

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:

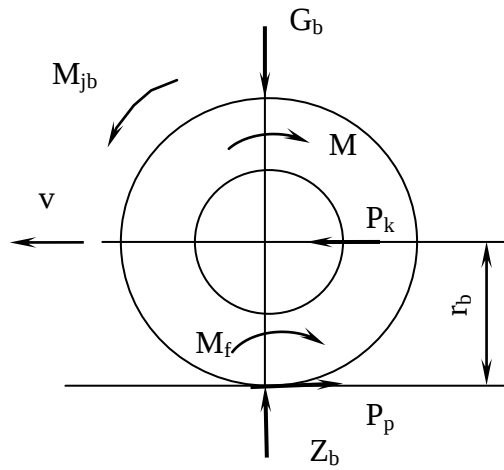
Trong quá trình phanh ô tô, mô men phanh sinh ra ở cơ cấu phanh tăng dần lên đến một lúc nào đó thì sẽ xuất hiện quá trình trượt lê.

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.



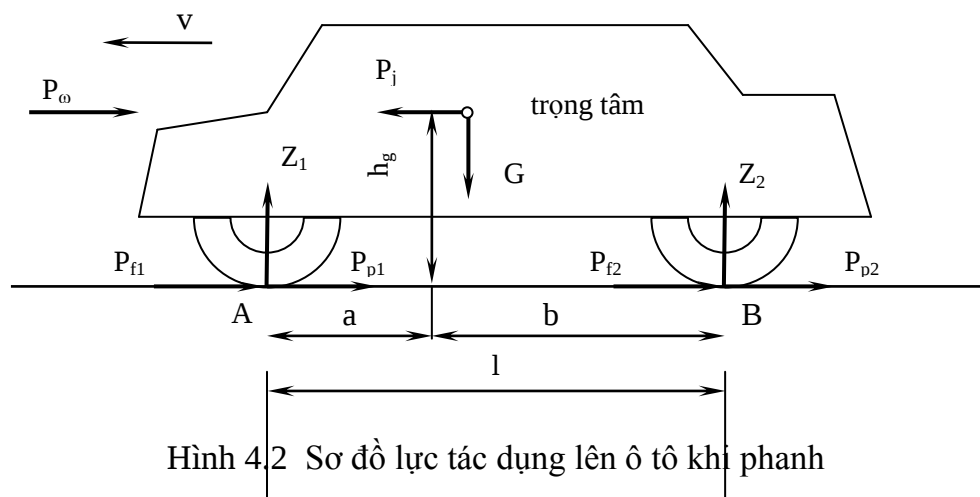
Hình 4.1 Sơ đồ lực và mô men tác dụng lên bánh xe khi phanh

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_ω 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 : $P_j = P_p \pm P_i$

Khi ô tô chạy trên đường bằng: $P_j = P_p$ (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.

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.

$$\begin{aligned} \frac{dv}{dt} \cdot ds &= \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} ds \\ \text{hay} \quad v \cdot dv &= \frac{\varphi \cdot g}{\delta_i} ds \\ ds &= \frac{\delta_i}{\varphi \cdot g} v dv \end{aligned} \quad (4.19)$$

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 mô hình của hệ thống phanh trong quá trình thiết kế.

Nội dung:

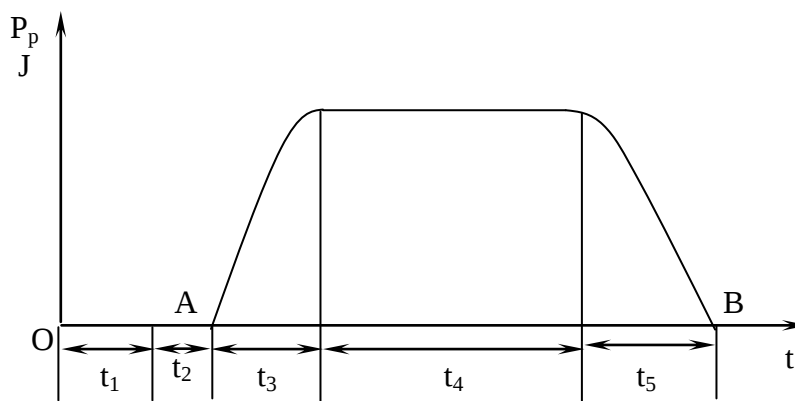
Phanh không mở ly hợp.

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 :

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

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 thỏa 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.

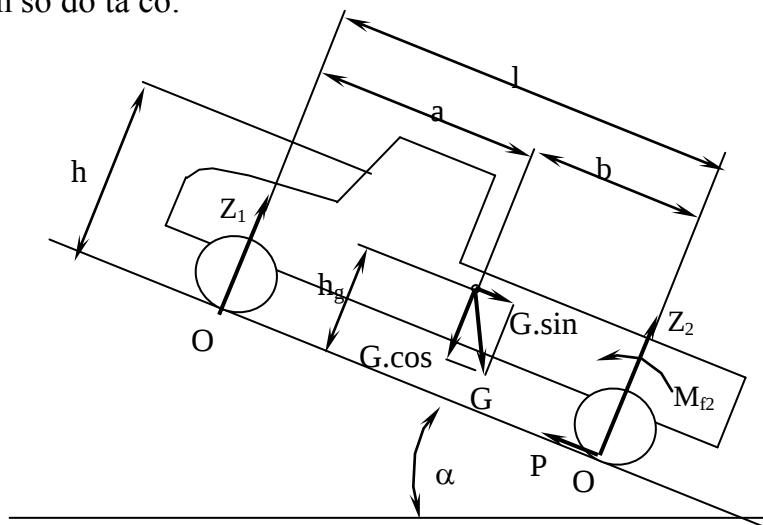
5.1. TÍNH ỔN ĐỊNH DỌC CỦA Ô TÔ

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.

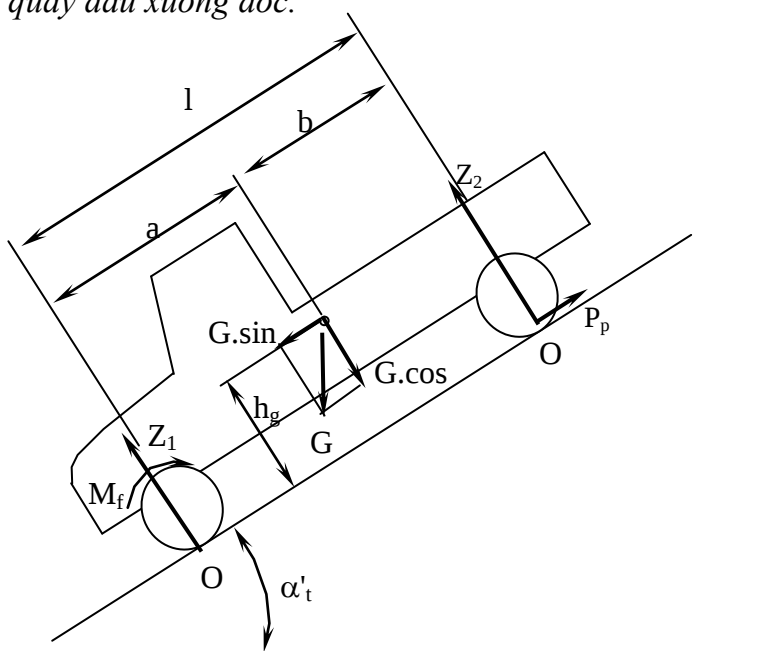
Khi α tăng dần lên cho tới một lúc mà bánh xe trước tách khỏi mặt đường, thì lúc đó $Z_1 = 0$ và xe sẽ bị lật quanh điểm O_2 . Để xác định được góc dốc α giới hạn mà xe bị lật đổ khi đứng quay đầu lên dốc, ta lập phương trình mô men của tất cả các lực đối với điểm O_2 với điều kiện $Z_1 = 0$.

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

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

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:

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

- 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:

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

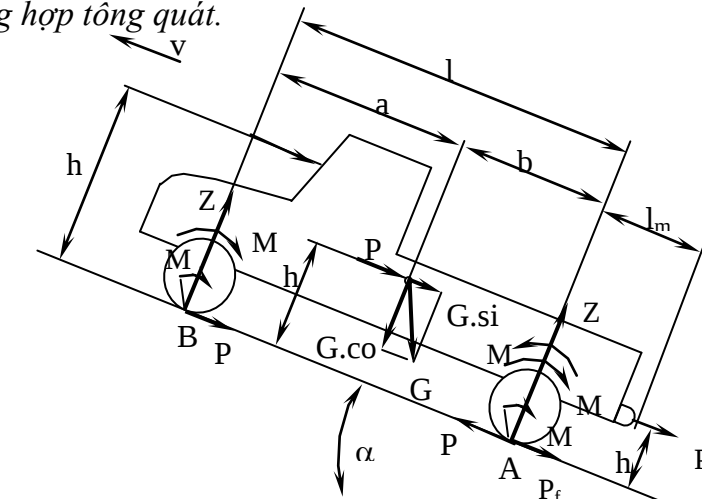
$$\text{hay} \left. \begin{aligned} \varphi \cdot \frac{a}{L - \varphi \cdot h_g} &< \frac{b}{h_g} \\ \varphi &< \frac{b}{h_g} \end{aligned} \right\} \quad (5.9)$$

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 - toạ 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: