

TÍNH TOÁN ĐỘNG LỰC HỌC CỦA Ô TÔ TRÊN ĐƯỜNG THẲNG NGHIÊNG

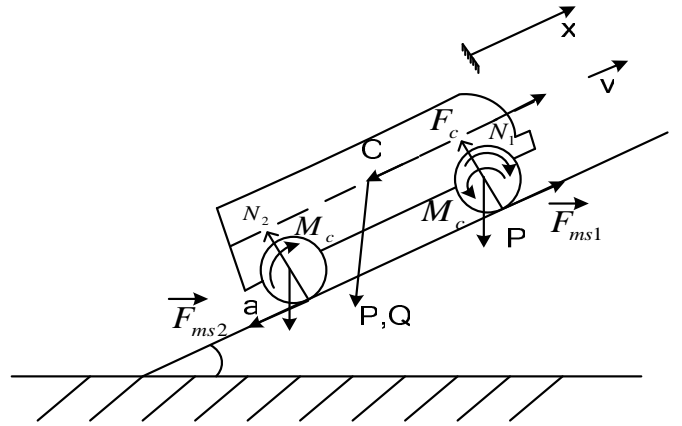
TS. Nguyễn Đức Tính - Hiệu trưởng

1. Mở đầu

Tính toán xác định các đặc trưng động lực học của các loại ô tô là vấn đề quan trọng trong thực tiễn, kỹ thuật. Trong bài báo này, tác giả giới thiệu quá trình tính toán một số đặc trưng cơ bản về chuyển động và hệ lực tác dụng trong quá trình ô tô chuyển động trên đường thẳng nghiêng. Các kết quả tính toán có thể áp dụng trong công tác vận tải mỏ và cho các xe ô tô chuyển động trong các vùng có hệ thống đường giao thông chưa phát triển hoặc địa hình đồi núi phức tạp.

2. Mô hình chuyển động của ô tô trên đường thẳng nghiêng

Khảo sát một ô tô được mô tả như hình vẽ 1. Trọng lượng của ô tô và 4 bánh là Q . Mỗi bánh xe có trọng lượng P , bán kính R và bán kính quán tính đối với trục quay là ρ . Các bánh xe chuyển động lăn không trượt theo đường thẳng nghiêng với mặt phẳng ngang một góc α . Từ trạng thái tĩnh, tác dụng vào hai bánh dẫn (bánh trước) một mômen phát động $M_q = \text{const}$, làm xe chuyển động. Tại các ổ trục quay (của 4 bánh) chịu tác dụng của mômen cản $M_c = \text{const}$. Xe còn chịu tác dụng của lực cản ngoài $\vec{F}_c = -\beta\vec{v}$ ($\beta > 0$ là hệ số cản, \vec{v} là vận tốc của trục xe).



Hình 1

3. Khảo sát quá trình khởi động của ô tô

3.1. Phương trình vi phân chuyển động của ô tô

Động năng của hệ gồm động năng của thùng xe và bốn bánh xe.

$$T = T_{xe} + 4T_{bx}$$

$$T_x = \frac{Q}{2g} \dot{x}^2, T_{bx} = \frac{1}{2} J_0 \dot{\phi}^2, \dot{\phi} = \frac{v}{R} = \frac{\dot{x}}{R}, J_0 = \frac{P}{g} \cdot \rho^2$$

Từ đó: $T_{bx} = \frac{P\rho^2}{2gR^2} \dot{x}^2$

$$T = \frac{1}{2g} \left(Q + \frac{4P\rho^2}{R^2} \right) \dot{x}^2 \tag{3.1}$$

Trong đó: x là dịch chuyển theo phương dốc nghiêng của trục xe.

Động năng tịnh tiến của 4 bánh xe được gộp vào động năng của cả thùng xe. Xe khởi động từ trạng thái tĩnh nên $T_0 = 0$.

Công của các lực tác dụng lên ô tô:

- Công của ngoại lực: $dA^e = -\beta x dx - Q \sin \alpha dx$

- Công của nội lực: $dA = M_q d\varphi - 4M_c dx$, $d\varphi = \frac{dx}{R}$

$$dA = dA^e + dA^i = \left(\frac{M_q - 4M_c}{R} - \beta\dot{x} - Q \sin \alpha \right) dx \quad (3.2)$$

Áp dụng định lý biến thiên động năng dưới dạng vi phân:

$$dT = dA$$

Từ đó ta có:

$$\begin{aligned} \frac{1}{g} \left(Q + \frac{4p\rho^2}{R^2} \right) \dot{x} d\dot{x} &= \left(\frac{M_q - 4M_c}{R} - \beta\dot{x} - Q \sin \alpha \right) dx \\ \ddot{x} &= \left(\frac{M_q - 4M_c}{R} - Q \sin \alpha - \beta\dot{x} \right) \cdot g / \left(Q + \frac{4p\rho^2}{R^2} \right) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Phương trình (3.3) là phương trình vi phân chuyển động của ô tô khi leo dốc. Từ (3.3) ta có vận tốc và gia tốc của ô tô (của khối tâm C với điều kiện ban đầu $v_0 = v_{(0)} = 0$):

$$v = \dot{x} = \frac{A}{B} (1 - e^{-Bt}); \quad W = \ddot{x} = A \cdot e^{-Bt} \quad (3.4)$$

Trong đó:
$$A = g \left(\frac{M_q - 4M_c}{R} - Q \sin \alpha \right) / \left(Q + \frac{4p\rho^2}{R^2} \right)$$

$$B = \beta / \left(Q + \frac{4p\rho^2}{R^2} \right) \quad (3.5)$$

Từ (3.4) ta có:
$$v_{\max} = \lim_{t \rightarrow \infty} v = \frac{A}{B} = \frac{1}{\beta} \left(\frac{M_q - 4M_c}{R} - Q \sin \alpha \right)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} W = 0 \quad (3.6)$$

Như vậy, khi xe chuyển động bình ổn tức là chuyển động đều (gia tốc $w = 0$), vận tốc của xe đạt trị số lớn nhất được xác định theo công thức (3.6). Trong thực tế, sau một thời gian đủ lớn (hữu hạn) xe ô tô sẽ đạt vận tốc và gia tốc theo công thức (3.6).

3.2. Khảo sát lực ma sát trượt

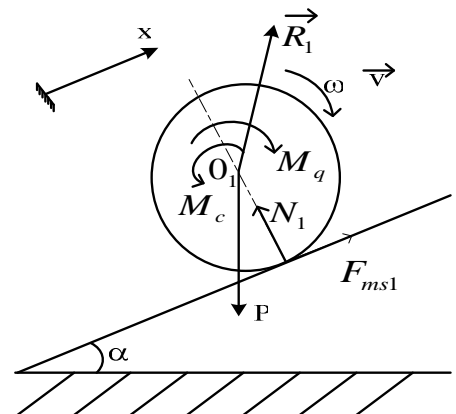
a. Tính lực ma sát trượt của bánh phát động (bánh trước)

Để tính lực ma sát trượt, ta tưởng tượng tách bánh trước như hình vẽ (hình 2). Hệ lực tác dụng lên bánh xe gồm: Trọng lực \vec{P} , các mômen \vec{M}_q, \vec{M}_c , phản lực liên kết \vec{N}_1 , phản lực ổ trục \vec{R}_1 và lực ma sát trượt \vec{F}_{ms1} .

Các bánh xe chuyển động song phẳng, lăn không trượt trên đường thẳng, nên ta có:

$$\frac{2p}{g} \rho^2 \ddot{\varphi} = M_q - 2M_c - 2RF_{ms1}; \quad \ddot{\varphi} = \frac{W}{R}$$

Suy ra:
$$\frac{2P}{g} \rho^2 \frac{W}{R} = M_q - 2M_c - 2RF_{ms1}$$



Hình 2

$$F_{ms1} = \frac{M_q}{2R} - \frac{M_C}{R} - \frac{P\rho^2 W}{gR^2} \quad (3.7)$$

Từ (3.7) ta thấy: Khi khởi động từ trạng thái tĩnh, gia tốc W lớn, do đó lực ma sát của bánh trước F_{ms1} nhỏ, sau đó tăng dần cho đến khi xe chuyển động bình ổn ($W = 0$), lực ma sát có giá trị cực đại:

$$F_{ms1} = F_{1max} = \frac{M_q}{2R} - \frac{M_C}{R} \quad (3.8)$$

b. Tính lực ma sát của bánh bị dẫn (bánh sau)

Tương tự, tách bánh sau để xét (hình 3) ta có:

$$\frac{2P}{g} \rho^2 \ddot{\varphi} = 2RF_{ms2} - 2M_C$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{W}{R}$$

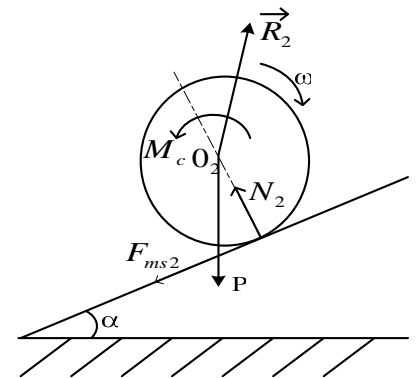
Suy ra:
$$F_{ms2} = \frac{M_C}{R} + \frac{P\rho^2}{gR^2} W \quad (3.9)$$

Từ (3.9) ta thấy, khi khởi động lực ma sát của bánh sau rất lớn, sau đó giảm dần đến khi xe chạy bình ổn ($W = 0$), lực ma sát đạt giá trị nhỏ nhất:

$$F_{min} = \frac{M_C}{R} \quad (3.10)$$

4. Khảo sát quá trình tắt máy của ô tô

Khi xe tắt máy $M_q = 0$, xe chuyển động chậm dần nên vận tốc và gia tốc ngược chiều nhau, xe chuyển động do lực quán tính. Các lực tác dụng lên xe như hình vẽ (Hình 4).



Hình 3

Đối với bánh trước ta có:

$$J\ddot{\varphi} = -M_C + RF_{ms1}; \ddot{\varphi} = \frac{W}{R}$$

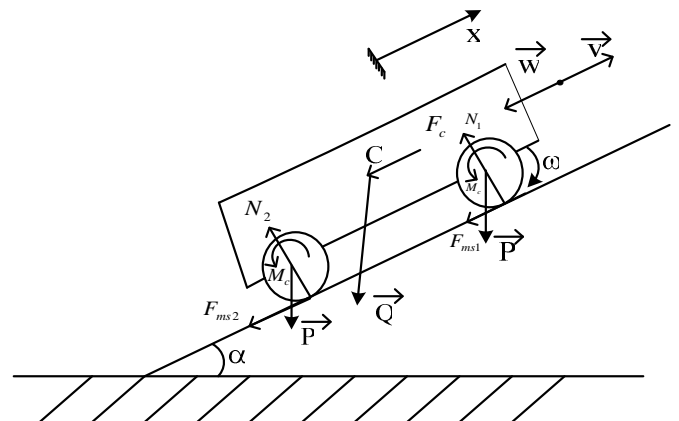
$$F_{ms1} = \frac{M_C}{R} + \frac{P\rho^2}{gR^2} W \quad (4.1)$$

Đối với bánh sau ta có:

$$J\ddot{\varphi} = -M_C + RF_{ms1};$$

$$F_{ms2} = \frac{M_C}{R} + \frac{P\rho^2}{gR^2} W \quad (4.2)$$

Từ (4.1), (4.2) ta thấy: Khi tắt máy các lực ma sát trượt của bánh trước và bánh sau bằng nhau:



Hình 4

$$\vec{F}_{ms1} = \vec{F}_{ms2}; F_{ms1} = F_{ms2} = \frac{M_c}{R} + \frac{P\rho^2}{gR^2}W \quad (4.3)$$

Từ (3.8), (3.10) và (4.3) ta thấy: Sau khi tắt máy các lực ma sát của các bánh trước đã thay đổi rất nhanh về phương chiều và cường độ, các lực ma sát của bánh sau giảm rất nhanh vì gia tốc $W < 0$.

Sau đó trị số gia tốc W giảm dần, đến khi $W = 0$ thì:

$$F_{ms1} = F_{ms2} = \frac{M_c}{R} \quad (4.4)$$

Khi tắt máy phương trình vi phân chuyển động của ô tô có dạng:

$$\frac{Q}{g}\ddot{x} = -2F_{ms1} - 2F_{ms2} - Q\sin\alpha - \beta\dot{x} \quad (4.5)$$

Thay (4.3) vào (4.5) ta được:

$$\left(\frac{Q}{g} + \frac{4P\rho^2}{gR^2}\right)\ddot{x} = -\beta\dot{x} - \frac{4M_c}{R} - Q\sin\alpha \quad (4.6)$$

Từ (4.6), chú ý (3.6) ta có:

$$W = \dot{x} = \frac{M_q}{RD} - e^{-\frac{\beta}{D}t}$$

$$v = \dot{x} = \frac{1}{\beta R} \left(M_q e^{-\frac{\beta}{D}t} - 4M_c - QR\sin\alpha \right)$$

$$D = \frac{Q}{g} + \frac{4P\rho^2}{gR^2} \quad (4.7)$$

Trường hợp bỏ qua lực cản trong quá trình tắt máy ($F_c = 0$), phương trình vi phân chuyển động của ô tô có dạng:

$$\left(\frac{Q}{g} + \frac{4P\rho^2}{gR^2}\right)\ddot{x} = -\frac{4M_c}{R} - Q\sin\alpha \quad (4.8)$$

Từ đó ta có:

- Gia tốc của ô tô:

$$W = \ddot{x} = -\left(\frac{4M_c}{R} + Q\sin\alpha\right) / \left(\frac{Q}{g} + \frac{4P\rho^2}{gR^2}\right)$$

$$W = \ddot{x} = -\frac{gR(4M_c + RQ\sin\alpha)}{(R^2Q + 4P\rho^2)} \quad (4.9)$$

- Vận tốc của ô tô:

$$v = \dot{x} = -\frac{gR(4M_c + RQ\sin\alpha)}{(R^2Q + 4P\rho^2)}t + \frac{M_q - 4M_c - RQ\sin\alpha}{\beta R} \quad (4.10)$$

- Quãng đường xe đi được tại thời điểm t tính từ lúc tắt máy:

$$S = -\frac{gR(4M_c + RQ\sin\alpha)}{2(R^2Q + 4P\rho^2)}t^2 + \frac{M_q - 4M_c - RQ\sin\alpha}{\beta R}t \quad (4.11)$$

Từ đó ta có quãng đường xe đi được kể từ lúc tắt máy đến khi dừng lại:

$$S_1 = -\frac{(R^2Q + 4P\rho^2).(M_q - 4M_c - RQ \sin \alpha)^2}{g\beta^2 R^3 (4M_c + RQ \sin \alpha)} \quad (4.12)$$

5. Kết luận

Tính toán xác định các đặc trưng động lực học của ô tô nói riêng và phương tiện giao thông nói chung trong quá trình chuyển động đóng vai trò quan trọng trong kỹ thuật thực tiễn, đặc biệt là trong quá trình vận chuyển lưu thông hàng hóa. Các kết quả tính toán trong bài báo đã chỉ ra quy luật biến đổi của các đặc trưng động lực học như: vận tốc, gia tốc, lực ma sát tác động lên ô tô trong các giai đoạn khởi động, bình ổn và tắt máy của ô tô. Các kết quả thu được có thể áp dụng trong quá trình tính toán, thiết kế và điều khiển phương tiện giao thông đảm bảo an toàn, hiệu quả.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Đào Huy Bích, Phạm Huyền (2002), Cơ học lý thuyết, NXB Đại học Quốc gia, Hà Nội;
- [2]. Nguyễn Văn Khang (2005), Cơ sở cơ học kỹ thuật, NXB Đại học Quốc gia, Hà Nội;
- [3]. Đỗ Sanh, Lê Doãn Hồng, Bài tập cơ học tập 2, NXB Giáo dục, Hà Nội, 1996;
- [4]. Nguyễn Đức Tính, Giáo trình cơ học lý thuyết, Đại học Công nghiệp Quảng Ninh, 2011;
- [5]. I.V.Mestcherskii, Tuyển tập bài tập cơ học lý thuyết (tiếng Nga), NXB Khoa học, Moskva, 1972;
- [6]. X.M.Targ, Giáo trình giản yếu cơ học lý thuyết, NXB Đại học và Trung học chuyên nghiệp Hà Nội và NXB "Mir" Moskva, 1979.