

TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP
KHOA KỸ THUẬT Ô TÔ VÀ MÁY ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN KỸ THUẬT Ô TÔ



BÀI GIẢNG
HỌC PHẦN LÝ THUYẾT Ô TÔ

*(Dành cho sinh viên chuyên ngành Cơ khí Động lực
và Công nghệ kỹ thuật ô tô)*

Biên soạn: Th.S Nguyễn Khắc Minh

TS. Lê Văn Quỳnh – TS. Nguyễn Khắc Tuấn

THÁI NGUYÊN - NĂM 2017

Bài 1

Mục đích:

Giới thiệu về Đường đặc tính tốc độ của động cơ và Lực kéo tiếp tuyến của ô tô làm cơ sở để tính toán động lực học ô tô.

Nội dung cơ bản:

I. Đường đặc tính tốc độ của động cơ.

1. Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng.
2. Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ diesel.
3. Xây dựng đường đặc tính theo công thức Lây Đéc man.

II. Lực kéo tiếp tuyến của ô tô, máy kéo.

1. Tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.
2. Hiệu suất của hệ thống truyền lực.
3. Mô men xoắn ở bánh xe chủ động và lực kéo tiếp tuyến.

CHƯƠNG I - LỰC VÀ MÔMEN TÁC DỤNG LÊN ÔTÔ - MK

1.1. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TỐC ĐỘ CỦA ĐỘNG CƠ

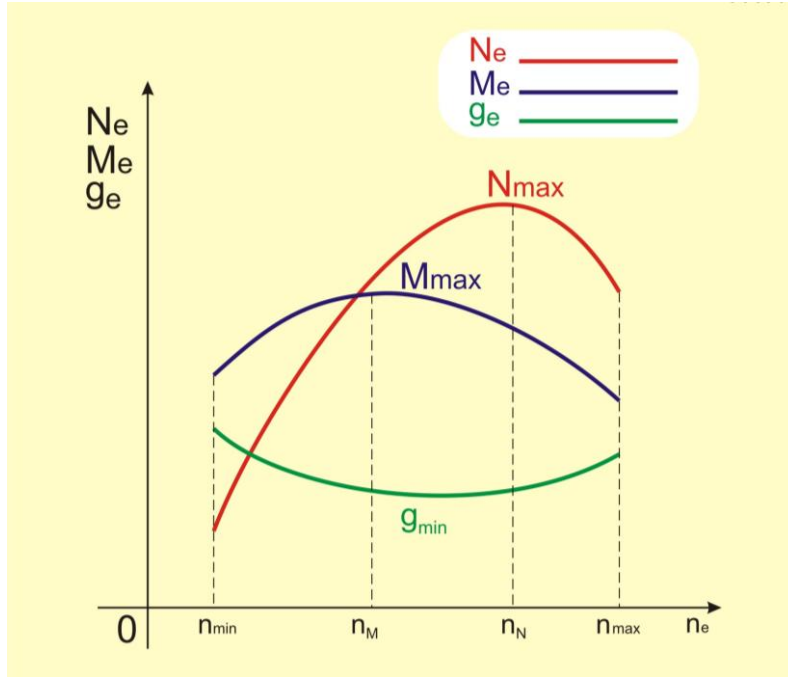
Đường đặc tính tốc độ của động cơ là đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của công suất có ích N_e , mômen xoắn có ích M_e , suất tiêu hao nhiên liệu g_e , lượng tiêu hao nhiên liệu trong một giờ theo tốc độ vòng quay hay tốc độ góc của trục khuỷu. Các đại lượng này nhận được qua các thí nghiệm cho động cơ chạy trên băng thử.

Đường đặc tính tốc độ ngoài (*đường đặc tính ngoài*) ứng với chế độ cung cấp nhiên liệu cực đại (*mở hết bướm ga đối với động cơ xăng hay đẩy thanh răng bơm cao áp đến mức cung cấp nhiên liệu lớn nhất đối với động cơ diesel*). Trong các tính toán tiếp theo ta sử dụng đặc tính này.

Đường đặc tính tốc của động cơ ứng với từng chế độ cung cấp nhiên liệu trung gian ta gọi là đặc tính tốc độ cục bộ (*bộ phận*) của động cơ.

Sau xây dựng được đặc tính tốc độ của động cơ, ta xác định đặc tính kéo, đặc tính động lực học của ô tô.

1. Đường đặc tính ngoài của động cơ xăng



Hình 1.1 Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ xăng

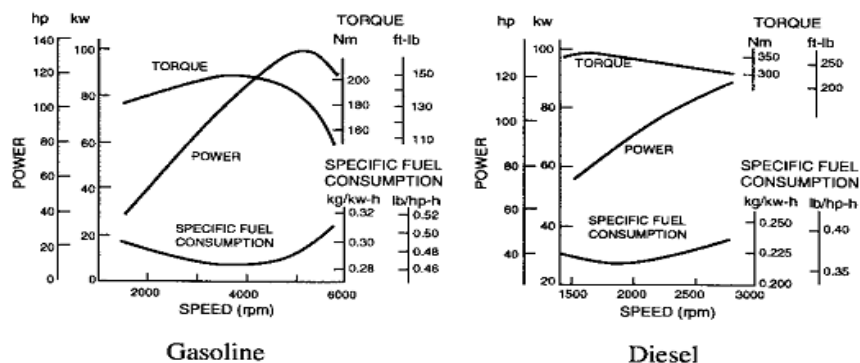
Trên đồ thị ta có một số điểm đặc biệt :

n_{\min} – là số vòng quay nhỏ nhất của trục khuỷu mà động cơ có thể làm việc ổn định ở chế độ toàn tải.

Khi tăng số vòng quay của trục khuỷu động cơ, thì công suất và mômen của động cơ tăng lên. Mômen đạt giá trị cực đại M_{emax} và công suất đạt giá trị cực đại N_{emax} tại các giá trị số vòng quay tương ứng là n_M và n_N .

Giá trị M_{emax}/n_M và N_{emax}/n_N được chỉ dẫn trong đặc tính kỹ thuật của động cơ. Các động cơ nói chung thường làm việc trong khoảng từ n_M đến n_N .

Ví dụ: “ *Aventador LP700-4 - một trong những chiếc xe có khả năng tăng tốc nhanh nhất thế giới. Thời gian tăng tốc từ 0-100 km/h chỉ trong 2,9 giây. Động cơ V12 6,5 lít; cho công suất 700 mã lực tại vòng tua 8.250 vòng/phút và mômen xoắn cực đại 690Nm tại vòng tua 5.500 vòng/phút, tốc độ tối đa 350km/h*”.

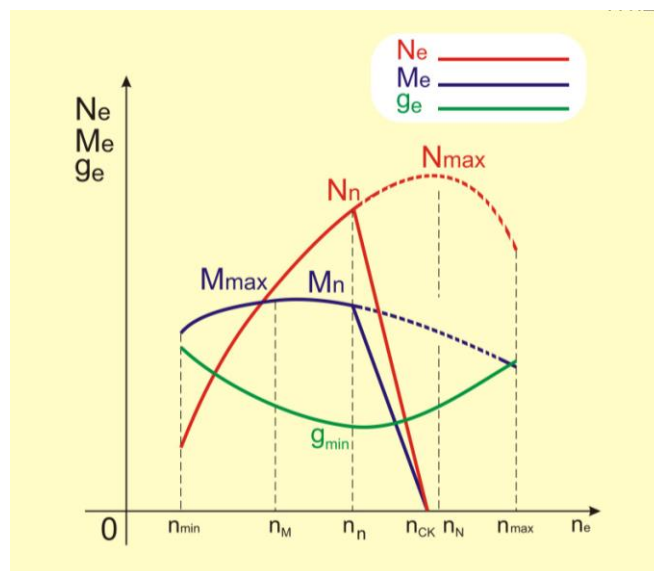


Khi tăng số vòng quay của trục khuỷu ($n_e > n_N$), công suất của động cơ giảm đi giảm vì khi đó quá trình nạp khí vào động cơ kém đi và tổn thất do ma sát tăng lên. Hơn nữa, khi tốc độ của động cơ lớn sẽ phát sinh tải trọng động làm giảm khả năng làm việc cũng như tuổi thọ của các chi tiết trong động cơ.

Trong sản xuất, khi thiết kế động cơ đặt trên ô tô du lịch, số vòng quay của trục khuỷu ứng với tốc độ cực đại của ô tô trên đường bằng, chất lượng mặt đường tốt thường không vượt quá $(10 \div 20)\%$ số vòng quay ứng với công suất lớn nhất $N_{e_{max}}$.

2. Đặc tính tốc độ ngoài của động cơ diesel.

Hầu hết động cơ đặt trên ô tô, máy kéo đều lắp bộ điều. Các bộ điều tốc đa chế độ giữ cho động cơ làm việc ổn định trong vùng tiêu hao nhiên liệu ít nhất, thay đổi chế độ làm việc sao cho suất tiêu hao nhiên liệu là nhỏ nhất.



Hình 1.2 Đồ thị đường đặc tính ngoài của động cơ Diesel

Ở hành trình chạy không, trục khuỷu của động cơ có số vòng quay là n_{ck} . Khi xuất hiện tải trọng thì bộ điều tốc làm việc để tăng lượng nhiên liệu cung cấp cho động cơ, do đó công suất và mô men của động cơ tăng lên, đồng thời số vòng quay của trục khuỷu giảm đi.

Khi thanh răng bơm cao áp dịch chuyển đến vị trí tính toán nào đó tương ứng với điểm tiêu hao nhiên liệu nhỏ nhất thì công suất động cơ đạt đến giá trị lớn nhất - ứng với điểm b trên đồ thị công suất. Công suất lớn nhất của động cơ diesel khi làm việc có bộ điều tốc gọi là công suất định mức của động cơ (N_n), mô men xoắn tương ứng gọi là mô men xoắn định mức (M_n). Số vòng quay của trục khuỷu tương ứng với công suất định mức gọi là số vòng quay định mức (n_n).

Khoảng biến thiên tốc độ từ n_{ck} đến n_n phụ thuộc vào khả năng làm việc và độ không đồng đều của bộ điều tốc.

Các đường đồ thị nằm trong khoảng từ n_n đến n_{ck} được gọi là các đường đồ thị có điều tốc. Còn các đường đồ thị nằm trong khoảng từ n_M đến n_N gọi là đường đồ thị không có điều tốc.

Phạm vi từ n_n đến n_{ck} đồ thị có dạng thẳng.

Đối với đa số động cơ đặt trên máy kéo thường làm việc ở vùng công suất định mức.

Để đánh giá khả năng thích ứng của động cơ đối với sự tăng tải do các ngoại lực tác dụng lên ô tô, máy kéo khi làm việc, người ta đưa ra một chỉ số gọi là chỉ số thích

ứng k .

$$k = \frac{M_{\max}}{M_N} \quad (1.1)$$

Đối với động cơ xăng: $k = 1,1 \div 1,35$

Đối với động cơ diesel không có bộ làm đậm đặc nhiên liệu: $k = 1,1 \div 1,15$

Đối với động cơ diesel có bộ làm đậm đặc nhiên liệu: $k = 1,1 \div 1,25$

3. Xây dựng đường đặc tính tốc độ theo công thức Lây Đéc man.

Khi tính toán ta có thể xây dựng các đường đặc tính tốc độ theo công thức thực nghiệm của Lây Đéc man.

$$N_e = N_{e\max} \left[a \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right] \quad (1.2)$$

Trong đó:

N_e , n_e : công suất có ích và số vòng quay của trục khuỷu động cơ ứng với thời điểm bất kỳ nào đó thuộc đường đồ thị đặc tính ngoài.

N_{\max} , n_N : công suất có ích lớn nhất và số vòng quay của trục khuỷu ứng với công suất đó.

a , b , c - các hệ số thực nghiệm (*Tra phụ lục 1 – tập hướng dẫn Bài tập lớn*).

Nếu biết các hệ số a , b , c ứng với một loại động cơ cụ thể, cho các giá trị n_e khác nhau, ta xác định được công suất N_e tương ứng dựa vào công thức 1.2. Từ đó ta vẽ được đồ thị $N_e = f(n_e)$.

Nếu có N_e , n_e ta xác định được mô men M_e của động cơ qua công thức sau:

$$M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e} \quad (1.3)$$

Hay
$$M_e = 1000 \cdot \frac{N_e}{n_e} \quad (1.4)$$

Trong đó: M_e - mô men xoắn của trục khuỷu động cơ (N.m).

N_e - công suất của động cơ (Kw).

n_e - số vòng quay của trục khuỷu (v/ph).

Ta lập được bảng số liệu sau:

n_e	n_{e1}	n_{e2}	n_{ei}	n_{emax}
N_e	N_{e1}	N_{e2}	N_{ei}	N_e
M_e	M_{e1}	M_{e2}	M_{ei}	M_e

Nếu có N_e , M_e tương ứng n_e ta vẽ được các đường đồ thị tốc độ:

$$N_e = f(n_e); \quad M_e = f'(n_e).$$

Biết được $N_e = f(n_e)$, $M_e = f'(n_e)$ ta xác định được tính chất động học, động lực học của ô tô, máy kéo.

1.2. LỰC KÉO TIẾP TUYẾN CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO

1. Tỉ số truyền của hệ thống truyền lực.

Khả năng thích ứng với sự quá tải về mô men xoắn của động cơ nằm trong giới hạn nhỏ. Để đáp ứng sự thay đổi lớn của tải trọng, trên ô tô bố trí hệ thống truyền lực có tỉ số truyền thay đổi.

$$i_i = \frac{n_e}{n_b} = \frac{\omega_e}{\omega_b} \quad (1.5)$$

n_e , ω_e : số vòng quay, tốc độ góc của trục khuỷu động cơ.

n_b , ω_b : số vòng quay và tốc độ góc của bánh xe chủ động.

Tỉ số truyền của hệ thống truyền lực có thể tính theo công thức:

$$i_t = i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \quad (1.6)$$

Tỉ số truyền bằng tích số của các tỉ số truyền của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực.

i_h : tỉ số truyền của hộp số chính.

i_p : tỉ số truyền của hộp số phụ.

i_0 : tỉ số truyền của truyền lực chính

i_c : tỉ số truyền của truyền lực cuối cùng.

Hộp số chính của ô tô có nhiều cấp. Hộp số phụ thường chỉ bố trí hai cấp.

Tùy theo vị trí cần gạt điều khiển của hộp số chính, phụ ta có các tỉ số truyền khác nhau.

2. Hiệu suất của hệ thống truyền lực.

Trong quá trình ô tô làm việc, công suất của động cơ truyền đến bánh xe chủ động sẽ bị tổn thất do ma sát của các chi tiết trong hệ thống truyền lực cũng như tổn thất do chuyển động của các chi tiết do khuấy dầu.

Gọi công suất truyền đến bánh xe chủ động là N_K :

$$N_K = N_e - N_t \quad (1.7)$$

Trong đó:

N_t : công suất tiêu hao do ma sát, quá trình khuấy dầu trong hệ thống truyền lực.

Gọi η_t là hiệu suất của hệ thống truyền lực thì η_t là tỉ số giữa công suất truyền tới bánh xe chủ động N_K với công suất có ích của động cơ N_e

$$\eta_t = \frac{N_K}{N_e} = \frac{N_e - N_t}{N_e} = 1 - \frac{N_t}{N_e} \quad (1.8)$$

η_t phụ thuộc nhiều yếu tố: chế độ của tải trọng, tốc độ chuyển động, chất lượng chế tạo các chi tiết của động cơ, độ nhớt của dầu bôi trơn,...

η_t có thể tính bằng tích số của các hiệu suất của các cụm chi tiết trong hệ thống truyền lực:

$$\eta_t = \eta_l \cdot \eta_h \cdot \eta_{cd} \cdot \eta_o \cdot \eta_c \quad (1.9)$$

Trong đó:

η_l : hiệu suất của bộ ly hợp

η_h : hiệu suất của các hộp số

η_{cd} : hiệu suất của truyền động các đăng

η_o : hiệu suất của truyền lực chính

η_c : hiệu suất của truyền lực cuối cùng

Khi tính toán hiệu suất η_t thường được xác định bằng thực nghiệm:

Xe du lịch: $\eta_t = 0,93$

Xe tải truyền lực chính một cấp: $\eta_t = 0,89$



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ:

1. Trình bày đường đặc tính tốc độ của động cơ?
2. Phân tích Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ xăng?
3. Phân tích Đường đặc tính tốc độ ngoài của động cơ điêzen?
4. Phương pháp xây dựng đường đặc tính theo công thức Lây Đéc man?
5. Xác định tỉ số truyền và hiệu suất của hệ thống truyền lực?
6. Xác định mô men xoắn và lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động?

Bài 2

Mục đích:

Giới thiệu về Lực bám của bánh xe chủ động với mặt đường và các lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động.

Nội dung cơ bản:

1. Lực bám của bánh xe chủ động và hệ số bám
2. Lực cản chuyển động ô tô - máy kéo.
3. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám
4. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô - máy kéo.

1.3. LỰC BẮM CỦA BÁNH XE CHỦ ĐỘNG VÀ HỆ SỐ BẮM

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

Để cho ô tô có thể chuyển động được thì ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường phải có độ bám nhất định. Độ bám được đặc trưng bằng một đại lượng gọi là hệ số bám - ký hiệu φ . Nếu độ bám thấp thì bánh xe có thể bị trượt quay khi tiếp nhận mô men xoắn M_K . Khi đó ô tô, máy kéo không thể chuyển động về phía trước được.

Điều này thường xảy ra khi ô tô, máy kéo chuyển động trên các đoạn đường lầy lội có độ trơn trượt lớn, mặt đường có độ bám thấp.

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 và mặt đường, với tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động đó. Ta gọi tải trọng thẳng đứng là trọng lượng bám - ký hiệu G_φ .

$$\varphi = \frac{P_{K \max}}{G_\varphi} \quad (1.13)$$

Một cách gần đúng có thể hình dung hệ số bám tương tự hệ số ma sát giữa các vật thể cơ học chuyển động tương đối với nhau. Tuy nhiên, ở bánh xe ô tô, máy kéo ngoài quá trình ma sát thông thường còn xuất hiện quá trình tác động của các vấu bám của bánh xe tác dụng lên mặt đường.

Lực kéo tiếp tuyến xác định theo công thức (1.11), (1.12) chỉ là tính đến khả năng kéo của động cơ. Nhưng lực kéo này có được sử dụng hết hay không còn phụ thuộc khả năng bám giữa bánh xe với mặt đường.

Từ công thức 1.13 có thể xác định được lực kéo tiếp tuyến cực đại sinh ra theo điều kiện bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường:

$$P_{K \max} = \varphi \cdot G_{\varphi} \quad (1.14)$$

Ta gọi Z là phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động thì:

$$Z = G_{\varphi}$$

Ta gọi P_{φ} là lực bám ta có công thức tính:

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_{\varphi} = \varphi \cdot Z \quad (1.15)$$

Điều kiện để bánh xe chủ động không bị trượt quay, và có thể tiếp nhận đầy đủ lực kéo tiếp tuyến P_K để đưa ô tô chuyển động về phía trước là lực kéo tiếp tuyến cực đại $P_{K \max}$ phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám P_{φ} :

$$P_{K \max} \leq P_{\varphi} \Rightarrow \frac{M_{K \max}}{r_b} \leq \varphi \cdot Z \quad (1.16)$$

Trong đó:

$M_{K \max}$ là mô men xoắn cực đại ở bánh xe chủ động.

Nhận xét:

Từ công thức 1.15 ta thấy lực bám P_{φ} tỉ lệ thuận với hệ số bám φ và trọng lượng bám G_{φ} . Lực kéo tiếp tuyến lớn nhất bị giới hạn bởi lực bám P_{φ} . Do đó để sử dụng hết lực kéo $P_{K \max}$ từ động cơ truyền xuống, thắng các lực cản chuyển động thì cần thiết phải tăng lực bám P_{φ} bằng cách tăng hệ số bám φ , tăng trọng lượng bám G_{φ} .

Đối với máy kéo làm việc trên cánh đồng ruộng, ngập nước người ta lắp trên các cầu chủ động những bánh lốp có vấu cao hoặc lắp kèm với bánh lốp các bánh phụ có vấu thép hoặc lắp hẳn thêm một bộ bánh lồng bằng thép.

Ngoài ra, để tăng hệ số bám còn có thể lắp thêm các trọng lượng phụ hay bơm thêm nước vào bánh xe chủ động để tăng trọng lượng bám (G_{φ}). ở một số máy kéo người ta cũng dùng hai cầu chủ động để sử dụng toàn bộ trọng lượng của máy kéo

2. Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám.

Hệ số bám phụ thuộc vào nhiều yếu tố:

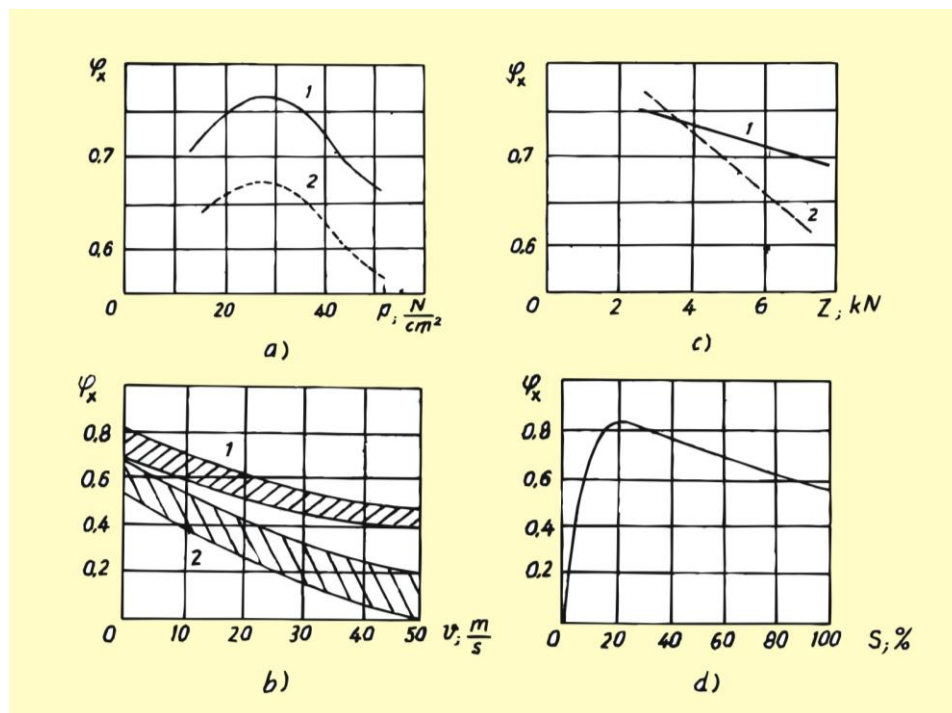
Vật liệu của đường, vật liệu bánh xe. Trạng thái của đường (khô, ướt,...), mặt đường phẳng, nhẵn, nhám.

Kết cấu của bầu vám.

Phụ thuộc vào các điều kiện sử dụng khác (tải trọng tác dụng lên bánh xe, áp suất trong lớp, tốc độ chuyển động của xe, độ trượt giữa bánh xe chủ động với mặt đường,...).

Áp suất: Khi tăng áp suất (p) ở trong lớp thì ban đầu hệ số bám φ tăng lên đạt một giá trị nào đó thì dần dần lại giảm xuống. Giá trị áp suất ở trong lớp mà tại đó giá trị số bám φ đạt lớn nhất chính là áp suất khuyến nên dùng với từng loại lớp.

Vận tốc: Vận tốc chuyển động của xe tăng lên thì hệ số bám giảm đi từ từ. Khi đường ướt thì ảnh hưởng của áp suất, vận tốc, tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe đối với hệ số bám càng lớn.



Hình 1.4 Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám

1. Đường khô; 2. Đường ướt

(a) áp suất trong lớp; (b) vận tốc chuyển động của ô tô; (c) tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe; (d) độ trượt giữa bánh chủ động và đường

Khái niệm hệ số bám nói ở trên là tương ứng với hệ số bám xác định trong mặt phẳng dọc, tức là trong mặt phẳng chuyển động của bánh xe, kí hiệu là φ_x . Ngoài ra còn có hệ số bám trong mặt phẳng nằm ngang thẳng góc với mặt phẳng dọc, gọi là hệ số bám ngang, kí hiệu φ_y .

Để tính φ_x thường dùng các phương pháp khác nhau. Đơn giản nhất là dùng một xe trước kéo xe sau qua lực kế, khi đó xe sau được phanh cứng hoàn toàn. Qua lực

kể ta biết được lực bám P_φ của xe sau. Nếu biết trọng lượng bám ở xe sau là G_φ ta có

$$\text{thể xác định hệ số bám } \varphi_x : \quad \varphi_x = \frac{P_\varphi}{G_\varphi} \quad (1.17)$$

Trong tính toán ta thường sử dụng hệ số bám trung bình, phụ thuộc vào loại đường theo bảng.

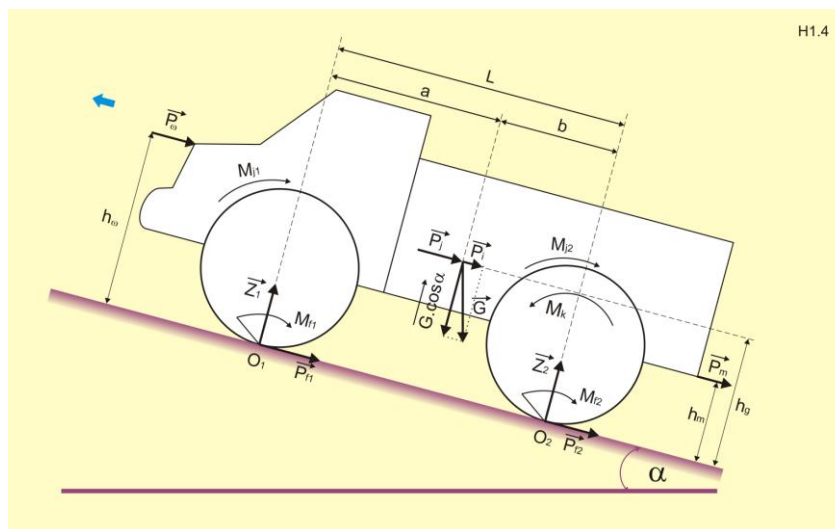
Loại đường và tình trạng mặt đường	Hệ số bám φ_x
Đường nhựa hoặc đường bê tông: - khô và sạch	0,7 - 0,8
- ướt	0,35 - 0,45
Đường đất: - pha sét, khô	0,5 - 0,6
- ướt	0,2 - 0,4
Đường cát: - khô	0,2 - 0,3
- ướt	0,4 - 0,5

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 liên quan chặt chẽ đến tính chất động học và động lực học của ô tô - máy kéo, đến hiệu quả phanh và độ ổn định của ô tô khi phanh, đến tính năng dẫn hướng,... Điều này đặc biệt quan trọng đối với các loại xe có tốc độ cao.

1.4. LỰC CẢN CHUYỂN ĐỘNG ÔTÔ - MÁY KÉO

1. Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô - máy kéo.

Khi ô tô - máy kéo chuyển động thường xuất hiện các lực cản sau:



Hình 1.5 Lực và mômen tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát

Lực cản lăn P_f ; Lực cản lên dốc P_i ; Lực cản không khí P_w ;

Lực cản quán tính P_j ; Lực cản móc kéo P_m ;

Trên sơ đồ ta có :

G - trọng lượng toàn bộ của xe

P_k - lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động.

P_{f1} - lực cản lăn ở bánh xe bị động

P_{f2} - lực cản lăn ở bánh xe chủ động

M_{f1} - mô men cản lăn ở bánh xe bị động

M_{f2} - mô men cản lăn ở bánh xe chủ động

P_w - lực cản không khí.

P_j - lực cản quán tính khi xe chuyển động.

P_m - lực cản ở móc kéo (khi ô tô kéo moóc).

Z_1, Z_2 - lực pháp tuyến của mặt đường tác dụng lên bánh xe bị động và chủ động.

2. Lực cản lăn.

Khi bánh xe chuyển động trên mặt đường sẽ xuất hiện lực cản lăn tác dụng song song với mặt đường và ngược chiều với chiều chuyển động của ô tô tại vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường. Lực cản lăn phát sinh là do có sự biến dạng của lốp và đường, do ma sát ở bề mặt tiếp xúc giữa lốp và đường.

Ta có thể coi lực cản lăn là ngoại lực tác dụng lên bánh xe từ phía đường khi xe chuyển động và có thể tính theo công thức:

$$P_f = P_{f1} + P_{f2} \quad (1.18)$$

Trong đó:

$$P_{f1} = Z_1 \cdot f_1 \quad P_{f2} = Z_2 \cdot f_2 \quad (1.19)$$

f_1, f_2 : hệ số cản lăn ở bánh xe bị động và bánh xe chủ động.

Trong tính toán ta có thể coi $f_1 = f_2 = f$

$$\text{Khi đó: } P_f = (Z_1 + Z_2) \cdot f = G \cdot f \cdot \cos\alpha \quad (1.20)$$

trong đó α là góc nghiêng của mặt đường.

Khi ô tô - máy kéo chuyển động trên đường nằm ngang ta có:

$$P_f = G \cdot f \quad (1.21)$$

Hệ số cản lăn phụ thuộc vào tốc độ của xe, chất lượng loại đường. Trong phạm vi tốc độ $v < 80$ km/h (22,5 m/s) hệ số f có giá trị như sau:

Loại đường	Hệ số cản lăn f	Loại đường	Hệ số cản lăn f
Đường nhựa tốt	0,015 - 0,018	Đường đất khô	0,025 - 0,035
Đường bê tông	0,012 - 0,015	Đường đất ướt	0,050 - 0,150
Đường rải đá	0,023 - 0,030	Đường cát	0,10 - 0,30

3. Lực cản lên dốc.

Khi ô tô - máy kéo chuyển động trên mặt đường dốc trọng lượng của ô tô - máy kéo sẽ được phân tích thành hai thành phần:

$G \cdot \cos\alpha$ - tác dụng vuông góc với mặt đường.

$G \cdot \sin\alpha$ - tác dụng song song với mặt đường.

$G \cdot \cos\alpha$ gây nên các phản lực Z_1, Z_2 ở các bánh xe, sinh ra các lực cản lăn P_{f1}, P_{f2} ở các bánh xe trước và sau.

$G \cdot \sin\alpha$ có hướng ngược với chiều chuyển động của ô tô, cản trở sự chuyển động của ô tô - máy kéo khi lên dốc gọi là lực cản lên dốc P_i

$$P_i = G \cdot \sin\alpha \quad (1.22)$$

Mức độ dốc của mặt đường có thể thể hiện qua góc dốc α hoặc độ dốc i :

$$i = \frac{D}{T} = \operatorname{tg}\alpha \quad (1.23)$$

D và T là các kích thước của đường dốc.

Khi ô tô - máy kéo xuống dốc thì P_i có cùng chiều với chiều chuyển động của xe, lúc đó P_i đóng vai trò hỗ trợ cho chuyển động của xe. Như vậy khi xe lên dốc P_i mang dấu (+) và khi xuống dốc P_i mang dấu (-).

Từ các biểu thức (1.21), (1.22), (1.23) ta có thể tính lực cản tổng cộng khi ô tô - máy kéo chuyển động trên đường dốc:

$$P_\psi = P_f \pm P_i = G \cdot f \cdot \cos\alpha \pm G \cdot \sin\alpha = G \cdot (f \cdot \cos\alpha \pm \sin\alpha) \approx G \cdot (f \pm i) = G \cdot \psi \quad (1.24)$$

$\psi = f \pm i$ (1.24) hệ số cản tổng cộng khi ô tô - máy kéo chuyển động lên dốc.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

Câu hỏi thảo luận:

1. Phân tích bản chất của lực bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường?
2. Phân tích Hệ số bám của bánh xe chủ động với mặt đường?
3. Phân tích Các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám?
4. Trình bày sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô - máy kéo?
5. Bản chất và cách xác định lực cản lăn?

Bài 3

Mục đích:

Giới thiệu về các thành phần lực cản khi ô tô chuyển động và điều kiện cần và đủ để ô tô có thể chuyển động được

Nội dung cơ bản:

1. Lực cản không khí.
2. Lực quán tính của ô tô - máy kéo.
3. Lực cản của moóc kéo.
4. Điều kiện để cho ô tô - máy kéo có thể chuyển động.

4. Lực cản không khí.

Khi ô tô - máy kéo chuyển động trong môi trường không khí sẽ gây nên sự dịch chuyển các phần tử không khí bao quanh, tạo ra ma sát giữa không khí với các bề mặt của vỏ ô tô, đồng thời làm xuất hiện các dòng khí xoáy ở phần sau của xe. Do đó sẽ phát sinh ra lực cản từ phía không khí đối với chuyển động của ô tô - máy kéo. Ta kí hiệu lực cản này là P_{ω} . Lực này đặt ở tâm của diện tích cản chính diện của ô tô - máy kéo, cách mặt đường một khoảng h_{ω} và có thể tính như sau:

$$P_{\omega} = K.F.v_0^2 \quad (1.25)$$

Trong đó:

K - hệ số cản của không khí, phụ thuộc vào hình dạng, chất lượng bề mặt của ô tô, mật độ không khí (Ns^2/m^4).

v_0 - vận tốc tương đối giữa ô tô và không khí (m/s).

F - diện tích cản chính diện của ô tô - máy kéo - diện tích hình chiếu (m^2) của ô tô - máy kéo lên mặt phẳng vuông góc với trục dọc của chúng.

Hệ số cản không khí K của ô tô - máy kéo thay đổi trong phạm vi rất rộng tùy theo dạng khí động học của chúng. Ô tô vận tải và máy kéo thường có dạng khí động học không tốt lắm nhưng chúng chuyển động ở tốc độ thấp nên lực cản không khí có thể bỏ qua. Các ô tô du lịch, nhất là xe có tốc độ cao, xe đua thường được thiết kế với dạng khí động học hoàn hảo để giảm lực cản của không khí.

Tốc độ chuyển động tương đối giữa ô tô và không khí:

$$v_0 = v_a \pm v_g \quad (1.26)$$

v_a - vận tốc của ô tô.

v_g - vận tốc của gió.

Dấu (+) khi chiều chuyển động của ô tô và gió ngược nhau.

Dấu (-) khi ô tô chuyển động cùng chiều gió.

Tích số $K.F$ gọi là nhân tố cản không khí và được kí hiệu W :

$$W = K.F \quad (1.27)$$

Từ đó ta tính được P_w :

$$P_w = W. v_0^2 \quad (1.28)$$

Việc xác định thật chính xác diện tích cản chính diện (F) gặp nhiều khó khăn vì thế trong thực tế người ta thường sử dụng các công thức gần đúng:

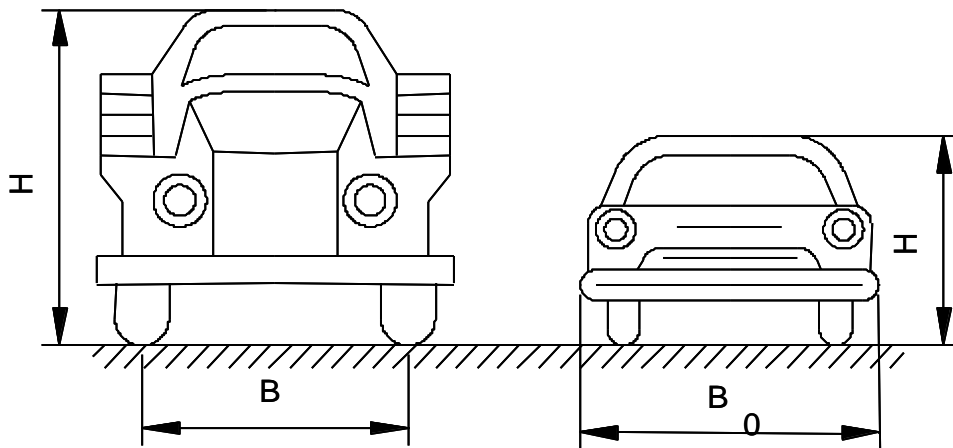
$$\text{Ô tô vận tải} \quad F = B \cdot H \quad (1.30)$$

$$\text{Ô tô du lịch} \quad F = 0,8 \cdot B_0 \cdot H \quad (1.31)$$

B_0 : chiều rộng lớn nhất của ô tô;

H : chiều cao lớn nhất của ô tô;

B : chiều rộng cơ sở của ô tô.



Hình 1.6 Sơ đồ xác định diện tích cản chính diện của ô tô.

Diện tích cản chính diện (F) và nhân tố cản không khí (W) được chọn theo các giá trị sau:

Loại xe	$K (Ns^2/m^4)$	$F (m^2)$	$W (Ns^2/m^2)$
Ô tô du lịch: - vỏ kín	0,20 - 0,35	1,6 - 2,8	0,3 - 0,9
- vỏ hở	0,40 - 0,50	1,5 - 2,0	0,6 - 1,0
Ô tô vận tải	0,60 - 0,70	3,0 - 5,0	1,8 - 3,5
Ô tô chở khách	0,25 - 0,40	4,5 - 6,5	1,0 - 2,6
Ô tô đua	0,13 - 0,15	1,0 - 1,3	0,13 - 0,18

5. Lực quán tính của ô tô - máy kéo.

Khi ô tô - máy kéo chuyển động không ổn định, chuyển động có gia tốc xuất hiện trong trường hợp xe tăng hay giảm tốc độ. Khi đó sẽ xuất hiện lực quán tính P_j . Gồm hai thành phần:

Lực quán tính P'_j do gia tốc của khối lượng chuyển động tịnh tiến gây ra.

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

Như vậy P_j tác dụng lên ô tô - máy kéo khi chuyển động sẽ được tính như sau:

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

5. Lực cản của moóc kéo.

Khi ô tô - máy kéo có kéo moóc theo phương nằm ngang thì lực cản của moóc kéo (P_m) được xác định như sau:

$$P_m = n \cdot Q \cdot \psi \quad (1.32)$$

Q - tải trọng toàn bộ của một moóc n - số lượng rơ moóc được kéo sau ô tô hoặc máy kéo.

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

Để cho ô tô - 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 lực bám giữa bánh xe với mặt đường.

$$P_f \pm P_i + P_{\omega} \pm P_j + P_m \leq P_k \leq P_{\phi} \quad (1.33)$$



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Phân tích bản chất và cách xác định lực cản không khí?
2. Phân tích lực quán tính của ô tô - máy kéo?
3. Điều kiện để cho ô tô - máy kéo có thể chuyển động?

Tài liệu tham khảo chương 1

1. Chapter 1 – Mechanic of pneumatic tires; Theory of ground vehicle, J.Y. Wong 4nd edition, John Willey and sons, Inc. ,
2. Chapter 3 – Performance characteristics of road vehicle; Theory of ground vehicle, J.Y. Wong 4th ed edition, John Willey and sons, Inc. , 2008

Bài 3

Mục đích:

Giúp sinh viên nắm được khái niệm về các loại bán kính bánh xe; Các phản lực của đường tác dụng lên bánh xe khi lăn trên các loại đường khác nhau làm cơ sở cho việc tính toán động học, động lực học và tính ổn định của ô tô, máy kéo.

Nội dung

I. Khái niệm về các loại bán kính bánh xe, ký hiệu của lớp.

1. Các loại bán kính bánh xe.

II. Ký hiệu của lớp.

Các phản lực của đường tác dụng lên bánh xe

1. Sự lăn của bánh xe khi không có lực ngang tác dụng.

2. Sự lăn của bánh xe khi có lực ngang tác dụng.

CHƯƠNG II. ĐỘNG LỰC HỌC TỔNG QUÁT CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO.

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

1. Các loại bán kính bánh xe.

a. Bán kính thiết kế: Là bán kính được xác định theo kích thước tiêu chuẩn, và được tính theo công thức:

$$r_0 = (B + d/2).25,4 \quad (2.1)$$

B – bề rộng của lớp (inch).

d - Đường kính vành bánh xe (inch).

b. Bán kính tĩnh của bánh xe: Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi bánh xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng. Ký hiệu r_i .

c. Bán kính động lực học của bánh xe: Là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi bánh xe lăn. Ký hiệu r_d .

Trị số của bán kính này phụ thuộc vào tải trọng thẳng đứng, áp suất lốp, mô men xoắn M_K , lực ly tâm khi bánh xe quay,...

d. Bán kính lăn của bánh xe:

Là bán kính được coi như bánh xe giả định nào đó không bị biến dạng khi làm việc, không bị trượt lết hoặc trượt quay nhưng có cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ góc như bánh xe thực tế.

$$r_l = \frac{v}{\omega_b} = \frac{S}{2\pi n_b} \quad (2.2)$$

v - vận tốc chuyển động tịnh tiến của trục bánh xe.

ω_b - vận tốc góc của trục bánh xe.

S - quãng đường xe chạy được.

n_b - số vòng quay của bánh xe để đi được quãng đường S .

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

$$r_b = \lambda \cdot r_0 \quad (2.3)$$

r_0 - bán kính thiết kế của bánh xe.

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

Lốp áp suất thấp $\lambda = 0,930 \div 0,935$

Lốp áp suất cao $\lambda = 0,945 \div 0,950$

2. Ký hiệu của lốp.

a. Lốp có áp suất thấp:

Là loại lốp có áp suất hơi trong lốp $p_\omega = 0,08 \div 0,5 \text{ MN/m}^2$ được ký hiệu B -

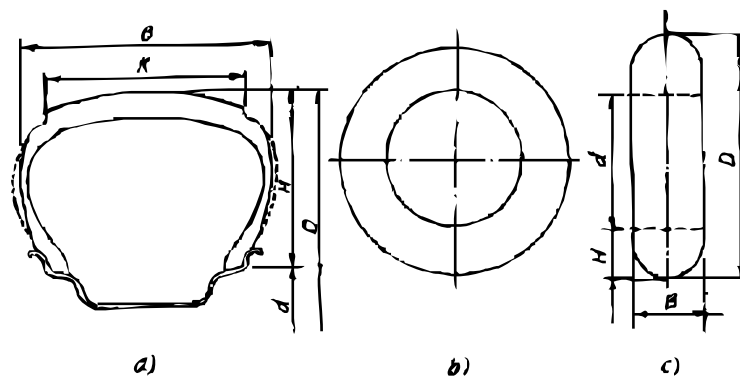
d - nPR... Trong đó:

B là bề rộng của lốp tính theo In hoặc mm , có loại tính theo mm .

d là đường kính của vành bánh xe tính theo In hoặc mm .

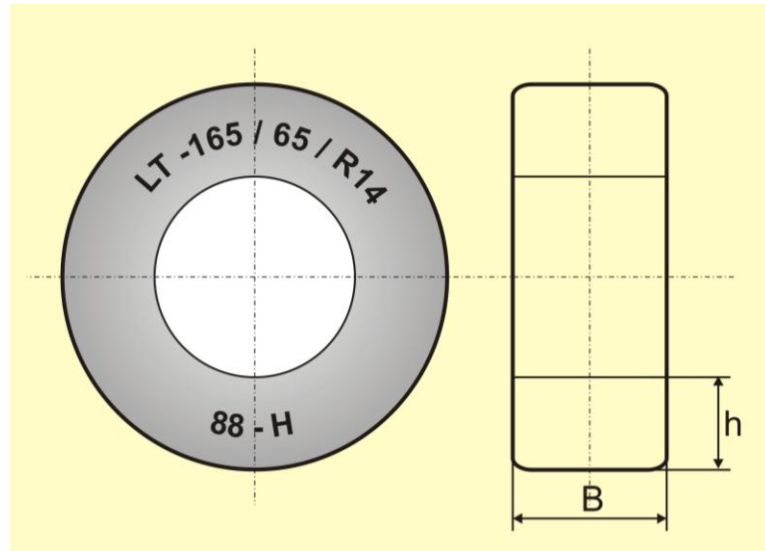
n - số lớp màng lốp.

... ký hiệu lốp cho xe loại nào (xe tải, tải nhẹ,...)



Hình 2.1 Sơ đồ kích thước hình học của lốp

Ví dụ: Phân tích thông số lốp sau:



Hình 2.2 Kí hiệu cơ bản của lốp

b. Lốp có áp suất cao:

Là loại lốp có áp suất hơi trong lốp $p_0 = 0,5 \div 0,7 \text{ MN/m}^2$ được ký hiệu D x B hoặc D x H với $B = H$. Trong đó:

D - đường kính ngoài của lốp.

B - bề rộng của lốp.

h - chiều cao của phần đầu lốp.

Các kích thước trên tính theo inơ hoặc mm.

c. Theo ký hiệu của hệ thống châu Âu (chủ yếu đối với xe du lịch):

B/A Rd...H (S)

B - bề rộng của lốp (inơ).

A - tỷ lệ chiều cao so với chiều rộng của lốp.

R - kiểu đan mảnh lốp hướng kính.

d - đường kính vành lốp (inơ).

... sau d - chỉ số chịu mòn

H(S) - tiêu chuẩn tốc độ của lốp. H ứng với 210 km/h, S ứng với 180 km/h.

Ví dụ xe TOYOTA Land cruiser có thể lắp loại lốp có ký hiệu 245/85 R16 - 114S.

Lốp có chiều rộng tiết diện là 245 mm, sợi đan hướng kính đ, tỷ lệ chiều cao so với chiều rộng tiết diện là 85% (85), đường kính vành lốp là 16 in (16), chỉ số chịu mòn là 114 (114), tốc độ tối đa cho phép là 180 km/h (S).

2.2. CÁC PHẢN LỰC CỦA ĐƯỜNG TÁC DỤNG LÊN BÁNH XE

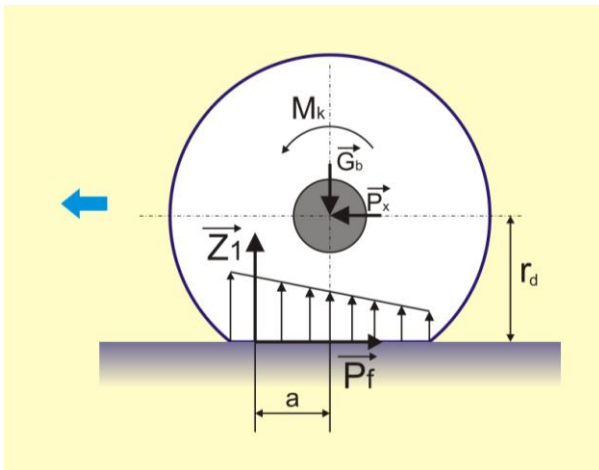
1. Sự lăn của bánh xe khi không có lực ngang tác dụng.

Khi bánh xe đứng yên, các phản lực pháp tuyến riêng phần được phân bố đối xứng với trục dọc và trục ngang của vết tiếp xúc, nên hợp lực của chúng nằm ở tâm của vết tiếp xúc và trùng với đường kính thẳng đứng của bánh xe. Khi bánh xe lăn, hợp lực Z sẽ dịch chuyển đi so với đường kính thẳng đứng của bánh xe một khoảng nào đó.

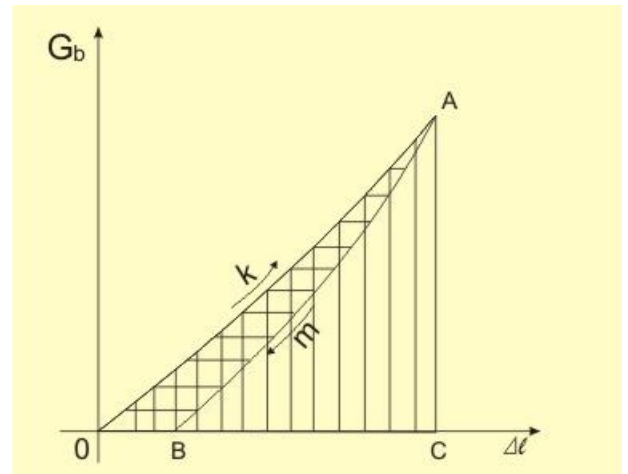
a. Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên mặt đường cứng không biến dạng.

Khi bánh xe lăn, các phần tử phía trước của lớp lăn lượt tiếp xúc với mặt đường và bị nén lại, các phần tử phía sau lần lượt ra khỏi khu vực tiếp xúc và phục hồi trở lại trạng thái cũ.

Công tiêu hao cho biến dạng của lớp theo đường OkA và cho đàn hồi theo đường AmB . Phần diện tích $OkAmB$ là năng lượng bị mất do nội ma sát trong lớp.



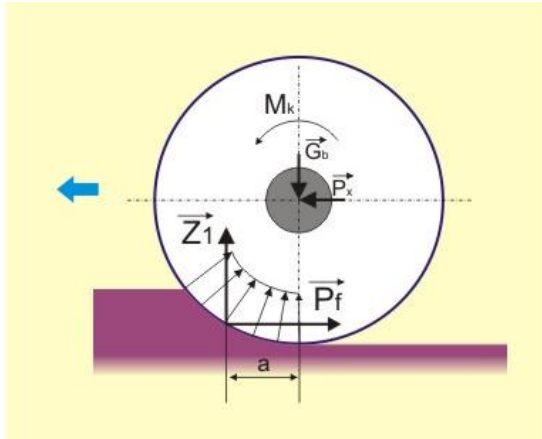
Hình 2.3 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường cứng



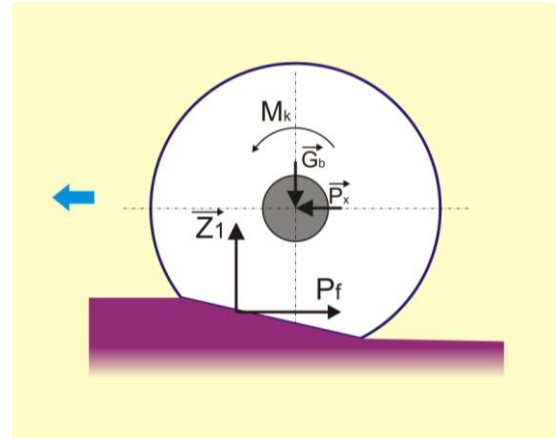
Hình 2.4 Đồ thị đặc tính biến dạng của bánh xe đàn hồi

Khi bánh xe lăn, sự biến dạng của phần trước lớp đi vào khu vực biến dạng lớn hơn phần sau đi ra khỏi khu vực tiếp xúc. Vì vậy các phản lực riêng phần ở phần trước của vết tiếp xúc sẽ lớn hơn phần sau, làm cho hợp lực Z dịch chuyển về phía trước khoảng a_1 .

b. Trường hợp bánh xe cứng lăn trên mặt đường biến dạng.



Hình 2.5 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe cứng lăn trên đường biến dạng



Hình 2.6 Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe đàn hồi lăn trên đường biến dạng

Khi này năng lượng tổn thất là do sự biến dạng của mặt đường. Bánh xe làm dịch chuyển đất và ép đất thành vết. Công để nén đất được thực hiện chủ yếu ở phần trước của vết tiếp xúc nên phản lực pháp tuyến riêng phần sẽ dịch chuyển về phía trước một khoảng là a_d

c. Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên bề mặt biến dạng.

Trong trường hợp này năng lượng tiêu hao là để khắc phục những tổn thất cho cả sự biến dạng của lốp và mặt đường.

Khi này khoảng dịch chuyển a của hợp lực các phản lực pháp tuyến riêng phần được biểu diễn dưới dạng tổng của hai dịch chuyển a_1 và a_d (Hình 2.5).

d. Những lực và mô men tác dụng lên bánh xe.

Điều kiện cân bằng của bánh xe lăn đều dưới tác dụng của lực nằm ngang P_x đặt tại trục của bánh xe:

$$X = P_x, \quad X \cdot r_d = Z \cdot a$$

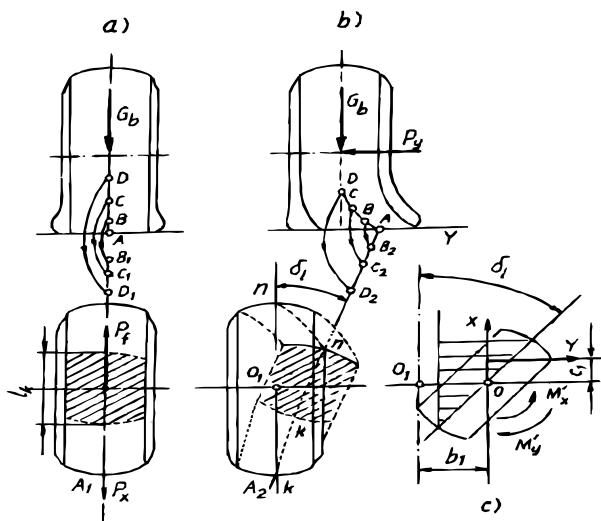
$$\text{Do đó} \quad X = P_x = Z \cdot \frac{a}{r_d} \quad (2.4)$$

Như vậy nếu bánh xe lăn đều không có lực nào cản thêm, phản lực tiếp tuyến của đường sẽ bằng lực đẩy. Phản lực này có chiều ngược với chiều chuyển động của bánh xe và lực cản. Tỷ số $\frac{a}{r_d}$ gọi là hệ số cản lăn và ký hiệu là f .

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

Nếu trên bánh xe chỉ có lực P_x và trọng lực G_b và lực cản P_f tác dụng, khi lăn, điểm B của lốp sẽ tiếp xúc với đường ở điểm B₁, điểm C ở điểm C₁,... Quỹ đạo của

mặt phẳng quay của lớp trùng với đường thẳng AA₁. Vết tiếp xúc của bánh xe trùng với đường đối xứng qua mặt phẳng dọc của bánh xe và phản lực tiếp tuyến cũng nằm trên mặt phẳng này.



Hình 2.7 Sự lăn của bánh xe đàn hồi:
 a. không có lực ngang; b. có lực ngang tác dụng;
 c. biểu đồ phân bố lực ngang ở vết bánh xe

Khi chịu tác dụng của lực ngang P_y bánh xe sẽ biến dạng và mặt phẳng giữa của bánh xe bị dịch chuyển so với tâm O của vết tiếp xúc một đoạn là b₁. Khi bánh xe lăn, điểm B của lớp sẽ tiếp xúc với đường ở B₂, điểm C tiếp xúc ở C₂,... Và khi đó bánh xe lăn theo đường AA₂, mặt phẳng quay của bánh xe không đổi và làm với hướng chuyển động góc δ₁, đường tâm của vết tiếp xúc cũng làm với mặt phẳng quay góc δ₁. Khi bánh xe lăn như vậy gọi là lăn lệch, góc δ₁ gọi là góc lệch.

Khi bị lăn lệch các phần tử lớp ở phía trước vết tiếp xúc bị biến dạng nhỏ hơn các phần tử ở phía sau vết tiếp xúc nên phản lực riêng các phần của phía trước nhỏ hơn phản lực ngang riêng các phần phía sau. Hợp lực của các phản lực ngang P_Y sẽ dịch chuyển ra sau một khoảng c₁.

Như vậy khi bánh xe đàn hồi lăn có lực ngang tác dụng sẽ chịu thêm mô men do có sự dịch chuyển của các phản lực X, Y so với tâm của vết tiếp xúc của lớp với mặt đường:

$$M_l = M'_Y - M'_X \quad (2.5)$$

Góc lệch δ₁ và lực ngang P_Y có mối liên hệ sau:

$$P_Y = k_\delta \cdot \delta_1$$

k_δ - hệ số chống lệch bên, phụ thuộc kích thước, kết cấu và áp suất lốp.

Như vậy, khi lực ngang nhỏ, sự thay đổi hướng chuyển động của bánh xe là do sự biến dạng đàn hồi của lớp. Khi lực ngang tăng gần đến giá trị của lực bám thì bánh xe bắt đầu bị trượt. Nếu lực ngang lớn hơn lực bám, bánh xe bị trượt hoàn toàn.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Trình bày khái niệm và cách tính các loại bán kính bánh xe?
2. Phân tích ký hiệu của lốp?
3. Phân tích sự lăn của bánh xe khi không có lực ngang tác dụng?
4. Phân tích sự lăn của bánh xe khi có lực ngang tác dụng?

Bài 4

Mục đích:

Giới thiệu cách xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe để từ đó xác định sự phân bố tải trọng lên các cầu xe trong mặt phẳng dọc và làm cơ sở cho việc tính toán ổn định của ô tô, máy kéo.

Nội dung:

Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc.

1. Trường hợp tổng quát.
2. Xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo moóc.
3. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang
 - a. Xe đứng yên trên đường nằm ngang không kéo moóc.
 - b. Xe chuyển động ổn định với vận tốc nhỏ trên đường bằng và kéo moóc.
 - c. Xe chuyển động ổn định với vận tốc lớn trên đường bằng, không kéo moóc.
 - d. Khi phanh xe trên đường bằng không kéo moóc.
4. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô - máy kéo

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

1. Trường hợp tổng quát.

Xác định phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe ô tô, máy kéo chuyển động lên dốc, không ổn định, có kéo moóc.

Khi xe chuyển động lên dốc sẽ chịu tác dụng của các lực và mô men sau: trọng lượng toàn bộ của xe G , các lực P_K , P_f , P_ω , P_j , P_m và các mô men M_K , M_f , M_j . 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 mô men M_f .

Để xác định hợp lực thẳng góc ở bánh trước Z_1 ta lập phương trình mô men của tất cả các ngoại lực đối với điểm A:

$$\Sigma M_A = Z_1 \cdot L + P_\omega \cdot h_\omega + (P_i + P_j) \cdot h_g - G \cdot b \cdot \cos\alpha + P_m \cdot h_m + M_{f1} + M_{f2} + M_{j2} = 0 \quad (2.6)$$

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.

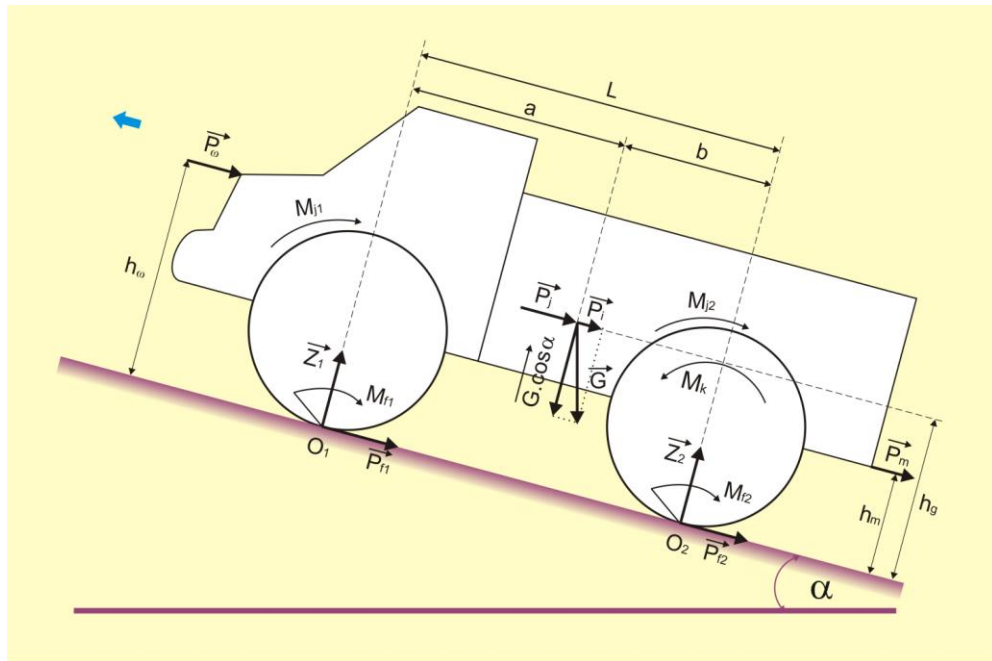
h_g - toạ độ trọng tâm của xe theo chiều cao.

h_ω - khoảng cách từ điểm đặt lực cản của không khí đến mặt đường.

Để đơn giản trong tính toán ta coi $h_\omega = h_g$.

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

α - góc dốc của đường trong mặt phẳng dọc.



Hình 2.8 Lực và mômen tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát

Trong sơ đồ trên:

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 phản lực thẳng góc từ đường tác dụng lên bánh xe trước và sau.

M_{j1}, M_{j2} - mô men cản quán tính của xe. Trị số của chúng nhỏ, có thể bỏ qua.

M_{f1}, M_{f2} - mô men cản lăn ở bánh xe trước và sau.

$$M_{f1} + M_{f2} = M_f = G \cdot f \cdot r_b \cdot \cos \alpha \quad (2.7)$$

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

$$P_m = G_m \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2.8)$$

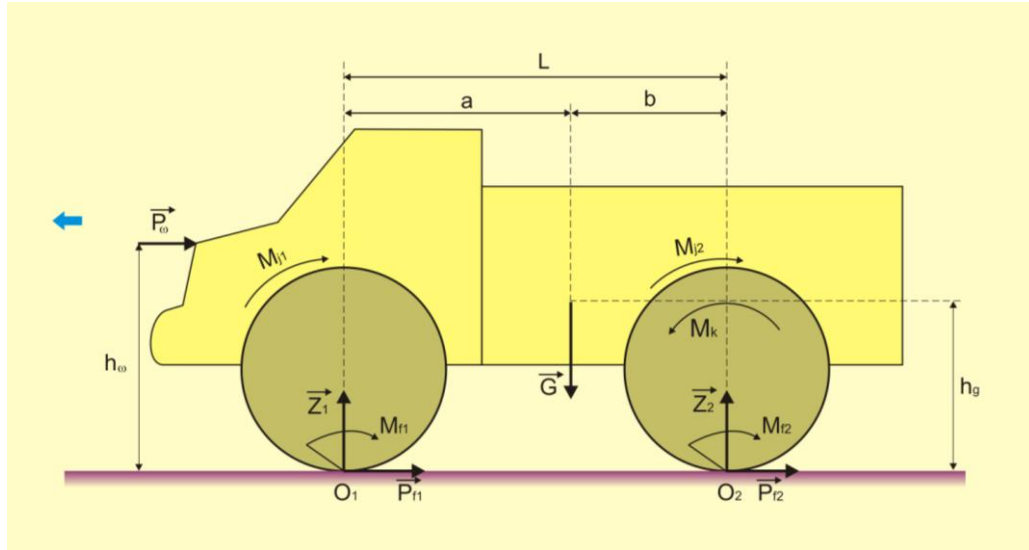
Thay các biểu thức 2.7, 2.8 vào 2.6 sau đó rút gọn ta được:

$$Z_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_w) \cdot h_g - P_m \cdot h_m}{L} \quad (2.9)$$

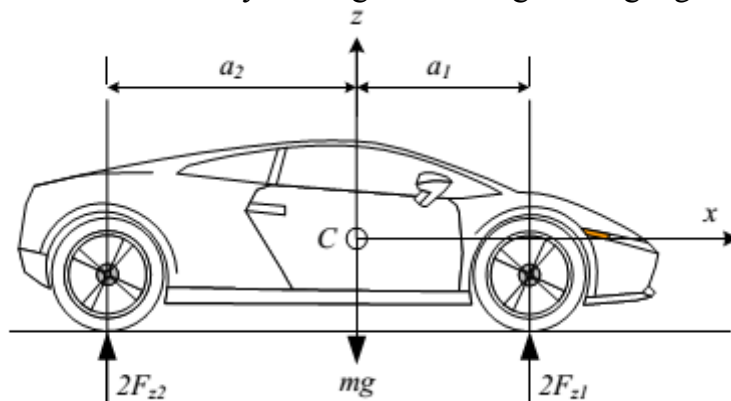
Tương tự như trên ta có thể xác định được hợp lực của các phản lực thẳng đứng của bánh xe sau:

$$Z_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (a + f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) \cdot h_g + P_m \cdot h_m}{L} \quad (2.10)$$

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



Hình 2.9 Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô - máy kéo bánh xe khi chuyển động trên đường nằm ngang



Trong trường hợp này ta có $P_j = 0$, $P_m = 0$, $\alpha = 0$ nên $P_1 = 0$.

Để xác định các hợp lực Z_1 , Z_2 ta lập phương trình mô men đối với điểm A và B, sau đó rút gọn, ta được:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G \cdot (b - f \cdot r_b) - P_\omega \cdot h_g}{L} \\ Z_2 &= \frac{G \cdot (a - f \cdot r_b) + P_\omega \cdot h_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

3. Trường hợp xe đứng yên trên đường nằm ngang

Khi đó ta có $\alpha = 0$ và $P_\omega = 0$, rút gọn II.9, II.10 ta được:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G.b}{L} \\ Z_2 &= \frac{G.a}{L} \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

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

Khi ô tô làm việc ở những điều kiện đường xá khác nhau, hợp lực thẳng góc tác dụng từ mặt đường lên các bánh xe cũng thay đổi, nhưng vẫn theo một quy luật nào đó và tổng $Z_1 + Z_2$ vẫn luôn bằng trọng lượng toàn bộ của xe. Để thuận tiện cho việc tính toán và so sánh giữa các cụm, người ta đưa ra khái niệm hệ số phân bố tải trọng, được đặc trưng bởi tỷ số:

$$m_1 = \frac{Z_1}{G} ; \quad m_2 = \frac{Z_{21}}{G} \quad (2.13)$$

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 trong từng trường hợp cụ thể.

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

Thay giá trị Z_1 , Z_2 ở II.12 vào II.13 ta có:

$$\left. \begin{aligned} m_{1T} &= \frac{Z_{1T}}{G} = \frac{G.b}{G.L} = \frac{b}{L} \\ m_{2T} &= \frac{Z_{21T}}{G} = \frac{G.a}{G.L} = \frac{a}{L} \end{aligned} \right\} \quad (2.14)$$

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

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

Thay giá trị Z_1 , Z_2 ở II.11 vào II.13 ta có:

$$\left. \begin{aligned} m_{1k} &= \frac{Z_{1k}}{G} = \frac{G.b}{L.G} - \frac{G.f.r_b + P_\omega.h_g}{L.G} = m_{1T} - \frac{G.f.r_b + P_\omega.h_g}{L.G} \\ m_{2k} &= \frac{Z_{2k}}{G} = \frac{G.a}{L.G} + \frac{G.f.r_b + P_\omega.h_g}{L.G} = m_{1T} + \frac{G.f.r_b + P_\omega.h_g}{L.G} \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

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

Thường chọn m_{1T} , m_{2T} theo thực nghiệm:

$$m_{1T} = 0,65 \div 0,70$$

$$m_{2T} = 1,20 \div 1,35$$

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

Trong trường hợp này có thể coi lực cản không khí $P_{\omega} \approx 0$, mô men 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:

$$\left. \begin{aligned} Z_{1p} &= \frac{G.b + P_j.h_g}{L} \\ Z_{2p} &= \frac{G.a - P_j.h_g}{L} \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

Thay các giá trị trên vào II.13 ta có:

$$\left. \begin{aligned} m_{1p} &= \frac{Z_{1p}}{G} = \frac{G.b}{L.G} + \frac{P_j.h_g}{L.G} = m_{1T} + \frac{P_j.h_g}{L.G} \\ m_{2p} &= \frac{Z_{2p}}{G} = \frac{G.a}{L.G} - \frac{P_j.h_g}{L.G} = m_{2T} - \frac{P_j.h_g}{L.G} \end{aligned} \right\} \quad (2.17)$$

m_{1p}, m_{2p} - hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe trước và sau khi phanh.

Thường chọn m_{1p}, m_{2p} theo thực nghiệm:

$$m_{1T} = 1,10 \div 1,35$$

$$m_{2T} = 0,65 \div 0,90$$



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc trong trường hợp tổng quát.
2. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc khi xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo moóc.
3. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng dọc khi xe đứng yên trên đường nằm ngang.
4. Hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô - máy kéo trong các trường hợp:
 - a. Xe đứng yên trên đường nằm ngang không kéo moóc.
 - b. Xe chuyển động ổn định với vận tốc nhỏ trên đường bằng và kéo moóc.
 - c. Xe chuyển động ổn định với vận tốc lớn trên đường bằng và không kéo moóc.
 - d. Khi phanh xe trên đường bằng không kéo moóc.

Bài 5

Mục đích:

Giới thiệu cách xác định phản lực pháp tuyến của đất tác dụng lên máy kéo khi làm việc với nông cụ trong mặt phẳng dọc và cách xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang và làm cơ sở cho việc tính toán ổn định của ô tô, máy kéo.

Nội dung:

I. Xác định phản lực pháp tuyến của đất tác dụng lên bánh xe máy kéo khi làm việc với nông cụ trong mặt phẳng dọc (HƯỚNG DẪN SINH VIÊN ĐỌC TÀI LIỆU)

a. Nông cụ treo nằm ở vị trí vận chuyển;

b. Nông cụ treo nằm ở vị trí làm việc;

II. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang.

1. Trường hợp tổng quát.

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

Nội dung đọc thêm:

Xác định phản lực pháp tuyến của đất tác dụng lên bánh xe máy kéo khi làm việc với nông cụ trong mặt phẳng dọc

a. Nông cụ treo nằm ở vị trí vận chuyển

Khi này máy kéo phải chịu thêm phần trọng lượng của nông cụ treo, do đó khi tính toán xác định các phản lực của đất tác dụng lên, ta thay các tọa độ b và h_g của trọng tâm máy bằng b' và h'_g của cả liên hợp máy.

Ta có:

$$G'.b'.\cos\alpha = (G.b - G_t.a_t).\cos\alpha$$

$$G'.h'_g.\sin\alpha = (G.h - G_t.h_t).\sin\alpha$$

G' , G_t - trọng lượng của liên hợp máy và của nông cụ treo;

a_t , h_t - tọa độ của trọng tâm nông cụ treo.

Thay $G' = G + G_t$ vào các phương trình trên ta tìm được:

$$b' = \frac{G.b - G_t.a_t}{G + G_t} \quad h' = \frac{G.h - G_t.h_t}{G + G_t}$$

b. Nông cụ treo nằm ở vị trí làm việc

Khi liên hợp máy đang làm việc phản lực của đất tác dụng lên nông cụ được biểu thị bằng hợp lực R , chiều và điểm đặt phụ thuộc vào đặc tính của nông cụ và đặc tính của đất. Hợp lực của R và trọng lượng G_t ta có tổng hợp lực R_{th} nghiêng một góc θ so với mặt phẳng ngang.

Bỏ qua lực cản lăn của bánh xe tỳ, ta có:

$$R_{th} \cdot m = Z_1 \cdot l_k \text{ Hay ta có: } Z_1 = \frac{R_{th} \cdot m}{l_k}$$

Giả thiết rằng máy làm việc ổn định trên mặt phẳng ngang, ta lập phương trình mô men đối với điểm O_2 và phương trình hình chiếu của các lực lên trục thẳng đứng, ta tìm được Z_1 và Z_2 :

$$Z_1 = \frac{G \cdot b - R_x \cdot tg \alpha_t + Z_t \cdot l_t - M_f}{L} = Z_{1t} - \frac{R_x \cdot tg \alpha_t - M_f + Z_t \cdot l_t}{L}$$

$$Z_2 = \frac{G(L - b) + R_x \cdot tg \theta \cdot (L + a_t) - Z_t \cdot (L - L_t) + M_f}{L} =$$

$$= Z_{2t} + \frac{R_x \cdot tg \theta \cdot (L + a_t) + M_f - Z_t \cdot (L - L_t)}{L}$$

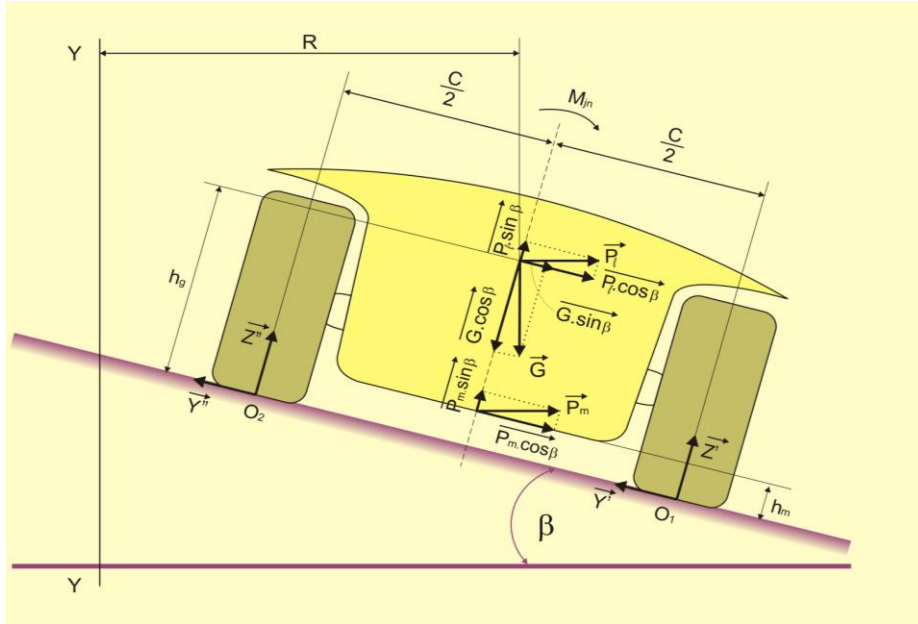
Khi tính toán ta bỏ qua mô men $R_x \cdot h_t$ vì h_t nhỏ.

Như vậy phản lực thẳng góc tổng cộng của đất tác dụng lên bánh xe của máy kéo là $Z_1 + Z_2 = G + R_x \cdot tg \theta - Z_t$; có nghĩa là khi máy kéo làm việc với nông cụ thì tổng các phản lực pháp tuyến của đất lên các bánh xe lớn hơn trọng lượng của bản thân máy kéo (G) một lượng là $R_x \cdot tg \theta - Z_t$.

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

1. Trường hợp tổng quát.

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



Hình 2.10 Sơ đồ ô tô chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang
Trong sơ đồ trên:

- Trọng lực G của xe đặt tại trọng tâm.
- Lực kéo ở móc kéo P_m .

- Lực ly tâm xuất hiện khi xe quay vòng:
$$P_l = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \quad (2.18)$$

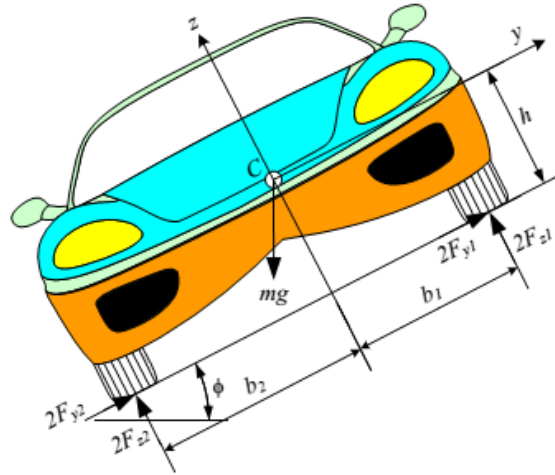
Trong đó: v - vận tốc chuyển động của ô tô.

R - bán kính quay vòng của xe.

g - gia tốc trọng trường.

Để xác định trị số của các phản lực bên trái ta lập phương trình cân bằng mô men 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:

$$Z'' = Z_1'' + Z_2'' = \frac{1}{C} \left[G \cdot \left(\frac{C}{2} \cdot \cos \beta - h_g \cdot \sin \beta \right) - P_m \cdot \left(h_m \cdot \cos \beta + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta \right) - M_{jn} - P_l \cdot \left(h_g \cdot \cos \beta + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta \right) \right] \quad (2.19)$$



Trong đó:

β - góc nghiêng ngang của đường.

Z'_1, Z''_1 và Z'_2, Z''_2 - các phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh phải và bánh trái ở cầu trước và cầu sau;

Y'_1, Y'_2 và Y''_1, Y''_2 - các phản lực ngang từ đường tác dụng lên bánh phải và bánh trái ở cầu trước và cầu sau;

C - chiều rộng cơ sở của xe;

YY - trục quay vòng;

M_{jn} - mô men của các lực quán tính tiếp tuyến các phần quay của động cơ và của hệ thống truyền lực tác động trong mặt phẳng ngang.

Tương tự để xác định trị số của các phản lực bên phải ta lập phương trình cân bằng mô men 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:

$$Z' = Z'_1 + Z'_2 = \frac{1}{C} \left[G \cdot \left(\frac{C}{2} \cdot \cos \beta + h_g \cdot \sin \beta \right) + P_m \cdot \left(h_m \cdot \cos \beta - \frac{C}{2} \cdot \sin \beta \right) + M_{jn} + P_l \cdot \left(h_g \cdot \cos \beta - \frac{C}{2} \cdot \sin \beta \right) \right] \quad (2.20)$$

Để xác định phản lực ngang Y_1 , ta lập phương trình mô men đối với điểm A (A là giao tuyến của đường với mặt phẳng thẳng đứng đi qua trục bánh xe sau). Ta có:

$$Y_1 = Y'_1 + Y''_1 = \frac{G \cdot b \cdot \sin \beta + P_l \cdot b \cdot \cos \beta - P_m \cdot l_m \cdot \cos \beta}{L} \quad (2.21)$$

Tương tự ta có:

$$Y_2 = Y'_2 + Y''_2 = \frac{G \cdot a \cdot \sin \beta + P_l \cdot a \cdot \cos \beta - P_m \cdot (l_m + L) \cdot \cos \beta}{L} \quad (2.22)$$

Trong đó:

Y_1 - phản lực của đường tác dụng lên các bánh xe trước;

Y_2 - phản lực của đường tác dụng lên các bánh xe sau;

L_m - khoảng cách từ điểm đặt lực kéo moóc đến điểm A.

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

Lúc này ta có $P_1 = 0$ và $P_m = 0$.

Từ các biểu thức trên ta có:

$$\left. \begin{aligned} Z'' &= \frac{G}{C} \left(\frac{C}{2} \cos \beta - h_g \sin \beta \right) \\ Z' &= \frac{G}{C} \left(\frac{C}{2} \cos \beta + h_g \sin \beta \right) \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Nhận xét: 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.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Xác định phản lực pháp tuyến của đất tác dụng lên bánh xe máy kéo khi làm việc với nông cụ trong mặt phẳng dọc?

a. Nông cụ treo nằm ở vị trí vận chuyển;

b. Nông cụ treo nằm ở vị trí làm việc;

2. Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang.?

a. Trường hợp tổng quát.

b. Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo moóc.

Tài liệu tham khảo chương 2

1. Chapter One-Dimensional Vehicle Dynamics; ; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.

2. Chapter 3- Tire Dynamics; ; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.

3. Chapter 2. Mechanic of wheel with tire Optimization ; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.

Bài 6

Mục đích:

Giới thiệu về sự cân bằng lực kéo và cân bằng công suất của ô tô trong quá trình chuyển động, làm cơ sở để sinh viên tính toán động lực học của ô tô và tính toán thiết kế hệ thống truyền lực của xe cũng như thiết kế hình dáng động học của xe đảm bảo cho xe làm việc có hiệu suất cao nhất, thiết kế chọn máy công tác làm việc cùng động cơ.

Nội dung:

1. Cân bằng lực kéo của ô tô;
2. Đồ thị cân bằng lực kéo của ô tô;
4. Cân bằng công suất của ô tô;
5. Đồ thị cân bằng công suất ô tô;
6. Mức độ sử dụng công suất của động cơ.

CHƯƠNG III. TÍNH SỨC KÉO CỦA Ô TÔ

3.1. CÂN BẰNG LỰC KÉO CỦA Ô TÔ

1. Phương trình cân bằng lực kéo.

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

Trong trường hợp tổng quát phương trình này có dạng như sau:

$$P_K = P_f + P_\omega \pm P_i \pm P_j \quad (3.1)$$

Trong đó:

P_K - lực kéo tiếp tuyến sinh ra tại các bánh xe chủ động.

P_f - lực cản lăn.

P_ω - lực cản không khí.

P_j - lực cản quán tính.

P_i - Lực cản lên dốc.

Trong biểu thức trên lực cản lăn luôn có giá trị dương. Lực cản không khí là dương khi ô tô chuyển động ngược chiều gió hoặc cùng chiều nhưng với vận tốc lớn

hơn vận tốc gió và có giá trị âm khi chuyển động cùng chiều nhưng có vận tốc nhỏ hơn vận tốc gió. Lực cản lên dốc có giá trị dương khi xe lên dốc và có giá trị âm khi xe xuống dốc. Lực cản quán tính có giá trị dương khi xe chuyển động nhanh dần và có giá trị âm khi xe chuyển động chậm dần.

Phương trình III.1 có thể biểu diễn ở dạng khai triển:

$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = f \cdot G \cdot \cos \alpha + W \cdot v^2 \pm G \cdot \sin \alpha \pm \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot j \quad (3.2)$$

Trong đó:

M_e – mô men xoắn của động cơ.

i_t – tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

η_t – hiệu suất của hệ thống truyền lực.

r_b - bán kính làm việc của bánh xe chủ động.

f - hệ số cản lăn.

G - trọng lượng toàn bộ của ô tô.

α - góc dốc của đường.

W - nhân tố cản của không khí.

v - vận tốc của ô tô.

g - gia tốc trọng trường.

δ_i - hệ số của các khối lượng chuyển động quay.

j - gia tốc chuyển động của ô tô.

Từ công thức III.1 ta tổng hợp hai thành phần của lực cản lăn và lực cản lên dốc được một lực cản tổng cộng của đường $P_\psi = P_f \pm P_i$ (3.3)

$$P_\psi = G \cdot f \cdot \cos \alpha \pm G \cdot \sin \alpha = G (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = G \cdot (f \pm i) = G \cdot \psi \quad (3.4)$$

$$\psi = f \pm i \text{ là hệ số cản tổng cộng của mặt đường.} \quad (3.5)$$

i là độ dốc của đường. $i = \operatorname{tg} \alpha$.

Trong biểu thức III.4 và III.5 độ dốc i có giá trị dương khi ô tô lên dốc và có giá trị âm khi ô tô xuống dốc. Vì vậy ψ của đường có giá trị dương khi ô tô chuyển động trên đường bằng hay lên dốc hoặc xuống dốc nhưng độ dốc nhỏ hơn hệ số cản lăn và ngược lại có giá trị âm khi xe xuống dốc và hệ số cản lăn nhỏ hơn độ dốc.

Khi ô tô chuyển động ổn định (chuyển động đều) trên mặt đường nằm ngang nghĩa là $j = 0$; $\alpha = 0$ khi đó ta có:

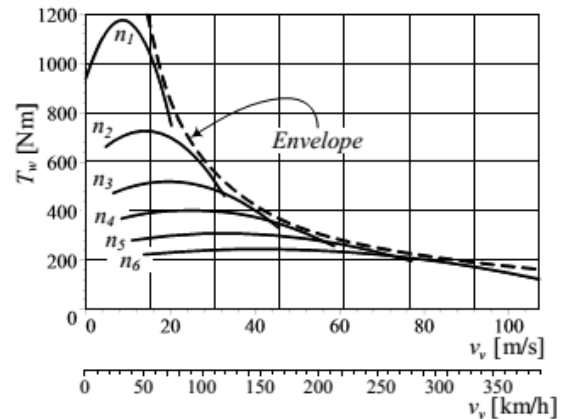
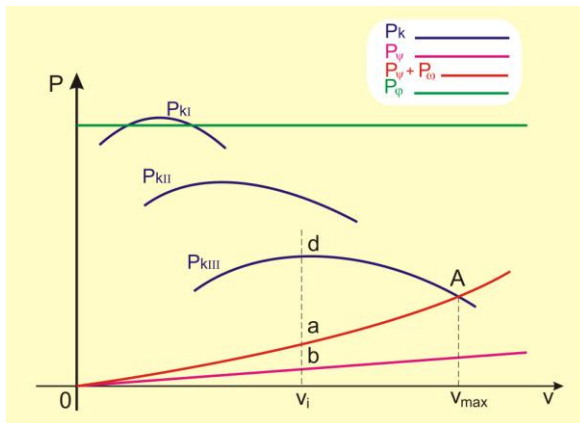
$$P_K = P_f + P_\omega \quad (3.6)$$

Hay
$$\frac{M_e \cdot i_t \cdot \eta_t}{r_b} = f \cdot G + W \cdot v^2$$

2. Đồ thị cân bằng lực kéo.

Phương trình cân bằng lực kéo của ô tô có thể biểu diễn trên đồ thị bằng cách xây dựng quan hệ giữa lực kéo phát ra ở bánh xe chủ động P_K và các lực cản chuyển động phụ thuộc vào tốc độ chuyển động của ô tô $P = f(v)$. Để làm việc đó ta xây dựng đồ thị trên hệ trục tọa độ Đề các. Trên trục tung đặt các giá trị của lực, trên trục hoành ta đặt các giá trị của vận tốc.

Giả sử ta xây dựng đồ thị cân bằng lực kéo của xe có ba số truyền. Số truyền 3 là truyền thẳng. Hình dạng của đường cong lực kéo tiếp tuyến P_K giống như dạng của đường cong mô men xoắn của động cơ.



Hình 3.1 Đồ thị cân bằng sức kéo của ô tô

Khi ta xây dựng được các đường cong của lực kéo tiếp tuyến, ta xây dựng tiếp các đường cong của lực cản mặt đường $P_\psi = f(v)$. Nếu hệ số cản lăn và độ dốc của đường không đổi thì đường lực cản tổng cộng của mặt đường P_ψ là một đường nằm ngang vì chúng không phụ thuộc vào vận tốc của xe.

Nếu hệ số cản lăn f thay đổi trong trường hợp ô tô chuyển động với tốc độ cao ($v > 16 \div 22$ m/s) thì đường cong lực cản tổng cộng sẽ phụ thuộc vào vận tốc của ô tô.

Cuối cùng cũng trên hệ tọa độ đã cho ta xây dựng đường cong lực cản không khí. Đây là đường cong phụ thuộc vào vận tốc theo hàm bậc hai. Bằng cách đặt lần lượt các giá trị của đường cong lực cản không khí tương ứng lên trên đường cong lực cản tổng cộng của mặt đường P_ψ ta nhận được đường cong tổng hợp là lực cản mặt đường và lực cản không khí $P_\psi + P_\omega$. Các đường cong $(P_\psi + P_\omega)$ cắt đường cong P_K tại điểm A. Từ A chiếu xuống trục hoành ta nhận được giá trị vận tốc lớn nhất của xe

(v_{\max}) trong điều kiện chuyển động đã cho. Tương ứng với các vận tốc khác của xe thì tung độ nằm giữa các đường cong lực kéo tiếp tuyến P_K và lực cản tổng cộng $P_{\psi} + P_{\omega}$ nằm về phía trái điểm A chính là lực kéo dư P_d , lực này có tác dụng để tăng tốc độ chuyển động của ô tô hoặc là dự trữ để ô tô làm việc khi cần lên dốc với độ dốc lớn hơn.

Tại điểm A là giao điểm giữa đường cong của lực kéo tiếp tuyến P_K ở số truyền cao nhất với đường cong của lực cản tổng cộng $P_{\psi} + P_{\omega}$ ở một loại đường đã cho thì $P_d = 0$. Trong trường hợp này xe không còn khả năng tăng tốc độ cũng như vượt dốc cao hơn nữa.

Nếu ô tô chuyển động trên đường bằng ($\alpha = 0$) nghĩa là lực cản tổng cộng của mặt đường chỉ còn thành phần lực cản lăn $P_{\psi} = P_f$. Lúc ấy đường cong lực cản tổng hợp sẽ là $P_{\omega} + P_f$. Giả sử điểm A là giao điểm giữa đường cong của lực kéo tiếp tuyến ở số truyền cao nhất của hộp số với đường cong lực cản tổng hợp $P_{\omega} + P_f$ thì hình chiếu của điểm A trên trục hoành sẽ tương ứng với giá trị vận tốc lớn nhất của ô tô khi chuyển động trên đường bằng và ở số truyền cao nhất của hộp số. Lúc đó $P_d = 0$.

Sử dụng đồ thị cân bằng lực kéo của xe trên hình vẽ 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 (giả sử ứng với vận tốc v_2) thì tung độ bc là giá trị lực cản tổng cộng của mặt đường P_{ψ} , tung độ ab là giá trị của lực cản không khí P_{ω} , ad là giá trị của lực kéo dư P_d và tung độ cd là giá trị của lực kéo tiếp tuyến P_K .

Để xem xét các khả năng có thể xảy ra sự trượt quay của bánh xe chủ động hay không, trên đồ thị cân bằng lực kéo cũng xây dựng đường lực bám P_{φ} phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô $P_{\varphi} = f(v)$. Ta có thể tính P_{φ} theo công thức sau:

$$P_{\varphi} = \varphi \cdot G_p \cdot m$$

G_p - trọng lượng của ô tô phân bố trên các bánh xe, các cầu chủ động.

φ - hệ số bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường.

m - hệ số phân bố tải trọng động.

Trên đồ thị cân bằng lực kéo, P_{φ} là một đường nằm ngang song song với trục hoành vì nó không phụ thuộc vào vận tốc của xe.

Những đường cong lực kéo tiếp tuyến P_K nằm dưới đường P_φ thoả mãn điều kiện bám $P_K < P_\varphi$. Tại các khu vực này các bánh xe sẽ chuyển động không bị trượt quay, còn ở các khu vực mà thành phần lực kéo P_K nằm phía trên đường lực bám P_φ ($P_K > P_\varphi$) thì ô tô không thể khởi hành được. Nếu ô tô chuyển động ở đường đó thì bánh xe sẽ bị trượt quay. Như vậy điều kiện thoả mãn để ô tô chuyển động ổn định không bị trượt quay là:

$$P_\varphi > P_K > P_c \quad (3.7)$$

$$P_c - \text{Lực cản tổng hợp} \quad P_c = P_\psi + P_\omega$$

3.2. SỰ CÂN BẰNG CÔNG SUẤT CỦA ÔTÔ.

1 - Phương trình cân bằng công suất.

Công suất của động cơ phát ra sau khi đã tiêu hao một phần để khắc phục ma sát trong hệ thống truyền lực, phần còn lại dùng để khắc phục lực cản lăn, lực cản không khí, lực cản lên dốc và lực quán tính. Biểu thức cân bằng giữa công suất phát ra của động cơ với các dạng công suất kể trên được gọi là phương trình cân bằng công suất của ô tô khi ô tô chuyển động. Trong trường hợp tổng quát phương trình cân bằng công suất được biểu thị như sau:

$$N_e = N_t + N_f + N_\omega \pm N_i \pm N_j \quad (3.8)$$

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 khắc phục lực cản lăn.

N_ω - công suất tiêu hao để thắng lực cản không khí.

N_i - công suất tiêu hao để thắng lực cản lên dốc.

N_j - công suất tiêu hao để thắng lực cản quán tính.

Trong công thức (III.8) các thành phần N_t , N_f luôn luôn có giá trị dương.

N_i mang dấu (+) khi lên dốc và mang dấu (-) khi xuống dốc.

N_j mang dấu (+) khi ô tô chuyển động tăng tốc và mang dấu (-) khi ô tô chuyển động giảm tốc.

$N_\omega = 0$ khi chuyển động không gió, mang dấu (+) khi chuyển động ngược chiều gió, hoặc cùng chiều nhưng tốc độ của ô tô lớn hơn tốc độ gió và mang dấu (-) khi ô tô và gió cùng chiều nhưng $v_{\text{gió}} > v_{\text{ôtô}}$.

Phương trình (III.8) cũng có thể biểu diễn ở dưới dạng khác thể hiện sự cân bằng công suất tại bánh xe chủ động của ô tô.

$$N_k = N_e - N_t = N_f + N_\omega \pm N_i \pm N_j \quad (3.9)$$

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

$$N_k = N_e - N_t = N_e \cdot \eta_t \quad (3.10)$$

η_t - hiệu suất của hệ thống truyền lực .

Có thể viết công thức (III.8) dưới dạng biểu thức khai triển như sau:

$$N_e = N_e(1 - \eta_t) + G \cdot f \cdot v \cdot \cos \alpha \pm G \cdot v \cdot \sin \alpha + W \cdot v^3 \pm \frac{G}{g} \cdot \delta_i \cdot v \cdot j \quad (3.11)$$

Trong đó: f - hệ số cản lăn.

v - vận tốc của ô tô (m/s).

G - trọng lượng của ô tô (N).

α - góc dốc của đường (độ).

Tổng công suất tiêu hao cho lực cản lăn và lực cản lên dốc được gọi là tổng công suất tiêu hao cho lực cản đường N_ψ :

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

δ_i - hệ số kể đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay trong động cơ và hệ thống truyền lực và của các bánh xe.

g - gia tốc trọng trường (m/s²).

j - gia tốc chuyển động của ô tô (m/s²).

Khi ô tô chuyển động trên đường bằng ta có $\alpha = 0$ và chuyển động đều ra có $j = 0$. Khi đó:

$$N_e = N_t + N_f + N_\omega = \frac{1}{\eta_1} (N_f + N_\omega) \quad (3.12)$$

Có thể viết ở dạng khai triển như sau:

$$N_e = \frac{1}{\eta_1} (g \cdot f \cdot v + W \cdot v^3) \quad (3.13)$$

2 - Đồ thị cân bằng công suất.

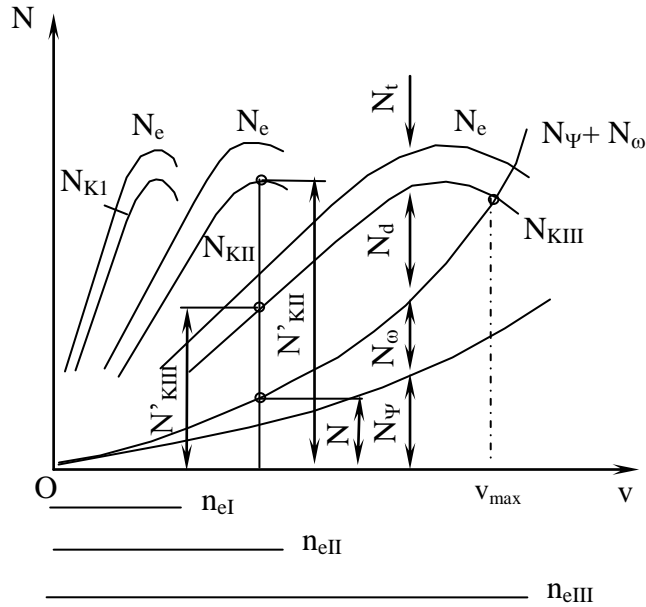
Phương trình cân bằng công suất có thể được biểu diễn bằng các đồ thị. Các đồ thị đó thể hiện mối quan hệ giữa công suất phát ra của động cơ và các công suất cản trong quá trình ô tô chuyển động trong mối quan hệ phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của ô tô hoặc là vào số vòng quay của trục khuỷu động cơ:

$$N = f(v) \text{ hay } N=f(n_e)$$

Ta có quan hệ giữa vận tốc của xe với tốc độ vòng quay của trục khuỷu theo biểu thức sau:

$$v = \frac{2.\pi.r_b.n_e}{60.i_t} = \frac{\pi.r_b.n_e}{30.i_t} \quad (\text{m/s}) \quad (3.14)$$

i_t - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.



Hình 3.2 Đồ thị cân bằng công suất của ô tô ở các số truyền

n_e - số vòng quay của trục khuỷu động cơ (v/ph).

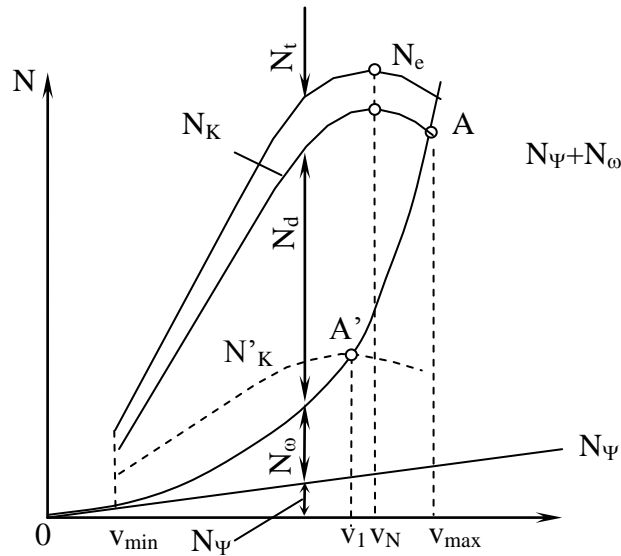
v - vận tốc chuyển động của ô tô (m/s).

r_b - bán kính làm việc của bánh xe ô tô (m).

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

Trên trục hoành của đồ thị ta đặt các giá trị của vận tốc chuyển động v , hoặc số n_e . Trên trục tung ta đặt các giá trị công suất của động cơ N_e và các công suất cản, công suất phát ra ở các bánh xe chủ động là N_k và thêm chỉ số I, II, III, ... tương ứng với công suất phát ra ở bánh xe chủ động với các tỷ số truyền khác nhau ở hộp số. Trên đồ thị cũng biểu diễn cả những đường cong của công suất cản khi ô tô chuyển động N_ψ và N_ω .

Nếu hệ số cản lăn f của mặt đường là không đổi khi ô tô chuyển động với vận tốc v trong phạm vi $v = 16,7 \div 22$ m/s và góc dốc α của mặt đường không đổi thì đường N_{ψ} là một đường bậc nhất phụ thuộc vào vận tốc. Nếu hệ số cản lăn f không phải là hằng số mà nó phụ thuộc vào vận tốc v của ô tô, lúc ấy đường N_{ψ} là đường cong $N_{\psi} = f(v)$. Còn đường công suất cản của không khí N_{ω} là đường cong bậc 3 theo vận tốc v và tương ứng với mỗi ô tô thì nhân tố cản của không khí là không đổi.



Hình 3.3 Đồ thị cân bằng công suất của ô tô

Nếu ta đặt các giá trị của đường cong $N_{\omega} = f(v)$ lên trên đường cong $N_{\psi} = f(v)$ ta sẽ được đường cong tổng công suất cản khi ô tô chuyển động $N_{\psi} + N_{\omega}$.

Như vậy ứng với 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. Còn các tung độ nằm giữa đường cong tổng công suất cản và đường cong công suất phát ra ở bánh xe chủ động N_k là công suất dự trữ của ô tô và được gọi là công suất dư N_d .

Công suất này để khắc phục sức cản dốc khi độ dốc tăng lên lớn hơn hoặc là để tăng tốc cho ô tô.

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

Vận tốc lớn nhất của ô tô chỉ nhận được khi ô tô chuyển động trên đường bằng ($\alpha = 0$) và bướm ga đã mở hết hoặc thanh răng của bơm cao áp đã kéo hết đến vị trí

bơm cao áp phun nhiên liệu lớn nhất, đồng thời hộp số đang làm việc ở tỷ số truyền cao nhất, khi đó nếu ô tô muốn chuyển động ổn định trên đoạn đường với vận tốc nhỏ hơn giá trị vận tốc v_{\max} thì cần đóng bớt bướm ga, hoặc trả thanh kéo nhiên liệu về vị trí phun nhiên liệu ít hơn, mặt khác có thể chuyển tốc độ làm việc của hộp số.

3- Mức độ sử dụng công suất động cơ.

Nhằm nâng cao chất lượng sử dụng ô tô và giảm tiêu hao nhiên liệu cần phải chú ý đến việc sử dụng công suất của động cơ trong từng điều kiện sử dụng khác nhau của ô tô. Để làm việc đó người ta đưa ra một khái niệm là mức độ sử dụng công suất động cơ Y_N . Mức độ sử dụng công suất của động cơ phát ra tại các bánh xe chủ động N_k khi mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo thanh điều khiển nhiên liệu tới vị trí phun nhiên liệu lớn nhất.

$$Y_N = \frac{N_\psi + N_\omega}{N_K} = \frac{N_\psi + N_\omega}{N_e \cdot \eta_t} \quad (3.15)$$

Từ (3.15) ta có một số nhận xét sau:

Chất lượng của mặt đường càng tốt (hệ số cản của mặt đường ψ giảm) và vận tốc của ô tô v càng nhỏ thì công suất của 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 của động cơ càng nhỏ. Do đó ta phải quan tâm đến tình hình này để có biện pháp nâng cao mức độ sử dụng công suất của động cơ, mức độ sử dụng công suất của động cơ càng giảm xuống tạo ra sự tiêu hao nhiên liệu lớn.

Giả sử ô tô đang làm việc ở tốc độ v' , lúc đó tổng công suất cản của mặt đường và không khí là N_I , còn công suất phát ra ở bánh xe chủ động khi mở hoàn toàn bướm ga hoặc kéo thanh kéo nhiên liệu đến trạng thái phun nhiên liệu lớn nhất sẽ là N'_{km} ở số truyền thẳng và là N'_{KII} ứng với số truyền 2. Trong trường hợp đó mức độ sử dụng công suất động cơ ở số truyền thẳng sẽ là:

$$Y_{NIII} = \frac{Y_I}{Y'_{KIII}}; \quad Y_{NII} = \frac{Y_I}{Y'_{KII}}$$

Vì $N'_{KII} > N'_{KIII}$ nên $Y_{NII} < Y_{NIII}$

Nếu làm việc ở tốc độ v' thì cho ô tô truyền lực ở số II.

Bài 7

Mục đích:

Giới thiệu phương pháp tính toán sức kéo của ô tô làm cơ sở để sinh viên xác định các đặc tính động học và động lực học của ô tô, giúp sinh viên có thể tính toán thiết kế các thông số cơ bản của hệ thống truyền lực của xe.

Đây là bài quan trọng giúp sinh viên hoàn thành bài tập lớn của môn học.

Nội dung:

1. Các loại thông số của ô tô
 - a. Các thông số cho trước.
 - b. Các thông số chọn.
 - c. Các thông số tính toán.
2. Trình tự tính toán sức kéo của ô tô.

3.3. TÍNH TOÁN SỨC KÉO CỦA Ô TÔ.

1. Các loại thông số.

Khi tính toán sức kéo của ô tô, người thiết kế cần nắm vững 3 loại thông số, đó là các thông số cho trước, các thông số chọn và các thông số tính toán.

a. Các thông số cho trước.

Loại ô tô: ô tô vận tải, ô tô hành khách, ô tô con, một cầu chủ động hay tất cả các cầu đều là chủ động.

Trọng tải định mức G_e hay số hành khách n .

Trọng lượng bản thân ô tô G_0 .

Vận tốc lớn nhất v_{\max} ở số truyền cao nhất.

Hệ số cản của mặt đường ứng với vận tốc lớn nhất $\psi_{v \max}$.

Hệ số cản lớn nhất của mặt đường ψ_{\max} mà ô tô có thể khắc phục được ở số 1.

Loại động cơ dùng trên ô tô: xăng hay diesel.

Tốc độ vòng quay của trục khuỷu động cơ ứng với công suất lớn nhất n_N .

Loại hệ thống truyền lực.

Khi thiết kế ô tô vận tải thì hệ số cản tổng cộng của mặt đường ψ cần cho lớn hơn một lượng nào đó so với hệ số cản tổng cộng khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất để tạo thêm một phần dự trữ công suất đảm bảo cho ô tô chuyển động ổn định ở

vận tốc lớn nhất, ta thường chọn $\psi = 0,025 \div 0,035$. Như vậy khi cho ô tô chuyển động với hệ số cản lăn $f = 0,02$ thì ô tô còn có thể khúc phục một độ dốc $i = 0,005 \div 0,015$ khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất v_{\max} .

Đối với ô tô du lịch, hệ số cản tổng cộng của mặt đường khi xe chuyển động với vận tốc lớn nhất chọn bằng hệ số cản lăn f , có nghĩa là vận tốc lớn nhất ô tô chỉ có thể đạt được khi chạy trên đường bằng.

b. Các thông số chọn.

Hệ số cản không khí K và diện tích cản chính diện của ô tô hoặc nhân tố cản không khí $W = K \cdot F$.

Trọng lượng phân bố ra các cầu của ô tô:

Có đầy tải: G_1, G_2 .

Thiếu tải: G_{01}, G_{02} .

Hiệu suất cơ khí của hệ thống truyền lực η_t .

Các thông số kể trên được chọn dựa trên cơ sở các điều kiện sử dụng thực tế, các số liệu thí nghiệm cũng như trên cơ sở các ô tô mẫu có sẵn cùng loại.

c. Các thông số tính toán.

Công suất của động cơ $N_{e \max}$.

Thể tích công tác của động cơ V_h .

Tỷ số truyền của truyền lực chính i_0 .

Số lượng số truyền.

Tỷ số truyền của hộp số i_h .

Tỷ số truyền của hộp số phân phối (hộp số phụ) i_p .

Nhân tố động lực học của ô tô.

Sự tăng tốc của ô tô.

2. Trình tự tính toán sức kéo của ô tô.

a. Xác định trọng lượng toàn bộ của xe.

Đối với xe du lịch:

$$G = G_0 + A \cdot n + G_h$$

G_0 - trọng lượng bản thân ô tô (tự trọng), Kg.

A - trọng lượng trung bình của một người, Kg.

n - số chỗ ngồi trong xe (kể cả người lái).

G_h - trọng lượng hành lý, Kg.

Đối với xe khách chạy trong thành phố:

$$G = G_0 + A.(n + m + 2)$$

n - số chỗ ngồi.

m - số chỗ đứng.

Đối với xe khách chạy đường dài:

$$G = G_0 + A.(n + 1) + G_h$$

n - số chỗ ngồi.

Đối với ô tô vận tải:

$$G = G_0 + A.n + G_e$$

n - số chỗ ngồi trong buồng lái, kể cả lái xe.

G_e - trọng tải định mức của xe, Kg.

b. Chọn lớp ô tô.

Để chọn được lớp xe, cần xác định tải trọng tác dụng lên mỗi bánh xe.

Đối với các ô tô con thông thường trọng lượng phân bố đều lên cầu trước và cầu sau $G_1 = G_2$. Vì vậy có thể chọn các lớp như nhau.

Ô tô vận tải (công thức bánh 4 x 2) khi chuyên chở đầy tải, trọng lượng phân bố ở cầu trước bằng 25 ÷ 30 % trọng lượng toàn bộ của ô tô.

$$\text{Cầu trước: } G_1 = (0,25 \div 0,30) G$$

$$\text{Cầu sau: } G_2 = (0,70 \div 0,75) G$$

Trong đa số các trường hợp ở cầu sau bố trí 4 bánh xe. Tuy nhiên các kết quả thí nghiệm đã chứng tỏ rằng trọng lượng tác dụng lên mỗi lớp sau thường lớn hơn trọng lượng tác dụng lên lớp trước. Do đó khi thiết kế thường chọn lớp sau làm cơ sở cho tất cả các bánh xe.

Sau khi chọn lớp, ta có thể xác định được bán kính trung bình của bánh xe r_b .

c. Xác định công suất lớn nhất của động cơ.

Công suất của động cơ được xác định khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn nhất:

$$N_v = \frac{1}{\eta_t} (\psi.G.v_{\max} + K.F.v_{\max}^3) \quad (W)$$

G- trọng lượng toàn bộ của ô tô;

v_{\max} - vận tốc lớn nhất của ô tô.

Công suất lớn nhất của động cơ được tính như sau:

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

a, b, c – các hệ số được xác định bằng thực nghiệm (xem phụ lục).

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

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

n_N – tốc độ vòng quay của động cơ khi công suất lớn nhất.

Ô tô dùng động cơ xăng không có bộ hạn chế số vòng quay: $\lambda = 1 \div 1,3$

Ô tô dùng động cơ xăng có bộ hạn chế số vòng quay: $\lambda = 0,8 \div 0,9$

Ô tô dùng động cơ diesel: $\lambda = 1$

Theo các giá trị đã biết $n_{e\max}$, n_N , a, b, c ta có thể tính được các giá trị công suất khác nhau của động cơ N_e theo số vòng quay n_e của nó và ta xây dựng được đường đặc tính $N_e = f(n_e)$ và $M_e = f(n_e)$.

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

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

d. *Xác định thể tích công tác của động cơ.*

Thể tích công tác của động cơ được xác định theo công thức sau:

$$V_h = \frac{175 \cdot Z \cdot N_{e\max}}{p_{eN} \cdot n_N} \quad (1)$$

$N_{e\max}$ – công suất lớn nhất của động cơ (KW).

Z – số kỳ của động cơ.

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

Thông thường $p_{eN} = 4,5 \div 6 \text{ KG/cm}^2$.

n_N – số vòng quay của trục động cơ khi công suất lớn nhất.

e. *Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính.*

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

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

i_0 – tỷ số truyền của truyền lực chính.

i_{hn} - tỷ số truyền của hộp số ở số truyền cao nhất. Nếu số truyền cao nhất là truyền thẳng thì $i_{hn} = 1$. Trong trường hợp số truyền cao nhất là số truyền tăng thì $i_{hn} < 1$ (ta chọn $i_{hn} = 0,7 \div 0,8$).

i_{pc} - tỷ số truyền của hộp số phụ (hộp số phân phối) ở số cao

($i_{pc} = 1 \div 1,5$).

$n_{e \max}$ - tốc độ vòng quay lớn nhất của động cơ ứng với vận tốc lớn nhất của ô tô (v/ph).

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

v_{\max} - vận tốc lớn nhất của ô tô (m/s).

r_b - bán kính làm việc của bánh xe (m).

Đối với ô tô con: $n_{e \max} = 5000 \div 5500$ v/ph

Đối với ô tô tải, ô tô khách dùng động cơ xăng: $n_{e \max} = 2600 \div 3500$ v/ph

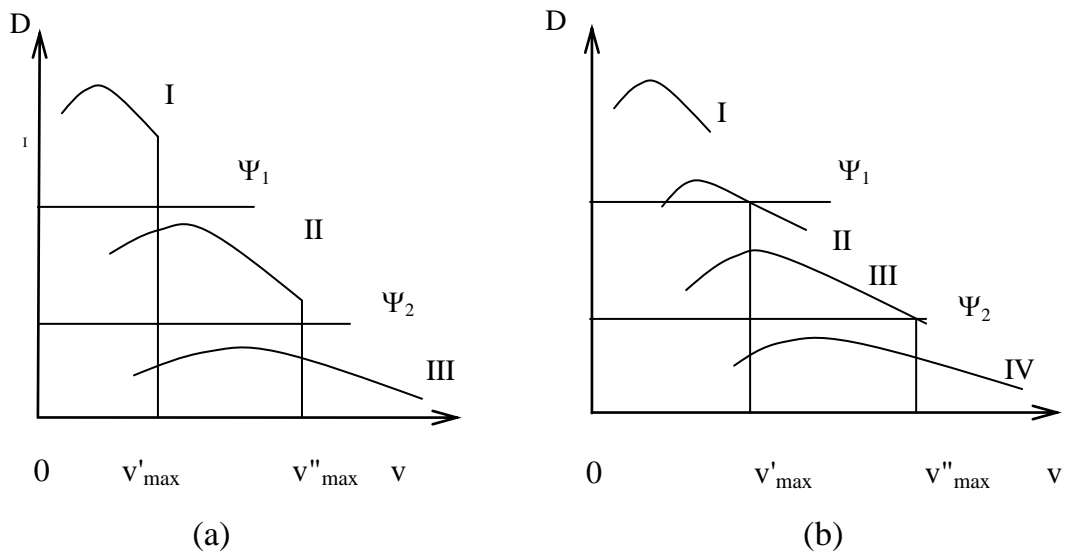
Đối với ô tô tải, ô tô khách dùng động cơ diesel: $n_{e \max} = 2000 \div 2600$ v/ph

Khi tính được i_0 theo biểu thức trên cần so sánh giá trị này với trị số của ô tô cùng loại tương tự. Còn khi thiết kế cầu chủ động của ô tô thì giá trị chính xác của i_0 được tính theo số răng của cặp bánh răng truyền lực chính.

f. Xác định số lượng số truyền của hộp số.

Để xác định rõ ảnh hưởng của số lượng số truyền của hộp số đến tính chất động lực học của ô tô, trên cơ sở đó xác định số lượng số truyền, có thể so sánh tính chất động lực học của của hai loại ô tô có tính chất động lực học giống nhau nhưng có số lượng số truyền khác nhau và đều có tỷ số truyền ở số thứ nhất và số cuối cùng là bằng nhau.

Qua hai đồ thị nhận thấy rằng: nếu hai ô tô chuyển động trên cùng loại đường có hệ số cản tổng cộng như nhau là Ψ_2 , thì vận tốc lớn nhất có được của ô tô với hộp số ba cấp v'_{\max} sẽ nhỏ hơn vận tốc lớn nhất đạt được ở ô tô có hộp số bốn cấp v'_{\max} . Nếu cho hai ô tô chuyển động trên loại đường có hệ số cản mặt đường $\Psi_1 > \Psi_2$ thì cũng nhận được vận tốc lớn nhất của ô tô với hộp số ba cấp nhỏ hơn vận tốc của ô tô với hộp số bốn cấp.



Hình 3.5. Đặc tính động lực học của ô tô
 A - ô tô có hộp số ba cấp; b - ô tô có hộp số bốn cấp

Như vậy nếu tăng số lượng số truyền trong hộp số sẽ tăng được vận tốc trung bình của ô tô. Nhưng nếu tăng quá mức số lượng số truyền của hộp số sẽ làm cho hộp số trở nên phức tạp, cồng kềnh, khối lượng của hộp số sẽ tăng, việc điều khiển hoạt động của hộp số sẽ phức tạp thêm. Vì vậy đối với ô tô con, hộp số thường không vượt quá 4 ÷ 5 cấp tốc độ, còn đối với ô tô vận tải, ô tô khách không vượt quá 5 ÷ 6 cấp tốc độ.

Chú ý: trong thực tế để tăng tính chất động lực học của ô tô, tăng vận tốc trung bình và để điều khiển quá trình hoạt động của ô tô được nhẹ nhàng, giảm tải trọng lên các cơ cấu của hệ thống truyền lực, người ta sử dụng hộp số vô cấp. Nhờ sử dụng hộp số vô cấp động cơ có thể làm việc ở chế độ toàn tải mà không phụ thuộc vào chế độ vận tốc của ô tô và do đó tính kinh tế nhiên liệu đạt được hiệu quả cao nhất.

Trong quá trình tính toán sức kéo của ô tô, ta thường chọn số lượng số truyền theo xe đã cho trước.

g. Xác định tỷ số truyền của các số và hộp số.

** Xác định tỷ số truyền ở số I.*

Tỷ số truyền ở số I cần chọn sao cho lực kéo tiếp tuyến phát ra ở 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:

$$P_{K \max} \geq \Psi_{\max} \cdot G + W \cdot v^2$$

ở đây:

Ψ_{\max} - hệ số cản tổng cộng lớn nhất của mặt đường.

G - trọng lượng của ô tô.

W - nhân tố cản.

v - vận tốc chuyển động của ô tô.

Khi ô tô chuyển động ở số I có vận tốc thấp ta có thể bỏ qua lực cản không khí ($W.v^2$). Như vậy:

$$P_{K \max} \geq \Psi_{\max} \cdot G$$

$$\text{Hay} \quad \frac{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{hI} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \geq \Psi_{\max} \cdot G$$

$$\text{Có nghĩa là:} \quad i_{hI} \geq \frac{\Psi_{\max} \cdot G \cdot r_b}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}$$

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

$M_{e \max}$ - mô men lớn nhất của động cơ.

Mặt khác lực kéo tiếp tuyến lớn nhất ở bánh xe chủ động bị giới hạn bởi điều kiện bám cho nên:

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

m - hệ số phân bố tải trọng.

φ - hệ số bám.

$$\text{Hay} \quad \frac{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{hI} \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}{r_b} \leq m \cdot G \cdot \varphi$$

Theo điều kiện bám này thì tỷ số truyền ở số I được chọn là:

$$i_{hI} \geq \frac{m \cdot G \cdot \varphi \cdot r_b}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{pc} \cdot \eta_t}$$

Như vậy khi chọn tỷ số truyền ở số I thoả mãn theo biểu thức II. 28 thì cũng cần kiểm tra lại theo điều kiện bám. Nếu như điều kiện II.30 không được thoả mãn thì phải tính lại trọng lượng phân bố lên cầu chủ động, có nghĩa là thiết kế lại phân bố chung của ô tô.

* *Xác định tỷ số truyền ở các số trung gian.*

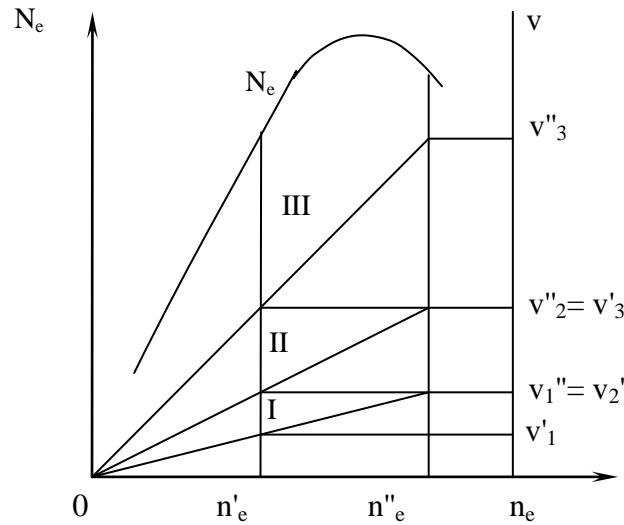
- *Tỷ số truyền trung gian bố trí theo cấp số nhân.*

Hiện nay cấp số nhân được sử dụng rộng rãi để chọn tỷ số truyền của hộp số ô tô.

Việc chọn hệ thống tỷ số truyền theo cấp số nhân dựa trên những cơ sở sau:

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 khoảng biến thiên số vòng quay của động cơ từ n'_e đến n''_e là không tăng.



Hình 3.6 Đồ thị sang số của ô tô có hộp số 3 cấp bố trí theo cấp số nhân

Giả thiết rằng trong khi chuyển số thì ô tô không bị ngắt dòng công suất, do đó không bị mất mát vận tốc, nghĩa là thời gian chuyển số xem như bằng không. Hay nói cách khác khi gia tốc ô tô chuyển từ số thấp lên số cao, vận tốc cuối cùng của số thấp bằng vận tốc đầu tiên của số cao tiếp theo, nghĩa là $v''_1 = v'_2$; $v''_2 = v'_3$; ...; $v''_{n-1} = v'_n$.

Vận tốc đầu tiên của ô tô ở các số truyền khác nhau được tính theo công thức:

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

Tốc độ cuối cùng khi gia tốc ở các số truyền khác nhau được tính theo công thức sau:

$$v''_{n-1} = v'_n = \frac{2 \cdot \pi \cdot n'_e \cdot r_b}{60 \cdot i_0 \cdot i_{hn} \cdot i_{pc}}$$

Nếu kết hợp các biểu thức trên ta được biểu thức sau:

$$\frac{n''_e}{i_{hI}} = \frac{n'_e}{i_{hII}}; \quad \frac{n''_e}{i_{hII}} = \frac{n'_e}{i_{hIII}}; \quad \dots; \quad \frac{n''_e}{i_{h(n-1)}} = \frac{n'_e}{i_{hn}}$$

$$\text{và ta có: } \frac{i_{hI}}{i_{hII}} = \frac{i_{hII}}{i_{hIII}} = \dots = \frac{i_{h(n-1)}}{i_{hn}} = \frac{n''_e}{n'_e}$$

Trong các công thức trên:

v' ; v'' - vận tốc ô tô tương ứng với các số vòng quay n'_e ; n''_e của trục khuỷu động cơ.

n - số lượng số truyền.

$i_{hI} \dots i_{hn}$ - tỷ số truyền của hộp số ứng với các số truyền 1 ... n .

Biểu thức III.34 cho ta thấy rằng tỷ số truyền của hộp số dựa theo các cơ sở nêu ở trên được xếp theo cấp số nhân với công bội q .

$$i_{hII} = \frac{i_{hI}}{q} ; i_{hIII} = \frac{i_{hII}}{q} ; \dots ; i_{hn} = \frac{i_{h(n-1)}}{q}$$

Hay:
$$i_{hIII} = \frac{i_{hI}}{q^2} ; \dots ; i_{hn} = \frac{i_{hI}}{q^{n-1}}$$

Từ đây ta tính được công bội q của cấp số nhân:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{hI}}{i_{hn}}}$$

Như vậy có thể dựa vào biểu thức trên để tính công bội q nếu biết tỷ số truyền ở số I, biết được số lượng số truyền của hộp số và biết được tỷ số truyền của số truyền cuối cùng.

Thông thường trong thiết kế ô tô, nhằm mục đích nâng cao tính chất động lực học cũng như hiệu suất của hệ thống truyền lực thì người ta thường chọn số truyền cao nhất của hộp số là số truyền thẳng, nghĩa là $i_{hn} = 1$. Khi đó ta có công bội q như sau:

$$q = \sqrt[n-1]{i_{hI}}$$

Trong trường hợp này tỷ số truyền của các số trung gian được xác định như sau:

$$i_{hII} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-2)}} ; \quad i_{hIII} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-3)}} ; \dots ; \quad i_{hk} = \sqrt[n-1]{i_{hI}^{(n-k)}}$$

k - số thứ tự của số truyền.

Chú ý: 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 vận tốc lớn nhất khi xe chuyển động trên các loại đường tốt. Nhờ đó nâng cao tính kinh tế nhiên liệu và tăng tuổi thọ của ô tô. Trong trường hợp này tỷ số truyền tăng được chọn theo sự cân bằng công suất của ô tô và được tiến hành kiểm tra lại bằng thực nghiệm. Thường tỷ số truyền này được chọn trong khoảng $0,7 \div 0,85$. Khi trong hộp số đã có số truyền tăng thì số truyền thẳng $i_h = 1$ sẽ là số truyền trước số truyền tăng. Do đó công thức tổng quát để xác định tỷ số truyền của các số trung gian của hộp số có thể được xác định như sau:

$$q = n \cdot \sqrt[n-2]{i_{hl}}$$

Tỷ số truyền ở số truyền k sẽ là:

$$i_{hk} = n \cdot \sqrt[n-2]{i_{hl}^{[n-(1+k)]}}$$

n - số lượng số truyền (số cấp hộp số).

k - số thứ tự số truyền.

- Xác định tỷ số truyền trung gian theo cấp số điều hoà.

Khi chọn tỷ số truyền trung gian theo cấp số điều hoà là dựa trên cơ sở khoảng tốc độ giữa các số truyền là như nhau.

$$v_2 - v_1 = v_3 - v_2 = \dots = v_n - v_{(n-1)}$$

Ta có thể tính được vận tốc ở các số truyền khác nhau theo trị số vòng quay n_e như sau:

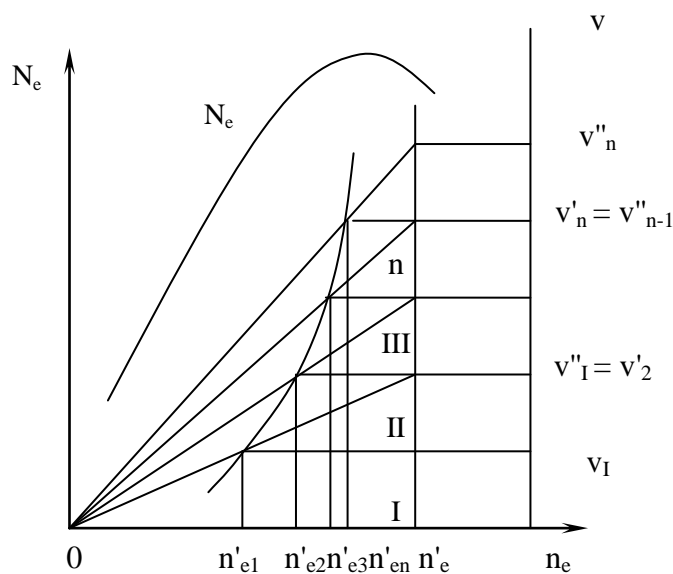
$$v_1'' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e'' \cdot r_b}{60 \cdot i_0 \cdot i_{hI} \cdot i_{pc}}; \quad v_2'' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e'' \cdot r_b}{60 \cdot i_0 \cdot i_{hII} \cdot i_{pc}}$$

$$v_{(n-1)}'' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e'' \cdot r_b}{60 \cdot i_0 \cdot i_{h(n-1)} \cdot i_{pc}}; \quad v_n'' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e'' \cdot r_b}{60 \cdot i_0 \cdot i_{hn} \cdot i_{pc}}$$

$$\text{Như vậy ta có: } \frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} = \frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} = \dots = \frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a$$

a - hằng số điều hoà.

n - số lượng số truyền của hộp số.



Hình 3.7 Đồ thị sang số của ô tô khi tỷ số truyền bố trí theo cấp số điều hoà

Từ công thức trên ta có thể tính được tỷ số truyền của các số trung gian trong hộp số khi biết được hằng số điều hoà a.

Từ các biểu thức trên:

$$\text{Vì: } \frac{1}{i_{hII}} - \frac{1}{i_{hI}} = a \quad \text{do đó} \quad i_{hII} = \frac{i_{hI}}{1 + a.i_{hI}}$$

$$\frac{1}{i_{hIII}} - \frac{1}{i_{hII}} = a \quad \text{do đó} \quad i_{hIII} = \frac{i_{hI}}{1 + 2.a.i_{hI}}$$

.....

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \quad \text{do đó} \quad i_{hn} = \frac{i_{hI}}{1 + (n-1).a.i_{hI}}$$

Nếu số truyền cuối cùng của hộp số là số truyền thẳng $I_{hn} = 1$. Trong trường hợp đó ta có:

$$\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h(n-1)}} = a \quad \text{do đó} \quad 1 - \frac{i_{hI}}{1 + (n-1).a.i_{hI}} = a$$

$$\text{Khi đó ta có quan hệ: } 1 = \frac{i_{hI}}{1 + (n-1).a.i_{hI}} \quad \text{và ta có } a = \frac{i_{hI} - 1}{(n-1).i_{hI}}$$

Như vậy hằng số điều hoà a phụ thuộc vào tỷ số truyền số I (i_{hI}) của hộp số và số lượng số truyền n của hộp số. Khi ta đã xác định được hằng số điều hoà a thì có thể xác định được tỷ số truyền của các số truyền trung gian của hộp số bằng cách kết hợp các biểu thức trên theo các quan hệ đã biết như sau:

$$i_{hII} = \frac{(n-1).i_{hI}}{(n-2) + i_{hI}}; \quad i_{hIII} = \frac{(n-1).i_{hI}}{(n-3) + 2i_{hI}}$$

$$i_{h(n-1)} = \frac{(n-1).i_{hI}}{1 + (n-2).i_{hI}}; \quad i_{hk} = \frac{(n-1).i_{hI}}{(n-k) + (k-1).i_{hI}}; \quad i_{hn} = 1$$

Nhận xét: Khác với cấp số nhân, đối với cấp số điều hoà khi chuyển từ số này sang số khác thì số vòng quay nhỏ của động cơ không phải là trị số cố định mà ở các số truyền càng cao thì số vòng quay nhỏ càng lớn $n'_{en} > \dots > n'_{e2} > n'_{e1}$, do đó ở số truyền càng cao thì động cơ làm việc càng gần với trị số công suất lớn nhất và thời gian để tăng tốc càng ngắn. Đó là ưu điểm của hộp số với cấp số điều hoà.

* Số truyền của số lùi.

Khi thiết kế hộp số ô tô và máy kéo thì tỷ số truyền của số lùi thường được xác định dựa vào tỷ số truyền số I của hộp số, thông thường có thể chọn tỷ số truyền của số lùi như sau:

$$i_1 = (1,2 \div 1,3) i_{hl}$$

* *Xác định tỷ số truyền của hộp số phụ (hộp số phân phối).*

Hộp số phụ hay hộp số phân phối thường có hai số truyền là số truyền cao và số truyền thấp. Khi thiết kế hộp số phụ, tỷ số truyền ở số cao thường được chọn $i_{pc} = 1,0 \div 1,5$.

Tỷ số truyền ở số truyền thấp của hộp phân phối được xác định theo điều kiện không có sự trượt quay của các bánh xe chủ động:

$$i_{pt} = \frac{\varphi \cdot G \cdot r_b}{M_{e_{max}} \cdot i_0 \cdot i_{hl} \cdot \eta_t}$$

i_{pt} - tỷ số truyền của hộp số phụ ở số thấp.

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

Khi đã tìm được giá trị của tỷ số truyền ở số thấp của hộp số phân phối theo công thức trên cần kiểm tra lại theo điều kiện ô tô chuyển động ổn định ở vận tốc nhỏ nhất $v_{min} = 3 \div 5 \text{ km/h}$

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

n_{emin} - số vòng quay ổn định nhỏ nhất của trục khuỷu động cơ.

v_{min} - vận tốc nhỏ nhất của ô tô.

Trong tính toán kiểm nghiệm, sau khi tính được các tỷ số truyền của hộp số và hộp số phân phối ta so sánh chúng với giá trị của hộp số của xe đã cho.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

SV thảo luận các vấn đề sau

1. Các loại thông số của ô tô.
 - a. Các thông số cho trước.
 - b. Các thông số chọn.
 - c. Các thông số tính toán.
2. Trình tự tính toán sức kéo của ô tô.
 - a. Xác định trọng lượng toàn bộ của xe.
 - b. Chọn lớp ô tô.
 - c. Xác định công suất lớn nhất của động cơ.

- d. Xác định thể tích công tác của động cơ.
- e. Xác định tỷ số truyền của truyền lực chính.
- f. Xác định số lượng số truyền của hộp số.
- g. Xác định tỷ số truyền của các số và hộp số.

Tài liệu tham khảo chương 3

1. Chapter 4- Driver line Dynamics; ; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.
2. Chapter 3 – Performance characteristics of road vehicle; Theory of ground vehicle, J.Y. Wong 4nd edition, John Willey and sons, Inc. ,

Bài 9

Mục đích:

Giới thiệu:

- *Tổng quan về hệ thống phanh trên ô tô, máy kéo;*
- *Phương pháp xác định các lực tác dụng lên ô tô, máy kéo khi phanh;*
- *Các điều kiện đảm bảo hiệu quả phanh cao nhất*
làm cơ sở để sinh viên tính toán, thiết kế hệ thống phanh đảm bảo yêu cầu.

Nội dung:

1. Tổng quan hệ thống phanh
2. Lực tác động lên ô tô khi phanh
3. Điều kiện đảm bảo phanh tối ưu

CHƯƠNG IV. PHANH ÔTÔ - MÁY KÉO

4.1. GIỚI THIỆU CHUNG

Trên ô tô - máy kéo có bố trí hệ thống đảm bảo an toàn khi vận hành đó là hệ thống phanh. Hệ thống này có tác dụng giảm vận tốc chuyển động hoặc dừng hẳn ô tô - máy kéo khi cần thiết. Trước khi phanh người lái cần giảm tốc độ (giảm nhiên liệu cung cấp vào động cơ) để có hiệu quả cao hơn. Nhờ có phanh mà người lái có thể tăng vận tốc trung bình của ô tô mà vẫn đảm bảo an toàn.

Phanh ô tô - máy kéo là quá trình tạo ra sức cản đột ngột trong quá trình ô tô - máy kéo đang chuyển động bình thường.

Ta thực hiện phanh ô tô bằng cách tạo ra lực cản lớn hơn lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động.

Ta có thể phanh xe bằng hai cách: dùng cơ cấu lá chắn để tăng sức cản của không khí và dùng cơ cấu phanh ở các bánh xe.

Ở ô tô - máy kéo ta dùng phương pháp thứ hai.

4.2. LỰC TÁC DỤNG LÊN ÔTÔ - MÁY KÉO KHI PHANH

Khi người lái tác dụng lên bàn đạp phanh, qua hệ thống dẫn động tạo ra mô men ma sát ở cơ cấu phanh, gọi là mô men phanh M_p , hãm bánh xe chuyển động chậm lại. Lúc đó ở bánh xe sẽ xuất hiện phản lực pháp tuyến P_p ngược với chiều chuyển động của xe. P_p gọi là lực phanh.

P_p được tính theo biểu thức sau:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (4.1)$$

r_b - bán kính làm việc của bánh xe.

Lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám với mặt đường .

$$P_{p \max} = P_\varphi = \varphi \cdot Z_b \quad (4.2)$$

Trong đó:

$P_{p \max}$ - lực phanh cực đại có thể sinh ra từ khả năng bám giữa bánh xe với mặt đường.

P_φ - lực bám giữa bánh xe với mặt đường.

φ - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường.

Z_b - phản lực tiếp tuyến tác dụng lên bánh xe.

Khi thực hiện quá trình phanh, bánh xe chuyển động chậm dần với gia tốc âm, do đó trên bánh xe có mô men quán tính M_{jb} , mô men này có chiều ngược chiều chuyển động của xe, có tác dụng hãm bánh xe lại. Như vậy khi phanh bánh xe thì lực hãm tổng cộng tác dụng lên bánh xe là P_{p0} .

$$P_{p0} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b}$$

Nhận xét:

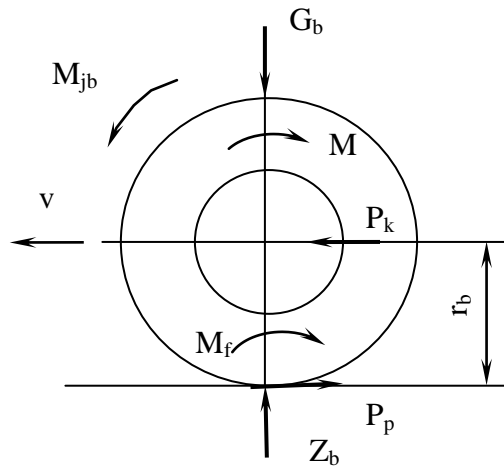
Trong quá trình phanh ô tô, mô men phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng dần lên đến một lúc nào đó thì sẽ xuất hiện quá trình trượt lê.

Khi bánh xe trượt lê hoàn toàn thì hệ số φ sẽ có giá trị nhỏ nhất, lực phanh sinh ra giữa bánh xe và mặt đường có giá trị nhỏ nhất và do đó dẫn tới hiệu quả phanh thấp nhất. Khi bánh xe đã bị trượt lê thì tính dẫn hướng của các bánh xe sẽ rất kém. Đặc biệt là bánh trước.

Bánh xe sau bị trượt lê sẽ làm giảm tính ổn định của xe.

Vì vậy để tránh các hiện tượng hãm cứng các bánh xe và bánh xe bị trượt lê hoàn toàn, trên một số loại ô tô hiện đại chuyển động với tốc độ cao, người ta bố trí thêm các hệ thống chống hãm cứng các bánh xe.

Từ biểu thức (IV.2) Ta thấy rằng muốn có lực phanh lớn thì không chỉ cần hệ số bám φ lớn mà còn cần có phản lực pháp tuyến lớn. Chính vì thế để có thể sử dụng hết được trọng lượng bám của ô tô cần phải bố trí cơ cấu phanh ở tất cả các bánh xe.



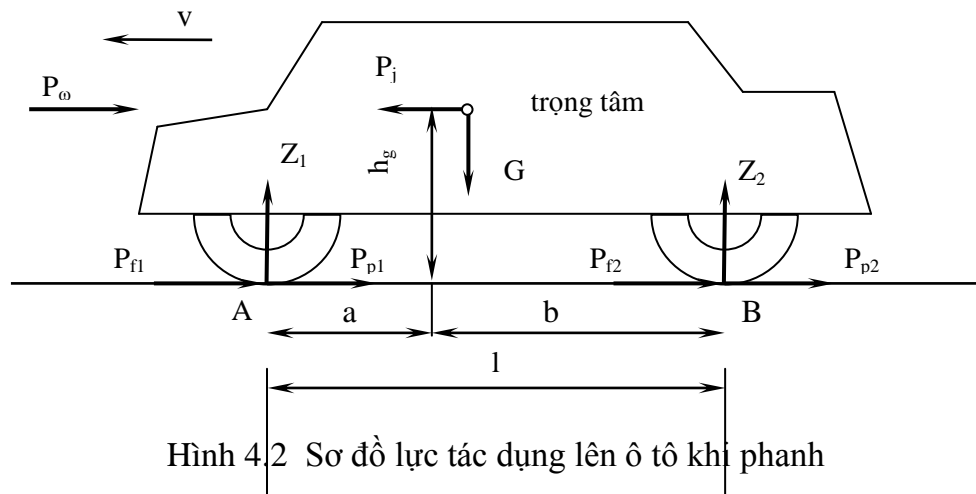
Hình 4.1 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh

Trong quá trình phanh xe, động năng, thế năng của xe sẽ bị tiêu hao cho ma sát giữa má phanh với tang phanh (trống phanh), tiêu hao cho ma sát giữa bánh xe với mặt đường, cũng như để khắc phục sức cản lăn, sức cản của không khí, ma sát trong động cơ và trong hệ thống truyền lực. Năng lượng bị tiêu hao trong quá trình phanh phụ thuộc vào chế độ phanh của từng loại xe.

Mômen phanh càng tăng thì cơ năng biến thành nhiệt năng tại các vị trí tiếp xúc giữa trống phanh và má phanh cũng như tại vị trí tiếp xúc giữa lốp và mặt đường khi trượt lê sẽ càng tăng, còn phần năng lượng để khắc phục sức cản khác thì tương đối nhỏ. Khi các bánh xe bị trượt lê hoàn toàn (hãm cứng) thì công ma sát giữa trống phanh và má phanh cũng như sự cản lăn không còn nữa. Lúc ấy gần như toàn bộ năng lượng được biến thành nhiệt năng ở khu vực lốp và mặt đường. Sự trượt lê của các bánh xe giảm hiệu quả của phanh, tăng độ mòn đối với lốp, tăng độ trượt dọc và giảm tính ổn định ngang của xe.

4.3. ĐIỀU KIỆN ĐẢM BẢO PHANH TỐI ƯU.

Ta xét sơ đồ trình bày các lực tác dụng lên ô tô - máy kéo khi phanh ở trường hợp xe không kéo moóc, chạy trên đường bằng.



Hình 4.2 Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô khi phanh

G : trọng lượng toàn bộ của ô tô đặt tại trọng tâm.

P_{f1}, P_{f2} : Lực cản lăn đặt lên bánh xe trước và sau.

Z_1, Z_2 - phản lực pháp tuyến lên các bánh xe trước và sau.

P_{p1}, P_{p2} - lực phanh tác dụng lên bánh xe trước, sau .

P_ω - lực cản không khí tác dụng lên ô tô khi chuyển động.

P_j - lực quán tính sinh ra trong quá trình phanh ô tô chuyển động có gia tốc.

P_{p1}, P_{p2} - đặt tại điểm tiếp xúc giữa các bánh xe với mặt đường và có chiều ngược với chiều chuyển động của ô tô.

P_j đặt tại trọng tâm và cùng chiều với chiều chuyển động của ô tô.

$$P_j = \frac{G}{g} j_p \quad (4.3)$$

g - gia tốc trọng trường; $g = 9,81\text{m/s}^2$;

j_p - gia tốc xuất hiện do xe chuyển động chậm dần khi phanh.

Khi phanh, lực cản P_ω, P_{f1}, P_{f2} có giá trị nhỏ, có thể bỏ qua khi tính toán, chúng chỉ gây nên sai số không lớn lắm ($1,5 \div 2 \%$).

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

$$Z_1 = \frac{G.b + p_j.h_g}{L} \quad (4.4)$$

$$Z_2 = \frac{G.a + p_j.h_g}{L} \quad (4.5)$$

Trong đó: a, b, h_g - toạ độ của trọng tâm ô tô,

L - chiều dài cơ sở của ô tô.

Nếu ta thay các giá trị P_j từ công thức (4.3) vào công thức (4.4), (4.5) ta sẽ có công thức tính Z_1, Z_2 như sau:

$$Z_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{P_j.h_g}{g} \right) \quad (4.6)$$

$$Z_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{P_j.h_g}{g} \right) \quad (4.7)$$

Để sử dụng hết trọng lượng bám của ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe trước và sau. Khi đó lực phanh lớn nhất với toàn bộ xe:

$$P_{p \max} = P_\phi = \phi \cdot G \quad (4.8)$$

Nhận xét:

Sự phanh đạt hiệu quả lớn nhất khi lực phanh sinh ra ở các bánh xe tỷ lệ thuận với tải trọng tác dụng lên trục. Nhưng tải trọng tác dụng lên các bánh xe trong quá trình phanh lại luôn luôn thay đổi do có lực quán tính P_j tác dụng.

Trong trường hợp phanh có hiệu quả nhất thì tỷ số giữa các lực phanh của bánh trước, sau sẽ là:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{\varphi \cdot G_1}{\varphi \cdot G_2} = \frac{\varphi \cdot Z_1}{\varphi \cdot Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2} \quad (4.9)$$

G_1, G_2 - trọng lượng của xe tác dụng lên bánh xe trước và sau.

Nếu đưa biểu thức (4.4), (4.5) vào (4.9) ta có công thức sau:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{G \cdot b + P_j \cdot h_g}{G \cdot a - P_j \cdot h_g} \quad (4.10)$$

Trong quá trình phanh các lực cản lăn P_{f1}, P_{f2} , lực cản không khí P_w như phần trên đã nói là không đáng kể, có thể bỏ qua khi tính toán. Khi đó:

$$P_j = P_{p1} + P_{p2} \quad P_{j \max} = P_\varphi = G \cdot \varphi = P_{p \max} \quad (4.11)$$

Nếu ta đưa giá trị $P_{j \max}$ từ biểu thức (11) vào (10) ta có:

$$\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi \cdot h_g}{a - \varphi \cdot h_g} \quad (4.12)$$

Biểu thức (4.12) chính là điều kiện để sự phanh đạt hiệu quả nhất. Nghĩa là muốn sự phanh đạt hiệu quả nhất (hoặc quãng đường phanh nhỏ nhất, hoặc thời gian phanh nhỏ nhất, hoặc gia tốc chuyển động chậm dần là lớn nhất) thì trong quá trình phanh quan hệ giữa lực phanh ở các bánh xe trước P_{p1} , và lực phanh ở bánh xe sau P_{p2} phải thoả mãn biểu thức (4.12)

Từ biểu thức (4.12) thấy rằng trong điều kiện sử dụng của ô tô, tọa độ trọng tâm của ô tô luôn luôn thay đổi do ô tô có thể chạy trên các loại đường khác nhau, do đó tỷ số $\frac{P_{p1}}{P_{p2}}$ luôn thay đổi trong điều kiện sử dụng. Vì vậy để đảm bảo hiệu quả phanh tốt nhất cần phải tạo ra các lực phanh P_{p1}, P_{p2} thích hợp, thoả mãn các điều kiện nêu ra ở 4.12. Điều đó có nghĩa là phải thay đổi được mô men phanh M_{p1} và M_{p2} sinh ra trong cơ cấu phanh trước và sau của ô tô. Trong điều kiện các cơ cấu phanh đã được thiết kế, mô men phanh có thể thay đổi bằng cách thay đổi áp suất của dầu, khí nén dẫn đến các xy lanh phanh của bánh trước, sau hoặc dẫn đến các bầu phanh.

Hiện nay trên các xe ô tô hiện đại để thoả mãn tốt hơn điều kiện 4.12 nhằm tăng hiệu quả phanh, người ta thường bố trí thêm bộ điều hoà lực phanh hoặc bộ chống hãm cứng các bánh xe khi phanh. Các cơ cấu này sẽ tự động điều chỉnh lực phanh ở các bánh xe bằng cách sinh ra quan hệ áp suất của dầu hoặc khí dẫn tới các cơ cấu phanh ở bánh trước và bánh sau.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

- 1- Giới thiệu tổng quan về hệ thống phanh trên ô tô, máy kéo?
- 2- Phương pháp xác định các lực tác dụng lên ô tô, máy kéo khi phanh?
- 3- Xác định các điều kiện đảm bảo hiệu quả phanh cao nhất?

Bài 9

Mục đích:

Giới thiệu phương pháp tính toán các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của hệ thống phanh làm cơ sở để sinh viên tính toán kiểm nghiệm cũng như thiết kế hệ thống phanh đảm bảo an toàn cho xe hoạt động cũng như biết cách kiểm tra các thông số này trong quá trình sử dụng ô tô để đảm bảo an toàn cho phương tiện.

Nội dung:

Các chỉ tiêu đánh giá chất lượng của quá trình phanh

1. Gia tốc chậm dần khi phanh.
2. Thời gian phanh.
3. Quãng đường phanh.
4. Lực phanh và lực phanh riêng.

4.4. CÁC CHỈ TIÊU ĐÁNH GIÁ CHẤT LƯỢNG CỦA QUÁ TRÌNH PHANH

1. Gia tốc chậm dần khi phanh.

Đây là một trong những chỉ tiêu quan trọng để đánh giá chất lượng phanh của ô tô - máy kéo.

Khi phân tích lực tác dụng lên ô tô - máy kéo trong quá trình phanh có thể viết phương trình cân bằng lực như sau:

$$P_j = P_p + P_f + P_\omega \pm P_i + P_\eta \quad (4.13)$$

Trong đó:

P_p - lực phanh sinh ra ở các bánh xe.

P_f - lực cản lăn.

P_ω - lực cản không khí.

P_η - lực cản do ma sát cơ khí.

P_i - lực cản lên dốc.

Khi thực hiện quá trình phanh trong trường hợp ô tô chạy trên đường bằng $P_i = 0$.

P_f , P_ω , P_η cản lại quá trình phanh có giá trị rất nhỏ so với lực phanh. Thực tế P_p có giá trị lớn hơn 98% so với tổng các lực có xu hướng cản chuyển động của ô tô. Vì vậy khi tính toán có thể bỏ qua giá trị P_f , P_ω , P_η trong phương trình IV.13.

Khi đó ta có : $P_j = P_p \pm P_i$

$$\text{Khi ô tô chạy trên đường bằng: } P_j = P_p \quad (4.14)$$

Lực phanh lớn nhất $P_{p\max}$ được xác định theo điều kiện bám khi các bánh xe bị phanh hoàn toàn và đồng thời một lúc.

$$\text{Trong trường hợp ấy } P_{p\max} = \varphi \cdot G$$

Trong điều kiện đó thì phương trình (4.14) có thể viết như sau :

$$\delta_i \cdot \frac{G}{g} \cdot J_{p\max} = \varphi \cdot G \quad (4.15)$$

δ_i là hệ số tính toán đến ảnh hưởng của khối lượng quay trong ô tô.

Từ biểu thức V.15 ta xác định được gia tốc lớn nhất của chuyển động chậm dần khi phanh:

$$J_{p\max} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \quad (4.16)$$

Để tăng gia tốc chuyển động chậm dần khi phanh thì phải giảm δ_i . Vì vậy khi cần phải phanh đột ngột (phanh gấp) người lái xe phải cắt ly hợp để tách các thành phần chuyển động quay của động cơ ra khỏi hệ thống truyền lực, nhờ đó giảm được δ_i và tăng được $J_{p\max}$. Gia tốc của chuyển động chậm dần phụ thuộc vào hệ số bám φ giữa lốp và mặt đường. Trong điều kiện chuyển động trên đường nhựa tốt, khô và nằm ngang có $\varphi_{\max} = 0,75 \div 0,8$ thì $J_{p\max}$ có thể đạt $7,5 \div 8 \text{ m/s}^2$.

2. Thời gian phanh.

Thời gian phanh càng nhỏ thì chất lượng phanh càng tốt. Để xác định thời gian phanh có thể sử dụng công thức V.16:

$$J_{p\max} = \frac{dv}{dt} = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} \quad (4.17)$$

$$\text{hay ta có : } dt = \frac{dv}{j} = \frac{\delta_i \cdot dv}{\varphi \cdot g}$$

Thời gian phanh t sẽ được xác định bằng cách tích phân dt trong giới hạn từ thời điểm ứng với vận tốc phanh ban đầu v_1 tới thời điểm ứng với vận tốc v_2 ở cuối quá trình phanh.

$$t = \int dt = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} dv = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} (v_1 - v_2)$$

Khi ô tô dừng hẳn thì $v_2 = 0$ và thời gian phanh sẽ là:

$$t = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} v_1 \quad (4.18)$$

Từ biểu thức 4.18 ta thấy thời gian phanh phụ thuộc vào vận tốc của ô tô lúc bắt đầu phanh v_1 , hệ số δ_i và hệ số bám φ giữa bánh xe và mặt đường. Để giảm thời gian phanh thì cần phải giảm δ_i bằng cách cắt ly hợp khi phanh.

3 - Quãng đường phanh.

Đây là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá chất lượng phanh của ô tô. Vì so với các chỉ tiêu khác thì quãng đường phanh mà người lái có thể nhận thức được một cách trực quan và do đó dễ dàng tạo điều kiện cho người lái xử lý được các tình huống khi phanh ô tô trên đường. Chính vì thế trong các hồ sơ về tính năng kỹ thuật của ô tô các nhà máy chế tạo thường cho biết quãng đường phanh ứng với những vận tốc bắt đầu phanh khác nhau, đối với mỗi loại ô tô cụ thể do nhà máy sản xuất.

Để xác định được giá trị của quãng đường phanh, có thể sử dụng biểu thức 4.17 bằng cách nhân cả hai vế với vi phân của quãng đường.

$$\frac{dv}{dt} \cdot ds = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} ds$$

$$\text{hay} \quad v \cdot dv = \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} ds \quad (4.19)$$

$$ds = \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} v dv$$

Thực hiện tích phân ds trong giới hạn ứng với tốc độ bắt đầu phanh v_1 tới thời điểm ứng với vận tốc cuối quá trình phanh v_2 sẽ xác định giá trị của quãng đường phanh S :

$$S = \int_{v_2}^{v_1} \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} v dv = \frac{\delta_i}{2 \cdot \varphi \cdot g} (v_1^2 - v_2^2) \quad (4.20)$$

Khi phanh ô tô dừng hẳn $v_2 = 0$, trong trường hợp đó :

$$S = \frac{\delta_i}{2 \cdot \varphi \cdot g} \cdot v_1^2 \quad (4.21)$$

Từ biểu thức (4.21) ta thấy rằng quãng đường phanh phụ thuộc vào vận tốc bắt đầu phanh v_1 theo hàm bậc 2, phụ thuộc φ và hệ số tính đến ảnh hưởng của các khối lượng chuyển động quay δ_i . Nếu v_1 càng tăng thì quãng đường phanh càng lớn.

Để giảm quãng đường phanh S có thể giảm δ_i bằng cách cắt ly hợp trước khi phanh.

4- Lực phanh và lực phanh riêng.

Các chỉ tiêu lực phanh và lực phanh riêng được dùng thuận lợi khi có bộ thử phanh, lực phanh sinh ra ở bánh xe của ô tô được xác định theo biểu thức sau:

$$P_p = \frac{M_p}{r_b} \quad (4.22)$$

P_p - lực phanh của ô tô.

M_p - mô men phanh của các cơ cấu bánh.

r_b - bán kính trung bình làm việc của bánh xe.

Lực phanh riêng (ký hiệu là P) là lực phanh được tính trên một đơn vị trọng lượng của ô tô nghĩa là:

$$P = \frac{P_p}{G} \quad (4.23)$$

G : trọng lượng ô tô.

Như vậy lực phanh riêng cực đại ứng với trường hợp lực phanh có giá trị cực đại.

$$P_{\max} = \frac{P_{p\max}}{G} = \frac{P_\varphi}{G} = \frac{\varphi \cdot G}{G} = \varphi \quad (4.24)$$

Xét về mặt lý thuyết trong trường hợp ô tô chuyển động trên mặt đường nhựa khô nằm ngang thì lực phanh riêng cực đại có thể đạt:

$$P_{\max} = \varphi = 0,75 \div 0,8$$

Tuy nhiên vì những lý do khác nhau trong thực tế, giá trị lực riêng thường đạt trị số thấp hơn ($P_{\max} = 0,45 \div 0,65$).

Trong các chỉ tiêu để đánh giá chất lượng của quá trình phanh thì chỉ tiêu về quãng đường phanh là đặc trưng và có ý nghĩa quan trọng nhất vì biết quãng đường phanh thì cho phép người lái xe hình dung được vị trí xe sẽ dừng trước một chướng ngại vật mà người lái xe phải xử trí để khỏi xảy ra tai nạn khi thực hiện quá trình phanh lúc ô tô đang chuyển động ở một tốc độ nào đó.

Bốn chỉ tiêu nêu trên đều có giá trị ngang nhau. Vì thế khi đánh giá chất lượng phanh của ô tô cần dùng một trong bốn chỉ tiêu trên.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Ý nghĩa và phương pháp xác định gia tốc chậm dần khi phanh?
2. Ý nghĩa và phương pháp xác định thời gian phanh?
3. Ý nghĩa và phương pháp xác định quãng đường phanh?
4. Ý nghĩa và phương pháp xác định lực phanh và lực phanh riêng?

Bài 10

Mục đích:

Giải quyết về mặt lý thuyết các vấn đề đảm bảo quá trình phanh tốt nhất làm cơ sở để sinh viên tính toán chọn các các mô hình của hệ thống phanh trong quá trình thiết kế.

Nội dung:

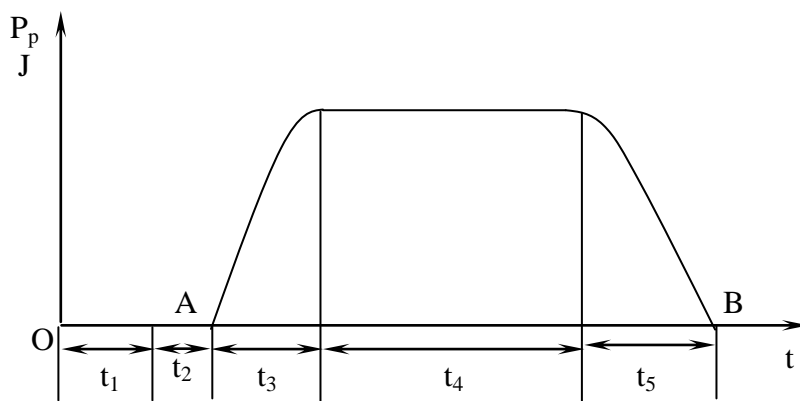
Phanh không mở ly hợp.

1. Giảm đồ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế.
2. Phanh khi không mở ly hợp.

4.5. PHANH KHÔNG MỞ LY HỢP.

3. Giảm đồ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế.

Ở phần trên ta đã xác định được gia tốc chậm dần, quãng đường phanh, thời gian phanh,... theo lý thuyết, trong điều kiện lý tưởng như chất lỏng, không khí không chịu nén, đạt áp suất cực đại ngay khi phanh.



Hình 4.3 Giảm đồ phanh thực tế

Trong thực tế giảm đồ phanh ta nhận được bằng thực nghiệm cho phép ta phân tích được bản chất của quá trình phanh.

Giảm đồ phanh là biểu thị của mối quan hệ giữa lực phanh P_p với thời gian phanh t hay quan hệ giữa gia tốc chậm dần j với thời gian phanh t .

Qua giảm đồ ta thấy:

Điểm O là thời điểm mà người lái nhìn thấy chướng ngại vật và thấy cần phải phanh xe.

t_1 - thời gian phản xạ của lái xe $t_1 \approx 0,3 \div 0,85$ s

t_2 - thời gian chậm tác dụng của hệ thống phanh: là thời gian từ khi người lái đạp phanh đến khi má phanh áp sát trống phanh.

Phanh dầu $t_2 \approx 0,03$ s.

Phanh hơi $t_2 \approx 0,3$ s.

t_3 - thời gian tăng lực phanh hay gia tốc chậm dần.

Phanh dầu $t_3 \approx 0,2$ s.

Phanh hơi $t_3 \approx 0,5 \div 1,0$ s.

t_4 - thời gian phanh hoàn toàn ứng với lực phanh lớn nhất. Thời gian này là thời gian được tính theo công thức (4.18).

t_5 - thời gian thả phanh, lực phanh giảm đến không.

Phanh dầu $t_5 \approx 0,2$ s.

Phanh hơi $t_5 \approx 1,50 \div 2,50$ s.

Tiêu chuẩn về hiệu quả phanh:

Loại xe	Quãng đường phanh (m) không lớn hơn	Gia tốc chậm dần cực đại (m/s^2) không nhỏ hơn
- Ôtô con và các loại xe thiết kế trên cơ sở của chúng:		
- Ôtô tải có trọng lượng toàn bộ < 80KN, xe khách có chiều dài < 7,5 m:	7,2	5,8
- Ôtô tải có trọng lượng toàn bộ > 80 KN, xe khách có chiều dài > 7,5 m:	9,5	5,0
	11	4,2

Khi xe phanh hoàn toàn thì thời gian t_5 không ảnh hưởng đến quãng đường phanh nhỏ nhất.

Thời gian của cả quá trình:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 \quad (4.25)$$

Trong thời gian t_1 và t_2 , lực phanh và gia tốc chậm dần bằng không.

Khi ô tô dừng hoàn toàn thì thời gian t_5 không ảnh hưởng gì đến quãng đường phanh nhỏ nhất, nên quá trình phanh từ khi người lái nhận được tín hiệu cho đến khi xe dừng hẳn kéo dài trong thời gian t :

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

Như vậy quãng đường phanh thực tế từ khi lái xe đạp phanh đến khi xe dừng hẳn có tính đến sự giảm vận tốc trong thời gian t_1 :

$$S = v_1.t_2 + \frac{k_s.\delta_i.v_1^2}{2.g.\varphi} \quad (4.26)$$

k_s - hệ số hiệu đính quãng đường phanh, được xác định bằng thực nghiệm.

Đối với xe du lịch : $k_s = 1,1 \div 1,2$

Đối với xe tải, xe khách: $k_s = 1,4 \div 1,6$

Trong quá trình làm việc khi các chi tiết trong hệ thống phanh bị mòn, sai lệch về hình học, do điều chỉnh không đúng làm cho quãng đường phanh có thể tăng tới $10 \div 15\%$ so với giá trị ban đầu điều chỉnh đúng.

4 - Phanh khi không mở ly hợp.

ở các phần trên ta đã giới thiệu phanh mà mở ly hợp để tăng hiệu quả phanh do giảm δ_i . Trong trường hợp ấy động cơ bị tách khỏi hệ thống truyền lực. Tuy nhiên cũng có những trường hợp khi phanh ô tô không cần mở ly hợp thậm chí có những trường hợp để ô tô chuyển động chậm dần chỉ cần giảm nhiên liệu cung cấp vào xy lanh của động cơ.

Trường hợp phanh ô tô mà không mở ly hợp hay gọi là phanh dùng động cơ, được dùng khi ô tô chuyển động trên quãng đường trơn có khả năng bị lệch bên, ô tô chuyển động trên đường đồi núi với dốc rất dài. Điều đó tránh cho cơ cấu phanh khỏi bị nóng, các trống phanh và má phanh ít bị mòn.

Trong trường hợp phanh ô tô không mở ly hợp do lượng nhiên liệu được cung cấp vào các xy lanh động cơ rất ít nên các bánh xe lúc đó sẽ đóng vai trò chủ động còn động cơ bao gồm trục khuỷu và các chi tiết khác là bị động, do đó ma sát của các chi tiết trong động cơ sẽ tạo ra sức cản và phụ thêm cho lực phanh ở các bánh xe.

Khi phanh không mở ly hợp, lực cản do ma sát có hướng ngược với lực quán tính của các chi tiết của động cơ, do trục khuỷu của động cơ chuyển động chậm dần.

Lực cản do ma sát trong động cơ có tác dụng làm cho ô tô chuyển động chậm dần với nhịp độ cao hơn khi mở ly hợp. Phương trình cân bằng lực trong trường hợp này có thể viết như sau:

$$P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^t + P_{ms}^d - P_j = 0 \quad (4.27)$$

P_{ms}^d - lực ma sát của các chi tiết ở trong động cơ được quy dẫn về bánh xe chủ động.

P_{ms}^t - lực ma sát của các chi tiết ở trong hệ thống truyền lực được quy dẫn về bánh xe chủ động.

$$P_{ms}^d = \frac{M_{ms}^d \cdot i_t}{\eta_{tp} \cdot r_b}$$

M_{ms}^d - mô men ma sát của các chi tiết động cơ khi phanh.

i_t - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

η_{tp} - hiệu suất truyền lực khi phanh.

$$\eta_{tp} = \frac{N_{ms}^d}{N_{ms}^d + N_{ms}^t}$$

N_{ms}^d, N_{ms}^t - công suất tiêu hao cho ma sát ở trong động cơ và hệ thống truyền lực khi phanh.

Một cách gần đúng có thể tính mômen ma sát ở động cơ 4 kỳ:

$$M_{ms}^d = 0,8 \cdot p \cdot V \cdot i$$

p - áp suất tổn thất cơ khí trung bình.

V - thể tích công tác của xy lanh động cơ.

i - số xy lanh của động cơ.

P_{ms}^t - lực ma sát trong hệ thống truyền lực. Trong trường hợp động cơ làm việc không tải, lực này bao gồm lực tiêu hao cho khuấy dầu P_{ms}^{t1} và lực tiêu hao cho các chi tiết chuyển động (ổ bi, bánh răng, ổ đỡ) P_{ms}^{t2} .

$$P_{ms}^t = P_{ms}^{t1} + P_{ms}^{t2}$$

Từ phương trình (V.36) có thể xác định được gia tốc của chuyển động chậm dần của ô tô như sau:

$$j_p' = \frac{g}{\delta_i'} \cdot \frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^d + P_{ms}^t}{G} \quad (4.28)$$

δ_i' - hệ số kể đến ảnh hưởng của khối lượng các chi tiết chuyển động quay trong động cơ và hệ số truyền lực khi phanh mà không mở ly hợp.

Như vậy khi phanh ô tô mà không mở ly hợp, muốn hiệu quả phanh tốt hơn so với trường hợp mở ly hợp thì cần thoả mãn điều kiện $j'_p > j_p$.

$$\frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^d + P_{ms}^t}{\delta'_i} > \frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^t}{\delta_i} \quad (4.29)$$

Vậy muốn chọn một phương thức phanh một cách hợp lý, phanh đóng hay mở ly hợp, cần chú ý đến các thành phần lực cản khi ô tô chuyển động $P_f, P_\omega, P_i, P_{ms}^d, P_{ms}^t, P_p, \delta'_i, \delta_i$.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Ý nghĩa và phương pháp xác định điều hoà lực phanh?
2. Vấn đề chống hãm cứng bánh xe khi phanh. ý nghĩa thực tiễn?
3. Giảm đồ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế?
4. Phanh khi không mở ly hợp?

Tài liệu tham khảo chương 4

1. Chapter 8 - Electronic stability Control; Vehicle Dynamics and control , Rajesh Rajamani, Springer 2006.
2. Chapter 3 – Performance characteristics of road vehicle; Theory of ground vehicle, J.Y. Wong 4th ed edition, John Willey and sons, Inc. , 2008

Bài 11

Mục đích:

Giới thiệu cách xác định tính ổn định dọc của ô tô, máy kéo bánh lốp trên các trường hợp hoạt động khác nhau: đứng yên, chuyển động,...

Nội dung:

1. Tính ổn định dọc tĩnh.
 - a. Khi ô tô hướng lên dốc.
 - b. Khi ô tô đứng quay đầu xuống dốc.
2. Tính ổn định dọc động.
 - a. Trường hợp tổng quát.
 - b. Xe lên dốc với tốc độ nhỏ, chuyển động ổn định và không kéo moóc.
 - c. Trường hợp xe kéo moóc chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ và ổn định.
 - d. Trường hợp xe chuyển động ổn định với vận tốc cao, không kéo moóc trên đường nằm ngang.

CHƯƠNG V. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA Ô TÔ - MÁY KÉO.

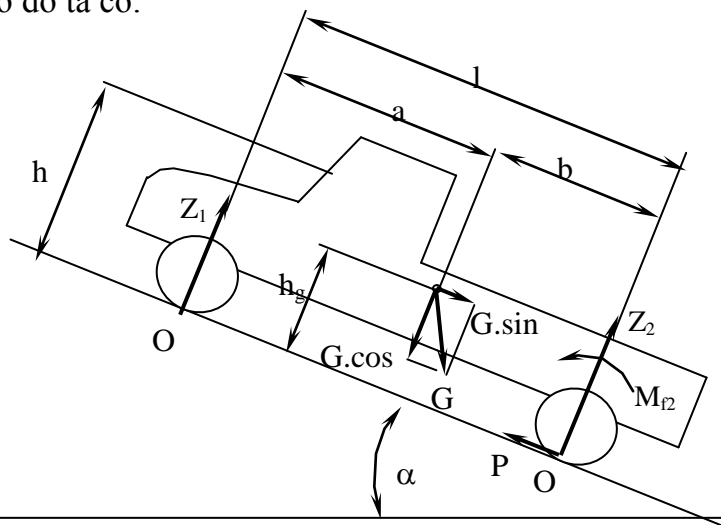
5.1. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC CỦA Ô TÔ

1. Tính ổn định dọc tĩnh.

Là khả năng của ô tô - máy kéo không bị lật hoặc trượt khi đứng yên trên đường dốc theo chiều dọc.

a. Khi ô tô hướng lên dốc.

Trên sơ đồ ta có:



Hình 5.1 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi đứng yên quay đầu lên dốc

G - là trọng lượng của ô tô đặt tại trọng tâm của xe. Do ô tô đứng trên dốc nên G được chia thành hai thành phần:

$G.\sin\alpha$ hướng theo dốc đường.

$G.\cos\alpha$ hướng vuông góc với mặt đường.

Z_1, Z_2 - là hợp lực của các phản lực của đường tác dụng lên bánh xe trước và sau.

$$Z_1 + Z_2 = G.\cos\alpha$$

M_f - là mô men cản lăn.

P_p - là lực phanh để phòng ngừa ô tô trượt xuống dốc.

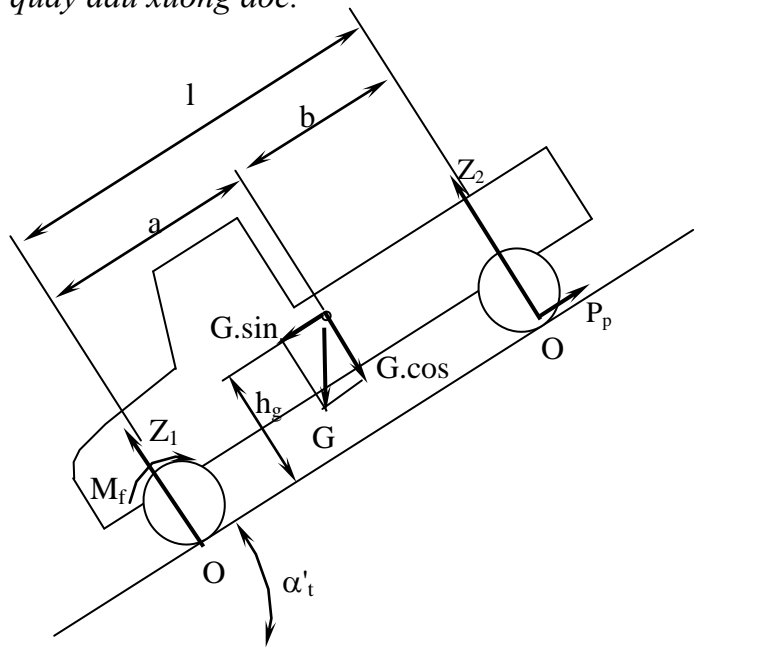
Khi α tăng dần lên cho tới một lúc mà bánh xe trước tách khỏi mặt đường, thì lúc đó $Z_1 = 0$ và xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 . Để xác định được góc dốc α giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng quay đầu lên dốc, ta lập phương trình mô men của tất cả các lực đối với điểm O_2 với điều kiện $Z_1 = 0$.

$$G. b. \cos\alpha_L - G. h_g. \sin\alpha_L = 0 \quad (5.1)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_L = \frac{b}{h_g} \quad (5.2)$$

α_L - góc dốc giới hạn xe bị lật khi đứng quay đầu lên dốc.

b. Khi ô tô đứng quay đầu xuống dốc.



Hình 5.2 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi đứng yên quay đầu xuống dốc

Cũng làm tương tự như trên, ta lấy mô men với điểm O_1 và $Z_1 = 0$, ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha'_L = \frac{a}{h_g} \quad (5.3)$$

α'_L - góc dốc giới hạn xe bị lật khi đứng quay đầu xuống dốc.

Chú ý:

- Trong quá trình tính toán ở phần trên ta đã bỏ qua không tính đến mô men M_f nhằm tăng thêm tính ổn định tĩnh của xe.

- Qua các biểu thức IV.2, IV.3 ta thấy rằng góc dốc giới hạn để xe bị lật đổ tĩnh chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của xe.

Các giá trị α_L và α'_L thường nằm trong các khoảng sau đây:

+ Xe du lịch, xe vận tải không mang tải: $\alpha_L = \alpha'_L = 60^\circ$.

+ Xe vận tải, máy kéo bánh hơi đầy tải: $\alpha_L = 35 \div 40^\circ$; $\alpha'_L \geq 60^\circ$.

+ Xe ben tự đổ: $\alpha_L = 20 \div 35^\circ$; $\alpha'_L > 60^\circ$.

Sự mất ổn định dọc tĩnh của ô tô - máy kéo không chỉ do sự lật đổ dọc mà còn do sự trượt ở trên dốc do không đủ lực phanh hoặc do bám không tốt giữa bánh xe với mặt đường. Trong trường hợp này để tránh cho xe không bị trượt lăn xuống dốc phải bố trí phanh ở tất cả các bánh xe. Khi lực phanh lớn nhất đạt giới hạn bám xe có thể bị trượt xuống dốc. Khi đó góc dốc giới hạn khi xe bị trượt được xác định theo biểu thức sau:

$$P_{p \max} = G \cdot \sin \alpha_t = \varphi \cdot Z_2 \quad (5.4)$$

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

φ - hệ số bám của bánh xe với mặt đường.

Z_2 - hợp lực của các phản lực thẳng góc từ mặt đường tác dụng lên bánh xe sau:

$$Z_2 = \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha + G \cdot h_g \cdot \sin \alpha}{L}$$

Thay giá trị Z_2 vào VI.4 rồi rút gọn ta xác định được góc dốc giới hạn khi xe đứng trên dốc bị trượt:

$$\text{- Xe quay đầu lên trên: } \operatorname{tg} \alpha_t = \varphi \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_g} \quad (5.5)$$

- Khi xe quay đầu xuống, bằng cách tương tự ta xác định được góc dốc giới hạn khi bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha'_t = \varphi \cdot \frac{a}{L + \varphi \cdot h_g} \quad (5.6)$$

α_t , α'_t - góc dốc giới hạn bị trượt khi xe đứng trên dốc quay đầu lên trên và xe đứng trên dốc quay đầu xuống dưới.

Đối với ô tô thì cơ cấu phanh được bố trí ở tất cả các bánh xe, do đó lực phanh cực đại:

$$P_{p \max} = \varphi \cdot G \cdot \cos \alpha.$$

Bằng cách xác định tương tự như trên ta nhận được điều kiện để xe đứng trên dốc bị trượt như sau:

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha'_t = \varphi \quad (5.7)$$

Để đảm bảo an toàn khi xe đứng trên dốc, thường để điều kiện xe bị trượt trước khi xe bị lật đổ. Điều đó được xác định bằng biểu thức sau:

$$\operatorname{tg} \alpha_t < \operatorname{tg} \alpha_L \quad (5.8)$$

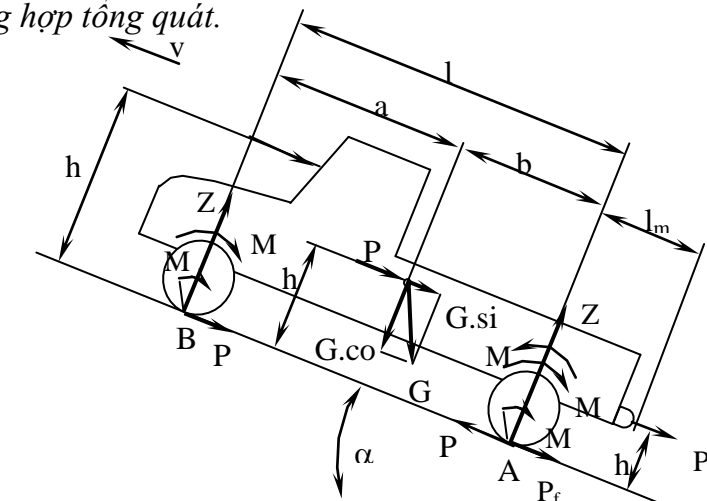
$$\text{hay } \left. \begin{array}{l} \varphi \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_g} < \frac{b}{h_g} \\ \varphi < \frac{b}{h_g} \end{array} \right\} \quad (5.9)$$

Như vậy ta nhận thấy rằng góc dốc giới hạn khi ô tô, máy kéo đứng trên dốc bị trượt hoặc bị lật chỉ phụ thuộc vào tọa độ trọng tâm của chúng và chất lượng mặt đường.

2. Tính ổn định dọc động.

Khi ô tô, máy kéo chuyển động trên đường dốc có thể bị mất ổn định, có nghĩa là có thể bị lật, trượt (trên đường dốc) dưới tác dụng của các lực hay mô men hoặc cũng có thể bị lật đổ khi chuyển động trên đường bằng với tốc độ cao.

a. Trường hợp tổng quát.



Hình 5.3 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động lên dốc

Xét ô tô, máy kéo chuyển động trên đường dốc ta có:

a, b, h_g - tọa độ trọng tâm của xe.

h_ω - khoảng cách từ điểm đặt lực cản không khí P_ω đến mặt đường. Trong tính toán để đơn giản có thể coi $h_\omega \approx h_g$.

h_m - khoảng cách từ điểm đặt lực kéo moóc P_m đến mặt đường.

G - trọng lượng toàn bộ của xe.

P_i - lực cản lên dốc. $P_i = G \cdot \sin \alpha$.

P_m - lực cản của moóc kéo. $P_m = G_m \cdot (f \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha)$.

Z_1, Z_2 - các hợp lực của các phản lực thẳng góc tác dụng từ mặt đường lên các bánh xe trước và bánh xe sau.

M_{f1}, M_{f2} - các mô men cản lăn ở các bánh xe trước và sau.

M_{j1}, M_{j2} - mô men cản quán tính, thực tế các mô men này quá nhỏ nên khi tính toán có thể bỏ qua.

P_j - lực quán tính của các khối lượng khi xe chuyển động không ổn định.

G_m - trọng lượng toàn bộ của moóc kéo.

Khi viết phương trình mô men của tất cả các ngoại lực đối với điểm O_2 ta xác định được hợp lực của các phản lực thẳng góc tác dụng lên bánh xe trước Z_1 . Sau khi thay các giá trị và rút gọn ta được:

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

Viết phương trình mô men đối với điểm O_1 thay vào và rút gọn ta được giá trị của hợp lực các phản lực thẳng góc của bánh xe sau:

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

Khi góc α tăng dần đạt đến một giá trị giới hạn nào đó thì xe sẽ bị lật đổ quanh O_2 lúc đó $Z_1 = 0$, nghĩa là bánh xe trước bắt đầu tách khỏi mặt đường. Bằng cách thực hiện tương tự như khi nghiên cứu ở ổn định tĩnh ta xác định được góc dốc giới hạn mà xe bị lật đổ khi xe chuyển động lên dốc hoặc xuống dốc. Trong trường hợp đơn giản, ô tô hoặc máy kéo không kéo theo moóc, chuyển động ổn định lên dốc hoặc xuống dốc, khi đó ta có $P_j = 0, P_m = 0$ và xem góc dốc của đường không lớn $\cos \alpha \approx 1$, ta tính được góc dốc giới hạn của mặt đường mà xe bị lật đổ:

$$\operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b - f \cdot r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{G} \quad (5.10)$$

b. Xe lên dốc với tốc độ nhỏ, chuyển động ổn định và không kéo moóc.

Trong trường hợp này ta có $P_j = 0$, $P_\omega = 0$, $P_m = 0$, $P_f \approx 0$. Do đó ta có thể xác định góc giới hạn khi xe bị lật đổ:

$$\text{Khi lên dốc:} \quad \operatorname{tg} \alpha_d = \frac{b}{h_g} \quad (5.11)$$

$$\text{Khi xuống dốc:} \quad \operatorname{tg} \alpha'_d = \frac{a}{h_g} \quad (5.12)$$

Điều kiện để xe trượt trên dốc là lực kéo của bánh xe chủ động đạt đến giới hạn của điều kiện bám. Trị số của lực kéo được xác định như sau:

$$P_{K \max} = P_\varphi = \varphi \cdot Z_2 = G \cdot \sin \alpha_\varphi \quad (5.13)$$

$$P_\varphi = \varphi \cdot Z_2 = \varphi \cdot \frac{G \cdot a \cdot \cos \alpha_\varphi + \sin \alpha_\varphi \cdot h_g}{L} \quad (5.14)$$

Sau khi rút gọn các công thức VI.13, VI.14 ta được góc dốc giới hạn mà xe bị trượt:

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \frac{\varphi \cdot a}{L - \varphi \cdot h_g} \quad (5.15)$$

$P_{K \max}$ - lực kéo tiếp tuyến lớn nhất của bánh xe chủ động.

P_φ - lực bám của bánh xe chủ động.

φ - hệ số bám của bánh xe với mặt đường.

α_φ - góc dốc giới hạn của đường ứng với lúc xe bị trượt (không còn đủ lực bám).

Để cho xe an toàn thì góc dốc giới hạn của đường tính theo điều kiện bám nhỏ hơn góc dốc giới hạn của đường khi xe bị lật $\alpha_\varphi < \alpha_d$; $\operatorname{tg} \alpha_\varphi < \operatorname{tg} \alpha_d$.

$$\text{Hay} \quad \frac{\varphi \cdot a}{L - \varphi \cdot h_g} < \frac{b}{h_g}$$

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

Khi này ta có $P_j = 0$, $P_f = 0$, $P_\omega = 0$ và có thể xảy ra những khả năng sau:

+ Bị lật đổ qua điểm tiếp xúc của bánh xe sau của xe kéo với mặt đường.

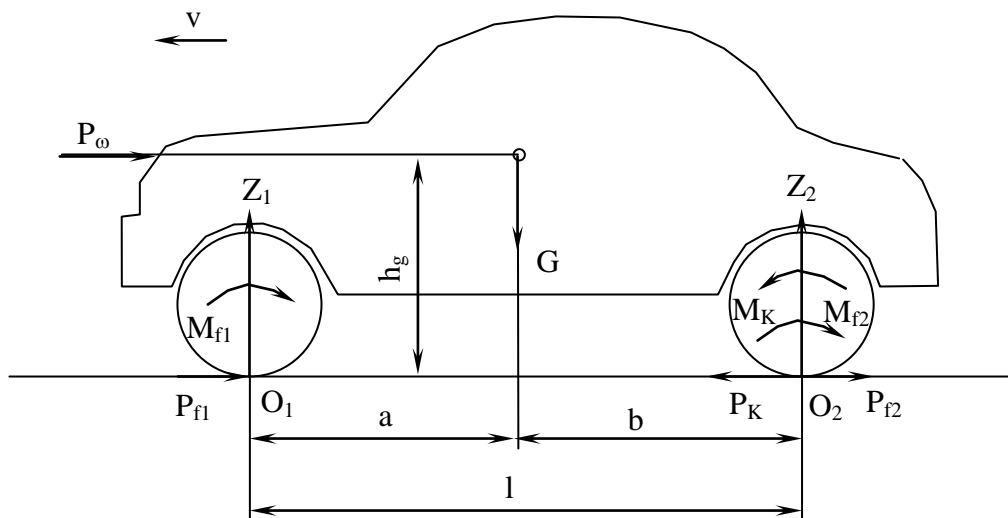
+ Bị trượt dọc khi lực kéo tiếp tuyến ở bánh xe chủ động đạt đến giá trị giới hạn bám.

Cũng bằng phương pháp xác định như trình bày ở trên có thể xác định được các góc dốc giới hạn mà đoàn xe bị trượt xuống dốc. Nếu bỏ qua thành phần cản lăn của moóc và thay $P_m = G_m \cdot \sin \alpha$ thì ta có công thức tính góc dốc giới hạn như sau:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \frac{\varphi \cdot a \cdot G}{G \cdot (L - \varphi \cdot h_g) + G_m (L - \varphi \cdot h_m)} \quad (5.16)$$

G_m - trọng lượng toàn bộ của moóc kéo.

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



Hình 5.4 Lực tác dụng lên ô tô khi chuyển động ở tốc độ cao

Khi các ô tô (du lịch, xe đua,...) chuyển động với vận tốc rất cao, chúng có thể bị lật đổ do tác dụng của lực cản không khí P_{ω} gây ra. Khi giá trị của lực P_{ω} tăng đến một giới hạn nào đó thì xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 . ở thời điểm xe bắt đầu bị lật các bánh xe trước tách khỏi mặt đường, lúc đó $Z_1 = 0$. Để xác định được vận tốc giới hạn mà xe bị lật đổ, ta viết các phương trình mô men giống như các phương pháp đã trình bày ở trên.

Trong các phương trình mô men ấy, các lực thành phần chưa biết được xác định trên cơ sở các phương trình cân bằng mô men hoặc phương trình hình chiếu.

$$Z_1 = \frac{G \cdot (b - f \cdot r_b) - P_{\omega} \cdot h_g}{L}$$

Ta coi $M_f = 0$ vì trị số của nó rất nhỏ so với P_{ω} . Thay giá trị $P_{\omega} = K \cdot F \cdot v^2$ vào biểu thức trên và rút gọn ta có vận tốc nguy hiểm mà xe bị lật đổ.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Khái niệm về tính ổn định dọc tĩnh?
2. Ổn định dọc tĩnh khi ô tô hướng lên dốc?
3. Ổn định dọc tĩnh khi ô tô đứng quay đầu xuống dốc?
4. Khái niệm về tính ổn định dọc động?
5. Trường hợp tổng quát?
6. Xe lên dốc với tốc độ nhỏ, chuyển động ổn định và không kéo moóc?
7. Trường hợp xe kéo moóc chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ và ổn định?
8. Trường hợp xe chuyển động ổn định với vận tốc cao, không kéo moóc trên đường nằm ngang?

Bài 12

Mục đích:

Giới thiệu về tính ổn định ngang của ô tô, máy kéo bánh lốp khi chuyển động trên đường nghiêng.

Nội dung:

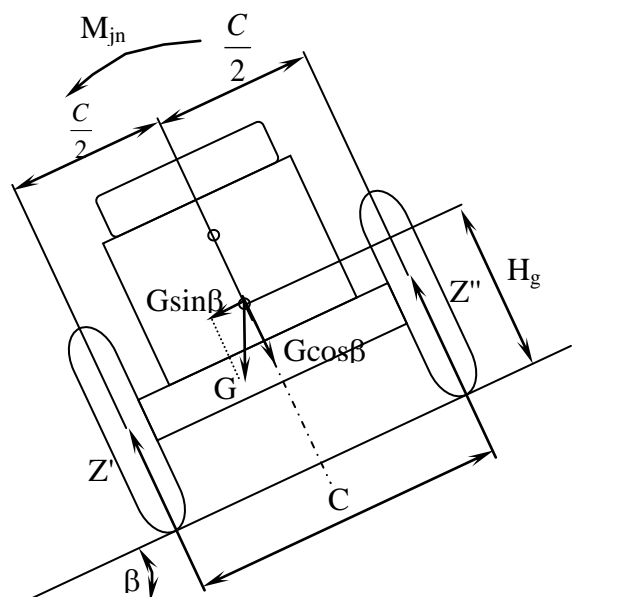
1. Tính ổn định ngang của ô tô - máy kéo khi chuyển động trên đường nghiêng theo phương ngang.
2. Tính ổn định động của ô tô - máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.
 - a. Theo điều kiện lật đổ.
 - b. Theo điều kiện bị trượt bên.

5.2. TÍNH ỔN ĐỊNH NGANG CỦA Ô TÔ

1. Tính ổn định ngang của ô tô - máy kéo khi chuyển động trên đường nghiêng theo phương ngang.

Giả thiết rằng các vết của các bánh xe trước và bánh xe sau trùng nhau và trọng tâm của xe nằm trong mặt phẳng đối xứng dọc. Các thành phần lực và mô men tác dụng lên ô tô - máy kéo gồm:

- Trọng lượng của ô tô - máy kéo G được phân thành hai thành phần theo góc nghiêng ngang: $G \cdot \sin\beta$ và $G \cdot \cos\beta$.



Hình 5.5 Sơ đồ lực tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động trên đường nghiêng ngang

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

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

- Các phản lực ngang tác dụng lên các bánh xe trái Y' và các bánh xe phải Y'' .

Dưới tác dụng của các lực và mô men, khi góc β tăng dần và đạt tới giá trị giới hạn thì xe sẽ bị lật nghiêng quanh A. Viết phương trình mô men đối với điểm A và sau khi biến đổi, rút gọn ta được thành phần phản lực thẳng góc tác động lên bánh xe bên phải:

$$Z'' = \frac{G \cdot \frac{C}{2} \cos \beta_d - G \cdot h_g \cdot \sin \beta_d - M_{jn}}{C} = 0 \quad (5.17)$$

Vì M_{jn} nhỏ có thể bỏ qua nên khi tính toán ta nhận $M_{jn} = 0$. Xét trong trường hợp $P_m = 0$, bằng các phương trình tương tự có thể xác định được góc giới hạn lật đổ khi xe chuyển động trên đường nằm nghiêng theo phương ngang:

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{C}{2 \cdot h_g} \quad (5.18)$$

β_d - góc dốc giới hạn của đường mà xe bị lật đổ nghiêng theo phương nằm ngang.

Khi chất lượng bám của bánh xe với mặt đường kém thì xe sẽ bị trượt trên những đường nghiêng ngang. Để xác định góc giới hạn khi xe bị trượt ta lập phương trình hình chiếu của các lực lên mặt phẳng song song với mặt đường:

$$G \cdot \sin \beta_\phi = Y' + Y'' = \varphi_y \cdot (Z' + Z'') = \varphi_y \cdot G \cdot \cos \beta_\phi \quad (5.19)$$

β_ϕ - góc dốc giới hạn của ô tô, máy kéo bị trượt.

φ_y - hệ số bám ngang giữa bánh xe với mặt đường.

Sau khi rút gọn biểu thức 5.19 ta có:

$$\operatorname{tg} \beta_\phi = \varphi_y \quad (5.20)$$

Điều kiện để xe bị trượt trước khi lật đổ:

$$\operatorname{tg} \beta_\phi < \operatorname{tg} \beta_d$$

$$\varphi_y < \frac{C}{2 \cdot h_g} \quad (5.21)$$

Khi ô tô - máy kéo đứng yên trên đường nghiêng ngang ta cũng xác định được góc nghiêng giới hạn để xe bị lật đổ, bị trượt (mất ổn định tĩnh). Trong trường hợp này ô tô - máy kéo chỉ chịu tác dụng của trọng lượng. Bằng cách làm tương tự như phần trên ta xác định được góc dốc giới hạn khi xe bị lật đổ trong trạng thái tĩnh:

$$\operatorname{tg} \beta_t = \frac{C}{2.h_g} \quad (5.22)$$

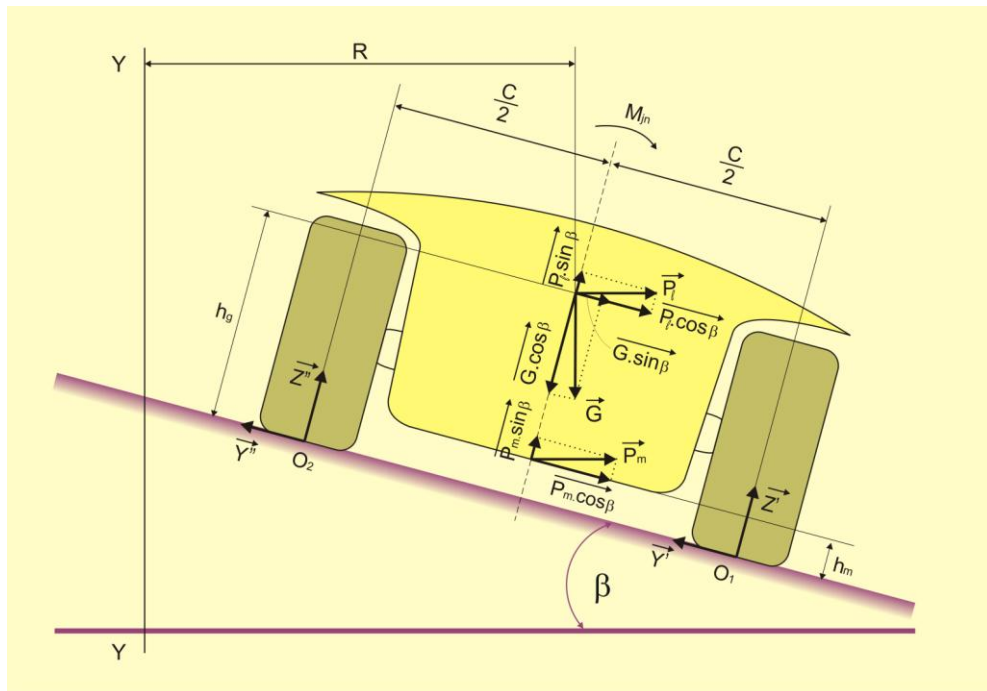
Để đảm bảo điều kiện trượt xảy ra trước khi xe bị lật đổ, ta phải có:

$$\operatorname{tg} \beta_\phi < \operatorname{tg} \beta_t \quad \text{hay} \quad \varphi_y < \frac{C}{2.h_g} \quad (5.23)$$

2. Tính ổn định động của ô tô - máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

a. Theo điều kiện lật đổ.

Khi xe chuyển động quay vòng, ngoài các lực tác dụng như đã trình bày ở các phần trên thì xe còn chịu tác dụng của lực ly tâm P_L đặt ở trọng tâm của xe, lực này có phương vuông góc với $Y - Y$.



Hình 5.6 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô, máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.

Để tiện tính toán, ta xem lực kéo của các moóc P_m có phương tác dụng theo phương ngang. Các lực P_L và các lực P_m đều được phân tích thành hai thành phần theo góc nghiêng β . Khi góc nghiêng β tăng dần lên, đồng thời dưới tác dụng của lực ly

tâm P_L xe sẽ bị lật đổ quanh mặt phẳng qua O_1 , ứng với vận tốc giới hạn nào đó và khi hợp lực $Z'' = 0$.

Cũng sử dụng công thức tính Z'' như trên, sau khi thay giá trị của lực ly tâm $P_L = \frac{G.v^2}{g.R}$ vào công thức và rút gọn ta có công thức để tính vận tốc giới hạn khi ô tô, máy kéo bị lật đổ khi quay vòng trên đường nghiêng ngang:

$$v_n^2 = \frac{\left[G \left(\frac{C}{2} \cdot \cos \beta_d - h_g \cdot \sin \beta_d \right) - P_m \left(h_m \cdot \cos \beta_d + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta_d \right) \right] g \cdot R}{G \left(h_g \cdot \cos \beta_d + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta_d \right)} \quad (5.24)$$

* Những trường hợp đặc biệt:

- Ô tô, máy kéo không kéo moóc $P_m = 0$

$$v_n^2 = \frac{G \left(\frac{C}{2} \cdot \cos \beta_d - h_g \cdot \sin \beta_d \right) g \cdot R}{G \left(h_g \cdot \cos \beta_d + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta_d \right)} = \frac{\left(\frac{C}{2} \cdot \cos \beta_d - h_g \cdot \sin \beta_d \right) g \cdot R}{h_g \cdot \cos \beta_d + \frac{C}{2} \cdot \sin \beta_d}$$

Sau khi rút gọn ta có công thức tính vận tốc giới hạn:

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

$$\text{hay } v_n = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \left(\frac{C}{2} \cdot h_g - tg \beta_d \right)}{1 + \frac{C}{2h_g} tg \beta_d}} \quad (5.25)$$

β_d - góc dốc giới hạn khi xe quay vòng trên đường nghiêng ngang bị lật đổ.

R - bán kính quay vòng của xe.

v - vận tốc chuyển động khi xe quay vòng .

v_n - vận tốc giới hạn của xe bị lật đổ khi quay vòng trên đường nghiêng ngang.

g - gia tốc trọng trường.

Nếu hướng nghiêng của đường cùng phía với tòm quay vòng thì vận tốc giới hạn (nguy hiểm) ứng với lúc xe bị lật đổ được tính như sau:

$$v_n = \sqrt{\frac{g.R.\left(\frac{C}{2}.h_g - tg\beta_d\right)}{1 - \frac{C}{2h_g}tg\beta_d}} \quad (5.26)$$

b. Theo điều kiện bị trượt bên.

Khi quay vòng trên đường nghiêng ngang, xe có thể bị trượt bên dưới tác dụng của các lực $G.\sin\beta$ và $P_L.\cos\beta$ do điều kiện bám ngang của các bánh xe với đường không đảm bảo. Tương tự như các cách đã làm ở trên để xác định vận tốc giới hạn, khi xe bị trượt bên, ta viết phương trình hình chiếu của các lực lên các mặt bên:

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

Sau khi thay trị số của P_L và rút gọn ta xác định được vận tốc giới hạn khi xe bị trượt bên:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R.(\varphi_y.\cos\beta_\varphi - \sin\beta_\varphi)}{1 + \varphi_y.tg\beta_\varphi}} = \sqrt{\frac{g.R.(\varphi_y - tg\beta_\varphi)}{1 + \varphi_y.tg\beta_\varphi}} \quad (5.27)$$

φ_y - hệ số bám theo phương ngang.

β_φ - góc nghiêng của đường ứng với lúc xe bị trượt theo điều kiện bám.

Khi xe quay vòng trên đường nằm nghiêng mà hướng nghiêng của đường cùng phía của trục quay vòng, thì vận tốc giới hạn mà xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R.(\varphi_y + tg\beta_\varphi)}{1 - \varphi_y.tg\beta_\varphi}} \quad (5.28)$$

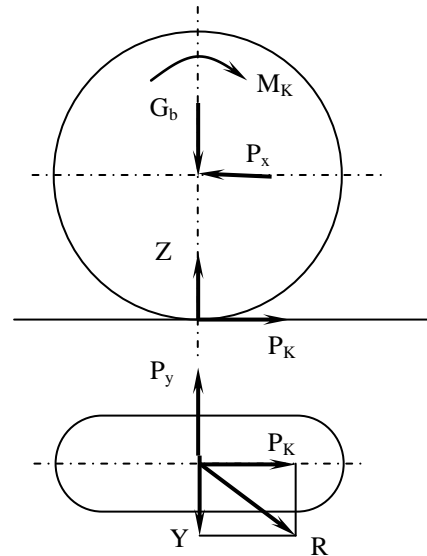
Trong trường hợp xe quay vòng trên đường nằm ngang thì vận tốc giới hạn mà xe bị trượt bên là:

$$v_\varphi = \sqrt{g.R.\varphi_y} \quad (5.29)$$

Nhận xét:

Qua các công thức trình bày ở trên có thể rút ra nhận xét rằng góc dốc giới hạn và vận tốc nguy hiểm v_n mà tại đó ô tô, máy kéo bị lật đổ hoặc trượt bên khi chuyển động trên đường nghiêng ngang phụ thuộc toạ độ trọng tâm của xe, bán kính quay vòng R , hệ số bám ngang φ .

Hình 5.7. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh xe chủ động khi có lực ngang



Trường hợp ô tô, máy kéo chuyển động chịu tác động của lực ngang khác. Khi ô tô, máy kéo chuyển động còn có thể bị mất ổn định ngang do ảnh hưởng của các yếu tố khác như lực gió tác động theo phương ngang, do đường mấp mô, do phanh trên đường trơn. Để nghiên cứu bánh xe chủ động khi lăn trên đường chịu tác động của lực ngang P_y ta sử dụng sơ đồ sau đây (Hình 5.7):

Bánh xe lăn sẽ chịu các lực và mô men: G_b , M_k , P_x , P_y , P_k và các phản lực Z , Y . Theo sơ đồ thì R là hợp lực của lực kéo tiếp tuyến P_k và lực ngang Y là phản lực xuất hiện do tác dụng của lực ngang P_y . Hợp lực R có điểm đặt là điểm tiếp xúc giữa bánh xe và mặt đường, được xác định theo công thức sau:

$$R = \sqrt{P_k^2 + Y^2} \quad (5.30)$$

- Theo điều kiện bám thì R có giá trị lớn nhất:

$$R = R_{\max} = \varphi \cdot G_b$$

- Phản lực ngang Y đạt giá trị lớn nhất:

$$Y = Y_{\max}$$

Nếu thay các giá trị R_{\max} , Y_{\max} vào biểu thức V.30 ta có:

$$Y_{\max} = \sqrt{R_{\max}^2 - P_k^2} = \sqrt{(\varphi \cdot G_b)^2 - P_k^2} \quad (5.31)$$

Từ công thức 5.31 ta thấy rằng lực kéo P_k càng lớn thì Y càng nhỏ. Khi lực kéo P_k hoặc lực phanh P_p đạt đến giới hạn của lực bám thì $Y_{\max} = 0$, lúc này chỉ cần một lực ngang rất nhỏ tác dụng lên bánh xe cũng làm cho bánh xe bắt đầu bị trượt theo phương ngang. Các hiện tượng trượt làm cho xe mất ổn định và rất nguy hiểm trong trường hợp các bánh xe sau cũng bị trượt gọi là quay vòng thừa. Bánh xe trước trượt gọi là quay vòng thiếu.

Bài 13

Mục đích:

Giới thiệu về điều kiện quay vòng của ô tô, máy kéo bánh lốp và các lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng làm cơ sở để sinh viên tính toán, thiết kế hệ thống lái của ô tô, máy kéo bánh lốp

Nội dung:

Động học và động lực học quay vòng của ô tô, máy kéo

1. Điều kiện quay vòng của ô tô
 - a. Ô tô có cầu sau là chủ động và cầu trước là bị động và dẫn hướng.
 - b. Khi bánh xe trước vừa là chủ động vừa là dẫn hướng:
2. Động học quay vòng của ô tô, máy kéo bánh cứng.
3. Lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng.
 - a. Lực kéo:
 - b. Các lực cản:
 - c. Các lực và mô men quán tính:
 - d. Phản lực của đường:

CHƯƠNG VI. TÍNH NĂNG DẪN HƯỚNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO

6.1. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO.

1. Điều kiện quay vòng của ô tô

Để ô tô, máy kéo thực hiện quay vòng có thể sử dụng một trong các phương pháp sau:

- Quay các bánh xe dẫn hướng. Phương pháp này áp dụng chủ yếu cho ô tô, máy kéo bánh hơi.

- Truyền các mô men quay có các giá trị khác nhau tới các bánh xe dẫn hướng bên trái và bên phải, đồng thời dùng thêm phanh để hãm các bánh xe phía trong so với tâm quay vòng trong trường hợp cần quay vòng ngoặt hoặc thật gấp. Biện pháp này được sử dụng ở các loại máy kéo bánh hơi cỡ lớn có các bánh xe đều là chủ động và máy kéo xích.

- Kết hợp cả hai biện pháp nói trên và quay vòng phần khung phía trước. Biện pháp này thường áp dụng cho các loại máy kéo bánh hơi có thân rời.

Ta xét các lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng:

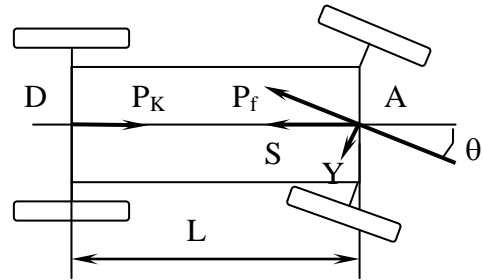
a. Ô tô có cầu sau là chủ động và cầu trước là bị động và dẫn hướng.

Xe chạy ổn định với vận tốc nhỏ (bỏ qua lực quán tính). Lực kéo P_K tác dụng lên giữa cầu sau và qua khung xe tác dụng lên cầu trước. Tại điểm tiếp xúc của lốp trước với mặt đường xuất hiện phản lực, hợp lực của chúng đặt tại tâm cầu trước S. Do không còn lực nào khác nên $S = P_K$.

Lực S bị giới hạn bởi lực bám của lốp xe với mặt đường, nên:

$$S_{\max} \leq \varphi \cdot Z_1 \quad (6.1)$$

Hình 6.1 Quay vòng của ô tô với bánh trước bị động



Lực S có thể chia thành hai thành phần P_f và Y, hướng của chúng tác dụng dọc theo và vuông góc với hướng chuyển động của bánh trước. Phản lực Y sẽ tạo thành mô men để quay xe:

$$M_n = Y \cdot L \cdot \cos\theta \quad (6.2)$$

L - chiều dài cơ sở của ô tô;

θ - góc quay của bánh dẫn hướng.

Phản lực P_f tạo ra mô men cản quay vòng:

$$M_c = P_f \cdot L \cdot \sin\theta \quad (6.3)$$

Khi xe chuyển động đều mô men quay xe bằng mô men cản:

$$Y \cdot L \cdot \cos\theta = P_f \cdot L \cdot \sin\theta \quad (6.4)$$

Lực P_f chính là lực cản lăn khi xe quay vòng có nghĩa là:

$$P_f = f_\delta \cdot Z_1 \quad (6.5)$$

f_δ - hệ số cản lăn khi xe quay vòng,

Z_1 - tải trọng của xe tác dụng lên cầu trước.

Nhưng ta lại có:

$$Y = S \cdot \sin\theta \quad (6.6)$$

Giá trị lớn nhất của lực Y theo điều kiện bám:

$$Y_{\max} \leq \varphi \cdot Z_1 \cdot \sin\theta \quad (6.7)$$

Thay các giá trị của (6.7) và (6.5) vào (6.4) ta có:

$$\varphi \cdot \cos\theta \geq f_{\delta} \quad (6.8)$$

Nhận xét:

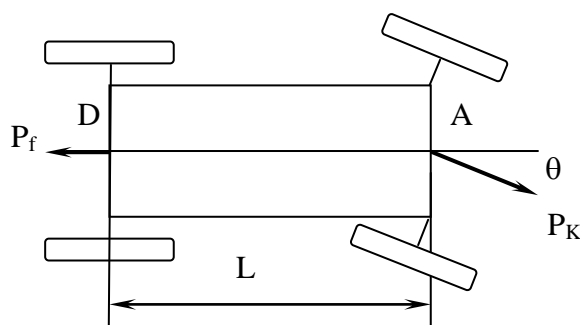
- Sự quay vòng của ô tô chỉ có thể xảy ra khi hệ số cản lăn của các bánh xe dẫn hướng nhỏ hơn tích số của hệ số bám với cos của góc quay vòng của ô tô. Khi điều kiện (VII.8) không thoả mãn bánh xe sẽ bị trượt mà xe không quay vòng được.

- Khi phanh xe gấp, lực phanh được cộng với lực cản lăn thành rất lớn, khi đã sử dụng hết tính chất bám của bánh xe với mặt đường khả năng quay vòng của ô tô không còn.

b. Khi bánh xe trước vừa là chủ động vừa là dẫn hướng:

Trong trường hợp này mô men quay vòng của xe không phải tạo thành từ phản lực bên Y như ở xe có cầu trước bị động, mà là lực kéo của xe P_K , và khi đó mô men quay vòng:

$$M_n = P_K \cdot L \cdot \sin \theta \quad (6.9)$$

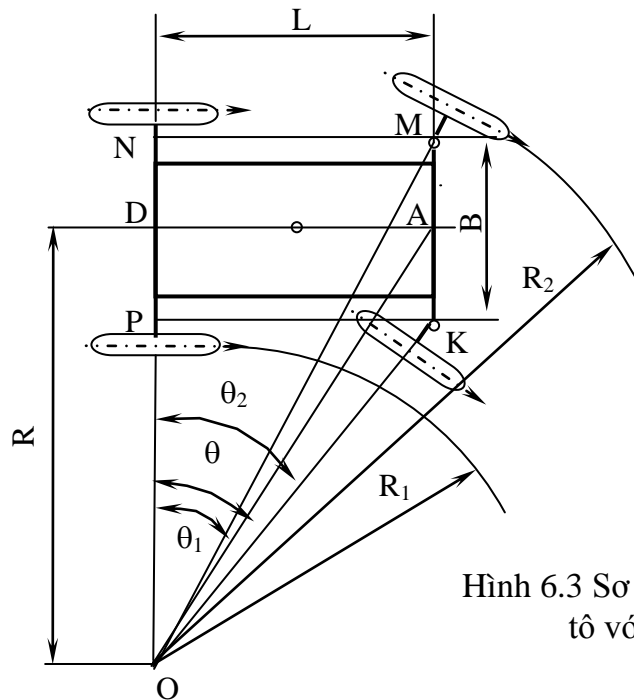


Hình 6.2 Quay vòng của ô tô với bánh trước chủ động và dẫn hướng

Như vậy mô men quay vòng của xe lớn hơn nhiều so với mô men quay vòng khi cầu trước bị động. Điều này giải thích tính quay vòng của ô tô loại này tốt hơn loại cầu trước chỉ dẫn hướng, nhất là trên các loại đường mềm và trơn.

2. Động học quay vòng của ô tô, máy kéo bánh cứng.

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



Hình 6.3 Sơ đồ quay vòng của ô tô với bánh cứng

Từ sơ đồ ta có:

$$\frac{ON}{MN} = \cot g \theta_1; \quad \frac{OP}{KP} = \cot g \theta_2$$

Do $MN = PK = L$ và $NP = MK = B$ ta có

$$\cot g \theta_1 - \cot g \theta_2 = \frac{B}{L} \quad (6.10)$$

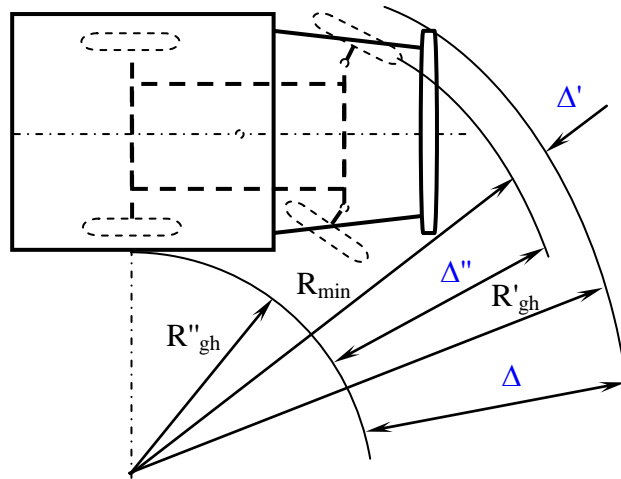
θ_1, θ_2 - góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng ở bên ngoài và bên trong tính từ tâm quay vòng của xe.

B - khoảng cách giữa hai tâm trụ quay đứng.

L - chiều dài cơ sở của xe.

Như vậy về mặt lý thuyết để đảm bảo cho các bánh xe dẫn hướng lăn tinh (không bị trượt) khi xe vào đường vòng thì hiệu cotg của các góc quay vòng của bánh xe dẫn hướng bên ngoài và bên trong phải luôn bằng hằng số $\frac{B}{L}$.

Trong thực tế để duy trì được mối quan hệ động học quay vòng giữa các bánh xe dẫn hướng trên các ô tô, máy kéo bánh hơi hiện nay người ta thường sử dụng một hệ thống các khâu khớp để tạo thành hình thang lái.



Hình 6.4 Sơ đồ xác định bán kính quay vòng nhỏ nhất của ô tô

Chuyển động của ô tô trên đường vòng được đặc trưng bởi bán kính quỹ đạo bánh xe trước bên ngoài R_N và quỹ đạo bánh xe sau bên trong R_T .

Bán kính R_N khi góc quay vòng lớn nhất gọi là bán kính quay vòng nhỏ nhất của xe R_{min} và là một trong các đặc tính đánh giá tính quay vòng của ô tô.

Ngoài ra ta còn sử dụng các bán kính giới hạn kích thước R'_{gh} , R''_{gh} và hành lang Δ của xe để đánh giá tính quay vòng của xe:

$$R'_{gh} = R_{min} + \Delta' \text{ (m); } R''_{gh} = R_{min} - \Delta'' \text{ (m)}$$

$$\Delta = R'_{gh} - R''_{gh} \text{ (m)}$$

Từ sơ đồ động học quay vòng của ô tô, máy kéo có hai bánh dẫn hướng phía trước có thể xác định được quan hệ giữa bán kính quay vòng R , chiều dài cơ sở của xe L và góc quay vòng θ :

$$\cot g\theta_1 + \cot g\theta_2 = 2 \frac{R}{L}$$

$$\frac{R}{L} = \cot g\theta \quad (6.11)$$

$$\cot g\theta = \frac{\cot g\theta_1 + \cot g\theta_2}{2}$$

và ta có:
$$R = \frac{L}{\text{tg}\theta} \quad (6.12)$$

3. Lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng.

Trên hình *** thể hiện các lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng trên đường bằng. Tất cả các lực và mô men có thể chia thành bốn nhóm: lực kéo, lực cản chuyển động, lực quán tính và phản lực của đường.

a. Lực kéo:

P_K là tổng của lực kéo tại bánh xe phía ngoài P'_K và bánh xe phía trong P''_K :

$$P_K = P'_K + P''_K$$

Do có ma sát trong bộ vi sai nên $P''_K > P'_K$. Ta có thể coi

$$P''_K = k_g \cdot P_K ; P'_K = (1 - k_g) \cdot P_K$$

k_g - hệ số phân bố lực kéo trong cầu chủ động, phụ thuộc vào kết cấu của bộ vi sai.

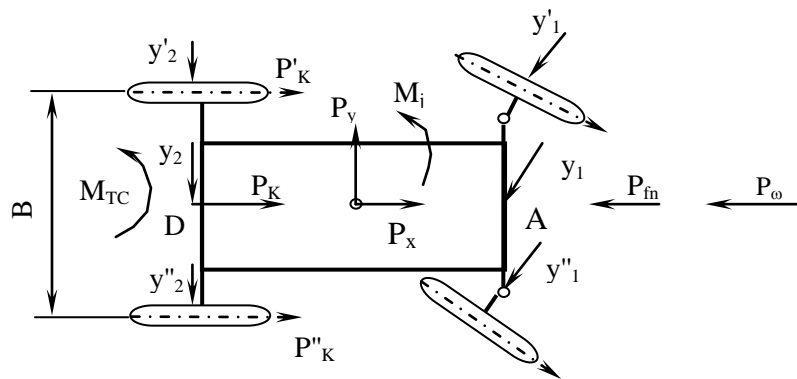
$k_g = 0,5$ (vi sai bánh răng ma sát nhỏ) đến $k_g = 1$ (vi sai với khớp có hành trình tự do).

Mô men cản trong vi sai:

$$M_{TC} = (P''_K - P'_K) \cdot B = (2 \cdot k_g - 1) \cdot B \cdot P_K$$

B - khoảng cách giữa hai bánh xe chủ động.

Hình 6.5 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng



b. Các lực cản:

Lực cản lăn tổng cộng:

$$P_{fn} = f_{\delta} \cdot G_a$$

f_{δ} - hệ số cản lăn khi xe quay vòng.

Lực cản không khí:

$$P_w = K \cdot F \cdot v^2$$

c. Các lực và mô men quán tính:

Lực quán tính hướng dọc theo ô tô P_{jX} :

$$P_{jX} = \delta \cdot \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{dv}{dt} - b \cdot \frac{v^2}{R^2} \right)$$

Lực quán tính hướng vuông góc với trục dọc ô tô P_{jY} :

$$P_{jY} = \frac{G}{g} \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + b \cdot \frac{v}{L} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$$

Lực quán tính P_{jY} có thể chia thành ba thành phần:

$$P'_{jY} = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \text{ xuất hiện khi ô tô chuyển động trên đường vòng và phụ thuộc vận}$$

tốc chuyển động của xe và bán kính quay vòng. Nó hướng từ tâm quay vòng của ô tô.

$$P''_{jY} = \frac{G}{g} \cdot \frac{b}{R} \cdot \frac{dv}{dt} \text{ xuất hiện khi ô tô chuyển động không đều trong quá trình quay}$$

vòng. Khi chuyển động nhanh dần có hướng từ tâm quay vòng và hướng vào tâm khi xe chuyển động chậm dần.

$$P'''_{jY} = \frac{G}{g} \cdot b \cdot \frac{v}{L} \cdot \frac{d\theta}{dt} \text{ phụ thuộc vận tốc chuyển động của ô tô và vận tốc quay vòng}$$

của bánh xe dẫn hướng. Khi xe vào đường vòng nó có hướng từ tâm quay vòng và có hướng ngược lại khi ra khỏi đường vòng.

Khi ô tô quay vòng sẽ xuất hiện mô men quán tính:

$$M_j = J_a \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

J_a - mô men quán tính của ô tô đối với trục thẳng đứng đi qua trọng tâm của xe.

$$J_a = \frac{G}{g} \cdot \rho^2$$

ρ - bán kính quán tính của ô tô tương đối với trục đứng đi qua trọng tâm của xe.

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{v \cdot \theta}{L} \right) = \frac{\theta}{L} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

$$M_j = \frac{G}{g} \cdot \rho^2 \left(\frac{1}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$$

Từ đây ta thấy mô men quán tính xuất hiện chỉ khi xe vào và ra khỏi đường vòng, cũng như khi xe chuyển động không ổn định khi quay vòng.

d. Phản lực của đường:

Do có các lực ngang tác dụng lên xe khi quay vòng, xuất hiện các phản lực bên của đường Y'_1 ; Y'_2 ; Y''_1 ; Y''_2 . Các phản lực này tính toán rất khó nên ta chỉ xem xét các tổng hợp lực tác dụng lên cầu trước Y_1 và cầu sau Y_2 .

Tổng mô men tương đối với điểm D:

$$Y_1 \cdot \cos\theta \cdot L - P_y \cdot B - M_j = 0$$

$$Y_1 = \frac{P_y \cdot B + M_j}{L \cdot \cos \theta}$$

Tổng mô men tương đối với điểm A:

$$-Y_2 \cdot L + P_y \cdot a - M_j = 0$$

$$Y_2 = \frac{P_y \cdot a - M_j}{L}$$

Thay các giá trị của P_y và M_j vào ta có:

$$Y_1 = \frac{G}{g \cdot L \cdot \cos \theta} \left(\frac{b}{R} \cdot v^2 + \frac{b^2 + \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (b^2 + \rho^2) \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$$

$$Y_2 = \frac{G}{g \cdot L} \left(\frac{a}{R} \cdot v^2 + \frac{a \cdot b - \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (a \cdot b - \rho^2) \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$$



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

Câu hỏi thảo luận các vấn đề sau

1. So sánh điều kiện quay vòng của ô tô có cầu sau là chủ động và cầu trước là bị động và dẫn hướng với ô tô khi bánh xe trước vừa là chủ động vừa là dẫn hướng?
2. Động học quay vòng của ô tô, máy kéo bánh cứng?
3. Xác định gia tốc của trọng tâm ô tô khi quay vòng?
4. Xác định các lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng?

Bài 14

Mục đích:

Giới thiệu ảnh hưởng của các yếu tố đến tính năng quay vòng của ô tô, máy kéo bánh lốp.

Nội dung:

I. Ảnh hưởng của độ đàn hồi của lốp tới tính năng quay vòng của ô tô, máy kéo.

1. Sự đàn hồi của lốp xe.
2. ảnh hưởng của đàn hồi lốp đến sự quay vòng của xe.
3. Tính chuyển hướng của ô tô.

II. Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

1. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay.
2. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.
3. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ đàn hồi của lốp theo hướng ngang.

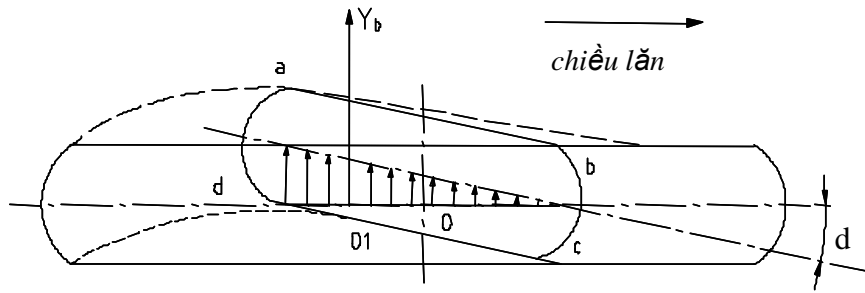
III. Góc doãng và độ chụm của các bánh xe.

1. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng.
2. Góc chụm của bánh xe dẫn hướng.

6.2. ẢNH HƯỞNG CỦA ĐỘ ĐÀN HỒI CỦA LỐP TỚI TÍNH NĂNG QUAY VÒNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO.

1. Sự đàn hồi của lốp xe.

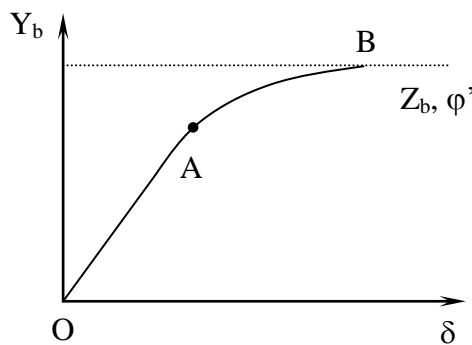
ở các phần trên khi nghiên cứu động học và động lực học của ô tô, máy kéo bánh hơi ta không tính đến độ đàn hồi bên của lốp. Trong thực tế sử dụng, yếu tố này có ảnh hưởng ở mức độ nhất định đến tính năng quay vòng và sự an toàn chuyển động của ô tô, máy kéo. Đặc biệt là ô tô có vận tốc lớn.



Hình 6.6 Sơ đồ bánh xe lăn khi lớp biến dạng dưới tác động của lực bên.

Giả sử lực bên tác dụng lên bánh xe chưa vượt quá lực bám của bánh xe với mặt đường, khi đó sẽ xảy ra hiện tượng lệch bên của lớp, nghĩa là vùng tiếp xúc của lớp với mặt đường sẽ lệch đi một góc δ so với mặt phẳng chuyển động quay của bánh xe. Ta gọi góc δ là góc lệch bên, còn diện tích abcd biểu thị vết tiếp xúc của bánh xe với mặt đường. Do bị biến dạng bên như vậy cho nên xuất hiện các phản lực tác dụng vào lớp.

Mối quan hệ giữa phản lực bên Y_b tác dụng vào bánh xe và góc lệch bên δ của lớp được biểu diễn theo quan hệ sau đây:



Hình 6.7 Đồ thị quan hệ giữa phản lực ngang Y_b và góc lệch bên δ của lớp

- Đoạn thẳng OA tương ứng với sự lệch tinh của lớp (sự lệch không có sự trượt bên).

- Đoạn AB tương ứng cho sự trượt cục bộ, điểm A bắt đầu có sự trượt, điểm B ứng với lúc trượt hoàn toàn. Tại thời điểm ứng với B thì phản lực bên Y_b đạt tới giá trị lực bám của bánh xe với mặt đường:

$$Y_b = Z_b \cdot \varphi'$$

ở đây: Z_b - phản lực thẳng đứng.

φ' - hệ số bám ngang của lớp với mặt đường.

Khả năng của lớp chống lại sự trượt bên (OA) được đánh giá bằng hệ số, gọi là hệ số cản lệch k:

$$k = \frac{Y_b}{\delta} \quad (\text{N/độ})$$

Hệ số cản lệch bên đối với lớp của:

- Ô tô du lịch: $k = 250 \div 750$

- Ô tô vận tải: $k = 1150 \div 1650$

2. Ảnh hưởng của đàn hồi lớp đến sự quay vòng của xe.

Thành phần lực quán tính bên P_{jy} được đặt tại trọng tâm của xe. Dưới tác dụng của lực này thì lớp của các bánh xe trước và các bánh xe sau bị lệch đi góc tương ứng là δ_1 và δ_2 . Đối với các bánh xe trước, ngoài các góc lệch δ_1 do biến dạng thì các bánh xe còn được quay đi một góc θ , do đó hướng của véc tơ vận tốc của bánh xe trước sẽ lệch đi so với trục dọc của xe một góc bằng $\theta - \delta_1$. Điều này dẫn đến tâm quay tức thời của xe sẽ dịch chuyển đến điểm O_1 và bán kính quay vòng của xe sẽ là R' .

Ta thấy rằng đối với ô tô, máy kéo mà lớp đàn hồi theo hướng bên thì góc quay vòng cần thiết θ của các bánh xe dẫn hướng để xe có thể chuyển động quay vòng trên đường cong có bán kính R sẽ phụ thuộc không những chiều dài cơ sở của xe, mà còn phụ thuộc vào khả năng chống lệch bên của lớp.

Từ hình vẽ ta có:

$$R' \cdot \text{tg} \delta_2 + R' \cdot \text{tg}(\theta - \delta_1) = L$$

Hay ta xác định được bán kính quay vòng của xe:

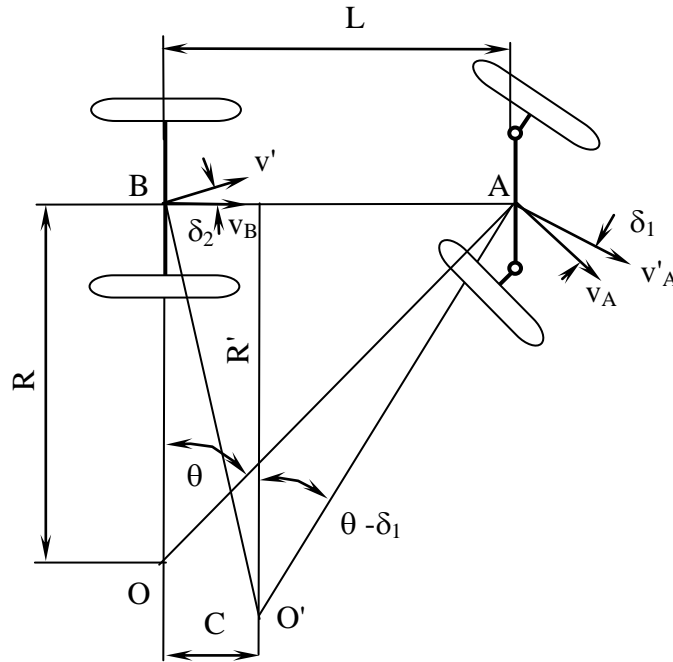
$$R' = \frac{L}{\text{tg} \delta_2 + \text{tg}(\theta - \delta_1)} \quad (6.13)$$

ứng với các giá trị nhỏ của góc:

$$R' \approx \frac{L}{\theta + (\delta_2 - \delta_1)} \quad (6.14)$$

Khoảng dịch chuyển của tâm quay tức thời:

$$c = R' \cdot \text{tg} \delta_2 \approx R' \cdot \delta_2$$



Hình 6.8 Sơ đồ động học quay vòng của ô tô khi lớp bị biến dạng bên.

3. Tính chuyển hướng của ô tô.

Là tính chất của xe thay đổi hướng chuyển động xác định bởi vị trí của các bánh xe dẫn hướng vì sự lệch bên của các cầu do sự đàn hồi của lớp.

Tính chất này được đánh giá bằng hiệu số của các góc lệch của cầu trước và cầu sau:

$$\eta_n = \delta_1 - \delta_2$$

Ta xét ô tô chuyển động trên đường cong có bán kính quay vòng lớn với vận tốc không đổi. Khi đó ở cầu trước xuất hiện phản lực ngang Y_1 :

$$Y_1 = \frac{G.b.v^2}{g.L.R'.\cos\theta}$$

Hay với góc θ không lớn có thể coi $\cos\theta = 1$, khi đó:

$$Y_1 = \frac{G.b.v^2}{g.L.R'} = \frac{G_1.v^2}{g.R'}$$

G_1 - trọng lượng xe tác dụng lên cầu trước.

R' - bán kính quay vòng của xe khi lớp bị biến dạng bên.

Khi đó:

$$\delta_1 = \frac{Y_1}{k_1} = \frac{G_1.v^2}{k_1.g.R'}$$

Tương tự ta có:

$$\delta_2 = \frac{Y_2}{k_2} = \frac{G_2 \cdot v^2}{k_2 \cdot g \cdot R'}$$

Thay vào trên ta có:

$$R' = R + \left(\frac{G_1}{k_1} - \frac{G_2}{k_2} \right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot \theta}$$

Phương trình trên đặc trưng cho tính năng quay vòng của ô tô, máy kéo bánh hơi và nó có thể xảy ra các trường hợp sau:

- Trường hợp $\frac{G_1}{k_1} = \frac{G_2}{k_2}$ hay $\delta_1 = \delta_2$: xe có tính năng quay vòng định mức

(neutral steer)

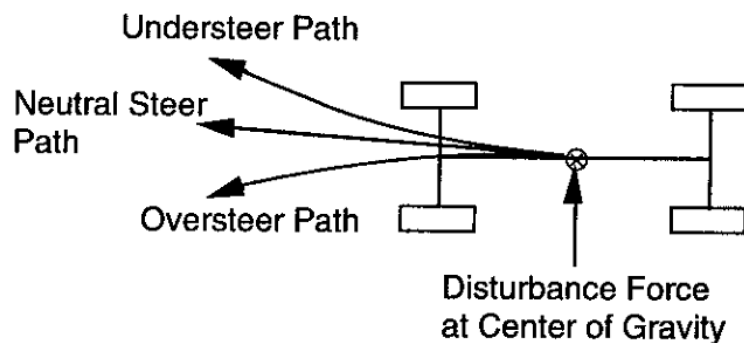
Ở trường hợp này để giữ cho xe chuyển động thẳng khi có lực bên tác dụng người lái cần quay vành tay lái để cho xe khỏi lệch khỏi trục đường một góc $\delta = \delta_1 = \delta_2$ theo hướng ngược với hướng tác dụng của lực bên.

- Trường hợp $\frac{G_1}{k_1} > \frac{G_2}{k_2}$ hay $\delta_1 > \delta_2$: Xe có tính năng quay vòng thiếu

(understeer). Xe có khả năng tự giữ được hướng chuyển động thẳng do lực ly tâm P_{ly} có chiều ngược với chiều tác dụng của lực bên Y.

- Trường hợp $\frac{G_1}{k_1} < \frac{G_2}{k_2}$ hay $\delta_1 < \delta_2$: Xe có tính năng quay vòng

thừa(oversteer). Xe bị mất khả năng chuyển động thẳng ổn định do lực ly tâm P_{ly} và lực Y cùng chiều. Sự mất ổn định càng lớn khi ô tô chuyển động với vận tốc càng cao. Để tránh hiện tượng lật đổ xe trong trường hợp này, người lái phải đánh tay lái theo hướng ngược chiều xe bị lệch để mở rộng bán kính quay vòng.



Từ trên ta có thể xác định vận tốc giới hạn của xe.

$$R' = R + \left(\frac{G_1}{k_1} - \frac{G_2}{k_2} \right) \cdot \frac{v^2}{g \cdot \theta} \rightarrow R' \cdot \theta = R \cdot \theta + \left(\frac{G_1}{k_1} - \frac{G_2}{k_2} \right) \cdot \frac{v^2}{g} = L + \left(\frac{G_1}{k_1} - \frac{G_2}{k_2} \right) \cdot \frac{v^2}{g}$$

Khi xe đạt vận tốc giới hạn hiệu số $\delta_1 - \delta_2$ sẽ bằng tỷ số $\frac{L}{R'}$ và góc quay vòng θ tiến tới không, khi đó:

$$v_{gh} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1}}} \text{ m/s}$$

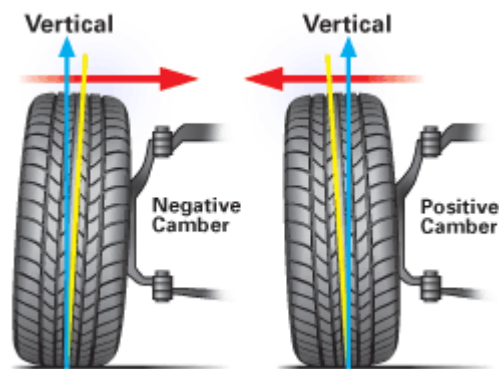
$$v_{gh} = 3,6 \sqrt{\frac{g \cdot L}{\frac{G_2}{k_2} - \frac{G_1}{k_1}}} \text{ km/h}$$

6.3. TÍNH ỔN ĐỊNH CỦA CÁC BÁNH XE DẪN HƯỚNG.

Khả năng của các bánh xe dẫn hướng giữ được vị trí trung gian khi chuyển động thẳng và tự trở về vị trí này sau khi các bánh xe dẫn hướng đã bị lệch ra khỏi vị trí đó gọi là tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng.

Nhờ có tính ổn định mà khả năng dao động của các bánh xe dẫn hướng và tải trọng tác dụng lên các hệ thống lái giảm đi đáng kể.

Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được duy trì nhờ tác dụng của các phản lực thẳng đứng, phản lực bên, phản lực tiếp tuyến tác dụng lên chúng khi xe chuyển động.



Tính ổn định của các bánh xe dẫn hướng được đảm bảo nhờ các yếu tố sau đây:

- Độ nghiêng của trụ đứng cam quay.
- Độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.
- Độ đàn hồi của lốp theo hướng ngang.

1. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay.

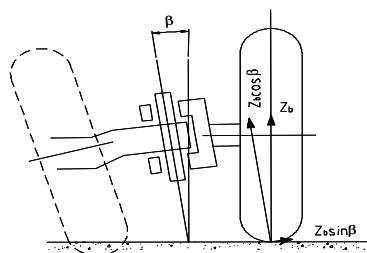
Tâm của trụ đứng cam quay được đặt nghiêng một góc α với đường thẳng đứng.

Theo sơ đồ 44 ta có:

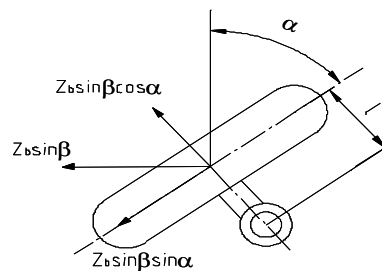
Z_b - là phản lực thẳng đứng của đường tác dụng lên bánh xe, lực này có thể phân tích thành hai thành phần:

$Z_b \cdot \cos\beta$ tác dụng song song với đường tâm của trụ quay đứng.

$Z_b \cdot \sin\beta$ vuông góc với thành phần trên.



Hình 6.9 Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng ngang của xe.



Hình 6.10 Sơ đồ phân tích phản lực của đường tạo nên mô men ổn định.

Giả sử xe được quay đi một góc α khi có lực $Z_b \cdot \sin\beta$ có thể phân tích thành hai thành phần:

$Z_b \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta$ tác dụng trong mặt phẳng giữa của xe.

$Z_b \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta$ tác dụng trong mặt phẳng đi qua đường tâm của cam quay.

Do tác dụng của thành phần $Z_b \cdot \sin\beta \cdot \sin\alpha$ mà hình thành một mô men ổn định:

$$M_{z\beta} = Z_b \cdot l \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta \quad (6.15)$$

l - khoảng cách từ tâm bề mặt tựa của bánh xe tới đường tâm của trụ quay đứng.

Nhờ có mô men ổn định $M_{z\beta}$ mà bánh xe có thể dần trở về vị trí ban đầu.

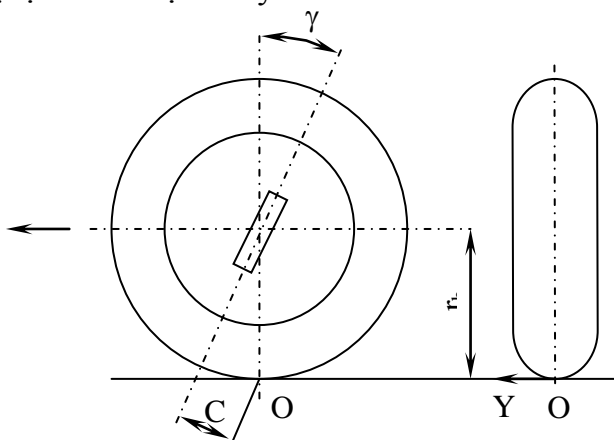
Mô men $M_{z\beta}$ tăng lên cùng với sự tăng của góc quay vòng θ của bánh xe dẫn hướng. ứng với góc quay nhỏ của bánh xe dẫn hướng thì $M_{z\beta}$ nhỏ và ảnh hưởng của nó tới tính ổn định không lớn. Mô men này có ý nghĩa chủ yếu là để cho bánh xe dẫn hướng tự động trở về vị trí trung gian sau khi thực hiện quay vòng. Khi quay vòng bánh xe dẫn hướng, mô men $M_{z\beta}$ chống lại sự quay vòng vì thế phải tăng lực tác dụng lên vành tay lái. Do đó không thể tạo mô men này với trị số quá lớn. Trong thực tế góc β của các ô tô hiện nay là $0 \div 8^\circ$.

2. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.

Dưới tác dụng của lực ly tâm khi xe vào đường vòng, lực gió tác dụng ngang hoặc thành phần bên của trọng lực khi xe chạy trên đường nghiêng thì ở khu vực tiếp xúc của bánh xe với mặt đường sẽ xuất hiện các phản lực bên Y_b . Khi trụ đứng được đặt nghiêng trong mặt phẳng dọc về phía sau một góc γ so với chiều tiến của xe thì phản lực bên Y_b của đường sẽ tạo ra một mô men ổn định:

$$M_{y\gamma} = Y_b \cdot C \tag{6.16}$$

Mô men này có xu hướng làm quay bánh xe trở về vị trí trung gian ban đầu khi nó bị lệch khỏi vị trí này.



Hình 6.11 Góc nghiêng của trụ quay đứng trong mặt phẳng dọc của xe

Vì khoảng cách $C = r_b \cdot \sin\gamma$ nên có thể viết công thức mô men ổn định như sau:

$$M_{y\gamma} = Y_b \cdot r_b \cdot \sin\gamma \tag{6.17}$$

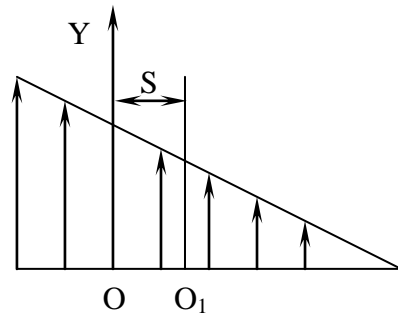
Khi quay vòng, người lái tạo ra một lực để khắc phục mô men này, vì vậy góc γ thường chọn không lớn lắm: $\gamma = 0 \div 3^\circ$.

3. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ đàn hồi của lớp theo hướng ngang.

Như trình bày ở các phần trên, đối với bánh xe có lớp lốp đàn hồi dưới tác dụng của lực bên thì bánh xe sẽ bị lệch bên và vết tiếp xúc của lốp so với mặt phẳng giữa của bánh xe là δ .

Phần trước của vết tiếp xúc, lốp chịu biến dạng không lớn lắm và độ biến dạng tăng dần cho tới mép sau cùng của vết. Giá trị của các phản lực riêng tác động theo mặt bên cũng phân bố tương ứng với trị số biến dạng nói trên. Do đó biểu đồ phân bố các phản lực riêng theo chiều dài của vết tiếp xúc có dạng hình tam giác với điểm đặt

của hợp lực là O_1 , lùi về phía sau so với tâm tiếp xúc O của vết và cách mép sau cùng của vết một khoảng cách xấp xỉ $1/3$ chiều dài của vết.



Hình 6.12 Biểu đồ phân bố các phản lực ở vết tiếp xúc của lốp với mặt đường

Như vậy do độ đàn hồi bên của lốp mà hình thành mô men ổn định của bánh xe:

$$M_{y\delta} = Y_b \cdot S \quad (6.18)$$

S - khoảng cách $O - O_1$, bằng khoảng dịch chuyển của điểm đặt hợp lực bên lên bánh xe đối với tâm tiếp xúc.

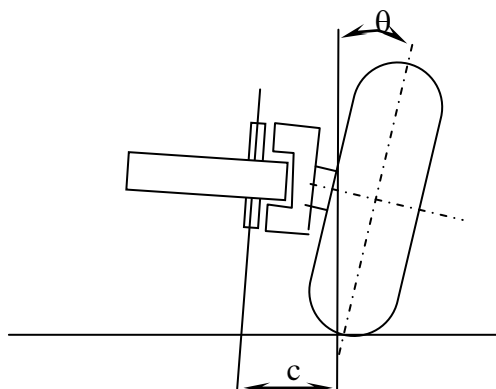
Mô men $M_{y\delta}$ tăng lên cùng với sự tăng độ đàn hồi bên của lốp. Vì thế đối với lốp có độ đàn hồi lớn, có thể giảm góc nghiêng dọc của trụ đứng γ . Những số liệu thực nghiệm cho thấy tác dụng ổn định của góc nghiêng ngang 1° cũng bằng tác dụng của góc nghiêng dọc của trụ đứng γ từ $5^\circ \div 6^\circ$.

6.4. GÓC DOÃNG VÀ ĐỘ CHỤM CỦA CÁC BÁNH XE.

1. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng.

Góc doãng (θ) là góc tạo bởi mặt phẳng dọc của bánh xe với mặt phẳng thẳng đứng. Góc này có tác dụng:

- Ngăn ngừa bánh xe bị nghiêng theo chiều ngược lại dưới tác dụng của trọng lượng xe, do khe hở, biến dạng của trụ trước và hệ thống treo trước.
- Tạo nên thành phần chiều trục từ trọng lực của xe chống lại lực $Z_b \cdot \sin\beta \cdot \sin\alpha$ và giữ cho bánh xe trên trục của cam quay.
- Giảm được cánh tay đòn C của phản lực tiếp tuyến đối với tâm của trụ đứng, do đó giảm được tải trọng tác dụng lên dẫn động lái và vành tay lái.



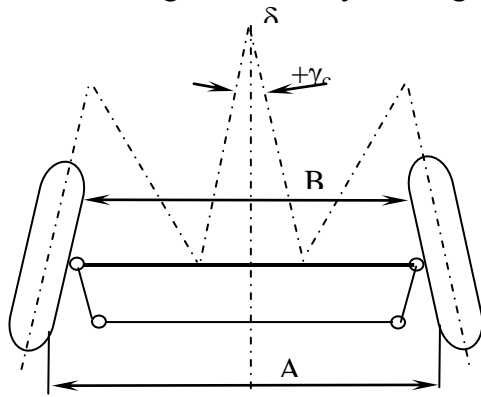
Hình 6.13 Góc nghiêng của bánh xe dẫn hướng

Nhận xét:

Khi bánh xe bị đặt nghiêng, nó có xu hướng lăn theo một cung tròn với tâm quay là giao điểm của đường tâm bánh xe với mặt đường, do đó làm phát sinh ở vùng tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường phản lực bên hướng về phía nghiêng của bánh xe. Như vậy, lực cản lăn đối với bánh xe nghiêng và độ mài mòn của lốp sẽ tăng lên.

2. Góc chụm của bánh xe dẫn hướng.

Góc chụm γ_c là góc tạo bởi hình chiếu của hai đường kính của các bánh xe dẫn hướng lên mặt phẳng ngang. Độ chụm cũng được đánh giá bằng hiệu số hai khoảng cách B và A đo được giữa hai mép trong của lốp trong mặt phẳng ngang đi qua tâm của hai bánh xe khi chúng ở vị trí chuyển động thẳng. Góc chụm có tác dụng như sau:



Hình 6.14 Góc chụm (độ chụm) của bánh xe dẫn hướng

- Ngăn ngừa khả năng gây ra độ chụm ngược lại do tác dụng của lực cản lăn khi xuất hiện những khe hở và sự biến dạng đàn hồi trong hệ thống trục trước và dẫn động lái

- Làm giảm ứng suất trong vùng tiếp xúc của bánh xe với mặt đường do góc doãng của bánh xe dẫn hướng gây nên.

Thực tế chứng tỏ rằng ứng suất nhỏ nhất trong vùng tiếp xúc bánh xe với mặt đường đạt được ở góc chụm $\gamma_c = (0,15 \div 0,2)$ góc doãng.



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Tính chuyển hướng của ô tô.
2. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng ngang của trụ đứng cam quay
3. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ nghiêng dọc của trụ đứng cam quay.

4. Tính ổn định của bánh xe dẫn hướng nhờ độ đàn hồi của lốp theo hướng ngang.
5. Góc doãng của bánh xe dẫn hướng.
6. Góc chụm của bánh xe dẫn hướng.

Tài liệu tham khảo chương 6

1. Chapter 1 - Steering dynamics; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.
2. Chapter 10 . Vehicle planar dynamics; Vehicle Dynamic Theory and Application, Zeraza, Springer 2008.
3. Chapter 5 - Introduction to Longitudinal Control; Vehicle Dynamics and control , Rajesh Rajamani, Springer 2006.
4. Chapter 8 - Electronic stability Control; Vehicle Dynamics and control , Rajesh Rajamani, Springer 2006.
5. Chapter 5 – Handling characteristics of road vehicle; Theory of ground vehicle, J.Y. Wong 4th ed edition, John Willey and sons, Inc. , 2008

Bài 15

Mục đích:

Giới thiệu về tính êm dịu của ô tô qua các thông số đánh giá, sơ đồ hoá hệ thống treo của ô tô theo hệ thống dao động tương đương; xác định và giải phương trình dao động của ô tô khi không có hệ thống cản trong hệ thống treo để tìm tần số dao động của ô tô.

Nội dung cụ thể:

I. Tính êm dịu chuyển động của ô tô

1. Tần số dao động thích hợp.
2. Giá trị gia tốc và tần số va đập thích hợp.
3. Dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động.

II. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô, máy kéo.

1. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo.
2. Sơ đồ hoá hệ thống treo.
3. Sơ đồ dao động tương đương.

CHƯƠNG VII. DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO.

7.1. TÍNH ÊM DỊU CHUYỂN ĐỘNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO.

Khi ô tô, máy kéo chuyển động, đặc biệt khi chuyển động trên đường không bằng phẳng thì thường chịu tác dụng của những tải trọng gây dao động. Sự dao động của ô tô, máy kéo ảnh hưởng xấu đến chất lượng hàng hoá, tuổi thọ của xe, gây mệt mỏi cho con người.

Do vậy mong muốn khi thiết kế ô tô, máy kéo là đạt được chuyển động êm dịu, ít bị dao động. Tính êm dịu chuyển động phụ thuộc vào kết cấu của xe, trước hết là hệ thống treo (nhíp), phụ thuộc đặc điểm cường độ của các lực kích động, kỹ thuật người lái,...

Để đánh giá tính êm dịu của ô tô - máy kéo, người ta thường căn cứ vào một số chỉ tiêu: tần số dao động thích hợp, giá trị gia tốc và số lần va đập thích hợp, gia tốc dao động và thời gian tác động.

1. Tần số dao động thích hợp.

Con người trong thời gian 1 phút thường thực hiện $60 \div 85$ bước đi. Ta quan niệm rằng khi thực hiện một bước đi là đã thực hiện một dao động. Như vậy con người từ nhỏ đã quen với tần số dao động $(60 \div 85)$ l/phút. Ô tô chuyển động êm dịu là khi xe chạy trên mọi địa hình dao động phát sinh với tần số nằm trong khoảng $(60 \div 85)$ l/phút. Trong thực tế khi thiết kế hệ thống treo người ta thường thiết kế để đạt được tần số dao động thích hợp:

$60 \div 85$ dao động/phút đối với xe chở người.

$85 \div 125$ dao động/phút đối với xe vận tải.

2. Giá trị gia tốc và tần số va đập thích hợp.

Dựa vào giá trị của gia tốc theo hướng thẳng đứng của dao động và số lần va đập do mấp mô của bề mặt đường gây nên trên một km đường chạy để đánh giá tính êm dịu của ô tô bằng cách so sánh với chuẩn để biết được ô tô đạt được êm dịu chuyển động ở thang bậc nào.

3. Dựa vào gia tốc dao động và thời gian tác động.

Khi người ngồi lâu trên ô tô, đặc biệt là người lái, dao động sẽ làm cho người mệt mỏi, lâu dài ảnh hưởng đến sức khỏe.

Các thí nghiệm kéo dài trong 8 giờ cho thấy nhạy cảm hơn cả đối với con người là giải tần số từ $4 \div 8$ Hz, thì giá trị của gia tốc như sau:

- Dễ chịu: $j = 1,0 \text{ m/s}^2$

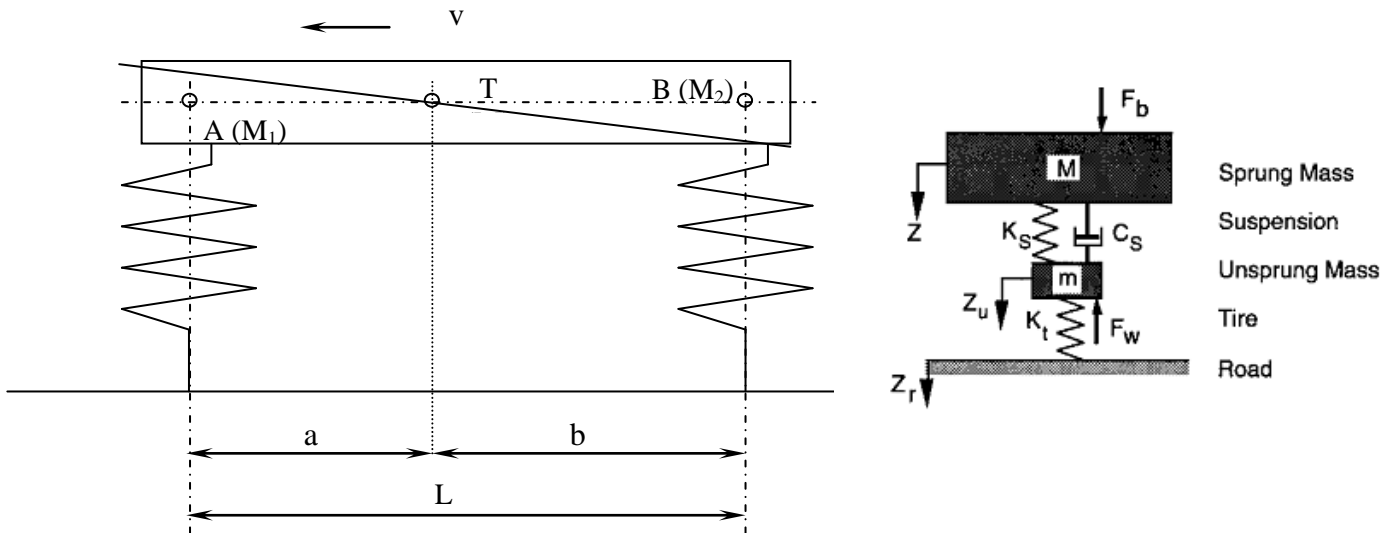
- Gây mệt mỏi: $j = 0,315 \text{ m/s}^2$

- Ảnh hưởng đến sức khỏe: $j = 0,63 \text{ m/s}^2$

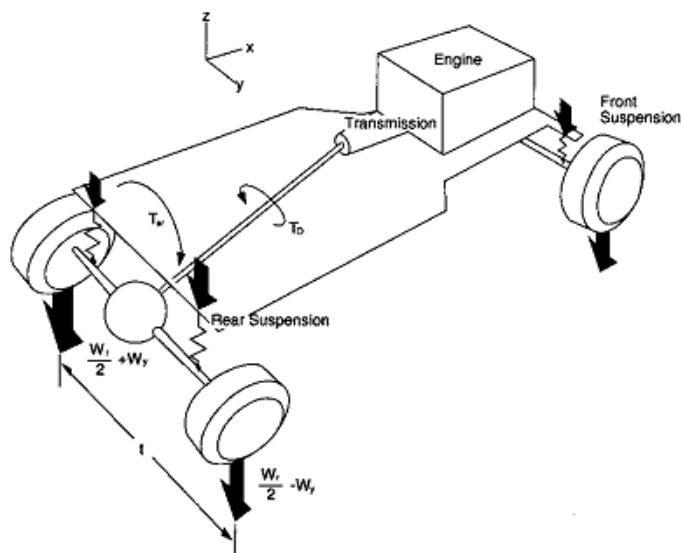
7.2. SƠ ĐỒ DAO ĐỘNG TƯƠNG ĐƯƠNG CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO.

1. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo.

- Khối lượng được treo M là khối lượng của những cụm, những chi tiết mà trọng lượng của chúng tác dụng lên hệ thống treo như khung xe, thùng xe, ca bin, động cơ và các chi tiết khác gắn liền với chúng. Trong hệ dao động tương đương thì khối lượng được treo có thể xem như vật thể cứng đồng nhất, biểu diễn như một thanh cứng AB đồng nhất có khối lượng M tập trung tại trọng tâm T.



Hình 7.1 Mô hình hoá khối lượng được treo



Các điểm A, B ứng với vị trí cầu trước và cầu sau, tại các vị trí này có các khối lượng M_1 và M_2 , tọa độ trọng tâm của phần được treo được xác định bằng các kích thước a, b.

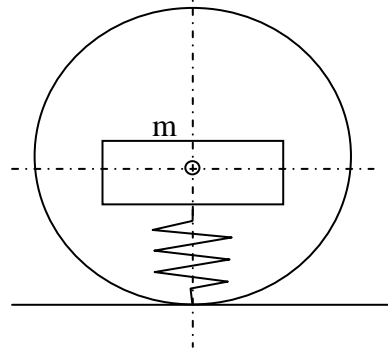
- Khối lượng không được treo m bao gồm khối lượng của những cụm, những chi tiết máy mà trọng lượng của chúng không tác dụng lên hệ thống treo, chúng bao gồm các cầu, hệ thống chuyển động, một phần hệ thống các đăng.

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của các biến dạng riêng của các cụm và mối nối đàn hồi giữa chúng thì có thể coi phần không được treo là vật thể đồng nhất hoàn toàn và có khối lượng là m đặt tập trung vào tâm bánh xe. Độ đàn hồi của lớp (biến dạng đàn hồi của lớp) được đặc trưng bằng hệ số cứng C_1 .

- Hệ số khối lượng: là tỷ số giữa khối lượng được treo M và khối lượng không được treo m , ký hiệu δ :

$$\delta = \frac{M}{m} \quad (7.1)$$

Hình 7.2 Mô hình hoá khối lượng không được treo



Hệ số khối lượng có ảnh hưởng lớn đến tính êm dịu chuyển động của ô tô. Nếu giảm khối lượng không được treo m sẽ giảm lực va đập lên khung, vỏ xe. Nếu tăng khối lượng được treo sẽ giảm dao động của khung, vỏ xe. Vì thế hướng chung cố gắng làm tăng δ mà trước hết giảm trọng lượng phần không được treo.

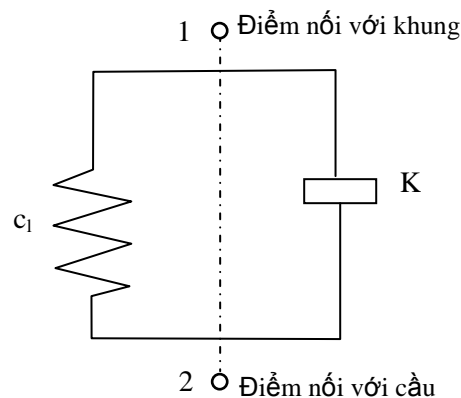
Thông thường:

Đối với xe du lịch đầy tải $\delta = 6,5 \div 7,5$

Đối với xe tải $\delta = 4,0 \div 5,0$

2. Sơ đồ hoá hệ thống treo.

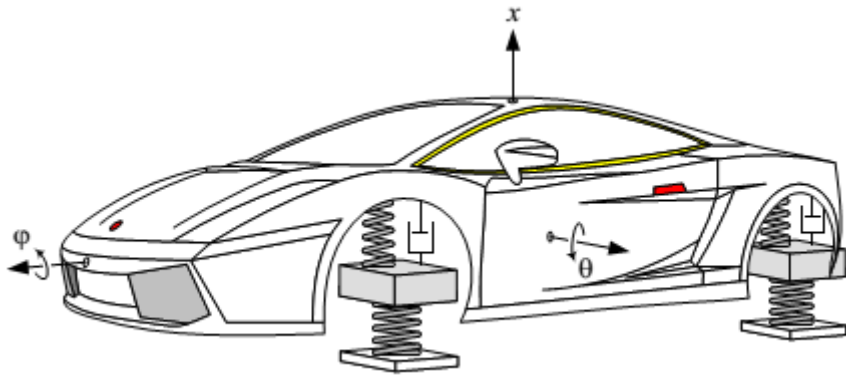
Hình 7.3 Sơ đồ dao động tương đương của hệ thống treo



Trong sơ đồ dao động tương đương ở ô tô thì bộ phận đàn hồi của hệ thống treo được biểu diễn như là một lò xo có hệ số cứng là C_1 và các hệ thống cản trong bộ phận giảm chấn (ống giảm chấn) với đại lượng đặc trưng là hệ số cản K . Hệ thống treo được sơ đồ hoá như hình vẽ.

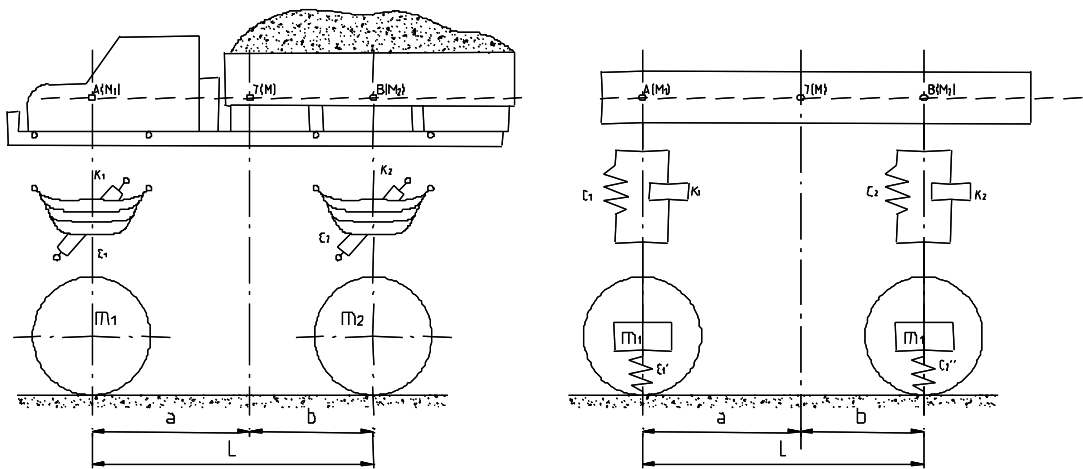
Điểm 1 nối với sàt si.

Điểm 2 nối với cầu.



3. Sơ đồ dao động tương đương.

Ta có thể mô hình hoá hệ thống dao động của ô tô hai cầu như hình vẽ.



Hình 7.4 Sơ đồ dao động tương đương của ô tô.

M - khối lượng được treo của toàn xe.

M_1 , M_2 - khối lượng được treo phân ra ở cầu trước và cầu sau.

m_1 , m_2 - khối lượng không được treo phân ra ở cầu trước và cầu sau.

C_1 , C_2 - hệ số cứng của thành phần đàn hồi của hệ thống treo trước và sau.

K_1 , K_2 - hệ số cản của thành phần cản trong hệ thống treo trước và sau.

C'_1 , C'_2 - hệ số cứng của lớp trước và lớp sau.

a , b - tọa độ trọng tâm các phần khối lượng được treo.

L - chiều dài cơ sở của xe.

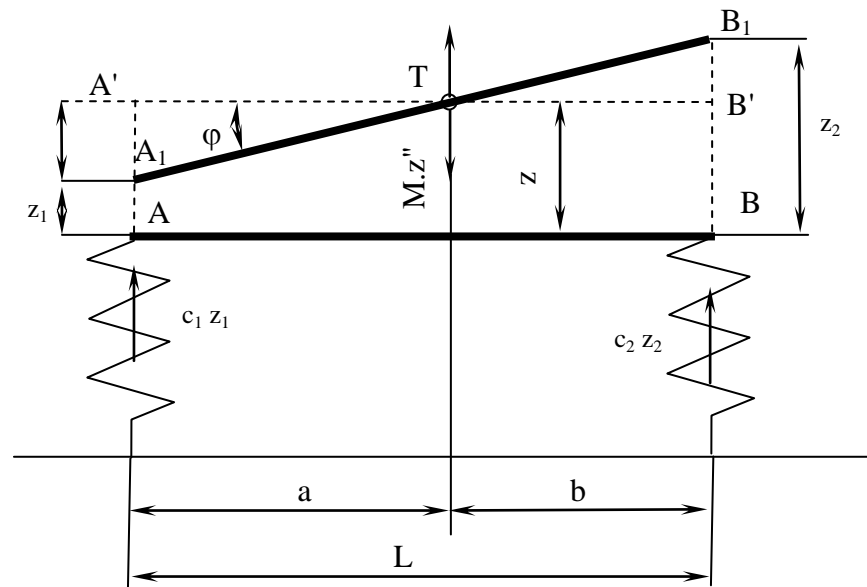
7.3. PHƯƠNG TRÌNH DAO ĐỘNG CỦA Ô TÔ

Để đơn giản cho tính toán ta lập sơ đồ dao động đơn giản của ô tô. Ta giả thiết:

- Không kể đến lực kích động do độ nhấp mô của đường gây ra khi xe chuyển động.

- Không kể đến khối lượng không được treo.

- Không kể đến lực cản của bộ phận cản. Với những giả thiết như trên thì dao động của ô tô được coi như dao động của thanh AB đặt trên hai gối tựa đàn hồi tương ứng với tâm của cầu trước và sau. Hệ số cứng thu gọn của hệ thống treo và lốp được ký hiệu C_1 và C_2 . Khối lượng được treo M được tập trung ở trọng tâm T cách cầu trước là a và cách cầu sau là b .



Hình 7.5 Sơ đồ dao động đơn giản của ô tô

Khi có lực kích thích, đầu tiên thanh AB chuyển động tới vị trí mới là A_1B_1 . Chuyển động của thanh AB tới vị trí mới có thể phân tích thành hai thành phần chuyển động:

- Chuyển động tịnh tiến từ AB tới A_1B_1 với một đoạn dịch chuyển là z dưới tác dụng của lực quán tính $M.z''$.

- Chuyển động quay đi một góc φ quanh trục Y đi qua trọng tâm T làm cho thanh A_1B_1 tới A_1B_1 .

Theo sơ đồ tính toán thì ta có thể tính được các dịch chuyển như sau:

+ Dịch chuyển z_1, z_2 của các điểm A, B theo phương thẳng đứng:

$$z_1 = z - a \cdot \text{tg}\varphi \approx z - a \cdot \varphi$$

$$z_2 = z + b. \operatorname{tg}\varphi \approx z + b.\varphi \quad (7.2)$$

+ Chuyển động thẳng đứng và chuyển động quay của khối lượng được treo M được biểu thị bằng hệ phương trình sau:

$$M.\ddot{z} + C_1.z_1 + C_2.z_2 = 0$$

$$M.\rho^2.\ddot{\varphi} = C_1.z_1.a - C_2.z_2.b \quad (7.3)$$

$$\text{trong đó: } \frac{d^2z}{dt^2} = \ddot{z}; \quad \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi} \quad (7.4)$$

ρ - bán kính quán tính của khối lượng được treo đối với trục Y đi qua trọng tâm T.

Đạo hàm hai lần phương trình 7.2 theo thời gian ta có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= \ddot{z} - a.\ddot{\varphi} \\ \ddot{z}_2 &= \ddot{z} + b.\ddot{\varphi} \end{aligned} \right\} \quad (7.5)$$

Từ hệ phương trình VII.3 ta có giá trị sau:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} &= -\frac{1}{M}(C_1.z_1 + C_2.z_2) \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{M.\rho^2}.(C_1.z_1.a - C_2.z_2.b) \end{aligned} \right\} \quad (7.6)$$

Thay thế các giá trị của \ddot{z} và $\ddot{\varphi}$ tại các biểu thức (VIII.6) vào hệ phương trình (VII.5) ta sẽ có:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 &= -\frac{1}{M}.(C_1.z_1 + C_2.z_2) - \frac{a}{M.\rho^2}.(C_1.z_1.a - C_2.z_2.b) \\ \ddot{z}_2 &= -\frac{1}{M}.(C_1.z_1 + C_2.z_2) + \frac{b}{M.\rho^2}.(C_1.z_1.a - C_2.z_2.b) \end{aligned} \right\}$$

Sau khi biến đổi hai công thức này và rút gọn ta có hệ phương trình:

$$\left. \begin{aligned} M.\ddot{z}_1 + C_1.z_1.(1 + \frac{a^2}{\rho^2}) + C_2.z_2.(1 - \frac{ab}{\rho^2}) &= 0 \\ M.\ddot{z}_2 + C_2.z_2.(1 + \frac{b^2}{\rho^2}) + C_1.z_1.(1 - \frac{ab}{\rho^2}) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.7)$$

Nếu ta đem thay giá trị z_2 từ phương trình thứ hai vào phương trình thứ nhất và thay giá trị z_1 từ phương trình thứ nhất vào phương trình thứ hai của hệ VIII.7 rồi biến đổi và rút gọn ta được hệ phương trình sau:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \cdot \ddot{z}_2 + \frac{C_1 \cdot L^2}{M \cdot (\rho^2 + b^2)} \cdot z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \cdot \ddot{z}_1 + \frac{C_2 \cdot L^2}{M \cdot (\rho^2 + a^2)} \cdot z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.8)$$

Từ hệ phương trình VIII.8 ta thấy rằng dao động của hai vị trí A, B tương ứng với dao động của hai khối được treo phân bố ở cầu trước và cầu sau có ảnh hưởng lẫn nhau, nghĩa là trong quá trình chuyển động, do một nguyên nhân nào đó làm xuất hiện dao động ở cầu trước cũng sẽ gây ra dao động ở cầu sau và ngược lại.

Để đặc trưng cho sự ảnh hưởng qua lại hai cầu, người ta đưa ra khái niệm hệ số liên kết:

$$\left. \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + b^2} \\ \mu_2 &= \frac{ab - \rho^2}{\rho^2 + a^2} \end{aligned} \right\} \quad (7.9)$$

Trong trường hợp $\mu_1 = \mu_2 = 0$ ($ab = \rho^2$) xảy ra dao động độc lập. Trong thực tế điều này không xảy ra mà dao động của các cầu xe luôn luôn có mối quan hệ với nhau, nghĩa là $\mu_1 \neq \mu_2 \neq 0$ ($ab \neq \rho^2$). Trong trường hợp đó bán kính quán tính được tính theo biểu thức sau:

$$\rho^2 = a \cdot b \cdot \varepsilon \quad (7.10)$$

ε - là hệ số phân bố khối lượng.

Ô tô hiện nay có $\varepsilon = 0,8 \div 1,2$. Hệ số ε có ảnh hưởng lớn đến dao động của xe.

Khi $\varepsilon = 1$ hay $ab = \rho^2$ dao động ở các cầu xe độc lập với nhau.

Tần số dao động riêng của các phần khối lượng được treo phân ra ở cầu trước và sau được tính theo biểu thức sau:

$$\left. \begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{C_1 \cdot L^2}{M \cdot (\rho^2 + b^2)} \\ \omega_2^2 &= \frac{C_2 \cdot L^2}{M \cdot (\rho^2 + a^2)} \end{aligned} \right\} \quad (7.11)$$

ở đây:

ω_1 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm A khi điểm B cố định.

ω_2 - tần số dao động đặc trưng cho dao động của khối lượng được treo tại điểm B (cầu sau) khi điểm A (cầu trước) cố định.

Nếu ta thay biểu thức 7.9, 7.11 vào hệ 7.8 ta có hệ phương trình sau:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.12)$$

Hệ phương trình VIII.12 có nghiệm tổng quát như sau:

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A \cdot \sin \Omega_1 t + B \sin \Omega_2 t \\ z_2 &= C \cdot \sin \Omega_1 t + D \sin \Omega_2 t \end{aligned} \right\}$$

Trong đó:

Ω_1, Ω_2 - tần số dao động liên kết.

A, B, C, D - là các hằng số.

Phương trình đặc trưng của hệ phương trình 7.12 là phương trình trùng phương có dạng như sau:

$$\Omega^4 - \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{1 - \mu_1 \mu_2} \Omega^2 + \frac{\omega_1 \omega_2}{1 - \mu_1 \mu_2} = 0 \quad (7.13)$$

Giải các phương trình trên ta được biểu thức để tính các tần số dao động liên kết:

$$\Omega_{1,2}^2 = \frac{1}{2(1 - \mu_1 \mu_2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 - \omega_2^2)^2 + 4\mu_1 \mu_2 \omega_1^2 \omega_2^2} \right] \quad (7.14)$$

Biểu thức VI.14 cho thấy rằng dao động của ô tô là dao động phức tạp gồm hai dao động điều hoà và có tần số dao động là Ω_1 và Ω_2 . Tần số dao động liên kết của ô tô phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trước hết phụ thuộc vào thông số kết cấu của ô tô như khối lượng được treo, toạ độ trọng tâm của phần được treo, bán kính quán tính của phần được treo, độ cứng của hệ thống treo,...

Trường hợp đặc biệt, khi $\mu_1 = \mu_2 = 0$ thì dao động hai cầu độc lập với nhau.

Với sơ đồ dao động như hình 44 thì phương trình dao động của ô tô có dạng đơn giản hơn những phương trình đã trình bày ở trên. Lúc đó phương trình dao động của cầu trước ô tô có dạng như sau:

$$M_1 \ddot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (7.15)$$

Tần số dao động riêng được tính theo biểu thức: $\omega_1^2 = \frac{C_1}{M_1}$

Lúc đó phương trình VII.15 có thể được viết lại như sau:

$$\ddot{z}_1 + \omega_1^2 \cdot z_1 = 0 \quad (7.16)$$

Nghiệm của phương trình VII.16 có dạng:

$$z_1 = A \cdot \sin \Omega_1 t \quad (7.17)$$

Như vậy dao động có quy luật theo hàm số sin điều hoà với chu kỳ dao động

$$T_1 = \frac{2\pi}{\omega_1} = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{M_1}{C_1}} \quad (7.18)$$

Số lần dao động trong một phút được tính như sau:

$$n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{t1}}} \quad (7.19)$$

f_{t1} - độ võng tĩnh của hệ thống treo trước.

Ô tô du lịch đầy tải $f_{t1} = 20 \div 25 \text{ cm}$

Ô tô vận tải $f_{t1} = 8 \div 12 \text{ cm}$

Ô tô khách $f_{t1} = 11 \div 15 \text{ cm}$

Tương tự như vậy ta cũng có thể viết phương trình đối với cầu sau, khi xem cầu trước cố định.

Câu hỏi thảo luận:

1. Các yếu tố đánh giá tính êm dịu khi chuyển động của ô tô.
2. Khái niệm về khối lượng được treo và khối lượng không được treo.
3. Sơ đồ hoá hệ thống treo của ô tô.
4. Sơ đồ dao động tương đương của ô tô.
5. Viết và giải phương trình dao động của ô tô

Bài 18 (2 tiết)

Mục đích:

Giới thiệu về cách lập và giải phương trình dao động của ô tô khi có tính đến thành phần cản trong hệ thống và xác định sự dao động của cầu dẫn hướng của ô tô.

Nội dung cụ thể:

Phương trình dao động của ô tô khi tính đến thành phần cản trong hệ thống treo;

7.4. DAO ĐỘNG CỦA CẦU DẪN HƯỚNG

1. Đặc điểm hệ thống động lực học - cầu dẫn hướng

2. Dao động của bánh xe dẫn hướng.

Khi ta tính đến thành phần cản trong hệ thống treo ta có sơ đồ tính toán biểu diễn trên hình ***

Khi này phương trình dao động có dạng:

$$M_1 \ddot{z}_1 + K_1 \dot{z}_1 + C_1 z_1 = 0 \quad (7.20)$$

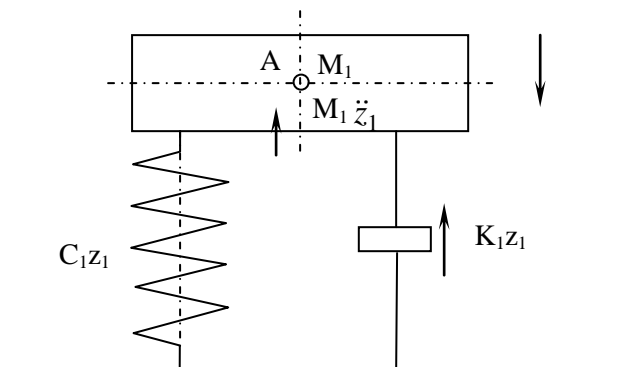
Ta đặt:

$$\frac{K_1}{M_1} = 2h_1 \quad \text{và} \quad \frac{C_1}{M_1} = \omega_1^2$$

Khi đó phương trình 7.20 sẽ có dạng:

$$\ddot{z}_1 + 2h_1 \dot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 = 0 \quad (7.21)$$

ở đây: h – là hệ số tắt chấn động.



Hình 7.6 Sơ đồ dao động tự do tắt dần của ô tô

Để giải phương trình này ta đưa ra hệ số tỷ lệ tắt chấn động ψ_1

$$\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_1} \quad (7.22)$$

Khi đó nghiệm của phương trình 7.21 có dạng:

$$\lambda_{1,2} = -h_1 \pm \sqrt{h_1^2 - \omega_1^2} \quad (7.23)$$

Có thể có 3 trường hợp xảy ra:

* Trường hợp 1. $h_1 > \omega_1$ hay $\psi_1 > 1$

$$\text{Ta đặt} \quad \Omega_1^2 = h_1^2 - \omega_1^2 \quad (7.24)$$

Ω_1 – tần số dao động của xe khi có bộ phận cản ở cầu trước;

ω_1 – tần số dao động riêng của cầu trước.

Nghiệm của phương trình dao động 7.21 có dạng:

$$z_1 = A.e^{-h_1.t} sh(\Omega_1.t + \varphi_0) \quad (7.25)$$

Trong trường hợp này dao động được dập tắt theo quy luật hình sin hypecbol, tức là dập tắt đột ngột, rất nguy hiểm, cần tránh.

* Trường hợp 2. $h_1 = \omega_1$ hay $\psi_1 = 1$

Nghiệm của phương trình đặc tính là nghiệm kép và nghiệm của phương trình dao động có dạng:

$$z_1 = e^{h_1.t} .(A_1 + A_2.t) \quad (7.26)$$

Quá trình dập tắt dao động cũng theo quy luật hình sin hypécbol, nên cũng cần tránh trong quá trình thiết kế.

* Trường hợp 3. $h_1 < \omega_1$ hay $\psi_1 < 1$

Nghiệm của phương trình dao động có dạng:

$$z_1 = A.e^{-h_1.t} \sin(\Omega_1.t + \varphi_0) \quad (7.27)$$

Quá trình dập tắt dao động theo quy luật hình sin điều hoà, quá trình dập tắt từ từ, êm dịu.

Khi thiết kế phải chọn $0 < \psi_1 < 1$.

Nếu $\psi_1 \approx 1$ thời gian dập tắt dao động quá nhanh, còn chọn $\psi_1 \approx 0$ thời gian dập tắt dao động sẽ quá lâu.

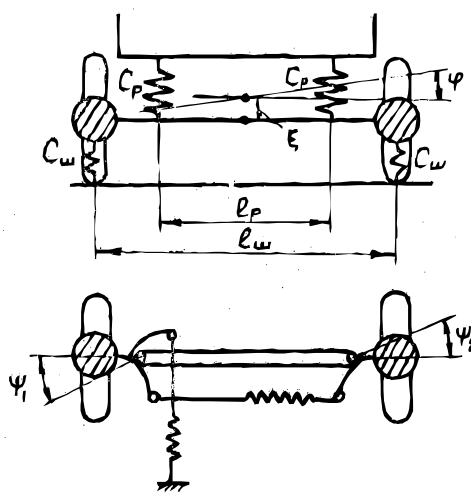
7.5. DAO ĐỘNG CỦA CẦU DẪN HƯỚNG

1. Đặc điểm hệ thống động lực học - cầu dẫn hướng

Cầu dẫn hướng ô tô là một hệ thống động lực học, gồm các khối lượng liên kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi: lớp xe, nhíp (lò xo), các thanh giằng. Khi ô tô chuyển động, cầu dẫn hướng có thể dao động theo những hướng sau: ξ - dịch chuyển lên trong mặt phẳng đứng theo chiều ngang ô tô; φ - chuyển vị góc của cầu trong mặt phẳng đứng theo chiều ngang ô tô; ψ - chuyển vị góc của bánh xe dẫn hướng quanh tâm trụ quay đứng trong mặt phẳng nằm ngang.

Với hệ thống treo độc lập, trong mặt phẳng đứng theo chiều ngang ô tô có thể có dao động theo một dạng, được đặc trưng bằng động học của hệ thống treo. Qua đó giá trị dao động góc của cầu theo toạ độ φ và ψ có giá trị lớn.

Hình 7.7 Hệ thống động lực học của cầu dẫn hướng



Một trong những đặc tính của hệ thống động lực học là tần số của dao động riêng.

Trong mặt phẳng φ ta có:

$$\omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{C_{\varphi}}{J_{\varphi}}} \quad (7.28)$$

ω_{φ} - tần số dao động riêng (rad.s)

C_{φ} - độ cứng góc quy dẫn;

J_{φ} - mô men quán tính của cầu đối với trọng tâm.

Ta có thể tính C_{φ} theo công thức:

$$C_{\varphi} = 2 \cdot (C_n \cdot l_n^2 + C_b \cdot l_b^2)$$

C_n, C_b - độ cứng tuyến tính của nhíp và bánh xe;

l_n, l_b - khoảng cách giữa hai nhíp và giữa hai lớp xe.

$$\text{Khi đó: } \omega_{\varphi} = \sqrt{\frac{2.(C_n.l_n^2 + C_b.l_b^2)}{J_{\varphi}}} \quad (7.29)$$

Từ đây ta thấy khi giảm độ cứng của lốp xe và nhíp và đồng thời tăng mô men quán tính của cầu trước đều làm giảm tần số dao động riêng của cầu dẫn hướng trong mặt phẳng đứng theo chiều ngang của xe.

Dao động riêng của bánh xe đối với trụ quay đứng được tính theo công thức VIII.28. Nhưng khi đó J_{φ} được hiểu là mô men quán tính của bánh xe và các chi tiết liên quan đến nó đối với tâm trụ quay đứng. C_{φ} được xác định bằng tỷ số mô men M_{φ} để quay bánh xe đi góc φ và giá trị của góc đó.

M_{φ} phụ thuộc vào độ đàn hồi của các thanh giằng và mô men ổn định sinh ra bởi góc nghiêng của trụ quay đứng và độ đàn hồi của lốp.

Do mô men ổn định phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của xe nên tần số dao động riêng của bánh xe dẫn hướng trong mặt phẳng dọc cũng phụ thuộc vào vận tốc của xe.

Dao động góc của cầu trong mặt phẳng đứng và mặt phẳng ngang có liên quan đến nhau. Mỗi quan hệ này theo hiệu ứng con quay của bánh xe. Nó phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của xe và động học của nhíp.

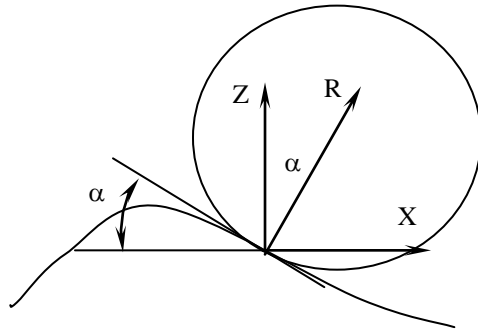
Khi tăng vận tốc của xe, mỗi quan hệ này cũng tăng lên.

2. Dao động của bánh xe dẫn hướng.

Cầu dẫn hướng là hệ thống dao động nên khi tác động lên nó một kích thích theo chu kỳ hay một tác động ngẫu nhiên sẽ xuất hiện dao động cưỡng bức. Biên độ của dao động cưỡng bức phụ thuộc biên độ dao động kích thích, sự tương quan của tần số kích thích của tần số và dao động riêng và giá trị tắt dần trong hệ thống.

Khi ô tô chuyển động, dao động của bánh xe dẫn hướng có thể sinh ra do đường không bằng phẳng và độ không cân bằng của lốp. Độ nhấp nhô của đường sinh ra dao động thẳng đứng của bánh xe, cường độ phụ thuộc vào điều kiện chuyển động và các thông số của hệ thống treo của ô tô. Dao động này ít ảnh hưởng tới tính quay vòng và tính ổn định của xe. Nhưng nó có thể gây ra dao động góc của bánh xe dẫn hướng trong mặt phẳng ngang, khi chúng xuất hiện sẽ làm xấu đi tính dẫn hướng và tính ổn định của xe.

Dao động góc của bánh xe dẫn hướng có thể xuất hiện khi có dao động thẳng đứng của cầu dẫn hướng do sự xuất hiện của phản lực tiếp tuyến và do không tương thích động học của hệ thống treo và dẫn động lái.



Hình 7.8 Phản lực của đường tác dụng lên bánh xe khi qua vật cản

Khi bánh xe lăn trên đường mấp mô, phản lực R bị lệch một góc α với phương thẳng đứng.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dq}{ds}$$

q - biên dạng của độ nhấp nhô mặt đường

s - quãng đường bánh xe lăn được.

R phân tích thành Z và X

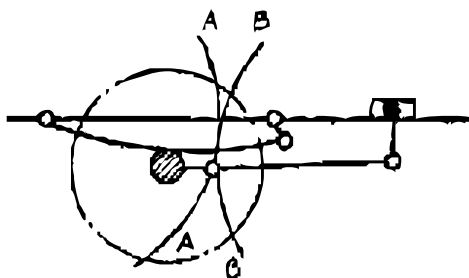
$$X = Z \operatorname{tg} \alpha$$

Thành phần thẳng đứng Z gồm 2 thành phần: lực tĩnh bằng phản lực trên đường bằng và thành phần động lực học ΔZ đặc trưng bởi dao động thẳng đứng của bánh xe.

$$Z = Z_T + \Delta Z$$

$$X = Z_T \frac{dq}{ds} + \Delta Z \frac{dq}{ds} \quad \Delta Z \text{ và } \frac{dq}{ds} \text{ thay đổi nên } X \text{ cũng thay đổi}$$

Trên đường không bằng phẳng, dao động của bánh xe dẫn hướng còn xuất hiện nếu mối liên hệ kép với khối lượng được treo qua nhíp và dẫn động lái không tương ứng.



Hình 7.9 Sự không đồng nhất của động học của dẫn động lái và hệ thống treo

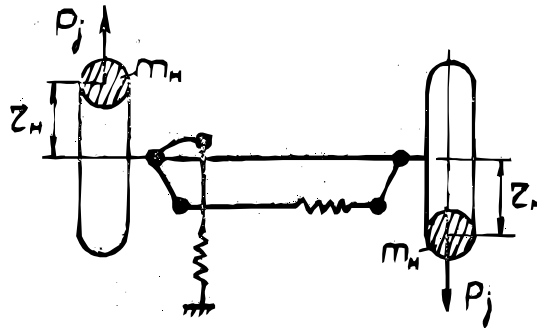
Ví dụ: Khi chuyển động tương đối của khối lượng được treo và không được treo, điểm nối của cam quay với đòn kéo dọc dao động theo cung A A theo động học của nhíp và đồng thời chuyển động theo cung BB, bán kính bằng chiều dài đòn kéo dọc.

Hai cung A A và BB làm cho bánh xe dẫn hướng quay quanh trục quay đứng khi chuyển động dịch chuyển tương đối với các khối lượng được treo của xe. Do vậy khi thiết kế cần chọn tâm dao động của nhíp gần với cơ cấu lái.

Dao động cưỡng bức của bánh xe dẫn hướng là do sự không cân bằng của lớp. Độ không cân bằng dẫn đến sự suất hiện lực chu kỳ, thay đổi với tần số bằng vận tốc góc của BX.. và biên độ tỷ lệ với bình phương vận tốc của xe.

Mô men quay lớn nhất do không cân bằng của lớp khi khối lượng không cân bằng 2 bánh xe ngược nhau.

Dao động của bánh xe dẫn hướng do không cân bằng sẽ rất mạnh. Khi ô tô chuyển động với vận tốc lớn, vận tốc góc của bánh xe gần với tần số dao động riêng của bánh xe dẫn hướng trong mặt phẳng ngang. Điều kiện này thường có ở xe du lịch có bán kính bánh xe nhỏ và có tần số dao động riêng của của cầu dẫn hướng thấp.



Hình 7.10 Lực ly tâm từ bánh xe không cân bằng



GIAO NHIỆM VỤ VỀ NHÀ

1. Vẽ sơ đồ và viết phương trình dao động của ô tô khi tính đến thành phần cản trong hệ thống treo?
2. Đặc điểm hệ thống động lực học - cầu dẫn hướng?
3. Dao động của bánh xe dẫn hướng?

QUY ĐỊNH CHUNG

1. Nội dung đánh giá:

Kiểm tra đánh giá những kiến thức SV đã thu nhận được thông qua việc trả lời một số câu hỏi cơ bản, các bài tập ứng dụng và kỹ năng thuyết trình thuộc nội dung của học phần.

Nội dung cơ bản gồm:

- Nhóm các câu hỏi lý thuyết + bài tập ứng dụng
- Bài tập lớn
- Nhóm các bài tập thảo luận

2. Phương pháp đánh giá:

- Giảng viên thu vở bài tập về nhà chấm ngẫu nhiên.
- Các bài tập lớn đóng quyển riêng
- Các bài tập thảo luận: chấm trực tiếp trên lớp
- Tỷ trọng điểm thành phần thi:
 - + Kiểm tra thường xuyên là 20%.
 - + Thảo luận là 10%.
 - + Bài tập lớn là 20%
 - + Kết thúc học phần là 50%.

CHƯƠNG 1 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 1:

Câu hỏi	Anh (chị) cho biết ý nghĩa của đặc tính ngoài của động cơ?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được khái niệm đặc tính ngoài của động cơ:	
	- Vẽ được đặc tính ngoài của động cơ (động cơ xăng và diesel) và giải thích các điểm làm việc đặc biệt:	
	- ý nghĩa của đặc tính	

Câu 2:

Câu hỏi	Tại sao đặc tính ngoài của động cơ Diesel lại phải hạn chế tốc độ?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được khái niệm đặc tính ngoài của động cơ:	
	- Vẽ được đặc tính ngoài của động cơ (động cơ xăng và diesel) và giải thích các điểm làm việc đặc biệt:	
	- Giải thích tại sao	

Câu 3:

Câu hỏi	Cho biết điều kiện để bánh xe lăn không trượt?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được khái niệm đặc tính ngoài của động cơ:	
	- Vẽ được đặc tính ngoài của động cơ (động cơ xăng và diesel) và giải thích các điểm làm việc đặc biệt:	
	- Điều kiện để đánh giá: <p style="margin-left: 40px;">Để cho ô tô - 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 lực bám giữa bánh xe với mặt đường.</p> $P_f \pm P_i + P_\omega \pm P_j + P_m \leq P_k \leq P_\phi$ <p style="margin-left: 40px;">+ P_i mang dấu (+) khi xe lên dốc, mang dấu (-) khi ô tô - máy kéo xuống dốc. + P_j mang dấu (+) khi ô tô - máy kéo tăng tốc độ, mang dấu (-) khi ô tô - máy kéo giảm tốc độ.</p>	

Câu 4:

Câu hỏi	Điều kiện để ô tô - máy kéo có thể chuyển động được?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Viết được công thức tính lực kéo tiếp tuyến và giải thích	
	- Viết được công thức tính lực cản chuyển động và giải thích	
	- Viết được công thức tính lực bám và giải thích	
	- Viết được điều kiện: $P_{\psi} < P_K < P_{\phi}$	

Câu 5:

Câu hỏi	Trình bày đặc tính ngoài của động cơ và phương pháp xây dựng đặc tính bằng lý thuyết?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được khái niệm đặc tính ngoài của động cơ:	
	- Vẽ được đặc tính ngoài của động cơ (động cơ xăng và diesel) và giải thích các điểm làm việc đặc biệt:	
	Trình bày được xây dựng đặc tính ngoài của động cơ bằng công thức nghiệm S.R. Lây Đéc man: - Xác định được đặc tính công suất động cơ. + Viết được công thức: $N_e = N_{e\max} \left[a \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right) + b \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 - c \cdot \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^3 \right]$ + Giải thích được các thông số trong công thức:	
	- Xác định được đặc tính mô men: + Viết được công thức: $M_e = \frac{10^4 \cdot N_e}{1,047 \cdot n_e}$ + Giải thích được các thông số trong công thức:	
	- Xác định được đặc tính suất tiêu hao nhiên liệu của động cơ.	

Câu 6:

Câu hỏi	Xác định mô men xoắn và lực kéo tiếp tuyến trên bánh xe chủ động?	
---------	--	--

Các nội dung chính cần đạt được	- Xác định được mô men xoắn: + Viết được công thức: $M_K = M_e \cdot i_t \cdot \eta_t = M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t$ + Giải thích được các thông số trong công thức:	
	- Xác định được lực kéo tiếp tuyến: + Viết được công thức: $P_K = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_e \cdot i_h \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_c \cdot \eta_t}{r_k}$ + Giải thích được các thông số trong công thức:	
	- Vẽ được sơ đồ và giải thích các ký hiệu	
	- Phân tích được các yếu tố ảnh hưởng đến mô men xoắn và lực kéo của bánh xe chủ động đến khả năng kéo	

Câu 7:

Câu hỏi	Xác định lực bám và hệ số bám của bánh xe chủ động?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Xác định được lực bám: + Công thức: $P_\varphi = \varphi \cdot Z$ + Giải thích đại lượng: + Điều kiện để bánh xe chủ động không bị trượt quay, có thể tiếp nhận đầy đủ lực kéo tiếp tuyến P_K để đưa ô tô chuyển động về phía trước là lực kéo tiếp tuyến cực đại $P_{K \max}$ phải nhỏ hơn hoặc bằng lực bám P_φ : $P_{K \max} \leq P_\varphi \Rightarrow \frac{M_{K \max}}{r_b} \leq \varphi \cdot Z$ + Giải thích được đại lượng trong công thức:	
	- Hệ số bám: + Trình bày được khái niệm hệ số bám. + Phân biệt hệ số bám dọc và hệ số bám ngang. + Trình bày các yếu tố ảnh hưởng đến hệ số bám. + Đưa ra các biện pháp nâng cao hệ số bám.	

Câu 8:

Xác định các lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát?

Câu hỏi	Xác định các lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát	
---------	--	--

Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được sơ đồ lực tác dụng lên ô tô và giải thích được các ký hiệu:	
	- Xác định các lực tác dụng: + Lực cản lăn P_f : Viết được công thức: Giải thích được công thức: + Lực cản lên dốc P_i : Viết được công thức: Giải thích được công thức: + Lực cản không khí P_ω : Viết được công thức: Giải thích được công thức: + Lực cản quán tính P_j : Viết được công thức: Giải thích được công thức: + Lực cản móc kéo P_m : Viết được công thức: Giải thích được công thức:	

Câu 9:

Câu hỏi	Xác định các mô men tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát	
Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được sơ đồ mô men tác dụng lên ô tô và giải thích được các ký hiệu:	
	- Xác định mô men tác dụng: + Mô men xoắn bánh xe chủ động: Viết được công thức: Giải thích được công thức: + Mô men do lực cản lăn gây lên trên các bánh xe: Viết được công thức: Giải thích được công thức:	
	Sinh viên trình bày được điều kiện lăn không trượt	

CHƯƠNG 2 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 10:

Câu hỏi	Cho một ký hiệu lớp xe giải thích các thông số và ý nghĩa của các thông số đó?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Giải thích các thông số của lớp xe	
	- Giải thích các ký hiệu	
	- Phạm vi ứng dụng	

Câu 11:

Câu hỏi	Phân loại lớp xe. Khi sử dụng lớp xe nhà sản xuất khuyến cáo gì?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Phân loại lớp xe	
	- Khuyến cáo của nhà sản xuất	
	- Phạm vi ứng dụng	

Câu 12:

Câu hỏi	Khi thay thế lốp xe anh (chị) quan tâm đến thông số nào của lốp? Hãy giải thích tại sao?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Các thông số của lốp	
	- Thông số quan tâm của lốp xe	
	- Giải thích	

Câu 13:

Câu hỏi	Anh (chị) cho biết ý nghĩa của hệ số bám dọc và hệ số bám ngang?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Hệ số bám dọc	
	- Hệ số bám ngang	
	- Giải thích	

Câu 14:

Câu hỏi	Trình bày các khái niệm bán kính bánh xe?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Trình bày được bán kính thiết kế: Là bán kính được xác định theo kích thước tiêu chuẩn. + Viết được công thức: $r_0 = (B + d/2).25,4$ Trong đó: B – bề rộng của lốp (inso). d - Đường kính vành bánh xe (inso).</p>	
	<p>- Trình bày bán kính tĩnh của bánh xe: là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi bánh xe đứng yên và chịu tải trọng thẳng đứng. Ký hiệu r_i.</p>	
	<p>- Trình bày được bán kính động lực học của bánh xe: là bán kính đo được bằng khoảng cách từ tâm trục bánh xe đến mặt đường khi bánh xe lăn. Ký hiệu r_d. Trị số của bán kính này phụ thuộc vào tải trọng thẳng đứng, áp suất lốp, mô men xoắn M_K, lực ly tâm khi bánh xe quay,...</p>	
	<p>- Trình bày được bán kính lăn của bánh xe: là bán kính được coi như bánh xe giả định nào đó không bị biến dạng khi làm việc, không bị trượt lết hoặc trượt quay nhưng có cùng tốc độ tịnh tiến và tốc độ góc như bánh xe thực tế. $r_l = \frac{v}{\omega_b} = \frac{S}{2\pi n_b}$ Trong đó: v - vận tốc chuyển động tịnh tiến của trục bánh xe. ω_b - vận tốc góc của trục bánh xe. S - quãng đường xe chạy được. n_b - số vòng quay của bánh xe để đi được quãng đường S.</p>	
	<p>- Trình bày được bán kính làm việc trung bình của bánh xe: $r_b = \lambda.r_0$ Trong đó: r_0 – bán kính thiết kế của bánh xe. λ - Hệ số kể đến sự biến dạng của lốp, được chọn phụ thuộc vào loại lốp: Lốp áp suất thấp $\lambda = 0,930 \div 0,935$ Lốp áp suất cao $\lambda = 0,945 \div 0,950$</p>	

Câu 15:

Câu hỏi	Trình bày sự lăn của bánh xe khi không có lực ngang tác dụng?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Khi bánh xe đứng yên, các phản lực pháp tuyến riêng phần được phân bố đối xứng với trục dọc và trục ngang của vết tiếp xúc, nên hợp lực của chúng nằm ở tâm của vết tiếp xúc và trùng với đường kính thẳng đứng của bánh xe.</p> <p>Khi bánh xe lăn, hợp lực Z sẽ dịch chuyển đi so với đường kính thẳng đứng của bánh xe một khoảng nào đó.</p>	
	<p>- Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên mặt đường cứng không biến dạng:</p> <p>+ Vẽ được hình mô tả:</p> <p>+ Giải thích:</p>	
	<p>- Trường hợp bánh xe cứng lăn trên mặt đường biến dạng:</p> <p>+ Vẽ được hình mô tả:</p> <p>+ Giải thích:</p>	
	<p>- Trường hợp bánh xe đàn hồi lăn trên bề mặt biến dạng:</p> <p>+ Vẽ được hình mô tả:</p> <p>+ Giải thích:</p>	
	<p>- Trình bày những lực và mô men tác dụng lên bánh xe.</p> <p>+ Điều kiện cân bằng của bánh xe lăn đều dưới tác dụng của lực nằm ngang P_x đặt tại trục của bánh xe:</p> $X = P_x$ $X \cdot r_d = Z \cdot a$ <p>Do đó</p> $X = P_x = Z \cdot \frac{a}{r_d}$ <p>+ Như vậy nếu bánh xe lăn đều không có lực nào cản thêm, phản lực tiếp tuyến của đường sẽ bằng lực đẩy. Phản lực này có chiều ngược với chiều chuyển động của bánh xe và lực cản. Tỷ số $\frac{a}{r_d}$ gọi là hệ số cản lăn và ký hiệu là f.</p> $f = \frac{a}{r_d} = \frac{X}{Z}$ <p>+ Khi bánh xe lăn không bị trượt, trị số của hệ số cản lăn phụ thuộc vào khoảng dịch chuyển a của phản lực Z.</p>	

Câu 16:

Câu hỏi	Xác định được các phản lực tác dụng lên ô tô trong trường hợp tổng quát?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Vẽ được sơ đồ và giải thích các ký hiệu</p> <p>- Xác định được phản lực bánh xe cầu trước: chứng minh được công thức dưới đây:</p> $Z_1 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (b - f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) \cdot h_g - P_m \cdot h_m}{L}$ <p>- Xác định được phản lực bánh xe cầu sau: chứng minh được công thức dưới đây:</p> $Z_2 = \frac{G \cdot \cos \alpha \cdot (a + f \cdot r_b) - (G \cdot \sin \alpha + P_j + P_\omega) \cdot h_g + P_m \cdot h_m}{L}$	

Câu 17:

Câu hỏi	Xác định hệ số phân bố tải trọng lên các bánh xe ô tô - máy kéo?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Xe đứng yên trên đường nằm ngang không kéo moóc: chứng minh được công thức:</p> $\left. \begin{aligned} m_{1T} &= \frac{Z_{1T}}{G} = \frac{G \cdot b}{G \cdot L} = \frac{b}{L} \\ m_{2T} &= \frac{Z_{2T}}{G} = \frac{G \cdot a}{G \cdot L} = \frac{a}{L} \end{aligned} \right\}$ <p>- Xe chuyển động ổn định với vận tốc nhỏ trên đường bằng và kéo moóc: chứng minh được công thức:</p> $m_{1n} = \frac{b}{L} - \frac{P_m \cdot \cos \gamma \cdot h_m + M_f}{G \cdot L} = m_{1T} - \frac{P_m \cdot \cos \gamma \cdot h_m + M_f}{G \cdot L}$ $m_{2n} = \frac{L - b}{L} + \frac{P_m [(L + l_m) \cdot \sin \gamma + h_m \cos \gamma] + M_f}{G \cdot L} = m_{2T} + \frac{P_m [(L + l_m) \cdot \sin \gamma + h_m \cos \gamma] + M_f}{G \cdot L}$ <p>- Xe chuyển động ổn định với vận tốc lớn trên đường bằng, không kéo moóc: chứng minh được công thức:</p> $\left. \begin{aligned} m_{1k} &= \frac{Z_{1k}}{G} = \frac{G \cdot b}{L \cdot G} - \frac{G \cdot f \cdot r_b + P_\omega \cdot h_g}{L \cdot G} = m_{1T} - \frac{G \cdot f \cdot r_b + P_\omega \cdot h_g}{L \cdot G} \\ m_{2k} &= \frac{Z_{2k}}{G} = \frac{G \cdot a}{L \cdot G} + \frac{G \cdot f \cdot r_b + P_\omega \cdot h_g}{L \cdot G} = m_{1T} + \frac{G \cdot f \cdot r_b + P_\omega \cdot h_g}{L \cdot G} \end{aligned} \right\}$ <p>- Khi phanh xe trên đường bằng không kéo moóc: chứng minh được công thức:</p>	

	$\left. \begin{aligned} m_{1p} &= \frac{Z_{1p}}{G} = \frac{G.b}{L.G} + \frac{P_j.h_g}{L.G} = m_{1T} + \frac{P_j.h_g}{L.G} \\ m_{2p} &= \frac{Z_{21p}}{G} = \frac{G.a}{L.G} - \frac{P_j.h_g}{L.G} = m_{2T} - \frac{P_j.h_g}{L.G} \end{aligned} \right\}$	
--	---	--

Câu 18:

Câu hỏi	Xác định phản lực thẳng góc của đường tác dụng lên bánh xe trong mặt phẳng ngang?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được sơ đồ phản lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:	
	- Trường hợp tổng quát: + Xác định được các phản lực bên trái. + Xác định được các phản lực bên phải.	
	- Trường hợp xe đứng yên trên dốc nghiêng ngang, không kéo moóc: + Xác định được các phản lực bên trái. + Xác định được các phản lực bên phải.	

Câu 19:

Câu hỏi	Xác định các phản lực trường hợp xe chuyển động ổn định trên đường nằm ngang, không kéo moóc?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được sơ đồ và giải thích các ký hiệu	
	- Xác định các phản lực: + Để xác định các hợp lực Z_1, Z_2 ta lập phương trình mô men đối với điểm A và B, sau đó rút gọn, ta được: $\left. \begin{aligned} Z_1 &= \frac{G.(b - f.r_b) - P_\omega.h_g}{L} \\ Z_2 &= \frac{G.(a - f.r_b) + P_\omega.h_g}{L} \end{aligned} \right\}$ + Giải thích công thức:	
	- Kết luận: trong các trường hợp khác	

CHƯƠNG 3 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Nội dung của BÀI TẬP LỚN được hướng dẫn cụ thể trong tập hướng dẫn bài tập lớn. Ngoài ra sinh viên phải làm thêm các câu hỏi sau:

Câu 20:

Câu hỏi	Thiết lập phương trình công suất và đồ thị	
Các nội dung chính cần đạt được	- Thiết lập được phương trình cân bằng sau: $N_e = N_t + N_f + N_\omega \pm N_i \pm N_j$ + Giải thích các đại lượng. + Khai triển công thức: $N_e = N_e(1 - \eta_t) + G.f.v.\cos\alpha \pm G.v.\sin\alpha + W.v^3 \pm \frac{G}{g}.\delta_i.v.j$	
	- Vẽ được đồ thị và giải thích được các điểm đặc biệt	
	- Sinh viên nói được ý nghĩa của ô tô thông qua đồ thị	

Câu 21:

Câu hỏi	Thiết lập phương trình lực kéo và đồ thị	
Các nội dung chính cần đạt được	- Thiết lập được phương trình cân bằng sau: $P_K = P_f + P_\omega \pm P_i \pm P_j$ + Giải thích các đại lượng. + Khai triển công thức: $\frac{M_e.i_t.\eta_t}{r_b} = f.G.\cos\alpha + W.v^2 \pm G.\sin\alpha \pm \frac{G}{g}.\delta_i.j$	
	- Vẽ được đồ thị và giải thích được các điểm đặc biệt	
	- Sinh viên nói được ý nghĩa của ô tô thông qua đồ thị.	

CHƯƠNG 4 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 22:

Câu hỏi	Anh (chị) cho biết hiện nay ở nước ta đánh giá chất lượng phanh xe đã qua sử dụng bằng chỉ tiêu đánh giá nào?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Nêu các chỉ tiêu đánh giá chất lượng hệ thống phanh	
	- Đánh giá lực phanh riêng	
	- Phần trăm phân phối lực phanh	
	- Giới thiệu sơ qua về điều kiện thử	

Câu 23:

Câu hỏi	Theo anh (chị) hệ số bám ngang có ảnh hưởng đến hiệu quả phanh không? Hãy giải thích tại sao?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Hệ số bám ngang là gì?	
	- Các thông số đánh giá hiệu quả phanh	
	- Chỉ quan hệ giữa hệ số bám ngang đến hiệu quả phanh	
	- Giải thích	

Câu 24:

Câu hỏi	Theo anh (chị) hệ số bám dọc có ảnh hưởng đến hiệu quả phanh không? Hãy giải thích tại sao?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Hệ số bám dọc là gì?	
	- Các thông số đánh giá hiệu quả phanh	
	- Chỉ sự không liên quan hệ giữa hệ số bám dọc đến hiệu quả phanh	
	- Giải thích	

Câu 25:

Câu hỏi	Theo anh (chị) hệ số bám ngang có ảnh hưởng đến ổn định hướng khi phanh không? Hãy giải thích tại sao?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Hệ số bám ngang là gì?	
	- Các thông số đánh giá hiệu quả phanh	
	- Chỉ sự không liên quan hệ giữa hệ số bám dọc đến hiệu quả phanh	
	- Giải thích	

Câu 26:

Câu hỏi	Theo anh (chị) hiện nay Cục đăng kiểm Việt Nam kiểm tra hệ thống phanh đã qua sử dụng bằng phương pháp gì? Thông số đánh giá là gì?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Các thông số đánh giá chất lượng phanh	
	- Các thông số đăng kiểm Việt Nam đánh giá	
	- Đánh giá lực phanh riêng	
	- Phần trăm phân phối lực phanh	

Câu 27

Câu hỏi	Xác định lực tác dụng lên ô tô khi phanh?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được mô hình biểu diễn các lực tác dụng và giải thích các ký hiệu.	
	- Xác định lực phanh: P_p được tính theo biểu thức sau: $P_p = \frac{M_p}{r_b}$ + Giải thích các đại lượng.	
	- Xác định được lực phanh lớn nhất bị giới hạn bởi điều kiện bám với mặt đường . $P_{p \max} = P_\varphi = \varphi \cdot Z_b$ + Giải thích các đại lượng.	
	- Tổng lực hãm tổng cộng tác dụng lên bánh xe là P_{p0} : $P_{p0} = \frac{M_p + M_f - M_{jb}}{r_b} = P_p + \frac{M_f - M_{jb}}{r_b}$ + Giải thích các đại lượng.	
	- Nhận xét	

Câu 28

Câu hỏi	- Trình bày điều kiện đảm bảo phanh tối ưu?	
Các nội dung	- Vẽ được mô hình biểu diễn các lực tác dụng khi phanh và giải thích các ký hiệu.	

chính cần đạt được	<p>- Xác định được phân lực tác dụng:</p> $Z_1 = \frac{G}{L} \left(b + \frac{P_j \cdot h_g}{g} \right)$ $Z_2 = \frac{G}{L} \left(a - \frac{P_j \cdot h_g}{g} \right)$ <p>+ Giải thích các đại lượng.</p>	
	<p>- Viết được biểu thức quan hệ:</p> $\frac{P_{p1}}{P_{p2}} = \frac{b + \varphi \cdot h_g}{a - \varphi \cdot h_g}$ <p>+ Giải thích các đại lượng.</p>	
	- Nhận xét:	

Câu 29

Câu hỏi	Trình bày các chỉ tiêu đánh giá chất lượng phanh?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Gia tốc chậm dần khi phanh:</p> <p>+ Công thức:</p> <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Nhận xét:</p>	
	<p>- Thời gian phanh:</p> <p>+ Công thức:</p> <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Nhận xét:</p>	
	<p>- Quãng đường phanh:</p> <p>+ Công thức:</p> <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Nhận xét:</p>	
	<p>- Lực phanh riêng:</p> <p>+ Công thức:</p> <p>+ Giải thích các đại lượng:</p> <p>+ Nhận xét:</p>	

Câu 30:

Câu hỏi	Trình bày giản đồ phanh và chỉ tiêu phanh thực tế	
Các nội dung	<p>- Vẽ được giản đồ phanh:</p> <p>+ Giải thích các điểm làm việc:</p> <p>+ Nhận xét:</p>	

chính cần đạt được	- Trình bày các chỉ tiêu thực tế:	
--------------------	-----------------------------------	--

Câu 31:

Câu hỏi	Trình bày vấn đề phanh khi không mở ly hợp	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Đặt được vấn đề: trong trường hợp phanh ô tô không mở ly hợp do lượng nhiên liệu được cung cấp vào các xy lanh động cơ rất ít nên các bánh xe lúc đó sẽ đóng vai trò chủ động còn động cơ bao gồm trục khuỷu và các chi tiết khác là bị động, do đó ma sát của các chi tiết trong động cơ sẽ tạo ra sức cản và phụ thêm cho lực phanh ở các bánh xe. Khi phanh không mở ly hợp, lực cản do ma sát có hướng ngược với lực quán tính của các chi tiết của động cơ, do trục khuỷu của động cơ chuyển động chậm dần.</p> <p>- Trình bày lực cản do ma sát trong động cơ có tác dụng làm cho ô tô chuyển động chậm dần với nhịp độ cao hơn khi mở ly hợp. Phương trình cân bằng lực trong trường hợp này có thể viết như sau:</p> $P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^t + P_{ms}^d - P_j = 0$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	
	<p>- Xác định được gia tốc của chuyển động chậm dần của ô tô như sau:</p> $j'_p = \frac{g}{\delta'_i} \cdot \frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^d + P_{ms}^t}{G}$ <p>+ Như vậy khi phanh ô tô mà không mở ly hợp, muốn hiệu quả phanh tốt hơn so với trường hợp mở ly hợp thì cần thoả mãn điều kiện $j'_p > j_p$.</p> $\frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^d + P_{ms}^t}{\delta'_i} > \frac{P_p + P_f + P_\omega + P_i + P_{ms}^t}{\delta_i}$ <p>+ Nhận xét:</p>	

CHƯƠNG 5 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 32:

Câu hỏi	Trình bày khái niệm chung tính ổn định?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Khái niệm	
	- Toạ độ xét ổn định	
	- Sơ đồ	
	- Giải thích	

Câu 33:

Câu hỏi	Trình bày tính ổn định tĩnh của ô tô - máy kéo (bán lốp)	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được trong trường hợp: khi ô tô hướng lên dốc: + Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu: + Điều kiện ổn định: chỉ ra được: $tg\alpha_L = \frac{b}{h_g}$ + Giải thích các đại lượng:	
	- Trình bày được trong trường hợp: khi ô tô hướng xuống dốc: + Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu: + Điều kiện ổn định: chỉ ra được: $tg\alpha'_L = \frac{a}{h_g}$ + Giải thích các đại lượng:	
	- Nhận xét:	

Câu 34:

Câu hỏi	Trình bày tính ổn định dọc động ô tô và máy kéo (bán lốp)	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được trong trường hợp: trường hợp tổng quát: + Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu: + Điều kiện ổn định: chỉ ra được: $tg\alpha_d = \frac{b - f \cdot r_b}{h_g} - \frac{P_\omega}{G}$ + Giải thích các đại lượng:	

	<p>- Trình bày được trong trường hợp: xe lên dốc với tốc độ nhỏ, chuyển động ổn định và không kéo moóc:</p> <p>+ Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:</p> <p>+ Điều kiện ổn định: chỉ ra được:</p> $\frac{\varphi.a}{L - \varphi.h_g} < \frac{b}{h_g}$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	
	<p>- Trình bày được trong trường hợp: trường hợp xe kéo moóc chuyển động lên dốc với vận tốc nhỏ và ổn định:</p> <p>+ Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:</p> <p>+ Điều kiện ổn định: chỉ ra được:</p> $tg\alpha_\varphi = \frac{\varphi.a.G}{G.(L - \varphi.h_g) + G_m(L - \varphi.h_m)}$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	
	<p>- Trình bày được trong trường hợp: trường hợp xe chuyển động ổn định với vận tốc cao, không kéo moóc trên đường nằm ngang:</p> <p>+ Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:</p> <p>+ Điều kiện ổn định: chỉ ra được:</p> $v_n = \sqrt{\frac{G.B}{K.F.h_g}}$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	

Câu 35:

Câu hỏi	Qua nghiên cứu các bài toán ổn định thì các yếu tố nào ảnh hưởng đến các điều kiện ổn định:	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày các ý sau:	
	+ Điều kiện khai thác:	
	+ Đặc điểm lớp xe:	
	+ Thông số kết cấu của xe:	

Câu 36:

Câu hỏi	Trình bày tính ổn định ngang của ô tô - máy kéo khi chuyển động trên đường nghiêng theo phương ngang?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được các giải thiết:	
	- Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:	
	- Chỉ ra được các điều kiện ổn định: + Điều kiện để xe bị trượt trước khi lật đổ:	

	$\operatorname{tg} \beta_p < \operatorname{tg} \beta_d$ $\varphi_y < \frac{C}{2.h_g}$ <p>+ Để đảm bảo điều kiện trượt xảy ra trước khi xe bị lật đổ, ta phải có:</p> $\operatorname{tg} \beta_\varphi < \operatorname{tg} \beta_t \quad \text{hay} \quad \varphi_y < \frac{C}{2.h_g}$	
--	---	--

Câu 37:

Câu hỏi	Trình bày tính ổn định động của ô tô - máy kéo bánh hơi khi chuyển động quay vòng trên đường nghiêng ngang.	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Trình bày được trong trường hợp: điều kiện lật đổ:</p> <p>+ Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:</p> <p>+ Điều kiện ổn định: chỉ ra được:</p> $v_n = \sqrt{\frac{g.R.\left(\frac{C}{2}.h_g - \operatorname{tg}\beta_d\right)}{1 - \frac{C}{2h_g}\operatorname{tg}\beta_d}}$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	
	<p>-Trình bày được trong trường hợp: điều kiện bị trượt bên</p> <p>+ Vẽ được sơ đồ lực tác dụng và giải thích các ký hiệu:</p> <p>+ Điều kiện ổn định: chỉ ra được:</p> $v_\varphi = \sqrt{\frac{g.R.(\varphi_y + \operatorname{tg}\beta_\varphi)}{1 - \varphi_y.\operatorname{tg}\beta_\varphi}} \quad ; \quad v_\varphi = \sqrt{g.R.\varphi_y}$ <p>+ Giải thích các đại lượng:</p>	
	- Nhận xét:	

CHƯƠNG 6 - BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 38:

Câu hỏi	Hãy liệt kê các yếu tố ảnh hưởng đến tính năng quay vòng của ô tô?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Các thông số ảnh hưởng	
	- Các toạ độ	
	- Liệt kê thông số ảnh hưởng đến quỹ đạo chuyển động	
	- Giải thích	

Câu 39:

Câu hỏi	Trình bày động học và động lực học quay vòng của ô tô?	
Các nội dung chính cần đạt được	<p>- Điều kiện quay vòng của ô tô: Để ô tô, máy kéo thực hiện quay vòng có thể sử dụng một trong các phương pháp sau: + Quay các bánh xe dẫn hướng. Phương pháp này áp dụng chủ yếu cho ô tô, máy kéo bánh hơi. + Truyền các mô men quay có các giá trị khác nhau tới các bánh xe dẫn hướng bên trái và bên phải, đồng thời dùng thêm phanh để hãm các bánh xe phía trong so với tâm quay vòng trong trường hợp cần quay vòng ngoặt hoặc thật gấp. Biện pháp này được sử dụng ở các loại máy kéo bánh hơi cỡ lớn có các bánh xe đều là chủ động và máy kéo xích. + Kết hợp cả hai biện pháp nói trên và quay vòng phần khung phía trước. Biện pháp này thường áp dụng cho các loại máy kéo bánh hơi có thân rời. Ta xét các lực tác dụng lên ô tô khi quay vòng:</p>	
	<p>- Xét được khi ô tô có cầu sau là chủ động và cầu trước là bị động và dẫn hướng: + Vẽ được hình vẽ và giải thích: + Điều kiện:</p>	
	<p>- Xét được khi bánh xe trước vừa là chủ động vừa là dẫn hướng: + Vẽ được hình vẽ và giải thích: + Điều kiện:</p>	

Câu 40:

Câu hỏi	Trình bày động học quay vòng của ô tô, máy kéo bánh cứng	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được: Khi xe vào đường vòng, để đảm bảo các bánh xe dẫn hướng không bị trượt lết hoặc trượt quay thì các đường vuông góc với các véc tơ vận tốc của chuyển động v của các bánh xe phải gặp nhau tại một điểm O. Điểm O được gọi là tâm quay vòng tức thời của bánh xe dẫn hướng.	
	- Vẽ được sơ đồ quay vòng của ô tô với bánh cứng và giải thích ký hiệu:	
	- Chỉ ra được: từ sơ đồ động học quay vòng của ô tô, máy kéo có hai bánh dẫn hướng phía trước có thể xác định được quan hệ giữa bán kính quay vòng R , chiều dài cơ sở của xe L và góc quay vòng θ : $\cot g\theta_1 + \cot g\theta_2 = 2 \frac{R}{L}$ $\frac{R}{L} = \cot g\theta$ $\cot g\theta = \frac{\cot g\theta_1 + \cot g\theta_2}{2}$ $R = \frac{L}{\operatorname{tg}\theta}$ và ta có:	

Câu 41:

Câu hỏi	Xác định lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng	
Các nội dung chính cần đạt được	- Vẽ được sơ đồ lực và mô men tác dụng lên ô tô khi quay vòng và giải thích các ký hiệu:	
	- Trình bày lực kéo: + P_K là tổng của lực kéo tại bánh xe phía ngoài P'_K và bánh xe phía trong P''_K : $P_K = P'_K + P''_K$ + Do có ma sát trong bộ vi sai nên $P''_K > P'_K$. Ta có thể coi $P''_K = k_g \cdot P_K ; P'_K = (1 - k_g) \cdot P_K$ + Mô men cản trong vi sai: $M_{TC} = (P''_K - P'_K) \cdot B = (2 \cdot k_g - 1) \cdot B \cdot P_K$	
	- Trình bày lực cản: + Lực cản lăn tổng cộng: $P_{fn} = f_\delta \cdot G_a$ + Lực cản không khí:	

	$P_w = K. F . v^2$	
	<p>- Trình bày được các lực và mô men quán tính: Lực quán tính hướng dọc theo ô tô P_X:</p> $P_{jX} = \delta \cdot \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{dv}{dt} - b \cdot \frac{v^2}{R^2} \right)$ <p>Lực quán tính hướng vuông góc với trục dọc ô tô P_Y:</p> $P_{jY} = \frac{G}{g} \left(\frac{v^2}{R} + \frac{b}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + b \cdot \frac{v}{L} \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$	
	<p>- Trình bày được các phản lực từ đường: chỉ ra được:</p> $Y_1 = \frac{G}{g \cdot L \cdot \cos\theta} \cdot \left(\frac{b}{R} \cdot v^2 + \frac{b^2 + \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (b^2 + \rho^2) \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$ $Y_2 = \frac{G}{g \cdot L} \cdot \left(\frac{a}{R} \cdot v^2 + \frac{a \cdot b - \rho^2}{R} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{v}{L} (a \cdot b - \rho^2) \cdot \frac{d\theta}{dt} \right)$	

CHƯƠNG 7- BÀI TẬP VÀ HƯỚNG DẪN

Câu 42:

Câu hỏi	Trình bày khái niệm về khối lượng được và không được treo của hệ dao động ô tô?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Khái niệm về khối lượng được treo	
	- Khối lượng không được treo	
	- Tỷ lệ quan hệ	
	- Giải thích	

Câu 43:

Câu hỏi	Trình bày các chỉ tiêu đánh giá dao động của ô tô?	
Các nội dung chính cần đạt được	- Tần số dao động thích	
	- Gia tốc theo phương thẳng đứng	
	- Độ lệch quân phương gia tốc	
	- Công suất dao động	

Câu 44:

Câu hỏi	Thiết lập phương trình dao động hệ MC	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày các giả thiết: + Không kể đến lực kích động do độ mấp mô của đường gây ra khi xe chuyển động. + Không kể đến khối lượng không được treo. + Không kể đến lực cản của bộ phận cản.	
	- Xây dựng được mô hình và giải thích các ký hiệu hệ MC	
	- Thiết lập được phương trình: $\left. \begin{aligned} \ddot{z}_1 + \mu_1 \ddot{z}_2 + \omega_1^2 z_1 &= 0 \\ \ddot{z}_2 + \mu_2 \ddot{z}_1 + \omega_2^2 z_2 &= 0 \end{aligned} \right\}$	
	- Đưa được thông số đánh giá: số lần dao động trong một phút được tính như sau: $n_1 = \frac{300}{\sqrt{f_{t1}}}$ f_{t1} - độ vông tĩnh của hệ thống treo trước. Ô tô du lịch đầy tải $f_{t1} = 20 \div 25$ cm Ô tô vận tải $f_{t1} = 8 \div 12$ cm Ô tô khách $f_{t1} = 11 \div 15$ cm	

Câu 45:

Câu hỏi	Thiết lập phương trình dao động hệ MCK	
Các nội dung chính cần đạt được	- Trình bày được các giả thiết:	
	- Xây dựng được mô hình và giải thích các ký hiệu hệ MC	
	- Thiết lập phương trình vi phân mô tả trong 3 trường hợp: + Trường hợp 1: + Trường hợp 2: + Trường hợp 3:	
	- Kết luận:	

Câu 46:

Câu hỏi	Theo anh (chị) hay cho biết ý nghĩa của môn học Lý thuyết Ôtô - Máy kéo?	
Đáp án	- Cho biết quan hệ giữa thông số kết cấu của xe đến v_{max} , tính tiện nghi, tính kinh tế của ô tô	
	- Cho quan hệ giữa thông số đường của xe đến v_{max} , tính	

	tiện nghi, tính kinh tế của ô tô của ô tô	
	- Cho quan hệ giữa thông số lốp của xe đến v_{\max} , tính tiện nghi, tính kinh tế của ô tô của ô tô	
	- Cho quan hệ giữa thông số điều kiện khai thác của xe đến v_{\max} , tính tiện nghi, tính kinh tế của ô tô của ô tô	

./.