lưu ý rằng, riêng đối với các loại ô tô thể thao và ô tô đua thì quan trọng nhất là cần có vận tốc lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  thì ta lại chọn tỷ số truyền của truyền lực chính  $i'_o$  là hợp lý hơn cả.

## 2. Ảnh hưởng của số lượng số truyền trong hộp số

Nhằm mục đích làm rõ ảnh hưởng của số lượng số truyền trong hộp số đến tính chất động lực học của ô tô, chúng ta nghiên cứu so sánh đặc tính động lực học của hai loại ô tô, có đặc tính động lực học như nhau nhưng ô tô thứ nhất với hộp số có 3 số truyền (hình IV-18a) và ô tô thứ 2 có 4 số truyền (hình IV-18b) và chúng đều có tỷ số truyền ở số thứ nhất (số I) và số cuối bằng nhau.

Qua hai đồ thị ta thấy rằng : nếu hai ô tô cùng chuyển động trên cùng một loại đường có hệ số cản tổng cộng như



Hình IV-18. Đặc tính động lực học của ô tô

a. Ô tô có hộp số 3 cấp;

b. Ô tô có hộp số 4 cấp.

nhau là  $\psi_2$ , thì vận tốc lớn nhất có được ở ô tô có hộp số 3 cấp là  $v''_{max}$  sẽ nhỏ hơn vận tốc lớn nhất của ô tô có hộp số 4 cấp là  $v'_{max}$ . Nếu chúng ta cũng cho ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản tổng cộng  $\psi_1 > \psi_2$  thì ta cũng nhận được vận tốc lớn nhất của ô tô với hộp số 3 cấp sẽ nhỏ hơn tốc độ lớn nhất của ô tô với hộp số 4 cấp  $v'_{max}$ .

Như vậy, tăng số lượng số truyền trong hộp số sẽ dẫn đến việc tăng tốc độ trung bình của ô tô. Tuy nhiên nếu tăng quá mức số lượng số truyền của hộp số sẽ làm cho hộp số phức tạp, cồng kềnh, khối lượng của hộp số tăng lên và làm phức tạp cho người điều khiển. Vì vậy, đối với ô tô con, hộp số thông thường không vượt quá 4 đến 5 cấp. Còn đối với ô

tô vận tải và ô tô chở khách thì không vượt quá từ 5 đến 6 cấp.

Hiện nay, người ta thường dùng hộp số vô cấp nhằm mục đích nâng cao vận tốc trung bình và nâng cao tính chất động lực học của ô tô, có lợi hơn nữa là, có hộp số vô cấp thì làm cho người lái điều khiển nhẹ nhàng, ô tô chuyển động êm dịu khi gia tốc, giảm được tải trọng động lên các cơ cấu truyền lực của ô tô. Về phương diện tính kinh tế nhiên liệu thì có lợi lớn nhất là động cơ làm việc ở chế độ toàn tải mà không phụ thuộc vào chế độ vận tốc chuyển động của ô tô.

### 3. Ảnh hưởng của tỷ số truyền của hộp số

Hộp số được đặt trong hệ thống truyền lực của ô tô nhằm đảm bảo khả năng khắc phục lực cản của mặt đường luôn thay đổi. Ta cần tiến hành xác định tỷ số truyền của từng số trong hộp số.

#### a. Xác định tỷ số truyền ở số I của hộp số

Tỷ số truyền ở số I cần phải chọn sao cho lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động của ô tô có thể khắc phục được lực cản tổng cộng lớn nhất của mặt đường. Từ phương trình cân bằng lực kéo khi ô tô chuyển động ổn định, ta có :

$$P_{kmax} \geq \psi_{max} \cdot G + Wv^2 \quad (IV-29)$$

Khi ô tô chuyển động ở số I thì tốc độ của chúng rất chậm, do đó ta bỏ qua lực cản của không khí. Như vậy :

$$P_{kmax} \geq \psi_{max} \cdot G ; \quad (IV-30)$$

Hay :



$$\frac{M_{emax} i_o i_{hl} i_{pc} \eta_t}{r_b} \geq \psi_{max} G ;$$

Nghĩa là :

$$i_{hl} \geq \frac{\psi_{max} G r_b}{M_{emax} i_o i_{pc} \eta_t} ; \quad (IV-31)$$

Trong đó :

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

Một khác lực kéo tiếp tuyến lớn nhất phát ra ở các bánh xe chủ động  $P_{kmax}$  bị hạn chế bởi điều kiện bám, cho nên :

$$P_{kmax} \leq m G_\varphi \varphi ; \quad (IV-32)$$

hay :

$$\frac{M_{emax} i_o i_{hl} i_{pc} \eta_t}{r_b} \leq m G_\varphi \varphi ;$$

Theo điều kiện bám thì tỷ số truyền ở số I được chọn là :

$$i_{hl} \leq \frac{m G_\varphi \varphi r_b}{M_{emax} i_o i_{pc} \eta_t} ; \quad (IV-33)$$

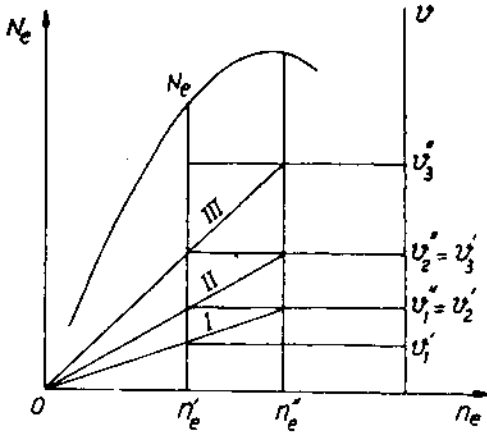
Như vậy khi chọn tỷ số truyền ở số I của hộp số thỏa mãn theo biểu thức (IV-31), chúng ta cần phải kiểm tra chúng theo điều kiện bám phải thỏa mãn biểu thức (IV-33).

Nếu như điều kiện (IV-33) không được thỏa mãn thì phải tính lại trọng lượng phân bố lên cầu chủ động, nghĩa là phải thiết kế lại bố trí chung của ô tô.

Sau khi đã chọn được tỷ số truyền ở số I của hộp số, sẽ tiếp tục chọn hệ thống tỷ số truyền của hộp số.

### b. Xác định tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số

Tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số có thể được lựa chọn theo một trong hai phương pháp sau đây :



Hình IV-18. Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân

1. Chọn hệ thống tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số theo cấp số nhân.

Cấp số nhân hiện nay được dùng rộng rãi để chọn hệ thống tỷ số truyền của hộp số ô tô.

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 của động cơ từ  $n_e'$  đến  $n_e''$  là không đổi.

Giả thiết rằng, trong khi chuyển số thì ô tô không bị ngắt dòng công suất, do đó không mất mát vận tốc, nghĩa là thời gian chuyển số xem như bằng không. Nói một cách khác, khi gia tốc ô tô và chuyển từ số thấp lên số cao thì vận tốc cuối cùng của số thấp bằng vận tốc đầu tiên của số cao tiếp theo (hình IV- 19), nghĩa là :

$$v''_1 = v'_2 ; v''_2 = v'_3 ; \dots v''_{n-1} = v'_n \quad (\text{IV- 34})$$

Vận tốc cuối cùng của ô tô ở các số truyền khác nhau được tính theo công thức :

$$\text{Số thứ } n : \quad v''_{n-1} = \frac{2\pi n_e'' r_b}{60 i_o i_{n(n-1)} i_{pc}} \quad , \text{ m/s} ; \quad (\text{IV-35})$$

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

$$\text{Số thứ } (n-1) : \quad v'_n = \frac{2\pi n'_e r_b}{60 i_o i_{hn} i_{pc}} ; \text{ m/s} \quad (\text{IV-36})$$

Kết hợp các biểu thức (IV-34), (IV-35), (IV-36) ta được :

$$\frac{n''_e}{i_{hI}} = \frac{n'_e}{i_{hII}} ; \frac{n''_e}{i_{hII}} = \frac{n'_e}{i_{hIII}} ; \dots ; \frac{n''_e}{i_{h(n-1)}} = \frac{n'_e}{i_{hn}}$$

Và ta có :

$$\frac{i_{hI}}{i_{hII}} = \frac{i_{hII}}{i_{hIII}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n''_e}{n'_e} = q ; \quad (\text{IV-37})$$

Ở đây :

$v', v''$  - vận tốc ô tô tương ứng với số vòng quay  $n'_e$  và  $n''_e$  của trục khuỷu động cơ;

$n$  - số lượng số truyền của hộp số.

Biểu thức (IV-37) cho chúng ta thấy rằng, tỷ số truyền của hộp số chọn theo cơ sở lý luận ở trên được xếp theo cấp số nhân mà công bội là "q". Từ biểu thức (IV-37), ta có :

$$i_{hII} = \frac{i_{hI}}{q} ; i_{hIII} = \frac{i_{hII}}{q} ; \dots ; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

hay :

$$i_{hIII} = \frac{i_{hI}}{q^2} ; \dots ; i_{hn} = \frac{i_{hI}}{q^{(n-1)}} ; \quad (\text{IV-38})$$

Từ (IV-38), ta có công bội của cấp số nhân là :

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{hI}}{i_{hn}}} ; \quad (\text{IV-39})$$

Qua biểu thức (IV-39), để xác định được công bội "q" của cấp số nhân, ta cần biết tỷ số truyền  $i_{h1}$  ở số 1, số lượng số truyền  $n$  trong hộp số và tỷ số truyền của số cuối, cùng trong hộp số  $i_{hn}$ .

Thông thường trong thiết kế ô tô nhằm mục đích nâng cao tính chất động lực học của chúng, nâng cao hiệu suất của hệ thống truyền lực, người ta thường chọn tỷ số truyền ở số cao nhất của hộp số là số truyền thẳng, nghĩa là  $i_{hn} = 1$ , do đó ta có công bội  $q$  như sau :

$$q = \sqrt[n-1]{i_{h1}} ; \quad (IV-40)$$

Trong trường hợp này, tỷ số truyền của các số trung gian được xác định theo các biểu thức sau đây :

$$\left. \begin{aligned} i_{hII} &= \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-2)}} \\ i_{hIII} &= \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-3)}} \\ &\vdots \\ i_{hk} &= \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-k)}} \end{aligned} \right\} \quad (IV-41)$$

Ở đây :

$k$  - số thứ tự của số truyền.

Bảng IV-2 cho ta công thức tính tỷ số truyền của hộp số từ 3 cấp đến 5 cấp, có số truyền cuối cùng là số truyền thẳng  $i_{hn} = 1$ .

Bảng IV- 2. Tỷ số truyền của hộp số

Số truyền	Hộp số		
	3 cấp	4 cấp	5 cấp
Số 1	$i_{h1}$	$i_{h1}$	$i_{h1}$
Số 2	$\sqrt{i_{h1}}$	$\sqrt[3]{i_{h1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{h1}^3}$
Số 3	1	$\sqrt[3]{i_{h1}}$	$\sqrt[4]{i_{h1}^2}$
Số 4	-	1	$\sqrt[4]{i_{h1}}$
Số 5	-	-	1

Ở một số ô tô vận tải người ta chọn số cuối cùng của hộp số là số truyền tăng  $i_{hn} < 1$  nhằm tăng được vận tốc lớn nhất của ô tô khi chuyển động trên loại đường tốt, do đó nâng cao được tính kinh tế nhiên liệu của ô tô và tăng được tuổi thọ của động cơ. Tỷ số truyền tăng được chọn theo sự cân bằng công suất của ô tô và kiểm tra lại bằng thực nghiệm. Tỷ số truyền tăng  $i_{hn}$  được chọn trong khoảng 0,7 đến 0,85.

Khi hộp số có số truyền tăng thì số truyền thẳng  $i_h = 1$  sẽ là số truyền trước nó. Do đó công thức tổng quát để xác định tỷ số truyền ở các số trung gian của hộp số như sau.

Công bội của cấp số :

$$q = \sqrt[n-2]{i_{h1}}$$

Tỷ số truyền thứ  $k$  sẽ là :

$$i_{hk} = \sqrt[n]{i_{hl}^{n-(1+k)}} ; \quad (IV-42)$$

Ở đây :

$n$  - số cấp của hộp số (số lượng số truyền của hộp số kể cả số truyền táng);

$k$  - số thứ tự của số truyền.

Qua các biểu thức (IV- 7), (IV- 40) ; (IV- 41) và (IV- 42), ta có nhận xét rằng :

+ Ô tô thông thường hay 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.

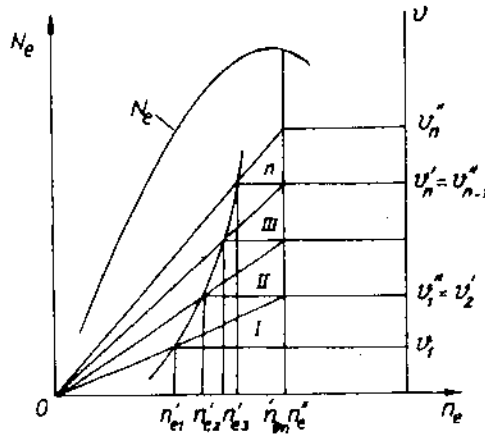
+ Nếu công bội của cấp số  $q = 1$  thì số cấp sẽ tăng lên vô hạn và vận tốc trung bình sẽ tăng cũng như hệ số sử dụng tải trọng động cơ sẽ tăng. Vì vậy, xu hướng ngày nay đang được phát triển là sử dụng hộp số vô cấp.

2. Chọn hệ thống tỷ số truyền của các số trung gian theo cấp số điều hòa.

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 IV- 20), nghĩa là :

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{(n-1)} = \text{hằng số} \quad (IV-43)$$

Tương ứng với vận tốc ở các số truyền khác nhau tại số vòng quay  $n_2$  của động cơ (hình IV-20), ta có :



Hình IV-20 Đồ thị sang số của ô tô khi tỷ số truyền bố trí theo cấp số điều hòa

$$v_1'' = \frac{2\pi n_e'' \cdot r_b}{60 i_o i_{hI} i_{pc}} ; v_2'' = \frac{2\pi n_e'' \cdot r_b}{60 i_o i_{hII} i_{pc}} ; \dots ;$$

$$v_{(n-1)}'' = \frac{2\pi n_e'' \cdot r_b}{60 i_o i_{h(n-1)} i_{pc}} ; v_n'' = \frac{2\pi n_e'' \cdot r_b}{60 i_o i_{hn} i_{pc}} ; \quad (\text{IV-44})$$

Như vậy ta có :

$$\frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} = \frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a ; \quad (\text{IV-45})$$

Ở đây :

$a$  - hằng số điều hòa

$n$  - số lượng số truyền của hộp số

Từ công thức (IV-45), ta xác định được tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số khi biết tỷ số truyền ở số I là  $i_{hI}$  và hằng số điều hòa là  $a$ .

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} &= a, \text{ do đó } i_{hII} = \frac{i_{hI}}{1 + a i_{hI}} \\ \frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} &= a, \text{ do đó } i_{hIII} = \frac{i_{hI}}{1 + 2a i_{hI}} \\ &\dots = \dots \\ \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} &= a, \text{ do đó } i_{hn} = \frac{i_{hI}}{1 + (n-1)a i_{hI}} \end{aligned} \right\} \text{(IV-46)}$$

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

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a, \text{ do đó } 1 - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a ;$$

và :

$$1 = \frac{i_{hI}}{1 + (n-1)a i_{hI}} ;$$

Vậy :

$$a = \frac{i_{hI} - 1}{(n-1)i_{hI}} ; \quad \text{(IV-47)}$$

Hằng số điều hòa  $a$  phụ thuộc vào tỷ số truyền ở số I  $i_{hI}$  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 cách kết hợp các biểu thức IV-46 và IV-47, ta có :

$$\left. \begin{aligned} i_{hII} &= \frac{(n-1)i_{hI}}{(n-2) + i_{hI}} ; \\ i_{hIII} &= \frac{(n-1)i_{hI}}{(n-3) + 2i_{hI}} ; \\ &\dots = \dots \\ i_{h(n-1)} &= \frac{(n-1)i_{hI}}{1 + (n-2)i_{hI}} \end{aligned} \right\} \text{IV-48}$$

và tỷ số truyền ở số thứ  $k$  của hộp số :



$$i_{hk} = \frac{(n-1)i_{hl}}{(n-k) + (k-1)i_{hl}} ;$$

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 IV-20). 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 :

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

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.

## VI. TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

### A. Các dạng thông số

Khi tính toán sức kéo của ô tô, người thiết kế cần phân biệt ba dạng thông số :

- Các thông số cho trước ;
- Các thông số chọn ;
- Các thông số tính toán.

#### 1. Các thông số cho trước

Các thông số cho trước bao gồm :

- a) Loại ô tô : ô tô vận tải, ô tô chở khách, ô tô con (một cầu chủ động, hoặc tất cả các cầu đều là chủ động).
- b) Trọng tải hữu ích  $G_e$  hoặc số hành khách.
- c) Tốc độ lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  ở số truyền cao.
- d) Hệ số cản của mặt đường  $\psi$  tương ứng với vận tốc

cao nhất.

e) Hệ số cản lớn nhất của mặt đường mà ô tô có thể khác phục được ở số I là  $\psi$  hoặc  $D_{max}$ .

f) Loại động cơ dùng trên ô tô (động cơ xăng hoặc động cơ diesel).

g) Loại hệ thống truyền lực.

Chú ý : Khi thiết kế ô tô vận tải thì hệ số cản tổng cộng của mặt đường  $\psi$  cần cho lớn hơn một ít so với hệ số cản tổng cộng khi ô tô chuyển động ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô để có thêm một phần dự trữ công suất nhằm cho ô tô chuyển động được ổn định ở vận tốc lớn nhất. Thông thường chọn  $\psi = 0,025 \div 0,035$ . Như vậy, khi cho hệ số cản lán  $f = 0,02$  thì ô tô còn có thể khác phục được độ dốc  $i = 0,005 \div 0,015$  khi chuyển động ở vận tốc lớn nhất  $v_{max}$ .

Đối với ô tô con, hệ số cản tổng cộng của mặt đường khi chuyển động với vận tốc lớn nhất chọn bằng hệ số cản lán  $f$ , nghĩa là vận tốc lớn nhất chỉ đạt được khi chuyển động trên đường bằng  $i = 0$ .

## 2) Các thông số chọn

a) Trọng lượng bản thân của ô tô  $G_0$

b) Hệ số cản của không khí  $K$  và diện tích chính diện của ô tô  $F$ , hoặc nhân tố cản không khí  $W = K.F$ .

c) Trọng lượng phân bố ra các cầu ô tô khi không có tải  $G_{01}$ ,  $G_{02}$  và khi có tải đầy  $G_1$ ,  $G_2$

d) Tốc độ góc của trục khuỷu động cơ ứng với công suất lớn nhất  $n_N$ .

f) Hiệu suất cơ khí của hệ thống truyền lực  $\eta_t$ .

Các thông số chọn dựa trên các điều kiện sử dụng thực

tế, các số liệu thí nghiệm và trên cơ sở các ô tô mẫu sẵn có cùng loại.

### 3. Các thông số tính toán

Trong tính toán sức kéo của ô tô khi thiết kế các thông số cần xác định gồm :

- Công suất của động cơ  $N_c$  ;
- Thể tích công tác của động cơ  $V_c$  ;
- Tỷ số truyền của truyền lực chính  $i_o$  ;
- Số lượng số truyền và tỷ số truyền của hộp số  $n, i_h$  hộp phân phối hoặc hộp số phụ  $i_p$  .

## B. Trình tự tính toán

### 1. Xác định trọng lượng toàn bộ của ô tô

a. Đối với ô tô con và ô tô chở khách

$$G = G_o + n_h G_h + G_{hl}$$

Ở đây :

$G_o$  - trọng lượng bản thân ô tô ;

$G_h$  - trọng lượng của một hành khách ;

$G_{hl}$  - trọng lượng của hành lý ;

$n_h$  - số lượng hành khách kể cả người lái và phụ xe (nếu có)

b. Đối với ô tô vận tải

$$G = G_o + n_c G_h + G_{hh}$$

Ở đây :

$G_o$  - trọng lượng bản thân ô tô;

$G_h$  - trọng lượng của một người;

$n_c$  - số chỗ ngồi trong buồng lái;

$G_{hh}$  - trọng lượng hàng hóa chuyên chở.

## 2. Chọn lớp

Để chọn lớp cần xác định tải trọng tác dụng lên một bánh xe ô tô.

Đối với ô tô con, thông thường trọng lượng phân bố lên cầu trước và cầu sau bằng nhau ( $G_1 = G_2$ ), vì vậy có thể chọn các lớp như nhau. Đối với ô tô vận tải loại  $4 \times 2$ , khi chuyên chở đầy tải, thông thường trọng lượng phân bố ra cầu trước chỉ bằng  $25 \div 30\%$  trọng lượng phân bố ra cầu sau, nghĩa là :

$$G_1 = (0,25 \div 0,30) G$$

$$G_2 = (0,75 \div 0,70) G$$

Cần lưu ý rằng, ở cầu chủ động sau thông thường có 4 bánh xe (loại ô tô  $4 \times 2$ ). Tuy nhiên, theo các tài liệu thí nghiệm thì thường trọng lượng tác dụng lên mỗi lớp sau lớn hơn so với lớp trước, vì vậy ta chọn lớp sau để bố trí cho toàn bộ cả ô tô.

Khi đã chọn được lớp, ta sẽ xác định được bán kính làm việc trung bình  $r_b$  của bánh xe.

## 3. Xác định công suất lớn nhất của động cơ

Xác định công suất của động cơ khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất :

$$N_v = \frac{1}{\eta_t} (\psi \cdot G \cdot v_{max} + K \cdot F \cdot v_{max}^3) \quad ; W.$$

Ở đây :

$G$  - trọng lượng của ô tô; kg.

$v_{max}$  - vận tốc lớn nhất của ô tô; m/s.

Công suất lớn nhất của động cơ :

$$N_{emax} = \frac{N_v}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} ; \quad (IV-49)$$

Ở đây :

$N_v$  - công suất của động cơ khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất;

$a, b, c$  - hệ số thực nghiệm.

$$\lambda = \frac{n_{emax}}{n_N} ;$$

Trong đó :

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

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

- Đối với ô tô dùng động cơ xăng không hạn chế số vòng quay thì  $\lambda = 1,1 \div 1,3$ .

- Đối với ô tô dùng động cơ xăng có hạn chế số vòng quay thì  $\lambda = 0,8 \div 0,9$ .

- Đối với ô tô dùng động cơ diesel thì  $\lambda = 0,8 \div 0,9$ .

Theo các giá trị đã biết  $N_{emax}$ ,  $n_N$ ,  $\lambda$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , ta tính toán được các giá trị công suất khác của động cơ theo số vòng quay  $n_e$  của chúng để xây dựng đường đặc tính vận tốc của động cơ  $N_e = f(n_e)$ .

Ta có :

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

#### 4. Xác định thể tích công tác của động cơ

Thể tích công tác của động cơ được tính theo công thức sau :

$$V_c = \frac{17,5 \cdot 10^5 z N_{emax}}{p_{cN} \cdot n_N} ; l \quad (IV-50)$$

Ở đây :

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

$p_{cN}$  - áp suất hữu ích trung bình ứng với công suất lớn nhất của động cơ ;

$$p_{cN} = 0,45 + 0,6 MPa .$$

$z$  - số kỳ của động cơ.

#### 5. Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính

Tỷ số truyền của truyền lực chính được tính theo công thức sau :

$$i_o = \frac{2\pi r_b \cdot n_{emax}}{60 i_{hn} \cdot i_{fc} \cdot v_{max}} \quad (IV-51)$$

Ở đây :

$i_{hn}$  - tỷ số truyền của hộp số ở số truyền cao nhất, nếu hộp số có số cao nhất là số truyền thẳng thì  $i_{hn} = 1$ , nếu hộp số có số cao nhất là số truyền tăng ( $i_{hn} < 1$ ) thì ta lấy theo số truyền tăng.

$i_{pc}$  - tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối ở số cao, sơ bộ có thể chọn  $i_{pc} = 1 + 1,5$ .

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

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

Đối với ô tô con, thông thường lấy :

$$n_{emax} = 5.000 + 5500 \text{ vg/ph}$$

Đối với ô tô vận tải và ô tô chở khách dùng động cơ xăng thì  $n_{emax} = 2600 + 3500 \text{ vg/ph}$

Đối với ô tô vận tải và ô tô chở khách dùng động cơ diesel thì  $n_{emax} = 2000 + 2600 \text{ vg/ph}$

Cần chú ý rằng, khi tính toán được  $i_o$  theo biểu thức (IV-51), cần so sánh trị số của nó với ô tô cùng loại tương tự, còn khi thiết kế cầu chủ động của ô tô thì giá trị chính xác của  $i_o$  được tính theo số răng của cặp bánh răng truyền lực chính.

#### 6. Xác định số lượng số truyền, tỷ số truyền ở các số của hộp số, hộp số phụ hoặc hộp phân phối

Việc xác định số lượng số truyền trong hộp số; tỷ số truyền ở số I và tỷ số truyền ở các số trung gian, đã được đề cập đến trong phần B của chương này. Dưới đây chúng ta sẽ nói đến việc xác định tỷ số truyền của số lùi và tỷ số truyền của hộp số phụ hay hộp phân phối.

*Xác định tỷ số truyền của số lùi*

Khi thiết kế hộp số, tỷ số truyền của số lùi thông thường ta chọn như sau :

$$i_l = (1,2 + 1,3)i_{h1} ;$$

*Xác định tỷ số truyền của hộp số phụ hoặc hộp phân phối*

Hộp số phụ hoặc hộp phân phối thường có hai số truyền : số truyền cao và số truyền thấp.

Khi thiết kế hộp số phụ hoặc hộp phân phối, tỷ số truyền ở số cao thường lấy như sau :

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

Tỷ số truyền ở số thấp của hộp phân phối được xác định theo điều kiện không có sự trượt quay của các bánh xe chủ động :

$$i_{pt} = \frac{\varphi \cdot Gr_b}{M_{cmax} \cdot i_o \cdot i_{hl} \cdot \eta_t} ; \quad (IV-52)$$

Ở đây :

$i_{pt}$  - tỷ số truyền của hộp phân phối ở số thấp;

$\varphi$  - hệ số bám ( $\varphi = 0,6 \div 0,8$ ).

Khi tìm được giá trị tỷ số truyền ở số thấp của hộp phân phối theo công thức (IV-52), ta cần kiểm tra lại theo điều kiện ô tô chuyển động ổn định ở tốc độ nhỏ nhất :

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

$$v_{min} = \frac{2\pi \cdot n_{emin} \cdot r_b}{60 \cdot i_o \cdot i_{hl} \cdot i_{pt}} ; \text{ m/s.} \quad (IV-53)$$

Ở đây :

$n_{emin}$  - số vòng quay nhỏ nhất của trục khuỷu động cơ  
vg/ph ;

$v_{min}$  - vận tốc nhỏ nhất của ô tô.

## VII. ẢNH HƯỞNG CỦA TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC TỚI CHẤT LƯỢNG KÉO CỦA Ô TÔ

Cùng với hộp số cơ khí trong hệ thống truyền lực của ô tô, ngày nay trên nhiều ô tô có trang bị hệ thống truyền lực thủy cơ.

Hệ thống truyền động thủy cơ thông thường dùng ba loại chủ yếu sau đây :



- Ly hợp thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí;
- Biến mô thủy lực;
- Biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí.

Dùng các loại truyền động kể trên trong hệ thống truyền lực của ô tô có ưu điểm rõ rệt :

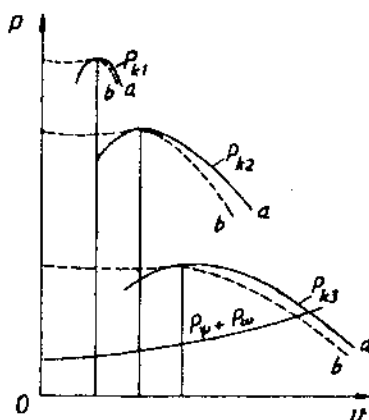
- Điều khiển ô tô nhẹ nhàng;
- Tăng tốc ô tô nhanh chóng và êm dịu;
- Nâng cao chất lượng kéo của ô tô và tính kinh tế nhiên liệu của chúng;
- Nâng cao được tính năng cơ động của ô tô;
- Giảm được tải trọng động lên hệ thống truyền lực của ô tô ...

## **1. Ảnh hưởng của ly hợp thủy lực đến chất lượng kéo của ô tô**

Chúng ta biết rằng chất lượng kéo của ô tô phụ thuộc vào tỷ số truyền của hộp số. Khi gài mỗi tay số, sẽ xác định được quan hệ giữa vận tốc của ô tô và vận tốc quay của trục khuỷu động cơ. Ở một số điều kiện làm việc, ly hợp ma sát có khả năng bị trượt và các chi tiết của chúng bị nóng lên làm hư hỏng bề mặt ma sát, vì vậy nó không thể bị trượt với thời gian dài được. Nếu trong hệ thống truyền lực thay ly hợp ma sát bằng ly hợp thủy lực thì nó có khả năng làm việc trong điều kiện bị trượt lâu dài giữa bánh chủ động (bánh bơm) và bánh bị động (bánh tuabin); nó còn cho phép trục khuỷu động cơ quay ở số vòng quay cao một cách ổn định khi ô tô chuyển động với tốc độ thấp. Nhờ đó, nó có thể tăng tốc một cách nhanh chóng vì sự tăng tốc được tiến hành ở những giá trị lớn của mômen.

Đồ thị hình IV-21 minh họa đặc tính kéo của ô tô với hệ thống truyền lực có đặt ly hợp ma sát và ly hợp thủy lực (hộp số cơ khí có 3 số truyền).

Qua đồ thị ta nhận thấy rằng, nếu trong hệ thống truyền lực dùng ly hợp thủy lực thì ô tô có khả năng làm việc ổn định ở vận tốc rất nhỏ ở số I của hộp số  $i_{H1}$ , như vậy nó làm tốt đặc tính kéo của ô tô ở tốc độ thấp và khả năng tăng tốc của nó nhanh hơn, êm dịu hơn.



Hình IV-21  
 Đồ thị đặc tính kéo của ô tô  
 a- Khi đặt ly hợp ma sát  
 b- Khi đặt ly hợp thủy lực.

## 2. Ảnh hưởng của biến mô thủy lực đến chất lượng kéo của ô tô

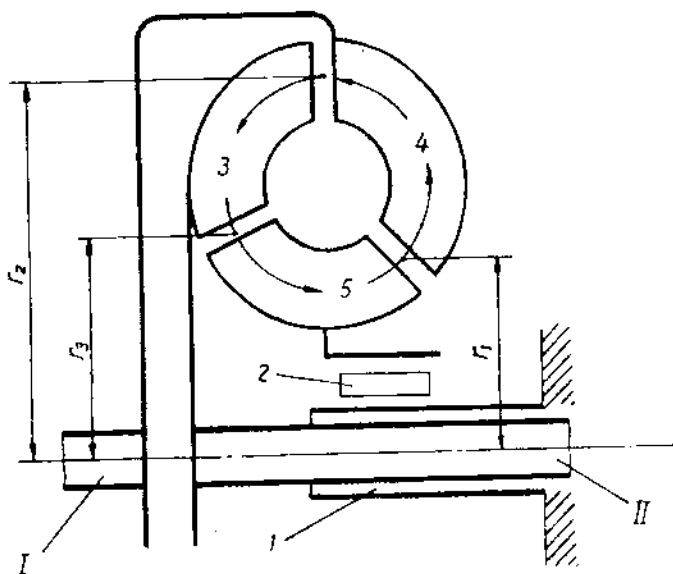
Trong hệ thống truyền lực của ô tô ta thay biến mô thủy lực vào vị trí của ly hợp ma sát và hộp số cơ cấp nhằm thực hiện truyền lực vô cấp.

Bộ biến mô thủy lực làm nhiệm vụ thay đổi vô cấp tự động tỷ số truyền của hệ thống truyền lực theo trị số của các lực cản chuyển động bên ngoài khi động cơ làm việc ở một chế độ ổn định và cho phép tiến hành tăng tốc ô tô một cách êm dịu, không ngắt dòng công suất truyền tới các bánh xe

chủ động.

Truyền mômen xoắn trong biến mô thủy lực cũng như trong ly hợp thủy lực được thực hiện bằng việc sử dụng động năng của chất lỏng tuần hoàn trong các bánh xe công tác của biến mô hay ly hợp thủy lực.

Sơ đồ cấu tạo của biến mô thủy lực trình bày trên hình (IV- 22) gồm có :



Hình IV-22  
Sơ đồ biến mô thủy lực.

Bánh bơm ly tâm 4 được dẫn động quay từ trục khuỷu động cơ I ; bánh tuabin 3 nối với các bánh xe chủ động của ô tô qua hệ thống dẫn động cơ khí II và bánh xe phản ứng 5 nối với moayơ cố định I nhờ khớp nối một chiều 2.

Tất cả ba bánh xe công tác của bộ biến mô thủy lực : bánh bơm, bánh tuabin, bánh phản ứng tạo thành một buồng kín, gọi là vòng tuần hoàn ; trên vòng tuần hoàn này có sự

chuyển động liên tục của dòng chất lỏng từ bánh bơm qua bánh tuabin, từ bánh tuabin qua bánh phản ứng và từ bánh phản ứng ngược trở lại bánh bơm khi bánh bơm đã quay.

Dòng chất lỏng chảy từ bánh bơm đập vào các cánh của bánh tuabin, do đó bánh xe tuabin quay quanh trục của nó và làm trục II quay.

Dựa vào lý thuyết về máy thủy lực, người ta đã chứng minh được rằng : khi biến mô thủy lực làm việc ở chế độ ổn định thì tổng số mômen xoắn tác dụng lên các bánh công tác của nó bằng không, nghĩa là :

$$M_3 + M_4 + M_5 = 0$$

hay :  $-M_3 = M_4 + M_5$  (IV-54)

Ở đây :

$M_3, M_4, M_5$  - mômen xoắn của bánh tuabin, bánh bơm và bánh phản ứng

Dấu (-) đặt trước mômen xoắn của bánh tuabin, chứng tỏ rằng bánh xe tuabin là phần tử bị động.

Từ phương trình (IV-54), ta nhận thấy rằng do có mômen xoắn  $M_5$  của bánh xe phản ứng mà có sự biến đổi mômen xoắn từ trục bánh bơm tới trục bánh tuabin.

Mômen  $M_5$  hình thành là do các cánh của bộ phận phản ứng cố định làm thay đổi hướng của dòng chất lỏng chảy từ bánh tuabin quay trở lại bánh bơm. Nếu bộ phận bánh xe phản ứng có khả năng quay tự do trong dòng chất lỏng thì việc biến đổi mômen xoắn sẽ không xảy ra và biến mô thủy lực trở thành lý hợp thủy lực.

Tác dụng biến đổi mômen của biến mô thủy lực được đặc trưng bằng hệ số biến mô và ký hiệu là  $K_{bm}$  :

$$K_{bm} = \frac{M_T}{M_B} ; \quad (IV-55)$$

Ở đây :

$M_T$  - mômen xoắn ở trục tuabin;

$M_B$  - mômen xoắn ở trục bánh bơm.

Hệ số biến mô  $K_{bm}$  thay đổi tự động phụ thuộc vào điều kiện làm việc của ô tô. Khi lực cản chuyển động bên ngoài tăng lên, vận tốc ô tô giảm xuống, do đó số vòng quay của trục tuabin giảm xuống thì hệ số biến mô sẽ tăng lên. Hệ số biến mô có giá trị lớn nhất khi trục của bánh tuabin bị hãm lại hoàn toàn, nghĩa là bánh tuabin không quay. Ngược lại, khi lực cản chuyển động giảm đi, vận tốc ô tô tăng lên, do đó số vòng quay của trục tuabin tăng lên thì hệ số biến mô giảm xuống. Tính chất tự động làm việc thay đổi mômen xoắn của biến mô thủy lực là do tác động của dòng chất lỏng lên các cánh của bánh tuabin bị thay đổi khi thay đổi số vòng quay của nó. Đặc tính thay đổi và giá trị lớn nhất của hệ số biến mô phụ thuộc vào chủng loại và kết cấu của biến mô thủy lực.

Tỷ số giữa số vòng quay của trục bị động (trục bánh tuabin)  $n_T$  và số vòng quay của trục chủ động (trục bánh bơm)  $n_B$  được gọi là tỷ số truyền động của biến mô thủy lực, ký hiệu là  $i_{bm}$

$$i_{bm} = \frac{n_T}{n_B} ; \quad (IV-56)$$

Hiệu suất của biến mô thủy lực được biểu thị bằng biểu thức sau :

$$\eta_{bm} = \frac{N_T}{N_B} = \frac{M_T n_T}{M_B n_B} = K_{bm} i_{bm} \quad (IV-57)$$

Ở đây :

$N_T$  - công suất phát ra tại bánh tuabin của biến mô thủy lực;

$N_B$  - công suất phát ra tại bánh bơm.

Khi biến mô thủy lực làm việc ở chế độ ly hợp thủy lực thì hệ số biến mô có thể xem như bằng 1. Hiệu suất của biến mô trong trường hợp này sẽ là :

$$\eta_h = \frac{n_T}{n_B} ; \quad (IV-58)$$

Ở đây :

$\eta_h$  - hiệu suất ly hợp thủy lực.

Qua công thức (IV-58) ta có nhận xét rằng, khi trên trục của bánh tuabin có tải trọng tác dụng thì luôn luôn có sự trượt giữa bánh bơm và bánh tuabin ( $n_T < n_B$ ). Tải trọng tác dụng càng tăng thì sự trượt càng tăng và hiệu suất của ly hợp càng giảm. Ở trường hợp giới hạn, bánh tuabin có thể bị dừng hẳn trong khi bánh bơm vẫn quay.

Giá trị mômen xoắn của bánh bơm và bánh tuabin phụ thuộc vào chủng loại biến mô thủy lực, kích thước của nó, số vòng quay của bánh bơm và chất lỏng được sử dụng trong biến mô thủy lực. Các giá trị này được tính như sau :

$$\begin{aligned} M_B &= \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_B^2 \cdot D^5 ; \\ M_T &= \lambda_2 \cdot \gamma \cdot n_B^2 \cdot D^5 . \end{aligned} \quad (IV-59)$$

Ở đây :

$D$  - đường kính ngoài của khoang công tác của biến mô;

$\gamma$  - trọng lượng riêng của chất lỏng chứa trong biến mô thủy lực;

$\lambda_1$  - hệ số mômen sơ cấp của biến mô thủy lực

$\lambda_2$  - hệ số mômen thứ cấp của biến mô thủy lực

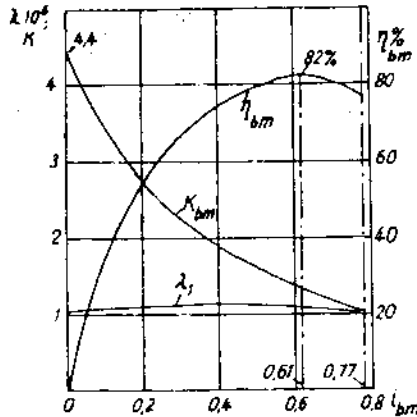
Đối với mỗi loại biến mô thủy lực thì hệ số  $\lambda_1, \lambda_2$  có giá trị riêng của nó và được xác định bằng thực nghiệm.

Từ biểu thức (IV-59), chia biểu thức dưới cho biểu thức trên, ta được :

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{M_T}{M_B} = \lambda_1 K_{bm} ; \quad (IV-60)$$

Trong biểu thức (IV-60), cần lưu ý rằng, hệ số mômen sơ cấp của biến mô thủy lực  $\lambda_1$  đặc trưng cho tính chất thay đổi tải trọng tác dụng trên trục bánh bơm khi thay đổi tải trọng trên trục bánh tuabin.

Nếu  $\lambda_1 \approx \text{const}$  thì biến mô thủy lực được gọi là loại "không nhảy"; nếu  $\lambda_1$  thay đổi thì biến mô thủy lực được gọi là loại "nhảy". Trong hệ thống truyền lực của ô tô, nếu có trang bị biến mô loại "nhảy", khi lực cản chuyển động của ô tô tăng lên thì vận tốc góc của trục bánh bơm cũng như vận tốc góc của trục khuỷu động cơ sẽ tự động giảm xuống, dẫn đến mômen xoắn của động cơ tăng lên trong khi độ mở của bướm ga không thay đổi. Ngược lại khi giảm lực cản chuyển động của ô tô thì vận tốc góc của trục khuỷu động



Hình IV-23

Đồ thị đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực.

cơ cũng như vận tốc chuyển động của ô tô sẽ tự động tăng lên.

Sự thay đổi của các thông số của biến mô thủy lực trong quá trình làm việc theo tỷ số truyền động  $i_{bm}$  được biểu diễn bằng đồ thị và được gọi là đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực.

Trên hình IV- 23 trình bày đồ thị đặc tính không thứ nguyên của một loại biến mô thủy lực đặt trong hệ thống truyền lực của ô tô.

Do không có sự nối cứng giữa trục khuỷu động cơ và hệ thống truyền lực của ô tô khi có biến mô thủy lực, do đó việc tính toán các chỉ tiêu về động lực học của ô tô cần phải phân tích sự làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô thủy lực. Để giải quyết vấn đề này, ta tiến hành các bước sau :

- Xây dựng đường đặc tính mômen của động cơ :

$$M_c = f(n_c) \text{ với } n_c = n_B$$

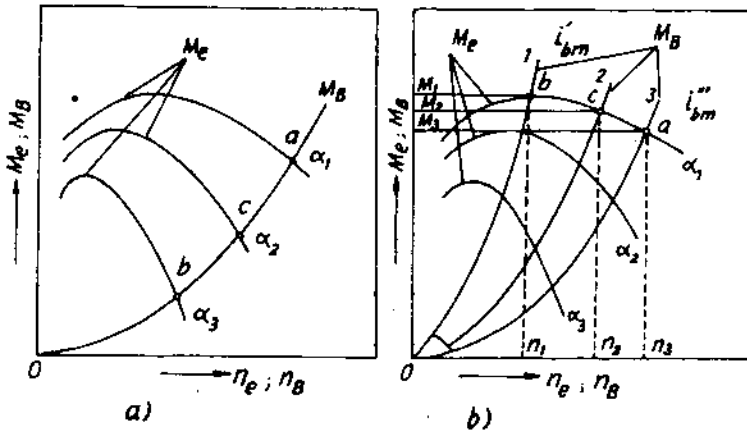
- Cho một giá trị bất kỳ của tỷ số truyền động  $i_{bm}$ , rồi căn cứ vào đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực, tìm được một trị số  $\lambda_1$  tương ứng.

- Sau đó cho một vài giá trị số vòng quay của trục bánh bơm  $n_B$  và theo công thức (IV-59), ta tìm được các giá trị mômen phát ra trên trục bánh bơm  $M_B$  tương ứng với một trị số  $i_{bm}$ . Theo công thức (IV-59) thì mômen phát ra trên bánh bơm phụ thuộc bậc hai vào số vòng quay của chúng, do đó đường cong này là một đường bậc 2 (đường parabol). Tương tự như trên, ta cho các tỷ số truyền động khác nhau của biến mô  $i_{bm}$ , rồi tìm được các trị số  $\lambda_1$  và tính được các trị số mômen khác nhau của trục bánh bơm  $M_B = f(n_B)$ . Các đường đặc tính mômen xây dựng theo các bước trên được biểu thị trên hình IV-24 và gọi là đồ thị đặc tính tải trọng của



hệ thống động cơ - biến mô thủy lực.

Sự làm việc ổn định đồng thời của toàn cụm động cơ và biến mô thủy lực chỉ có thể có được ở những giao điểm của đường cong mômen của bánh bơm  $M_B$  với các đường cong mômen của động cơ  $M_c$  (các điểm a, b, c trên đồ thị hình IV-24). Như vậy, rõ ràng là ứng với mỗi góc mở khác nhau của bướm ga sẽ được một chế độ làm việc chung thích hợp của cụm động cơ và biến mô thủy lực. Chế độ này là không thay đổi và không phụ thuộc vào điều kiện chuyển động của ô tô.



Hình IV-24

Đồ thị đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ - biến mô thủy lực  
a. Loại không nhảy ; b. Loại nhảy

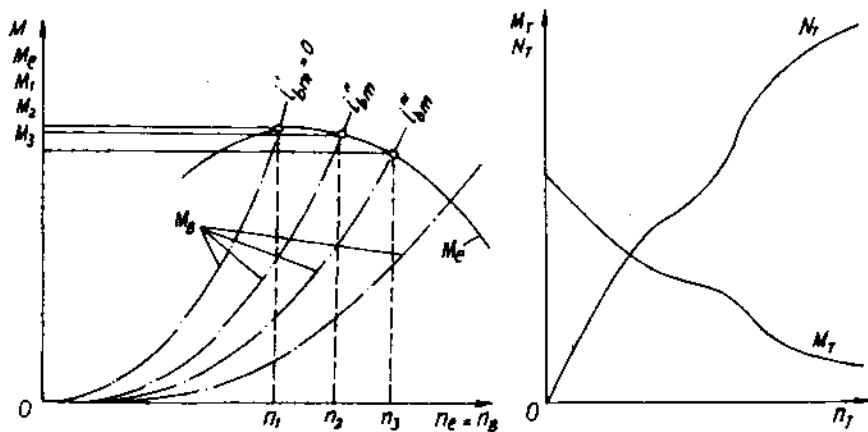
Ví dụ trên đồ thị hình IV-24b, khi động cơ làm việc ở số vòng quay  $n_1$ , ta có mômen tương ứng trên trục bánh bơm là  $M_1$ , ta sẽ xác định được số vòng quay trên trục bánh tuabin là  $n_{T1} = n_1 \cdot i_{bm}$ ;  $M_{T1} = M_1 \cdot K_{bm}$ ; ...  $n_{T3} = n_3 \cdot i_{bm}''$ ,  $M_{T3} = M_3 \cdot K_{bm}''$  ...  
Cần chú ý rằng các giá trị hệ số biến mô  $K_{bm}$ , ...,  $K_{bm}''$  được

lấy từ đường đặc tính không thứ nguyên tương ứng với tỷ số truyền động của nó.

Khi đã biết được các giá trị của  $n_T$  và  $M_T$ , ta xác định công suất trên trục tuabin theo công thức :

$$N_T = M_T \cdot n_T ; W . \quad (IV-61)$$

Đồ thị biểu diễn quan hệ phụ thuộc giữa công suất và mômen phát ra ở trục bánh tuabin với số vòng quay của nó  $N_T = f(n_T)$  và  $M_T = f(n_T)$  được gọi là đường đặc tính ra của hệ thống động cơ-biến mô thủy lực (hình IV-25).



Minh IV-25

Đồ thị đặc tính ra của hệ thống động cơ-biến mô thủy lực

Khi đã có đồ thị đặc tính ra của hệ thống động cơ - biến mô thủy lực, ta tiến hành tính toán các chỉ tiêu động lực học của ô tô với biến mô thủy lực theo phương pháp giống như tính toán đối với ô tô có hệ thống truyền lực cơ khí bình thường.

Vận tốc của ô tô :

$$v = \frac{2\pi n_T r_b}{60 i_t} ; \text{ m/s.} \quad (\text{IV- 62})$$

Trị số lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động :

$$P_k = \frac{M_T \cdot i_t \cdot \eta}{r_b} ;$$

Ở đây :

$i_t$  - tỷ số truyền của phần truyền lực cơ khí nằm giữa biến mô thủy lực và các bánh xe chủ động;

$\eta$  - hiệu suất của phần truyền lực cơ khí nằm giữa biến mô thủy lực và các bánh xe chủ động có tính đến sự tiêu hao năng lượng để dẫn động bơm dầu cung cấp cho hệ thống biến mô thủy lực và hệ thống điều khiển hộp số cơ khí.

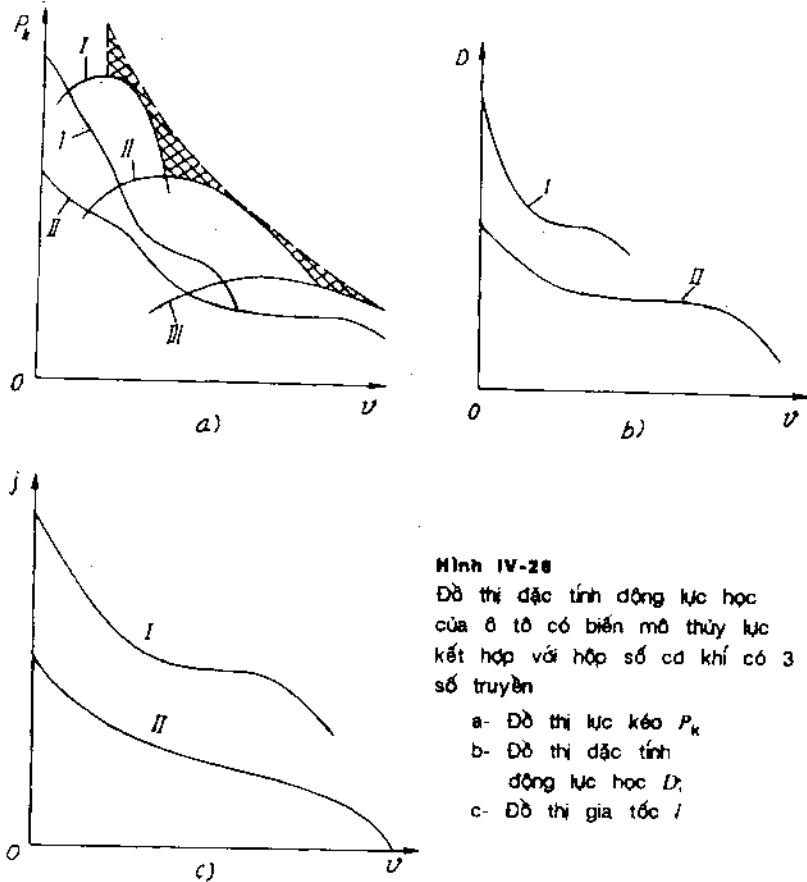
Nếu như hiệu suất của biến mô thủy lực xem như không đổi và bằng hiệu suất của hộp số cơ khí thông thường thì sự thay đổi của lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  là hàm số của vận tốc  $P_k = f(v)$  được biểu thị bằng đường nét đứt trên hình IV-26a.

Trong nhiều trường hợp, ở ô tô lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động là rất lớn so với ô tô cùng loại có hộp số cơ khí (phần gạch chéo). Phần lực kéo dư này đảm bảo làm tốt hơn lên tính chất động lực học của ô tô có biến mô thủy lực. Tuy nhiên hiệu suất của biến mô thủy lực không phải là không đổi và ở khu vực tốc độ góc lớn thì hiệu suất nhỏ. Vì vậy trong thực tế thì lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động khi có biến mô thủy lực được thay đổi và nhỏ hơn so với lực kéo khi có hộp số cơ khí. Hậu quả đó ảnh hưởng xấu đến tính chất động lực học của ô tô.

Nhân tố động lực học  $D$ , quãng đường tăng tốc  $S$  và thời gian tăng tốc  $t$  của ô tô có biến mô thủy lực cũng được tính

toán giống như đối với loại truyền lực cơ khí, chỉ khác là :  
 đối với truyền lực cơ khí ta sử dụng mômen của động cơ  $M_e$ ,  
 còn khi có biến mô thủy lực, ta sử dụng mômen phát ra tại  
 trục tuabin  $M_T$  và số vòng quay của trục tuabin  $n_T$ . Đồ thị  
 hình IV-26b biểu thị nhân tố động lực học  $D$  và hình IV-26c  
 biểu thị gia tốc của ô tô có truyền động với biến mô thủy lực.

Đối với ly hợp thủy lực, các chỉ tiêu động lực học của ô  
 tô được tính toán cũng giống như khi tính toán với biến mô  
 thủy lực.



**Hình IV-26**

Đồ thị đặc tính động lực học  
 của ô tô có biến mô thủy lực  
 kết hợp với hộp số cơ khí có 3  
 số truyền

- a- Đồ thị lực kéo  $P_k$
- b- Đồ thị đặc tính  
động lực học  $D$ ;
- c- Đồ thị gia tốc  $j$

## Chương V

# TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA MÁY KÉO

Tính toán sức kéo của máy kéo nhằm mục đích xác định các thông số kết cấu cơ bản của máy kéo, để đảm bảo tính chất kéo hợp lý của chúng trong các điều kiện sử dụng khác nhau, phù hợp với các điều kiện kỹ thuật đã cho của máy kéo.

## I. CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA MÁY KÉO

### 1. Phương trình cân bằng công suất

Công suất của động cơ phát ra một phần tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để khắc phục các lực cản trong quá trình máy kéo làm việc. Sự phân chia công suất của động cơ để khắc phục các dạng lực cản khác nhau và để thực hiện các công việc có ích của máy kéo được gọi là sự cân bằng công suất của máy kéo. Sự cân bằng công suất của máy kéo được biểu thị bằng phương trình cân bằng công suất của máy kéo.

Phương trình cân bằng công suất của máy kéo trong trường hợp tổng quát có dạng như sau :

- Đối với máy kéo bánh xe :

$$N_c = N_m + N_t + N_f + N_\delta \pm N_j \pm N_i + N_o. \quad (V-1)$$

- Đối với máy kéo xích :

$$N_e = N_m + N_i + N_r + N_f + N_\delta \pm N_j \pm N_i + N_o. \quad (V-2)$$

Ở đây :

$N_e = M_e \omega_e$  - công suất có ích của động cơ;

$N_i = M_e \omega_e (1 - \eta_i)$  - công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực;

$N_r = M_k \omega_b (1 - \eta_x)$  - công suất tiêu hao cho ma sát trong các khâu, khớp của nhánh xích chủ động (đối với máy kéo bánh xe, phần công suất này không có).

$M_k$  - mômen ở các bánh xe chủ động;

$N_f = P_f v$  - công suất tiêu hao cho cán lăn;

$v$  - vận tốc chuyển động thực tế của máy kéo;

$N_\delta = P_k (v_l - v)$  - công suất tiêu hao cho sự trượt của máy kéo.

$v_l$  - vận tốc lý thuyết của máy kéo;

$N_j = P_j v$  - công suất tiêu hao cho gia tốc của máy kéo; khi máy kéo chuyển động nhanh dần, ta lấy dấu "+", ngược lại khi máy kéo chuyển động chậm dần, ta lấy dấu "-";

$N_i = G v \sin \alpha$  - công suất tiêu hao cho khác phục độ dốc; khi chuyển động lên dốc ta lấy dấu "+", khi chuyển động xuống dốc, ta lấy dấu "-";

$N_m = P_m v$  - công suất có ích tại móc kéo;

$N_o = M_o \omega_e$  - công suất tiêu hao để quay cơ cấu máy từ trục thu công suất;

$M_o$  - mômen tại trục thu công suất.

Trong trường hợp máy kéo làm việc ổn định trên mặt đường nằm ngang và không thu công suất thì phương trình

cân bằng công suất có dạng như sau :

- Đối với máy kéo bánh xe :

$$N_e = N_m + N_t + N_f + N_\delta \quad (V-3)$$

- Đối với máy kéo xích :

$$N_e = N_m + N_t + N_r + N_f + N_\delta \quad (V-4)$$

## 2. Đồ thị cân bằng công suất của máy kéo

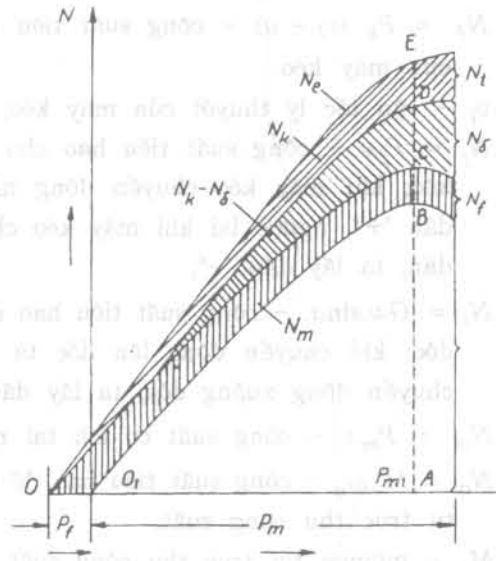
Cân bằng công suất của máy kéo có thể biểu diễn bằng đồ thị. Trục tung biểu thị công suất phát ra của động cơ và các dạng công suất khác. Trục hoành biểu thị lực kéo ở móc kéo (xem hình V-1).

Trước hết lập đường cong công suất hữu ích của động cơ

$$N_e = f(P_m),$$

lần lượt xuống phía dưới của đường cong này, ta đặt các tung độ tương ứng với các công suất tiêu hao khác nhau của máy kéo và kết quả ta được đường cong công suất hữu ích ở móc kéo của máy kéo  $N_m = f(P_m)$

Giả sử ứng với một lực



Hình V-1. Đồ thị cân bằng công suất của máy kéo.

kéo có ích ở móc kéo nào đấy, như  $P_{m1}$  chẳng hạn, ta xác định được công suất động cơ biểu thị bằng đoạn AE, công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực biểu thị bằng đoạn ED, công suất tiêu hao cho sự trượt của máy kéo biểu thị bằng đoạn DC, công suất tiêu hao cho cản lăn, biểu thị bằng đoạn CB và cuối cùng là công suất có ích tại móc kéo, biểu thị bằng đoạn BA. Căn cứ vào cân bằng công suất của máy kéo, ta thấy rằng khi đã biết được lực kéo định mức ở móc kéo của máy kéo, và vận tốc làm việc chủ yếu của máy kéo, ta có thể xác định được công suất hữu ích cần thiết của động cơ và do đó có thể chọn được một loại động cơ có công suất thích hợp.

Công suất hữu ích của động cơ được xác định như sau :

$$N_c = \frac{P_{dm} v_c}{\eta} = \frac{P_k v_{lc}}{\eta_t \eta_x} \quad (V-5)$$

Ở đây :

$P_{dm}, P_k$  - lực kéo định mức ở móc kéo và lực kéo tiếp tuyến của máy kéo;

$v_c$  - vận tốc làm việc chủ yếu thực tế của máy kéo;

$v_{lc}$  - vận tốc làm việc chủ yếu lý thuyết của máy kéo;

$\eta, \eta_t, \eta_x$  - hiệu suất kéo, hiệu suất truyền lực, hiệu suất xích (máy kéo bánh xe  $\eta_x = 1$ ) của máy kéo.

Hiệu suất kéo  $\eta$  của máy kéo là một chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng kéo của máy kéo và so sánh chất lượng kéo giữa máy kéo này với máy kéo khác. Hiệu suất kéo của máy kéo được biểu thị bằng tỷ số giữa công suất có ích ở móc kéo và công suất có ích của động cơ :

$$\eta = \frac{N_m}{N_c} \quad (V-6a)$$



và : 
$$\eta = \eta_t \cdot \eta_d \cdot \eta_f \cdot \eta_x \quad (V-6b)$$

Ở đây :

$\eta_t$  - hiệu suất truyền lực;  $\eta_d$  - hiệu suất trượt;  $\eta_f$  - hiệu suất cản lăn;  $\eta_x$  - hiệu suất của truyền động xích (máy kéo bánh xe  $\eta_x = 1$ ).

Qua công thức (V-6), ta có nhận xét rằng khi lực kéo ở móc kéo nhỏ, nghĩa là công suất kéo ở móc kéo nhỏ so với trọng lượng của máy kéo thì công suất phát ra của động cơ chủ yếu dùng để thắng lực cản chuyển động cho bản thân của máy kéo, vì thế hiệu suất kéo giảm xuống. Nếu lực kéo ở móc kéo quá lớn, nghĩa là công suất có ích ở móc kéo quá lớn thì độ trượt của máy sẽ lớn, do đó hiệu suất kéo cũng sẽ giảm xuống. Hiệu suất kéo của máy kéo bánh xe đạt được 0,5 ÷ 0,7. Hiệu suất kéo của máy kéo xích đạt 0,65 ÷ 0,80.

## II. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC MÁY KÉO

Máy kéo thường làm việc với nhiều loại máy liên hợp khác nhau và ở trên nhiều loại đất đai khác nhau, do đó lực kéo yêu cầu ở móc kéo đòi hỏi phải thay đổi trong một khoảng rộng. Để động cơ luôn luôn làm việc ổn định ở chế độ có tính kinh tế nhiên liệu tốt nhất khi lực kéo ở móc kéo thay đổi, chúng ta cần phải thay đổi tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

Do sự làm việc đa dạng của máy kéo hiện nay, cho nên hệ thống tỷ số truyền của truyền lực máy kéo được chia ra làm ba nhóm : nhóm số truyền thấp, nhóm số truyền làm việc chủ yếu và nhóm số truyền vận chuyển.

## 1. Nhóm số truyền thấp

Nhóm số truyền thấp dùng để tạo ra các vận tốc đặc biệt thấp, nhằm đảm bảo giữ được vận tốc yêu cầu phù hợp với kỹ thuật nông học trong quá trình làm việc như gieo hạt, đào lỗ trồng cây ...

Vận tốc lớn nhất máy kéo có được ở nhóm số truyền thấp có thể đến 0,97 m/s (3,5 km/h). Số lượng số truyền ở nhóm này có thể chọn không nhỏ hơn 2 hoặc 3 số đối với máy kéo cỡ từ 6 đến 15 kN (0,6 đến 15 tấn).

## 2. Nhóm số truyền làm việc chủ yếu

Nhóm số truyền làm việc chủ yếu nhằm mục đích để thực hiện các nguyên công chủ yếu trong canh tác nông nghiệp như cày, xới, thu hoạch... Cơ sở để chọn các tỷ số truyền của nhóm này là chọn được các giá trị thích hợp cho máy kéo với từng loại công việc, đồng thời phải đảm bảo máy kéo làm việc với lực kéo định mức ở trên loại đất ẩm ướt bình thường với độ trượt quay của bánh xe chủ động cho phép lớn nhất, đối với máy kéo bánh xe đến 20% và đối với máy kéo xích đến 7%.

Dựa trên cơ sở chất lượng làm đất và các nguyên công trong canh tác nông nghiệp cũng như loại nông cụ kéo theo máy kéo, người ta có thể chọn được vận tốc chuyển động của máy kéo trong dãy số truyền làm việc chủ yếu đối với máy kéo bánh xe từ 1,95 đến 4,17 m/s (7 đến 15 km/h), đối với máy kéo xích từ 1,95 đến 3,33 m/s (7 đến 12 km/h).

Số lượng số truyền ở nhóm này hiện nay thông thường chọn không nhỏ hơn 4 đến 5 số. Ngoài ra trong nhóm số truyền này, thông thường người ta còn đưa thêm vào các số truyền dự trữ trong phạm vi vận tốc từ 0,97 đến 1,95 m/s (3,5 đến 7 km/h), nhằm thích ứng với vận tốc cần thiết của một số công việc canh tác khác.

### 3. Nhóm số truyền vận chuyển

Nhóm số truyền vận chuyển nhằm mục đích tạo được các vận tốc chuyển động hợp lý để vận chuyển hàng hóa và chạy không trên các loại đường đất, đường tốt.

Vận tốc chuyển động của máy và số lượng số truyền ở nhóm này phụ thuộc vào loại hệ thống di động và hệ thống treo của máy kéo. Đối với máy kéo xích dùng trong nông nghiệp thường chọn 1 số truyền với vận tốc chuyển động từ 1,95 đến 3,33 m/s (7 đến 12 km/h). Đối với máy kéo bánh xe số lượng số truyền chọn không nhỏ hơn 2 số và vận tốc chuyển động ở trên đường đất nông thôn từ 2,5 đến 3,33 m/s (9 - 12 km/h), còn để di chuyển trên loại đường tốt, vận tốc có thể chọn đến 8,35 m/s (30 km/h).

Để đảm bảo cho quá trình gia tốc máy kéo được tốt và không làm gián đoạn nhiều giữa vận tốc lớn nhất của máy kéo ở nhóm số truyền làm việc chủ yếu và vận tốc lớn nhất ở nhóm số truyền vận chuyển (khi nhóm này có hai số truyền), thì vận tốc của số truyền đầu tiên của nhóm số truyền vận chuyển có thể chọn là trung bình nhân hoặc trung bình cộng của hai loại vận tốc kể trên, nghĩa là :

$$v_{c1} = \sqrt{v_{cmax} v_{vcmax}} \quad (V-7)$$

hoặc :

$$v_{c1} = \frac{v_{cmax} + v_{vcmax}}{2}$$

Ở đây :

$v_{cmax}$  - vận tốc lớn nhất của nhóm số truyền làm việc chủ yếu của máy kéo;

$v_{vcmax}$  - vận tốc lớn nhất của nhóm số truyền vận

chuyển;

$v_{w1}$  - vận tốc thứ nhất của nhóm số truyền vận chuyển;

Như vậy đối với máy kéo hiện nay dùng loại hộp số có cấp (loại cơ khí thông thường) thì tùy thuộc vào yêu cầu sử dụng khác nhau mà chúng ta có thể chọn được số lượng số truyền một cách hợp lý. Hiện nay trên nhiều máy kéo người ta đã dùng truyền lực vô cấp nhằm mục đích làm cho máy kéo luôn luôn làm việc ở chế độ gần với công suất định mức và do đó có năng suất làm việc cao. Hệ thống truyền lực vô cấp bố trí trên máy kéo có ưu điểm nổi bật là nó tự động thay đổi tỷ số truyền của hệ thống truyền lực tương ứng với sự thay đổi lực cản kéo của liên hợp máy kéo.

Khi dùng hộp số có cấp trong hệ thống truyền lực thì nhiệm vụ quan trọng là phải giải quyết mối quan hệ giữa các tỷ số truyền ở từng số. Ở nhóm số truyền thấp, từng tỷ số truyền riêng có nhiệm vụ tạo ra các vận tốc yêu cầu hợp lý khác nhau cho các nguyên công canh tác theo kỹ thuật nông học và nhóm số truyền vận chuyển ta đã nghiên cứu ở trên. Như vậy, chúng ta chỉ cần giải quyết chủ yếu quan hệ giữa các tỷ số truyền trong nhóm số truyền làm việc chủ yếu của máy kéo.

Quan hệ giữa các tỷ số truyền ở nhóm số truyền làm việc chủ yếu có thể chọn theo nhiều phương pháp khác nhau, trong giáo trình này chúng ta sẽ nghiên cứu quan hệ giữa các tỷ số truyền theo cấp số nhân và theo cấp số cộng.

#### 4. Chọn tỷ số truyền ở nhóm số truyền làm việc chủ yếu của máy kéo theo cấp số nhân

Theo phương pháp này, dây tỷ số truyền của hệ thống truyền lực phải chọn như thế nào để cho mômen xoắn  $M_e$  của động cơ thay đổi trong một giới hạn nhất định khi máy kéo chuyển từ số truyền này sang số truyền khác với giả thiết là thời gian chuyển số coi như rất nhỏ, nghĩa là xấp xỉ bằng không.

Để thỏa mãn những yêu cầu đã trình bày thì dây tỷ số truyền phải đảm bảo yêu cầu sao cho mômen xoắn của động cơ biến thiên trong phạm vi từ mômen định mức  $M_n$  đến mômen làm việc nhỏ nhất  $M_{\text{chín}}$  khi lực kéo thay đổi.

Giả thiết ta nghiên cứu nhóm số truyền này có 5 số tương ứng với tỷ số truyền  $i_{11}, i_{12}, i_{13}, i_{14}, i_{15}$  đã biết, chúng ta xây dựng đồ thị quan hệ giữa mômen xoắn của động cơ và lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động với các tỷ số truyền tương ứng là  $i_{11}, i_{12}, i_{13} \dots$  (hình V-2).

Ta biết rằng quan hệ giữa lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động và mômen xoắn của động cơ được biểu thị theo công thức :

$$M_e = \frac{P_k r_b}{\eta_1 \eta_x i_1} \quad (\text{V-8})$$

Ở đây :

$M_e$  - mômen xoắn của động cơ ;

$r_b$  - bán kính lăn của các bánh xe chủ động;

$i_1$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

Giả thiết rằng trong quá trình máy kéo làm việc ở các số truyền khác nhau thì bán kính lăn của các bánh xe chủ động là không đổi, hiệu suất của hệ thống truyền lực và hiệu

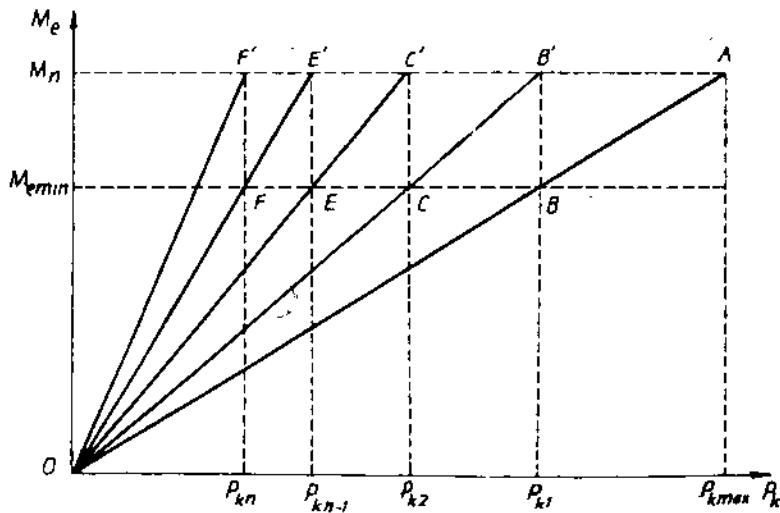
suất của hệ thống xích (nếu là máy kéo xích) cũng không thay đổi thì ta có thể biểu thị công thức (V-8) như sau :

$$M_e = C \frac{P_k}{i_t} \quad (V-9)$$

Trong đó :

$$C = \frac{r_b}{\eta_t \eta_x}$$

Qua biểu thức (V-9) chứng tỏ rằng quan hệ giữa mômen xoắn của động cơ và lực kéo tiếp tuyến của các bánh xe chủ động ứng với một tỷ số truyền nào đó là quan hệ bậc nhất. Quan hệ này được biểu thị trên hình V-2 với trục tung là mômen xoắn của động cơ, trục hoành là lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động.



Hình V-2. Đồ thị biểu thị quan hệ  $M_e = f(P_k)$  khi dây tỷ số truyền bố trí theo cấp số nhân.

Ở số truyền I khi lực kéo giảm từ  $P_{kmax}$  xuống  $P_{k1}$  thì mômen xoắn của động cơ giảm từ  $M_n$  đến  $M_{emin}$  theo đường AB, nếu tiếp tục giảm lực kéo hơn nữa mà không chuyển lên số cao hơn để nâng cao mômen xoắn lên trị số mômen định mức thì mômen sẽ giảm thấp hơn mômen nhỏ nhất  $M_{emin}$ . Bởi vậy khi mômen đã giảm đến điểm B, ta phải chuyển lên số II, tức là nâng mômen từ  $M_{emin}$  lên  $M_n$  (ứng với đoạn BB'). Khi lực kéo tiếp tục giảm từ  $P_{k1}$  xuống  $P_{k2}$  thì mômen xoắn bị giảm từ  $M_n$  xuống  $M_{emin}$  theo đường B'C, đến điểm C ta phải chuyển sang số III và cứ thế tiếp tục đến số thứ  $n$ .

Dựa trên cơ sở công thức (V-9) và các lý luận vừa nêu trên, ta có thể biểu thị như sau :

$$\left. \begin{aligned} M_n &= C \frac{P_{kmax}}{i_{t1}} = C \frac{P_{k1}}{i_{t2}} = \dots = C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{tn}} ; \\ M_{emin} &= C \frac{P_{k1}}{i_{t1}} = C \frac{P_{k2}}{i_{t2}} = \dots = C \frac{P_{kn}}{i_{tn}} . \end{aligned} \right\} \quad (V-10)$$

Ở đây :

$P_{kmax}$  - lực kéo lớn nhất của máy kéo ứng với số truyền đầu tiên của nhóm số truyền làm việc chủ yếu (số I) khi động cơ đạt được mômen định mức  $M_n$ .

$P_{kn} = P_{kmin}$  - lực kéo nhỏ nhất của máy kéo ứng với số truyền thứ  $n$ , khi động cơ làm việc đạt được mômen  $M_{emin}$ .

Từ biểu thức (V-10) chia đẳng thức trên cho đẳng thức dưới, ta được :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{C \frac{P_{kmax}}{i_{t1}}}{C \frac{P_{k1}}{i_{t1}}} = \frac{C \frac{P_{k1}}{i_{t2}}}{C \frac{P_{k2}}{i_{t2}}} = \dots = \frac{C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{tn}}}{C \frac{P_{kn}}{i_{tn}}} ;$$

Do đó :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{P_{kmax}}{P_{k1}} = \frac{P_{k1}}{P_{k2}} = \dots = \frac{P_{k(n-1)}}{P_{kn}} = \text{const}$$

hoặc viết theo cách khác, ta có :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{C \frac{P_{k1}}{i_{t2}}}{C \frac{P_{k1}}{i_{t1}}} = \frac{C \frac{P_{k2}}{i_{t3}}}{C \frac{P_{k2}}{i_{t2}}} = \dots = \frac{C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{tn}}}{C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{t(n-1)}}};$$

Do đó :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{i_{t1}}{i_{t2}} = \frac{i_{t2}}{i_{t3}} = \dots = \frac{i_{t(n-1)}}{i_{tn}} = q = \text{const} \quad (\text{V-11})$$

Ta thấy rằng, theo cách chọn này thì dãy tỷ số truyền được sắp xếp theo cấp số nhân có công bội  $q$  được tính như sau :

$$P_{k1} = \frac{P_{kmax}}{q}; \quad P_{k2} = \frac{P_{k1}}{q} = \frac{P_{kmax}}{q^2};$$

$$P_{kn} = P_{kmin} = \frac{P_{k(n-1)}}{q} = \frac{P_{kmax}}{q^n}$$

Như vậy :

$$q^n = \frac{P_{kmax}}{P_{kmin}} \quad \text{hay} \quad q = \sqrt[n]{\frac{P_{kmax}}{P_{kmin}}} \quad (\text{V-12})$$

Ở đây :

$n$  - số lượng số truyền.

Khi máy kéo làm việc ổn định trên mặt đường nằm ngang với lực kéo định mức ở móc kéo thì lực kéo tiếp tuyến lớn nhất sẽ là :

$$P_{kmax} = P_{mmax} + P_f \quad (\text{V-13})$$



và : 
$$P_{kmin} = P_{mmin} + P_f . \quad (V-14)$$

Ở đây :

$$P_f = fG - \text{lực cản lăn của máy kéo.}$$

Trong đó :  $f$  - hệ số cản lăn ;

$G$  - trọng lượng sử dụng của máy kéo.

Thực nghiệm cho thấy rằng, đối với loại truyền lực cơ cấp, hiệu suất kéo trung bình đạt được cao nhất với khoảng lực kéo ở mức kéo :

$$\frac{P_{mmax}}{P_{mmin}} = 1,75 .$$

Qua các biểu thức trên, ta thấy rằng, công bội càng giảm thì tỷ số  $\frac{M_n}{M_{emin}}$  càng giảm, chứng tỏ rằng hệ số sử dụng tải trọng của động cơ càng tăng và khi số cấp  $n$  tăng lên vô cùng thì hệ số này sẽ bằng 1, lúc này động cơ luôn luôn làm việc ở chế độ mômen định mức và ta có hệ thống truyền lực vô cấp.

Với các loại truyền lực cơ cấp hiện nay của máy kéo, công bội thường chọn trong khoảng :  $q = 1,15 \div 1,25$ .

Qua nghiên cứu ở trên, ta rút ra các kết luận sau đây :

- Đối với hệ truyền lực cơ cấp, khi dây tỷ số truyền bố trí theo cấp số nhân, ta thấy ở mỗi số truyền sẽ tương ứng với một khoảng lực kéo xác định và chỉ có một giá trị tương ứng với mômen định mức thì động cơ làm việc ở chế độ có lợi nhất, còn tất cả các giá trị lực kéo khác trong khoảng số truyền này thì động cơ làm việc ở chế độ non tải và sẽ làm giảm năng suất và tính kinh tế nhiên liệu của liên hợp máy kéo.

- Khoảng lực kéo từ  $P_{max}$  đến  $P_{min}$  tăng lên sẽ ảnh hưởng không tốt đến năng suất và tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo.

- Số cấp của hệ thống truyền lực tăng lên sẽ nâng cao được năng suất và tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo, nếu số cấp tăng lên vô hạn thì máy kéo làm việc có lợi nhất. Do đó truyền lực vô cấp ngày càng được sử dụng rộng rãi trong máy kéo.

- Nhược điểm cơ bản của dãy tỷ số truyền này là khoảng lực kéo ứng với mỗi số truyền phân bố không đều nhau, ở các số thấp khoảng lực kéo rất lớn, nói một cách khác là ta có rất ít số truyền ở khoảng lực kéo lớn, trong lúc đó các nguyên công chủ yếu trong nông nghiệp lại thường dùng trong khoảng lực kéo này.

## 5. Chọn tỷ số truyền ở nhóm số truyền làm việc chủ yếu của máy kéo theo cấp số công

Theo phương pháp này, những tỷ số truyền của hệ thống truyền lực máy kéo phải chọn sao cho khoảng lực kéo ở các số truyền là bằng nhau.

Chúng ta xây dựng quan hệ giữa mômen xoắn của động cơ và lực kéo tiếp tuyến ở các bánh xe chủ động với các tỷ số truyền tương ứng  $i_{t1}, i_{t2}, i_{t3} \dots$  (hình V-3).

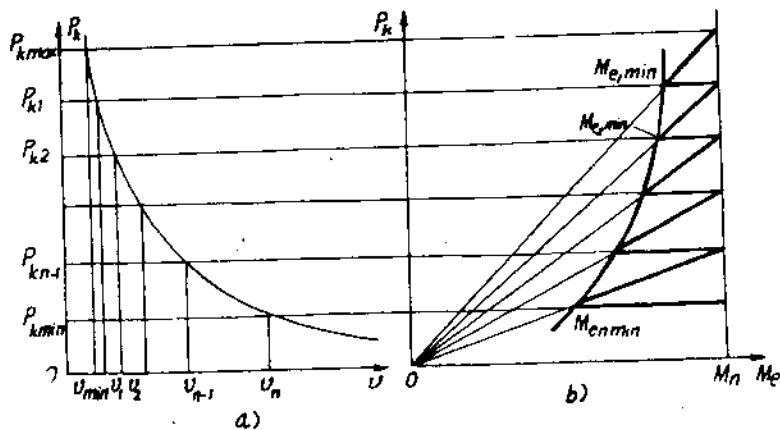
Theo phương pháp này, ta có :

$$P_{kmax} - P_{k1} = P_{k1} - P_{k2} = \dots = P_{k(n-1)} - P_{kn} = d \quad (V-13)$$

Theo biểu thức (V-9), ta biết :

$$P_k = \frac{M_c \cdot i_t}{C}$$

Cho nên, khi động cơ làm việc ở chế độ mômen định mức



Hình V-3. Đồ thị biểu thị quan hệ  $P_k=f(v)$  và  $P_k=f(M_n)$  khi dây tỷ số truyền bố trí theo cấp số cộng.

$M_n$ , ta được :

$$\frac{M_n}{C} (i_{11} - i_{12}) = \frac{M_n}{C} (i_{12} - i_{13}) = \dots = \frac{M_n}{C} (i_{1(n-1)} - i_{1n}) = d = \text{const.} \quad (\text{V-14})$$

Do đó :

$$i_{11} - i_{12} = i_{12} - i_{13} = \dots = i_{1(n-1)} - i_{1n} = d'$$

với : 
$$d' = \frac{C}{M_n} \cdot d. \quad (\text{V-15})$$

Biểu thức (V-15) cho ta thấy rằng, dây tỷ số truyền được sắp xếp theo cấp số cộng với công sai là  $d'$ , ta có :

$$i_{12} = i_{11} - d'$$

$$i_{13} = i_{12} - d' = i_{11} - 2d'$$

.....

$$i_{1n} = i_{1(n-1)} - d' = i_{11} - (n-1) d'$$

vậy : 
$$d' = \frac{i_{11} - i_{1n}}{n - 1} \quad (\text{V-16})$$

Khoảng lực kéo từ  $P_{kmax}$  đến  $P_{kmin}$  được chia làm  $n$  khoảng đều nhau nếu hộp số có  $n$  số truyền, do đó :

$$\frac{P_{kmax} - P_{kmin}}{n} = d = \frac{M_n}{C} \cdot d'. \quad (V-17)$$

Khi nghiên cứu dãy tỷ số truyền bố trí theo cấp số công, ta có nhận xét sau đây :

Ở các số truyền khác nhau thì mômen xoắn nhỏ nhất  $M_{emin}$  của động cơ là không như nhau, ở số truyền càng thấp (tỷ số truyền lớn) thì mômen này càng lớn, do đó hệ số sử dụng tải trọng của động cơ càng cao, mặt khác ở khoảng vận tốc thấp thì số lượng số truyền càng nhiều. Do có ưu điểm này, mà dãy tỷ số truyền chọn theo cấp số công thường được bố trí ở khoảng vận tốc thấp của nhóm số truyền làm việc chủ yếu của máy kéo vạn năng.

### III. LẬP ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH KÉO LÝ THUYẾT CỦA MÁY KÉO DỪNG TRONG NÔNG NGHIỆP

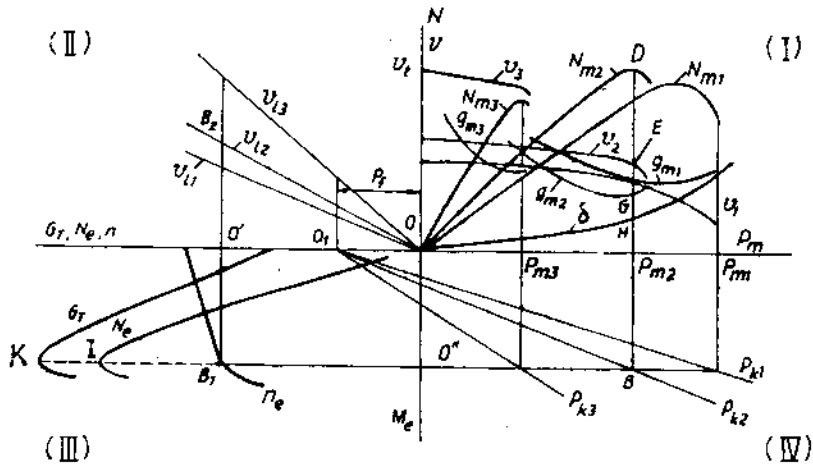
Đường đặc tính kéo của máy kéo biểu thị quan hệ giữa các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cơ bản của máy kéo như lực kéo ở móc kéo, công suất, vận tốc, tiêu hao nhiên liệu và độ trượt của máy kéo ở các số truyền khác nhau.

Căn cứ vào đường đặc tính kéo của máy kéo, ta có thể xác định được những tính năng cơ bản của máy kéo, nhằm chọn được các liên hợp máy thích hợp và để sử dụng máy kéo một cách hợp lý.

Những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật của máy kéo thay đổi khi chúng làm việc trên các loại đất khác nhau, bởi vậy để có một khái niệm tổng quát về các tính chất đặc trưng của máy kéo, thông thường người ta lập đường đặc tính kéo đối với máy kéo làm việc trên loại đất điển hình.

Đường đặc tính kéo của máy kéo được thiết lập dựa trên cơ sở tính toán được gọi là đường đặc tính kéo lý thuyết. Nếu do những kết quả thí nghiệm mà xây dựng nên thì gọi là đường đặc tính kéo thí nghiệm.

Chúng ta nghiên cứu phương pháp xây dựng đường đặc tính kéo lý thuyết khi máy kéo làm việc trên mặt ruộng nằm ngang, chuyển động ổn định và không thu công suất. Đường đặc tính kéo này được biểu diễn trên đồ thị 4 góc (hình V-4).



Hình V-4. Đường đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo

Ở góc phần tư thứ nhất (I), ta biểu diễn quan hệ giữa độ trượt  $\delta = f(P_m)$ , vận tốc thực tế ở các số truyền khác nhau của máy kéo  $v = f(P_m)$ , công suất kéo ở móc kéo  $N_m = f(P_m)$ , và suất tiêu hao nhiên liệu tại móc kéo  $g_m = f(P_m)$  với lực kéo ở móc kéo của máy kéo  $P_m$ .

Ở góc phần tư thứ hai (II) biểu diễn quan hệ giữa vận tốc lý thuyết của máy kéo ở các số truyền khác nhau  $v_l = f(n_e)$  với số vòng quay của động cơ  $n_e$ .

Ở góc phần tư thứ ba (III), biểu diễn quan hệ giữa công suất có ích của động cơ  $N_e = f(M_e)$ , số vòng quay của động cơ  $n_e = f(M_e)$ , lượng tiêu hao nhiên liệu/giờ của động cơ  $G_T = f(M_e)$  với mômen xoắn của động cơ  $M_e$ .

Ở góc phần tư thứ tư (IV), biểu diễn quan hệ phụ thuộc giữa lực kéo ở móc kéo của máy kéo  $P_m = f(M_e)$  với mômen xoắn của động cơ  $M_e$ .

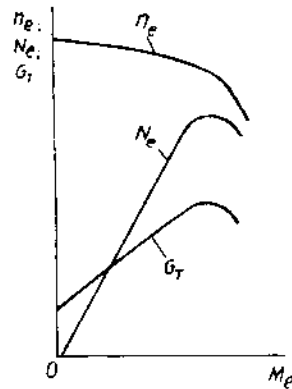
Xây dựng đường đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo,

trước hết ta phải dựa vào đường đặc tính điều chỉnh của động cơ (đường này có được khi thí nghiệm động cơ trên bộ thử hoặc tính toán theo các công thức lý thuyết), có nghĩa là, ta đã biết được quan hệ giữa công suất hữu ích của động cơ  $N_e$ , số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_e$ , lượng tiêu hao nhiên liệu/giờ của động cơ với mômen xoắn của động cơ  $M_e$  (hình V-5). Các đường đặc tính này được đặt vào góc phần tư thứ (III) của đồ thị hình V-4.

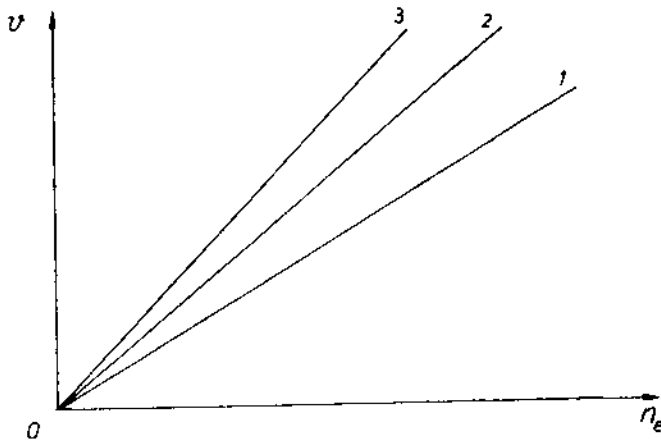
Sau đó ta xây dựng các đường tốc độ chuyển động lý thuyết của máy kéo  $v_l$  cho các tỷ số truyền khác nhau của hệ thống truyền lực phụ thuộc vào số vòng quay của trục khuỷu động cơ (hình V-6).

Vận tốc lý thuyết của máy kéo được xác định theo biểu thức :

$$v_l = \frac{2 \pi n_e \cdot r_b}{60 \cdot i_t} ; \text{ m/s} \quad (\text{V- 18})$$



Hình V-5. Đường đặc tính điều chỉnh của động cơ



Hình V-8. Đồ thị vận tốc lý thuyết của máy kéo được đặt vào góc phân tư thứ (II) của đồ thị hình V-4.  
 $v_1 = f(n_e)$  ứng với 3 số truyền.

Các đường vận tốc lý thuyết của máy kéo được đặt vào góc phân tư thứ (II) của đồ thị hình V-4.

Tiếp theo ta xây dựng các đường biểu diễn quan hệ giữa lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  của các bánh xe chủ động ở các số truyền khác nhau với mômen xoắn của động cơ (hình V-7).

Lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động của máy kéo được xác định theo biểu thức :

$$P_k = \frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} \quad (V-19)$$

Khi máy kéo làm việc ổn định trên mặt ruộng nằm ngang thì lực kéo tiếp tuyến sẽ cân bằng với tổng số lực cản lăn và lực cản kéo ở móc kéo, nghĩa là :

$$P_k = P_f + P_m.$$

do đó :

$$P_m = P_k - P_f = P_k - i$$

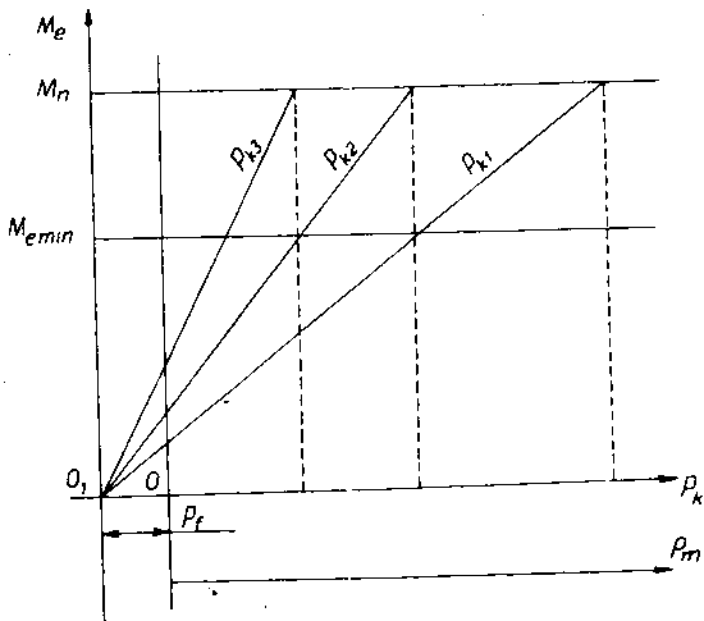
O đây :

$f$  - hệ số cản lăn;

$G$  - trọng lượng sử dụng của máy kéo.

Các đường lực kéo được đặt vào góc phần tư thứ (IV) của đồ thị hình V-4, với gốc của lực kéo tiếp tuyến tại điểm  $O_1$  (về phía bên trái của trục hoành) cách gốc  $O$  của đồ thị một đoạn  $O_1O$  bằng giá trị của lực cản lăn  $P_f$ .

Cuối cùng, ta xây dựng các đường đặc tính kéo cần thiết



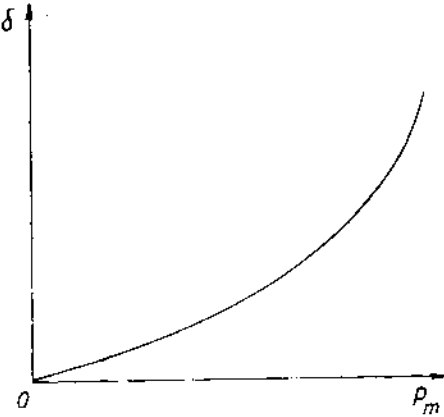
Hình V-7. Đồ thị lực kéo tiếp tuyến của máy kéo có 3 tỷ số truyền phụ thuộc vào mômen xoắn của động cơ

của máy kéo ở góc phần tư thứ nhất (I) của đồ thị hình V-4 gồm các đường biểu diễn sau đây :



1. Đường cong độ trượt của máy kéo phụ thuộc vào lực kéo ở móc kéo  $\delta = f(P_m)$ . Độ trượt  $\delta$  của máy kéo có được nhờ số liệu thí nghiệm của máy kéo cùng chủng loại.

Trong quá trình xây dựng đường cong độ trượt  $\delta$  phụ thuộc vào lực kéo ở móc kéo với giả thiết rằng, khi máy kéo làm việc không tải tức là với trường hợp  $P_m = 0$  thì độ trượt không có ( $\delta = 0$ ). Hình V-8 biểu thị độ trượt  $\delta = f(P_m)$  khi máy kéo làm việc với các loại đất khác nhau.



Hình V-8. Đồ thị biểu diễn độ trượt  $\delta = f(P_m)$  của máy kéo

2. Các đường cong vận tốc thực tế của máy kéo ở mỗi số truyền khác nhau  $v = f(P_m)$ . Vận tốc thực tế của máy kéo được xác định theo biểu thức :

$$v = v_l (1 - \delta) = v_l \eta_\delta \quad (V-20)$$

Ở đây :

$v_l$  - vận tốc lý thuyết của máy kéo;

$\delta$  - độ trượt của máy kéo;

$\eta_\delta$  - hiệu suất trượt của máy kéo.  $\eta_\delta = 1 - \delta$ .

Cần chú ý rằng, các đường cong tốc độ thực tế của máy kéo ở mỗi một số truyền phải xây dựng theo từng điểm tương ứng với từng trị số của độ trượt và vận tốc lý thuyết của máy kéo.

3. Các đường cong công suất kéo ở móc kéo của máy kéo  $N_m = f(P_m)$ . Công suất kéo ở móc kéo được xác định theo biểu thức :

$$N_m = P_m \cdot v. \quad (V-21)$$

Các đường cong này cũng tiến hành xây dựng cho từng số truyền khác nhau, và theo từng điểm tương ứng với từng giá trị của lực kéo ở móc kéo và vận tốc thực tế của máy kéo.

4. Các đường cong tiêu hao nhiên liệu ở móc kéo  $g_m = f(P_m)$  cho mỗi số truyền. Tiêu hao nhiên liệu riêng ở móc kéo được xác định theo biểu thức :

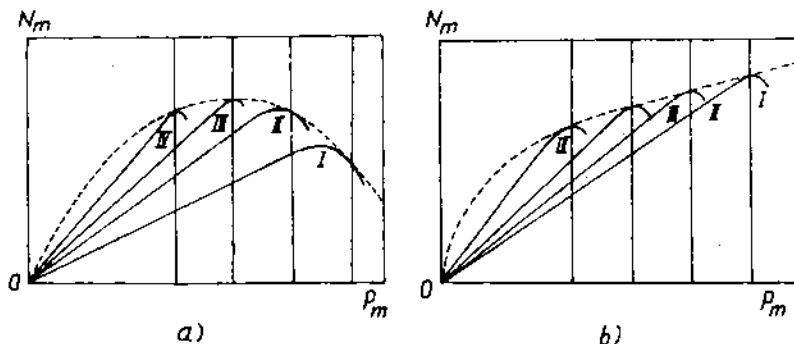
$$g_m = \frac{G_T}{N_m} ; \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (V-22)$$

Các đường cong này được tiến hành xây dựng cũng theo từng điểm một với các giá trị tương ứng giữa  $G_T$  và  $N_m$  ở từng số truyền.

Trong quá trình tính toán và xây dựng đồ thị, ta cần chú ý rằng : công suất hữu ích có được ở móc kéo với số truyền thứ nhất bị giới hạn bởi khả năng bám của các bánh xe chủ động với đất. Tăng lực kéo đến một giá trị tính toán nào đó sẽ làm cho khả năng bám của các bánh xe chủ động với đất xấu đi, làm tăng tổn thất trượt của máy kéo, do đó làm giảm hiệu suất kéo của máy và dẫn đến làm giảm công suất hữu ích ở móc kéo của máy kéo. Vì vậy đối với máy kéo bánh xe do sự bám của các bánh xe chủ động với đất kém hơn so với máy kéo xích, nhất là trên loại đất có nền yếu. Cho nên trị số lớn nhất của công suất hữu ích ở móc kéo đối với máy kéo bánh xe không tương ứng với lực kéo lớn nhất ở số truyền thứ nhất  $P_{mmax}$  và thậm chí còn nhỏ hơn cả ở số truyền thứ hai, nghĩa là các điểm  $N_{mmax}$  ở số I và số II trong trường hợp này sẽ thấp hơn điểm  $N_{m3max}$ .

Đối với máy kéo xích, do hệ thống xích bám vào đất tốt hơn, nên lực kéo thường bị hạn chế bởi công suất động cơ. Bởi vậy công suất hữu ích lớn nhất ở các mức kéo ở số truyền thứ nhất thường cao hơn ở các số truyền khác. Đồ thị hình V-9 minh họa rõ các điều vừa trình bày ở trên.

Sau khi đã xây dựng được đồ thị đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo, ta có thể sử dụng đồ thị và dễ dàng tìm được các thông số cơ bản của máy khi cho một giá trị lực kéo nào đấy.



Hình V-9. Đồ thị công suất kéo có ích ở mức kéo có 4 số truyền.  
 a. Đối với máy kéo bánh xe;  
 b. Đối với máy kéo xích.

Ví dụ : Cho giá trị lực kéo  $P_{m2}$  (hình V-4), ta tìm được các thông số sau đây.

Từ  $P_{m2}$  kẻ đường song song với trục tung về phía dưới, cắt đường  $P_{k2}$  tại điểm B, vẽ phía trên cắt đường độ trượt ở tại điểm H, cắt đường tiêu hao nhiên liệu riêng ở mức kéo  $g_m$  tại điểm G, cắt đường vận tốc thực tế của máy kéo  $v$  tại điểm E và cuối cùng cắt đường  $N_m$  tại điểm D.

Từ điểm B kẻ một đường song song với trục hoành và kéo dài sang góc phần tư thứ (III) cắt đường số vòng quay của động cơ  $n_c$  tại điểm B<sub>1</sub>, đường công suất có ích của động cơ tại điểm I và đường lượng tiêu hao nhiên liệu của động cơ  $G_T$  tại điểm K.

Từ điểm B<sub>1</sub> kẻ đường song song với trục tung độ cắt đường  $v_{12}$  ở góc phần tư thứ (II) tại điểm B<sub>2</sub>.

Như vậy :

- Ở góc phần tư thứ nhất :

Đoạn P<sub>m2</sub>H biểu thị độ trượt của máy kéo.

Đoạn P<sub>m2</sub>E biểu thị vận tốc thực tế của máy kéo ở số truyền II.

Đoạn P<sub>m2</sub>D biểu thị công suất kéo có ích của móc kéo ở số II.

Đoạn P<sub>m2</sub>G biểu thị lượng tiêu hao nhiên liệu riêng của móc kéo ở số II.

- Ở góc phần tư thứ hai :

Đoạn O'B<sub>2</sub> biểu thị vận tốc lý thuyết của máy kéo ở số II.

- Ở góc phần tư thứ ba :

Đoạn OO' = O'B<sub>1</sub> biểu thị số vòng quay của động cơ;

Đoạn O'I biểu thị công suất có ích của động cơ;

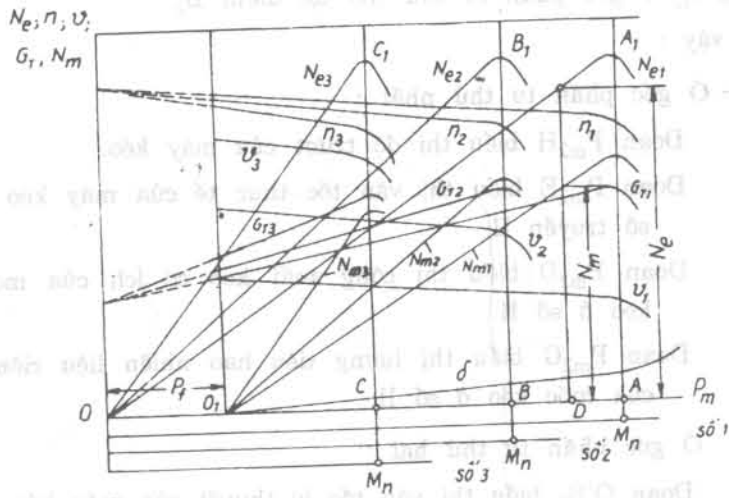
Đoạn O'K biểu thị lượng tiêu hao nhiên liệu của động cơ.

- Ở góc phần tư thứ tư :

Đoạn OO'' = P<sub>m2</sub>B biểu thị mômen xoắn của động cơ ở số truyền II.

Theo phương pháp lập đồ thị đặc tính kéo nói trên, ta

thấy có cái không lợi là đồ thị chiếm một phạm vi khá lớn.  
 do đó người ta thường lập đồ thị đặc tính kéo của máy kéo  
 như trình bày ở đồ thị hình V-10 sau đây.



Hình V-10. Đồ thị đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo.

Trên trục hoành, ta đặt giá trị lực kéo  $P_m$  ở mức kéo.  
 Đoạn  $OO_1$  biểu thị lực cản lăn  $P_f$  của máy kéo. Ở mỗi số  
 truyền khác nhau, mối quan hệ giữa lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  và  
 mômen  $M_c$  xoắn của động cơ sẽ thay đổi, do đó đối với mỗi  
 số truyền ta có các tỷ lệ khác nhau của mômen xoắn trên  
 trục hoành của đồ thị.

Qua tính toán, chúng ta có được lực kéo tiếp tuyến định  
 mức ở các số truyền khác nhau thể hiện bằng các đoạn  $OA$ ,

OB, OC trên trục hoành.

. Qua các điểm A, B, C kẻ các đường song song với trục tung tương ứng với chế độ làm việc định mức của động cơ ở các số truyền I, II, III.

Căn cứ vào đường đặc tính điều chỉnh của động cơ đã cho trước, ta có thể xây dựng được các mối quan hệ giữa số vòng quay của động cơ  $n_1, n_2, n_3$ , công suất có ích của động cơ  $N_{e1}, N_{e2}, N_{e3}$ , lượng tiêu hao nhiên liệu  $G_{T1}, G_{T2}, G_{T3}$  vào mômen xoắn  $M_e$  của động cơ. Tiếp đó xây dựng đường cong trượt  $\delta = f(P_m)$  của máy kéo. Cuối cùng, ta xây dựng các đường biến thiên vận tốc thực tế, công suất kéo ở móc kéo theo các biểu thức đã trình bày ở trên.

#### IV. QUÁ TRÌNH KHỞI HÀNH VÀ GIA TỐC LIÊN HỢP MÁY KÉO

Khởi hành và tăng tốc liên hợp máy kéo được tiến hành theo trình tự sau đây :

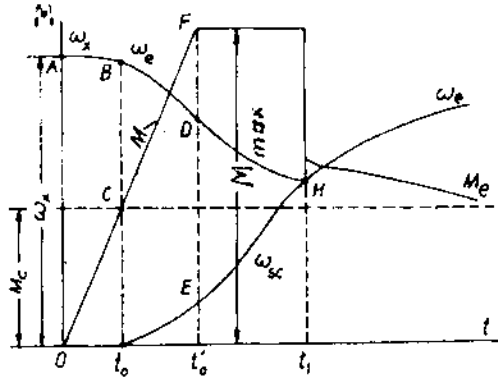
- Khởi động động cơ;
- Mở ly hợp (nếu là ly hợp luôn luôn đóng);
- Gài số;
- Đóng ly hợp từ từ.

Quá trình khởi hành và gia tốc liên hợp máy kéo có thể được chia làm hai giai đoạn và biểu thị trên hình V-11.

##### 1. Giai đoạn thứ nhất

Đặc trưng cơ bản của giai đoạn này là sự trượt của ly hợp (trượt tương đối giữa phần chủ động và phần bị động của ly hợp). vận tốc góc  $\omega_{sc}$  của trục sơ cấp của hệ thống truyền

lực tăng dần, còn vận tốc góc của trục khuỷu động cơ  $\omega_e$  giảm dần tới điểm H là giao điểm của  $\omega_{sc}$  và  $\omega_e$ ; điểm biểu thị vận tốc góc của trục khuỷu động cơ và trục sơ cấp của hệ thống truyền lực bằng nhau, tại đây kết thúc sự trượt của ly hợp.



Hình V-11. Đồ thị khởi hành và tăng tốc lên hợp máy kéo.

Kể từ thời điểm bắt đầu đóng ly hợp, theo trục hoành (biểu thị thời gian), tại gốc O tức là  $t = 0$ , đến thời điểm  $t = t_0$ , số vòng quay của trục khuỷu động cơ giảm từ điểm A tương ứng với số vòng quay không tải  $\omega_x$  của động cơ đến điểm B tương ứng với lúc trục sơ cấp của liên hợp máy bắt đầu quay, liên hợp máy kéo bắt đầu di chuyển. Tại điểm  $t = 0$  mômen ma sát của ly hợp  $M = 0$ , tại thời điểm  $t = t_0$ , mômen ma sát của ly hợp đã tăng lên bằng mômen cân của liên hợp máy  $M = M_c$ , điểm C. Đến thời điểm  $t = t'_0$ , kết thúc quá trình đóng ly hợp nhưng vẫn còn sự trượt trong ly hợp (điểm F), số vòng quay của trục khuỷu động cơ tiếp tục giảm đến điểm D, số vòng quay của trục sơ cấp hộp số tăng đến điểm E. Mômen ma sát của ly hợp tăng lên đến điểm F sẽ đạt được giá trị lớn nhất theo biểu thức :

$$M = \beta M_n. \quad (V-23)$$

Ở đây :

$M_{max}$  - mômen ma sát lớn nhất của ly hợp;

$\beta$  - hệ số dự trữ của ly hợp;

$M_n$  - mômen định mức của động cơ.

Trong giai đoạn này của quá trình gia tốc liên hợp máy kéo thì mômen ma sát của ly hợp đóng vai trò là mômen cản đối với mômen xoắn của động cơ, còn đối với trục sơ cấp của hệ thống truyền lực thì nó là mômen chủ động.

Sau thời điểm  $t = t_0$  thì số vòng quay của trục khuỷu động cơ vẫn giảm dần và số vòng quay trục sơ cấp của hệ thống truyền lực vẫn tăng dần. Mômen ma sát của ly hợp có giá trị không đổi bằng mômen xoắn của động cơ khi có gia tốc.

Đến thời điểm  $t = t_1$ , kết thúc quá trình trượt của ly hợp và kết thúc giai đoạn thứ nhất của quá trình khởi hành và tăng tốc liên hợp máy kéo. Tại thời điểm này trục khuỷu động cơ và trục ly hợp (trục sơ cấp của hệ thống truyền lực) có thể xem như nối cứng với nhau, vận tốc góc của trục khuỷu động cơ và trục sơ cấp của hệ thống truyền lực bằng nhau,  $\omega_e = \omega_{sc}$  (điểm H trên đồ thị). Từ sau thời điểm  $t = t_0$  thì mômen của động cơ luôn có giá trị sau đây :

$$M_c = M_n + J_e \cdot \varepsilon_e \quad (V-24)$$

Và mômen ở trục sơ cấp của hệ thống truyền lực sẽ có giá trị sau :

$$M_{sc} = M_c + J_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \quad (V-25)$$

Ở đây :

$M_n$  - mômen định mức của động cơ;

$M_c$  - mômen cản của liên hợp máy kéo;



$J_e$  - mômen quán tính của bánh đà và các chi tiết quay khác và các phần chuyển động tịnh tiến của động cơ qui dẫn về trục khuỷu động cơ ;

$\varepsilon_e$  - gia tốc góc chậm dần của trục khuỷu động cơ ;

$J_{sc}$  - mômen quán tính của các khối lượng của liên hợp máy qui dẫn về trục sơ cấp của hệ thống truyền lực ;

$\varepsilon_{sc}$  - gia tốc góc nhanh dần của trục sơ cấp.

Trong giai đoạn này do có sự trượt của ly hợp nên phát sinh công trượt  $L$  của ly hợp và được xác định theo công thức sau đây :

$$L = \frac{\omega_e^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \left(\frac{1}{J_e} + \frac{1}{J_{sc}}\right)}; \quad (V-26)$$

Ở đây :

$\omega_e$  - vận tốc góc của trục khuỷu động cơ ;

$\beta$  - hệ số dự trữ của ly hợp.

## 2. Giai đoạn thứ hai

Đặc trưng cơ bản của giai đoạn thứ hai là ly hợp máy không bị trượt và liên hợp máy kéo tăng vận tốc dần dần đến khi chuyển động ổn định. Vận tốc góc của trục khuỷu động cơ kể từ khi bắt đầu giai đoạn thứ hai (điểm H) sẽ tăng dần lên đến khi đạt được vận tốc góc định mức  $\omega_n$  thì kết thúc giai đoạn thứ hai, máy kéo chuyển động với tốc độ ổn định.

Ở giai đoạn này, mômen ma sát của ly hợp không được sử dụng hết và chỉ truyền đến trục sơ cấp của hệ thống truyền

lực bằng mômen xoắn của động cơ.

Phân tích quá trình khởi hành và gia tốc liên hợp máy kéo, ta nhận thấy rằng :

- Thời gian khởi hành và gia tốc liên hợp máy phụ thuộc vào thời gian đóng ly hợp nhanh hay chậm, nói một cách khác là phụ thuộc vào trình độ thành thạo của người lái.

- Khởi hành và tăng tốc liên hợp máy kéo ở số truyền cao thì tương đối khó khăn, vì mômen quán tính của liên hợp máy kéo rất lớn. Bởi vậy, đối với các máy kéo vận tải có vận tốc cao, thường người ta trang bị thêm một cơ cấu đặc biệt để có thể sang số mà không cần dừng máy kéo.

## Chương VI

# TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ-MÁY KÉO

## I. TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA Ô TÔ

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

Tính kinh tế chung của ô tô được đánh giá bằng giá thành theo đơn vị số lượng và quãng đường vận chuyển : tấn-km hoặc một hành khách-km.

Tổng giá thành chuyên chở của ô tô phụ thuộc vào : kết cấu của ô tô, tình trạng kỹ thuật của chúng, giá thành lượng nhiên liệu tiêu thụ, điều kiện đường xá, điều kiện khí hậu khi sử dụng ô tô, tiền lương phải trả ... Trong giáo trình này, chúng ta chỉ xem xét tính kinh tế nhiên liệu của ô tô.

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

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

$$q_d = \frac{100 Q}{S^*} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-1})$$

Ở đây :

$Q$  - lượng tiêu hao nhiên liệu, l ;

$S^*$  - quãng đường chạy được của ô tô, km.

Mức tiêu hao nhiên liệu trên đơn vị quãng đường chạy tính theo công thức (VI-1) không kể đến khối lượng hàng hóa mà ô tô vận chuyển được mặc dù khi ô tô chuyên chở hàng hóa thì lượng nhiên liệu tiêu thụ sẽ lớn hơn khi nó không chuyên chở hàng hóa. Cho nên cần đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô theo một đơn vị hàng hóa vận chuyển. Thí dụ đối với ô tô vận tải, mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị hàng hóa  $q_c$  được tính theo biểu thức sau :

$$q_c = \frac{Q \cdot \rho_n}{G_t \cdot S_t} ; \frac{\text{kg}}{\text{t} \cdot \text{km}} \quad (\text{VI-2})$$

Ở đây :

$G_t$  - khối lượng hàng hóa chuyên chở, t ;

$S_t$  - quãng đường chuyên chở của ô tô khi có hàng hóa, km ;

$\rho_n$  - tỷ trọng của nhiên liệu, kg/l.

## 2. Phương trình tiêu hao nhiên liệu của ô tô

Khi ô tô chuyển động, tính kinh tế nhiên liệu của nó phụ thuộc vào tính kinh tế nhiên liệu của động cơ đặt trên ô tô và tiêu hao công suất để khắc phục các lực cản chuyển động. Khi thí nghiệm động cơ trên bộ thí nghiệm, ta xác định được mức tiêu hao nhiên liệu theo thời gian (kg/h) và công suất phát ra của động cơ  $N_e$  (kW).

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

$$G_T = \frac{Q \cdot \rho_n}{t} ; \frac{\text{kg}}{\text{h}} \quad (\text{VI-3})$$

Ở đây :

$t$  - thời gian làm việc của động cơ, h.

Để đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của động cơ, ta dùng suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_c$  :

$$g_c = \frac{G_T}{N_e} = \frac{Q \cdot \rho_n}{N_e \cdot t} ; \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (\text{VI-4})$$

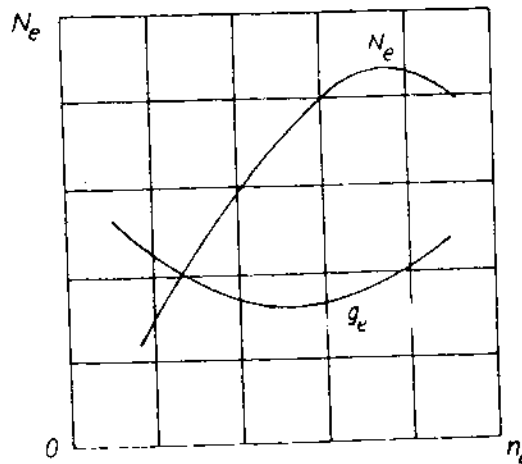
Ở đây :

$N_e$  - công suất có ích của động cơ, kW.

Thông qua thí nghiệm động cơ và tính toán, ta xây dựng được đồ thị quan hệ giữa công suất động cơ và suất tiêu hao nhiên liệu với số vòng quay của trục khuỷu động cơ :

$$N_e = f(n_e) \text{ và } g_c = f(n_e).$$

Đồ thị này trình bày trên hình VI-1 và được gọi là đường đặc tính ngoài của động cơ.



Hình VI-1. Đường đặc tính ngoài của động cơ.

Từ các công thức (VI-1) và (VI-4) ta rút ra được biểu thức để xác định mức tiêu hao nhiên liệu như sau :

$$q_d = \frac{100 g_c \cdot N_c \cdot t}{S^* \cdot \rho_n} = \frac{100 g_c \cdot N_c}{v \cdot \rho_n} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-5})$$

Ở đây :

$$v = \frac{S^*}{t} - \text{vận tốc chuyển động của ô tô, km/h.}$$

Khi ô tô chuyển động, công suất của động cơ phát ra cần thiết để khắc phục các lực cản chuyển động và được biểu thị theo phương trình cân bằng công suất như sau :

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

Ở đây :

$P_\psi, P_\omega, P_j$  - các lực cản chuyển động của ô tô, N.

$v$  - vận tốc chuyển động của ô tô, m/s.

Như vậy mức tiêu thụ nhiên liệu của ô tô phụ thuộc vào suất tiêu hao nhiên liệu cơ lịch của động cơ và công suất tiêu hao để khắc phục các lực cản chuyển động sẽ là :

$$q_d = \frac{0,36 g_c (P_\psi + P_\omega \pm P_j)}{\rho_n \cdot \eta_t} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-7})$$

Phương trình (VI-7) gọi là phương trình đánh giá mức tiêu hao nhiên liệu khi ô tô chuyển động không ổn định.

Khi ô tô chuyển động ổn định  $P_j = 0$ , thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ là :

$$q_d = \frac{0,36 g_c (P_\psi + P_\omega)}{\rho_n \cdot \eta_t} ; \frac{1}{100 \text{ km}} \quad (\text{VI-8})$$

Từ các phương trình (VI-7) và (VI-8), ta có nhận xét sau

đây:

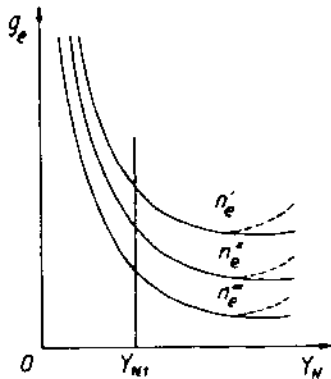
Mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy giảm khi suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ giảm, nghĩa là nếu động cơ có kết cấu và quá trình làm việc hoàn thiện thì giảm được mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô trên một đơn vị quãng đường chạy.

Tình trạng làm việc của hệ thống truyền lực không tốt sẽ làm giảm hiệu suất truyền lực và làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu trên một đơn vị quãng đường chạy.

Khi lực cản chuyển động tăng lên thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng. Trong quá trình ô tô tăng tốc sẽ làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu.

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

Sử dụng phương trình (VI-8) để phân tích tính toán mức tiêu hao nhiên liệu, ta sẽ gặp rất nhiều khó khăn vì trị số suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ  $g_e$  phụ thuộc vào



Hình VI-2. Đồ thị đặc tính tải trọng của động cơ ( $n_{e1} > n_{e2} > n_{e3}$ ).

số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_e$  và mức độ sử dụng công suất động cơ  $Y_N$ . Vì vậy ta giải quyết vấn đề này bằng phương pháp xây dựng đường đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô.

Trước tiên, dựa vào thí nghiệm động cơ trên bộ thí nghiệm để lập đồ thị suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động

cơ theo mức độ sử dụng công suất động cơ  $g_e = f(Y_N)$  tương ứng với các số vòng quay khác nhau của động cơ (hình VI-2).

Qua đồ thị này, ta có nhận xét sau đây :

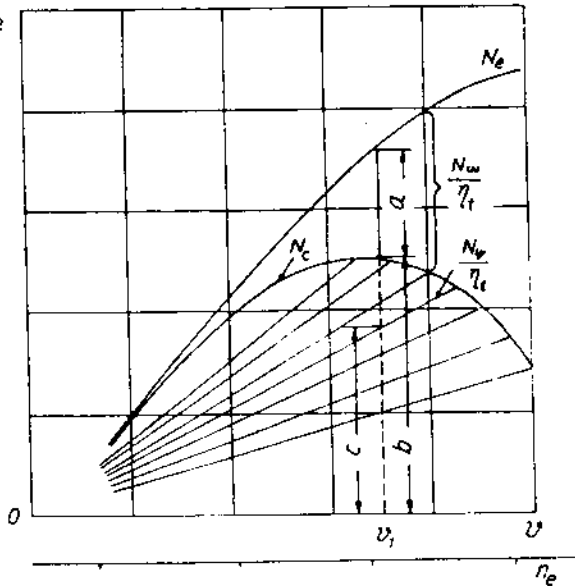
Mức độ sử dụng công suất động cơ càng tăng và số vòng quay của trục khuỷu động cơ càng giảm thì mức tiêu hao nhiên liệu càng giảm, vì  $g_e$  càng giảm. Vì thế khi mức độ sử dụng công suất động cơ như nhau (ví dụ tại điểm  $Y_{N1}$ ) thì suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ  $g_e$  ở vận tốc góc  $n_2''$  sẽ nhỏ hơn khi ở vận tốc góc  $n_2'$  và  $n_2$ .

Tiếp đó ta xây dựng đồ thị cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định với các hệ số cản  $\psi$  của các loại mặt đường khác nhau để tìm được mức độ sử dụng công suất khác nhau của động cơ  $Y_N$  (hình VI-3). Ta xây dựng đồ thị  $N_e = f(v)$  cho một tỷ số truyền  $N_e$  của hệ thống truyền lực.

Căn cứ vào phương trình cân bằng công suất của ô tô khi chuyển động ổn định, ta có :

$$N_e = \frac{N_{\psi} + N_w}{\eta_t}$$

Lập đường cong công suất phát ra của động cơ  $N_e = f(v)$ , xuất phát từ đường



Hình VI-3. Đồ thị cân bằng công suất của ô tô ứng với các hệ số cản  $\psi$  khác nhau của mặt đường



cong này, xây dựng về phía dưới của nó đường cong biểu thị công suất tiêu hao cho lực cản không khí và có kể đến công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực :

$$\frac{N_w}{\eta_t} = f(v) = \frac{W v^3}{\eta_t}$$

Sau đó lập các đường cong biểu diễn công suất cản của mặt đường với các hệ số cản khác nhau  $\frac{N_\psi}{\eta_t} = f(v)$  và có kể đến công suất tiêu hao cho ma sát trong hệ thống truyền lực:

$$\frac{N_\psi}{\eta_t} = \frac{\psi G v}{\eta_t}$$

Dựa vào đồ thị hình VI-3, ta có thể xác định được mức độ sử dụng công suất của động cơ  $Y_N$  ứng với một số vòng quay nào đó của động cơ, tức là ứng với một vận tốc  $v$  nào đó ở số truyền đã cho và phụ thuộc vào điều kiện đường xá đã cho.

Ví dụ, để đảm bảo cho ô tô có thể chuyển động được với vận tốc  $v_1$  trên loại đường có hệ số cản là  $\psi_1$  thì cần phải có công suất được xác định bằng tổng số 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 động cơ  $Y_N$  theo tỷ số :

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

Nếu tính  $Y_N$  theo phần trăm, ta có

$$Y_N \% = \frac{a+c}{a+b} 100 \%$$

Như vậy dựa vào đồ thị hình VI-3, ta xác định được trị số  $Y_N$  (ứng với  $v$ ,  $\psi$  cho trước) ; cũng tương ứng với vận tốc  $v$  và số truyền đã cho, ta xác định được số vòng quay của

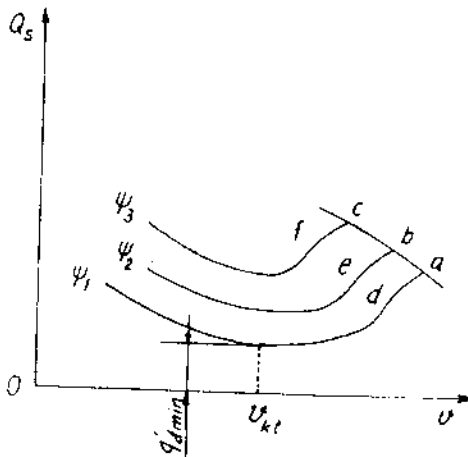
trục khuỷu động cơ  $n_c$  tương ứng theo biểu thức :

$$n_c = \frac{60 v \cdot l_t}{2\pi \cdot r_b} \cdot \frac{v_g}{ph}$$

Từ trị số  $Y_N$  và  $n_c$  tìm được, dựa vào đồ thị hình VI-2, ta xác định được trị số suất tiêu hao nhiên liệu cố ích của động cơ  $g_c$ .

Sau khi tính toán được trị số của các lực cản chuyển động  $P_v$  và  $P_w$ , rồi thay các trị số vừa tìm được :  $g_c$ ,  $P_v$ ,  $P_w$  vào phương trình VI-8, ta xác định được trị số của mức

tiêu hao nhiên liệu và từ đó xây dựng đường cong mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định. Đồ thị này trình bày trên hình VI-4 và gọi là đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.



Hình VI-4. Đồ thị đặc tính tiêu hao nhiên liệu của ô tô khi chuyển động ổn định.

Đồ thị hình VI-4 cho phép ta xác định được mức độ tiêu hao nhiên liệu (l/100 km) khi biết các trị số  $\psi$  và  $v$ . Qua đồ thị, ta có nhận xét rằng :

Trên mỗi đường cong của đồ thị có hai điểm đặc trưng cơ bản nhất. Điểm thứ nhất xác định mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất  $q_{dmin}$  khi ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản  $\psi$  (ví dụ  $q_{dmin}$  ứng với đường  $\psi_1$ ), vận tốc tại điểm

đó được gọi là vận tốc kinh tế và ký hiệu là  $v_{kt}$ . Điểm thứ hai của đường cong (điểm nút cuối của các đường cong) đặc trưng cho lượng tiêu hao nhiên liệu khi động cơ làm việc ở chế độ toàn tải (các điểm a, b, c). Các điểm này tương ứng với vận tốc chuyển động lớn nhất của ô tô  $v_{max}$  với các hệ số cản  $\psi$  khác nhau.

Ngoài ra còn có điểm bất thường trên mỗi đường cong (d, e, f) nằm về phía bên phải của  $v_{kt}$  và lối lên trên ứng với sự bắt đầu hoạt động của bộ tiết kiệm nhiên liệu, hỗn hợp được làm giàu thêm. Đối với động cơ diêden thì ở khu vực vận tốc nhỏ, đường cong sẽ thoải hơn so với ô tô có đặt động cơ cacbuarato vì tính kinh tế nhiên liệu của động cơ diêden ở khu vực vận tốc nhỏ tốt hơn so với động cơ cacbuarato.

Cần chú ý rằng, khi ô tô chuyển động với vận tốc kinh tế  $v_{kt}$  thì đạt được mức tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất  $q_{dmin}$ . Tuy nhiên điều này không có nghĩa là ta mong muốn ô tô chuyển động ở vận tốc này, vì tăng vận tốc chuyển động của ô tô sẽ có khả năng tăng được năng suất vận chuyển và giảm được giá thành chung trong vận tải ô tô. Vì vậy khi chọn vận tốc chuyển động thích hợp, không nhất thiết xuất phát từ điều kiện tính kinh tế nhiên liệu của ô tô mà cần căn cứ vào các điều kiện sau đây :

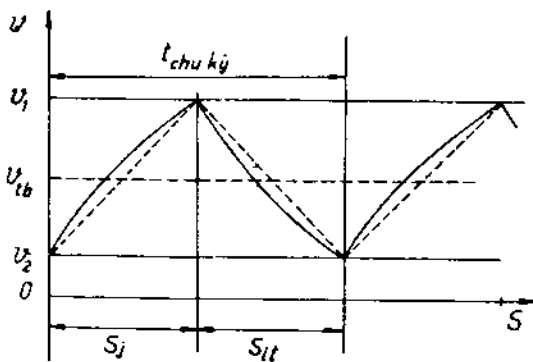
- Thời gian vận chuyển cần ít;
- Đảm bảo an toàn chuyển động trong điều kiện đã cho;
- Đảm bảo điều kiện thích nghi cho người lái và hành khách.

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

Trong điều kiện sử dụng thực tế của ô tô, tình trạng mặt đường luôn luôn thay đổi, do đó vận tốc của ô tô cũng luôn luôn thay đổi và chế độ tải của động cơ cũng luôn luôn thay đổi. Vì vậy phần lớn thời gian hoạt động của ô tô là chuyển động không ổn định, lúc thì chuyển động có gia tốc, lúc thì lăn trơn, lúc thì phanh ô tô.

Khi ô tô chuyển động tăng tốc thì tốc độ của ô tô tăng lên, làm tăng lực cản chuyển động và dẫn đến làm tăng mức tiêu hao nhiên liệu. Tuy nhiên lúc đó lại sử dụng tốt nhất công suất của động cơ và dẫn đến giảm suất tiêu hao nhiên liệu có ích của động cơ.

Lượng tiêu hao nhiên liệu trong thời gian ô tô chuyển động tăng tốc sẽ lớn hơn so với khi ô tô chuyển động với vận tốc không đổi ( $v = \text{const}$ ;  $j = 0$ ) vì ngoài phần nhiên liệu tiêu hao để khắc phục các lực cản chuyển động, còn phần



Hình VI-5. Đồ thị ô tô chuyển động gia tốc - lăn trơn.

nhiều cho ô tô chuyển động tăng tốc đến vận tốc  $v_1$ , rồi sau đó cho ô tô chuyển động lăn trơn đến khi vận tốc giảm đến  $v_2$  thì phần động năng này được trả lại (khi ô tô lăn trơn thì động cơ làm việc ở

chế độ không tải hoặc tải hẳn máy) lượng tiêu hao nhiên liệu rất nhỏ. Vì vậy mức tiêu hao nhiên liệu chung có thể giảm hơn so với khi chuyển động với vận tốc không thay đổi. Quá trình ô tô chuyển động tăng tốc và lăn trơn gọi là chu kỳ gia tốc - lăn trơn và được minh họa trên đồ thị hình VI-5. Chu kỳ này được lặp đi lặp lại. Sau đây chúng ta sẽ xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong quá trình gia tốc - lăn trơn.

### a. Lượng tiêu hao nhiên liệu trong quá trình tăng tốc của ô tô

Lượng tiêu hao trong quá trình này được tính theo biểu thức sau đây :

$$Q_j = A_t \cdot \frac{g_{ctb}}{36.10^5} \quad (\text{VI-9})$$

Ở đây :

$Q_j$  - lượng tiêu hao nhiên liệu của ô tô trong quá trình tăng tốc, kg;

$g_{ctb}$  - suất tiêu hao nhiên liệu có ích trung bình của động cơ trong khoảng vận tốc từ  $v_1$  đến  $v_2$ , kg/kWh

$A_t$  - tổng số công tiêu tốn trong quá trình tăng tốc ô tô có kể đến tổn thất năng lượng cho lực cản trong hệ thống truyền lực :

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

Trong đó :

$A_c$  - công tiêu tốn để khắc phục các lực cản khi ô tô chuyển động tăng tốc :

$$A_c = (P_\psi + P_w)S_j ;$$

$S_j$  - quãng đường ô tô chuyển động tăng tốc  $m$  ;

$P_w$  - lực cản của không khí :

$$P_w = W.v_{tb}^2 ;$$

$v_{tb}$  - vận tốc trung bình của ô tô :

$$v_{tb} = \frac{v_1 + v_2}{2} .$$

$P_\psi$  - lực cản tổng cộng của đường :

$$P_\psi = \psi.G .$$

$A_d$  - công cần thiết để tăng động năng của ô tô khi chuyển động tăng tốc, N.m.

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

Trong đó :

$J_b$  - tổng mômen quán tính của các bánh xe;

$\omega_{b1}, \omega_{b2}$  - vận tốc góc của các bánh xe ứng với lúc cuối và lúc bắt đầu quá trình tăng tốc (ứng với vận tốc  $v_1$  và  $v_2$  của ô tô).

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

Nếu trong thời gian một giờ, lượng tiêu hao nhiên liệu là  $G_{xx}$  (kg) thì trong thời gian  $t_{tt}$  (s) nào đó, lượng tiêu hao nhiên liệu khi lăn trơn sẽ là :

$$Q_{tt} = \frac{G_{xx} t_{tt}}{3600} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-10})$$

Thời gian chuyển động lăn trơn  $t_{tt}$  xác định theo biểu

thức :

$$t_u = \frac{v_1 - v_2}{j_{tb}} ; \text{ s} \quad (\text{VI-11})$$

Ở đây :

$j_{tb}$  - gia tốc chậm dần trung bình khi ô tô chuyển động  
lăn trơn,  $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ .

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

Trong đó :

$P_{xx}$  - lực ma sát trong hệ thống truyền lực khi động cơ làm việc ở chế độ không tải thu gọn về bánh xe chủ động, N;

$\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay khi ô tô chuyển động lăn trơn.

Thay trị số  $t_u$  ở công thức (VI-11) vào công thức (VI-10), ta được :

$$Q_u = \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-12})$$

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

$$Q_t = Q_j + Q_u, \text{ kg.}$$
$$Q_t = \frac{A_t g_{ctb}}{36 \cdot 10^5} + \frac{G_{xx}(v_1 - v_2)}{3600 j_{tb}} ; \text{ kg.} \quad (\text{VI-13})$$

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

chạy như sau :

$$Q_{st} = \frac{100 Q_t}{(S_j + S_{tt}) \rho_n} ; \frac{1}{100 \text{km}} \quad (\text{VI-14})$$

Cần chú ý rằng, ở phương trình (VI-14), ta không tính đến năng lượng tiêu hao cho phần gia tốc bánh đà động cơ và các tiêu hao nhiên liệu phụ khác nữa dẫn đến một lượng tiêu hao nhiên liệu phụ thêm vào lượng tiêu hao nhiên liệu chung.

## 5. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô có truyền động thủy lực

Xác định các chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của ô tô khi có truyền động bằng thủy lực (ví dụ có biến mô thủy lực) cũng không khác gì so với loại ô tô có truyền lực bằng cơ khí nhưng cần lưu ý rằng :

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

- Cần có các đồ thị thực nghiệm thể hiện quan hệ mômen xoắn của trục khuỷu động cơ  $M_c$  và mức tiêu hao nhiên liệu - giờ  $G_T$  với số vòng quay của trục khuỷu động cơ  $n_c$  ở các mức độ sử dụng công suất khác nhau.

- Cần xây dựng quan hệ làm việc đồng thời giữa động cơ và biến mô thủy lực.

- Và cuối cùng là xác định được các thông số ra cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số như :  $n_T$  - số vòng quay của trục tuabin và  $M_T$  - mômen xoắn của trục tuabin.

Sau khi đã có các thông số cần thiết đặt tại trục sơ cấp của hộp số, ta có thể đánh giá được mức tiêu hao nhiên liệu theo phương trình (VI-8) và (VI-7) khi ô tô chuyển động ổn



định và không ổn định.

Đối với ô tô có trang bị hộp số vô cấp, về nguyên lý mà nói, nó có thể đảm bảo cho động cơ làm việc ở chế độ kinh tế nhiên liệu tốt nhất trong bất kỳ điều kiện đường xá như thế nào. Tuy nhiên khi có truyền động thủy lực thì hiệu suất truyền động sẽ giảm, nhất là ở khu vực tỷ số truyền  $i_{bm}$  nhỏ. Vì vậy khi đặt biển mô thủy lực lên ô tô thì mức tiêu hao nhiên liệu sẽ tăng, đôi khi tăng từ 25 - 30%.

Để khắc phục vấn đề này, người ta đặt thêm một hộp số cơ khí để tăng số vòng quay của trục tuabin trong khi tốc độ của ô tô vẫn như cũ, do đó nâng cao được hiệu suất truyền động. Tuy nhiên biện pháp này sẽ làm phức tạp về kết cấu, tăng trọng lượng và giá thành của ô tô.

## 6. Khái niệm về định mức tiêu hao nhiên liệu

Ở phần trên đã trình bày các công thức và phân tích một số nhân tố ảnh hưởng để xác định mức tiêu hao nhiên liệu của ô tô. Tuy nhiên trong điều kiện sử dụng thực tế còn rất nhiều nhân tố ảnh hưởng đến mức tiêu hao nhiên liệu của nó, ví dụ như quay trở đầu xe, lùi xe, xếp dỡ hàng hóa, qua phà ...

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

$$q_d = \left( \frac{K_1 S}{100} + \frac{K_2 P}{100} + K_3 z \right) ; l \quad (VI-15)$$

Ở đây :

$K_1$  - định mức tiêu hao nhiên liệu cho bản thân ô tô

chuyển động và tổn thất nội năng của động cơ,  
l/100 km ;

$K_2$  - định mức tiêu hao nhiên liệu cho một tấn hàng  
hóa vận chuyển trong 100 km, (l/t.100 km) ;

$K_3$  - định mức tiêu hao nhiên liệu phụ, cho mỗi một  
lần quay trở đầu xe ..., cho một chuyến, l/lần ;

$P$  - công vận tải, t.km;

$S$  - quãng đường đi được của ô tô, km ;

$z$  - số lần quay trở đầu xe, ..., cho một chuyến.

## II. TÍNH KINH TẾ NHIÊN LIỆU CỦA MÁY KÉO

Chỉ tiêu đánh giá tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo trên một đơn vị diện tích canh tác (với máy kéo nông nghiệp) hoặc trên một tấn-km hàng hóa vận chuyển (với máy kéo vận chuyển) ; ngoài ra còn đánh giá theo suất tiêu hao nhiên liệu có ích  $g_m$  cho một kW - giờ ở móc kéo.

Đánh giá suất tiêu hao nhiên liệu và xây dựng đồ thị của nó đã được trình bày khi tính toán sức kéo cho máy kéo. Tuy nhiên nó chưa phản ánh hết các nhân tố ảnh hưởng đến toàn bộ lượng tiêu hao nhiên liệu của máy kéo như việc hợp lý hóa tổ chức công việc, chọn liên hợp máy phù hợp với máy kéo, sử dụng số truyền và vận tốc thích hợp, thời gian quay vòng máy kéo không tải ở các đầu bờ, dừng máy kéo do các nguyên nhân kỹ thuật, điều kiện đất đai v.v.

Để đánh giá đúng đắn tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo, ta thường xác định mức tiêu hao nhiên liệu tổng cộng sau một ca làm việc của máy kéo theo biểu thức sau đây :

$$Q_c = Q_m.t_1 + Q_o.t_o + Q_d.t_d ; \quad (VI-16)$$

Ở đây :

$Q_m, Q_o, Q_d$  - mức tiêu hao nhiên liệu tương ứng với khi máy kéo làm việc có tải trọng, chuyển động không có tải trọng và dừng máy kéo nhưng động cơ vẫn hoạt động trong một ca làm việc ;

$t_1, t_o, t_d$  - thời gian làm việc của máy kéo tương ứng với khi có tải trọng, khi không có tải trọng và khi dừng máy kéo nhưng động cơ vẫn hoạt động trong một ca làm việc.

Mức tiêu hao nhiên liệu cho một đơn vị diện tích canh tác được tính theo biểu thức sau đây :

$$Q_c = \frac{Q'_c}{W} = \frac{10}{B.v} \left( Q_m + Q_o \frac{t_o}{t_1} + Q_d \frac{t_d}{t_1} \right); \quad (VI-17)$$

Ở đây :

$W$  - năng suất của máy kéo trong một ca làm việc tính theo héc-ta :

$$W = 0,1 \text{ But}_L$$

Trong đó :

$B$  - chiều rộng canh tác của nông cụ, m ;

$v$  - vận tốc chuyển động của máy kéo, km/h ;

$t_1$  - thời gian làm việc có tải trọng của máy kéo trong một ca làm việc, h.

Để giảm mức tiêu hao nhiên liệu cho một héc-ta canh tác, cần phải tăng chiều dài quãng đường làm việc có tải trọng của máy kéo và giảm quãng đường quay vòng ở đầu bờ ...

## Chương VII

# TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ- MÁY KÉO

### I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ TÍNH ỔN ĐỊNH

Nói một cách khái quát, tính ổn định của ô tô-máy kéo là khả năng đảm bảo giữ được quỹ đạo chuyển động theo yêu cầu trong mọi điều kiện chuyển động khác nhau. Tùy thuộc điều kiện sử dụng, ô tô-máy kéo có thể đứng yên, chuyển động trên đường dốc (đường có góc nghiêng dọc hoặc nghiêng ngang), có thể quay vòng hoặc phanh ở các loại đường khác nhau (đường tốt, đường xấu ...). Trong những điều kiện chuyển động phức tạp như vậy, ô tô-máy kéo phải giữ được quỹ đạo chuyển động của nó sao cho không bị lật đổ, không bị trượt hoặc thùng xe không bị nghiêng, cầu xe bị quay lệch trong giới hạn cho phép để đảm bảo cho chúng chuyển động an toàn. Mục đích của việc thiết kế tính toán các cụm chi tiết cũng như việc sử dụng, đều nhằm tăng khả năng an toàn chuyển động để nâng cao vận tốc chuyển động của xe, có nghĩa là tăng tính kinh tế và tính ổn định của ô tô-máy kéo trong mọi điều kiện làm việc.

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

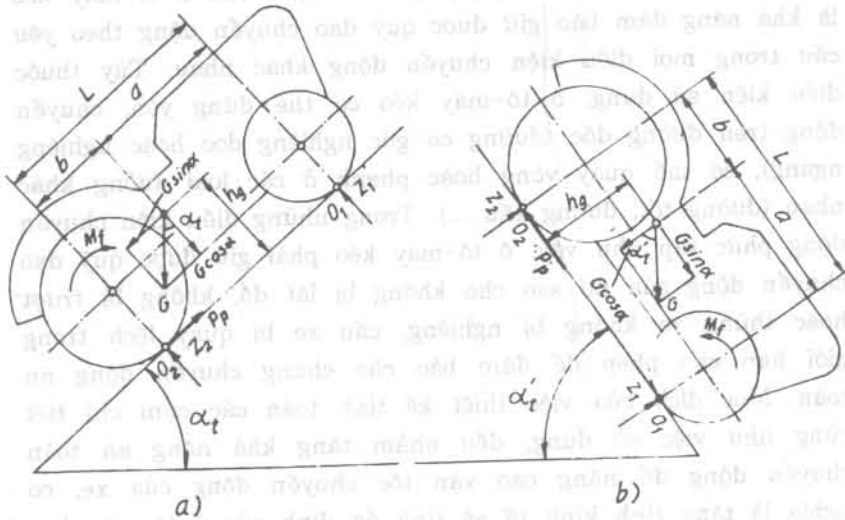
trình bày từng trường hợp.

## II. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ- MÁY KÉO BÁNH XE

### 1. Tính ổn định dọc của ô tô - máy kéo bánh xe

#### a. Tính ổn định dọc tĩnh

Tính ổn định dọc tĩnh của ô tô- máy kéo bánh xe là khả năng đảm bảo cho xe không bị lật hoặc bị trượt khi đứng yên trên đường dốc dọc.



Hình VII-1. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi đứng yên.

- Dùng quay đầu lên dốc;
- Dùng quay đầu xuống dốc.

Hình VII-1 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo bánh xe khi đứng trên dốc.

Khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc nghiêng quay đầu lên dốc sẽ chịu tác dụng của các lực sau :

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

- Hợp lực của các phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe trước là  $Z_1$  và bánh xe sau là  $Z_2$ . Ta có  $Z_1 + Z_2 = G\cos\alpha$ .

- Do tác dụng của thành phần trọng lượng  $G\sin\alpha$ , xe có thể bị trượt xuống dốc mặc dù có mômen cản lăn cản lại. Trị số của mômen cản lăn nhỏ nên phải đặt phanh ở các bánh xe sau.

Trường hợp xe đứng trên dốc quay đầu lên (hình VII-1a), khi góc dốc  $\alpha$  tăng dần cho tới lúc bánh xe trước nhấc khỏi mặt đường, lúc đó hợp lực  $Z_1 = 0$  và xe sẽ bị lật quanh điểm  $O_2$  ( $O_2$  là giao điểm của đường và trục thẳng đứng qua tâm bánh xe sau). Để xác định góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng quay đầu lên dốc, ta lập phương trình mômen của tất cả các lực đối với điểm  $O_2$  rồi rút gọn với  $Z_1 = 0$  sẽ được :

$$G.b\cos\alpha_1 - Gh_g\sin\alpha_1 = 0; \quad (\text{VII-1})$$

$$\text{tg}\alpha_1 = \frac{b}{h_g}. \quad (\text{VII-2})$$

Trong đó :  $\alpha_1$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật khi đứng quay đầu lên dốc.

Trường hợp khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống ta cũng làm tương tự bằng cách lấy mômen đối với điểm  $O_1$ , thay  $Z_2 = 0$  rồi rút gọn ta được :

$$\text{tg}\alpha_1 = \frac{a}{h_g}. \quad (\text{VII-3})$$

Ở đây :

$\alpha_1$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ đứng khi xe quay đầu xuống dốc.

Cần chú ý rằng trong các phương trình trên đã bỏ qua mômen cản lăn nhằm tăng tính ổn định tĩnh của xe.

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

Một số trị số của góc dốc giới hạn ở một số loại ô tô-máy kéo khi đứng trên dốc.

+ Đối với xe du lịch và vận tải khi không tải :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 60^\circ.$$

+ Xe vận tải và máy kéo bánh xe khi đầy tải :

$$\alpha_1 = 35 + 40^\circ; \quad \alpha_2 \geq 60^\circ.$$

+ Xe tự đổ khi không tải :

$$\alpha_1 = (20 + 35)^\circ; \quad \alpha_2 > 60^\circ.$$

Sự mất ổn định dọc tĩnh của ô tô-máy kéo không chỉ do sự lật đổ dọc mà còn do sự trượt trên dốc do không đủ lực phanh hoặc do bám không tốt giữa bánh xe và đường. Trong trường hợp này, để tránh cho xe khỏi trượt lăn xuống dốc, người ta thường bố trí phanh ở các bánh xe. Khi lực phanh lớn nhất đạt đến giới hạn bám, xe có thể bị trượt xuống dốc, góc dốc giới hạn khi xe bị trượt được xác định như sau :

$$P_{pmax} = G \sin \alpha_t = \varphi Z_2 \quad (VII-4)$$

Trong đó :

$P_{pmax}$  - lực phanh lớn nhất đặt ở bánh xe sau;

$\varphi$  - hệ số bám dọc của bánh xe với đường;

$Z_2$  - hợp lực của các phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe sau.

Theo phương pháp xác định ở chương II ta có :

$$Z_2 = \frac{G a \cos \alpha + G h_g \sin \alpha}{L} \quad (\text{II-23})$$

Thay giá trị của  $Z_2$  vào (VII-4) rồi rút gọn, ta sẽ xác định được góc dốc giới hạn khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc bị trượt :

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

Khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống, ta cũng xác định được góc dốc giới hạn khi xe bị trượt bằng cách tương tự như khi xe đứng quay đầu lên dốc :

$$\operatorname{tg} \alpha'_t = \varphi \frac{a}{L + \varphi h_g} \quad (\text{VII-6})$$

Trong đó :

$\alpha_t$  - góc dốc giới hạn bị trượt khi xe đứng trên dốc quay đầu lên;

$\alpha'_t$  - góc dốc giới hạn bị trượt khi xe đứng trên dốc quay đầu xuống.

Đối với ô tô, cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe. Do đó lực phanh cực đại  $P_{pmax} = \varphi G \cos \alpha$ . Cũng xác định tương tự như trên ta có điều kiện để xe đứng trên dốc bị trượt như sau :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha'_t = \varphi \quad (\text{VII-7})$$

Để đảm bảo an toàn khi xe đứng trên dốc người ta thường để điều kiện xe bị trượt trước khi bị lật đổ, điều đó được xác định bằng biểu thức :

$$\operatorname{tg} \alpha_t < \operatorname{tg} \alpha'_t \quad (\text{VII-8})$$

$$\text{hay : } \left. \begin{aligned} \frac{\varphi a}{L - \varphi h_g} &< \frac{b}{h_g} \\ \varphi &< \frac{b}{h_g} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII-9})$$



Qua các trường hợp trên, ta có nhận xét rằng góc giới hạn khi ô tô-máy kéo đứng trên dốc bị trượt hoặc lật đổ chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe và chất lượng mặt đường.

### b. Tính ổn định dọc động

Khi ô tô-máy kéo chuyển động trên đường dốc có thể bị mất ổn định (bị lật đổ hoặc bị trượt) dưới tác dụng của các lực và mômen hoặc bị lật đổ khi ô tô chuyển động ở tốc độ cao trên đường bằng. Ở đây ta chỉ xét khả năng xe bị lật đổ, còn khả năng dẫn hướng sẽ được nghiên cứu ở chương VIII.

#### a. Trường hợp tổng quát

Hình VII-2 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo khi chuyển động lên dốc không ổn định, có kéo móc.

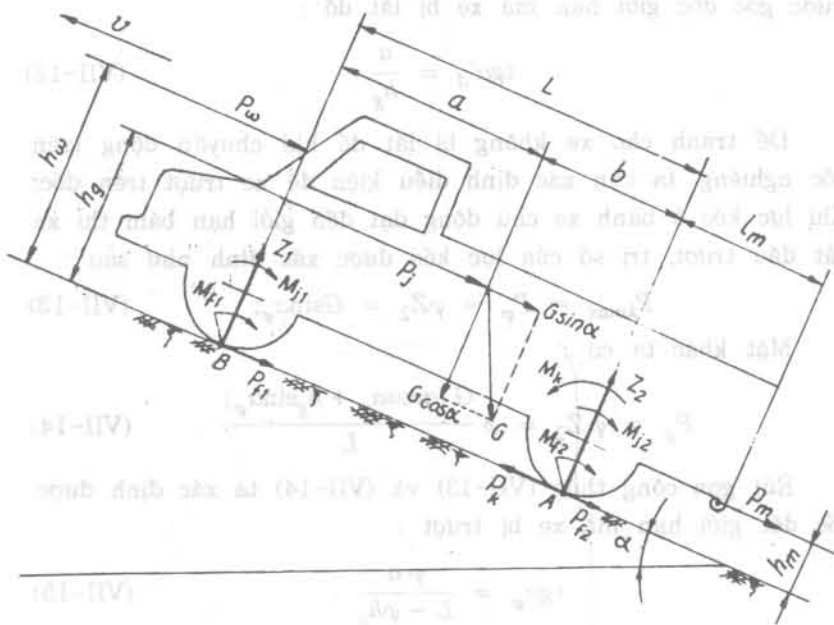
Sử dụng công thức tính các hợp lực của các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên các bánh xe ở chương II ta có :

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = \frac{G \cos \alpha (b - f r_h) - (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g - P_m h_m}{L} \\ Z_2 = \frac{G \cos \alpha (a + f r_h) + (G \sin \alpha + P_j + P_w) h_g + P_m h_m}{L} \end{array} \right.$$

Khi tăng góc dốc  $\alpha$  đến giá trị giới hạn thì xe sẽ bị lật đổ ứng với lúc  $Z_1 = 0$ , bánh xe trước bị nhấc khỏi mặt đường. Cách làm tương tự như phần ổn định tĩnh, ta xác định được ngay góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi chuyển động lên dốc hoặc xuống dốc.

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

Góc dốc giới hạn khi xe bị lật đổ (coi  $\cos \alpha \approx 1$ ):



Hình VII-2. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động lên dốc.

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - fr_b}{h_g} - \frac{P_w}{G} \quad (\text{VII-10})$$

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

Trường hợp này  $P_j = 0$ ;  $P_m = 0$ ,  $P_w \approx 0$  và  $P_f \approx 0$  vì lực cản lăn nhỏ có thể bỏ qua. Do đó ta xác định được góc dốc giới hạn khi xe chuyển động lên dốc bị lật đổ :

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b}{h_g} \quad (\text{VII-11})$$

Trường hợp xe chuyển động xuống dốc với vận tốc nhỏ, không kéo theo móc, chuyển động ổn định ta cũng xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ :

$$\operatorname{tg}\alpha'_d = \frac{a}{h_g} \quad (\text{VII-12})$$

Để tránh cho xe không bị lật đổ khi chuyển động trên dốc nghiêng, ta cần xác định điều kiện để xe trượt trên dốc: Khi lực kéo ở bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám thì xe bắt đầu trượt, trị số của lực kéo được xác định như sau :

$$P_{kmax} = P_\varphi = \varphi Z_2 = G \sin \alpha_\varphi; \quad (\text{VII-13})$$

Mặt khác ta có :

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

Rút gọn công thức (VII-13) và (VII-14) ta xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt :

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

Ở đây :

$P_{kmax}$  - lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động,

$P_\varphi$  - lực bám của bánh xe chủ động .

$\varphi$  - hệ số bám dọc của bánh xe với đường.

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

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

Ở đây ta cũng xét trong điều kiện đoàn xe chuyển động ổn định  $P_j = 0$ , vận tốc nhỏ nên  $P_\omega \approx 0$ , lực cản lăn nhỏ  $P_f \approx 0$ . Khi chuyển động lên dốc đoàn xe cũng có thể bị mất ổn định theo hai khả năng sau :

- Bị lật đổ qua điểm tiếp xúc của bánh xe sau của xe kéo vệt đường.

- Bị trượt dọc khi lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động đạt đến giới hạn bám.

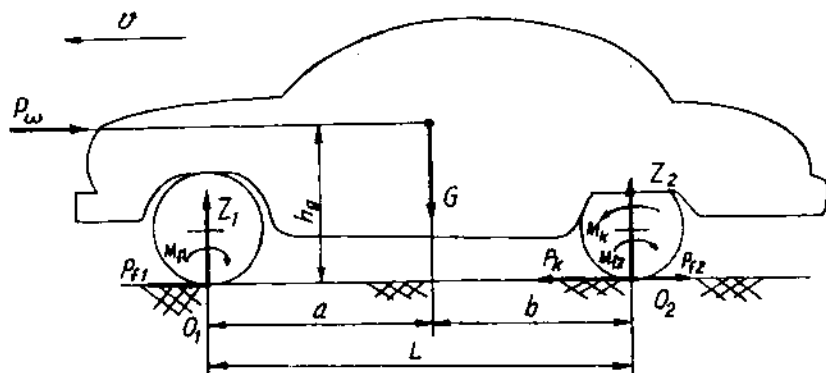
Bằng phương pháp xác định tương tự như trên, ta có thể xác định được góc dốc giới hạn mà đoàn xe bị trượt khi coi  $P_m = G_m \sin \alpha$  và bỏ qua thành phần cân lăn của moóc :

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \frac{\varphi a G}{G(L - \varphi h_g) + G_m(L - \varphi h_m)} \quad (\text{VII-16})$$

Trong đó :  $G_m$  - trọng lượng toàn bộ của moóc.

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

Trên hình VII-3 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động với vận tốc cao ( bỏ qua ảnh hưởng của cân lăn )



hình VII-3. Lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động ở tốc độ cao.

Trong trường hợp này (thường là xe du lịch) xe có khả năng bị lật do lực cân không khí gây ra khi chuyển động với tốc độ rất lớn. Lực cân không khí tăng đến trị số giới hạn, xe sẽ bị lật quanh điểm  $O_2$  ( $O_2$  là giao điểm của mặt phẳng qua trục bánh xe sau với đường), lúc đó phản lực  $Z_1 = 0$ .

Để xác định vận tốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta sử dụng công thức (II-24) ở chương II.

$$Z_1 = \frac{G(b - fr_b) - P_\omega h_g}{L}$$

Ta coi  $M_f = 0$  vì trị số của nó rất nhỏ so với  $P_\omega$ , thay trị số  $P_\omega = k.F.v^2/13$  và rút gọn ta có vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ :

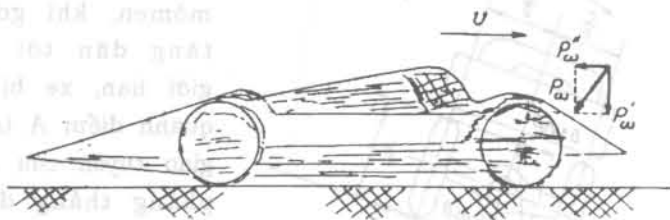
$$v_n = 3,6 \sqrt{\frac{Gb}{kF.h_g}}; \quad (\text{VII-17})$$

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

$v_n$  - vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ.

Từ công thức (VII-17) nhận xét rằng vận tốc nguy hiểm mà xe chuyển động bị mất ổn định phụ thuộc vào trọng tâm và nhân tố cân không khí. Vì thế khi thiết kế các loại xe có vận tốc lớn như xe đua người ta cố gắng hạn chế sự mất ổn định do lực cân không khí. Bằng cách làm cho phía trước của xe có hình dạng đặc biệt để một thành phần của lực cân không khí  $P_\omega$  có tác dụng ép bánh xe xuống mặt đường, sơ đồ được trình bày trên hình VII-4.

Qua nghiên cứu về tính ổn định dọc của ô tô-máy kéo bánh xe, ta có nhận xét rằng sự mất ổn định của chúng phụ thuộc vào các thông số như tọa độ trọng tâm của xe và moóc, vị trí đặt moóc kéo, hệ số bám... Vì vậy để tăng tính ổn định của xe, khi thiết kế thường người ta tìm cách hạ thấp trọng tâm của xe.



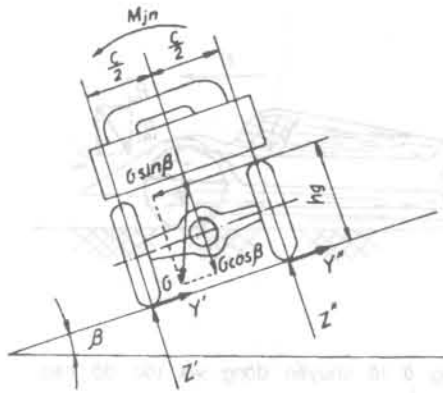
Hình VII-4. Hình dáng ô tô chuyển động với tốc độ cao.

## 2. Tính ổn định ngang của ô tô-máy kéo bánh xe

### a. Tính ổn định động ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

Hình VII-5 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang không kéo móc. Trường hợp này giả thiết vết của bánh xe trước và sau trùng nhau, trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc, lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo gồm :

- Trọng lượng của ô tô-máy kéo là  $G$  được phân ra hai thành phần theo góc nghiêng ngang  $\beta$ .
- Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến  $M_{jn}$  tác dụng trong mặt phẳng ngang khi xe chuyển động không ổn định.
- Các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe bên trái  $Z'$  và bánh xe bên phải  $Z''$ .
- $\beta$  : góc nghiêng ngang của đường
- Các phân lực ngang  $Y'$  và  $Y''$ .



Hình VII-5. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô - máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Dưới tác dụng của các lực và mômen, khi góc  $\beta$  tăng dần tới góc giới hạn, xe bị lật quanh điểm A (A là giao tuyến của mặt phẳng thẳng đứng qua trục bánh xe bên trái và mặt đường) lúc đó  $Z'' = 0$ , ta sử dụng công thức II-31 ở chương II và rút gọn ta được:

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

Ở đây coi  $M_{jn} \approx 0$  vì trị số của nó nhỏ có thể bỏ qua, xe không kéo moóc nên  $P_m = 0$ . Ta xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nghiêng ngang :

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-18})$$

Trong đó :  $\beta_d$  - góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ.

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

$$G \sin \beta_\varphi = Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') = \varphi_y G \cos \beta_\varphi ; (\text{VII-19})$$

Trong đó :

$\beta_\varphi$  - góc dốc giới hạn mà ô tô-máy kéo bị trượt.

$\varphi_y$  - hệ số bám ngang giữa bánh xe và đường.

Rút gọn công thức (VII-19) ta được :

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi = \varphi_y \quad (\text{VII-20})$$

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

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi < \operatorname{tg}\beta_d \text{ hay } \varphi_y < \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-21})$$

Khi ô tô-máy kéo đứng yên trên đường nghiêng ngang, ta cũng xác định được góc nghiêng giới hạn mà tại đó xe bị lật đổ hoặc bị trượt.

Ở trường hợp này, ô tô-máy kéo chỉ chịu tác dụng của trọng lượng. Phương pháp xác định cũng tương tự như phần trên, ta có ngay góc giới hạn mà xe bị lật đổ :

$$\operatorname{tg}\beta_l = \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-22})$$

Cũng tương tự ta có góc giới hạn mà xe bị trượt và điều kiện để xe trượt khi lật đổ như sau :

$$\operatorname{tg}\beta_\varphi = \varphi_y$$
$$\operatorname{tg}\beta_\varphi < \operatorname{tg}\beta_l \text{ hay } \varphi_y < \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-23})$$

#### b. Tính ổn định động ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang

Hình VII-6 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

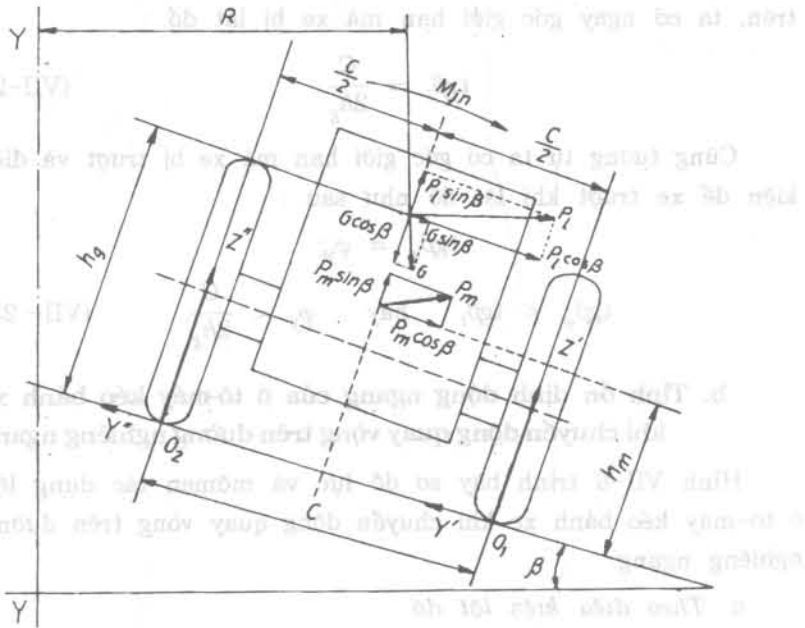
##### a. Theo điều kiện lật đổ

Khi xe quay vòng ta xem như xe đang chuyển động quanh sườn đối, ngoài các lực đã trình bày ở phần trên, xe còn chịu



tác dụng của lực ly tâm  $P_l$  đặt tại trọng tâm xe (trục quay là YY) và lực kéo ở móc kéo  $P_m$ . Trường hợp này coi phương của lực  $P_m$  tác dụng theo phương nằm ngang. Các lực  $P_l$  và  $P_m$  đều phân ra hai thành phần do góc nghiêng ngang  $\beta$ . Khi góc  $\beta$  tăng dần, đồng thời dưới tác dụng của lực  $P_l$ , xe sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng đi qua  $O_1$  (là giao tuyến giữa mặt đường và mặt phẳng thẳng góc qua trục bánh xe bên phải) ứng với vận tốc giới hạn và hợp lực  $Z'' = 0$ .

Sử dụng công thức xác định các phân lực  $Z''$  ở chương II, mặt khác ta thay trị số của lực ly tâm  $P_l = \frac{G v_n^2}{g R}$  vào công thức rồi rút gọn ta có :



Hình VII-8. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên ô tô-máy kéo bánh xe khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

$$v_n^2 = \frac{\left[ G\left(\frac{C}{2} \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d\right) - P_m(h_m \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d) \right] g R}{G\left(h_g \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d\right)}. \quad (\text{VII-24})$$

Trường hợp ô tô, máy kéo không kéo móc thì  $P_m = 0$ , ta xác định được vận tốc giới hạn (hay còn gọi là vận tốc nguy hiểm) khi xe bị lật như sau :

$$v_n^2 = \frac{G\left(\frac{C}{2} \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d\right) g R}{G\left(h_g \cos\beta_d + \frac{C}{2} \sin\beta_d\right)};$$

Rút gọn ta có :

$$\left. \begin{aligned} v_n &= \sqrt{\frac{g R (C/2 \cos\beta_d - h_g \sin\beta_d)}{h_g \cos\beta_d + C/2 \sin\beta_d}} \quad \text{hay} \\ v_n &= \sqrt{\frac{g R (C/2 h_g - tg\beta_d)}{1 + C/2h_g tg\beta_d}} \end{aligned} \right\}; \quad (\text{VII-25})$$

Trong đó :

$\beta_d$  - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng bị lật đổ;

$R$  - bán kính quay vòng của xe;

$v$  - vận tốc chuyển động quay vòng, m/s;

$v_n$  - vận tốc giới hạn (hay vận tốc nguy hiểm);

$g$  - gia tốc trọng trường.

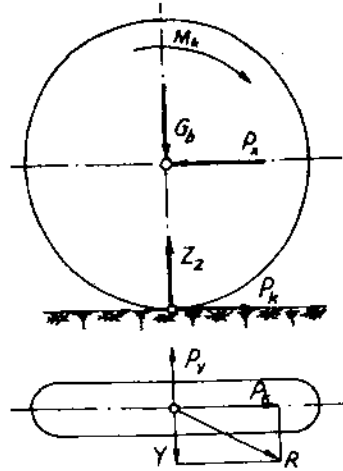
Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với trục quay vòng thì vận tốc nguy hiểm khi xe bị lật đổ là :

$$v_n = \sqrt{\frac{g R (C/2h_g + tg\beta_d)}{1 - C/2h_g tg\beta_d}}. \quad (\text{VII-26})$$

a. Theo điều kiện bị trượt bên

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt bên dưới tác dụng của thành phần lực  $G \sin \beta$  và  $P_1 \cos \beta$  do điều kiện bám ngang của bánh xe và đường không đảm bảo.

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



MINH VII-7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang tác dụng.

$$\begin{aligned} & P_1 \cos \beta_\varphi + G \sin \beta_\varphi \\ & = Y' + Y'' = \varphi_y (Z' + Z'') \\ & = \varphi_y (G \cos \beta_\varphi - P_1 \sin \beta_\varphi) . \end{aligned}$$

Thay trị số của  $P_1$  và rút gọn ta xác định được vận tốc tới hạn khi xe bị trượt bên :

$$\left. \begin{aligned} v_\varphi &= \sqrt{\frac{g R (\varphi_y \cos \beta_\varphi - \sin \beta_\varphi)}{\cos \beta_\varphi + \varphi_y \sin \beta_\varphi}} \\ v_\varphi &= \sqrt{\frac{g R (\varphi_y - \operatorname{tg} \beta_\varphi)}{1 + \varphi_y \operatorname{tg} \beta_\varphi}} \end{aligned} \right\} \text{ hay } \quad \text{(VII-27)}$$

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

$$v_{\varphi} = \sqrt{\frac{g R (\varphi_y + \operatorname{tg} \beta_{\varphi})}{1 - \varphi_y \operatorname{tg} \beta_{\varphi}}} \quad (\text{VII-28})$$

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

$$v_{\varphi} = \sqrt{g R \varphi_y} \quad (\text{VII-29})$$

Trong đó :

$\beta_{\varphi}$  - góc giới hạn của đường ứng với vận tốc tối hạn;

$\varphi_y$  - hệ số bám ngang của đường và bánh xe.

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

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

Để nghiên cứu trường hợp bánh xe chủ động lăn chịu lực gió ngang  $P_y$ , ta sử dụng sơ đồ hình VII-7. Bánh xe lăn sẽ chịu tác dụng của các lực và mômen :  $M_k$ ,  $G_b$ ,  $P_x$ ,  $P_k$ ,  $P_y$  và các phản lực  $Z$ ,  $Y$ .

Theo sơ đồ hình VII-7 ta biết  $R$  là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  và lực ngang  $Y$  (phản lực ngang  $Y$  do lực ngang  $P_y$  tác dụng). Hợp lực  $R$  có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và đường qua trục bánh xe và được xác định theo công thức :

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (\text{VII-30})$$

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

Thay giá trị của  $R_{max}$  và  $Y_{max}$  vào (VII-30) ta có :

$$Y_{max} = \sqrt{R_{max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\varphi G_b)^2 - P_k^2}. \quad (\text{VII-31})$$

Theo công thức (VII-31) ta thấy lực kéo  $P_k$  càng lớn thì  $Y$  càng nhỏ. Khi lực kéo  $P_k$  hoặc lực phanh  $P_p$  đạt đến giới hạn lực bám thì  $Y_{max} = 0$ . Do đó chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe thì nó bắt đầu trượt. Sự trượt này sẽ dẫn đến hiện tượng quay vòng thiếu (khi bánh xe trước xảy ra sự trượt) hoặc quay vòng thừa (khi bánh xe sau bị trượt). Hiện tượng quay vòng thừa rất nguy hiểm trong quá trình chuyển động của xe khi có lực ngang tác dụng.

### III. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA MÁY KÉO XÍCH

#### 1. Tính ổn định dọc của máy kéo xích

Ở máy kéo xích, người ta sử dụng các loại hệ thống treo khác với hệ thống treo của ô tô-máy kéo bánh xe. Đó là hệ thống treo cứng và hệ thống treo điều hòa. Sự phân bố các phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên dải xích cũng khác với ô tô và máy kéo bánh xe. Hợp lực của các phân lực này được đặt tại tâm áp lực nằm ở khu vực tiếp xúc giữa đường và dải xích. Vì thế phương pháp xác định tính ổn định của máy kéo xích cũng khác với ô tô - máy kéo bánh xe.

Tính ổn định của máy kéo xích được đánh giá bằng góc giới hạn lớn nhất mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng yên hoặc chuyển động trên đường dốc. Sau đây ta sẽ khảo sát từng trường hợp cụ thể.

### a. Tính ổn định dọc tĩnh của máy kéo xích

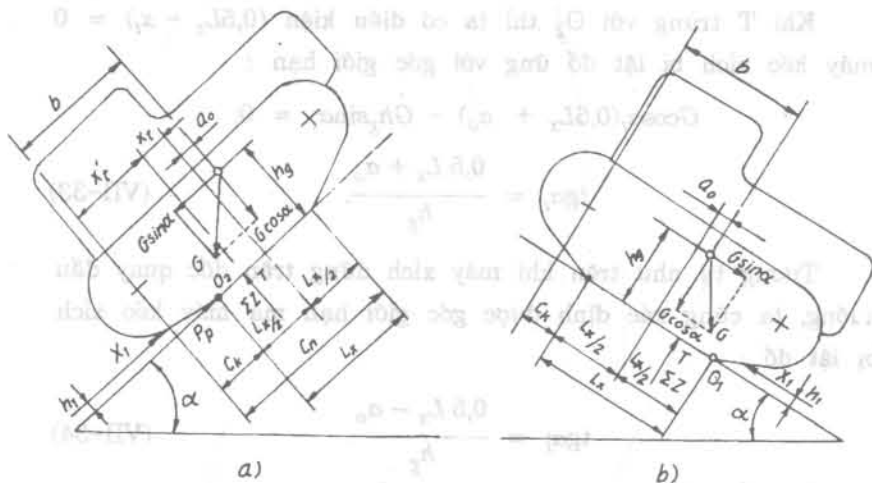
Tính ổn định dọc tĩnh được đặc trưng bằng góc dốc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng trên dốc.

1. Máy kéo xích đứng trên dốc, có hệ thống treo cứng và không kéo moóc hoặc nông cụ

Trong trường hợp này các lực tác dụng lên máy kéo xích gồm (xem hình VII-8):

- Trọng lượng của máy kéo xích  $G$  phân ra hai thành phần do góc nghiêng  $\alpha$  của đường.

- Hợp lực của các phản lực thẳng đứng từ đường tác dụng lên dải xích ký hiệu  $\Sigma Z$ . Hợp lực này đặt tại tâm áp lực  $T$  cách trục sau bánh xe một khoảng  $x_T$ .



Hình VII-8. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích khi đứng yên trên dốc.

- Đứng quay đầu lên dốc;
- Đứng quay đầu xuống dốc.

- Lực cân theo phương tiếp tuyến, song song với mặt đường ký hiệu  $X_1$ .

- Các khoảng cách :  $C_k, C_n, L_x, a_o, b, h_g, h_1$  được trình bày trên hình VII-8.

Khi tăng dần góc dốc  $\alpha$ , hợp lực  $\sum Z$  sẽ thay đổi và dịch chuyển về phía sau của bề mặt tựa của dãi xích cho tới khi tâm áp lực T trùng với  $O_2$  ( $O_2$  là điểm cuối của dãi xích tiếp xúc với bề mặt tựa) thì máy kéo xích bị lật đổ qua điểm  $O_2$ . Để xác định góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật ta xét điều kiện cân bằng lực đối với  $O_2$  như sau (bỏ qua mômen của lực  $X_1$  do  $h_1$  rất nhỏ).

$$G \cos \alpha (0,5L_x + a_o) - Gh_g \sin \alpha - \sum Z(0,5L_x - x_i) = 0 \quad (\text{VII-32})$$

Trong đó :

$x_i$  - khoảng cách từ tâm áp lực đến điểm giữa bề mặt tựa của dãi xích.

Khi T trùng với  $O_2$  thì ta có điều kiện  $(0,5L_x - x_i) = 0$  máy kéo xích bị lật đổ ứng với góc giới hạn :

$$G \cos \alpha_i (0,5L_x + a_o) - Gh_g \sin \alpha_i = 0;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{0,5L_x + a_o}{h_g} \quad (\text{VII-33})$$

Tương tự như trên khi máy xích đứng trên dốc quay đầu xuống, ta cũng xác định được góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ :

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{0,5L_x - a_o}{h_g} \quad (\text{VII-34})$$

2. Máy kéo xích đứng trên dốc với hệ thống treo điều hòa

Trường hợp này được trình bày trên sơ đồ hình VII-9.







$G$ ; lực cản  $P_f$ ; lực kéo ở móc kéo  $P_m$ ; lực kéo tiếp tuyến  $P_k$ ; hợp lực của phần lực pháp tuyến  $\sum Z$ ; lực quán tính và mômen quán tính tác dụng theo trục ngang khi máy kéo xích chuyển động không ổn định.

Trường hợp đang xét là máy kéo xích chuyển động ổn định  $P_f = 0$ ; lực cản lăn nhỏ  $P_f \approx 0$ ; lực cản không khí  $P_w \approx 0$  vì vận tốc chuyển động nhỏ.

Để xác định khả năng ổn định của máy kéo xích, ta lập phương trình mômen của tất cả các lực đối với điểm O (là giao điểm của đường kéo dài của lực kéo móc và mặt phẳng thẳng góc qua điểm cuối của bề mặt tựa của dải xích với đường). Ta có :

$$\sum Z(x_i - C_k) = G(b - C_k)\cos\alpha - G(h_g - h_m)\sin\alpha - P_{k1}h_m \quad (\text{VII-38})$$

Điều kiện để đảm bảo ổn định cho máy kéo xích là  $x_i - C_k \geq 0$ . Thay vào trên và rút gọn ta có (đối với máy kéo xích có hệ thống treo cứng) :

$$P_{k1} \leq G \frac{(b - C_k)\cos\alpha - (h_g - h_m)\sin\alpha}{h_m} = f(\alpha); \quad (\text{VII-39})$$

$$\text{hay : } P_{k1} \leq G \frac{(b - C_k)\cos\alpha - h_g \sin\alpha}{h_m} + G \sin\alpha. \quad (\text{VII-40})$$

Đối với máy xích có hệ thống treo điều hòa ta chỉ cần thay trị số  $C_k$  bằng  $l_k$  trong biểu thức (VII-40).

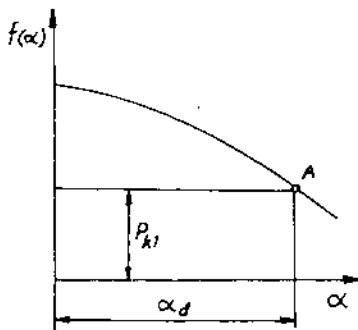
Trong đó  $P_{k1}$  là lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở móc kéo được phát ra khi máy kéo chuyển động ổn định (ở số truyền 1 của nhóm số truyền làm việc chủ yếu) ứng với mômen định mức của động cơ.

\* Chú ý rằng tử số của thành phần đầu tiên ở vế phải của biểu thức (VII-40) chính là mômen trọng lực của máy kéo đối với điểm tựa phía sau của dải xích.

Khi góc  $\alpha$  tăng đến trị số giới hạn thì mômen này bằng không. Do đó điều kiện ổn định dọc của máy kéo xích là :

$$P_{kl} \leq G \sin \alpha_d \quad (\text{VII-41})$$

Từ biểu thức (VII-41) ta thấy rằng, để máy kéo xích chuyển động ổn định trên dốc thì lực kéo tiếp tuyến  $P_{kl}$  không được lớn hơn thành phần nằm ngang của trọng lượng ứng với góc giới hạn. Điều này còn có thể minh họa bằng đặc tính ổn định biểu thị trên sơ đồ hình VII-11.



Hình VII-11. Đồ thị đặc tính ổn định dọc của máy kéo xích.

Trên hệ tọa độ  $f(\alpha) - \alpha$  ta biểu diễn như sau :

Trục tung ứng với giá trị hàm  $f(\alpha)$  theo công thức (VII-40). Trục hoành biểu diễn trị số góc  $\alpha$ .

Hai vế của biểu thức (VII-40) được biểu diễn trên đồ thị. Vế phải biểu diễn bằng hàm số  $f(\alpha)$ . Vế trái được biểu diễn bằng đường thẳng có trị số là  $P_{kl} = G \sin \alpha$ . Đường  $P_{kl}$  cắt đường  $f(\alpha)$  tại A, từ A dóng xuống trục hoành ta được góc dốc giới hạn  $\alpha_d$ . Phương pháp này có thể dùng để xét điều kiện ổn định của máy kéo bánh xe.

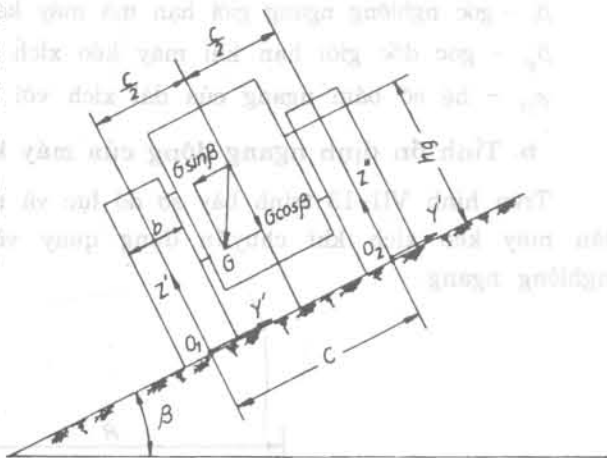
## 2. Tính ổn định ngang của máy kéo xích

### a) Tính ổn định ngang tĩnh của máy kéo xích

Hình VII-12 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo

xích, khi chuyển động trên đường nghiêng ngang.

Ở đây ta cũng áp dụng phương pháp xác định góc dốc giới hạn như ở phần ổn định ngang của ô tô-máy kéo bánh xe khi đứng trên dốc nghiêng ngang.



Hình VII-12. Sơ đồ lực tác dụng lên máy kéo xích khi đứng yên trên đường nghiêng ngang.

Theo sơ đồ hình VII-12 ta xác định được góc giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ khi đứng trên đường nghiêng ngang như sau :

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{C}{2h_g} \quad (\text{VII-42})$$

Khi sự bám của dải xích và bề mặt tựa không tốt, máy kéo xích sẽ bị trượt bên. Tương tự như ở phần trên ta cũng xác định được góc dốc giới hạn mà máy kéo xích bị trượt ngang :

$$\operatorname{tg} \beta_\varphi = \varphi_{yx} \quad (\text{VII-43})$$

Để máy kéo xích trượt trước khi lật đổ, ta có :

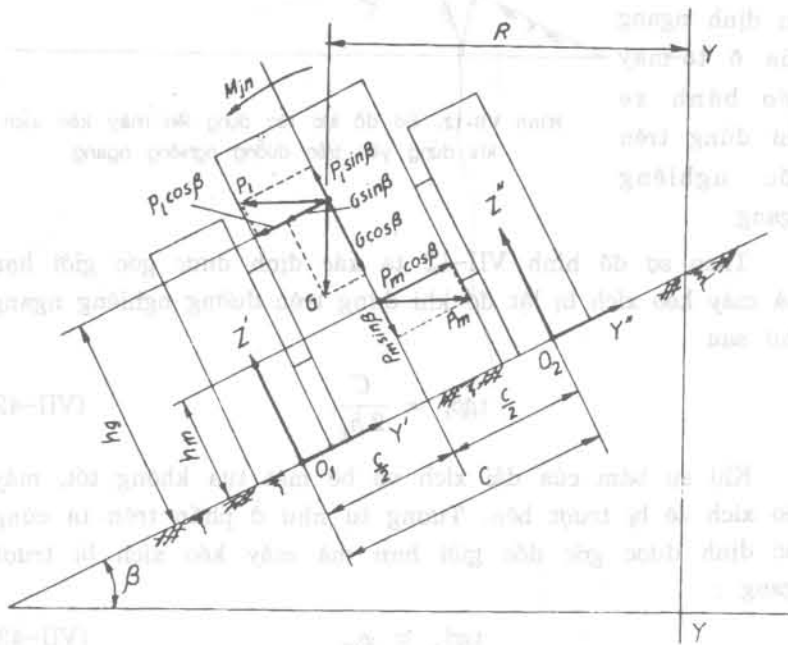
$$\operatorname{tg} \beta_\varphi < \operatorname{tg} \beta_i \quad \text{hay} \quad \varphi_{yx} < \frac{C}{2h_g}$$

Trong đó :

$\beta_t$  - góc nghiêng ngang giới hạn mà máy kéo xích bị lật đổ;  
 $\beta_\varphi$  - góc dốc giới hạn khi máy kéo xích bị trượt;  
 $\varphi_{yx}$  - hệ số bám ngang của dải xích với bề mặt tựa.

**b. Tính ổn định ngang động của máy kéo xích**

Trên hình VII-13 trình bày sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo xích khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.



Hình VII-13. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo xích khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

Máy kéo xích chuyển động quay vòng quanh trục  $YY'$  và chịu tác dụng của các lực và mômen sau :

- Trọng lượng của máy kéo xích  $G$ .
- Các phản lực thẳng đứng  $Z'$ ,  $Z''$  ở hai dài xích cùng các phản lực ngang  $Y'$ ,  $Y''$ .

- Lực ly tâm khi máy kéo xích quay vòng  $P_l = \frac{G v^2}{g R}$

- Mômen của các lực quán tính tiếp tuyến  $M_{jn}$  tác dụng trong mặt phẳng ngang khi chuyển động không ổn định. Khi tính toán coi  $M_{jn} \approx 0$

- Lực kéo ở móc kéo  $P_m$ . Trong trường hợp này thành phần của lực kéo ở móc kéo có xu hướng tăng khả năng ổn định cho máy kéo nên ta không đưa vào phương trình dưới đây để xét.

Khi máy kéo xích chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang với tốc độ lớn, lực ly tâm sẽ làm cho máy kéo bị lật đổ qua mặt phẳng bên đi qua điểm  $O_1$ . Phương pháp xác định tương tự như phân ổn định động ngang của máy kéo bánh xe.

Do đó ta có thể sử dụng các công thức đã có để xác định vận tốc nguy hiểm mà máy kéo xích bị lật đổ :

$$v_n = \sqrt{g R \frac{C/2h_g - tg\beta_d}{1 + C/2h_g tg\beta_d}} \quad (VII-44)$$

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

$$v_n = \sqrt{g R \frac{C/2h_g + tg\beta_d}{1 - C/2h_g tg\beta_d}} \quad (VII-45)$$

Qua các công thức trên, ta có nhận xét rằng tính ổn định của máy kéo xích phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm và hệ số bám ngang của dải xích với bề mặt tựa.

## Chương VIII

# TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ-MÁY KÉO

### I. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

Để thực hiện quay vòng ô tô và máy kéo bánh xe, người ta có thể sử dụng một trong các biện pháp sau :

*Biện 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.

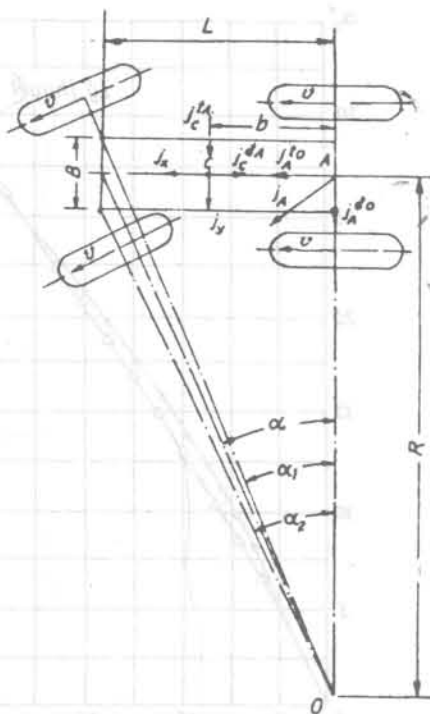
*Biện pháp thứ hai* : truyền những mômen quay có các trị số khác nhau tới các bánh xe dẫn hướng chủ động bên phải và bên trái, đồng thời sử dụng thêm phanh để hãm các bánh xe phía trong so với tâm quay vòng khi cần quay vòng ngoặt. Biện pháp này thường được sử dụng ở những chủng loại máy kéo bánh xe cỡ lớn với các bánh đều là chủ động.

*Biện pháp thứ ba* : kết hợp cả hai biện pháp nói trên và quay vòng phần khung phía trước. Biện pháp này thường sử dụng ở loại máy kéo bánh xe có khung rời.

Trên hình VIII-1 biểu thị động học quay vòng của ô tô và máy kéo bánh xe có hai bánh dẫn hướng phía trước.

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 vectơ vận tốc chuyển động của tất cả các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm, điểm đó chính là tâm quay vòng tức thời của xe (điểm O trên hình VIII-1).

Từ sơ đồ trên hình VIII-1, ta rút ra được biểu thức về mối 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:



Hình VIII-1. Sơ đồ động học quay vòng của ô tô-máy kéo có hai bánh xe dẫn hướng phía trước.

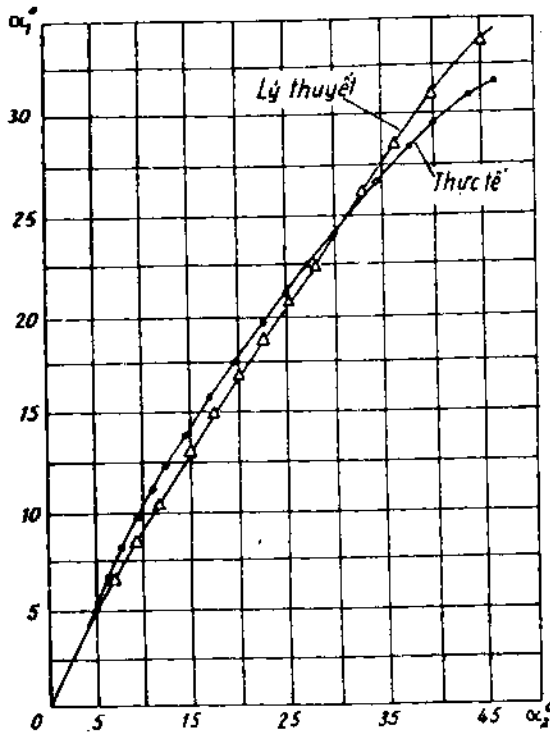
$$\cot \alpha_1 - \cot \alpha_2 = \frac{B}{L}; \quad (\text{VIII-1})$$

Ở đây:

- $\alpha_1$  và  $\alpha_2$  - góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong so với tâm quay vòng của xe;
- $B$  - khoảng cách giữa hai đường tâm trụ quay đứng;
- $L$  - chiều dài cơ sở của xe.

Với biểu thức (VIII-1) ta có thể xây dựng được đường cong lý thuyết  $\alpha_1 = f(\alpha_2)$  (hình VIII-2).





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

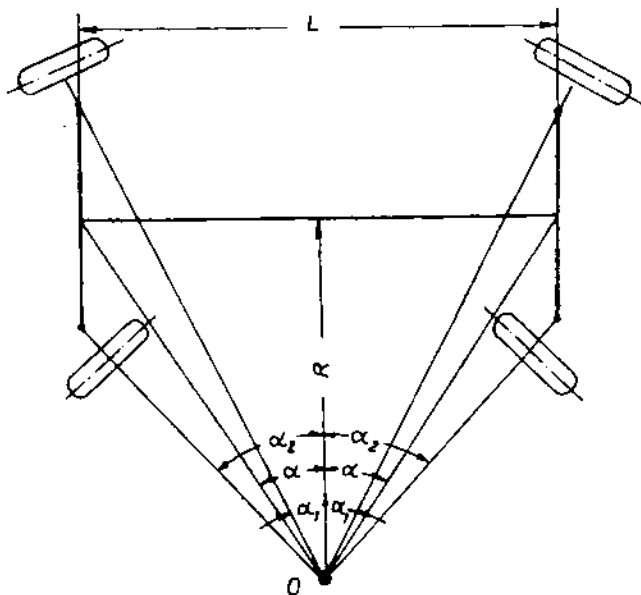
Như vậy, về phương diện lý thuyết để đảm bảo cho các bánh xe dẫn hướng lăn tinh (không bị trượt) khi xe vào đường vòng thì hiệu  $\cotg$  của các góc quay vòng bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong, phải luôn luôn bằng hằng số  $B/L$ .

Trong thực tế, để duy trì được mối quan hệ động học quay vòng giữa các bánh xe dẫn hướng, trên các ô tô-máy kéo bánh xe hiện nay người ta thường phải sử dụng một hệ thống các khâu khớp tạo nên hình thang lái.

Hình thang lái đơn giản về mặt kết cấu nhưng không

đảm bảo được mối quan hệ chính xác giữa những góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng như nêu trong biểu thức (VIII-1). Mức độ sai khác này phụ thuộc vào việc chọn lựa kích thước của các khâu tạo nên hình thang lái.

Để dễ dàng so sánh sự sai khác của mối quan hệ lý thuyết và thực tế giữa các góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong, trên hình VIII-2 ta dựng thêm đường cong thực tế  $\alpha_1 = f(\alpha_2)$ . Độ sai lệch giữa góc quay vòng thực tế và lý thuyết cho phép lớn nhất ở những góc quay lớn, nhưng cũng không được vượt quá  $1,5^\circ$ .



Hình VIII-3. Sơ đồ quay vòng của ô tô-máy kéo có bốn bánh dẫn hướng.

Từ sơ đồ trên hình VIII-1 ta dễ dàng xác định được mối quan hệ giữa bán kính quay vòng  $R$ , chiều dài cơ sở của xe  $L$  và góc quay vòng  $\alpha$  :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\alpha} \quad (\text{VIII-2})$$

Trường hợp tất cả các bánh xe đều là bánh dẫn hướng (hình VIII-3) thì ứng với cùng một góc quay vòng  $\alpha$ , bán kính quay vòng của xe sẽ giảm đi một nửa :

$$R = \frac{L}{2\operatorname{tg}\alpha}$$

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

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{L} \operatorname{tg}\alpha; \quad (\text{VIII-3})$$

Ở đây :  $v$  - vận tốc tịnh tiến của tâm trục sau xe.

Gia tốc góc của xe được xác định bằng cách vi phân phương trình (VIII-3) :

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{L} \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L \cos^2\alpha} \frac{d\alpha}{dt} \quad (\text{VIII-4})$$

Từ sơ đồ hình VIII-1 ta có :

$$\operatorname{cosa} = \frac{R}{\sqrt{L^2 + R^2}} \quad (\text{VIII-5})$$

Thay các giá trị tương ứng từ biểu thức (VIII-5) và (VIII-2) vào phương trình (VIII-4) ta nhận được :

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

Gia tốc tác dụng dọc theo trục của ô tô-máy kéo  $J_x$  và vuông góc với nó  $J_y$  được xác định theo phương pháp trình bày dưới đây :

Gia tốc toàn bộ của tâm trục sau ô tô-máy kéo (điểm A trên hình VIII-1)  $J_A$  là tổng của gia tốc hướng tâm  $J_A^{\text{do}}$  và

tiếp tuyến  $J_A^o$  đối với tâm quay tức thời O :

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

Tương tự gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo (điểm C trên hình VIII-1)  $J_c$  đối với tâm trục sau A có thể biểu thị như tổng của gia tốc hướng tâm  $J_c^{dA}$  và tiếp tuyến  $J_c^{tA}$  đối với điểm A :

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

Như vậy gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo hướng theo trục dọc của xe tìm được theo công thức :

$$J_x = J_A^o - J_c^{dA} = \frac{dv}{dt} - b\omega^2.$$

Gia tốc của trọng tâm ô tô - máy kéo hướng vuông góc với trục dọc của xe được tính theo công thức :

$$J_y = J_A^{do} + J_c^{tA} = R\omega^2 + b\frac{d\omega}{dt}.$$

Lực quán tính tác dụng dọc theo trục của ô tô - máy kéo  $P_{jx}$  và vuông góc với trục này được xác định bằng tích của khối lượng  $m$  của xe và gia tốc tương ứng :

$$P_{jx} = mJ_x = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\omega^2 \right) = \frac{G}{g} \left( \frac{dv}{dt} - b\frac{v^2}{R^2} \right);$$

$$P_{jy} = mJ_y = \frac{G}{g} \left( R\omega^2 + b\frac{d\omega}{dt} \right) = \frac{G}{gR} \left\{ \left[ \frac{dv}{dt} + \frac{v(L^2 + R^2)}{LR} \frac{d\alpha}{dt} \right] b + v^2 \right\}.$$

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

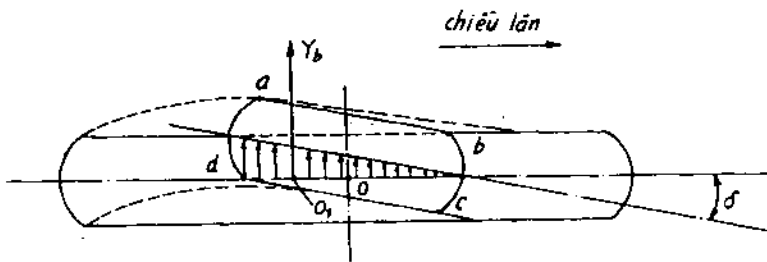
$$P_{jx} = -\frac{G b v^2}{g R^2};$$

$$P_{\beta} = \frac{G v^2}{g R}$$

Như vậy, trường hợp ô tô-máy kéo chuyển động ổn định theo quỹ đạo tròn ( $R = \text{const}$ ) ; ngoài khối lượng, các lực ly tâm đặt tại trọng tâm của xe còn phụ thuộc rất nhiều vào vận tốc tịnh tiến của xe trên đường vòng.

## II. ẢNH HƯỞNG ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA LỚP TỐI TÍNH NĂNG QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

Ở phần trên, khi nghiên cứu động học và động lực học quay vòng của ô tô và máy kéo bánh xe ta không tính đến ảnh hưởng của độ đàn hồi bên của lớp. Trong thực tế sử dụng, nhân tố này có ảnh hưởng ở mức độ nhất định tới tính năng quay vòng và tính an toàn chuyển động của ô tô và máy kéo bánh bom, đặc biệt ở những xe có vận tốc lớn.

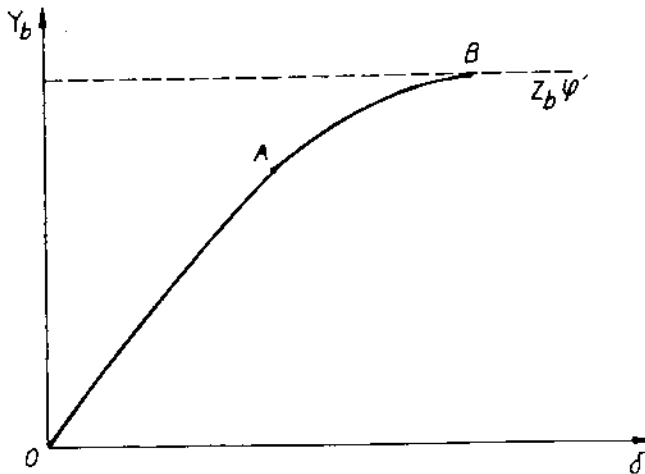


Minh VIII-4. Sơ đồ bánh xe lăn khi lớp bị biến dạng dưới tác động của lực bên.

Trên hình VIII-4 biểu thị sơ đồ biến dạng của lớp đàn hồi của một bánh xe lăn dưới tác dụng của lực bên. Diện tích abcd biểu thị vết tiếp xúc của lớp với mặt đường. Giả sử lực bên tác dụng lên bánh xe chưa vượt quá lực bám của bánh

xe với mặt đường, khi đó sẽ xảy ra hiện tượng lệch bên của lốp, có nghĩa là vùng tiếp xúc của lốp với mặt đường sẽ bị lệch đi một góc  $\delta$  so với mặt phẳng quay của bánh xe, người ta gọi góc này là góc lệch bên.

Mối quan hệ giữa phân lực bên  $Y_b$  tác dụng vào bánh xe và góc lệch bên  $\delta$  của lốp được trình bày bằng đồ thị trên hình VIII-5.



Hình VIII-5. Đồ thị quan hệ giữa phân lực bên  $Y_b$  và góc lệch bên  $\delta$  của lốp.

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

$$Y_b = Z_b \varphi';$$

Ở đây :  $\varphi'$ - hệ số bám ngang của lốp

Khả năng của lốp chống lại sự lệch bên (đoạn OA) được

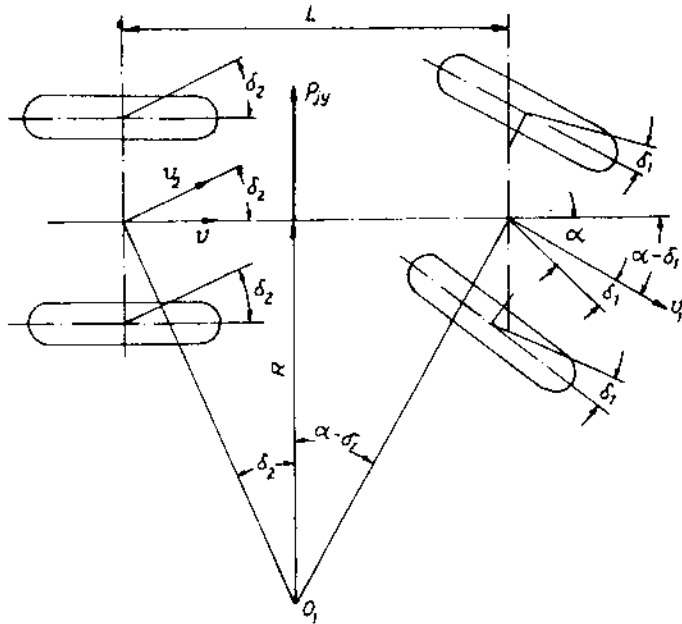
đánh giá bằng hệ số cân lệch  $k$  :

$$k = Y_b / \delta ; \text{ N/dộ.}$$

Trị số của hệ số cân lệch bên đối với lớp của :

- ô tô du lịch :  $k = 250 \div 750 \text{ N/dộ}$ ;

- ô tô vận tải :  $k = 1150 \div 1650 \text{ N/dộ}$ .



Hình VIII-8. Sơ đồ chuyển động quay vòng của ô tô - máy kéo khi lớp bị biến dạng bên

Trên hình VIII-6 biểu thị chuyển động trên đường vòng của ô tô-máy kéo có lớp đàn hồi theo hướng bên. Thành phần bên  $P_{jy}$  của lực quán tính được đặt tại trọng tâm của xe. Dưới tác dụng của lực này, lớp của các bánh xe trước và sau bị

lệch đi những góc tương ứng là  $\delta_1$  và  $\delta_2$ . Ở các bánh xe trước, ngoài góc lệch  $\delta_1$  chúng còn được quay đi một góc  $\alpha$ , do đó hướng của vectơ của trục trước sẽ tạo với trục dọc của xe một góc bằng  $\alpha - \delta_1$ .

Theo phương pháp trình bày ở phần I ta dễ dàng xác định được tâm quay tức thời  $O_1$  của xe và bán kính quay vòng  $R$ .

Đối với ô tô và máy kéo có lớp đàn hồi theo hướng bên thì góc quay vòng cần thiết  $\alpha$  của các bánh dẫn hướng để xe có thể chuyển động trên đường cong có bán kính  $R$  sẽ phụ thuộc không những vào chiều dài cơ sở của xe mà còn vào khả năng chống lệch bên của lớp.

Từ hình VIII-6 chúng ta xác định được :

$$R = \frac{L}{\operatorname{tg}\delta_2 + \operatorname{tg}(\alpha - \delta_1)} \quad (\text{VIII-7})$$

Ứng với những giá trị nhỏ của các góc :

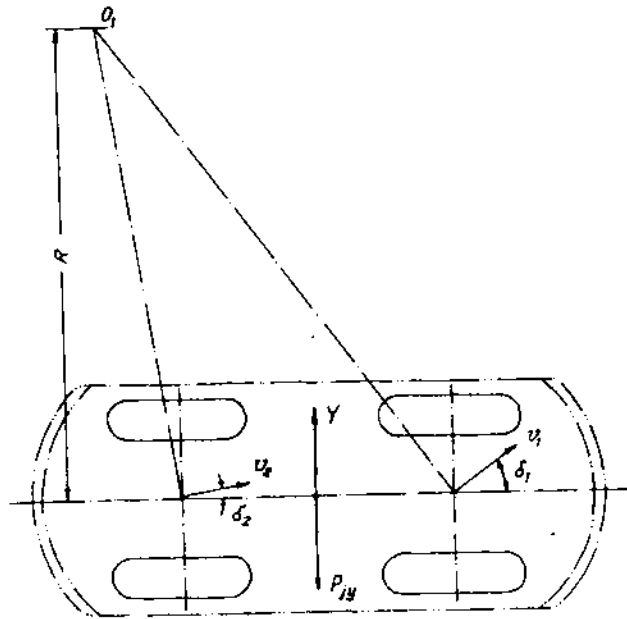
$$R \approx \frac{L}{\alpha + \delta_2 - \delta_1} \quad (\text{VIII-8})$$

Phương trình này đặc trưng cho tính năng quay vòng của ô tô - máy kéo bánh bơm và có thể xảy ra các trường hợp sau :

1. 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 như thế nào để xe lệch khỏi trục đường một góc  $\delta = \delta_1 = \delta_2$ .

2. Trường hợp  $\delta_1 > \delta_2$  : xe có tính năng quay vòng thiếu (hình VIII-7). Ở trường hợp này xe có khả năng tự giữ được hướng chuyển động thẳng nhờ lực ly tâm  $P_y$  có chiều ngược

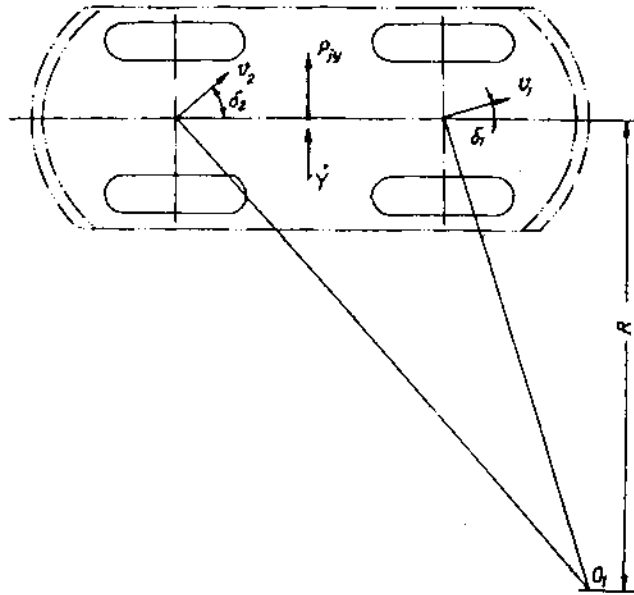




Hình VIII-7. Sơ đồ chuyển động của ô tô-máy kéo có tính năng quay vòng thiếu.

với chiều tác động của lực  $Y$ .

3. Trường hợp  $\delta_1 < \delta_2$  : xe có tính năng quay vòng thừa (hình VIII-8). Ở trường hợp này xe bị mất khả năng chuyển động thẳng ổn định vì chiều của lực ly tâm  $P_{jw}$  trùng với chiều của lực tác động  $Y$ . Sự mất ổn định càng lớn khi vận tốc của xe càng cao, vì lực ly tâm tỷ lệ bậc hai với vận tốc. Để tránh khả năng lật đổ xe trong những trường hợp này, người lái phải nhanh chóng đánh tay lái theo hướng ngược lại với chiều xe bị lệch để mở rộng bán kính quay vòng.



Hình VIII-8. Sơ đồ chuyển động của ô tô-máy kéo có tính năng quay vòng thừa.

### III. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA CÁC BÁNH XE DẪN HƯỚNG

Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được hiểu là khả năng của chúng giữ được vị trí ban đầu ứng với khi xe chuyển động thẳng và tự quay trở về vị trí này sau khi bị lệch.

Nhờ tính ổn định mà khả năng dao động của các bánh xe dẫn hướng và tải trọng tác dụng lên hệ thống lái được giảm đáng kể.

Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được duy trì dưới tác dụng của các thành phần phản lực : thẳng đứng, bên

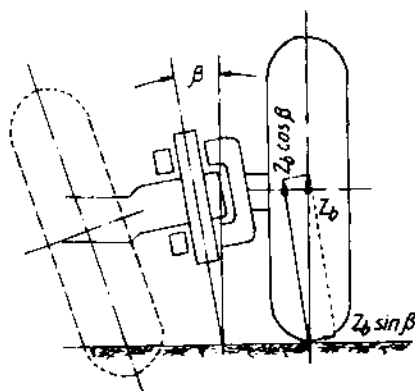
và tiếp tuyến tác dụng lên chúng khi xe chuyển động.

Ba nhân tố kết cấu sau đây đảm bảo tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

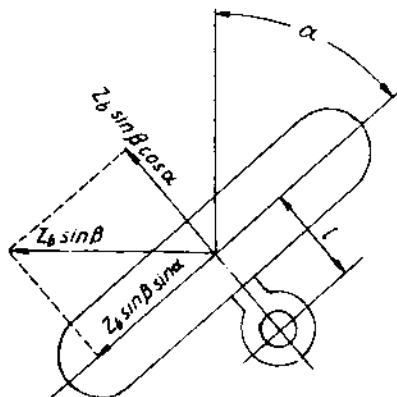
1. Độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay.
2. Độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.
3. Độ đàn hồi của lớp theo hướng ngang.

\* Khi trụ đứng được đặt nghiêng ngang thì phản lực thẳng đứng của đất tác dụng lên trục trước của xe sẽ được sử dụng để đảm bảo tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng, bởi vì trên mặt đường cứng khi các bánh xe dẫn hướng bị lệch khỏi vị trí trung gian của chúng thì trục trước của xe sẽ được nâng lên.

Sơ đồ của bánh xe dẫn hướng có trụ quay đứng đặt nghiêng ngang một góc  $\beta$  được biểu thị trên hình VIII-9. Nếu xem như bánh xe không có góc doãng thì ta có thể phân phản lực thẳng đứng của đất  $Z_b$  làm hai thành phần :  $Z_b \cos \beta$  song song với đường tâm trụ quay đứng và  $Z_b \sin \beta$  vuông góc với nó.



Hình VIII-9. Góc nghiêng của trục quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe.



Hình VIII-10. Sơ đồ phân tích phản lực của đường tảo nên mômen ổn định.

Trên hình VIII-10 biểu thị bánh xe và các lực tác dụng lên nó trong mặt phẳng đường. Giả sử rằng bánh xe được quay đi một góc là  $\alpha$ , khi đó lực  $Z_b \sin \beta$  có thể chia làm hai lực thành phần:  $Z_b \sin \beta \cos \alpha$  tác dụng trong mặt phẳng đi qua đường tâm của cam quay và  $Z_b \sin \beta \sin \alpha$  tác dụng trong mặt phẳng giữa của bánh xe.

Từ hình VIII-10 ta tìm được mômen ổn định tạo nên bởi tác động của phần lực thẳng đứng của đất lên bánh xe và độ nghiêng bên của trụ đứng:

$$M_{z\beta} = Z_b l \sin \beta \sin \alpha; \quad (\text{VIII-9})$$

Ở đây:  $l$  - khoảng cách từ tâm bề mặt tựa của bánh xe tới đường tâm của trụ đứng.

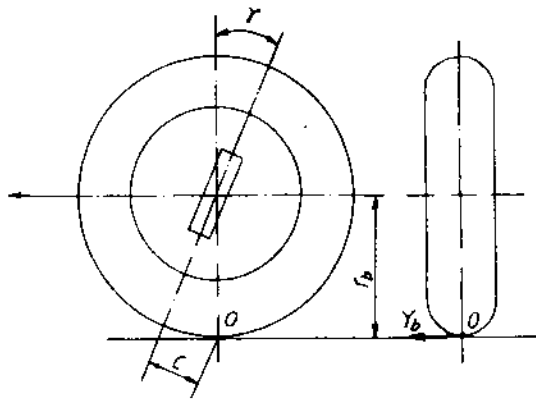
Mômen ổn định  $M_{z\beta}$  tăng lên cùng với sự tăng của góc quay vòng  $\alpha$  của bánh xe dẫn hướng. Ứng với những góc quay vòng nhỏ của các bánh xe dẫn hướng, mômen  $M_{z\beta}$  nhỏ và ảnh hưởng của nó tới tính ổn định không lớn. Mômen này có ý nghĩa chủ yếu là làm cho các bánh xe dẫn hướng tự động quay về vị trí trung gian sau khi thực hiện quay vòng.

Khi quay vòng bánh xe dẫn hướng, mômen ổn định  $M_{z\beta}$  sẽ chống lại sự quay vòng, vì vậy cần phải tăng thêm lực tác dụng lên vành tay lái. Mặt khác, nhờ độ nghiêng ngang của trụ đứng mà mômen do phần lực tiếp tuyến của đất tác dụng lên bánh xe sẽ giảm xuống, vì cánh tay đòn của nó được giảm đi.

Trị số của góc nghiêng ngang của trụ đứng ở các ô tô hiện nay thường dao động trong giới hạn từ 0 đến  $8^\circ$ .

\* Ngoài góc nghiêng ngang trụ đứng còn được đặt nghiêng về phía sau so với chiều chuyển động tiến của xe (hình VIII-11). Dưới tác động của lực ly tâm khi xe vào đường vòng, lực gió bên hoặc thành phần bên của trọng lực khi xe chạy trên mặt

đường nghiêng, ở khu vực tiếp xúc của các bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện các phản lực bên  $Y_b$ .



Hình VIII-11. Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe.

Khi trụ quay đứng được đặt nghiêng về phía sau một góc  $\gamma$  so với chiều tiến của xe thì phản lực bên  $Y_b$  của đường sẽ tạo với tâm tiếp xúc O một mômen ổn định :

$$M_{yy} = Y_b C. \quad (\text{VIII-10})$$

Mômen này có xu hướng làm quay bánh xe trở về vị trí trung gian ban đầu khi nó bị lệch khỏi vị trí này.

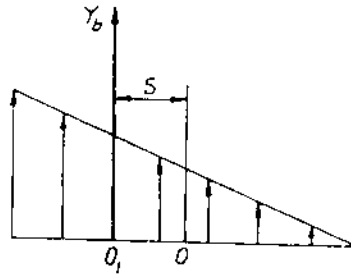
Vì  $C = r_b \sin \gamma$ , (xem hình VIII-11) nên mômen ổn định có thể viết dưới dạng sau :

$$M_{yy} = Y_b r_b \sin \gamma. \quad (\text{VIII-11})$$

Khi quay vòng, người lái phải tạo ra một lực để khắc phục mômen này, vì vậy góc  $\gamma$  thường không lớn. Trị số của góc  $\gamma$  đối với ô tô hiện nay là  $0 \div 3^\circ$ . Mômen ổn định  $M_{yy}$  không phụ thuộc vào góc quay vòng của các bánh xe dẫn hướng.

\* Đối với các bánh xe lớp lớp đàn hồi, dưới tác động của phân lực bên, bánh xe sẽ bị lệch bên và vết tiếp xúc của lớp với mặt đường sẽ bị lệch so với mặt phẳng giữa của bánh xe một góc  $\delta$  (hình VIII-4).

Phần trước của vết tiếp xúc, lớp chịu biến dạng không lớn và độ biến dạng này tăng dần cho tới mép sau cùng của vết. Các phân lực riêng phần bên được phân bố tương ứng với khoảng biến dạng nói trên. Biểu đồ phân bố các phân lực riêng phần theo chiều dài của vết có dạng hình tam giác, do đó điểm đặt  $O_1$  của hợp lực sẽ lùi về phía sau so với tâm tiếp xúc  $O$  của vết và nằm ở khoảng cách chừng một phần ba chiều dài của vết tính từ mép sau cùng của nó (hình VIII- 12).



Hình VIII-12 Biểu đồ phân bố các phân lực bên ở vết tiếp xúc của lớp với đường.

Như vậy, do độ đàn hồi bên của lớp, mômen ổn định được tạo nên ở bánh xe là :

$$M_{y\delta} = Y_b S; \quad (\text{VIII-12})$$

Ở đây :

$S$  - khoảng cách  $O-O_1$ , bằng khoảng dịch chuyển của điểm đặt hợp lực bên lên bánh xe đối với tâm tiếp xúc.

Mômen này sẽ tăng lên cùng với sự tăng độ đàn hồi bên của lớp ; vì vậy đối với những lớp có độ đàn hồi lớn người ta có thể giảm bớt góc nghiêng dọc của trụ đứng. Những số liệu thực nghiệm cho biết rằng : tác dụng ổn định của góc

ngiêng ngang  $1^\circ$  cũng bằng góc nghiêng dọc của trụ đứng từ  $5 - 6^\circ$ .

Bản thân các bánh xe dẫn hướng của ô tô và máy kéo cũng có những góc đặt, gọi là góc đoãng và góc chụm.

Trên hình VIII-13 biểu thị góc đoãng của bánh dẫn hướng trước. Góc này có công dụng như sau :

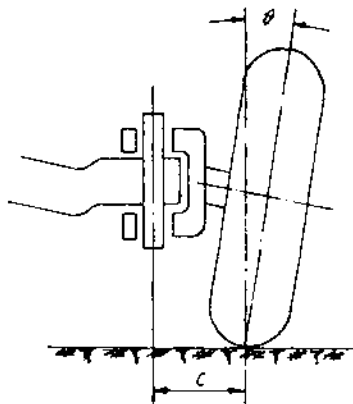
1. Ngăn ngừa khả năng bánh xe bị nghiêng theo chiều ngược lại dưới tác động của trọng lượng xe do các khe hở và sự biến dạng trong các chi tiết của trục trước và hệ thống treo trước.

2. Tạo nên thành phần chiếu trục từ trọng lực xe chống lại lực

$Z_b \sin \beta \cos \alpha$  và giữ cho bánh xe trên trục của cam quay.

3. Giảm cánh tay đòn C của phân lực tiếp tuyến đối với trục trụ đứng, để làm giảm tải trọng tác dụng lên dẫn động lái và giảm lực lên vành tay lái.

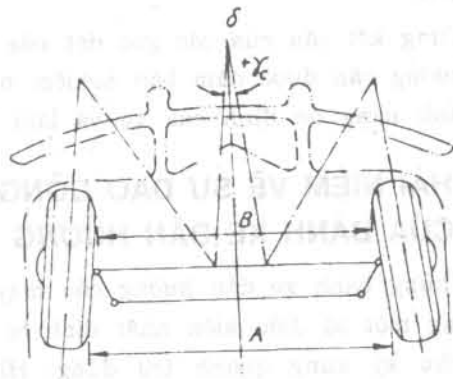
Khi bánh xe bị đặt nghiêng, nó có xu hướng lăn theo một cung tròn với tâm quay là giao điểm của đường tâm bánh xe và mặt đường. Điều này dẫn đến làm nảy sinh ở vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường phân lực bên hướng về phía nghiêng của bánh xe. Như vậy, lực cản lăn đối với bánh xe nghiêng và độ mài mòn lốp sẽ tăng lên.



Hình VIII-13. Góc đoãng của bánh xe dẫn hướng phía trước.

Ngoài góc doăng, các bánh xe dẫn hướng thường có góc chụm trong mặt phẳng ngang (hình VIII-14).

Góc chụm  $\gamma_c$  là góc được tạo nên bởi hình chiếu lên mặt phẳng ngang của đường kính hai bánh dẫn hướng. Độ chụm cũng được đặc



Hình VIII-14. Góc chụm (độ chụm) của các bánh xe dẫn hướng phía trước.

trưng bằng hiệu số của hai khoảng cách A và B, đo được giữa các mép trong của lớp trong mặt phẳng ngang đi qua tâm của hai bánh xe khi chúng nằm ở vị trí trung gian. Góc chụm có công dụng như sau :

1. Ngăn ngừa khả năng gây ra độ chụm âm do tác động của lực cản lăn khi xuất hiện những khe hở và đàn hồi trong hệ thống trục trước và dẫn động lái.

2. Làm giảm ứng suất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường cho góc doăng của bánh xe dẫn hướng gây nên. Những kết quả nghiên cứu cho biết rằng ứng suất nhỏ nhất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ đạt được ở trường hợp nếu góc chụm bằng khoảng 0,15 - 0,20 góc doăng.

Tóm lại ô tô và máy kéo có độ ổn định tốt, các bánh xe dẫn hướng phải tự động giữ được chuyển động thẳng theo hướng đã cho mà không tiêu hao lực của người lái và các bánh dẫn hướng tự động quay trở về vị trí trung gian khi chúng bị lệch khỏi vị trí này do độ nhấp nhô của mặt đường



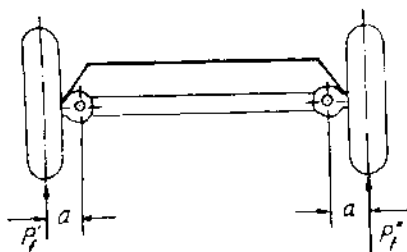
gây nên.

Từng kết cấu của các góc đặt của trụ đứng và các bánh dẫn hướng cần được đảm bảo nghiêm ngặt, nếu không sẽ làm xấu tính năng ổn định của xe và làm tăng độ mòn của lốp.

#### IV. KHÁI NIỆM VỀ SỰ DAO ĐỘNG CỦA BÁNH XE DẪN HƯỚNG

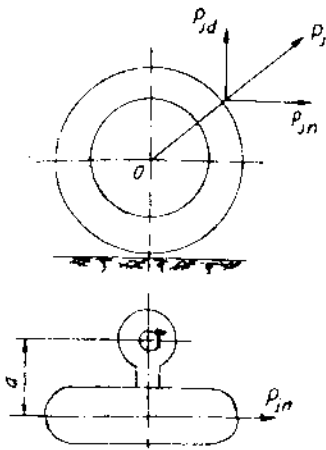
Những bánh xe dẫn hướng của máy kéo và đặc biệt là ở tô trong một số điều kiện nhất định bị dao động góc có tính chất chu kỳ xung quanh trụ đứng. Hiện tượng này thường được cảm nhận ở tay người lái. Những dao động mạnh của các bánh dẫn hướng có thể làm mất tính năng dẫn hướng của ô tô-máy kéo.

Thông thường những dao động này là hậu quả của những lực tác động lên bánh xe khi xe chạy trên mặt đường gồ ghề và các bánh xe không được cân bằng tốt. Cũng có trường hợp những dao động này là do sự phối hợp không đúng về động học dịch chuyển của các thanh kéo lái và nhíp hoặc do tác động của mômen hiệu ứng con quay khi các bánh xe dẫn hướng bị thay đổi mặt phẳng quay.

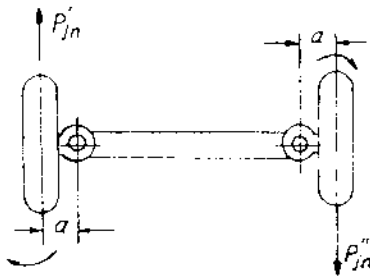


Hình VIII-15. Sơ đồ các lực cân lăn có trị số khác nhau tác động lên hai bánh dẫn hướng

Khi máy kéo làm việc trên đồng ruộng, lực cân lăn ở bánh xe bên trái  $P_j$  và bên phải  $P_j^*$  có thể khác nhau rất lớn về trị số. Những lực này với cánh tay đòn  $a$  (hình VIII-15) sẽ tạo nên mômen  $P_j a$  và  $P_j^* a$ . Dưới tác động của hiệu hai



Hình VIII-16. Sơ đồ lực ly tâm tác động lên một bánh dẫn hướng



Hình VIII-17. Sơ đồ các thành phần nằm ngang của lực ly tâm tác động vào hai bánh dẫn hướng

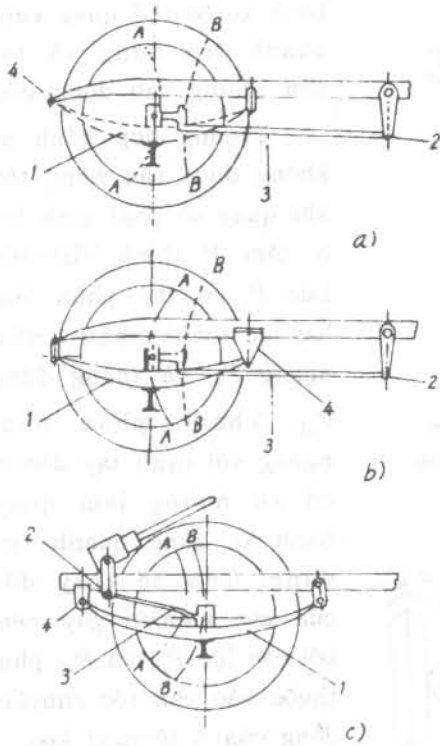
mômen  $P_j a$  và  $P_j a$ . Các bánh xe có thể quay xung quanh trụ đứng và tạo nên những dao động góc.

Trường hợp bánh xe không được cân bằng tốt, khi quay sẽ phát sinh lực ly tâm  $P_j$  (hình VIII-16). Lực  $P_j$  có thể phân làm hai lực thành phần : nằm ngang  $P_{jn}$  và thẳng đứng  $P_{jd}$ . Thành phần nằm ngang với cánh tay đòn  $a$  có xu hướng làm quay bánh xe xung quanh trụ đứng. Tần số thay đổi của các mômen gây nên bởi các lực  $P_{jn}$  và  $P_{jd}$  phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô-máy kéo.

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 xe thì sẽ

dẫn tới sự dao động góc của các bánh xe (hình VIII-17)

Một nguyên nhân khác gây nên những dao động góc của bánh dẫn hướng khi xe chạy trên mặt đường gồ ghề có thể là do sự phối hợp không đúng về động học di chuyển của các



Hình VIII-18. Sơ đồ về sự phối hợp động học giữa hệ thống treo nhíp và dẫn động lái.

còn động học của thanh kéo dọc 3 lại làm cho bánh xe di chuyển theo cung BB với tâm quay ở khớp cầu 2 của đòn quay đứng. Điều này sẽ dẫn tới việc làm nảy sinh những dao động góc của các bánh xe dẫn hướng do tác động của những dao động thẳng đứng.

Để phối hợp động học đúng của hệ thống treo và dẫn động lái, người ta sử dụng các cách bố trí như biểu thị trên

thanh kéo lái và nhíp. Nếu khi các bánh dẫn hướng dịch chuyển thẳng đứng mà động học của các điểm giữ bánh xe hoặc trục trước với nhíp và của đòn quay ngang với thanh kéo dọc hệ thống lái không có sự phối hợp đúng thì cũng có thể gây nên những dao động góc của các bánh xe dẫn hướng. Thí dụ động học của bộ phận đàn hồi hệ thống treo có thể làm cho tâm bánh xe di chuyển theo cung AA với tâm dao động ở điểm 4 của khớp quay trước của nhíp 1 (hình VIII-18a),

hình VIII-18b và VIII-18c, với mục đích để quỹ đạo dao động của nửa nhíp và thanh kéo dọc có cùng hướng.

Những dao động góc mạnh (còn gọi là hiện tượng vẩy) của các bánh xe dẫn hướng có thể phá hỏng tính năng dẫn hướng của xe. Những dao động này có hai tần số : cao và thấp. Những dao động có tần số thấp (nhỏ hơn 1 Hz) và biên độ lớn  $2-3^\circ$  là có hại hơn cả ; những dao động có tần số cao (lớn hơn 10 Hz) nhưng biên độ nhỏ  $1,5-2^\circ$  thì ít nguy hiểm hơn.

Khi thiết kế và trong quá trình sử dụng, người ta cố gắng tìm mọi biện pháp để giảm dao động góc của các bánh xe dẫn hướng như : tăng độ cứng của hệ thống dẫn động lái, đảm bảo độ cân bằng động của các bánh xe, điều chỉnh đúng dẫn động lái và không để những khe hở lớn do mài mòn trong các chi tiết của cầu trước.

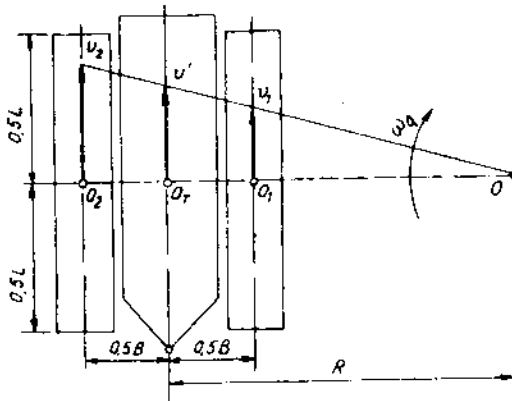
## V. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA MÁY KÉO XÍCH

Khi máy kéo xích chuyển động ổn định trên đường vòng có thể xem như nó đang quay xung quanh một trục nào đó với bán kính không đổi. Trong trường hợp đơn giản nhất, khi máy kéo chuyển động vòng trên mặt đất nằm ngang với tốc độ nhỏ và không đổi, không có lực cản ở móc kéo và có sự phân bố đồng đều áp suất lên đất.

Hình VIII- 19 trình bày sơ đồ vận tốc của máy kéo xích khi quay vòng : O - tâm quay vòng và R - bán kính quay vòng. Trên đường vòng, bánh sao chủ động của các dải xích bên trái và bên phải sẽ quay với những vận tốc góc khác nhau. So với tâm quay vòng, bánh ngoài sẽ quay nhanh so với bánh trong.

Giả sử máy kéo quay vòng xung quanh tâm quay O với vận tốc góc là  $\omega_q$  thì trị số của  $\omega_q$  sẽ được xác định như sau:

$$\omega_q = \frac{v'}{R} \quad (\text{VIII-13})$$



Hình VIII-19. Sơ đồ vận tốc của máy kéo xích khi quay vòng.

Ở đây :  
 $v'$  - vận tốc tịnh tiến của điểm  $O_T$ , giao điểm của trục dọc máy kéo và bán kính quay vòng.

Sự chuyển động của các dải xích trên đường vòng có thể phân làm hai chuyển động : quay

quanh tâm  $O_2$  và  $O_1$  với vận tốc góc  $\omega_q$  và tịnh tiến với vận tốc  $v_2$  và  $v_1$ .

Vận tốc tịnh tiến của các dải xích được biểu thị bằng các phương trình sau :

$$\left. \begin{aligned} v_2 &= \omega_q (R + 0,5B) = v' \frac{R + 0,5B}{R} \\ v_1 &= \omega_q (R - 0,5B) = v' \frac{R - 0,5B}{R} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII-14})$$

Ở đây :  $B$  - bề rộng cơ sở của máy kéo xích.

Khi các dải xích quay quanh  $O_2$  và  $O_1$ , giữa xích và đường sẽ phát sinh lực ma sát và các phản lực bên chống lại sự quay vòng. Mômen cản quay vòng  $M_c$  được xác định như sau (hình VIII-20) :

Chúng ta chia cả hai dải xích thành những đoạn nhỏ có độ dài  $dx$ , được đặt cách đường  $O_2O_1$  một đoạn là  $x$ . Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên các phần tử xích theo chiều dài của bề mặt tựa sẽ là :

$$dG = \frac{0,5G}{L} dx;$$

Ở đây :

$0,5G$  - trọng lượng đặt lên một dải xích;

$L$  - chiều dài bề mặt tựa của xích.

Mômen cản quay vòng của các phần tử xích  $M_{cx}$  sẽ là :

$$M_{cx} = \mu dGx$$

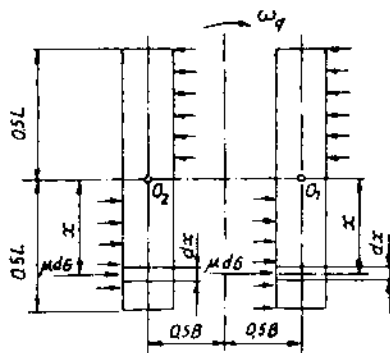
Ở đây :

$\mu$  - hệ số cản quay vòng, bao gồm hệ số ma sát ở mặt tựa xích với đất và hệ số cản chèn dấp của đất.

Như vậy, mômen cản quay vòng tổng cộng lên toàn bộ cả hai dải xích sẽ là :

$$M_c = 4 \int_0^{0,5L} \mu \frac{0,5G}{L} x dx = \frac{\mu GL}{4} \quad (\text{VIII-15})$$

Từ biểu thức (VIII-15) ta thấy rằng mômen cản quay vòng tỷ lệ tuyến tính với trọng lượng máy kéo, chiều dài bề mặt tựa xích và hệ số cản quay vòng.



Hình VIII-20. Sơ đồ để xác định trị số của mômen cản quay vòng  $M_c$ .

Trị số của hệ số cản quay vòng  $\mu$  phụ thuộc vào tính chất cơ lý của đất, kết cấu của dải xích, độ lún sâu vào đất và đặc biệt là bán kính quay vòng. Bán kính quay vòng càng nhỏ thì hệ số  $\mu$  càng lớn và ngược lại.

Tùy theo địa hình làm việc, hệ số cản quay vòng  $\mu$  của máy kéo xích thường nằm trong giới hạn từ 0,4 đến 0,7.

\* Phần dưới đây chúng ta sẽ nghiên cứu sự quay vòng của máy kéo xích trong trường hợp có lực cản ở móc kéo. (hình VIII-21) :

Lực cản ở móc kéo  $P_{mk}$  hướng theo đường tiếp tuyến với cung quay vòng và lệch một góc  $\gamma$  so với trục đối xứng dọc của máy kéo, có thể phân làm hai lực thành phần :  $P_{mk} \sin \gamma$  và  $P_{mk} \cos \gamma$ . Dưới tác dụng của những lực này, tâm quay vòng của các dải xích sẽ bị dịch về phía sau một khoảng là  $x_0$  so với tâm hình học. Trị số của  $x_0$  được xác định như sau :

Lập phương trình cân bằng đối với tổng hình chiếu của các lực tác dụng lên trục  $O_2-O_1$ , ta có :

$$P_{mk} \sin \gamma + \frac{\mu G}{L} (0,5L - x_0) = \frac{\mu G}{L} (0,5L + x_0). \quad (\text{VIII-16})$$

Từ (VIII-16) ta tìm được :

$$x_0 = \frac{P_{mk} L \sin \gamma}{2 \mu G}. \quad (\text{VIII-17})$$

Chính sự dịch chuyển của tâm quay của các dải xích đã gây nên sự tăng mômen cản quay vòng. Ở trường hợp này, mômen cản quay vòng đối với một dải xích, chẳng hạn ở trước điểm  $A_1$  (hình VIII-21) là tổng mômen của các phân lực bên của đất trên chiều dài  $(0,5L + x_0)$ , còn ở sau điểm  $A_1$  là tổng mômen của các phân lực bên của đất nhưng trên chiều

dài  $(0,5L - x_0)$ . Mômen cân quay vòng tổng cộng của máy kéo trong trường hợp có sự dịch chuyển của tâm quay các dải xích sẽ là :

$$\begin{aligned}
 M_c &= \frac{\mu G}{L} \left( \int_0^{0,5L+x_0} x dx + \int_0^{0,5L-x_0} x dx \right) = \\
 &= \frac{\mu G [(0,5L+x_0)^2 + (0,5L-x_0)^2]}{2L} = \frac{\mu G}{2L} \left( \frac{L^2}{2} + 2x_0^2 \right) \\
 &= \frac{\mu GL}{4} \left[ 1 + \left( \frac{2x_0}{L} \right)^2 \right]. \quad (\text{VIII-18})
 \end{aligned}$$

Như vậy, mômen cân quay vòng sẽ tăng theo tỷ lệ bình phương đối với khoảng dịch chuyển của tâm quay của các dải xích.

Sử dụng sơ đồ lực và mômen tác dụng lên máy kéo trên hình VIII-21, chúng ta viết được điều kiện cân bằng của máy kéo đối với các tâm quay  $A_1$  và  $A_2$  :

$$P_{k2}B = P_{f2}B + M_c + 0,5BP_{mk}\cos\gamma + P_{mk}(l-x_0)\sin\gamma$$

$$P_{k1}B = P_{f1}B - M_c + 0,5BP_{mk}\cos\gamma - P_{mk}(l-x_0)\sin\gamma$$

Ở đây :

$l$  - khoảng cách từ điểm đặt móc kéo tới tâm mặt tựa của xích.

Trừ vế đối vế của hai phương trình trên và xem như  $P_{f1} = P_{f2} = 0,5P_f$ , ta được phương trình sau :

$$(P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2} = M_c + P_{mk} \sin\gamma (l - x_0).$$

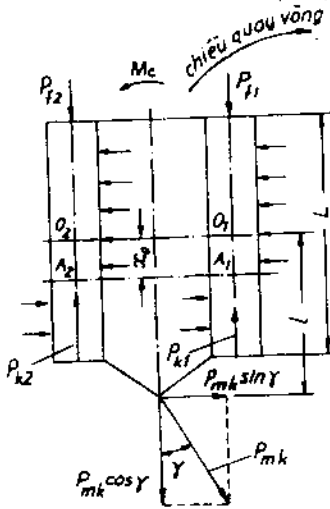
Các thành phần nằm ở phía phải của phương trình trên là tổng các mômen chống lại sự quay vòng của máy kéo, bao gồm :  $M_c$  - mômen cân quay vòng của bản thân máy kéo (gắn với khoảng dịch chuyển  $x_0$  của tâm quay các dải xích) và  $P_{mk}\sin\gamma (l - x_0)$  - mômen cân quay vòng tạo nên bởi lực cân



kéo ở móc kéo.

Tổng của hai thành phần mômen cân nối trên được gọi là mômen cân quay vòng tổng hợp  $M_{ct}$  :

$$M_{ct} = \frac{\mu GL}{4} \left[ 1 + \left( \frac{2x_0}{L} \right)^2 \right] + P_{mk} (l - x_0) \sin \gamma. \quad (\text{VIII-19})$$



Hình VIII-21. Sơ đồ các lực tác động lên máy kéo khi quay vòng.

còn lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay chậm  $P_{k1}$  thì tùy thuộc vào điều kiện quay vòng nó có thể có giá trị dương hoặc âm. Chúng ta dễ dàng nhận thấy rằng giá trị âm của  $P_{k1}$  sẽ đạt được khi ngắt dòng công suất từ động cơ truyền cho dải xích quay chậm và phanh nó lại (lúc này chiều của  $P_{k1}$  ngược với chiều chuyển động của máy kéo).

Khi có lực cân ở móc kéo, để đảm bảo máy kéo có thể quay vòng được thì lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay nhanh

Để giảm  $M_{ct}$  cần tìm biện pháp để giảm khoảng cách từ điểm đặt móc kéo tới tâm quay của xích.

Mômen cân quay vòng tổng hợp  $M_{ct}$  được khắc phục bằng mômen  $(P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2}$ , tạo nên bởi hiệu lực kéo tiếp tuyến trên hai dải xích và được gọi là mômen quay vòng  $M_q$  :

$$M_q = (P_{k2} - P_{k1}) \frac{B}{2}. \quad (\text{VIII-20})$$

Lực kéo tiếp tuyến của dải xích quay nhanh  $P_{k2}$  luôn luôn có giá trị dương,

phải được kiểm tra theo điều kiện bám :

$$P_{k2max} = \frac{M_{ct}}{B} + \frac{f_2 G}{2} + \frac{P_{mk} \cos \gamma}{2} \leq \frac{\varphi G}{2};$$

Ở đây :

$\varphi$  - hệ số bám của xích;

$G$  - trọng lượng sử dụng của máy kéo xích.

## VI. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CÁC LOẠI CƠ CẤU QUAY VÒNG MÁY KÉO XÍCH

Cơ cấu quay vòng sử dụng trong máy kéo xích cần phải thỏa mãn tới mức tối đa các chỉ tiêu cơ bản sau :

1. Có lực kéo lớn ở dải xích quay nhanh và giảm tới mức tối thiểu tải trọng phụ lên động cơ khi quay vòng.
2. Giữ được ổn định của máy kéo khi chuyển động thẳng.
3. Tổn thất bên trong của cơ cấu quay vòng là tối thiểu.
4. Có khả năng quay vòng với bán kính nhỏ.

Để làm chức năng của một cơ cấu quay vòng máy kéo xích, người ta có thể sử dụng các loại cơ cấu sau : vi sai đơn và vi sai kép, ly hợp chuyển hướng và hành tinh.

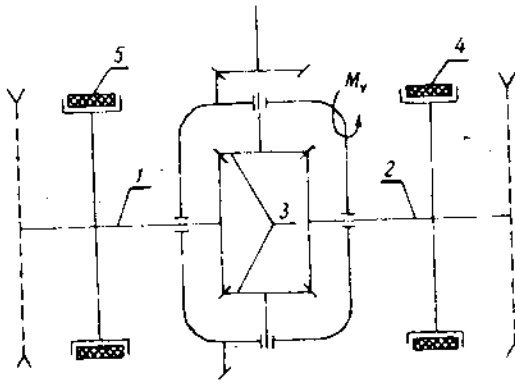
Dưới đây trình bày đặc điểm về mặt động học và động lực học của các loại cơ cấu quay vòng nói trên.

### 1. Cơ cấu quay vòng vi sai đơn

Hình VIII-22 trình bày sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai đơn. Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai phanh 4 và 5 cần phải nhả ra. Nếu lực cản ở dải xích bên phải và trái là như nhau thì các bánh răng hành tinh 3 sẽ không quay quanh trục của chúng và cả hai bán trục 1 và 2 sẽ quay với cùng một số vòng quay.

$$n_2 = n_1 = n_v$$

Ở đây :  $n_v$  - số vòng quay của hộp vi sai.



Hình VIII-22. Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai đơn

Sự quay vòng máy kéo được thực hiện bằng cách hãm một bên bán trục. Khi đó, các bánh răng hành tinh sẽ bắt đầu quay quanh trục của chúng và kết quả là số vòng quay của bán trục hãm bị giảm còn số vòng quay của

bán trục bên kia tăng lên, nhưng nửa tổng số của hai số vòng quay này luôn bằng số vòng quay của hộp vi sai, tức là

$$\frac{n_1 + n_2}{2} = n_v$$

Khi không bị trượt thì vận tốc tịnh tiến của các dải xích sẽ tỷ lệ thuận với số vòng quay của các bán trục tương ứng, vì vậy dựa vào phương trình (VIII-14) chúng ta sẽ dễ dàng xác lập được mối quan hệ giữa số vòng quay của các bán trục và bán kính quay vòng của máy kéo :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{R + 0,5B}{R - 0,5B}$$

Từ đó rút ra :

$$R = B \frac{n_1 + n_2}{2(n_2 - n_1)} = B \frac{n}{n_2 - n_1} \quad (\text{VIII-21})$$

Số vòng quay của dải xích quay chậm  $n_1$  có thể thay đổi trong giới hạn từ giá trị cực đại  $n_1 = n_2$  khi chuyển động thẳng tới giá trị cực tiểu  $n_1 = 0$  khi bán trục được hãm hoàn toàn. Như vậy, trong phạm vi của giới hạn số vòng quay nói trên, máy kéo có thể đạt được những bán kính quay vòng bất kỳ, từ giá trị cực đại  $R_{max} = \infty$  (chuyển động thẳng) đến cực tiểu  $R_{min} = B \frac{n_1}{n_2}$  (khi một bán trục bị hãm cứng) Vì khi  $n_1 = 0$  thì bán trục quay nhanh sẽ quay với số vòng quay  $n_2 = 2n_1$ , nên :

$$R_{min} = 0,5B. \quad (\text{VIII-22})$$

\* Để đơn giản cho vấn đề nghiên cứu việc phân bố mômen giữa các dải xích khi máy kéo đặt cơ cấu quay vòng vi sai đơn, chúng ta xem như máy kéo không có bộ truyền lực cuối cùng và các bánh sao chủ động được đặt trực tiếp trên bán trục

Nếu bỏ qua ma sát trong vi sai thì ở vi sai đối xứng mỗi bán trục sẽ nhận được một nửa giá trị mômen ở hộp vi sai ( $0,5 M_v$ ). Ở bán trục quay nhanh, mômen này được cân bằng với mômen tạo nên bởi lực kéo tiếp tuyến của dải xích  $P_{k2}$ , ở bán trục quay chậm mômen này được cân bằng với mômen của lực ma sát của phanh  $M_f$  và mômen tạo nên bởi lực kéo tiếp tuyến của dải xích  $P_{k1}$ . Như vậy, khi máy kéo xích quay vòng ta xác định được :

$$P_{k2} = \frac{0,5 M_v}{r_b}$$

$$P_{k1} = \frac{0,5 M_v - M_f}{r_b}$$

Ở đây :

$M_v$  - mômen truyền tới hộp vi sai;

$r_b$  - bán kính của bánh sao chủ động.

Từ biểu thức trên ta nhận thấy lực kéo tiếp tuyến ở đai xích quay chậm nhỏ hơn ở đai xích quay nhanh. Khi mômen phanh  $M_r < 0,5 M_v$  thì  $P_{k1}$  có giá trị dương, còn khi  $M_r > 0,5 M_v$  nó có giá trị âm.

Mômen quay vòng sẽ nảy sinh từ sự mất cân bằng của lực kéo tiếp tuyến  $P_{k2}$  và  $P_{k1}$ , trị số của nó được xác định như sau :

$$\begin{aligned} M_q &= 0,5 (P_{k2} - P_{k1}) B = \\ &= \frac{0,5B}{r_b} [0,5M_v - (0,5M_v - M_r)] = \frac{0,5B}{r_b} M_r \quad (\text{VIII-23}) \end{aligned}$$

Như vậy, mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai đơn được điều chỉnh bằng mức độ xiết phanh ở đai xích quay chậm và thay đổi theo trị số của mômen phanh.

Vì mômen của cả hai bán trục bằng nhau nên công suất từ động cơ truyền tới hộp vi sai sẽ phân phối cho các bán trục theo tỷ lệ số vòng quay của chúng. Nếu bán trục quay chậm ở trạng thái phanh nhưng vẫn còn quay thì một phần công suất truyền tới nó sẽ tiêu hao cho ma sát ở phanh. Khi bán trục quay chậm được hãm cứng thì công suất truyền tới nó sẽ bằng không và toàn bộ công suất được truyền từ động cơ xuống sẽ cấp cho đai xích quay nhanh. Tăng công suất cho đai xích quay nhanh không làm tăng được lực kéo tiếp tuyến mà chỉ làm tăng vận tốc của nó.

Khi lực kéo tiếp tuyến  $P_{k1}$  trở thành âm thì đai xích quay chậm sẽ chuyển từ đai xích chủ động sang bị động và được dẫn động không phải bằng hộp vi sai mà bằng lực đẩy từ

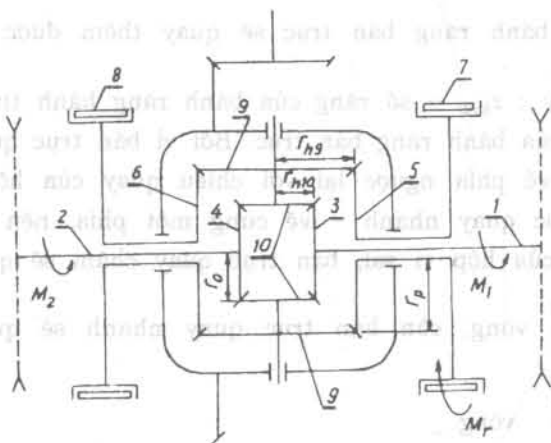
khung máy kéo truyền tới. Công suất được tạo nên bởi lực kéo âm sẽ truyền cho phanh và tiêu hao cho công ma sát ở phanh.

## 2. Cơ cấu quay vòng vi sai kép

Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai kép được trình bày ở hình VIII-23.

Đặc điểm của cơ cấu này là sử dụng bánh răng hành tinh kép : bánh răng 10 ăn khớp với các bánh răng bán trục 3 và 4 ; còn bánh răng 9 ăn khớp với các bánh răng phanh 5 và 6.

Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai phanh được nhả ra và vi sai kép làm việc như vi sai đơn. Sự quay vòng được thực hiện bằng cách xiết phanh ở dải xích cần quay chậm. Khi đó, các bánh răng hành tinh 9 sẽ bắt đầu lăn trên bánh



Hình VIII-23. Sơ đồ cơ cấu quay vòng vi sai kép.

ràng phanh tương ứng và quay quanh trục của chúng. Các bánh răng hành tinh 10 cũng quay cùng với bánh răng 9, làm cho bán trục cần quay nhanh tăng thêm một vận tốc góc phụ và làm giảm vận tốc góc của bán trục quay chậm một giá trị tương ứng.

Bán kính quay vòng của máy kéo sẽ đạt được giá trị tối thiểu  $R_{min}$  khi một bánh răng phanh bị hãm cứng. Để xác định giá trị của  $R_{min}$  chúng ta cần tính mối tương quan giữa số vòng quay  $n_2$  của bán trục quay nhanh và số vòng quay  $n_1$  của bán trục quay chậm khi một bánh răng phanh không quay. Ở trường hợp này, sau một vòng quay của hộp vi sai

các bánh răng hành tinh sẽ quay quanh trục của chúng  $\frac{z_p}{z_{h9}}$

vòng (ở đây  $z_p$  - số răng của bánh răng phanh,  $z_{h9}$  - số răng của bánh răng hành tinh 9). Do sự quay quanh trục của mình của các bánh răng hành tinh, nên sau một vòng quay của hộp

vi sai các bánh răng bán trục sẽ quay thêm được  $\frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$

vòng. Ở đây :  $z_{h10}$  - số răng của bánh răng hành tinh 10,  $z_o$  - số răng của bánh răng bán trục. Bởi vì bán trục quay chậm được quay về phía ngược lại với chiều quay của hộp vi sai, còn bán trục quay nhanh - về cùng một phía, nên sau một vòng quay của hộp vi sai, bán trục quay chậm sẽ quay được

$1 - \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$  vòng, còn bán trục quay nhanh sẽ quay được

$1 + \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}$  vòng.

Chúng ta gọi tích số  $\frac{z_{h9}}{z_p} \cdot \frac{z_o}{z_{h10}}$  là tỷ số truyền của vi sai

kép và ký hiệu là  $i_v$ .

Trên cơ sở của những điều vừa trình bày ở trên, khi hãm hoàn toàn một phanh của vi sai kép, ta có mối quan hệ sau :

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{1 + \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}}{1 - \frac{z_p}{z_{h9}} \cdot \frac{z_{h10}}{z_o}} = \frac{1 + i_v^{-1}}{1 - i_v^{-1}} = \frac{i_v + 1}{i_v - 1}$$

Với tỷ số  $\frac{n_2}{n_1}$  xác định ở trên, khi máy kéo quay vòng với bán kính quay vòng cực tiểu, từ sơ đồ vận tốc (hình VIII-19) ta xác định được :

$$\frac{R_{min} + 0,5B}{R_{min} - 0,5B} = \frac{i_v + 1}{i_v - 1}$$

Từ đó :  $R_{min} = 0,5 B i_v$  (VIII-24)

Tỷ số truyền của các vi sai kép thường nằm trong giới hạn từ 2,5 ÷ 3 nên bán kính quay vòng cực tiểu của máy kéo đặt cơ cấu quay vòng vi sai kép sẽ lớn gấp từ 2,5 ÷ 3 lần so với vi sai đơn. Bán trục của dải xích quay chậm không ngừng quay ngay cả khi máy kéo quay vòng với bán kính tối thiểu.

Khi sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai (đơn hoặc kép), vận tốc tịnh tiến trung bình  $v'$  của máy kéo không phụ thuộc vào bán kính quay vòng, bởi vì độ giảm vận tốc ở dải xích quay chậm sẽ được bù vào độ tăng vận tốc ở dải xích quay nhanh.

\* Chúng ta nghiên cứu sự phân bố mômen giữa các dải xích của máy kéo khi quay vòng ở trường hợp sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai kép :

Từ điều kiện cân bằng mômen ta có :



$$M_v = M_2 + M_1 + M_r$$

Do đó :  $M_2 + M_1 = M_v - M_r$ ; (VIII -25)

Ở đây :

$M_2$  và  $M_1$  - mômen chủ động ở dải xích quay nhanh và quay chậm;

$M_r$  - mômen ma sát trong phanh của vi sai kép.

Mặt khác, từ điều kiện cân bằng của bánh răng hành tinh kép xung quanh trục của nó (hình VIII-23) ta viết được :

$$\frac{M_2}{r_o} r_{h10} = \frac{M_1}{r_o} r_{h10} + \frac{M_r}{r_p} r_{h9}$$

Vì tỷ số của bán kính các bánh răng bằng tỷ số số răng của chúng, nên từ phương trình trên ta rút ra được :

$$M_2 - M_1 = M_r \frac{r_{h9}}{r_p} \cdot \frac{r_o}{r_{h10}} = M_r i_v \quad \text{(VIII-26)}$$

Giải đồng thời hai phương trình VIII- 25 và VIII- 26 ta được :

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= 0,5 [ M_v - M_r (i_v + 1) ] \\ M_2 &= 0,5 [ M_v + M_r (i_v - 1) ] \end{aligned} \right\} \quad \text{(VIII-27)}$$

Mômen  $M_1$  ở dải xích quay chậm có giá trị dương khi mômen ma sát của phanh  $M_r < \frac{M_v}{1 + i_v}$ . Khi mômen phanh

lớn hơn giá trị này thì mômen  $M_1$  sẽ trở thành âm, có nghĩa là dải xích quay chậm sẽ từ chủ động chuyển thành bị động và nó chuyển động được là nhờ lực đẩy từ khung tới. Dưới tác dụng của lực đẩy này, trên dải xích quay chậm sẽ có lực kéo âm hướng ngược lại với chiều chuyển động của nó.

Với giá trị của mômen  $M_2$  và  $M_1$  vừa xác định và căn cứ vào phương trình (VIII-20), ta tính được mômen quay vòng của máy kéo khi sử dụng cơ cấu quay vòng vi sai kép :

$$M_q = \frac{0,5 (M_2 - M_1) B}{r_b} = \frac{0,5B}{r_b} M_r i_v \quad (\text{VIII-28})$$

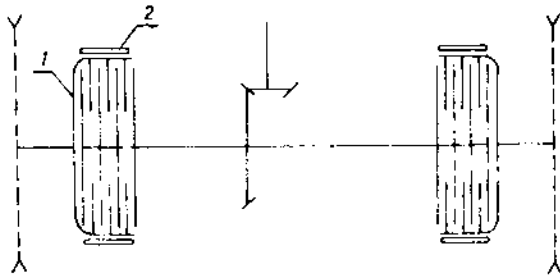
Từ công thức trên ta nhận thấy : trị số của mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai kép phụ thuộc vào mức độ xiết phanh ở đai xích quay chậm. Nó lớn gấp  $i_v$  lần mômen quay vòng được tạo nên bởi cơ cấu quay vòng vi sai đơn khi chúng có cùng một mômen phanh.

Nhược điểm chung của tất cả các loại cơ cấu quay vòng vi sai đơn cũng như kép là không giữ được độ ổn định khi máy kéo chuyển động thẳng : với độ chênh lệch không lớn của lực cản chuyển động ở hai đai xích cũng làm cho máy kéo mất hướng chuyển động ban đầu.

### 3. Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng

Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng được trình bày ở hình VIII-24.

Mỗi bên đai xích bố trí một ly hợp 1 phối hợp với phanh 2 để đảm bảo sự chuyển động thẳng và quay vòng của máy kéo. Khi máy kéo chuyển động thẳng, cả hai ly hợp chuyển



Hình VIII-24. Cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

hướng phải đóng và các phanh phải mở hoàn toàn. Ở trường hợp này, hai dải xích di chuyển với cùng một vận tốc còn mômen chủ động phân phối cho các dải xích sẽ phụ thuộc vào lực cản chuyển động tác động lên chúng.

Khi quay vòng, ly hợp bên dải xích quay chậm phải được mở (tách ly hợp) một phần hoặc hoàn toàn. Trong một số trường hợp, để quay vòng ngoặt máy kéo ngoài việc mở hoàn toàn ly hợp chuyển hướng còn phải xiết phanh bên dải xích quay chậm. Vận tốc  $v_2$  của dải xích quay nhanh luôn luôn bằng vận tốc  $v$  của máy kéo khi chuyển động thẳng. Dải xích quay chậm chuyển động với vận tốc  $v_1$  nhỏ hơn, trị số của nó phụ thuộc và bán kính quay vòng của máy kéo. Vận tốc trung bình của máy kéo khi quay vòng  $v' = 0,5 (v_2 + v_1)$ . Từ sơ đồ vận tốc trên hình VIII-19, trị số của  $v'$  có thể biểu thị bằng phương trình sau :

$$v' = v \frac{R}{R + 0,5B}$$

Biểu thức này cho thấy : khi sử dụng cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng, vận tốc tịnh tiến trung bình của máy kéo khi quay vòng bao giờ cũng nhỏ hơn so với khi chuyển động thẳng ( $v$  - vận tốc của máy kéo khi chuyển động thẳng).

Khi vận tốc của dải xích quay chậm  $v_1 = 0$  thì bán kính quay vòng của máy kéo có giá trị cực tiểu  $R_{min} = 0,5 B$  và vận tốc tịnh tiến của nó sẽ là  $v' = 0,5 v$ .

Dưới đây chúng ta sẽ nghiên cứu sự phân bố mômen giữa hai dải xích khi máy kéo quay vòng ở trường hợp sử dụng cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

Nếu sự quay vòng được thực hiện khi không sử dụng đến phanh ở dải xích quay chậm thì mômen truyền tới cầu chủ động  $M_{cd}$  được phân cho hai dải xích như sau :

Ở dải xích quay chậm :  $M_1 = M_m$

Ở dải xích quay nhanh :  $M_2 = M_{cd} - M_m$ .

Ở đây :  $M_m$  - mômen ma sát của ly hợp ở dải xích quay chậm.

Mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi mômen ma sát của ly hợp, dựa vào phương trình (VIII-20) ta xác định được giá trị của mômen quay vòng  $M_q$  :

$$M_q = 0,5B \left( \frac{M_{cd} - M_m}{r_b} - \frac{M_m}{r_b} \right) = \frac{0,5B}{r_b} (M_{cd} - 2M_m).$$

Khi mở hoàn toàn một bên ly hợp thì  $M_m = 0$ , ta có :

$$M_q = \frac{0,5B}{r_b} M_{cd}. \quad (\text{VIII-29})$$

Ở trường hợp này  $M_2 = M_{cd}$ , có nghĩa là toàn bộ mômen truyền tới cầu chủ động của máy kéo được truyền hết cho bán trục quay nhanh.

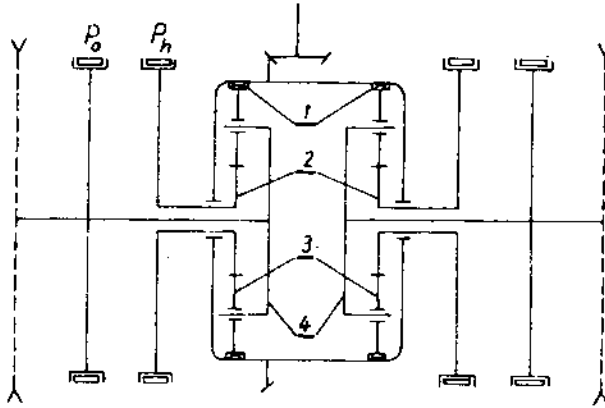
Khi quay vòng máy kéo được thực hiện bằng cách mở ly hợp và xiết phanh của dải xích quay chậm thì toàn bộ mômen  $M_{cd}$  được truyền cho dải xích quay nhanh, còn ở dải xích quay chậm sẽ có mômen âm, về trị số bằng mômen ma sát  $M_p$  của phanh. Ở trường hợp này, mômen quay vòng sẽ được xác định bằng công thức sau :

$$M_q = 0,5B \frac{M_{cd} - (-M_p)}{r_b} = \frac{0,5B}{r_b} (M_{cd} + M_p).$$

Như vậy, trị số của mômen quay vòng được điều chỉnh bằng mức độ xiết phanh ở dải xích quay chậm.

#### 4. Cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp

Cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp được trình bày ở hình VIII-25.



Hình VIII-25. Sơ đồ cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp.

Cơ cấu có bánh răng trong 1, bánh răng mặt trời 2 và các bánh răng hành tinh 3. Bánh răng trong được gắn trong vỏ hộp hành tinh. Bánh răng mặt trời được nối với phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh. Trục của các bánh răng hành tinh được gắn với thanh dẫn 4 và qua chúng gắn với bán trục của cầu sau. Ngoài các phanh của cơ cấu hành tinh, còn có phanh  $P_o$  được đặt trực tiếp lên các bán trục.

Khi máy kéo chuyển động thẳng, các phanh bán trục  $P_o$  phải được nhả ra, còn các phanh của cơ cấu hành tinh được xiết chặt. Ở trường hợp này, cơ cấu hành tinh đóng vai trò của một bộ giảm tốc với tỷ số truyền :

$$i_{hi} = \frac{z_k + z_T}{z_T};$$

Ở đây :  $z_k$  và  $z_T$  - số răng của bánh răng trong 1 và bánh răng mặt trời 2.

Để quay vòng máy kéo, cần nhả một phần hoặc toàn bộ phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh ở dải xích quay chậm. Trong một số trường hợp, để quay vòng ngoài cần xiết thêm phanh  $P_o$  ở bán trục tương ứng.

Về mặt thao tác, sự làm việc của cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp khi máy kéo quay vòng được thực hiện tương tự như sự làm việc của cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

Việc nhả phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh tương đương với việc tách ly hợp chuyển hướng. Các phanh bán trục có chức năng giống nhau ở cả hai loại cơ cấu quay vòng.

Nếu sự quay vòng được thực hiện khi không phanh dải xích quay chậm thì trị số mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi lực xiết của phanh cơ cấu hành tinh.

Ở những trường hợp muốn máy kéo quay vòng với bán kính quay vòng nhỏ hơn thì cần nhả hoàn toàn phanh  $P_h$  của cơ cấu hành tinh và xiết thêm phanh  $P_o$  của bên bán trục quay chậm, trị số của mômen quay vòng được điều chỉnh bằng cách thay đổi lực xiết ở phanh  $P_o$  này.

Như vậy, động học và động lực học quay vòng của máy kéo xích có cơ cấu quay vòng hành tinh một cấp cũng được nghiên cứu giống như đối với máy kéo xích có cơ cấu quay vòng ly hợp chuyển hướng.

## Chương IX

# SỰ PHANH Ô TÔ

Trên ô tô có trang bị hệ thống phanh nhằm mục đích giảm vận tốc hoặc dừng hẳn khi cần thiết. Lúc đó người lái giảm lượng nhiên liệu cung cấp vào động cơ, đồng thời phanh để hãm xe lại. Nhờ có hệ thống phanh mà người lái có thể nâng cao vận tốc chuyển động trung bình của ô tô và đảm bảo an toàn khi chuyển động. Do vận tốc chuyển động ngày càng cao cho nên việc đi sâu nghiên cứu để hoàn thiện sự làm việc của hệ thống phanh nhằm đảm bảo an toàn chuyển động của ô tô ngày càng cấp thiết.

## I. LỰC PHANH SINH RA Ở BÁNH XE

Trên hình IX-1 trình bày lực và mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh.

Khi người lái tác dụng vào bàn đạp phanh thì ở cơ cấu phanh sẽ tạo ra mômen ma sát còn gọi là mômen phanh  $M_p$  nhằm hãm bánh xe lại. Lúc đó ở bánh xe xuất hiện phản lực tiếp tuyến  $P_p$  ngược với chiều chuyển động (hình IX-1). Phản lực tiếp tuyến này được gọi là lực phanh và xác định theo biểu thức :

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (IX-1)$$

Ở đây :

$M_p$  - mômen phanh tác dụng lên bánh xe;

$P_p$  - lực phanh tác dụng tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường;

$r_b$  - bán kính làm việc của bánh xe.

Lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường, nghĩa là :

$$P_{pmax} = P_\varphi = Z_b \cdot \varphi \quad (\text{IX-2})$$

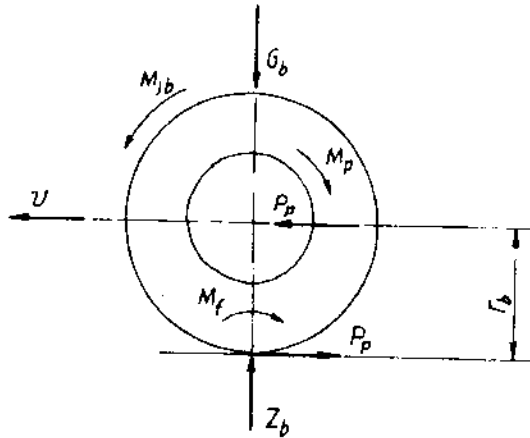
Ở đây :

$P_{pmax}$  - lực phanh cực đại có thể sinh ra từ khả năng bám của bánh xe với mặt đường;

$P_\varphi$  - lực bám giữa bánh xe với mặt đường;

$Z_b$  - phản lực pháp tuyến tác dụng lên bánh xe;

$\varphi$  - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.



Hình IX-1. Sơ đồ lực và mômen tác dụng lên bánh xe khi phanh

Khi phanh thì bánh xe chuyển động với gia tốc chậm dần, do đó trên bánh xe sẽ có mômen quán tính  $M_{jb}$  tác dụng, mômen này cùng với chiều chuyển động của bánh xe ; ngoài ra



còn có mômen cản lăn  $M_f$  tác dụng. mômen này ngược với chiều chuyển động và có tác dụng hãm bánh xe lại. Như vậy trong khi phanh bánh xe thì lực hãm tổng cộng  $P_{pv}$  sẽ là :

$$P_{pv} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b}$$

Trong quá trình phanh ô tô, mômen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng lên, đến một lúc nào đấy sẽ dẫn đến sự trượt lê bánh xe. Khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì hệ số bám  $\varphi$  có giá trị thấp nhất (xem đồ thị ở hình I-4d), cho nên khi bánh xe bị trượt lê hoàn toàn thì lực phanh sinh ra giữa bánh xe và mặt đường là nhỏ nhất, dẫn tới hiệu quả phanh thấp nhất. Không những thế, nếu các bánh xe trước bị trượt lê sẽ làm mất tính dẫn hướng khi phanh, còn nếu các bánh xe sau bị trượt lê sẽ làm mất tính ổn định khi phanh.

Vì vậy để tránh hiện tượng trượt lê hoàn toàn bánh xe (tức là không để bánh xe bị hãm cứng khi phanh) thì trên ô tô hiện đại có đặt bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

Từ biểu thức (IX-2) thấy rằng muốn có lực phanh lớn không những cần có hệ số bám  $\varphi$  có giá trị cao mà còn phải có phân lực pháp tuyến  $Z_b$  lớn. Cũng vì vậy để sử dụng được hết toàn bộ trọng lượng bám của ô tô cần phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe của ô tô.

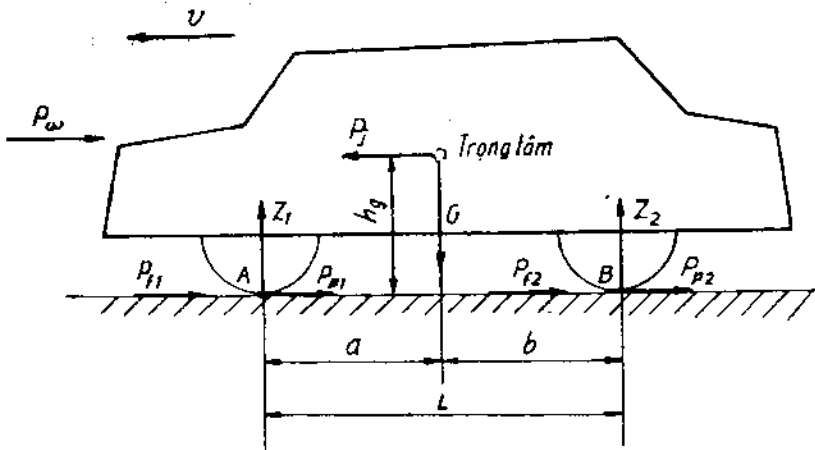
Trong quá trình phanh xe, động năng hoặc thế năng (khi ô tô chuyển động xuống dốc) của xe bị tiêu hao cho ma sát giữa trống phanh và má phanh, giữa lớp và mặt đường cũng như để khắc phục sức cản lăn, sức cản không khí, ma sát trong hệ thống truyền lực, ma sát trong động cơ. Năng lượng bị tiêu hao trong quá trình phanh phụ thuộc vào chế độ phanh của xe.

Mômen phanh càng tăng thì cơ năng biến thành nhiệt

năng giữa trống phanh và má phanh cũng như sự trượt lê giữa lốp và mặt đường càng tăng, còn năng lượng để khắc phục các sức cản khác tương đối nhỏ. Khi các bánh xe bị hãm cứng hoàn toàn thì công ma sát giữa trống phanh và má phanh cũng như sự cản lăn hoàn toàn không có nữa, tất cả năng lượng hầu như biến thành nhiệt ở khu vực tiếp xúc giữa lốp và mặt đường. Sự trượt lê sẽ làm giảm hiệu quả phanh, tăng độ mòn lốp, tăng độ trượt dọc và ảnh hưởng xấu đến tính ổn định ngang của xe.

## II. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO SỰ PHANH TỐI ƯU

Để xét điều kiện đảm bảo phanh tối ưu (phanh có hiệu quả nhất) chúng ta dùng sơ đồ ở hình IX-2 trình bày các lực tác dụng lên ô tô khi phanh ở trường hợp xe không kéo móc trên mặt phẳng nằm ngang.



Hình IX-2. Lực tác dụng lên ô tô khi phanh

Khi phanh sẽ có những lực sau tác dụng lên ô tô : trọng

lượng ô tô  $G$  đặt tại trọng tâm, lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  ở các bánh xe trước và sau, phản lực thẳng góc lên các bánh xe trước và sau ( $Z_1$  và  $Z_2$ ), lực phanh ở các bánh xe trước và sau  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$ , lực cản không khí  $P_w$ , lực quán tính  $P_j$  sinh ra do khi phanh sẽ có gia tốc chậm dần.

Lực phanh  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$  đặt tại điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường và ngược với chiều chuyển động của ô tô, còn lực quán tính  $P_j$  đặt tại trọng tâm và cùng với chiều chuyển động của ô tô.

Lực quán tính  $P_j$  được xác định theo biểu thức sau:

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \quad (\text{IX-3})$$

Ở đây :

$g$  - gia tốc trọng trường ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ );

$j_p$  - gia tốc chậm dần khi phanh.

Khi phanh thì lực cản không khí  $P_w$  và lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  không đáng kể, có thể bỏ qua. Sự bỏ qua này chỉ gây sai số khoảng  $1,5 + 2\%$ .

Bằng cách lập các phương trình cân bằng mômen của các lực tác dụng lên ô tô khi phanh đối với các điểm tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường A và B, ta có thể xác định các phản lực thẳng góc  $Z_1$  và  $Z_2$  như sau :

$$Z_1 = \frac{Gb + P_j h_g}{L} ; \quad (\text{IX-4})$$

$$Z_2 = \frac{Ga - P_j h_g}{L} \quad (\text{IX-5})$$

Ở đây :

$a, b, h_g$  - tọa độ trọng tâm của ô tô;

$L$  - chiều dài cơ sở của ô tô.

Thay giá trị  $P_j$  từ công thức (IX-3) vào (IX-4) và (IX-5), ta được :

$$Z_1 = \frac{G}{L} \left( b + \frac{j_p h_g}{g} \right). \quad (\text{IX-6})$$

$$Z_2 = \frac{G}{L} \left( a - \frac{j_p h_g}{g} \right). \quad (\text{IX-7})$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở các bánh xe trước và sau và lực phanh lớn nhất đối với toàn bộ xe là :

$$P_{pmax} = G \cdot \varphi. \quad (\text{IX-8})$$

Sự phanh có hiệu quả nhất là khi lực phanh sinh ra ở các bánh xe tỷ lệ thuận với tải trọng tác dụng lên chúng, mà tải trọng tác dụng lên các bánh xe trong quá trình phanh lại thay đổi do có lực quán tính  $P_j$  tác dụng (xem biểu thức IX-4 và IX-5).

Trong trường hợp phanh có hiệu quả nhất thì tỷ số giữa các lực phanh ở các bánh xe trước và lực phanh ở các bánh xe sau sẽ là :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{\varphi Z_1}{\varphi Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (\text{IX-9})$$

Lắp các biểu thức (IX-4) và (IX-5) vào (IX-9) ta được :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{Gb + P_j h_g}{Ga - P_j h_g} \quad (\text{IX-10})$$

Trong quá trình phanh thì lực cản lăn  $P_{f1}$  và  $P_{f2}$  không đáng kể, có thể bỏ qua, do đó có thể viết :

$$P_j = P_{p1} + P_{p2}$$

và 
$$P_{jmax} = P_{pmax} = G \cdot \varphi \quad (\text{IX-11})$$

Lắp giá trị  $P_{jmax}$  từ biểu thức (IX-11) vào (IX-10) ta có :

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi h_g}{a - \varphi h_g} \quad (\text{IX-12})$$

Biểu thức (IX-12) chính là điều kiện để đảm bảo sự phanh có hiệu quả nhất, nghĩa là muốn phanh đạt hiệu quả nhất (quãng đường phanh nhỏ nhất, hoặc gia tốc chậm dần lớn nhất, hoặc thời gian phanh nhỏ nhất) thì trong quá trình phanh quan hệ giữa lực phanh ở các bánh xe trước  $P_{p1}$  và lực phanh ở các bánh xe sau  $P_{p2}$  phải luôn thỏa mãn biểu thức (IX-12).

Từ biểu thức (IX-12) thấy rằng, trong điều kiện sử dụng của ô tô thì tọa độ trọng tâm luôn thay đổi do chất tải khác nhau và hệ số bám  $\varphi$  cũng thay đổi do ô tô có thể chạy trên các loại đường khác nhau, do vậy tỷ số  $P_{p1}/P_{p2}$  luôn thay đổi trong điều kiện sử dụng. Nghĩa là để đảm bảo hiệu quả phanh tốt cần phải có lực phanh  $P_{p1}$  và  $P_{p2}$  thích hợp để thỏa mãn điều kiện nêu ở biểu thức (IX-12). Muốn vậy phải thay đổi được mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  sinh ra ở các cơ cấu phanh trước và phanh sau. Trong điều kiện đối với cơ cấu phanh đã thiết kế thì mômen phanh của cơ cấu phanh có thể thay đổi bằng cách thay đổi áp suất dầu hoặc áp suất khí nén dẫn đến các xylanh bánh xe hoặc dẫn đến bầu phanh (phanh khí). Đa số các xe sản xuất trước kia thường có áp suất dầu hoặc khí nén dẫn động ra cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau như nhau, như vậy không đảm bảo được điều kiện (IX-12) ở các trường hợp sử dụng khác nhau. Vì thế để thỏa mãn tốt hơn điều kiện (IX-12) nhằm tăng hiệu quả phanh thì ngày nay trên nhiều loại xe đã bố trí bộ điều hòa lực phanh hoặc bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Các cơ cấu này sẽ tự động điều chỉnh lực phanh ở các bánh xe bằng cách thay đổi quan hệ áp suất dẫn động ra cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau.

### III. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG CỦA QUÁ TRÌNH PHANH

Để đánh giá chất lượng của quá trình phanh có thể dùng các chỉ tiêu sau : quãng đường phanh, gia tốc chậm dần, thời gian phanh, lực phanh. Chúng ta sẽ lần lượt xem xét các chỉ tiêu nói trên.

#### 1. Gia tốc chậm dần khi phanh

Gia tốc chậm dần khi phanh là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng phanh ô tô. Khi phân tích các lực tác dụng lên ô tô có thể viết phương trình cân bằng lực kéo khi phanh ô tô như sau :

$$P_j = P_p + P_f + P_w + P_\eta \pm P_i \quad (\text{IX-13})$$

Ở đây :

$P_j$  - lực quán tính sinh ra khi phanh ô tô;

$P_p$  - lực phanh sinh ra ở các bánh xe;

$P_f$  - lực cản lăn;

$P_w$  - lực cản không khí;

$P_\eta$  - lực để thắng tiêu hao cho ma sát cơ khí (ma sát ở ổ bi v.v.);

$P_i$  - lực cản lên dốc. Khi phanh trên đường nằm ngang thì lực cản lên dốc  $P_i = 0$ .

Thực nghiệm chứng tỏ rằng các lực  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_\eta$  cản lại sự chuyển động của ô tô có giá trị rất bé so với lực phanh  $P_p$ . Lực phanh  $P_p$  chiếm đến 98% của tổng các lực có xu hướng cản sự chuyển động của ô tô. Vì thế cho nên có thể bỏ qua các lực  $P_f$ ,  $P_w$ ,  $P_\eta$  trong phương trình (IX-13) và khi ô tô phanh trên đường nằm ngang ( $P_i = 0$ ), ta có phương trình

sau :

$$P_j = P_p \quad (\text{IX-14})$$

Lực phanh lớn nhất  $P_{pmax}$  được xác định theo điều kiện bám khi các bánh xe bị phanh hoàn toàn và đồng thời theo biểu thức :

$$P_{pmax} = \varphi G$$

Từ đó, phương trình (IX-14) có thể viết như sau :

$$\delta_i \frac{G}{g} j_{pmax} = \varphi G \quad (\text{IX-15})$$

Ở đây :

$\delta_i$  - hệ số tính đến ảnh hưởng các trọng khối quay của ô tô.

Từ biểu thức (IX-15) có thể xác định gia tốc chậm dần cực đại khi phanh :

$$j_{pmax} = \frac{\varphi g}{\delta_i} \quad (\text{IX-16})$$

Để tăng gia tốc chậm dần khi phanh cần phải giảm hệ số  $\delta_i$ . Vì vậy khi phanh đột ngột người lái cần cắt ly hợp để tách động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực, lúc đó  $\delta_i$  sẽ giảm và  $j_{pmax}$  sẽ tăng.

Gia tốc chậm dần cực đại phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$  giữa lốp và mặt đường mà giá trị của hệ số bám lớn nhất  $\varphi_{max} = 0,75 + 0,8$  trên đường nhựa tốt. Nếu coi  $\delta_i = 1$  và gia tốc trọng trường  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$  thì gia tốc chậm dần cực đại của ô tô khi phanh ngắt trên đường nhựa tốt, khô, nằm ngang có thể đạt trị số  $j_{pmax}$  đến  $7,5 + 8 \text{ m/s}^2$ .

Trong quá trình ô tô làm việc, thường phanh với gia tốc chậm dần thấp hơn nhiều, phanh đột ngột (phanh ngắt) chỉ xảy ra trong những lúc cấp thiết.

## 2. Thời gian phanh

Thời gian phanh cũng là một trong các chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Thời gian phanh càng nhỏ thì chất lượng phanh càng tốt. Để xác định thời gian phanh có thể sử dụng biểu thức (IX-16) viết ở dạng sau :

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi g}{\delta_i} \quad (\text{IX-17})$$

Từ biểu thức (IX-17) có thể viết :

$$dt = \frac{\delta_i}{\varphi g} dv$$

Muốn xác định thời gian phanh nhỏ nhất cần tích phân  $dt$  trong giới hạn từ thời điểm ứng với vận tốc phanh ban đầu  $v_1$  tới thời điểm ứng với vận tốc  $v_2$  ở cuối quá trình phanh :

$$t_{min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi g} dv = \frac{\delta_i}{\varphi g} (v_1 - v_2)$$

Khi phanh ô tô đến lúc dừng hẳn thì  $v_2 = 0$ , do đó :

$$t_{min} = \frac{\delta_i v_1}{\varphi g} \quad (\text{IX-18})$$

Ở đây :  $v_1$  - vận tốc của ô tô ứng với thời điểm bắt đầu phanh.

Từ biểu thức (IX-18) ta thấy rằng thời gian phanh nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc bắt đầu phanh của ô tô, phụ thuộc vào hệ số  $\delta_i$  và hệ số bám  $\varphi$  giữa bánh xe với mặt đường. Để cho thời gian phanh nhỏ cần phải giảm  $\delta_i$ , vì vậy người lái xe nên cắt ly hợp khi phanh.



### 3. Quãng đường phanh

Quãng đường phanh là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá chất lượng phanh của ô tô. Cũng vì vậy mà trong tính năng kỹ thuật của ô tô, các nhà máy chế tạo thường cho biết quãng đường phanh của ô tô ứng với vận tốc bắt đầu phanh đã định.

So với các chỉ tiêu khác thì quãng đường phanh là chỉ tiêu mà người lái xe có thể nhận thức được một cách trực quan và dễ dàng tạo điều kiện cho người lái xe xử trí tốt trong khi phanh ô tô trên đường.

Để xác định quãng đường phanh nhỏ nhất, có thể sử dụng biểu thức (IX-17) bằng cách nhân hai vế với  $dS$  ( $dS$  - vi phân của quãng đường), ta có :

$$\frac{dv}{dt} dS = \frac{\varphi g}{\delta_i} dS$$

hay là :

$$v dv = \frac{\varphi g}{\delta_i} dS \quad (\text{IX-19})$$

Quãng đường phanh nhỏ nhất được xác định bằng cách tích phân  $dS$  trong giới hạn từ thời điểm ứng với tốc độ bắt đầu phanh  $v_1$  đến thời điểm ứng với vận tốc cuối quá trình phanh  $v_2$ . Ta có :

$$S_{\min} = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi g} v dv = \frac{\delta_i}{\varphi g} \int_{v_2}^{v_1} v dv$$
$$S_{\min} = \frac{\delta_i}{2\varphi g} (v_1^2 - v_2^2) \quad (\text{IX-20})$$

Khi phanh đến lúc ô tô dừng hẳn  $v_2 = 0$  :

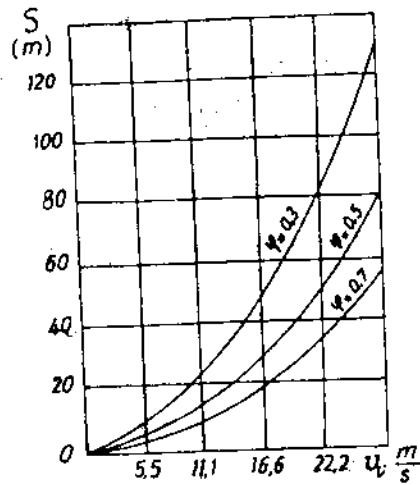
$$S_{min} = \frac{\delta_1 v_1^2}{2 \varphi g} \quad (IX-21)$$

Từ biểu thức (IX-21) ta thấy rằng quãng đường phanh nhỏ nhất phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô lúc bắt đầu phanh (theo hàm bậc hai), phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$  và hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng quay  $\delta_1$ . Để giảm quãng đường phanh cần giảm hệ số  $\delta_1$ , cho nên nếu người lái cất ly hợp trước khi phanh thì quãng đường phanh sẽ ngắn hơn.

Cần chú ý rằng theo các công thức (IX-16), (IX-18) và (IX-21) thì  $i_{pmax}$ ,  $t_{min}$ ,  $S_{pmin}$  phụ thuộc vào hệ số bám  $\varphi$ , nhưng  $\varphi$  có phụ thuộc vào tải trọng tác dụng lên bánh xe (xem hình I-4c), cho nên gia tốc chậm dần, thời gian phanh và quãng đường phanh có phụ thuộc vào trọng lượng toàn bộ  $G$  của ô tô. Điều này đã được thực nghiệm chứng minh.

Để hình dung rõ sự thay đổi của quãng đường phanh nhỏ nhất theo vận tốc bắt đầu phanh  $v_1$  và theo giá trị hệ số bám  $\varphi$ , chúng ta có thể quan sát đồ thị ở hình IX-3.

Từ đồ thị thấy rằng ở vận tốc phanh ban đầu càng cao thì quãng đường phanh  $S$  càng lớn vì quãng đường



Hình IX-3. Đồ thị chỉ sự thay đổi quãng đường phanh nhỏ nhất theo tốc độ bắt đầu phanh  $v_1$  và hệ số bám  $\varphi$ .

phanh phụ thuộc vào bình phương của tốc độ  $v_1$  (xem biểu thức IX-21) ; hệ số bám  $\varphi$  càng cao thì quãng đường phanh  $S$  càng giảm.

#### 4. Lực phanh và lực phanh riêng

Lực phanh và lực phanh riêng cũng là chỉ tiêu để đánh giá chất lượng phanh. Chỉ tiêu này được dùng thuận lợi nhất là khi thử phanh ô tô trên bệ thử. Lực phanh sinh ra ở các bánh xe của ô tô xác định theo biểu thức :

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (\text{IX-22})$$

Ở đây :

$P_p$  - lực phanh ô tô;

$M_p$  - mômen phanh của các cơ cấu phanh;

$r_b$  - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Lực phanh riêng  $P$  là lực phanh tính trên một đơn vị trọng lượng toàn bộ  $G$  của ô tô, nghĩa là :

$$P = \frac{P_p}{G} \quad (\text{IX-23})$$

Lực phanh riêng cực đại sẽ ứng với khi lực phanh cực đại :

$$P_{max} = \frac{P_{pmax}}{G} = \frac{\varphi G}{G} = \varphi \quad (\text{IX-24})$$

Từ biểu thức (IX-24) ta thấy rằng lực phanh riêng cực đại bằng hệ số bám  $\varphi$ . Như vậy về lý thuyết mà nói, trên mặt đường nhựa khô nằm ngang, lực phanh riêng cực đại có thể đạt được giá trị 75 + 80%. Trong thực tế giá trị đạt được thấp hơn nhiều, chỉ trong khoảng 45 + 65%.

Trong các chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh thì chỉ tiêu quãng đường phanh là đặc trưng nhất và có ý nghĩa quan trọng nhất, vì quãng đường phanh cho phép người lái hình dung được vị trí xe sẽ dừng trước một chướng ngại vật mà họ phải xử trí để khỏi xảy ra tai nạn khi người lái xe phanh ở tốc độ ban đầu nào đấy.

Cần chú ý rằng bốn chỉ tiêu nêu trên đều có giá trị ngang nhau (giá trị tương đương), nghĩa là khi đánh giá chất lượng phanh chỉ cần dùng một trong bốn chỉ tiêu nói trên.

#### IV. CƠ SỞ LÝ THUYẾT VỀ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH VÀ CHỐNG HÂM CỨNG BÁNH XE KHI PHANH

##### 1. Điều hòa lực phanh

Muốn đảm bảo phanh có hiệu quả nhất thì lực phanh sinh ra ở các bánh xe trước  $P_{p1}$  và ở các bánh xe sau  $P_{p2}$  phải tuân theo biểu thức (IX-12). Nếu coi bán kính bánh xe trước  $r_{b1}$  và bánh xe sau  $r_{b2}$  bằng nhau trong quá trình phanh ta có thể viết quan hệ giữa mômen phanh ở bánh xe trước  $M_{p1}$  và ở bánh xe sau  $M_{p2}$  như sau :

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{P_{p2} r_{b2}}{P_{p1} r_{b1}} = \frac{P_{p2}}{P_{p1}} \quad (\text{IX-25})$$

Kết hợp biểu thức (IX-12) và (IX-25) ta có quan hệ sau :

$$\frac{M_{p2}}{M_{p1}} = \frac{a - \varphi h_g}{b + \varphi h_g} \quad (\text{IX-26})$$

Ở đây :

$M_{p1}$  - mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước,

$M_{p2}$  - mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe sau

Như vậy muốn đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất thì mômen phanh sinh ra ở các bánh xe trước  $M_{p1}$  và mômen phanh sinh ra ở các bánh xe sau  $M_{p2}$  phải tuân theo biểu thức (IX-26). Các giá trị  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  đối với một ô tô nhất định nào đấy có thể thay đổi tùy theo mức độ và vị trí chất tải lên ô tô.

Mômen phanh cần sinh ra ở các bánh xe trước  $M_{p1}$  và ở các bánh xe sau  $M_{p2}$  có thể xác định từ điều kiện bám theo biểu thức sau :

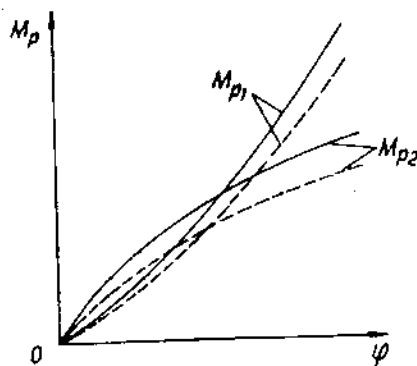
$$M_{p1} = \varphi Z_1 r_b = \frac{G r_b \varphi}{L} (b + \varphi h_g) \quad (\text{IX-27})$$

$$M_{p2} = \varphi Z_2 r_b = \frac{G r_b \varphi}{L} (a - \varphi h_g) \quad (\text{IX-28})$$

Đối với ô tô đã chất tải nhất định, ta có  $a$ ,  $b$ ,  $h_g$  cố định. Bằng cách thay đổi giá trị  $\varphi$ , dựa trên biểu thức (IX-27) và (IX-28) ta có thể vẽ đồ thị  $M_{p1} = f_1(\varphi)$  và  $M_{p2} = f_2(\varphi)$ . Trên hình IX-4 trình bày đồ thị quan hệ giữa mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  với hệ số bám  $\varphi$ . Đường đậm nét ứng với ô tô đầy tải và đường đứt nét ứng với ô tô không tải.

Từ đồ thị IX-4 có thể vẽ đồ thị quan hệ giữa mômen phanh ở bánh xe sau  $M_{p2}$  và mômen phanh ở bánh xe trước  $M_{p1}$  (hình IX-5).

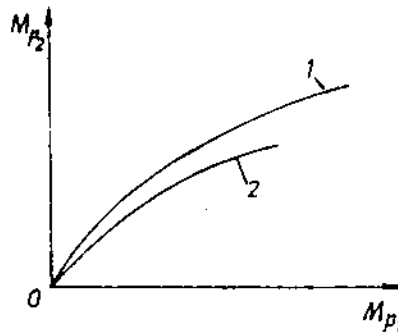
Đồ thị trình



Hình IX-4. Đồ thị chỉ quan hệ giữa mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  với hệ số bám  $\varphi$ .

bày ở hình IX-5 được gọi là đường đặc tính phanh lý tưởng của ô tô.

Đối với ô tô hiện nay thường dùng dẫn động phanh thủy lực hoặc dẫn động phanh bằng khí nén, quan hệ giữa mômen phanh sinh ra ở bánh xe và áp suất trong dẫn động phanh biểu thị như sau :



Hình IX-5. Đường đặc tính phanh lý tưởng của ô tô  
1- Dầy tải ; 2- Không tải

$$M_{p1} = k_1 p_{1d.d} \quad (\text{IX-29})$$

$$M_{p2} = k_2 p_{2d.d} \quad (\text{IX-30})$$

Ở đây :

$p_{1d.d}$ ,  $p_{2d.d}$  - áp suất trong dẫn động phanh của cơ cấu phanh trước và cơ cấu phanh sau;

$k_1$  và  $k_2$  - hệ số tỷ lệ tương ứng với phanh trước và phanh sau.

Từ các biểu thức (IX-29) và (IX-30) có thể xác định quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh trước và phanh sau :

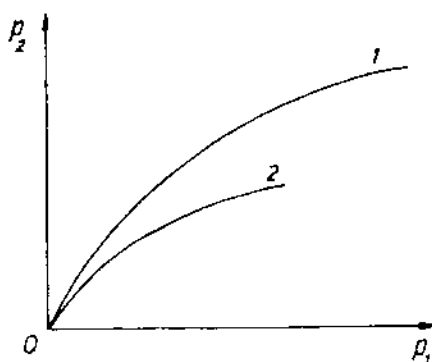
$$\frac{p_{2d.d}}{p_{1d.d}} = \frac{k_1 M_{p2}}{k_2 M_{p1}} \quad (\text{IX-31})$$

Trên hình IX-6 trình bày đồ thị quan hệ giữa áp suất  $p_{1d.d}$  và  $p_{2d.d}$  khi quan hệ giữa các mômen phanh  $M_{p1}$  và  $M_{p2}$  tuân theo đường đặc tính phanh lý tưởng.

Như vậy để đảm bảo sự phanh lý tưởng thì quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh sau và trong dẫn động phanh trước phải tuân theo đồ thị chỉ trên hình IX-6. Đồ thị này

được gọi là đường đặc tính lý tưởng của bộ điều hòa lực phanh.

Muốn đảm bảo đường đặc tính  $p_2 = f(p_1)$  theo đúng đồ thị trên hình IX-6 thì bộ điều hòa lực phanh phải có kết cấu rất phức tạp. Các kết cấu trong thực tế chỉ đảm bảo đường đặc tính gần đúng với đường đặc tính lý tưởng.



Hình IX-6. Đồ thị chỉ quan hệ giữa áp suất trong dẫn động phanh sau và dẫn động phanh trước để đảm bảo sự phanh lý tưởng.  
+ Đầy tải ; 2- Không tải

Trên hình IX-7 trình bày đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh loại pittông bạc. Đường đặc tính lý tưởng đậm nét ứng với tải trọng đầy và đường đứt nét ứng với lúc không tải.

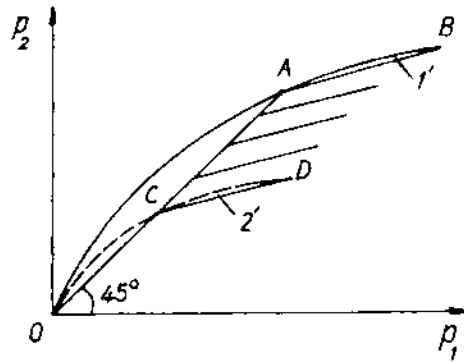
Trước hết chúng ta xét trường hợp khi xe đầy tải.

Ở giai đoạn đầu áp suất  $p_1$  ở dẫn động ra phanh trước và áp suất  $p_2$  ở dẫn động ra phanh sau đều bằng nhau, đường đặc tính đi theo đường thẳng OA nghiêng với trục hoành một góc  $45^\circ$ , lúc đó bộ điều hòa lực phanh chưa làm việc. Khi áp suất trong xi lanh phanh chính đạt giá trị  $p_{đch}$  (áp suất điều chỉnh) thì lúc đó bộ điều hòa lực phanh bắt đầu làm việc. Từ thời điểm đó áp suất  $p_2$  nhỏ hơn áp suất  $p_1$  và đường đặc tính điều chỉnh đi theo đường thẳng AB gần sát với đường





ở dẫn động phanh sau gắn với áp suất lý tưởng yêu cầu và có giá trị nhỏ hơn áp suất lý tưởng để tránh bó cứng bánh xe sau. Khi bánh xe sau bị bó cứng thì hiệu quả phanh sẽ giảm do hệ số bám  $\varphi$  giảm bởi bánh xe bị trượt lê (xem đồ thị hình I-4đ, IX-9), đồng thời làm mất tính ổn định khi phanh.



Hình IX-8. Chùm đường đặc tính của bộ điều hòa lực phanh

1- Dầy tải ; 2- Không tải

## 2. Vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Trong tính toán động lực học của quá trình phanh ô tô thường sử dụng giá trị hệ số bám cho trong các bảng. Hệ số bám này được xác định bằng thực nghiệm bánh xe đang chuyển động bị hãm cứng hoàn toàn, nghĩa là khi bánh xe bị trượt lê 100%.

Thực tế ra, hệ số bám của bánh xe ô tô với mặt đường ngoài việc phụ thuộc vào loại đường sá và tình trạng mặt đường còn phụ thuộc khá nhiều bởi độ trượt của bánh xe tương đối với mặt đường trong quá trình phanh. Trên hình IX-9 trình bày đồ thị chỉ sự thay đổi hệ số bám dọc  $\varphi_x$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  của bánh xe với mặt đường theo độ trượt tương đối  $\lambda$  giữa bánh xe và mặt đường.

Độ trượt tương đối  $\lambda$  được xác định theo biểu thức :

$$\lambda = \frac{v - \omega_b r_b}{v} \quad (\text{IX-32})$$

Ở đây :

$v$  - vận tốc của ô tô;

$\omega_b$  - vận tốc góc của bánh xe đang phanh;

$r_b$  - bán kính làm việc của bánh xe.

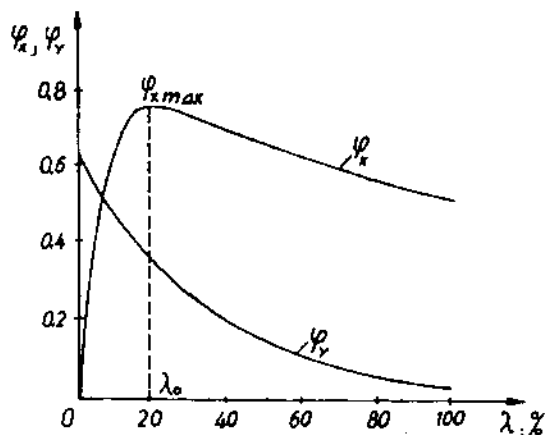
Hệ số bám dọc được hiểu là tỷ số của lực phanh tiếp tuyến  $P_p$  trên tải trọng  $G_b$  tác dụng lên bánh xe :

$$\varphi_x = \frac{P_p}{G_b}$$

Với khái niệm như trên thì hệ số bám dọc bằng không khi lực phanh tiếp tuyến bằng không, nghĩa là lúc chưa phanh.

Từ hình IX-9

ta thấy rằng hệ số bám dọc có giá trị cực đại  $\varphi_{xmax}$  ở giá trị độ trượt tối ưu  $\lambda_o$ . Thực nghiệm chứng tỏ rằng giá trị  $\lambda_o$  thường nằm trong giới hạn  $15 + 25\%$ . Ở giá trị độ trượt tối ưu  $\lambda_o$  không những đảm bảo hệ số bám dọc có giá trị cực đại mà hệ số bám ngang  $\varphi_y$  cũng có giá trị khá cao.



Hình IX-8. Sự thay đổi hệ số bám dọc  $\varphi_x$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  theo độ trượt tương đối  $\lambda$  của bánh xe khi phanh

Như vậy nếu giữ cho quá trình phanh xảy ra ở độ trượt của bánh xe là  $\lambda_0$  thì sẽ đạt được lực phanh cực đại,  $P_{pmax} = \varphi_{xmax} G_b$  nghĩa là hiệu quả phanh sẽ cao nhất và đảm bảo độ ổn định tốt khi phanh.

Nhiệm vụ cơ bản của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh là giữ cho bánh xe trong quá trình phanh ở độ trượt thay đổi trong một giới hạn hẹp quanh giá trị  $\lambda_0$ , nhờ vậy sẽ đảm bảo hiệu quả phanh, tính ổn định và tính dẫn hướng khi phanh tốt nhất (do có giá trị  $\varphi_{xmax}$  và  $\varphi_y$  đạt giá trị cao).

Cũng từ hình IX-9 ta thấy rằng nếu phanh mà các bánh xe bị bó cứng ngay từ đầu thì hiệu quả phanh, tính ổn định và tính dẫn hướng khi phanh sẽ giảm đột ngột (do  $\varphi_x$  giảm gần một nửa và  $\varphi_y$  giảm đi vài lần).

Để giữ cho các bánh xe không bị hãm cứng và đảm bảo hiệu quả phanh cao cần phải điều chỉnh áp suất trong dẫn động phanh sao cho độ trượt của bánh xe với mặt đường thay đổi quanh giá trị  $\lambda_0$  trong giới hạn hẹp. Các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh có thể sử dụng các nguyên lý điều chỉnh sau đây :

- Theo gia tốc chậm dần của bánh xe được phanh;
- Theo giá trị độ trượt cho trước;
- Theo giá trị của tỷ số vận tốc góc của bánh xe với gia tốc chậm dần của nó.

Sự phát triển mạnh mẽ của ngành tin học, ngành điện tử và ngành tự động hóa đã tạo điều kiện cho ngành ô tô thiết kế, chế tạo thành công các hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh và hiện nay đã được dùng nhiều trên các ô tô của các nước phát triển.

Hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh gồm các

phần tử sau :

-- Cảm biến để phát tín hiệu về tình trạng của đối tượng cần được thông tin, cụ thể là tình trạng của bánh xe đang được phanh. Tùy theo sự lựa chọn 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.

- Bộ điều khiển để xử lý các thông tin và phát các lệnh nhả phanh hoặc phanh bánh xe (các bộ điều khiển này thường là loại điện tử).

- Bộ thực hiện để thực hiện các lệnh do bộ điều khiển phát ra (bộ thực hiện có thể là loại thủy lực, loại khí hoặc loại hỗn hợp thủy khí).

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.

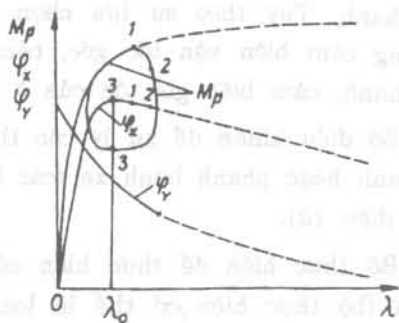
Chúng ta sẽ xem xét sự làm việc của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh bằng nguyên lý điều chỉnh theo gia tốc chậm dần.

Trên hình IX-10 trình bày đồ thị chỉ sự thay đổi một số thông số của hệ thống phanh và của chuyển động của bánh xe khi có trạng bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

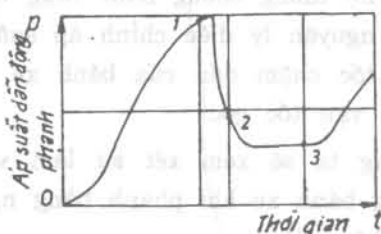
Khi tác động lên bàn đạp phanh thì áp suất trong dẫn động tăng lên nghĩa là mômen phanh  $M_p$  tăng lên làm tăng giá trị của gia tốc chậm dần của bánh xe và làm tăng độ trượt của nó. Sau khi vượt qua điểm cực đại trên đường cong  $\varphi_x = f(\lambda)$  thì gia tốc chậm dần của bánh xe bắt đầu tăng đột ngột. Điều này báo hiệu bánh xe có xu hướng bị hãm cứng. Giai đoạn này của quá trình phanh có bộ chống hãm cứng

bánh xe sẽ ứng với các đường cong O-1 trên hình IX-10a, b và c. Giai đoạn này được gọi là pha I (pha bắt đầu phanh hay là pha tăng áp suất trong dẫn động phanh).

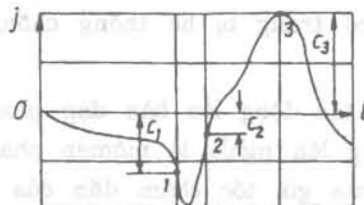
Bộ điều khiển của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh lúc này ghi gia tốc tại điểm 1 đạt giá trị tới hạn (đoạn  $C_1$  trên hình IX-10c) và ra lệnh cho bộ thực hiện phải giảm áp suất trong dẫn động. Sự giảm áp suất được bắt đầu với độ chậm trễ nhất định do đặc tính của bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Quá trình diễn biến từ điểm 1 đến điểm 2 được gọi là pha II (pha giảm sự phanh hay là pha giảm áp suất trong dẫn động phanh). Gia tốc của bánh xe lúc này giảm dần và tại



a)



b)



c)

Hình IX-10. Sự thay đổi các thông số  $M_p$ ,  $P_i$  và  $j$  khi phanh có chống hãm cứng bánh xe.

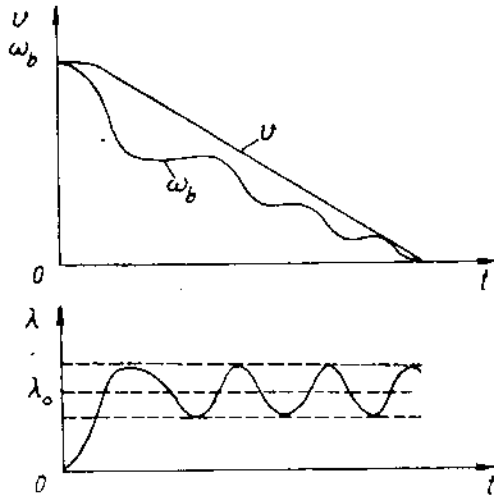
điểm 2 gia tốc tiến gần giá trị không. Giá trị gia tốc lúc này tương ứng với đoạn  $C_2$  trên hình IX-10c. Sau khi ghi lại giá trị này, bộ điều khiển ra lệnh cho bộ thực hiện ổn định áp suất trong dẫn động. Lúc này bánh xe sẽ tăng tốc trong chuyển động tương đối và vận tốc của bánh xe tiến gần tới vận tốc của ô tô, nghĩa là độ trượt sẽ giảm vì như vậy hệ số bám dọc  $\varphi_x$  tăng lên (đoạn 2-3). Giai đoạn này được gọi là pha III (pha giữ áp suất ổn định).

Bởi vì mômen phanh trong thời gian này được giữ cố định cho nên gia tốc chậm dần cực đại của bánh xe trong chuyển động tương đối sẽ phát sinh tương ứng với lúc hệ số bám dọc  $\varphi_x$  đạt giá trị cực đại. Gia tốc chậm dần cực đại này được chọn làm thời điểm phát lệnh và nó tương ứng với đoạn  $C_3$  trên hình IX-10c. Lúc này bộ điều khiển ghi lại giá trị gia tốc này và ra lệnh cho bộ thực hiện tăng áp suất trong dẫn động phanh.

Như vậy sau điểm 3 lại bắt đầu pha I của chu kỳ làm việc mới của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh. Từ lập luận trên thấy rằng hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh điều khiển cho mômen phanh thay đổi theo chu kỳ khép kín 1-2-3-1 (hình IX-10a), lúc ấy bánh xe làm việc ở gần hệ số bám dọc cực đại  $\varphi_{xmax}$  và hệ số bám ngang  $\varphi_y$  cũng có giá trị cao. Trong trường hợp bánh xe bị hãm cứng thì các thông số sẽ diễn biến theo đường đứt nét trên hình IX-10a.

Trên hình IX-11 trình bày đồ thị thay đổi vận tốc góc của bánh xe, tốc độ ô tô và độ trượt bánh xe theo thời gian khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe.

Từ đồ thị hình IX-11 ta thấy rằng trong quá trình phanh có hệ thống chống hãm cứng bánh xe, vận tốc góc  $\omega_b$  của bánh xe thay đổi theo chu kỳ.



Hình IX-11. Sự thay đổi tốc độ góc  $\omega_b$  của bánh xe, tốc độ ô tô  $v$  và độ trượt  $\lambda$  theo thời gian  $t$  khi phanh có bộ chống hãm cứng bánh xe.

Ở một số hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh áp suất trong dẫn động thay đổi, có lúc tăng lúc giảm và đồ thị thay đổi áp suất theo thời gian có dạng hình răng cưa. Hệ thống như vậy được gọi là hai pha, nó khác với sự làm việc của hệ thống được xét ở trên.

Để thấy rõ hiệu quả của hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh chúng ta xem xét kết quả thí nghiệm ở bảng IX-1.

**Bảng IX-1**

Kết quả thí nghiệm ở tô du lịch có hệ thống chống hãm cứng bánh xe (mỗi bánh xe đều có cảm biến và bộ điều khiển riêng rẽ).

Loại đường	Tốc độ bắt đầu phanh v, m/s	Quãng đường phanh $S_p$ , m		Lợi và hiệu quả phanh, %
		có hệ thống chống hãm cứng bánh xe	không có hệ thống chống hãm cứng bánh xe	
Đường bê tông khô	13,88	10,6	13,1	19,1
Đường bê tông ướt	13,88	18,7	23,7	21,1
Đường bê tông khô	27,77	41,1	50,0	17,8
Đường bê tông ướt	27,77	62,5	100,0	37,5

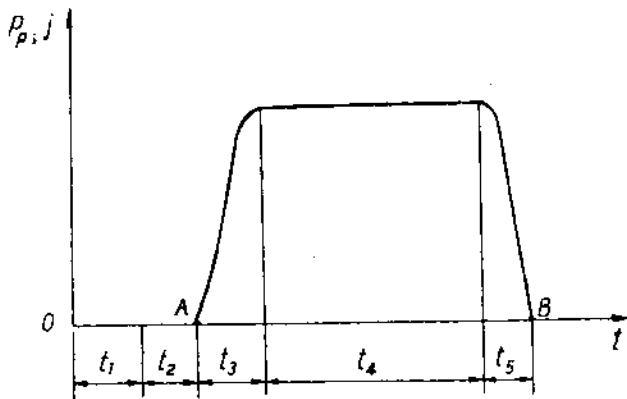
## V. GIẢN ĐỒ PHANH VÀ CHỈ TIÊU PHANH THỰC TẾ

Những công thức (IX-16), (IX-18) và (IX-21) được chứng minh ở trên để xác định gia tốc chậm dần, thời gian phanh và quãng đường phanh mang tính chất lý thuyết, tức là trong điều kiện lý tưởng, nghĩa là khi phanh thì áp suất chất lỏng (hoặc khí nén) có giá trị cực đại ngay tại thời điểm bắt đầu phanh và thời gian phản ứng của người lái xe không kể đến.

Để xác định được quãng đường phanh thực tế cần nghiên cứu quá trình phanh qua các đồ thị thực nghiệm thể hiện quan hệ giữa lực phanh  $P_p$  sinh ra ở bánh xe (hoặc mômen phanh  $M_p$ ) với thời gian  $t$ . Đồ thị này được gọi là giản đồ phanh (hình IX-12).

Giản đồ phanh nhận được bằng thực nghiệm và qua giản đồ phanh có thể phân tích và thấy được bản chất của quá trình phanh.





Minh IX-12. Gián đồ phanh.

Cần phải hiểu rằng gián đồ phanh là quan hệ của lực phanh  $P_p$  với thời gian  $t$ , hay cũng là quan hệ của gia tốc chậm dần  $j$  với thời gian  $t$ .

Điểm O trên hình IX-12 ứng với lúc người lái nhìn thấy chướng ngại ở phía trước và nhận thức được cần phải phanh.

$t_1$  - thời gian phản xạ của người lái tức là từ lúc thấy được chướng ngại vật cho đến lúc tác dụng vào bàn đạp phanh, thời gian này phụ thuộc vào trình độ của người lái. Thời gian  $t_1$  thường 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. Thời gian này đối với phanh dầu  $t_2 = 0,03s$  và đối với phanh khí  $t_2 = 0,3s$ .

$t_3$  - thời gian tăng (biến thiên) lực phanh hoặc tăng gia tốc chậm dần. Thời gian này đối với phanh dầu  $t_3 = 0,2s$  và đối với phanh khí  $t_3 = 0,5 \div 1 s$ .

$t_4$  - thời gian phanh hoàn toàn, ứng với lực phanh cực đại. Thời gian này được xác định theo công thức (IX-18). Trong

thời gian này lực phanh  $P_p$  hoặc gia tốc chậm dần  $j$  có giá trị không đổi.

$t_5$  - thời gian nhả phanh, lực phanh giảm đến 0. Thời gian này có giá trị  $t_5 = 0,2s$  đối với phanh dầu và  $t_5 = 1,5 \div 2 s$  đối với phanh khí.

Khi ô tô dừng hoàn toàn rồi mới nhả phanh thì thời gian  $t_5$  không ảnh hưởng gì đến quãng đường phanh nhỏ nhất. Như vậy quá trình phanh kể từ khi người lái nhận được tín hiệu cho đến khi ô tô dừng hẳn kéo dài trong thời gian  $t$  như sau :

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 \quad (IX-33)$$

Từ giản đồ phanh (hình IX-12) thấy rằng ở thời gian  $t_1$  và  $t_2$  lực phanh hoặc gia tốc chậm dần bằng không. Lực phanh và gia tốc chậm dần bắt đầu tăng lên từ thời điểm A là điểm khởi đầu của thời gian  $t_3$ , cuối thời gian  $t_3$  lực phanh và gia tốc chậm dần có giá trị cực đại và giữ không đổi trong suốt thời gian  $t_4$ , cuối thời gian  $t_4$  thì lực phanh và gia tốc chậm dần giảm và hết thời gian  $t_5$  thì chúng có giá trị bằng không.

Cần chú ý rằng giản đồ phanh trình bày ở hình IX-12 đã được đơn giản hóa, 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 tính từ khi tác dụng lên bàn đạp phanh cho đến khi ô tô dừng hẳn được xác định theo công thức sau :

$$S = v_1 t_2 + \frac{k_s v_1^2}{2 \varphi g} \quad (IX-34)$$

Ở đây :  $k_s$  - hệ số hiệu đính quãng đường phanh, xác định bằng thực nghiệm ; đối với xe du lịch  $k_s = 1,1 \div 1,2$  ; đối với xe tải và xe khách  $k_s = 1,4 \div 1,6$ .

$S$  - quãng đường phanh thực tế.

Trong quá trình sử dụng thực tế do má phanh bị mòn và do điều chỉnh phanh không đúng sẽ làm cho quãng đường phanh lớn hơn và gia tốc chậm dần khi phanh giảm đi 10 - 15 % so với khi phanh còn mới và điều chỉnh đúng.

Số liệu cho phép về hiệu quả phanh để ô tô có thể chuyển động an toàn trong mạng lưới giao thông đường bộ được Bộ giao thông vận tải Việt Nam quy định trong "Tiêu chuẩn an toàn kỹ thuật và bảo vệ môi trường của phương tiện cơ giới đường bộ" trình bày ở bảng IX-2.

Tiêu chuẩn trình bày ở bảng IX-2 là ứng với chế độ thử phanh khi ô tô không tải chạy trên đường nhựa khô nằm ngang ở vận tốc bắt đầu phanh là 8,33m/s (30 km/h).

Cần chú ý rằng tiêu chuẩn cho phép về hiệu quả phanh ở mỗi nước một khác. Việc đề ra tiêu chuẩn cụ thể cho từng nước tùy thuộc vào nhiều vấn đề như : nguồn cung cấp ô tô sử dụng (ô tô nhiều chủng loại của nhiều nước), điều kiện đường sá, trình độ tổ chức kiểm tra kỹ thuật, trang thiết bị kiểm tra v.v.

**Bảng IX- 2. Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh cho phép ô tô lưu hành trên đường (Bộ GTVT Việt Nam qui định, 2000)**

Loại ô tô	Quãng đường phanh m, không lớn hơn	Gia tốc chậm dần cực đại, m/s <sup>2</sup> , không nhỏ hơn
- Ô tô con và các loại ô tô khác thiết kế trên cơ sở ô tô con	7,2	5,8
- Ô tô tải trọng lượng toàn bộ nhỏ hơn 80kN và ô tô khách có chiều dài toàn bộ dưới 7,5 m	9,5	5,0
- Ô tô tải hoặc đoàn ô tô có trọng lượng toàn bộ lớn hơn 80kN và ô tô khách có chiều dài toàn bộ > 7,5m	11	4,2

Do yêu cầu về tốc độ của ô tô ngày càng tăng cho nên có xu hướng tăng vận tốc thử phanh để cho phép ô tô lưu hành trên đường. Trong tiêu chuẩn TCVN 5658-1999 và ГОСТ 25478-82 vận tốc thử yêu cầu là 11,1m/s (40km/h).

Vấn đề thử phanh ở vận tốc cao là rất nguy hiểm, nhất là khi kiểm tra định kỳ đại trà mà chưa có những bãi thử chuyên dùng. Vì vậy ở nước ta hiện nay vẫn đang dùng vận tốc thử 8,33m/s (30km/h).

Ngoài việc đảm bảo hiệu quả phanh như trong bảng IX-2 thì yêu cầu về độ ổn định khi phanh, tức là khi phanh ô tô không bị xoay ngang là điều rất cần thiết. Tiêu chuẩn cho phép về góc lệch sẽ được trình bày ở phần VIII của chương này.

Số liệu cho ở bảng IX-2 chỉ sử dụng để kiểm tra phanh định kỳ nhằm mục đích cho phép ô tô lưu hành trên đường để đảm bảo an toàn chuyển động. Đối với các cơ sở nghiên cứu, thiết kế chế tạo ô tô thì tiêu chuẩn kiểm tra phanh (thử phanh) còn nghiêm ngặt hơn nhiều.

Tiêu chuẩn của châu Âu và của Liên hiệp quốc về vấn đề thử phanh khi nghiên cứu thiết kế và chế tạo phải đảm bảo các nội dung và chỉ tiêu sau đây.

Về chế độ thử phải tiến hành ở loại O, loại I và loại II :

Thử phanh loại O : dùng để xác định hiệu quả của hệ thống phanh khi cơ cấu phanh nguội (nhiệt độ trống phanh  $< 100^{\circ}$ ).

Thử phanh loại I : dùng để xác định hiệu quả phanh khi cơ cấu phanh nóng.

Thử phanh loại II : dùng để xác định hiệu quả phanh khi chuyển động trên dốc dài.

Trên bảng IX-3 trình bày tiêu chuẩn cụ thể khi thử phanh loại O (ứng với ô tô đầy tải).

Bảng IX- 3

Loại ô tô	Tốc độ bắt đầu phanh m/s, (km/h)	Lực trên bàn đạp phanh, N	Gia tốc chậm dần ổn định khi phanh không nhỏ hơn, $m/s^2$	Quãng đường phanh không lớn hơn, m
Ô tô du lịch	22,22 (80)	500	7,0	43,2
Ô tô khách với trọng lượng toàn bộ đến 50kN	16,66 (60)	700	7,0	25,8
Ô tô khách với trọng lượng toàn bộ trên 50kN	16,66 (60)	700	6,0	32,1
Ô tô tải với trọng lượng toàn bộ : đến 35kN	19,44 (70)	700	5,5	44,8
từ 35kN đến 120kN	13,88 (50)	700	5,5	25,0
trên 120kN	11,11 (40)	700	5,5	17,2
Đoàn xe với trọng lượng toàn bộ : đến 35kN	19,44 (70)	700	5,5	46,9
từ 35kN đến 120kN	13,88 (50)	700	5,5	26,5
trên 120kN	11,11 (40)	700	5,5	18,4

Khi thử theo loại I thì tiêu chuẩn về quãng đường phanh tăng lên 25%, và khi thử theo loại II thì tăng lên 33%.

Khi cơ cấu phanh bị ướt (trường hợp này thường xảy ra đối với ô tô làm việc ở vùng nhiệt đới mưa nhiều như ở nước ta) thì gián đồ phanh không còn dạng như ở hình IX-2 trong lần đạp phanh đầu tiên. Muốn trở lại gián đồ phanh như ở hình IX-12 cần phải đạp phanh nhiều lần.

Trên hình IX-13 trình bày gián đồ phanh khi cơ cấu phanh bị ướt. Ở lần đạp phanh đầu tiên gián đồ phanh có dạng như đường I, ở lần đạp phanh thứ hai gián đồ phanh có dạng như đường II... và phải đến lần đạp phanh thứ năm

giản đồ phanh mới trở lại dạng bình thường như của cơ cấu phanh khô (đường V).

Số lần cần đạp phanh để giản đồ phanh trở lại dạng bình thường như của cơ cấu phanh khô tùy thuộc ở mức độ ướt của má phanh và trống phanh (của đôi bề mặt ma sát).

Từ giản đồ phanh ở hình IX-13 ta thấy rằng hiệu quả phanh ở lần đạp phanh đầu tiên rất thấp, tức là quãng đường phanh sẽ rất dài, do lực phanh hoặc gia tốc chậm dần rất nhỏ. Ở lần đạp phanh đầu tiên quãng đường phanh có thể dài gấp 1,6 + 1,8 lần quãng đường phanh khi cơ cấu phanh khô.

Đây là điều cần chú ý khi sử dụng ô tô ở vùng nhiệt đới, mưa nhiều, để đảm bảo an toàn trong chuyển động.

Để đánh giá sự giảm hiệu quả phanh khi cơ cấu phanh bị ướt chúng ta dùng hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$ , hệ số này được biểu thị bằng biểu thức sau (xem tài liệu 15) :

$$k_p = \frac{S_{pu\acute{c}t} - S_{pkh\acute{o}}}{S_{pkh\acute{o}}}, \%$$
 (IX-35)

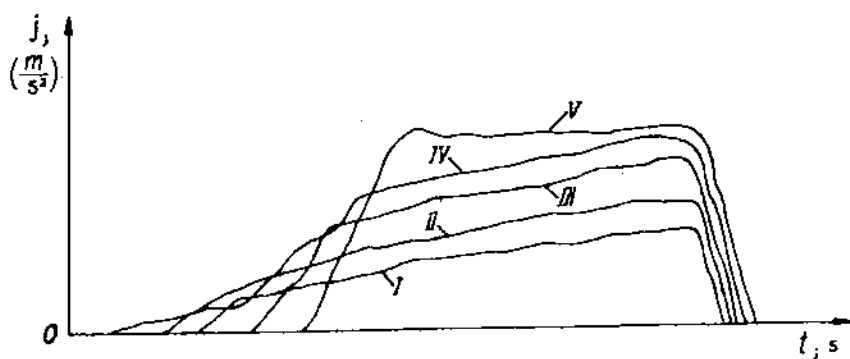
Ở đây :

$S_{pu\acute{c}t}$  - quãng đường phanh của ô tô khi cơ cấu phanh ướt;

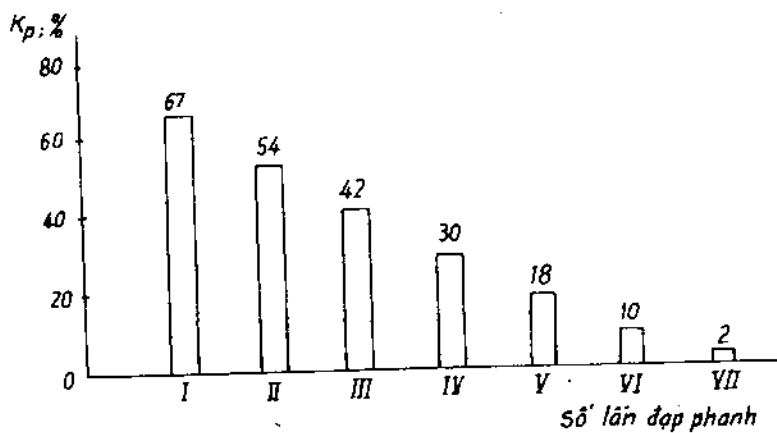
$S_{pkh\acute{o}}$  - quãng đường phanh của ô tô khi cơ cấu phanh khô;

Hệ số  $k_p$  chỉ phần trăm tăng quãng đường phanh khi cơ cấu phanh bị ướt so với khi cơ cấu phanh khô.

Trên hình IX-14 trình bày sự thay đổi hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$  theo số lần đạp phanh khi cơ cấu phanh bị ướt của ô tô tải có tải trọng 50kN với dẫn động phanh khí ở áp suất 0,6MPa (6kG/cm<sup>2</sup>).



Hình IX-13. Giảm đồ phanh khi cơ cấu phanh bị ướt  
I, II, V - thứ tự lần đạp phanh



Hình IX-14. Sự thay đổi hệ số tăng quãng đường phanh  $k_p$   
theo số lần đạp phanh.

## VI. PHANH ĐOÀN XE

Khi nghiên cứu sự phanh của đoàn xe (ô tô có kéo móc) chúng ta cần xác định quãng đường phanh, số móc kéo theo cần đặt phanh. Nếu gọi :

$G$  - trọng lượng toàn bộ của ô tô kéo khi tải đầy;

$Q$  - trọng lượng của một móc khi tải đầy.

$n$  - số móc kéo theo.

Thi động năng của đoàn xe khi bắt đầu phanh được xác định theo biểu thức :

$$M = \frac{G + nQ}{2g} v_1^2 \quad (\text{IX-36})$$

Ở đây :  $v_1$  - vận tốc của đoàn xe khi bắt đầu phanh.

Giả sử rằng trong số  $n$  móc kéo theo có  $n_1$  móc được đặt phanh, hệ số bám giữa các bánh xe với mặt đường của ô tô kéo và móc là như nhau và bỏ qua lực cản không khí, chúng ta nhận được phương trình chuyển động của đoàn xe khi phanh như sau :

$$P_p = (G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i \quad (\text{IX-37})$$

Ở đây :

$Q_\varphi$  - trọng lượng mà móc tác dụng trên các bánh xe có đặt phanh của móc đó;

$m'$  - hệ số thay đổi tải trọng phân bố lên các bánh xe có đặt phanh của móc;

$i$  - độ dốc của mặt đường.

Công do lực phanh sinh ra trên quãng đường phanh  $S_p$  được biểu thị theo công thức :

$$L = P_p S_p = [(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i] S_p \quad (\text{IX-38})$$

Kết hợp biểu thức (IX-36) và (IX-38) ta được :



$$\frac{G + nQ}{2g} v_1^2 = [(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi \pm (G + nQ) i] S_p \quad (\text{IX-39})$$

Từ biểu thức (IX-39) chúng ta xác định được quãng đường phanh  $S_p$  như sau :

$$S_p = \frac{v_1^2}{2g} \cdot \frac{1}{\frac{(G + n_1 m' Q_\varphi) \varphi}{G + nQ} \pm i} \quad (\text{IX-40})$$

Số moóc cần đặt phanh sẽ là :

$$n_1 = \frac{\frac{G + nQ}{2g S_p} (v_1^2 \pm 2ig S_p) - G\varphi}{m' Q_\varphi \varphi} \quad (\text{IX-41})$$

Nếu tất cả các bánh xe của các moóc đều có phanh nghĩa là :  $m' Q_\varphi = Q$  và  $n = n_1$  thì ta có :

$$S_p = \frac{v_1^2}{2g (\varphi \pm i)} \quad (\text{IX-42})$$

Khi phanh đoàn xe có phanh bố trí ở tất cả các bánh xe của moóc trên mặt đường nằm ngang ta sẽ có biểu thức để xác định quãng đường phanh giống như biểu thức (IX-21).

Như vậy chúng ta nhận thấy rằng : về lý thuyết quãng đường phanh của đoàn xe khi tất cả các bánh xe đều đặt phanh chỉ phụ thuộc vào vận tốc ban đầu khi phanh và hệ số bám mà không phụ thuộc vào số moóc kéo theo. Trong thực tế quãng đường phanh của đoàn xe có phụ thuộc vào số moóc kéo theo, nghĩa là vào trọng lượng của đoàn xe.

## VII. PHANH Ô TÔ KHI KHÔNG MỞ LY HỢP

Ở phần I, II, III chúng ta đã nghiên cứu quá trình phanh ô tô trong trường hợp có mở ly hợp, tức là tách động cơ khỏi hệ thống truyền lực. Tuy nhiên cũng có trường hợp khi phanh

ô tô không cần mở ly hợp và thậm chí cho ô tô chuyển động chậm dần chỉ cần giảm nhiên liệu cung cấp vào xylanh (để động cơ chạy ở chế độ không tải). Phanh không mở ly hợp (phanh bằng động cơ) được dùng ở đường trơn khi ô tô có khả năng bị lệch bên hoặc dùng ở đường đồi núi với dốc dài. Điều này cần thiết để tránh cho cơ cấu phanh khỏi bị nóng, đỡ mòn má phanh và trống phanh.

Trong trường hợp phanh ô tô không mở ly hợp do nhiên liệu đã cung cấp ít nhất vào các xylanh động cơ, cho nên các bánh xe sẽ đóng vai trò chủ động còn trục khuỷu động cơ quay bị động. Do đó ma sát của các chi tiết trong động cơ sẽ tạo thành sức cản và phụ thêm vào lực phanh ở các bánh xe.

Lực cản do ma sát trong động cơ có hướng ngược với lực quán tính của động cơ khi trục khuỷu động cơ quay chậm dần. Lực cản do ma sát trong động cơ có tác dụng làm cho ô tô chuyển động chậm dần với nhịp độ cao so với trường hợp khi mở ly hợp.

Phương trình cân bằng lực trong trường hợp này được biểu thị như sau :

$$P_p + P_f + P_i + P_w + P_{ms}^d + P_{ms}^p - P_j = 0 \quad (IX-43)$$

Ở đây :

$P_{ms}^d$  - lực ma sát của các chi tiết trong động cơ quy dẫn về bánh xe chủ động :

$$P_{ms}^d = \frac{M_{ms}^d i_r}{\eta_{tp} r_b}$$

Trong đó :

$M_{ms}^d$  - mômen ma sát của các chi tiết động cơ khi phanh xe;

$i_i$  - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực;

$\eta_{sp}$  - hiệu suất truyền lực khi phanh.

$$\eta_{sp} = \frac{N_{ms}^d}{N_{ms}^d + N_{ms}^t};$$

Trong đó :

$N_{ms}^d, N_{ms}^t$  - công suất tiêu hao do ma sát trong động cơ và hệ thống truyền lực khi phanh xe.

Mômen ma sát  $M_{ms}^d$  ở động cơ bốn kỳ có thể tính gần đúng theo công thức :

$$M_{ms}^d = 0,8 p.V.i$$

Trong đó :

$p$  - áp suất tổn thất cơ khí trung bình;

$V$  - thể tích công tác của xi lanh động cơ;

$i$  - số xy lanh của động cơ;

$P'_{ms}$  - lực ma sát trong hệ thống truyền lực. Khi động cơ làm việc không tải lực này bao gồm lực tiêu hao cho khuấy dầu, cho ma sát giữa các bánh răng ăn khớp v.v.

$$P'_{ms} = P_{ms}^1 + P_{ms}^2$$

Trong đó :

$P_{ms}^1$  - lực tiêu hao cho khuấy dầu;

$P_{ms}^2$  - lực tiêu hao cho ma sát giữa các bánh răng ăn khớp, các ổ bi v.v.

Lực  $P'_{ms}$  có thể tính gần đúng đối với ô tô loại 4 x 2 khi động cơ làm việc không tải theo công thức thực nghiệm

sau đây :

$$P'_{ms} \approx (2 + 0,09v)G.10^{-3} ; N.$$

Ở đây :  $v$  - vận tốc của ô tô, m/s

Đối với ô tô loại 4 x 4 thì  $P'_{ms}$  cao hơn 1,5 đến 2 lần, loại 6 x 6 cao hơn 2 đến 3 lần so với loại ô tô cơ sở 4 x 2.

Từ phương trình IX-43, ta xác định được gia tốc chậm dần của ô tô như sau

$$j'_p = \frac{g}{\delta'_j} \cdot \frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms} + P'_{ms}}{G} \quad (\text{IX-44})$$

Ở đây :

$\delta'_j$  - hệ số tính đến ảnh hưởng khối lượng của các chi tiết quay trong động cơ và hệ truyền lực khi phanh mà không mở ly hợp.

Như vậy khi phanh ô tô không mở ly hợp, muốn hiệu quả phanh tốt hơn so với khi mở ly hợp cần phải thỏa mãn điều kiện  $j'_p > j_p$ , nghĩa là :

$$\frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms} + P'_{ms}}{\delta'_j} > \frac{P_p + P_f + P_i + P_w + P'^d_{ms}}{\delta_j} \quad (\text{IX-45})$$

Muốn dùng phanh một cách hợp lý tức là có mở ly hợp hay không, phải chú ý đến các lực cản trong quá trình ô tô chuyển động như  $P_f$ ,  $P_i$ ,  $P_w$ ,  $P'^d_{ms}$ ,  $P'_{ms}$  cũng như giá trị của lực phanh  $P_p$  và hệ số  $\delta'_j$ ,  $\delta_j$ .

## VIII. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ KHI PHANH

Trong quá trình phanh ô tô thì trục dọc của ô tô có thể bị nghiêng đi một góc  $\beta$  nào đấy so với hướng của quỹ đạo

đang chuyển động. Sở dĩ như vậy là do tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên phải khác với tổng các lực phanh sinh ra ở các bánh xe bên trái và tạo thành mômen quay vòng  $M_q$  quanh trục thẳng đứng  $Z$  đi qua trọng tâm  $A$  của ô tô (hình IX-15).

Khi phanh mà ô tô bị quay đi một góc quá mức quy định sẽ ảnh hưởng đến an toàn chuyển động trên đường. Vậy tính ổn định khi phanh là khả năng ô tô giữ được quỹ đạo chuyển động như ý muốn của người lái trong quá trình phanh.

Để nghiên cứu sự ổn định khi phanh chúng ta dùng sơ đồ ở hình IX-15.

Giả sử ô tô đang chuyển động theo hướng của trục  $X$  nhưng sau khi phanh thì ô tô bị lệch một góc  $\beta$ . Trong khi phanh thì ở các bánh xe bên phải có các lực phanh  $P_{p,ph1}$  ở trục trước và  $P_{p,ph2}$  ở trục sau, còn ở các bánh xe bên trái có các lực phanh  $P_{p,xt1}$  ở trục trước và  $P_{p,xt2}$  ở trục sau.

Tổng các lực phanh ở các bánh xe bên phải là :

$$P_{p,ph} = P_{p,ph1} + P_{p,ph2} \quad (IX-46)$$

và tổng các lực phanh ở các bánh xe bên trái bằng :

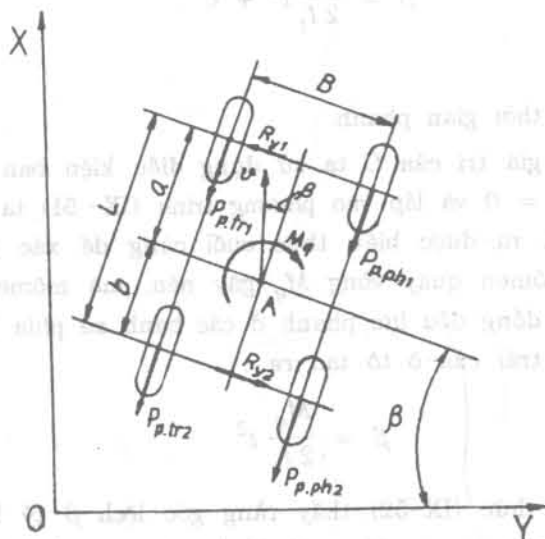
$$P_{p,xt} = P_{p,xt1} + P_{p,xt2} \quad (IX-47)$$

Giả sử rằng tổng các lực phanh bên phải  $P_{p,ph}$  lớn hơn tổng các lực phanh bên trái  $P_{p,xt}$  lúc đó ô tô sẽ quay vòng theo hướng mũi tên chỉ trên hình IX-15 quanh trọng tâm  $A$  của ô tô.

Mômen quay vòng  $M_q$  xác định theo biểu thức :

$$M_q = P_{p,ph} \frac{B}{2} - P_{p,xt} \frac{B}{2} = (P_{p,ph} - P_{p,xt}) \frac{B}{2} \quad (IX-48)$$

Do có sự ma sát giữa bánh xe và mặt đường cho nên khi xuất hiện mômen quay vòng  $M_q$  thì ở các bánh xe của trục trước sẽ có phản lực  $R_{y1}$  tác dụng từ mặt đường theo phương ngang (hình IX-15) và ở các bánh xe sau sẽ có phản lực  $R_{y2}$  tác dụng.



Hình IX-15. Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh mà bị quay ngang

Phương trình chuyển động của ô tô đối với trọng tâm A được viết dưới dạng sau :

$$I_z \ddot{\beta} = M_q - R_{y1}a - R_{y2}b \quad (IX-49)$$

Vì ô tô đã bị xoay đi một góc  $\beta$  nghĩa là mômen quay vòng  $M_q$  lớn hơn nhiều so với mômen do các lực  $R_{y1}$  và  $R_{y2}$  sinh ra, cho nên để đơn giản cho tính toán có thể bỏ qua các lực  $R_{y1}$  và  $R_{y2}$ , lúc đó phương trình (IX-49) có dạng :

$$I_z \ddot{\beta} = M_q \quad \text{hoặc} \quad \ddot{\beta} = \frac{M_q}{I_z} \quad (IX-50)$$

Ở đây :

$I_z$  - mômen quán tính của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm A.

Lấy tích phân hai lần phương trình (IX-50) ta được :

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 + C \quad (\text{IX-51})$$

Ở đây :

$t$  - thời gian phanh.

Để tìm giá trị của  $C$  ta sử dụng điều kiện ban đầu khi  $t = 0$  thì  $\beta = 0$  và lắp vào phương trình (IX-51) ta có  $C = 0$ , từ đó rút ra được biểu thức cuối cùng để xác định góc lệch  $\beta$  do mômen quay vòng  $M_q$  gây nên, mà mômen  $M_q$  là do sự không đồng đều lực phanh ở các bánh xe phía bên phải và phía bên trái của ô tô tạo ra :

$$\beta = \frac{M_q}{2I_z} t^2 \quad (\text{IX-52})$$

Từ biểu thức (IX-52) thấy rằng góc lệch  $\beta$  tỷ lệ thuận với mômen quay vòng  $M_q$ , với bình phương của thời gian phanh  $t$  và tỷ lệ nghịch với mômen quán tính  $I_z$  của ô tô quanh trục Z đi qua trọng tâm của nó.

Theo yêu cầu của nhà máy chế tạo thì ô tô khi xuất xưởng (chế tạo hoặc sửa chữa) phải đảm bảo lực phanh ở các bánh xe trên cùng một trục là như nhau nhằm đảm bảo tính ổn định khi phanh. 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.

Giả sử rằng các bánh xe ở phía bên phải có lực phanh lớn nhất  $P_{p,phmax}$  theo điều kiện bám giữa bánh xe với mặt đường, thì lực phanh thấp nhất của các bánh xe ở phía bên trái cho phép là :

$$P_{p,omin} = 0,85 P_{p,phmax} \quad (\text{IX-53})$$

Lúc đó mômen quay vòng cực đại  $M_{qmax}$  được xác định như sau :

$$M_{qmax} = P_{p,phmax} \cdot \frac{B}{2} - P_{p,min} \cdot \frac{B}{2}$$

hay :

$$M_{qmax} = (P_{p,phmax} - P_{p,min}) \frac{B}{2}$$

$$= (P_{p,phmax} - 0,85 P_{p,phmax}) \frac{B}{2}$$

Từ đó ta có :

$$M_{qmax} = 0,075 B P_{p,phmax} \quad (IX-54)$$

Lấp giá trị  $M_{qmax}$  từ biểu thức (IX-54) vào biểu thức (IX-52) ta tìm được góc lệch cực đại  $\beta_{max}$  :

$$\beta_{max} = \frac{0,075 B P_{p,max}}{2 I_z} t^2 \quad (IX-55)$$

Ở biểu thức (IX-55) thành phần  $P'_{p,max}$  cần phải hiểu là lực phanh cực đại ở một phía (có thể phía bên phải hoặc có thể phía trái) theo điều kiện bám.

Lực phanh cực đại  $P'_{p,max} = \frac{G}{2} \varphi_{max} \quad (IX-56)$

Lấp giá trị  $P'_{p,max}$  từ biểu thức (IX-56) vào (IX-55), cuối cùng ta có biểu thức xác định  $\beta_{max}$  sau đây :

$$\beta_{max} = 0,019 \frac{BG t^2 \varphi_{max}}{I_z} \quad (IX-57)$$

Góc lệch cực đại  $\beta_{max}$  cho phép khi phanh không vượt quá  $8^\circ$  hoặc khi phanh thì ô tộ không vượt ra ngoài hành lang có chiều rộng 3,5m (Tiêu chuẩn số 22-TCN 224-2000 của Bộ GTVT Việt Nam - 2000).



## Chương X

# DAO ĐỘNG Ô TÔ - MÁY KÉO

### I. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG

Khi ô tô, máy kéo chuyển động trên đường không bằng phẳng thường chịu những tải trọng dao động do bề mặt đường mấp mô sinh ra. Những dao động này ảnh hưởng xấu tới hàng hóa, tuổi thọ của xe và nhất là ảnh hưởng tới hành khách. Số liệu thống kê cho thấy, khi ô tô tải chạy trên đường xấu gồ ghề, so với ô tô cùng loại chạy trên đường tốt bằng phẳng thì vận tốc trung bình giảm 40-50%, quãng đường chạy giữa hai kỳ đại tu giảm 35-40%, suất tiêu hao nhiên liệu tăng 50-70%, do vậy năng suất vận chuyển giảm 35-40% và giá thành vận chuyển tăng 50-60%. Đối với máy kéo nông nghiệp, dao động ảnh hưởng xấu tới kỹ thuật canh tác, nhất là khi máy kéo làm việc với các nông cụ treo. Ngoài ra nếu con người phải chịu đựng lâu trong tình trạng xe chạy bị rung xóc nhiều dễ sinh mỏi mệt. Các kết quả nghiên cứu về ảnh hưởng của dao động ô tô tới cơ thể con người đều đi tới kết luận là nếu con người phải chịu đựng lâu trong môi trường dao động của ô tô sẽ mắc những bệnh về thần kinh và não. Vì vậy tính êm dịu chuyển động là một trong những chỉ tiêu quan trọng của xe.

Tính êm dịu chuyển động phụ thuộc vào kết cấu của xe và trước hết là hệ thống treo, phụ thuộc vào đặc điểm và cường độ kích động và cuối cùng là phụ thuộc vào kỹ thuật lái xe. Lực kích thích gây dao động có thể do sự không cân bằng của liên hợp máy hoặc do độ mấp mô của bề mặt đường.

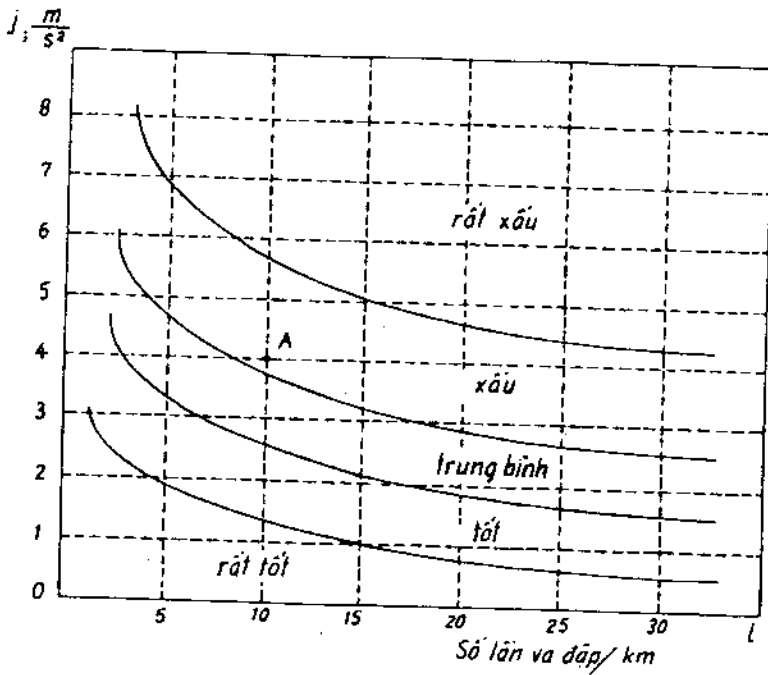
Để đánh giá tính êm dịu chuyển động của ô tô ta thường dùng một số chỉ tiêu sau đây :

## 1. Tần số dao động thích hợp

Con người từ nhỏ quen với nhịp điệu bước đi. Ở mỗi người do thói quen, vóc dáng khác nhau thì việc thực hiện bước đi có khác nhau : có người bước dài nhưng chậm, có người bước đi vừa phải, khoan thai. Vì vậy trong một đơn vị thời gian số bước chân thực hiện được ở mỗi người có khác nhau, trung bình cứ một phút con người có thể thực hiện được khoảng 60 - 85 bước đi. Người ta quan niệm rằng con người khi thực hiện một bước đi tức là thực hiện một dao động, như vậy có thể nói rằng con người từ nhỏ đã quen với tần số dao động 60-85 lần/phút. Ô tô có chuyển động êm dịu là khi xe chạy trên mọi địa hình thì dao động phát sinh có tần số nằm trong khoảng 60-85 lần/phút. Trong thực tế, khi tiến hành thiết kế hệ thống treo người ta thường lấy giá trị tần số dao động thích hợp là 60 - 85 dao động/phút đối với xe du lịch và 85-120 dao động/phút đối với xe tải.

## 2. Gia tốc thích hợp

Chỉ tiêu đánh giá tính êm dịu chuyển động dựa vào giá trị của gia tốc thẳng đứng của dao động và số lần va đập do độ mấp mô của bề mặt đường gây ra trên 1 km đường chạy (xem đồ thị hình X-1).



Hình x-1. Đồ thị đặc trưng mức êm dịu chuyển động của ô tô

Muốn đánh giá được một xe có tính êm dịu chuyển động hay không, người ta cho ô tô chạy trên một đoạn đường nhất định, trong thời gian đó dụng cụ đo đặt trên ô tô sẽ ghi lại số lần va đập  $i$  tính trung bình trên 1 km đường và gia tốc thẳng đứng của xe tương ứng. Dựa vào hai thông số đó, người ta so sánh với đồ thị chuẩn xem xe thí nghiệm đạt được độ êm dịu chuyển động ở thang bậc nào. Thí dụ trên một đoạn đường nhất định ta đo được  $i = 10$  lần va đập/km ; gia tốc thẳng đứng  $J = 4\text{m/s}^2$ , trên đồ thị ta xác định được điểm A, như vậy xe thí nghiệm có mức độ êm dịu chuyển động theo chỉ tiêu trên cho ta được kết quả nhanh, tuy nhiên chưa thật

chính xác vì theo phương pháp này chưa tính tới thời gian tác động của gia tốc thẳng đứng  $J$ .

### 3. Chỉ tiêu tính êm dịu chuyển động dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động của chúng

Khi ngồi lâu trên ô tô, đặc biệt là đối với người lái, dao động sẽ làm cho người mệt mỏi dẫn đến giảm năng suất làm việc hoặc ảnh hưởng lâu dài tới sức khoẻ.

Các thí nghiệm kéo dài trong 8 giờ liên cho thấy nhạy cảm hơn cả đối với người là dải tần số 4-8Hz. Trong dải tần số này các giá trị cho phép của toàn phương gia tốc như sau :

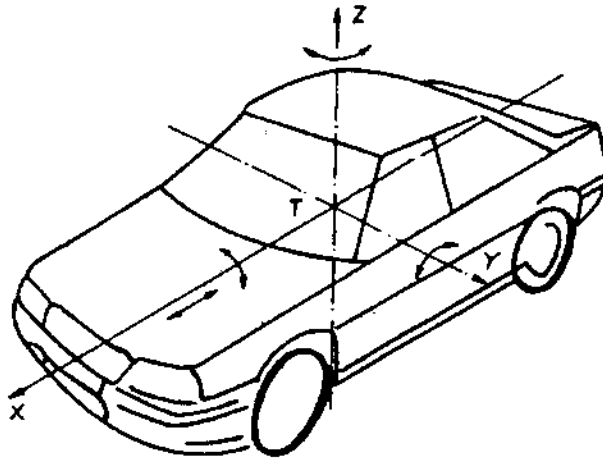
Để chịu	:	0,1 m/s <sup>2</sup> ;
Gây mệt mỏi	:	0,315 m/s <sup>2</sup> ;
Gây ảnh hưởng tới sức khoẻ	:	0,63 m/s <sup>2</sup> .

## II. SƠ ĐỒ DAO ĐỘNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA Ô TÔ VÀ MÁY KÉO

### 1. Dao động của ô tô trong các mặt phẳng tọa độ

Hệ dao động của ô tô-máy kéo khi chuyển động là hệ dao động nhiều bậc tự do rất phức tạp (xem hình X-2).

Để có thể tìm ra được quy luật và nguyên nhân chủ yếu gây dao động, ta xét dao động này trong các mặt phẳng tọa độ như những dao động riêng biệt. Trong mặt phẳng ZX có hai dao động, đó là dao động theo phương thẳng đứng theo trục Z và dao động góc xoay quanh trục Y. Tương tự như vậy ở các mặt phẳng ZY và XY đều có các dao động ngang, dọc và dao động góc quanh các trục X, Y. Tất cả những dao động trên đều ảnh hưởng tới con người, song mức độ ảnh



Hình X-2. Hệ dao động không gian của ô tô hai cầu.

hướng có khác nhau. Khi nghiên cứu tính êm dịu chuyển động, qua nhiều thí nghiệm người ta nhận thấy so với dao động trong mặt phẳng XZ thì dao động thành phần trong mặt phẳng XY và ZY là không đáng kể và có thể bỏ qua.

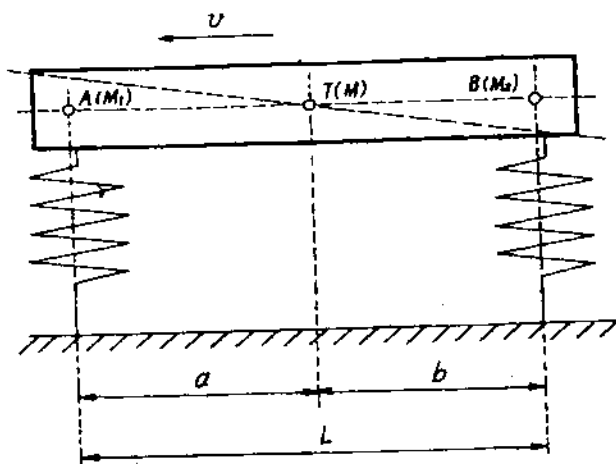
## 2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo

Trong sơ đồ dao động, người ta chia khối lượng của ô tô làm hai thành phần : khối lượng được treo  $M$  và khối lượng không được treo  $m$ .

### a. Khối lượng được treo

Khối lượng được treo  $M$  gồm những cụm, những chi tiết mà trọng lượng của chúng tác động lên hệ thống treo như khung, thùng, cabin, động cơ và một số chi tiết gắn liền với chúng. Những cụm máy và chi tiết kể trên được lắp đặt với nhau bằng những đệm cao su đàn hồi, da nỉ hoặc giấy bìa công nghiệp v.v. Hơn nữa, trên thực tế bản thân từng cụm

và từng chi tiết cũng không phải cứng hoàn toàn mà có sự đàn hồi, biến dạng riêng, nhưng so với sự biến dạng của hệ thống treo thì chúng rất nhỏ bé, có thể bỏ qua. Trong hệ dao động tương đương, khối lượng được treo được xem như là một vật thể đồng nhất, cứng hoàn toàn, được biểu diễn như một thanh AB có khối lượng  $M$  tập trung vào trọng tâm  $T$ . Các điểm A, B ứng với vị trí cầu trước và cầu sau của xe. Tại vị trí cầu trước và cầu sau có các khối lượng  $M_1$  và  $M_2$ , tọa độ trọng tâm của các phần được treo được thể hiện qua các kích thước  $a$  và  $b$  (hình X-3).



Hình X-3. Mô hình hóa khối lượng được treo

### b. Khối lượng không được treo

Khối lượng không được treo  $m$  bao gồm những cụm, chi tiết máy mà trọng lượng của chúng không tác dụng lên hệ thống treo. Đó là cầu, hệ thống chuyển động và một phần các dầm. Cũng như ở phần khối lượng được treo, ta bỏ qua ảnh

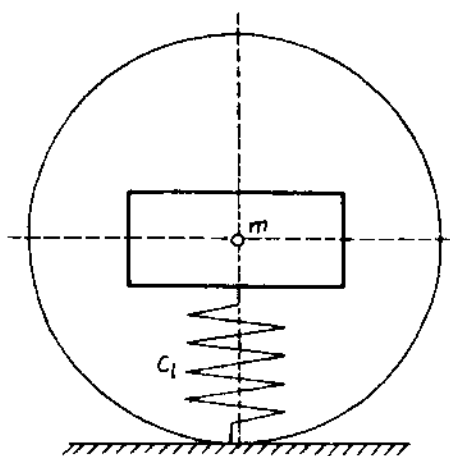
hường của các biến dạng riêng của các cụm và mối nối đàn hồi giữa chúng, coi phần không được treo là một vật thể đồng nhất cứng hoàn toàn có khối lượng  $m$  tập trung vào tâm bánh xe (hình X-4). Sự biến dạng đàn hồi của lớp được đặc trưng bởi hệ số cứng  $C_1$

### c. Hệ số khối lượng

Tỷ số giữa khối lượng được treo  $M$  và khối lượng không được treo  $m$  gọi là hệ số khối lượng  $\delta$ .

$$\delta = \frac{M}{m} \quad (X-1)$$

Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn tới tính êm dịu chuyển động. Giảm khối lượng không được treo sẽ giảm được lực và đập truyền lên khung vỏ; còn tăng khối lượng được treo sẽ giảm được dao động khung vỏ. Cho nên trong thiết kế xe, có khuynh hướng tăng hệ số này, mà trước hết là giảm trọng lượng phần không được treo.

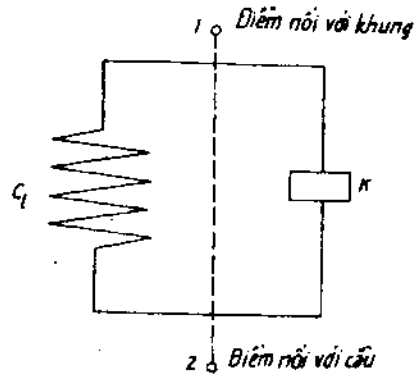


Hình X-4.  
Mô hình hóa khối lượng không được treo

Thông thường  $\delta$  bằng 6,5 + 7,5 đối với xe du lịch khi đầy tải và bằng 4 + 5 đối với xe vận tải.

### 3. Sơ đồ hóa hệ thống treo

Trong sơ đồ dao động tương đương của ô tô thì bộ phận đàn hồi của hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng là  $C_1$  và bộ phận cản giảm chấn với đại lượng đặc trưng là hệ số cản  $K$ . Hệ thống treo được biểu diễn như ở hình X-5. Điểm 1 là điểm nối hệ thống treo với khung xe, còn điểm 2 là điểm đặt của hệ thống treo lên cầu xe.



Hình X-5. Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo.

### 4. Sơ đồ dao động tương đương

#### a. Ô tô hai cầu

Với những khái niệm nêu trên, hệ dao động ô tô hai cầu được biểu diễn như ở hình X-6.

Trong đó :

$M$  - khối lượng được treo của toàn xe;

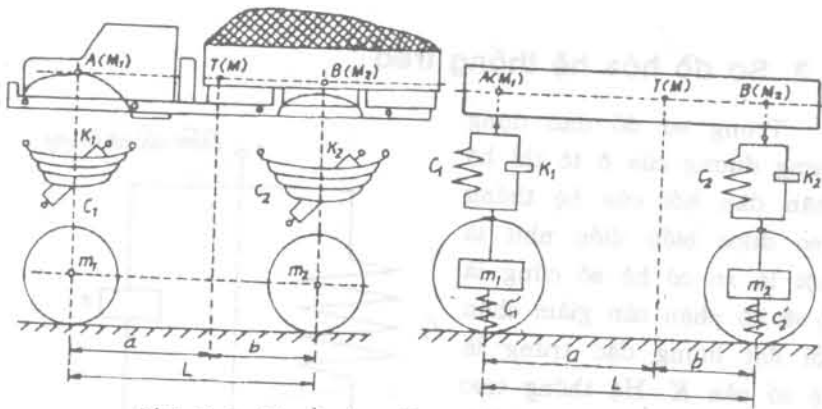
$M_1, M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu trước và cầu sau;

$m_1, m_2$  - khối lượng không được treo phân ra cầu trước và cầu sau;

$C_1, C_2$  - hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau;

$C'_1, C'_2$  - hệ số cứng của lớp trước và sau;





Hình X-8. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô

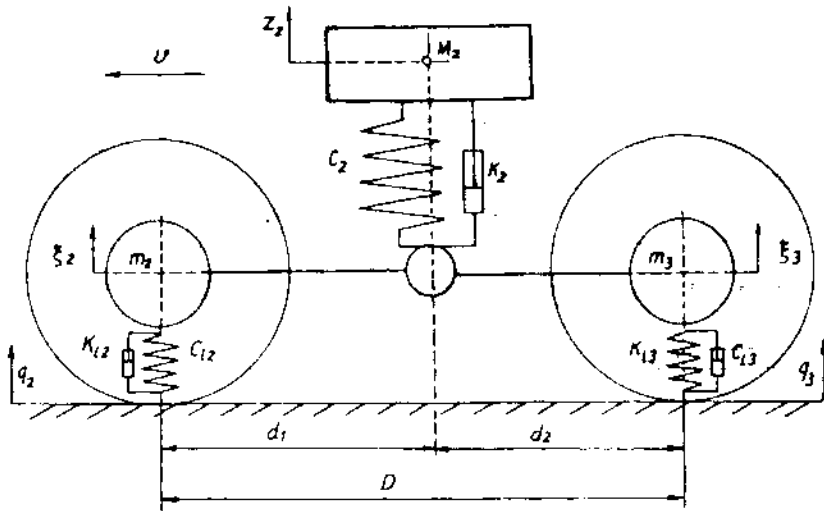
- $a, b$  - tọa độ trọng tâm của các phần khối lượng được treo;
- $L$  - chiều dài cơ sở của ô tô;
- $K_1, K_2$  - hệ số cản của thành phần cản của hệ thống treo trước, và sau.

### b. Ô tô ba cầu

Sơ đồ dao động tương đương của ô tô ba cầu với hệ thống treo hai cầu sau là hệ thống treo cân bằng được biểu diễn trên hình X-7.

Trong đó :

- $M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu sau;
  - $m_2, m_3$  - khối lượng không được treo tại vị trí cầu giữa và sau;
  - $C_2$  - hệ số cứng của hệ thống treo sau;
  - $K_2$  - hệ số cản của hệ thống treo sau;
  - $C'_{12}, C'_{13}$  - hệ số cứng của lớp cầu giữa và cầu sau;
  - $K'_{12}, K'_{13}$  - hệ số cản của lớp giữa và sau.
- Các ký hiệu khác xem ở hình X-7.



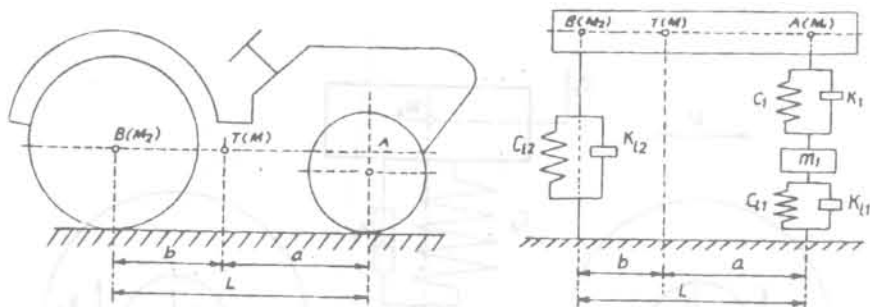
Hình X-7. Hệ số dao động tương đương của treo sau cân bằng ôtô ba cầu khí dao động thẳng đứng trong mặt phẳng dọc

### c. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm và máy kéo xích

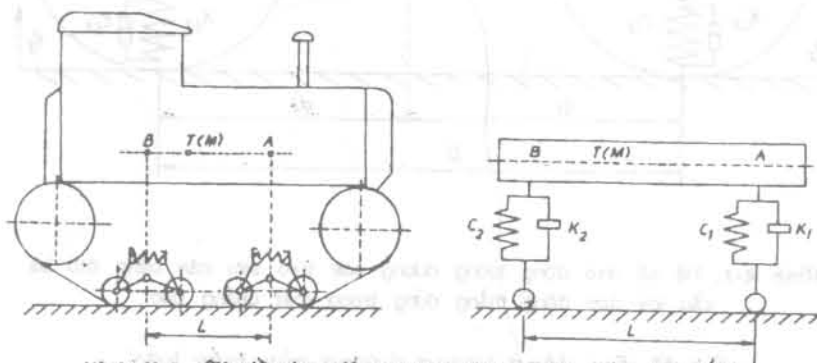
Ở máy kéo bánh bơm, cầu sau thường liên với thân máy. Thông thường cầu sau không có hệ thống treo nên việc dập tắt dao động ở máy kéo là nhờ sự đàn hồi của lốp. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm được biểu diễn trên hình X-8, và sơ đồ dao động tương đương của máy kéo xích được trình bày ở hình X-9.

## III. PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Để xác lập được qui luật dao động của ô tô, ta xét sơ đồ dao động đơn giản của ô tô như ở hình X-10.



Hình X-8. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo bánh bơm.

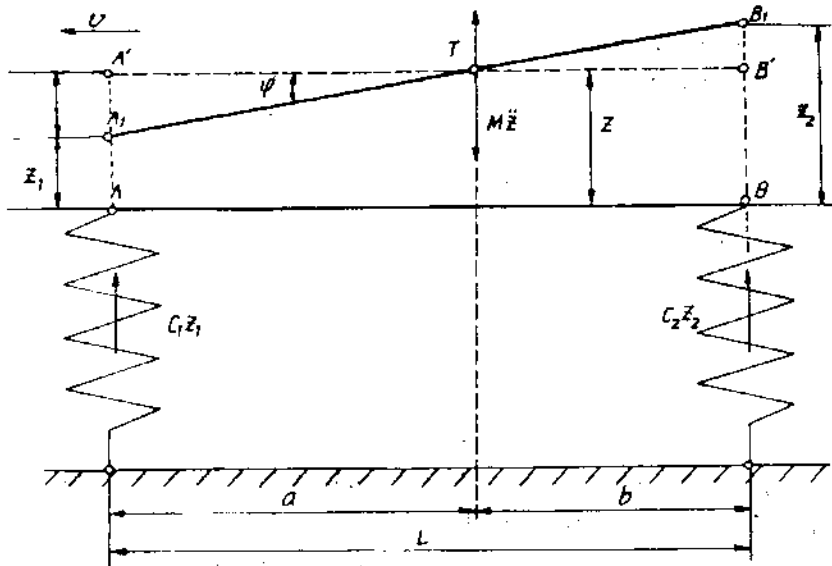


Hình X-9. Sơ đồ dao động tương đương của máy kéo xích.

Sơ đồ tính toán được xác lập với những giả thiết đơn giản sau :

- Chưa để ý tới lực kích động do độ mấp mô của mặt đường gây ra khi xe chuyển động.
- Chưa để ý đến khối lượng không được treo.
- Chưa để ý đến lực cản của bộ phận cản.

Với những giả thiết đơn giản trên, dao động của ô tô được coi như dao động của thanh AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi tương ứng với tâm cầu trước và cầu sau. Hệ số cứng thu gọn của hệ thống treo và lớp được ký hiệu là  $C_1$ ,  $C_2$ .



Hình X-10. Sơ đồ dao động đơn giản của ô tô.

Khối lượng được treo  $M$  được tập trung tại trọng tâm  $T$  cách cầu trước và cầu sau của xe các khoảng cách tương ứng là  $a$  và  $b$ .

Khi có lực kích thích, đầu tiên đoạn thẳng  $AB$  chuyển động tới vị trí mới là  $A_1B_1$  gồm hai chuyển động thành phần :

- Chuyển động tịnh tiến từ  $AB$  tới  $A'B'$  với một đoạn dịch chuyển là  $z$  dưới tác động của lực quán tính  $Mz$ .

- Chuyển động quay một góc  $\varphi$  quanh trục  $Y$  đi qua trọng tâm  $T$  làm thành  $AB$  chuyển từ  $A'B'$  tới  $A_1B_1$ .

Theo sơ đồ tính toán trên ta có :

- Dịch chuyển thẳng đứng  $z_1, z_2$  của vị trí  $A$  và  $B$  được xác định như sau :

$$\begin{aligned} z_1 &= z - atg\varphi \approx z - a\varphi \\ z_2 &= z + btg\varphi \approx z + b\varphi \end{aligned} \quad (X-2)$$

Góc  $\varphi$  quá nhỏ nên  $tg\varphi \approx \varphi$ .

- Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo  $M$  được biểu thị bằng hệ phương trình sau :

$$M\ddot{z} + C_1 z_1 + C_2 z_2 = 0 \quad (X-3)$$

$$M\rho^2 \ddot{\varphi} = C_1 z_1 a - C_2 z_2 b$$

Trong đó :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dz^2}{dt^2} &= \ddot{z} \\ \frac{d\varphi^2}{dt^2} &= \ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (X-4)$$

$\rho$  - bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục  $Y$  đi qua trọng tâm  $T$ .

Đạo hàm hai lần phương trình (X-2) theo thời gian ta được :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z} - a\ddot{\varphi} \\ \ddot{z}_2 &= \ddot{z} + b\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (X-5)$$

Từ hệ phương trình (X-3) ta có các giá trị sau :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\} \quad (X-6)$$

Thay thế các giá trị của  $\ddot{z}$  và  $\ddot{\varphi}$  tại biểu thức (X-6) vào hệ phương trình (X-5) ta có :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) - \frac{a}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{M}(C_1 z_1 + C_2 z_2) + \frac{b}{M\rho^2}(C_1 z_1 a - C_2 z_2 b) \end{aligned} \right\}$$

Sau khi khai triển và rút gọn ta được hệ phương trình :

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{z}_1 + C_1 z_1 \left(1 + \frac{a^2}{\rho^2}\right) + C_2 z_2 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \\ M\ddot{z}_2 + C_2 z_2 \left(1 + \frac{b^2}{\rho^2}\right) + C_1 z_1 \left(1 - \frac{ab}{\rho^2}\right) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-7})$$

Thay giá trị  $z_2$  từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất trong hệ phương trình (X-7) và giá trị  $z_1$  từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai của hệ phương trình (X-7) và rút gọn ta có :

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \ddot{z}_2 + \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \ddot{z}_1 + \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-8})$$

Từ hệ phương trình (X-8) ta thấy rằng dao động của hai vị trí AB tương ứng với dao động của các khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau, nghĩa là trong quá trình chuyển động khi cầu trước gặp độ mập mô bé mặt đường, dao động xuất hiện ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại. Ảnh hưởng dao động qua lại của hai cầu được đặc trưng bằng hệ số liên kết  $\mu$  :

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-9})$$

Trong trường hợp  $\mu_1 = \mu_2 = 0$  tức là  $\rho^2 = ab$  thì xảy ra trường hợp dao động ở các cầu xe độc lập lẫn nhau. Trong thực tế trường hợp này không xảy ra mà dao động ở các cầu xe đều có ảnh hưởng qua lại với nhau, nghĩa là  $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$  vì vậy  $\rho^2 \neq 0$ . Bán kính quán tính trong trường hợp này được tính theo biểu thức :

$$\rho^2 = ab\varepsilon \quad (\text{X-10})$$

Ở đây :  $\varepsilon$  - hệ số phân bố khối lượng.

Ở các ô tô hiện nay  $\varepsilon = 0,8 + 1,2$ . Hệ số  $\varepsilon$  ảnh hưởng lớn đến dao động của ô tô. Khi  $\varepsilon = 1$  thì dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra cầu trước, cầu sau được tính theo biểu thức :

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 L^2}{M(\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 L^2}{M(\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \right\} \quad (\text{X-11})$$

Ở đây :

$\omega_1$  - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định;

$\omega_2$  - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B khi điểm A cố định.

Thay (X-9) và (X-11) vào (X-8) ta được :

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{X-12})$$

Nghiệm tổng quát của hệ phương trình (X-12) có dạng :

$$\begin{aligned} z_1 &= A \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t \\ z_2 &= C \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t \end{aligned}$$

Trong đó :

$\Omega_1, \Omega_2$  - tần số dao động liên kết;

A, B, C và D - những hằng số.

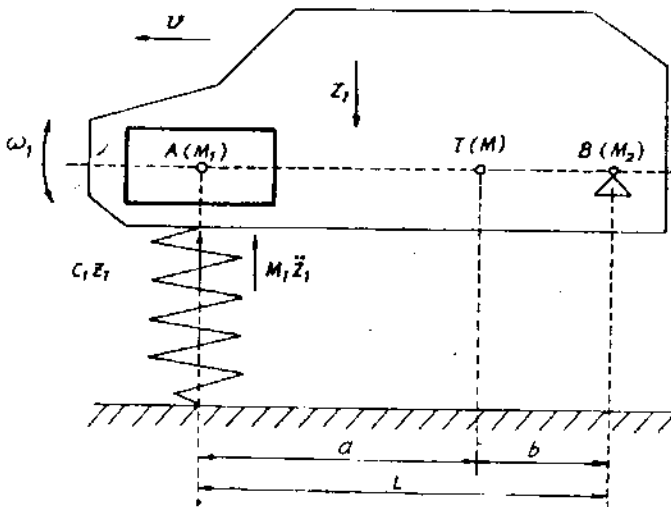
Phương trình đặc tính của hệ phương trình (X-12) là phương trình trùng phương có dạng

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1^2 \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (\text{X-13})$$

Giải phương trình (X-13) ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết như sau :

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[ (\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (\text{X-13})$$

Biểu thức trên cho thấy dao động của ô tô là rất phức tạp gồm hai dao động điều hòa có tần số dao động liên kết  $\Omega_1, \Omega_2$ . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố mà trước hết là phụ thuộc vào các thông số cấu tạo của ô tô như khối lượng được treo, tọa độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo v.v. Trường hợp  $\mu_1 = \mu_2 = 0$  thì dao động xảy ra ở các cầu xe độc lập lẫn nhau, khi đó phương trình dao động ô tô đơn giản hơn nhiều (xem hình X-11).



Hình X-11. Sơ đồ dao động độc lập của ô tô tại cầu trước



Phương trình dao động của xe ở cầu trước có dạng :

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (X-14)$$

Tần số dao động riêng được tính bằng biểu thức :

$$\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1}$$

Lúc đó phương trình (X- 14) có dạng :

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (X-16)$$

Nghiệm của phương trình trên là :

$$z_1 = A \sin \omega_1 t \quad (X-17)$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hòa với chu kỳ dao động :

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \quad (X-18)$$

Số lần dao động trong một phút được xác định theo biểu thức :

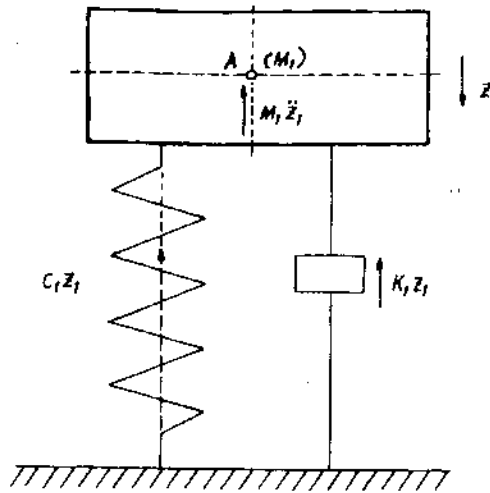
$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{T_1}} \quad (X-19)$$

Trong đó :  $f_{r1}$  - độ vông tĩnh của hệ thống treo trước.

Đối với ô tô du lịch độ vông tĩnh khi tải đầy có giá trị trong khoảng 20 ÷ 25 cm, đối với xe tải từ 8 đến 12 cm, đối với xe khách từ 11 đến 15 cm. Dao động cầu sau ta cũng xét tương tự.

Nếu kể tới thành phần cản, tức là trong hệ thống treo của xe có lắp ống giảm chấn để dập tắt dao động phát sinh khi xe chạy thì sơ đồ tính toán được biểu diễn ở hình (X-12).

Khi hệ thống treo có lắp giảm chấn thủy lực thì lực cản của giảm chấn thủy lực ở vận tốc bình thường sẽ tỉ lệ với



Hình X-12. Sơ đồ dao động tự do tắt dần của ô tô

vận tốc dao động. Phương trình dao động trong trường hợp này có dạng :

$$M_1 \ddot{z}_1 + K_1 \dot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (\text{X-20})$$

Ta đặt :

$$\frac{K_1}{M_1} = 2h_1 \quad \text{và} \quad \frac{C_1}{M_1} = \omega_1^2$$

Phương trình (X-20) sẽ có dạng :

$$\ddot{z}_1 + 2h_1 \dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (\text{X-21})$$

Ở đây :  $h$  - hệ số tắt chấn động.

Để giải được phương trình (X-21) ta đưa ra hệ số tỉ lệ tắt chấn động  $\psi_1$  :

$$\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_1} \quad (\text{X-22})$$

Hệ số này thể hiện mối tương quan giữa hai đại lượng đặc trưng cho hệ thống treo là hệ số cân của giảm chấn và hệ số cứng của bộ phận đàn hồi (nhíp, lò xo). Đây là một trong những thông số quan trọng của hệ dao động xe.

Nghiệm của phương trình đặc tính của phương trình vi phân (X-21) có dạng :

$$\lambda_{1,2} = -h_1 \pm \sqrt{h_1^2 - \omega_1^2} \quad (\text{X-23})$$

Kết quả của bài toán tùy thuộc dạng của nghiệm số (X-23). Có ba trường hợp như sau đây có thể xảy ra.

a. Trường hợp thứ nhất :  $h_1 > \omega_1$  tức  $\psi_1 > 1$

Đặt : 
$$\Omega_1^2 = h_1^2 - \omega_1^2 \quad (\text{X-24})$$

$\Omega_1$  - tần số dao động của xe khi có bộ phận cân ở cầu trước;

$\omega_1$  - tần số dao động riêng của cầu trước.

Nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng :

$$z_1 = Ae^{-h_1 t} \text{sh}(\Omega_1 t + \varphi_0) \quad (\text{X-25})$$

Nghiệm của phương trình (X-21) ở trường hợp này cho thấy là khi hệ thống treo có lắp thành phần cân với đại lượng đặc trưng là hệ số cân K thì dao động được dập tắt, nhưng với  $\psi_1 > 1$  thì quá trình dập tắt theo quy luật hình sin hypec-bol, đây là quá trình dập tắt đột ngột, rất cần tránh khi thiết kế hệ thống treo ô tô.

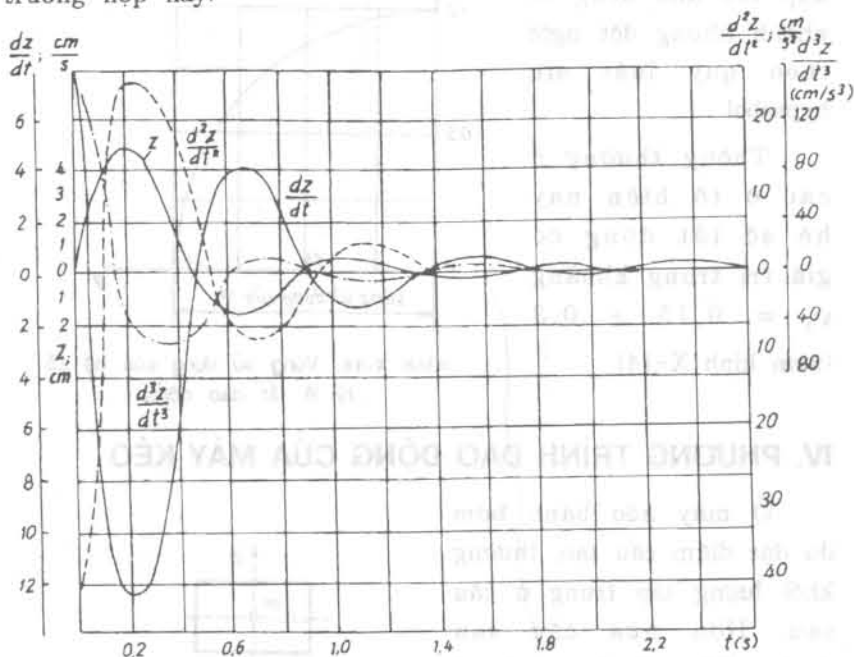
b. Trường hợp thứ hai :  $h_1 = \omega_1$  tức  $\psi_1 = 1$

Nghiệm của phương trình đặc tính là nghiệm kép và nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng sau :

$$z_1 = e^{h_1 t} (A_1 + A_2 t) \quad (\text{X-26})$$

Ở đây quá trình dập tắt dao động cũng có quy luật hình

sin hyperbol Trong thiết kế hệ thống treo cũng cần tránh trường hợp này.



Hình X-13. Dao động tắt dần.

c. Trường hợp thứ ba :  $h_1 < \omega_1$  tức  $\psi_1 < 1$

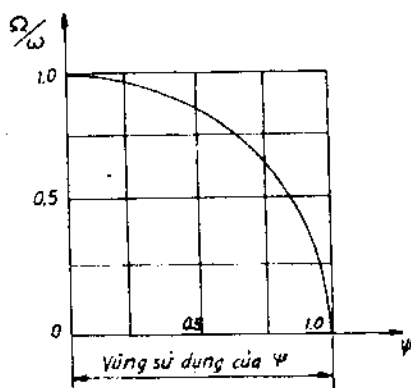
Trường hợp này nghiệm của phương trình đặc tính là nghiệm phức và nghiệm của phương trình dao động (X-21) có dạng :

$$z_1 = Ae^{-h_1 t} \sin(\Omega_1 t + \varphi_0) \quad (X-27)$$

Quá trình dập tắt dao động trong trường hợp này theo quy luật hình sin điều hòa, quá trình dập tắt từ từ êm dịu (hình X-13). Như vậy khi thiết kế hệ thống treo ô tô phải chọn  $0 < \psi_1 < 1$ . Nếu chọn  $\psi_1 = 0$  thì thời gian dập tắt dao động sẽ lâu vì lúc cần để dập tắt dao động quá mức. Nếu chọn

$\psi_1 \approx 1$  thì quá trình dập tắt dao động sẽ nhanh nhưng đột ngột theo quy luật sin hypebol.

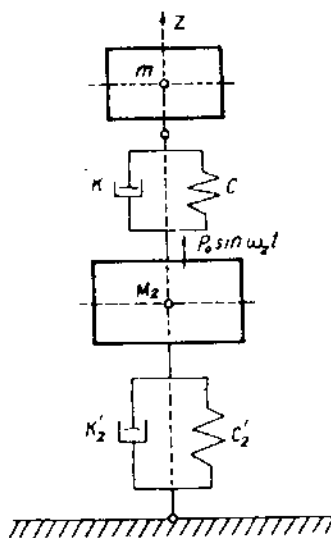
Thông thường ở các ô tô hiện nay hệ số tắt động có giá trị trong khoảng  $\psi_1 = 0,15 \div 0,3$  (xem hình X-14).



Hình X-14. Vùng sử dụng của hệ số tỷ lệ tắt dao động.

#### IV. PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG CỦA MÁY KÉO

Ở máy kéo bánh bơm do đặc điểm cấu tạo, thường khối lượng tập trung ở cầu sau. Hơn nữa cầu sau thường liền với thân máy, ở đây lớp được làm nhiệm vụ dập tắt dao động. Mặt khác, khi canh tác máy kéo thường làm việc trên các mặt đường gồ ghề nên ở thân máy kéo tần số dao động rất lớn, thường là 160 ÷ 240 dao động/phút, vượt xa mức độ chịu đựng của con người. Vì vậy phải đặc biệt chú ý tới việc thiết kế hệ thống treo ghế ngồi để đảm bảo điều



Hình X-15. Sơ đồ dao động cầu sau của máy kéo.

kiện làm việc cho người lái. Sơ đồ hệ thống treo ghế ngồi được biểu diễn trên hình (X-15).

Trong đó :

- $m$  - trọng lượng của người lái;
- $M_2$  - khối lượng được treo phân ra cầu sau;
- $C$  - hệ số cứng của ghế ngồi người lái;
- $K$  - hệ số cản của ghế ngồi người lái;
- $C'_2$  - hệ số cứng của lớp sau;
- $K'_2$  - hệ số cản của lớp sau;
- $\omega_2$  - tần số dao động của thân máy kéo.

Để giải được bài toán ta chưa xét tới thành phần cản, còn lực kích thích dao động ghế ngồi được tính theo biểu thức :

$$P = P_o \sin \omega_2 t \quad (X-28)$$

Trong đó :  $P_o$  - biên độ cực đại của lực kích thích.

Phương trình dao động ghế ngồi người lái có dạng như sau :

$$m\ddot{z} + Cz = P_o \sin \omega_2 t \quad (X-29)$$

Để giải phương trình này ta giả thiết nghiệm riêng có dạng :

$$z_1 = A_x \sin \omega_2 t \quad (X-30)$$

Sau khi lấy vi phân của nghiệm riêng theo thời gian rồi thay thế vào phương trình (X-28) ta tìm được giá trị cho hằng số  $A_x$  :

$$A_x = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \quad (X-31)$$

Nghiệm riêng của phương trình vi phân có dạng :

$$z_1 = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \sin \omega_2 t \quad (X-32)$$

Giá trị  $z_{max}$  khi  $\sin\omega t = 1$  như sau :

$$z_{max} = \frac{P_o}{C - m\omega_2^2} \quad (X-33)$$

Gọi  $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$  là tần số dao động riêng của hệ treo ghế ngồi thì biểu thức (X-33) có dạng :

$$z_{max} = \frac{P_o}{C} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_2}{\omega}\right)^2} \quad (X-34)$$

Trong biểu thức (X-34) ta thấy biên độ dao động  $z$  phụ thuộc vào tỉ số  $\omega_2/\omega$ .

Nếu  $\omega_2 = \omega$  thì  $z_{max} \rightarrow \infty$  tức là xảy ra hiện tượng cộng hưởng, trong kỹ thuật phải tránh hiện tượng này. Thông thường khi thiết kế hệ thống treo cho người lái thì người ta chọn  $\omega_2/\omega = 0,5 + 0,6$  là tốt nhất. Nhưng như ta đã biết  $\omega^2 = C/m$  mà khối lượng  $m$  lại phụ thuộc trọng lượng của người lái, bởi vậy muốn có tỉ số  $\omega_2/\omega$  cố định thì phải thiết kế hệ thống treo ghế ngồi cho người lái có hệ số cứng có thể điều chỉnh được. Trong nhiều trường hợp để dập tắt nhanh dao động của ghế ngồi người ta bố trí thêm giảm chấn hoặc thanh xoắn.

Tóm lại trong chương này chúng ta đã xét một số khái niệm cơ bản về tính êm dịu chuyển động, nó là một trong những chỉ tiêu quan trọng của ô tô. Trong quá trình tính toán hệ thống treo, người thiết kế phải lưu ý đến những điều quan trọng sau :

1. Tần số dao động thích hợp là 60 + 85 dao động/phút đối với ô tô du lịch, 85 + 120 dao động/phút đối với ô tô tải.
2. Để đảm bảo đặc tính dập tắt dao động của hệ thống

treo theo quy luật hình sin tắt dần thì hệ số tỉ lệ tắt chấn động phải là  $0 < \psi_1 < 1$ , thông thường những xe hiện nay  $\psi_1 = 0,15 \div 0,30$ .

3. Dao động của ô tô là dao động liên kết, hệ số liên kết  $\mu_1, \mu_2$  thể hiện quan hệ ảnh hưởng qua lại của dao động ở các cầu xe.

4. Đối với máy kéo phải chú ý giải quyết vấn đề treo ghế ngồi để đảm bảo điều kiện làm việc cho người lái.



## Chương XI

# TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

## I. KHÁI NIỆM VỀ TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

Tính năng cơ động của ô tô-máy kéo được hiểu là khả năng chuyển động của chúng trong những điều kiện đường xá khó khăn và địa hình phức tạp. tùy theo ý đồ sử dụng, người ta thiết kế những ô tô-máy kéo có mức độ khác nhau về tính năng cơ động. Về phương diện này thì yêu cầu thấp nhất cho những ô tô sử dụng chủ yếu trong thành phố và trên đường quốc lộ (đa số ô tô du lịch và ô tô chở khách) và yêu cầu cao nhất cho những ô tô, máy kéo làm việc trong lĩnh vực nông nghiệp, lâm nghiệp và quốc phòng. Tính năng cơ động có ảnh hưởng quyết định tới một trong những chỉ tiêu sử dụng cơ bản đó là năng suất.

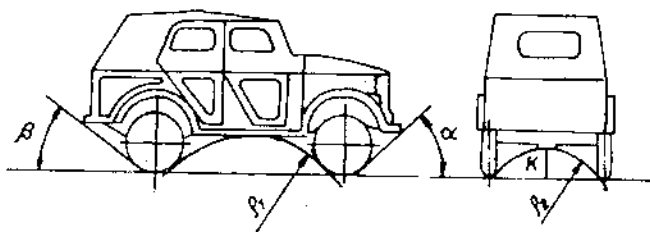
Tính năng cơ động phụ thuộc vào nhiều nhân tố, trong đó chủ yếu là chất lượng kéo - bám và các thông số hình học của ô tô-máy kéo. Ngoài ra, những đặc điểm về cấu tạo của các cụm riêng biệt của ô tô-máy kéo và trình độ thành thạo nghề nghiệp của người lái cũng có ảnh hưởng tới tính năng cơ động.

## II. CÁC NHÂN TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO

### 1. Ảnh hưởng của các thông số hình học

#### a. Khoảng sáng gầm xe

Đó là khoảng cách giữa điểm thấp nhất của gầm xe với mặt đường, được ký hiệu là  $K$ . Khoảng cách này đặc trưng cho độ nhấp nhô lớn nhất của mặt đường mà xe có thể vượt qua được. Ở những ô tô có tính năng cơ động thấp,  $K = 175 \div 210$  mm (đối với ô tô du lịch) và  $K = 240 \div 275$  mm (đối với ô tô tải). Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, khoảng sáng này thường lớn hơn so với những ô tô có tính năng cơ động thấp từ  $20 \div 50$  mm và ở những xe đặc biệt, khoảng sáng gầm xe có thể đạt tới 400 mm hoặc cao hơn (xem hình XI-1).



Hình XI-1. Các thông số hình học về tính năng cơ động của ô tô.

#### b. Bán kính cơ động dọc và cơ động ngang

Đặc trưng cho hình dạng của chướng ngại vật mà xe có thể khắc phục được. Đây là bán kính của những vòng tròn tiếp xúc với các bánh xe và điểm thấp nhất của gầm xe trong mặt phẳng dọc và ngang (hình XI-1). Bán kính cơ động dọc  $\rho_1$  và bán kính cơ động ngang  $\rho_2$  càng nhỏ thì tính năng cơ

động của xe càng tốt.

Ở những ô tô có công thức bánh xe 4x2, bán kính cơ động dọc thường nằm trong giới hạn sau :

Đối với ô tô du lịch loại nhỏ từ 2,5 đến 3,5 m; loại trung bình từ 3,5 đến 5,5 m và loại lớn từ 5,5 đến 8,5 m.

Đối với ô tô tải tải trọng nhỏ  $\rho_1$  từ 2,5 đến 3,5 m; tải trọng trung bình từ 3,0 đến 5,5 m và tải trọng lớn từ 5,0 đến 6,0 m.

Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, bán kính cơ động dọc nhỏ hơn so với loại ô tô tương tự nhưng có tính năng cơ động thấp ; trong đa số các trường hợp bán kính này không vượt quá giá trị  $\rho_1$  từ 2,0 đến 3,6 m.

### c. Góc cơ động trước và góc cơ động sau

Khi ô tô-máy kéo cần phải vượt qua những chướng ngại lớn như các đường hào, gò đống, bờ ruộng, cầu phà v.v. thì những phần nhô ra sau giới hạn chiều dài cơ sở của xe có thể va quệt vào các 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  $\alpha$  và cơ động sau  $\beta$  (hình XI-1). 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.

Ở những ô tô hiện nay, các góc cơ động  $\alpha$  và  $\beta$  có những giá trị sau :

	$\alpha$	$\beta$
- Ở ô tô du lịch có tính năng cơ động thấp	20-30°	15-20°
- Ở ô tô tải có tính năng cơ động thấp	40-50°	20-40°
- Ở những ô tô có tính năng cơ động cao, không nhỏ hơn :	45-50°	35-40°



$$Z = G_b, \quad X = T.$$

Theo sơ đồ lực trên hình (XI- 2) ta có :

$$Z = Xtg\alpha_1 = Ttg\alpha_1; \quad G_b = Ttg\alpha_1 \text{ hoặc}$$

$$T = \frac{G_b}{tg\alpha_1}.$$

Xác định giá trị  $tg\alpha_1$  từ tam giác AOC :

$$tg\alpha_1 = \frac{OC}{CA} = \frac{r-h}{\sqrt{2rh-h^2}}$$

Do đó :

$$T = \frac{G_b}{tg\alpha_1} = G_b \sqrt{\frac{2rh-h^2}{r-h}}.$$

Từ công thức vừa xác định được chúng ta thấy rằng khi  $h = r$ , lực  $T = \infty$ , có nghĩa là khi gặp chướng ngại có độ cao  $h = r$  thì ô tô-máy kéo không thể vượt được, ngay cả khi các bánh xe chủ động phía sau có lực kéo cực đại.

Khi bánh xe trước là bánh xe chủ động, ngoài lực  $T$  và  $G_b$ , trên bánh xe còn có mômen  $M_k$ , do đó xuất hiện lực  $P_k$  (hình XI-2b). Từ  $P_k$  ta có  $P_k$  và  $P_k$ . Do tác động của lực  $T$  và  $G_b$ , ở điểm tiếp xúc A phát sinh các phản lực  $X$  và  $Z$ . Khi chiếu tất cả các lực lên trục nằm ngang và thẳng đứng chúng ta nhận được :

$$T = X - P_k \quad \text{và} \quad G_b = Z + P_k.$$

Do sự nảy sinh lực phụ  $P_k$  nên cho phép bánh xe chủ động dễ dàng khắc phục được những chướng ngại có độ cao bằng bán kính của bánh xe ; còn lực  $P_k$  sẽ làm giảm lực cản chuyển động  $X$ .

#### b. Ảnh hưởng của kết cấu vi sai

Vi sai cho phép các bánh xe chủ động quay với những

vận tốc góc khác nhau.

Trường hợp ma sát trong nhỏ, có thể xem như vì sai phân bố cho mỗi bán trục một nửa giá trị mômen xoắn mà nó nhận được. Giá trị của mômen này lại bị giới hạn bởi sự trượt quay của bánh xe chủ động nằm trên đất có hệ số bám nhỏ.

Như vậy, vì sai đơn giản ở cầu chủ động làm xấu rất nhiều 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.

Vì sai phân bố mômen xoắn giữa các bánh xe chủ động như sau :

$$M_1 = 0,5(M + M_r)$$

$$M_2 = 0,5(M - M_r)$$

Ở đây :

$M_1$  và  $M_2$  - mômen xoắn ở bánh xe chủ động quay chậm và quay nhanh;

$M_r$  - mômen ma sát trong vì sai, nảy sinh khi có sự chuyển động tương đối của các chi tiết trong nó;

$M$  - mômen xoắn ở bánh răng bị động của truyền lực chính.

Theo quan điểm về tính năng cơ động thì ma sát trong vì sai là có lợi, bởi vì nó cho phép truyền mômen lớn cho bánh xe không trượt và nhỏ cho bánh xe bị trượt, 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 đạt được giá trị cực đại như sau :

$$P_{kmax} = 2P_{pmin} + \frac{M_r}{r_b}$$

Ở đây :

$P_{\text{min}}$  - lực kéo ở bánh xe có lực bám nhỏ;

$r_b$  - bán kính của bánh xe chủ động.

Ma sát trong vi sai đơn giản không lớn, vì vậy lực kéo tổng cộng chỉ tăng khoảng 4 + 6%. Trong các vi sai cam và trục vít bố trí trên các ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao, ma sát trong chúng lớn hơn nên lực kéo tiếp tuyến tổng cộng có thể tăng từ 10 + 15%.

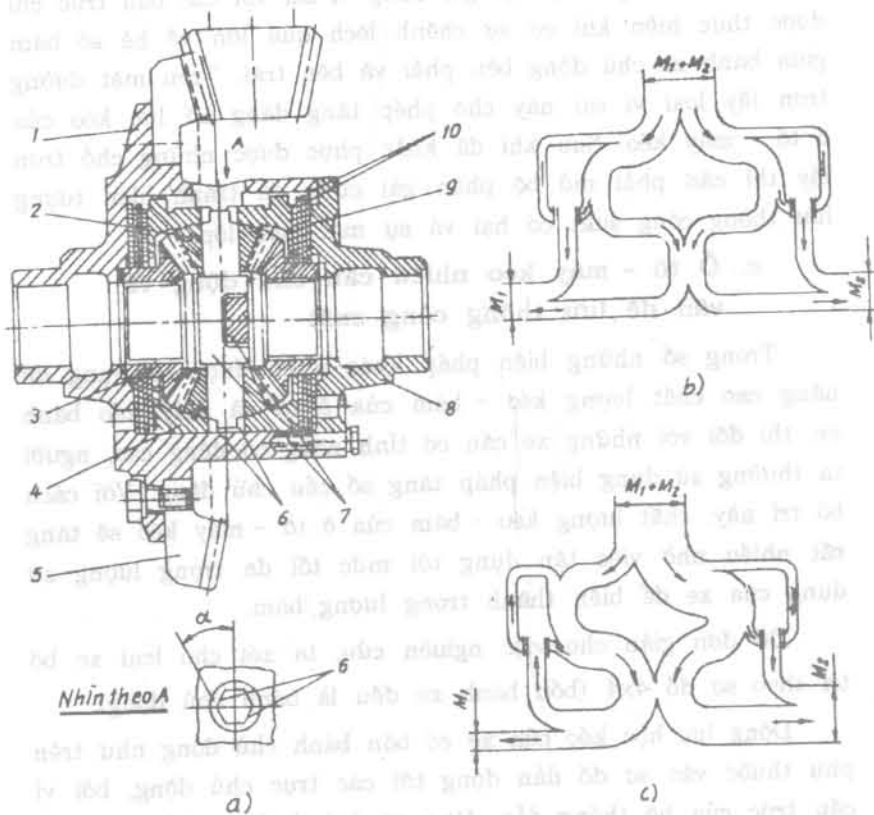
Trên các loại xe cần tính năng cơ động cao người ta cũng thường sử dụng những vi sai có ma sát lớn. Kết cấu của một trong những loại vi sai này được biểu thị trên hình XI-3a. Nó có hai ly hợp ma sát : các đĩa 9 được nối với các bánh răng bán trục và các đĩa 10 nối với vỏ hộp vi sai.

Các đĩa ly hợp được ép một cách tự động nhờ lực chiếu trục, vì trên các trục 7 của vi sai và các đĩa ép 4 đều có mặt nghiêng (góc  $\alpha$ ). Trị số của lực chiếu trục phụ thuộc vào mômen truyền qua vi sai.

Ly hợp ma sát cản trở sự thay đổi vận tốc góc của một trong hai bánh xe chủ động, cản mômen ma sát của vi sai phụ thuộc vào : mômen truyền tới nó, số lượng đĩa ma sát và góc nghiêng  $\alpha$  trên các trục của vi sai và đĩa ép.

Khi ô tô-máy kéo chuyển động thẳng (hình XI-3b), mômen xoắn được truyền tới các bán trục bằng hai đường : qua các bánh răng côn của vi sai và qua cả hai ly hợp ma sát, ở trường hợp này mômen ở các bán trục là bằng nhau khi lực cản ở hai bánh xe chủ động như nhau ( $M_1 = M_2$ ).

Khi ô tô-máy kéo quay vòng (thí dụ sang phải) hoặc khi chuyển động trên mặt đường mà hệ số bám của bánh xe chủ động bên phải lớn hơn bên trái thì có sự phân bố lại mômen (hình XI-3c) và mômen truyền cho bán trục bên phải lớn hơn bên trái ( $M_2 > M_1$ ).



Hình XI-3. Cấu tạo của vi sai có ma sát trong lớn nhờ ly hợp ma sát và sơ đồ phân bố mômen cho các bán trục

- a- Cấu tạo của vi sai : 1 vỏ hộp vi sai; 2 bánh răng hành tinh; 3. bánh răng bán trục; 4. đĩa ép của ly hợp; 5. bánh răng bị động của truyền lực chính; 6. những mặt nghiêng trên trục vi sai và đĩa ép; 7. trục vi sai; 8. nắp dầy; 9. các đĩa ma sát có then hoa trong; 10. các đĩa ma sát có then hoa ngoài.
- b- Khi xe chuyển động thẳng ( $M_1 = M_2$ ).
- c- Khi xe quay vòng hoặc chuyển động trên mặt đường có hệ số bám khác nhau ở hai bánh xe chủ động ( $M_1 < M_2$ ).



Trên một số ô tô - máy kéo người ta còn sử dụng loại vi sai gài cứng bức, việc gài cứng vi sai với các bán trục chỉ được thực hiện khi có sự chênh lệch quá lớn về hệ số bám giữa bánh xe chủ động bên phải và bên trái. Trên mặt đường trơn lầy loại vi sai này cho phép tăng đáng kể lực kéo của ô tô - máy kéo. Sau khi đã khắc phục được những chỗ trơn lầy thì cần phải mở bộ phận gài cứng để tránh hiện tượng lưu thông công suất có hại và sự mài mòn lốp.

### c. Ô tô - máy kéo nhiều cầu chủ động và vấn đề lưu thông công suất

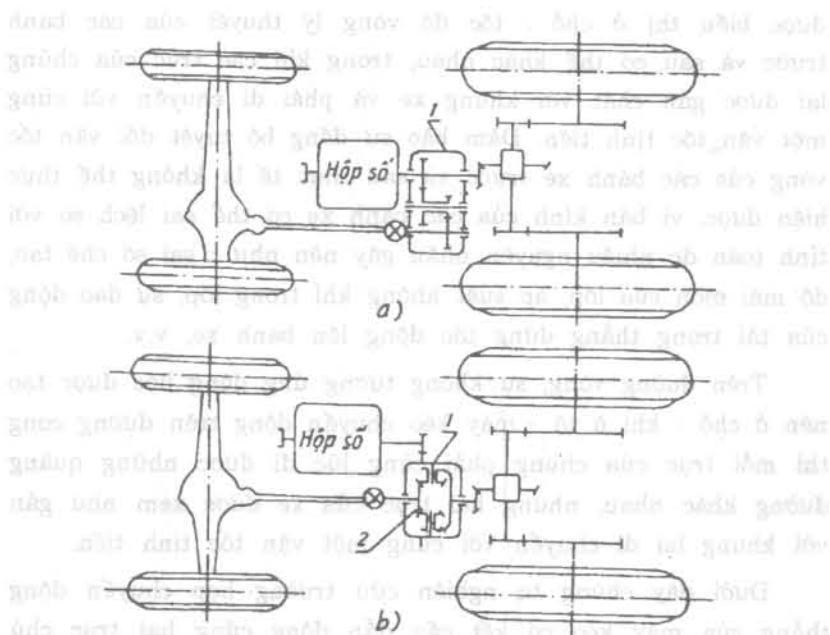
Trong số những biện pháp khác nhau được sử dụng để nâng cao chất lượng kéo - bám của ô tô và máy kéo bánh xe, thì đối với những xe cần có tính năng cơ động cao, người ta thường sử dụng biện pháp tăng số cầu chủ động. Với cách bố trí này, chất lượng kéo - bám của ô tô - máy kéo sẽ tăng rất nhiều nhờ việc tận dụng tới mức tối đa trọng lượng sử dụng của xe để biến thành trọng lượng bám.

Để đơn giản cho việc nghiên cứu, ta xét cho loại xe bố trí theo sơ đồ 4x4 (bốn bánh xe đều là bánh chủ động).

Động lực học kéo của xe có bốn bánh chủ động như trên phụ thuộc vào sơ đồ dẫn động tới các trục chủ động, bởi vì cấu trúc của hệ thống dẫn động có ảnh hưởng tới việc phân bố lực kéo giữa các bánh xe trước và sau.

Hiện nay, người ta thường sử dụng hai loại dẫn động : dẫn động cứng và dẫn động vi sai (hình XI-4).

Loại dẫn động thứ nhất được biểu thị trên sơ đồ hình XI-4a. Cả hai trục của máy kéo (trục trước và sau) được nối động học cứng với nhau qua hộp phân phối 1, do đó mối quan hệ đã xác định giữa vận tốc góc của chúng là không đổi trong quá trình làm việc.



Hình XI-4. Sơ đồ dẫn động các trục chủ động :

a- Dẫn động cứng ; b- Dẫn động qua vi sai

Loại dẫn động thứ hai được biểu thị trên sơ đồ hình XI-4b. Thay vào vị trí của hộp phân phối 1 là hộp vi sai 2, do kết quả tác động của hiệu ứng vi sai nên mối quan hệ giữa vận tốc góc của hai trục có thể thay đổi trong quá trình làm việc.

Đặc tính khác nhau về mối quan hệ động học giữa các trục cũng gây nên sự khác nhau trong việc phân bố mômen chủ động cho chúng.

Ở những ô tô-máy kéo có dẫn động cứng của hai trục chủ động thì hầu như luôn luôn có sự không tương ứng động học giữa các bánh xe trước và sau. Khi chuyển động thẳng trên mặt đường bằng phẳng, sự không tương ứng động học

được biểu thị ở chỗ : tốc độ vòng lý thuyết của các bánh trước và sau có thể khác nhau, trong khi các trục của chúng lại được gắn chặt với khung xe và phải di chuyển với cùng một vận tốc tịnh tiến. 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, vì bán kính của các bánh xe có thể sai lệch so với tính toán do nhiều nguyên nhân gây nên như : sai số chế tạo, độ mài mòn của lốp, áp suất không khí trong lốp, sự dao động của tải trọng thẳng đứng tác động lên bánh xe, v.v.

Trên đường vòng, sự không tương ứng động học được tạo nên ở chỗ : khi ô tô - máy kéo chuyển động trên đường cong thì mỗi trục của chúng phải cùng lúc đi được những quãng đường khác nhau, nhưng hai trục của xe được xem như gắn với khung lại di chuyển với cùng một vận tốc tịnh tiến.

Dưới đây chúng ta nghiên cứu trường hợp chuyển động thẳng của máy kéo có kết cấu dẫn động cứng hai trục chủ động khi có sự sai khác về tốc độ vòng giữa các bánh xe trước và sau.

Ở trường hợp này, sự cân bằng vận tốc tịnh tiến của hai trục chủ động chỉ có thể đạt được trong điều kiện có sự trượt quay hoặc trượt lết của các bánh xe, vì trượt quay làm giảm vận tốc tịnh tiến của trục bánh xe, còn trượt lết làm tăng nó lên. Điều kiện cân bằng vận tốc tịnh tiến của hai trục chủ động được biểu thị bằng phương trình sau :

$$v(1-\delta') = v''(1-\delta'') \quad (XI-1)$$

Dấu (') ứng với trục đặt bánh xe có vận tốc vòng lý thuyết lớn và dấu (") ứng với trục đặt bánh xe có vận tốc vòng lý thuyết nhỏ. Chúng ta tạm cho rằng các bánh xe của trục trước là bánh quay nhanh và các bánh xe của trục sau là bánh quay chậm. Trị số  $\delta$  trong phương trình trên đặc

trung cho sự trượt quay và trượt của các bánh xe ; trường hợp trượt quay nó lấy dấu dương và trường hợp trượt lết nó lấy dấu âm để đưa vào phương trình .

Chúng ta gọi tỉ số  $v'/v''$  là hệ số không tương ứng động học của các bánh xe chủ động trước và sau, ký hiệu là  $k$ .

Giữa sự trượt của các bánh chủ động quay nhanh và quay chậm có mối quan hệ xác định và tìm được từ phương trình (XI-1) như sau :

$$\delta'' = 1 - \frac{v'}{v''} (1 - \delta') = 1 - k(1 - \delta') \quad (\text{XI-2})$$

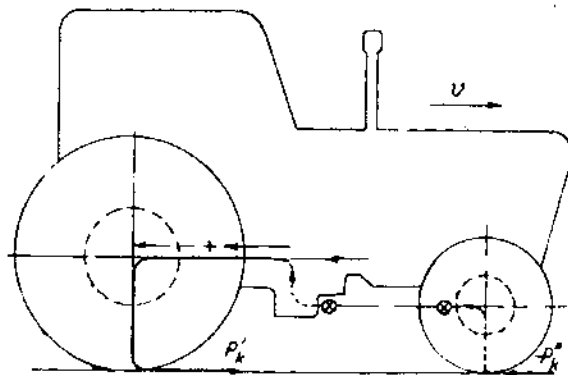
Trị số  $\delta'$  trong biểu thức (XI-2) có giá trị dương, vì các bánh xe quay nhanh bao giờ cũng làm việc với mức độ trượt quay nào đó. Còn về phần các bánh xe quay chậm, trị số trượt  $\delta''$  có thể có giá trị âm, bằng không hoặc dương. Nếu  $\delta''$  có giá trị âm thì các bánh xe quay chậm sẽ chuyển động với sự trượt lết ; nếu  $\delta'' = 0$  chúng lăn không trượt quay và không trượt lết ; nếu  $\delta'' > 0$  chúng làm việc với sự trượt quay, nhưng trị số trượt quay của chúng nhỏ hơn so với các bánh xe quay nhanh.

Chỉ tiêu kéo tốt nhất của máy kéo chỉ có thể nhận được khi có sự cân bằng vận tốc vòng của các bánh trước và bánh sau, có nghĩa ở điều kiện hệ số không tương ứng động học  $k = 1$ . Ở trường hợp này, các bánh trước và sau làm việc với cùng một độ trượt và chất lượng bám của chúng được sử dụng ở mức độ bằng nhau.

Khi tồn tại sự không tương ứng động học của các bánh xe thì chỉ tiêu kéo của máy kéo bị giảm nhiều. Nếu do hậu quả của việc mất tương ứng động học mà các bánh xe trước và sau bị trượt với mức độ khác nhau khi làm việc, thì chất lượng bám của các bánh xe quay chậm sẽ được sử dụng ở

mức độ nhỏ hơn so với chất lượng bám của các bánh xe quay nhanh. Độ không tương ứng động học càng lớn thì chất lượng bám của các bánh xe trên hai trục càng mất đồng đều. Ảnh hưởng xấu nhất tới chỉ tiêu kéo của xe là khi các bánh xe quay chậm bị trượt lết. Ở trường hợp này, thực tế là xe chỉ còn lại hai bánh chủ động, vì các bánh bị trượt lết đã trở thành bánh bị động.

Dưới đây chúng ta nghiên cứu sự chuyển động của máy kéo 4x4 khi các bánh sau là các bánh quay nhanh, còn các bánh trước bị trượt lết (hình XI-5).



Hình XI-5. Sơ đồ minh họa sự lưu thông công suất có hại.

Ở trường hợp này, trên các bánh xe trước sẽ chịu tác động của lực kéo tiếp tuyến âm  $-P'_k$ , được tạo nên bởi phản lực của đất và có chiều ngược lại với chiều chuyển động của máy kéo. Lực này tạo nên một mômen xoắn, truyền tới các bánh xe sau qua hệ thống truyền lực. Như vậy, công suất truyền tới các bánh xe chủ động phía sau sẽ do hai dòng: một từ động cơ theo chiều mũi tên mảnh và một từ các bánh

trước theo đường mũi tên chấm khuất. Cả hai dòng công suất này được truyền tới các bánh sau theo đường nét đậm và tạo nên lực kéo tiếp tuyến dương  $P_k$ .

Một phần lực kéo tiếp tuyến  $P_k$  được truyền qua khung máy kéo tới các bánh quay chậm phía trước để khắc phục lực cản được tạo nên bởi lực  $-P_k$ . Như vậy, công suất được tạo nên bởi phần lực  $-P_k$  của đất ở các bánh bị trượt lết sẽ lưu thông theo một vòng khép kín : từ bánh bị trượt lết qua hệ thống truyền lực tới các bánh chủ động, rồi lại từ các bánh chủ động qua khung của máy kéo đi ngược trở lại các bánh bị trượt. Phần công suất lưu thông này là vô ích, thậm chí là có hại, vì vậy nó được gọi là công suất ký sinh. Nó không phải là nguồn năng lượng bổ sung cho máy kéo mà chỉ gây thêm tải trọng phụ cho hệ thống truyền lực và làm tăng tổn thất cơ khí.

Công suất ký sinh phát sinh rõ nét trong những trường hợp mà ở đó điều kiện làm việc không cho phép nhận được sự khác biệt cần thiết về trị số trượt của các bánh chủ động trước và sau đủ để bù đắp lại độ không tương ứng động học giữa chúng. Những trường hợp nói trên thường xảy ra khi xe chuyển động trên mặt đường cứng và chạy không tải. Trong những điều kiện này, việc sử dụng cầu chủ động thứ hai không những không có lợi mà chỉ có hại.

Khi máy kéo 4x4 làm việc trên đồng ruộng có đất bờ xóp hoặc ẩm ướt và với tải trọng lớn ở móc kéo, thì điều kiện để đạt được sự khác biệt cần thiết về trị số trượt của các bánh trước và sau là hoàn toàn có thể đạt được và như vậy sẽ bù đắp được cho độ không tương ứng về mặt động học giữa các bánh xe. Vì vậy, khi máy kéo làm việc trên đồng

ruộng với tải trọng đủ lớn ở móc kéo thì công suất ký sinh thường không phát sinh khi chạy thẳng.

Khi quay vòng, ở máy kéo có các trục chủ động nối động học cứng với nhau người ta luôn quan sát thấy sự lưu thông của công suất ký sinh. Các bánh trước, mà chúng cần phải đi được quãng đường lớn hơn bánh sau, sẽ chuyển động với sự trượt lết và chúng chịu tác động của những lực kéo âm. Bán kính quay vòng càng nhỏ thì công suất ký sinh càng lớn.

Hiện tượng lưu thông công suất có hại không những tồn tại ở ô tô-máy kéo có nhiều cầu chủ động và các trục của chúng được nối với nhau bằng hệ thống động học cứng (hộp phân phối), mà còn xuất hiện ngay trong cầu chủ động khi vi sai giữa các bánh xe bị gài cứng ở các trường hợp xe chuyển động trên mặt đường cứng và quay vòng.

Để tránh hiện tượng lưu thông công suất ở các ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao, thì trong các điều kiện làm việc bình thường trên mặt đường tốt không nên sử dụng cùng một lúc nhiều cầu chủ động và gài cứng vi sai giữa các bánh xe.

### **III. CÁC BIỆN PHÁP NHẪM NÂNG CAO TÍNH NĂNG CƠ ĐỘNG CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO**

Để nâng cao tính năng cơ động của ô tô-máy kéo, hiện nay người ta thường sử dụng các biện pháp sau đây :

#### **a. Nâng cao chất lượng động lực học của ô tô - máy kéo**

Chất lượng động lực học có liên quan chặt chẽ với khả năng khắc phục những độ dốc và những đoạn đường có lực cản lớn, vì vậy những xe có tính năng cơ động cao cần phải có những trị số lực kéo tương ứng ở các bánh xe chủ động. Để nâng cao chất lượng động lực học cần nâng cao công

suất riêng của xe, tăng tỷ số truyền cực đại của hệ thống truyền lực, sử dụng loại hệ thống truyền lực cho phép chuyển số mà không cần ngắt dòng công suất truyền tới các bánh chủ động.

### **b. Giảm áp suất riêng phần lên bề mặt đường**

Do ô tô - máy kéo loại này thường phải di chuyển trên những mặt tựa mềm, ở đó các phần tử đất có mối liên kết yếu, lực cản lăn lớn và lực bám nhỏ. Vì vậy, khi tăng áp suất riêng của ô tô - máy kéo lên bề mặt tựa sẽ làm tăng vết lún của bánh xe hoặc xích, lực cản lăn càng tăng và có thể dẫn đến tình trạng xe bị sa lầy. Biện pháp giảm áp suất riêng lên bề mặt tựa là : phân bố hợp lý trọng lượng xe lên các trục, tăng số trục, sử dụng những lớp có kích thước và profin tương ứng, giảm áp suất không khí trong lốp hoặc điều chỉnh được áp suất trong khi xe chạy tùy theo điều kiện đường xá.

Công tiêu hao cho các bánh xe của ô tô - máy kéo khi xe chuyển động trên đất mềm tỉ lệ với độ biến dạng dư của đất, có nghĩa là phụ thuộc vào bề rộng và độ sâu của các vết lún của bánh xe. Chính vì vậy mà độ trùng của các vết bánh có ý nghĩa quan trọng đối với công tiêu hao cho sự di chuyển của ô tô - máy kéo. Độ biến dạng nhỏ nhất của đất sẽ nhận được khi có độ trùng chính xác của các vết bánh sau và bánh trước.

### **c. Nâng cao chất lượng bám của ô tô - máy kéo**

Trên những mặt đường trơn trượt, tính năng cơ động của xe phụ thuộc rất nhiều vào khả năng bám của các bánh xe chủ động hoặc xích với bề mặt tựa. Vì vậy, để nâng cao chất lượng bám người ta thường phải sử dụng các loại lốp có dạng hoa lốp đặc biệt và những trang bị khác để chống lại sự trượt của các bánh xe (vòng xích mắc vào lốp, đai xích, bánh sắt



phụ, bánh lồng thay bánh lốp v.v.) ; sử dụng những cụm vi sai có ma sát trong lớn ; cụm vi sai tự động gài hoặc gài cứng cưỡng bức thay cho cụm vi sai thông thường và cuối cùng là tạo nên những xe có nhiều cấu chủ động để sử dụng tối đa trọng lượng của xe thành trọng lượng bám.

#### **d. Tạo ra các thông số hình học thích hợp**

Những ô tô-máy kéo có tính năng cơ động cao thường phải làm việc trên những loại địa hình phức tạp, vì vậy chúng cần phải có những thông số hình học về tính năng cơ động để khi di chuyển không bị va quệt vào những chướng ngại vật trên đường.

Để thuận tiện cho việc sử dụng giáo trình, chúng tôi trình bày dưới đây bảng chuyển đổi một số đơn vị chủ yếu dùng trong giáo trình này

**BẢNG CHUYỂN ĐỔI ĐƠN VỊ ĐO**

Đại lượng	Đơn vị hợp pháp (hiệu lực từ 1-1-1987)		Hệ số chuyển đổi giữa đơn vị hợp pháp và đơn vị cũ
	Tên	Ký hiệu	
Tốc độ	Mét trên giây	m/s	1 m/s = 3,6 km/giờ
Tốc độ góc	Radian trên giây	rad/s	
Số vòng quay	Vòng trên phút	vg/ph	
Gia tốc	Mét trên giây bình phương	m/s <sup>2</sup>	
Gia tốc góc	Radian trên giây bình phương	rad/s <sup>2</sup>	
Lực, trọng lượng	Niutơn	N	$1 \text{ N} = \frac{1}{9,81} \text{ kG} \approx 10^{-1} \text{ kG}$ $4 \text{ kN} = 10^3 \text{ N} \approx 10^2 \text{ kG} \approx 0,1 \text{ tấn}$ $1 \text{ MN} = 10^6 \text{ N} \approx 10^5 \text{ kG} \approx 10^2 \text{ tấn}$
Áp suất	Niutơn trên mét vuông	N/m <sup>2</sup>	$1 \text{ N/m}^2 = 1 \text{ Pa} \approx 10^{-5} \text{ kG/cm}^2$ $1 \text{ kN/m}^2 = 1 \text{ kPa} \approx 10^{-2} \text{ kG/cm}^2$ $1 \text{ MN/m}^2 = 1 \text{ MPa} \approx 10 \text{ kG/cm}^2$
Momen quay	Niutơn mét	Nm	$1 \text{ Nm} \approx 10^{-1} \text{ kGm}$
Công	Jun, niutơn mét	J, Nm	$1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} \approx 10^{-1} \text{ kGm}$
Công suất	Oát, jun trên giây	W, J/s	$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} \approx 10^{-1} \text{ kGm/giây}$
Nhiệt độ	Độ Kenvin	°K	$T = t + 273^\circ$ (T- độ Kenvin) (t- độ Xenxiut)
Nhiệt lượng	Jun	J	$1 \text{ J} = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ kcal}$

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Hữu Cẩn, Phạm Minh Thái, Nguyễn Văn Tài, Dư Quốc Thịnh. LÝ THUYẾT ÔTÔ MÁY KÉO. Nhà xuất bản Đại học và THCN. Hà Nội, 1978.
2. Nguyễn Hữu Cẩn, Phan Đình Kiên. THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN ÔTÔ MÁY KÉO. Nhà xuất bản Đại học và THCN. Hà Nội. 1984, 1985, 1987.
3. TCVN 5658 - 1999. ÔTÔ, HỆ THỐNG PHANH. YÊU CẦU AN TOÀN CHUNG VÀ PHƯƠNG PHÁP THỬ. Hà Nội, 1999.
4. TIÊU CHUẨN AN TOÀN KỸ THUẬT VÀ BẢO VỆ MÔI TRƯỜNG CỦA PHƯƠNG TIỆN CƠ GIỚI ĐƯỜNG BỘ. Số tiêu chuẩn 22-TCN 224:2000. Bộ Giao thông vận tải. 25-1-2000.
5. Литвинов А.С. Фаробин Я.Е., АВТОМОБИЛЬ. ТЕОРИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ. Москва, 1989
6. Литвинов А.С. ТЕОРИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. Часть I, II. Москва, 1978.
7. Фаробин Я.Е. ТЕОРИЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА. Москва, 1979.
8. Скотников В.А. и др. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1986.
9. Иларионов В.А. и др. ТЕОРИЯ И КОНСТРУКЦИЯ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1985.
10. Чудаков Е.А. ТЕОРИЯ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1950.
11. Чудаков А.А. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ТРАКТОРА И АВТОМОБИЛЯ. Москва 1962.
12. Львов Е.Д. ТЕОРИЯ ТРАКТОРА, Москва 1960.
13. Гуськов В.В. ТРАКТОРЫ. Часть II. ТЕОРИЯ. Минск, 1977.
14. Иванов В.В. и др. ОСНОВЫ ТЕОРИИ АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА. Москва, 1977.
15. Нгуен Хыу Кан. ОСНОВЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЕЙ (Докторская

- диссертация). Москва, 1981.
16. Машенко А.Ф. и др. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ АВТО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ. Москва, 1972.
  17. Фрумкин А.К. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ И РАСЧЕТЫ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1979.
  18. Гуревич Л.В. Меламуд Р.А. ТОРМОЗНЫЕ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1977.
  19. Литвинов А.С. УПРАВЛЯЕМОСТЬ И УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ. Москва, 1972.
  20. Ротенберг Р.В. ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ И ЕГО КОЛЕБАНИЯ. Москва, 1960.
  21. Фалькевич Б.С., Гольд Б.В. ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ, Москва 1957.
  22. Й. Раймпель. ШАССИ АВТОМОБИЛЯ (перевод с Немецкого). Москва, 1986.
  23. Голомидов А.М. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЕЙ С ПРИВОДОМ НА ПЕРЕДНИЕ КОЛЕСА. Москва, 1986.
  24. SAE HANDBOOK. Volume 2. PARTS AND COMPONENTS, 1994.
  25. SAE HANDBOOK Volume 3. ON-HIGHWAY VEHICLES AND OFF-HIGHWAY MACHINERY, 1994.
  26. James E. Duffy. MODERN AUTOMOTIVE MECHANICS SOUTH HOLLAND, Illinois. Ed. 1985.
  27. JAPAN AUTOMOBILE STANDARDS INTERNATIONALIZATION CENTER. SYSTEMS RELATED TO MOTOR VEHICLE SAFETY AND POLLUTION CONTROL, 1993.
  28. A.J. Coker. AUTOMOBILE ENGINEER'S REFERENCE BOOK. Volume II, 1963.
  29. Robert Bosch GmbH. AUTOMOTIVE HANDBOOK. 2<sup>nd</sup> English Edition, 1986.
  30. J. Maurizot et M. Delannette. LE MECANICIEN D'AUTO-MOBILES. Tome I et III. Paris, 1966.

## MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
Lời nói đầu	3
<i>Chương I.</i> Lực và mômen tác dụng lên ô tô máy kéo trong quá trình chuyển động	5
I. Đường đặc tính tốc độ của động cơ	5
II. Lực kéo tiếp tuyến của ô tô máy kéo	12
III. Lực bám của bánh xe chủ động và hệ số bám	17
IV. Các lực cản chuyển động của ô tô máy kéo	22
<i>Chương II.</i> Động lực học tổng quát của ô tô - máy kéo bánh xe	36
I. Khái niệm về các loại bán kính bánh xe	36
II. Động lực học của bánh xe bị động	40
III. Động lực học của bánh xe chủ động	49
IV. Hệ số cản lăn và các thông số ảnh hưởng đến hệ số cản lăn	52
V. Sự trượt của bánh xe chủ động	54
VI. Xác định phân lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc	57
VII. Xác định phân lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang	64
<i>Chương III.</i> Động lực học của máy kéo xích	69

	<i>Trang</i>
I. Các lực tác dụng lên máy kéo xích	69
II. Phân bố áp suất trên mặt tựa xích	81
<b>Chương IV. Tính toán sức kéo của ô tô</b>	<b>38</b>
I. Sự cân bằng công suất của ô tô	88
II. Cân bằng lực kéo của ô tô	95
III. Nhân tố động lực học của ô tô	101
IV. Đặc tính động lực học của ô tô khi tải trọng thay đổi	118
V. Ảnh hưởng của các thông số cấu tạo ô tô đến đặc tính động lực học	122
VI. Tính toán sức kéo của ô tô	136
VII. Ảnh hưởng của truyền động thủy lực tới chất lượng kéo của ô tô	143
<b>Chương V. Tính toán sức kéo của máy kéo</b>	<b>156</b>
I. Cân bằng công suất của máy kéo	156
II. Chọn tỷ số truyền của hệ thống truyền lực máy kéo	160
III. Lập đường đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo dùng trong nông nghiệp	171
IV. Quá trình khởi hành và gia tốc liên hợp máy kéo	181
<b>Chương VI. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô - máy kéo</b>	<b>186</b>
I. Tính kinh tế nhiên liệu của ô tô	186
II. Tính kinh tế nhiên liệu của máy kéo	201
<b>Chương VII. Tính ổn định của ô tô - máy kéo</b>	<b>203</b>
I. Khái niệm chung về tính ổn định	203
II. Tính ổn định của ô tô-máy kéo bánh xe	204
III. Tính ổn định của máy kéo xích	220

	Trang
<b>Chương VIII. Tính năng dẫn hướng của ô tô - máy kéo</b>	230
I. Động học và động lực học quay vòng của ô tô-máy kéo bánh xe	230
II. Ảnh hưởng của độ đàn hồi của lớp tới tính năng quay vòng của ô tô-máy kéo	236
III. Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng	241
IV. Khái niệm về sự dao động của bánh xe dẫn hướng	248
V. Động học và động lực quay vòng của máy kéo xích	251
VI. Đặc điểm động học và động lực học của các loại cơ cấu quay vòng máy kéo xích	257
<b>Chương IX. Sự phanh ô tô</b>	270
I. Lực phanh sinh ra ở bánh xe	270
II. Điều kiện đảm bảo sự phanh tối ưu	273
III. Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của quá trình phanh	277
IV. Cơ sở lý thuyết về điều hòa lực phanh và chống hãm cứng bánh xe khi phanh	283
V. Giảm độ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế	295
VI. Phanh đoàn xe	303
VII. Phanh ô tô khi không mở ly hợp	304
VIII. Tính ổn định của ô tô trong khi phanh	307
<b>Chương X. Dao động ô tô - máy kéo</b>	312
I. Khái niệm về dao động của ô tô - máy kéo	312

	<i>Trang</i>
II. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô và máy kéo	315
III. Phương trình dao động của ô tô	321
IV. Phương trình dao động của máy kéo	332
<b>Chương XI. Tính năng cơ động của ô tô - máy kéo</b>	<b>336</b>
I. Khái niệm tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	336
II. Các nhân tố ảnh hưởng tới tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	337
III. Các biện pháp nhằm nâng cao tính năng cơ động của ô tô - máy kéo	350
<b>Bảng chuyển đổi các đơn vị đo</b>	<b>353</b>
<b>Tài liệu tham khảo</b>	<b>354</b>



# LÝ THUYẾT Ô TÔ MÁY KÉO

*Đồng tác giả*

*Chịu trách nhiệm xuất bản PGS.TS Tô Đăng Hải*

*Biên tập Phạm Văn Niên*

*Sửa bài Phạm Niên*

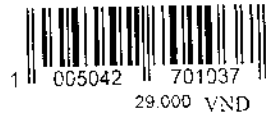
*Vẽ bìa Trần Thăng*

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT  
70 - TRẦN HƯNG ĐẠO, HÀ NỘI

In 800 cuốn khổ 14.5 x 20.5 cm tại Nhà in Đại Học Quốc Gia Hà Nội  
Giấy phép xuất bản số 6 - 523 - 30/12/2004.  
In xong và nộp lưu chiểu tháng 4 năm 2005.



lý thuyết ôtô máy kéo



205100



Giá: 29.000đ