

MỘT SỐ LOẠI TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC BỘ PHẬN VÀ CHI TIẾT CỦA Ô TÔ

I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI TẢI TRỌNG.

Mục đích của công việc tính toán thiết kế ô tô là xác định kích thước tối ưu của các bộ phận và chi tiết của xe. Trong khi đó, kích thước của một chi tiết phụ thuộc vào độ lớn và bản chất của ứng suất sinh ra bên trong chi tiết đó khi nó làm việc. Mà ứng suất sinh ra trong các chi tiết của ô tô lại phụ thuộc vào chế độ tải trọng tác dụng lên chúng trong các điều kiện sử dụng khác nhau. Như vậy, muốn xác định kích thước của các chi tiết để đủ độ bền làm việc, cần phải xác định tải trọng tác dụng lên chúng khi xe làm việc.

Ô tô là một hệ động lực học rất phức tạp, khi chuyển động với vận tốc khác nhau, trên các loại đường khác nhau thì tình trạng chịu tải của các chi tiết sẽ thay đổi. Khi tính toán độ bền của các bộ phận và chi tiết của ô tô, ngoài tải trọng tĩnh chúng ta phải xét đến tải trọng động. Tải trọng động tác dụng lên chi tiết trong thời gian ngắn, nhưng giá trị của nó lớn hơn tải trọng tĩnh rất nhiều.

Xác định chính xác giá trị tải trọng động tác dụng lên các chi tiết của xe là một bài toán rất phức tạp. Bởi vì, giá trị tải trọng động có thể thay đổi do điều kiện mặt đường và trạng thái chuyển động của xe thay đổi.

Đối với hệ thống truyền lực của ô tô, tải trọng tĩnh tác dụng lên chi tiết được tính từ mômen xoắn cực đại của động cơ M_{emax} . Còn tải trọng động thường được xác định theo công thức kinh nghiệm nhận được từ hàng loạt các thí nghiệm.

Thông thường tải trọng động được đặc trưng bằng hệ số tải trọng động K_d . Hệ số này bằng tỉ số của giá trị tải trọng động trên giá trị tải trọng tĩnh:

$$K_d = \frac{\text{Giá trị tải trọng động}}{\text{Giá trị tải trọng tĩnh}} \quad (2.1)$$

Thông qua sự phân tích và tổng hợp giữa tải trọng tĩnh, hệ số an toàn, thống kê xác suất tải trọng động, chúng ta sẽ chọn ra được một chế độ tải trọng hợp lý để đưa vào tính toán thiết kế các chi tiết của ô tô.

II. TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN DÙNG TRONG THIẾT KẾ Ô TÔ.

2.1. Tải trọng tính toán dùng cho hệ thống truyền lực.

Qua phân tích ở mục I, chúng ta thấy rằng, để đảm bảo đủ độ bền làm việc, các bộ phận và chi tiết của ô tô phải được tính toán thiết kế theo chế độ tải trọng động. Nhưng việc tính toán giá trị tải trọng động theo lý thuyết là rất phức tạp và khó chính xác, vì nó thay đổi tùy theo điều kiện mặt đường và điều kiện sử dụng. Bởi vậy, hiện tại các bộ phận và chi tiết của ô tô được tính theo tải trọng tĩnh và có tính đến tải trọng động bằng cách chọn hệ số an toàn phù hợp hoặc đưa vào hệ số tải trọng động được rút ra từ thực nghiệm. Sau đây sẽ trình bày phương pháp tính toán sức bền các chi tiết của hệ thống truyền lực theo tải trọng tĩnh:

Khi tính toán sức bền các chi tiết, trước hết cần tính mômen từ động cơ và mômen theo sự bám giữa bánh xe và mặt đường truyền đến các chi tiết đó, sau đó lấy giá trị mômen nhỏ hơn từ hai giá trị mômen vừa tìm được để đưa vào tính toán. Mục đích của công việc này là để chọn ra kính thước tối ưu cho chi tiết đó,

tránh trường hợp thừa kích thước, tốn nhiều vật liệu chế tạo, không kinh tế. Nếu mômen truyền từ động cơ đến chi tiết tính toán lớn hơn mômen tính theo điều kiện bám, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen có giá trị bằng mômen tính theo bám mà thôi, lúc này mômen của động cơ thừa chỉ làm quay trơn các bánh xe chủ động, mà không làm tăng thêm giá trị mômen xoắn tác dụng lên chi tiết ấy.

Ngược lại, nếu mômen tính theo điều kiện bám lớn hơn mômen của động cơ truyền xuống chi tiết đang tính toán, thì chi tiết ấy sẽ chịu mômen xoắn có giá trị bằng mômen tính theo mômen xoắn của động cơ truyền xuống. Bởi vì, thực chất các tải trọng sinh ra trong các chi tiết của hệ thống truyền lực là do mômen xoắn của động cơ truyền xuống gây nên.

Mômen xoắn truyền từ động cơ xuống chi tiết của hệ thống truyền lực trong trường hợp tính theo động cơ là:

$$M_x = M_{e_{\max}} \cdot i \cdot \eta \quad (2.2)$$

Ở đây:

$M_{e_{\max}}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ (N.m)

i – Tỷ số truyền từ động cơ đến chi tiết đang tính toán.

η – Hiệu suất truyền lực từ động cơ đến chi tiết tính toán.

Mômen tính theo điều kiện bám ngược lên chi tiết được xác định như sau:

$$M_b = \frac{x \cdot Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}}{i \cdot \eta} \quad (2.3)$$

Ở đây:

X – Số lượng các bánh xe chủ động

Z_{bx} – Tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe chủ động (N)

φ – Hệ số bám ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)

r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe chủ động (m)

i – Tỷ số truyền giữa chi tiết đang tính và bánh chủ động.

η – Hiệu suất truyền lực từ chi tiết đang tính đến bánh xe chủ động.

2.2. Tải trọng tính toán dùng cho các hệ thống khác.

2.2.1. Tải trọng tác dụng lên hệ thống phanh:

Khi chọn chế độ tính toán cho cơ cấu phanh, chúng ta phải chọn cho trường hợp phanh xe với cường độ phanh và hiệu suất cực đại, nghĩa là lực phanh bằng lực bám cực đại của bánh xe với mặt đường. Lúc đó mômen phanh M_p của bánh xe có giá trị là:

$$M_p = Z_{bx} \cdot \varphi \cdot r_{bx}$$

Trường hợp xe có hai cầu và cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe, lúc đó mômen phanh ở mỗi cơ cấu phanh của cầu trước sẽ có giá trị là M_{p1}

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} \cdot m_1 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' \cdot hg) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.4)$$

và mômen phanh ở mỗi cơ cấu cầu sau là M_{p2} :

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} \cdot m_2 \cdot \varphi \cdot r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' \cdot hg) \varphi \cdot r_{bx} \quad (2.5)$$

Ở đây:

G – Trọng lượng toàn bộ của xe khi tải đầy

G_1, G_2 – Tải trọng tác dụng lên cầu trước và sau ở trạng thái tĩnh trên mặt đường nằm ngang.

m_1, m_2 – hệ số phân bố tải trọng lên cầu trước và cầu sau khi phanh

- a, b – khoảng cách từ trọng tâm xe đến cầu trước và sau
 L – chiều dài cơ sở của xe
 φ – hệ số bám dọc giữa lốp và đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)
 Các hệ số m_1, m_2 được xác định bởi lý thuyết ô tô:

$$m_1 = 1 + \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot b} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b}$$

$$m_2 = 1 - \frac{j_{\max} \cdot h_g}{g \cdot a} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a}$$

Ở đây:

- h_g – chiều cao trọng tâm của xe
 g – gia tốc trọng trường
 j_{\max} – gia tốc chậm dần cực đại khi phanh
 φ' – hệ số đặc trưng cường độ phanh $\left(\varphi' = \frac{j_{\max}}{g} \right)$

Khi xác định độ bền các chi tiết của cơ cấu phanh và dẫn động phanh loại không tự động thường chọn:

Lực đạp chân của người lái xe khoảng 1500 N, lực tay kéo khoảng 800 N, đối với xe du lịch chỉ nên chọn trong khoảng 40 ÷ 50% các giá trị nêu trên.

Đối với loại dẫn động tự động: lực tác dụng lên các chi tiết dẫn động chọn theo trị số cực đại tương ứng với áp suất khí nén hoặc chất lỏng trong các xilanh lực.

2.2.2. Tải trọng tác dụng lên hệ thống treo và cầu:

Các chi tiết của hệ thống treo (HTT) và dầm cầu được tính toán bền theo tải trọng cực đại P_{\max} khi xe chuyển động thông qua tải trọng tĩnh P_t đã biết và hệ số tải trọng động k_d :

$$k_d = \frac{P_{\max}}{P_t} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_t}$$

Ở đây:

σ_{\max}, σ_t – Ứng suất cực đại và ứng suất tĩnh trong các chi tiết của HTT.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng, k_d tăng khi độ cứng của (HTT) và vận tốc xe tăng.

Khi xe chuyển động trong điều kiện bình thường thì tải trọng động cực đại ít khi xuất hiện.

Khi xe chuyển động trên đường bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là từ khối lượng được treo. Khi mặt đường không bằng phẳng, tải trọng tác dụng lên dầm cầu và vỏ cầu chủ yếu là tải trọng động từ các khối lượng không được treo.

Nhằm mục đích xác định tải trọng do chính trọng lượng bản thân của cầu xe sinh ra, chúng ta chia cầu xe ra làm nhiều phần (thông thường khoảng 8 ÷ 12 phần) và xác định khối lượng của mỗi phần. Khi xe dao động thì tải trọng động của mỗi phần được xác định:

$$P_{di} = m_i \frac{dv}{dt} \quad (2.6)$$

Ở đây:

- m_i – khối lượng của từng phần
 $\frac{dv}{dt}$ – gia tốc dao động thẳng đứng của cầu xe

2.2.3. Tải trọng tác dụng lên hệ thống lái:

Khi tính toán bền cho các chi tiết của hệ thống lái, chúng ta có thể tính theo các chế độ tải trọng sau:

Mômen cực đại của người lái tác dụng lên vô lăng:

$$M_l = P_{lmax} \cdot R$$

Ở đây:

P_{lmax} – Lực cực đại tác dụng lên vô lăng, đối với xe tải nặng và trung bình vào khoảng 400 đến 500 N, còn đối với xe du lịch vào khoảng 150 đến 200 N.

R – bán kính của vô lăng.

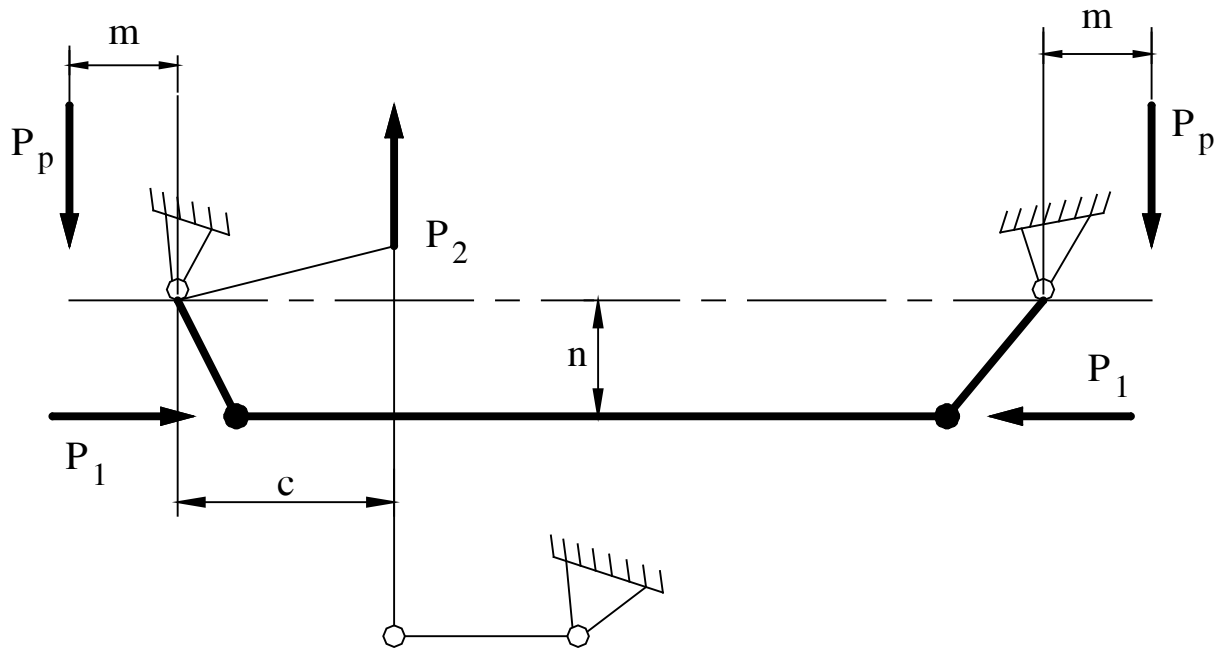
Lực phanh cực đại tác dụng lên hai bánh xe dẫn hướng khi phanh xe trên đường có hệ số bám $\varphi = 0,8$

Các lực P_1 , P_2 tác dụng lên các đòn dẫn động của hệ thống lái được xác định theo sơ đồ ở (hình 2.4)

$$P_1 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{n}$$

$$P_2 = Z_{bx} \cdot \varphi \frac{m}{c}$$

Tính theo lực và đập của mặt đường lên các bánh xe dẫn hướng khi chuyển động trên đường gồ ghề. Giá trị lực và đập lên các chi tiết của hệ thống lái phụ thuộc vào vận tốc của xe.



Hình 2.1: Các lực tác động lên hệ thống lái