

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

EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

LÝ THUYẾT

ÔTÔ

MÁY KÉO



EBOOKBKMT.COM
Tài liệu kỹ thuật miễn phí

NGUYỄN HỮU CẨN, DƯ QUỐC THỊNH,
PHẠM MINH THÁI, NGUYỄN VĂN TÀI, LÊ THỊ VÀNG
Chủ biên: GS. TSKH NGUYỄN HỮU CẨN

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.

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 ω của trục khuỷu.

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

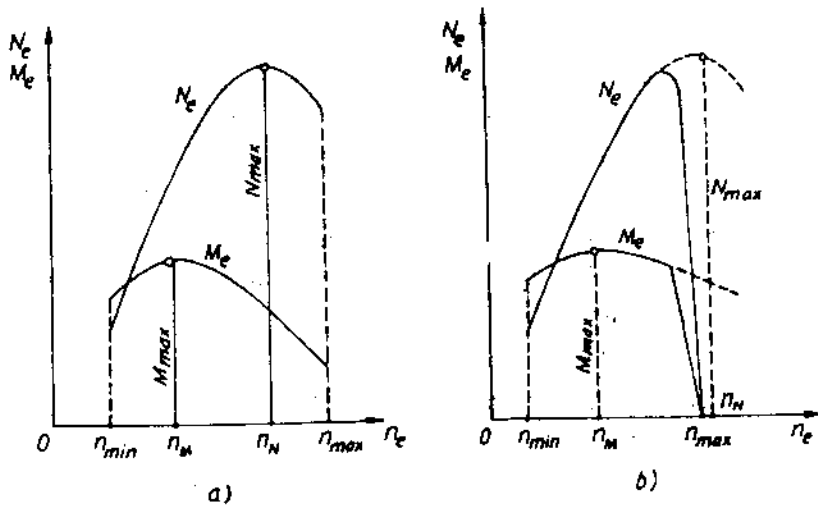
- đường đặc tính tốc độ cục bộ ;
- đường đặc tính tốc độ ngoài, gọi tắt là đường đặc tính ngoài của động cơ.

Đường đặc tính 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.

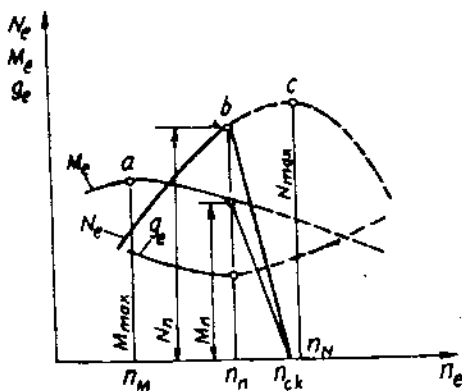
Động cơ diêden được dùng trên ô tô tải, ô tô hành khách và ngày nay dùng cả trên ô tô du lịch. Động cơ diêden dùng trên ô tô được trang bị bộ điều tốc nhị chế hoặc đa chế.

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 α . 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 cân 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 .

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

η_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 :
- η_l - hiệu suất của ly hợp (coi như ≈ 1);
 - η_h - hiệu suất của hộp số và hộp số phụ (nếu có);
 - $\eta_{c,d}$ - hiệu suất của các đấng;
 - η_o - hiệu suất của cầu chủ động;
 - η_c - hiệu suất của truyền lực cuối cùng;
 - η_x - hiệu suất của đai xích (đối với máy kéo xích).

Thường hiệu suất của hệ thống truyền lực η_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 η_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

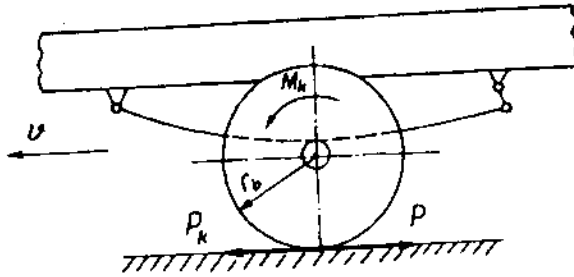
Mômen xoắn ở bánh xe chủ động M_k (khi chuyển động ổn định) được xác định theo công thức sau :

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

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 φ 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_φ .

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

Để dễ hình dung, có thể xem hệ số bám φ 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_{φ} 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_{φ} 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_{φ} là :

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

Ở đây : φ' - 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_{φ} tỷ lệ thuận với hệ số bám φ và trọng lượng bám G_{φ} , mà lực kéo tiếp tuyến cực đại P_{kmax} lại bị giới hạn bởi lực bám P_{φ} (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_{φ} , nghĩa là phải tăng hệ số bám φ hay tăng G_{φ} hoặc cùng tăng cả φ và G_{φ} .

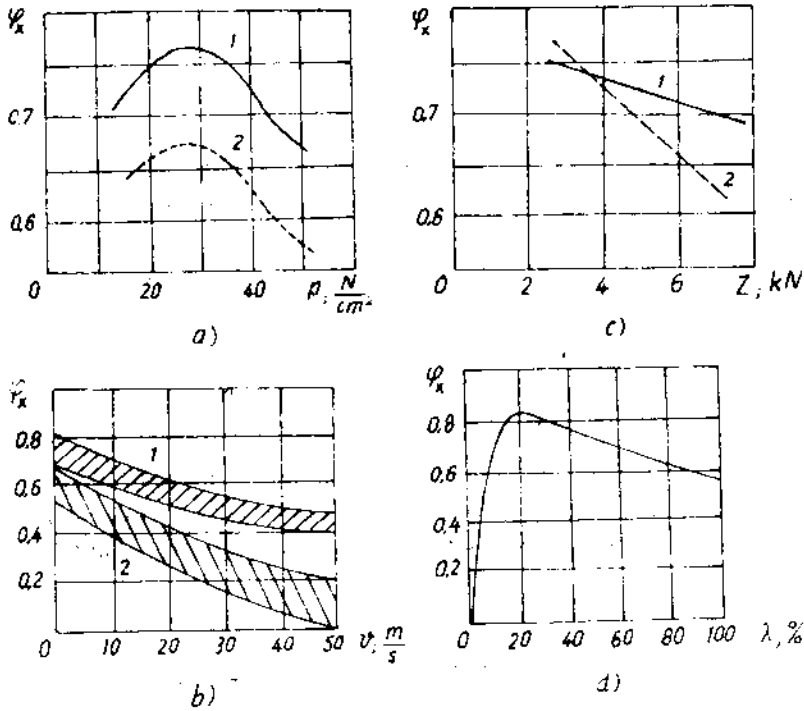
Điều này thể hiện ở ô tô có tính năng cơ động cao. Để tăng lực bám P_{φ} thì ở ô tô này dùng lớp cơ vấu cao nhằm tăng hệ số bám φ và dùng nhiều cầu chủ động để sử dụng toàn bộ trọng lượng của ô tô làm trọng lượng bám. Đối với máy kéo cũng vậy, khi máy kéo bánh xe làm việc trên đồng lầy người ta lắp ở các bán trục chủ động loại bánh xe có vấu cao (có thể là bánh lớp cơ vấu 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 φ 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 φ 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 λ 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 φ 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 φ 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 φ_x . Ngoài ra còn hệ số bám trong mặt phẳng ngang thẳng góc với mặt phẳng dọc, hệ số bám này ký hiệu là φ_y và nó cũng chịu ảnh hưởng của các yếu tố đã nêu trên. Để đơn giản ta gọi φ_x là hệ số bám dọc và φ_y là hệ số bám ngang.

Hệ số bám dọc φ_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_φ phát sinh ở xe sau. Biết được trọng lượng bám ở xe sau là G_φ , ta có thể xác định được hệ số bám φ_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

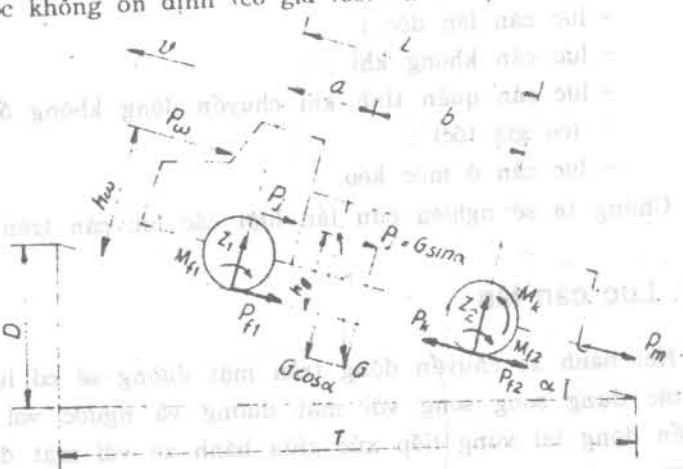
Loại đường và tình trạng mặt đường	Hệ số bám φ_x
Đường nhựa hoặc đường bê tông : - khô và sạch - ướt	0,7 ÷ 0,8 0,35 ÷ 0,45
Đường đất : - pha sét, khô - ướt	0,5 ÷ 0,6 0,2 ÷ 0,4
Đường cát : - khô - ướt	0,2 ÷ 0,3 0,4 ÷ 0,5

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 : α - 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 α 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° có thể xem $i = \tan \alpha = \sin \alpha$ và lúc đó lực cản lên dốc có dạng :

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

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_ψ bằng tổng của lực cản lăn và lực cản lên dốc :

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

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 ψ .

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

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

Hệ số cản tổng cộng ψ 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_g - 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 :

$$P_{\omega} = Wv_o^2 \quad (I-34)$$

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 ;

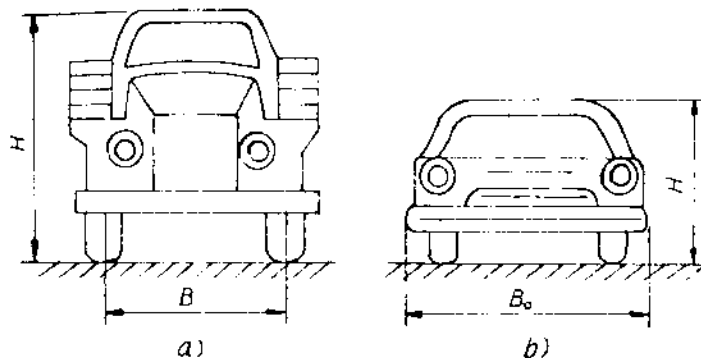
B_o - chiều rộng lớn nhất của ô tô ;

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	$K;$ Ns^2/m^4	$F;$ m^2	$W;$ Ns^2/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 :

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

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 ;

ε_e - gia tốc góc của trục khuỷu động cơ ;

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

ε_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 ;

η_1 - hiệu suất của hệ thống truyền lực ;

η_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 :

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

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

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

Ở đây

ω_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 : δ_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng vận động quay.

Hệ số δ_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 δ_1 và δ_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 ;
- ψ - hệ số cản tổng cộng của đường.

Đối với máy kéo dùng trong nông nghiệp thì lực cản lớn nhất là lúc kéo cây. 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 ²
- 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 toróit 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 lết, 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 ;

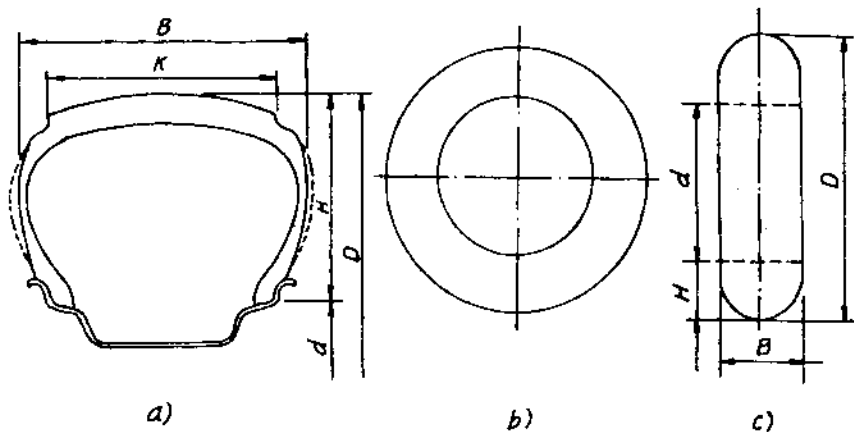
λ - hệ số kể đến sự biến dạng của lớp, được chọn phụ thuộc vào loại lớp :

. 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.

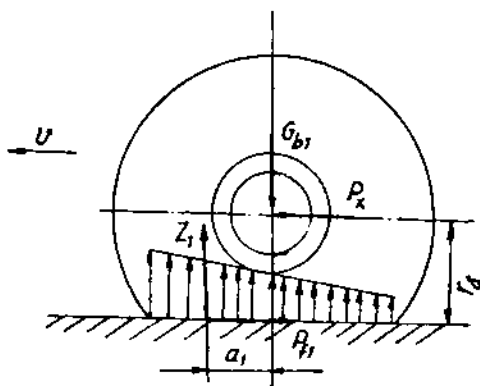
1. Động lực học của bánh xe đàn hồi lăn trên mặt đường cứng

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

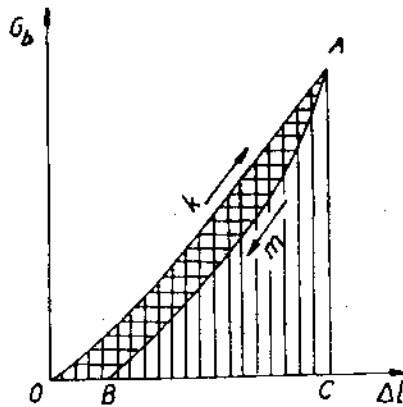


Hình II-2 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng

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 Δl) 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

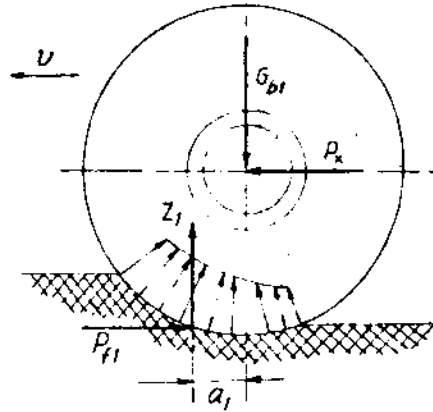
Sơ đồ nghiên cứu biểu thị trên hình II-4.

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.



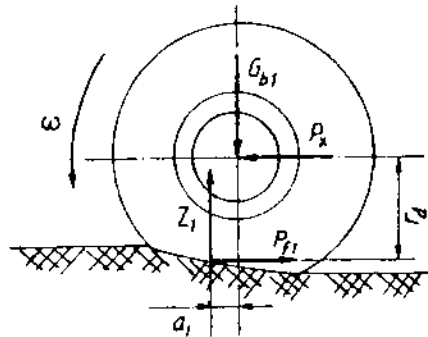
Hình II-4 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe cứng lăn trên đường biến dạng

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 lớp. 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 lớp.

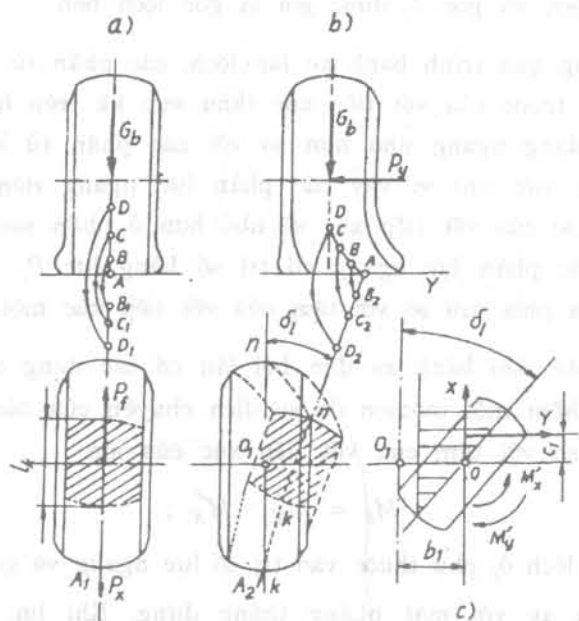


Hình II-8. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

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 lớp 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 δ_1 , đường tâm của vết tiếp xúc trùng với hướng chuyển động cũng làm với mặt phẳng quay của bánh xe một góc δ_1 . Sự lăn của bánh xe như vậy gọi là

sự lăn lệch và góc δ_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 δ_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 δ_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;

δ_1 - góc lệch bên của bánh xe khi lăn;

k_δ - 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).

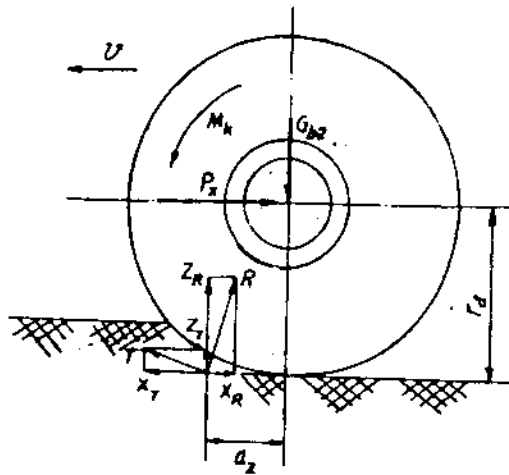
Ở trường hợp này, cả bánh xe và đường đều bị biến dạng nhưng biến dạng của lớp sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 1. Biến dạng của đường sẽ nhỏ hơn so với trường hợp 2. Bánh xe sẽ chịu tác dụng của các lực và mômen sau :

- 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 δ_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 lốp 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

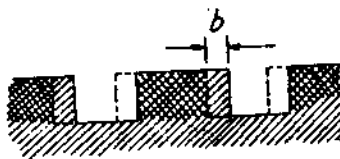
1. Khái niệm về sự trượt của bánh xe chủ động

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 δ 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 :

- δ - 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 $v = 0$;
 $r_b = 0$ 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 δ_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.

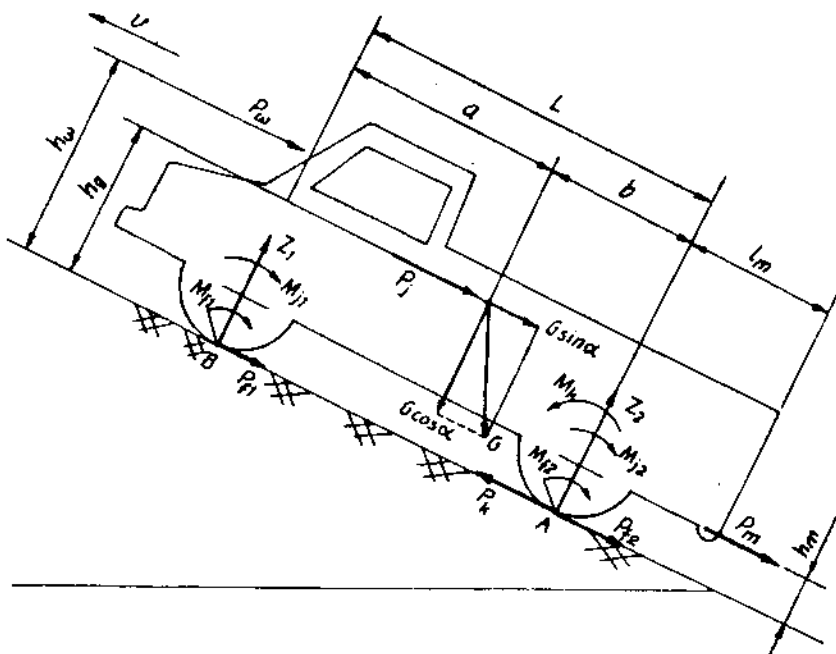
Trong quá trình ô tô-máy kéo chuyển động, các phản lực thẳng góc tác dụng từ đường lên bánh xe luôn thay đổi theo các ngoại lực và mômen tác dụng lên chúng. Trị số của các phản lực này ảnh hưởng đến một số chỉ tiêu kỹ thuật của ô tô-máy kéo như : chất lượng kéo và bám, chất lượng phanh, tính ổn định 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

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

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;

α - 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 :

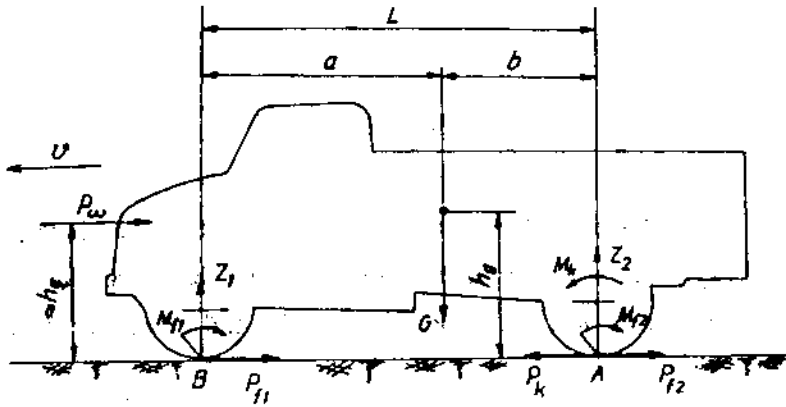
$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G(b - fr_b) - P_w \cdot h_g}{L} \\ Z_2 &= \frac{G(a + fr_b) + P_w \cdot h_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-24})$$

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 phân 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 phân 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 phân 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 phân 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 PHÂN 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 :

- β - 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_{γ} - 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 :

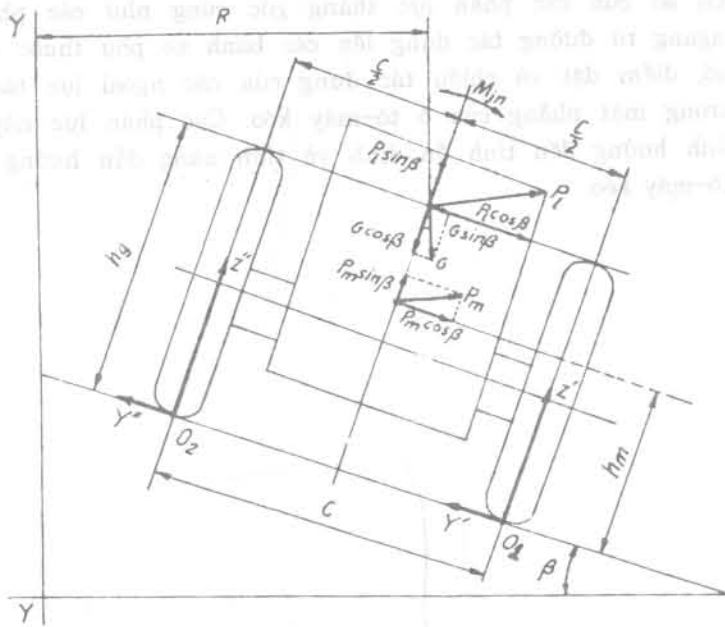
$$Y_2 = Y'_2 + Y''_2 = \frac{Ga \sin\beta + P_l a \cos\beta + P_m (l_m + L) \cos\beta}{L} ; \quad (\text{II-34})$$

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 dải 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;

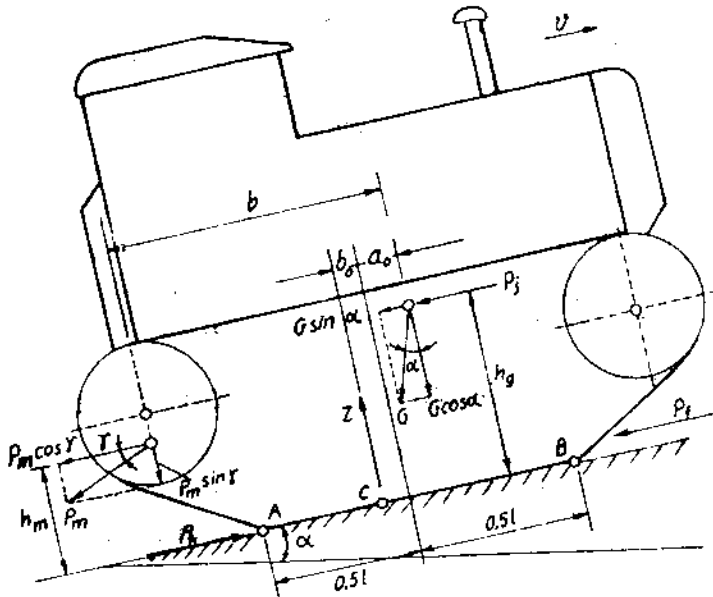
P_m - lực kéo moóc (hoặc máy nông cụ);

- 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 dè 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 ψ_1 (hình III-2), đồng thời khớp 2 cũng quay ngược chiều kim đồng hồ một góc là ψ_1 . Còn khâu B khi chạy quanh bánh sao chủ động cũng quay quanh khớp 3 một góc β .

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 ;

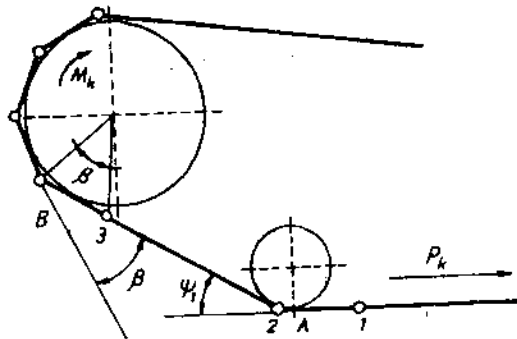
T - lực căng của nhánh xích chủ động : $T = \frac{M_k}{r_l}$;

r_c - bán kính của chốt xích;

ψ_1, β - 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;

δ - 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.

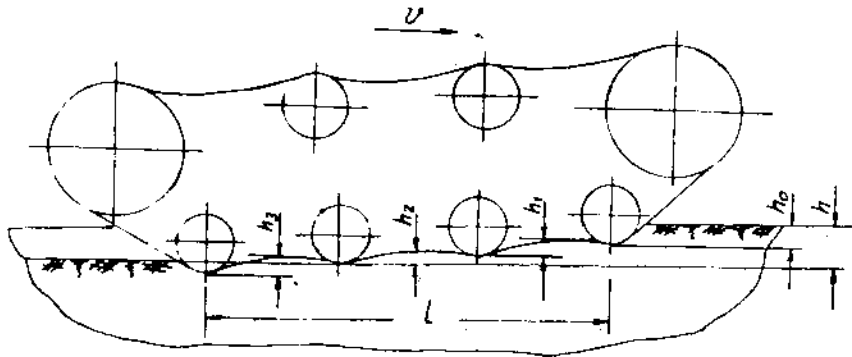
5. Lực cản lăn

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 dạp 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 :

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

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

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 :

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

Trong đó :

l - chiều dài mặt tựa xích;

G - trọng lượng máy kéo. $G = 2pb_l$.

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 :

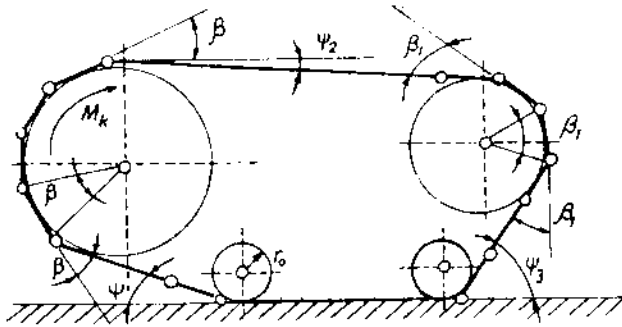
Gọi lực căng ban đầu của dải xích là T_0 . Lực T_0 gây ra mômen cản do ma sát trong các khớp của nhánh xích bị động khi chuyển động. Mômen này khi thu gọn về trục bánh sao được tính như :

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

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 :

$$M_{r2} = \frac{4f_r T_o z r_c}{2\pi} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + Gf_o \frac{r_1}{r_0}; \quad (\text{III-18})$$

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

$$f_2 = \frac{M_{r2}}{r_1 G} = \frac{4f_r T_o z r_c}{2\pi r_1 G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + Gf_o \frac{r_1}{r_1 G r_0};$$

Rút gọn ta có :

$$f_2 = \frac{4f_r T_o r_c}{t G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_o}{r_0} \quad (\text{III-19})$$

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 :

$$f = \frac{G(2+n)}{4E \sqrt[3]{bl^5}} + \frac{4f_r T_o r_c}{t G} (\psi_2 + \beta + \beta_1 + \psi_3) + \frac{f_o}{r_0} \quad (\text{III-20})$$

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 dạp 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 :

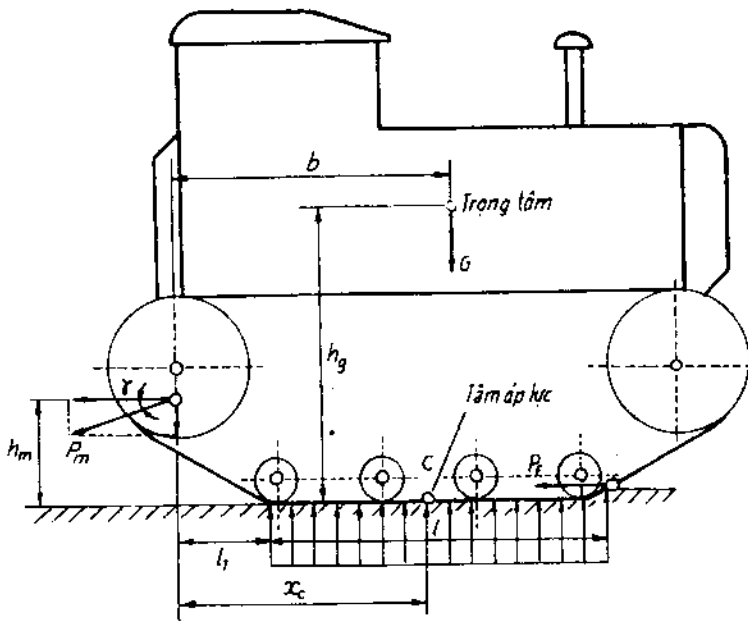
$$a_0 = (0,05 \div 0,08) l ; \quad (\text{III-27})$$

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 :

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

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

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

Nếu coi góc γ rất nhỏ ta có :

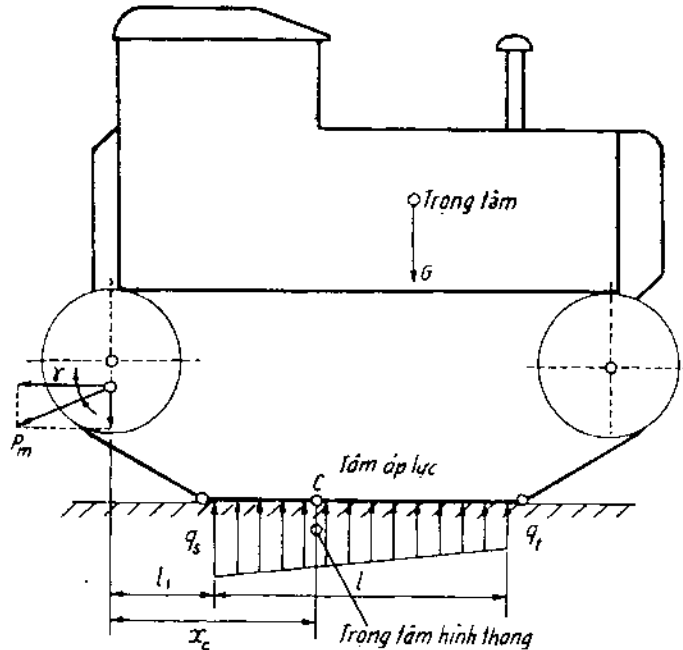
$$a_0 = \frac{P_m h_m}{G} ; \quad (\text{III-30})$$

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 nữa, 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 :

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

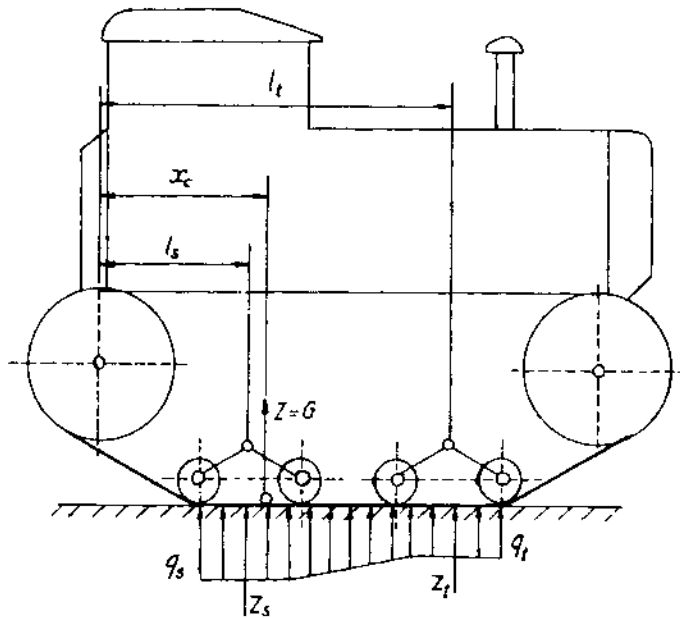
Nhìn vào (III-34) ta thấy :

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

Nếu không thỏa mãn điều kiện (III-35) thì máy kéo sẽ bị hẫng bánh xe đà 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 :

η_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;

α - 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;

δ_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

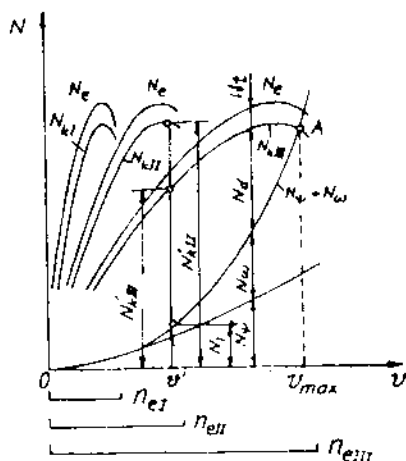
phụ thuộc với vận tốc chuyển động của ô tô hoặc số vòng quay của trục khuỷu động cơ được gọi là đồ thị cân bằng công suất của ô tô (hình IV-1).

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_ψ 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 α cũng không đổi thì đường công suất cản N_ψ 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_ψ 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



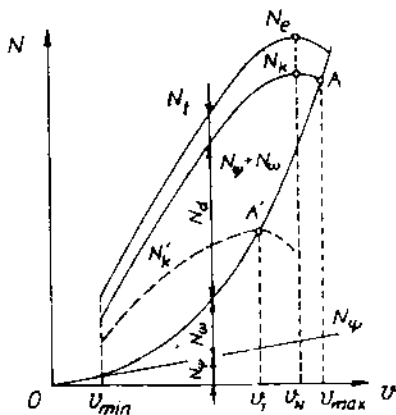
Hình IV-1 Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

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

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 $N_{\psi} + N_{\omega}$ 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 $N_{\psi} + N_{\omega}$ 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 ψ 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_ψ - lực cản tổng cộng của đường;

ψ - 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; $i \approx \operatorname{tg} \alpha$.

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 ψ 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 ψ 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 :

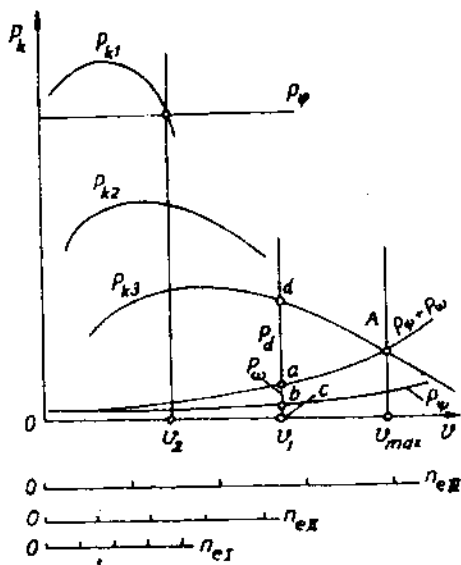
$$\frac{M_e i_t \eta_t}{r_b} = fG + Wv^2 ;$$

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_ψ 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_ψ .

Như vậy, ta được đường cong tổng hợp là tổng số lực cản của mặt đường P_ψ và lực cản không khí P_ω , 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_ψ , tung độ ab là lực cản của không khí P_ω , 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_φ nghĩa là $P_\varphi = f(v)$.

Lực bám P_φ được tính theo công thức :

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

Ở đây :

G_φ - trọng lượng của ô tô phân bố lên cầu chủ động;

φ - hệ số bám của các bánh xe chủ động với mặt đường;

m - hệ số phân bố tải trọng động.

Lực bám P_φ 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_φ (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_φ 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 :

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

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 ψ ($\psi = f \pm i$), 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 ψ_{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_φ - 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 :

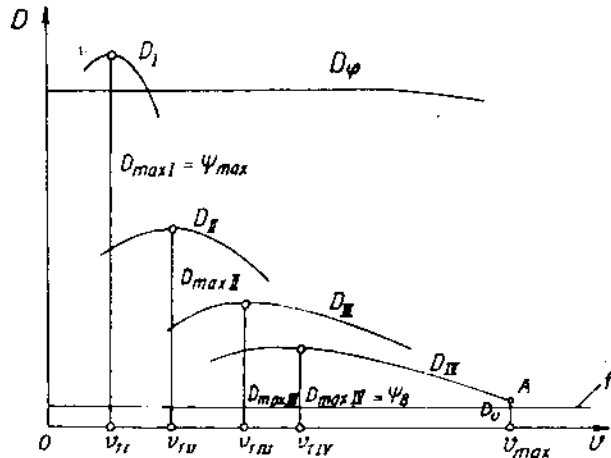
$$D_\varphi \geq D ; \quad (IV-19)$$

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 :

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

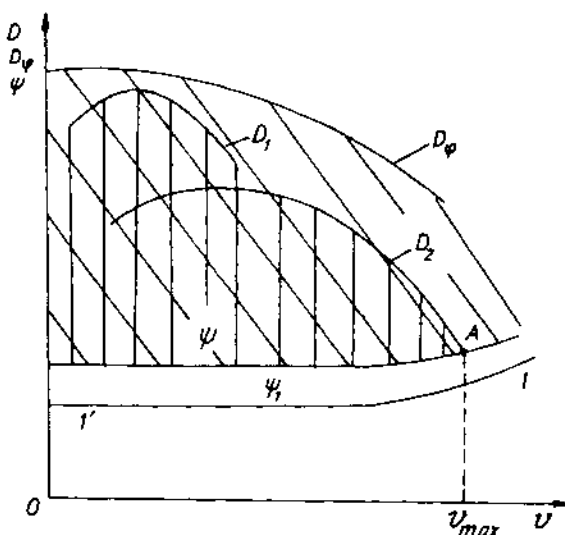
2. Đồ thị nhân tố động lực học

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 φ và hệ số cản tổng cộng ψ 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).

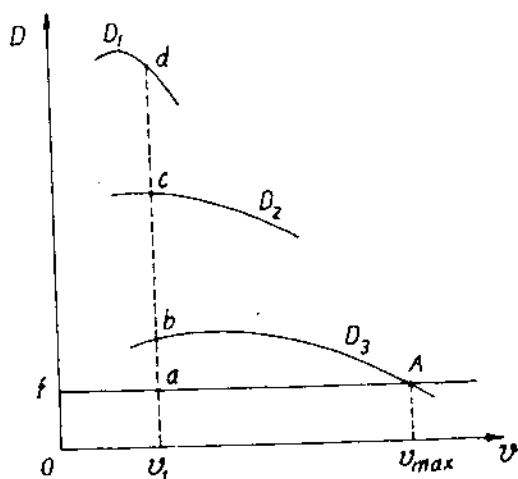
4. Sử dụng đồ thị nhân tố động lực học

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 ψ , (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 ψ_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 ψ 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

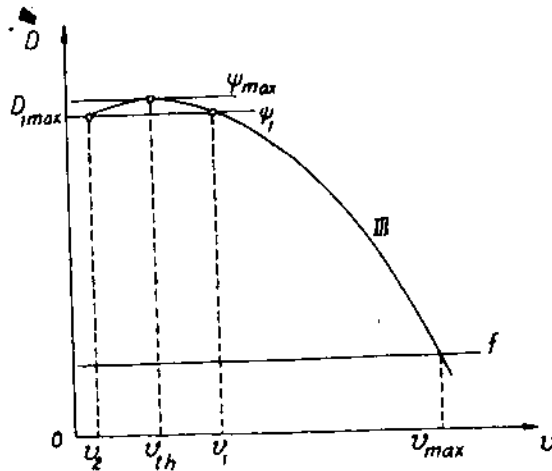
Đúng như đã trình bày ở trên, trong trường hợp ô tô chuyển động đều (ổn định) thì ta có $D = \psi$, nếu biết hệ số cản lăn của loại đường thì ta có thể tìm được độ dốc lớn nhất của đường mà ô tô có thể khắc phục được ở một vận tốc cho trước. Ta có :

$$i_{max} = D - f = \psi - f \quad (IV-21)$$

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.

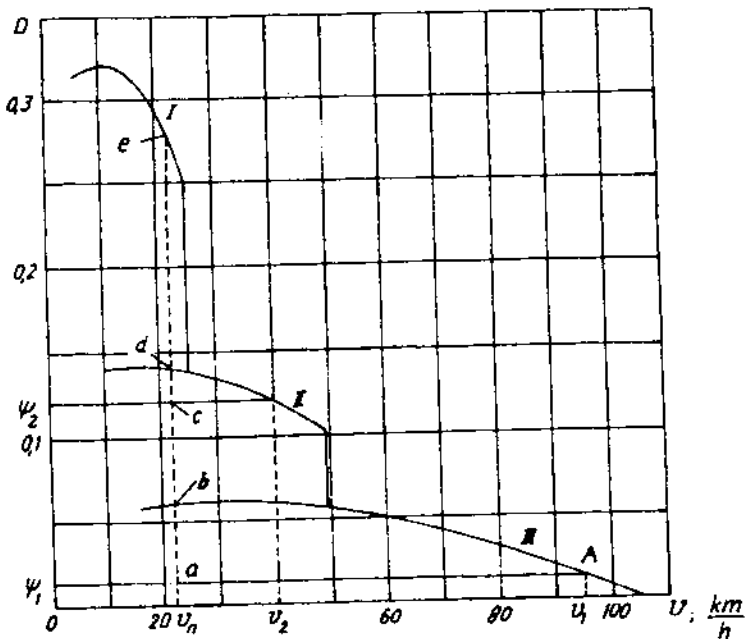
Từ biểu thức (IV-16) khi đã cho trị số của hệ số cản mặt đường ψ , nhân tố động lực học D , ta xác định khả năng tăng tốc của ô tô như sau :

$$D = \psi + \frac{\delta_i}{g} j ;$$

$$\text{Từ đó rút ra : } j = \frac{dv}{dt} = (D - \psi) \frac{g}{\delta_i} ; \quad (\text{IV-23})$$

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 ψ_1 , đường ψ_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



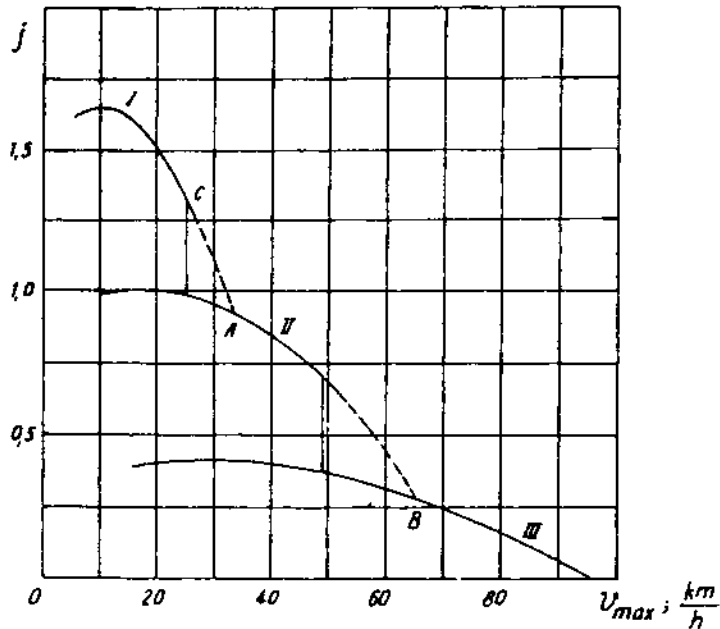
Minh IV-8 Xác định khả năng tăng tốc của ô tô theo đồ thị nhân tố động lực học

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 δ_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 ψ_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

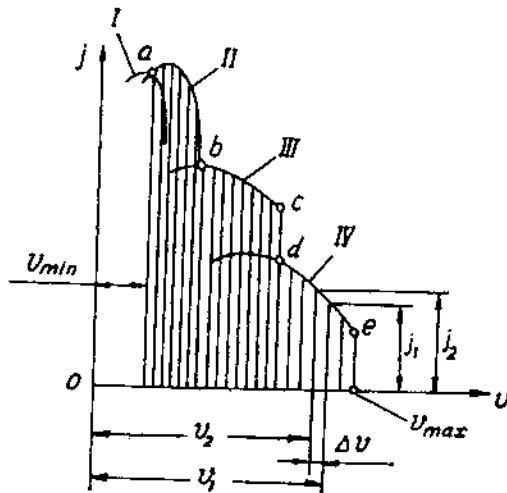
Theo phương pháp trình bày ở trên, ta cho các giá trị khác nhau của vận tốc thì sẽ tìm được các giá trị $D - \psi$ ở từng số truyền khác nhau và thay chúng vào biểu thức (IV-23)

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 δ_i 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

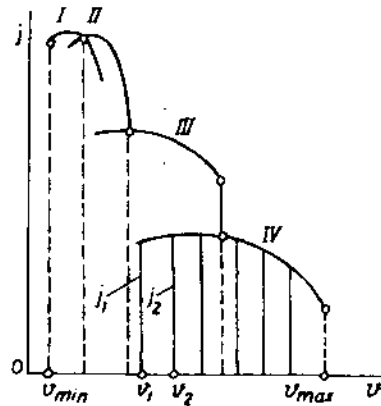
Loại ô tô	Số truyền	Gia tốc lớn nhất j_{max} ; m/s^2	
		Số 1	Số cao
Du lịch		2,5 ÷ 3,5	0,80 ÷ 1,20
Vận tải		1,7 ÷ 2,0	0,25 ÷ 0,50
Ô tô buýt		1,8 ÷ 2,3	0,40 ÷ 0,80
Ô tô kéo móc		1,0 ÷ 1,2	0,20 ÷ 0,50

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 :

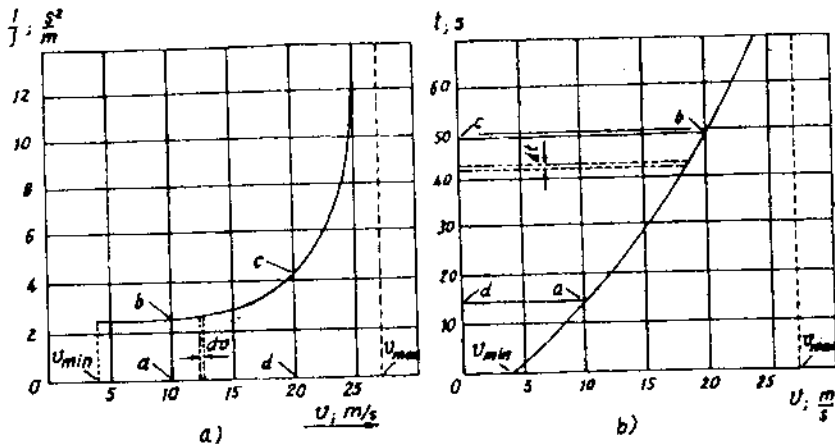
$$dt = \frac{1}{j} dv ;$$

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 v_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).

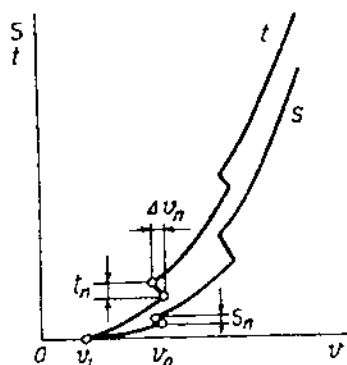
Trong quá trình tính toán và xây dựng đồ thị, ta cần lưu ý rằng :

+ 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 Δv (hình IV-13). Trị số giảm vận tốc chuyển động của ô tô Δv 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

$$\Delta v = \psi g \frac{t_l}{\partial_i} ; \text{ m/s} \quad (\text{IV-25})$$

Ở đây :

Δv - độ giảm vận tốc chuyển động khi chuyển số (m/s);

ψ - hệ số cản tổng cộng của mặt đường;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

t_l - thời gian chuyển số.

Thời gian chuyển số t_l 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 $t_l = 0,5 + 3s$.

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

được ứng với thời gian tăng tốc đó :

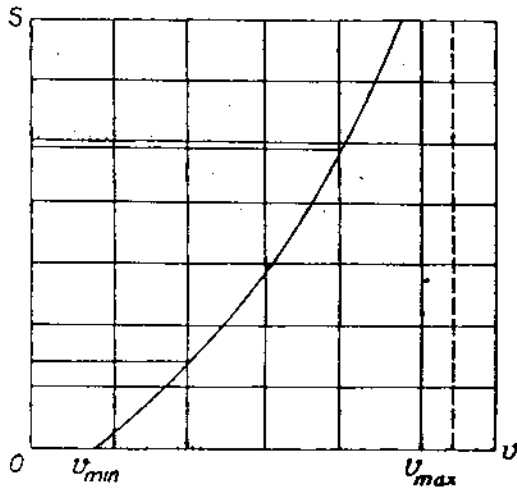
Từ biểu thức $v = dS/dt$, ta suy ra $dS = vdt$.

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 :

$$D_x = D \frac{G}{G_x}, \quad (\text{IV-27})$$

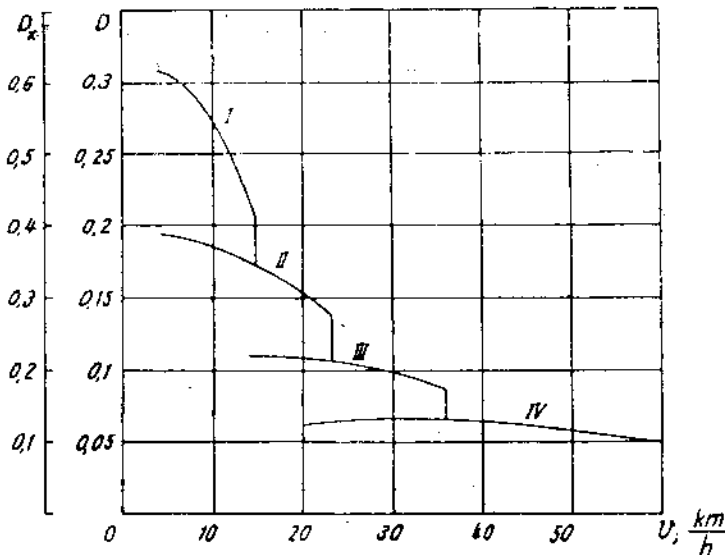
Ở đây :

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;

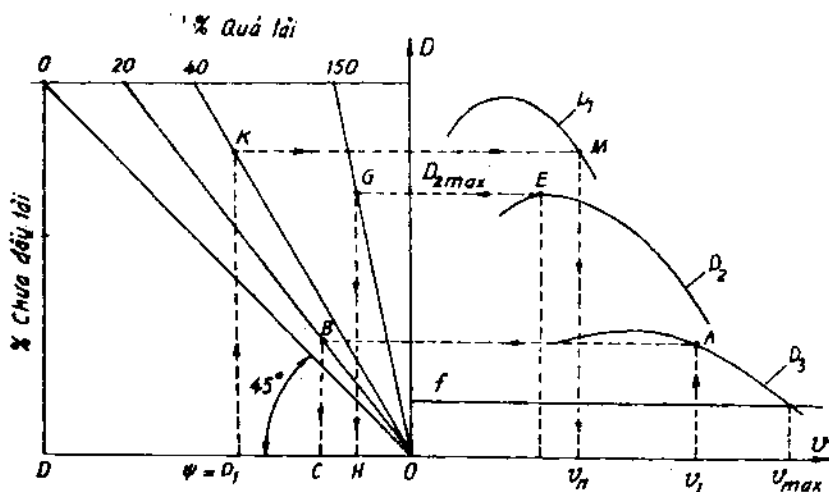
D - nhân tố động lực học của ô tô tương ứng với khi đầy tải.



Hình IV-15 Đồ thị nhân tố động lực học của ô tô, có 4 số truyền khi chuyển động với tải trong đây 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 dây 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 dây 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 dây. Như vậy nếu như ô tô làm việc với những tải trọng bất kỳ, ví dụ bằng 25%, 50%, 75% ... của tải trọng dây 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 α 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 ψ_{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.

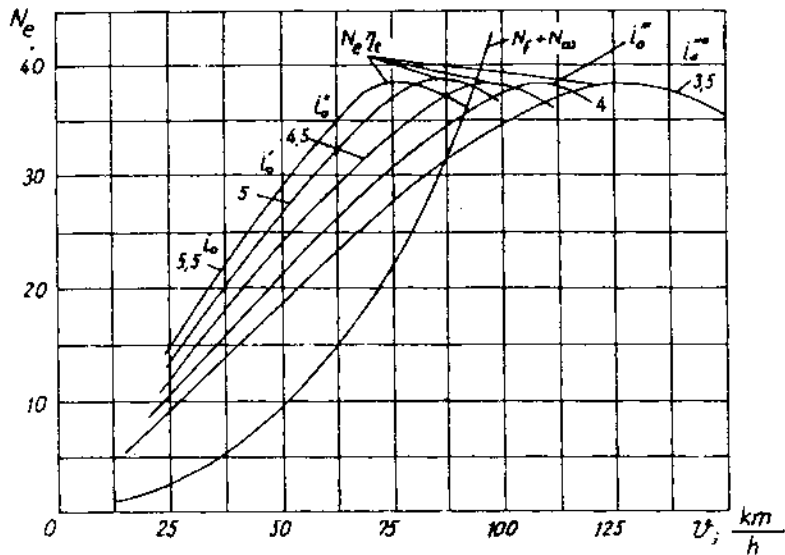
$$v = \frac{2\pi n_c r_b}{60 i_h i_p i_o} ; \text{ m/s}$$

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 cân 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

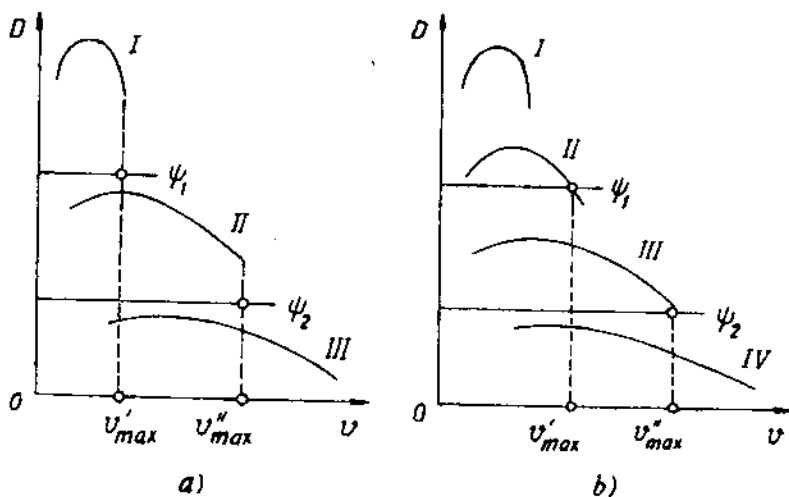
luận rằng : việc giảm tỷ số truyền của truyền lực chính i_o nếu quá trị số i'_o là không có lợi, vì khi đó lượng dự trữ công suất của ô tô và vận tốc lớn nhất của nó đều giảm xuống. Do đó việc chọn tỷ số truyền của truyền lực chính i_o phải đảm bảo sao cho ô tô đạt được vận tốc lớn nhất có thể có. Tuy 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 ψ_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 :

$$i_{hl} \leq \frac{m G \varphi \varphi r_b}{M_{emax} i_o i_{pc} \eta_t} ; \quad (IV-33)$$

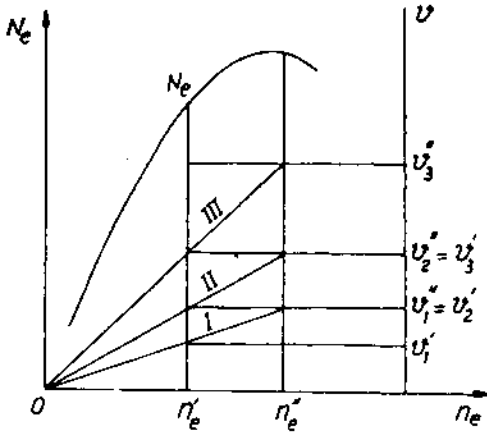
Như vậy khi chọn tỷ số truyền ở số I của hộp số thỏa mãn theo biểu thức (IV-31), chúng ta cần phải kiểm tra chúng theo điều kiện bám phải thỏa mãn biểu thức (IV-33).

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.

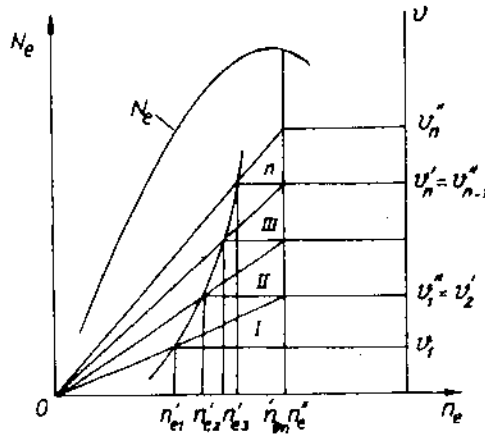
+ Nếu công bội của cấp số $q = 1$ thì số cấp sẽ tăng lên vô hạn và vận tốc trung bình sẽ tăng cũng như hệ số sử dụng tải trọng động cơ sẽ tăng. Vì vậy, xu hướng ngày nay đang được phát triển là sử dụng hộp số vô cấp.

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 ψ 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 ψ 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 ψ 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 η_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_p ,
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 4×2 , 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 4×2). 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 , λ , 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 :

$$i_l = (1,2 + 1,3)i_{hl} ;$$

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;

φ - 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 :

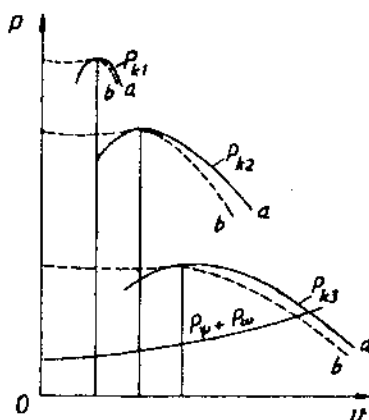
- Điều khiển ô tô nhẹ nhàng;
- Tăng tốc ô tô nhanh chóng và êm dịu;
- Nâng cao chất lượng kéo của ô tô và tính kinh tế nhiên liệu của chúng;
- Nâng cao được tính năng cơ động của ô tô;
- Giảm được tải trọng động lên hệ thống truyền lực của ô tô ...

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- Khí đặt ly hợp ma sát
 b- Khí đặt ly hợp thủy lực.

2. Ảnh hưởng của biến mô thủy lực đến chất lượng kéo của ô tô

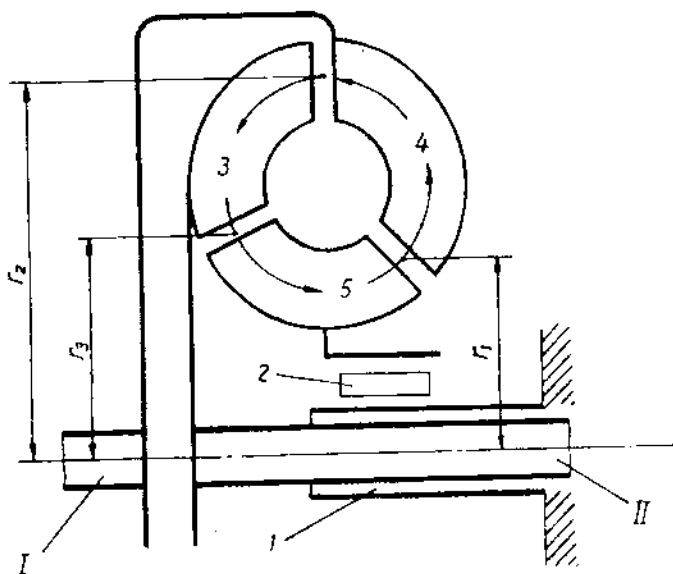
Trong hệ thống truyền lực của ô tô ta thay biến mô thủy lực vào vị trí của ly hợp ma sát và hộp số cơ cấp nhằm thực hiện truyền lực vô cấp.

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 biển mô thủy lực;

N_B - công suất phát ra tại bánh bơm.

Khi biển 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 biển mô trong trường hợp này sẽ là :

$$\eta_h = \frac{n_T}{n_B} ; \quad (IV-58)$$

Ở đây :

η_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 biển mô thủy lực, kích thước của nó, số vòng quay của bánh bơm và chất lỏng được sử dụng trong biển 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 biển mô;

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng chứa trong biển mô thủy lực;

λ_1 - hệ số mômen sơ cấp của biến mô thủy lực

λ_2 - hệ số mômen thứ cấp của biến mô thủy lực

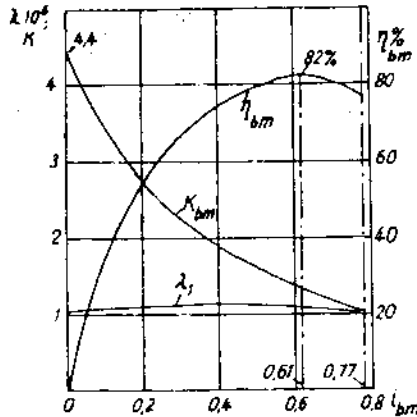
Đối với mỗi loại biến mô thủy lực thì hệ số λ_1, λ_2 có giá trị riêng của nó và được xác định bằng thực nghiệm.

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 λ_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 λ_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 :

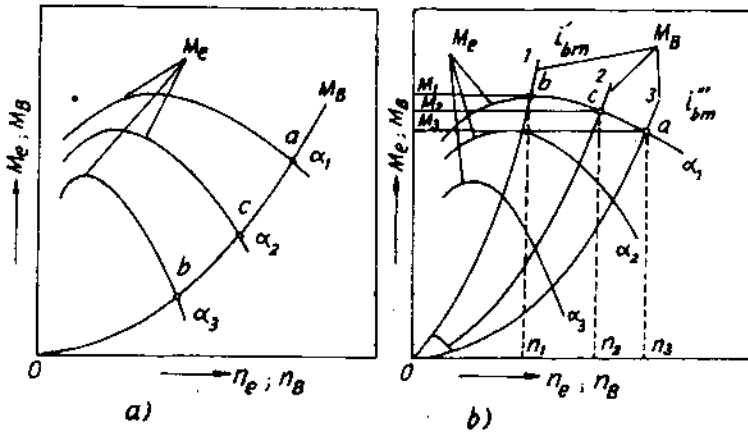
$$M_c = f(n_c) \text{ với } n_c = n_B$$

- 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 λ_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 λ_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

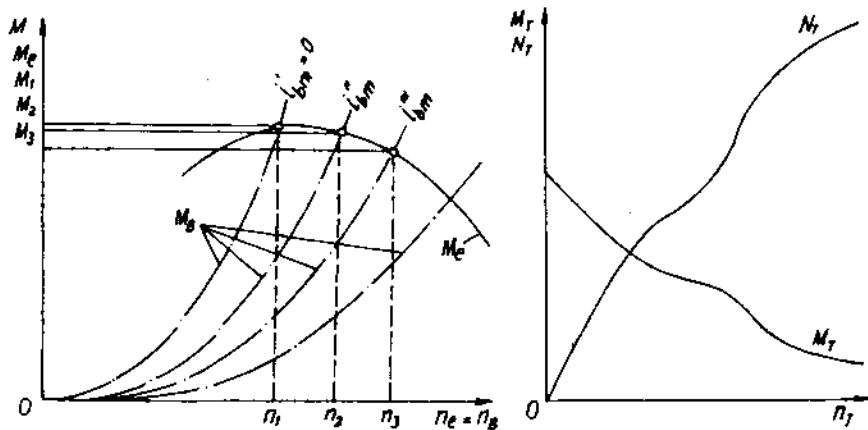
Ví dụ trên đồ thị hình IV-24b, khi động cơ làm việc ở số vòng quay n_1 , ta có mômen tương ứng trên trục bánh bơm là M_1 , ta sẽ xác định được số vòng quay trên trục bánh tuabin là $n_{T1} = n_1 \cdot i_{bm}$; $M_{T1} = M_1 \cdot K_{bm}$; ... $n_{T3} = n_3 \cdot i_{bm}''$, $M_{T3} = M_3 \cdot K_{bm}''$...
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;

η - 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.

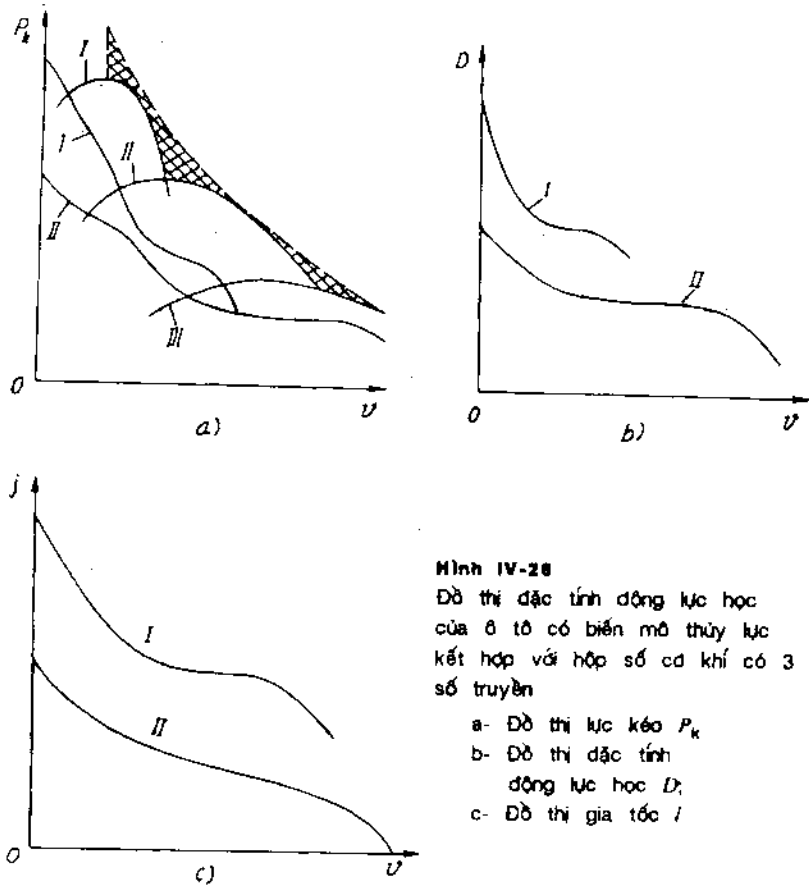
Nếu như hiệu suất của biến mô thủy lực xem như không đổi và bằng hiệu suất của hộp số cơ khí thông thường thì sự thay đổi của lực kéo tiếp tuyến P_k là hàm số của vận tốc $P_k = f(v)$ được biểu thị bằng đường nét đứt trên hình IV-26a.

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 cản 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 :

$$N_e = N_m + N_t + N_r + N_f + N_\delta \quad (V-4)$$

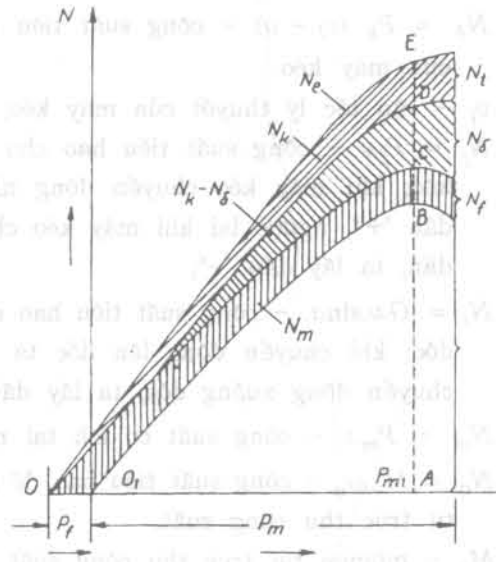
2. Đồ thị cân bằng công suất của máy kéo

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;

η, η_t, η_x - hiệu suất kéo, hiệu suất truyền lực, hiệu suất xích (máy kéo bánh xe $\eta_x = 1$) của máy kéo.

Hiệu suất kéo η 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 :

η_t - hiệu suất truyền lực; η_d - hiệu suất trượt; η_f - hiệu suất cản lăn; η_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 $0,5 \div 0,7$. Hiệu suất kéo của máy kéo xích đạt $0,65 \div 0,80$.

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

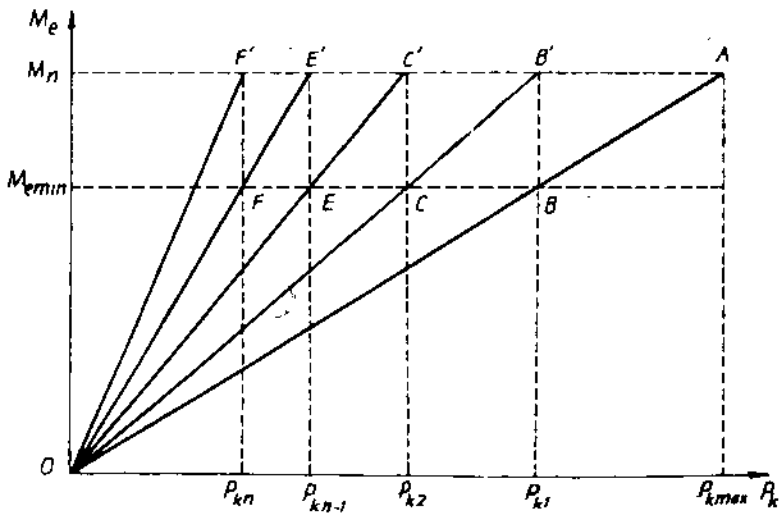
suất của hệ thống xích (nếu là máy kéo xích) cũng không thay đổi thì ta có thể biểu thị công thức (V-8) như sau :

$$M_e = C \frac{P_k}{i_t} \quad (V-9)$$

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 :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{C \frac{P_{k1}}{i_{r2}}}{C \frac{P_{k1}}{i_{r1}}} = \frac{C \frac{P_{k2}}{i_{r3}}}{C \frac{P_{k2}}{i_{r2}}} = \dots = \frac{C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{rn}}}{C \frac{P_{k(n-1)}}{i_{r(n-1)}}};$$

Do đó :

$$\frac{M_n}{M_{emin}} = \frac{i_{r1}}{i_{r2}} = \frac{i_{r2}}{i_{r3}} = \dots = \frac{i_{r(n-1)}}{i_{rn}} = q = \text{const.} \quad (\text{V-11})$$

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).

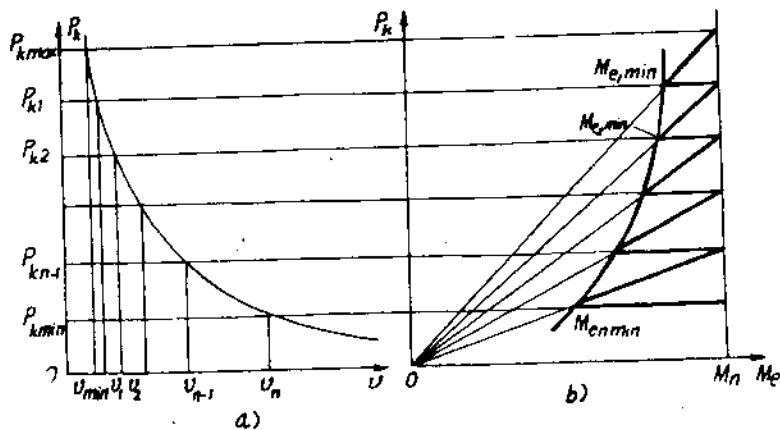
Theo phương pháp này, ta có :

$$P_{kmax} - P_{k1} = P_{k1} - P_{k2} = \dots = P_{k(n-1)} - P_{kn} = d \quad (V-13)$$

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 :

$$\frac{M_n}{C} (i_{r1} - i_{r2}) = \frac{M_n}{C} (i_{r2} - i_{r3}) = \dots = \frac{M_n}{C} (i_{r(n-1)} - i_{rn}) = d = \text{const.} \quad (\text{V-14})$$

Do đó :

$$i_{r1} - i_{r2} = i_{r2} - i_{r3} = \dots = i_{r(n-1)} - i_{rn} = d'$$

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 :

$$i_{r2} = i_{r1} - d'$$

$$i_{r3} = i_{r2} - d' = i_{r1} - 2d'$$

.....

$$i_{rn} = i_{r(n-1)} - d' = i_{r1} - (n-1) d'$$

vậy :
$$d' = \frac{i_{r1} - i_{rn}}{n - 1} \quad (\text{V-16})$$

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

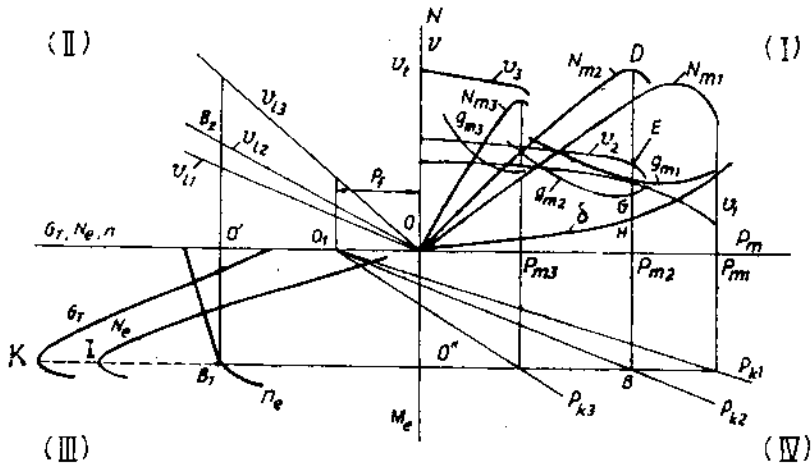
Đường đặc tính kéo của máy kéo biểu thị quan hệ giữa các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cơ bản của máy kéo như lực kéo ở móc kéo, công suất, vận tốc, tiêu hao nhiên liệu và độ trượt của máy kéo ở các số truyền khác nhau.

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 .

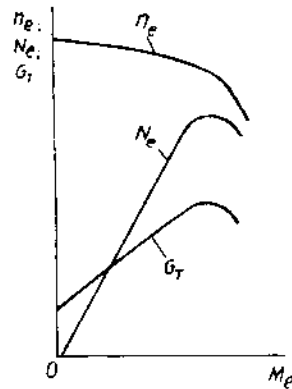
Xây dựng đường đặc tính kéo lý thuyết của máy kéo,

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.

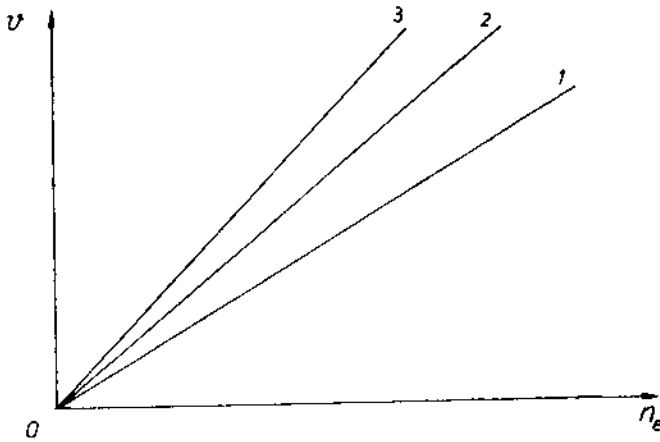
Sau đó ta xây dựng các đường tốc độ chuyển động lý thuyết của máy kéo v_l cho các tỷ số truyền khác nhau của hệ thống truyền lực phụ thuộc vào số vòng quay của trục khuỷu động cơ (hình V-6).

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 :

$$P_m = P_k - P_f = P_k - i$$

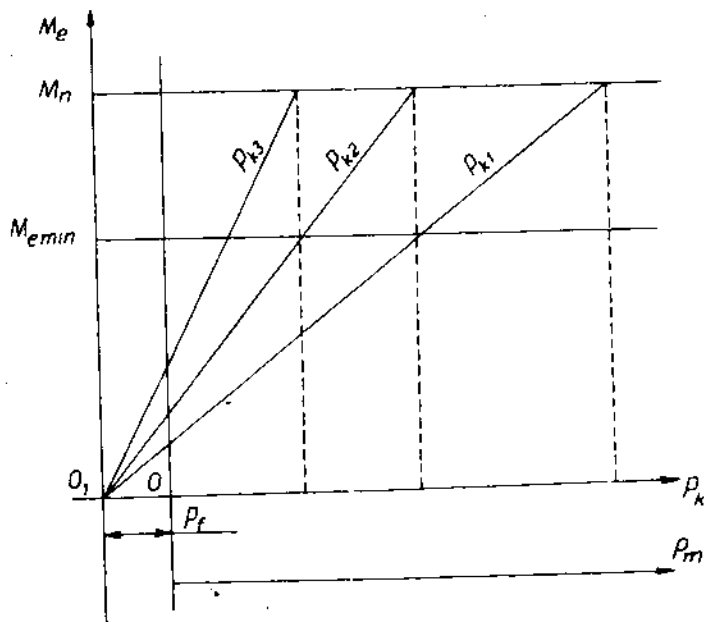
O đây :

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

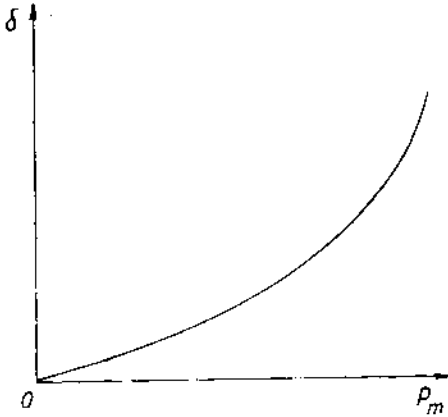


Hình V-7. Đồ thị lực kéo tiếp tuyến của máy kéo có 3 tỷ số truyền phụ thuộc vào mômen xoắn của động cơ

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 δ 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 δ 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;

δ - độ trượt của máy kéo;

η_δ - 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 :

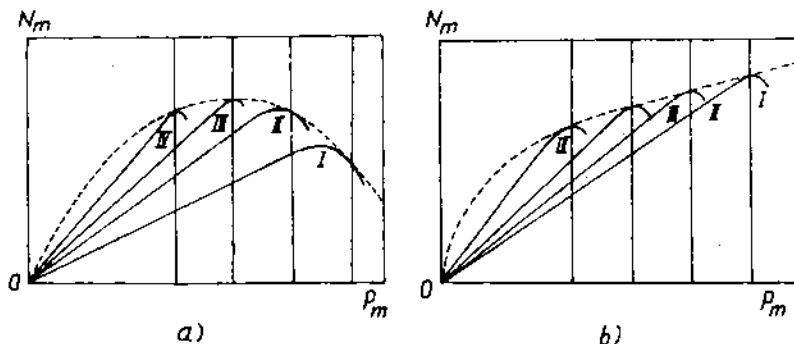
$$g_m = \frac{G_T}{N_m} ; \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad (V-22)$$

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_e tại điểm B_1 , 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_1 kẻ đường song song với trục tung độ cắt đường v_{12} ở góc phần tư thứ (II) tại điểm B_2 .

Như vậy :

- Ở góc phần tư thứ nhất :

Đoạn $P_{m_2}H$ biểu thị độ trượt của máy kéo.

Đoạn $P_{m_2}E$ biểu thị vận tốc thực tế của máy kéo ở số truyền II.

Đoạn $P_{m_2}D$ biểu thị công suất kéo có ích của móc kéo ở số II.

Đoạn $P_{m_2}G$ biểu thị lượng tiêu hao nhiên liệu riêng của móc kéo ở số II.

- Ở góc phần tư thứ hai :

Đoạn $O'B_2$ biểu thị vận tốc lý thuyết của máy kéo ở số II.

- Ở góc phần tư thứ ba :

Đoạn $OO' = O''B_1$ biểu thị số vòng quay của động cơ;

Đoạn $O''I$ biểu thị công suất có ích của động cơ;

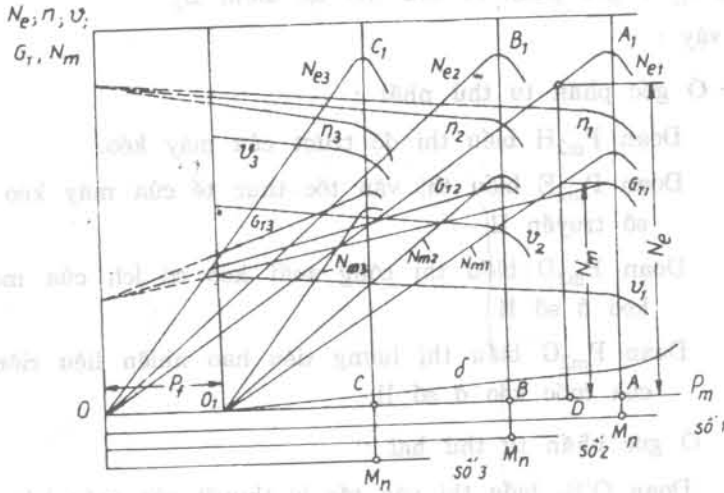
Đoạn $O''K$ biểu thị lượng tiêu hao nhiên liệu của động cơ.

- Ở góc phần tư thứ tư :

Đoạn $OO'' = P_{m_2}B$ 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 :

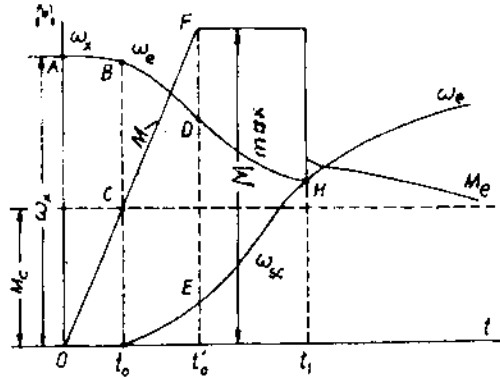
- Khởi động động cơ;
- Mở ly hợp (nếu là ly hợp luôn luôn đóng);
- Gài số;
- Đóng ly hợp từ từ.

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 ω_{sc} của trục sơ cấp của hệ thống truyền

lực tăng dần, còn vận tốc góc của trục khuỷu động cơ ω_e giảm dần tới điểm H là giao điểm của ω_{sc} và ω_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 ω_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;

β - 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 :

$$M_{xc} = M_c + J_{sc} \cdot \varepsilon_{sc} \quad (V-25)$$

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 ;

ε_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 ;

ε_{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 :

ω_e - vận tốc góc của trục khuỷu động cơ ;

β - 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 ω_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.