

B. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI

I. PHÂN LOẠI.

1. Phần tử đàn hồi bằng kim loại:

- a) Nhíp: sử dụng ở hệ thống treo độc lập và phụ thuộc.
- b) Lò xo xoắn ốc: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.
- c) Thanh xoắn: sử dụng ở hệ thống treo độc lập.

2. Phần tử đàn hồi phi kim loại:

- a) Loại đàn hồi bằng cao su
- b) Loại đàn hồi nhờ khí ép
- c) Loại thủy lực

Lợi dụng ưu điểm của từng loại người ta sử dụng loại bộ phận đàn hồi liên hợp gồm hai hay nhiều loại phần tử đàn hồi.

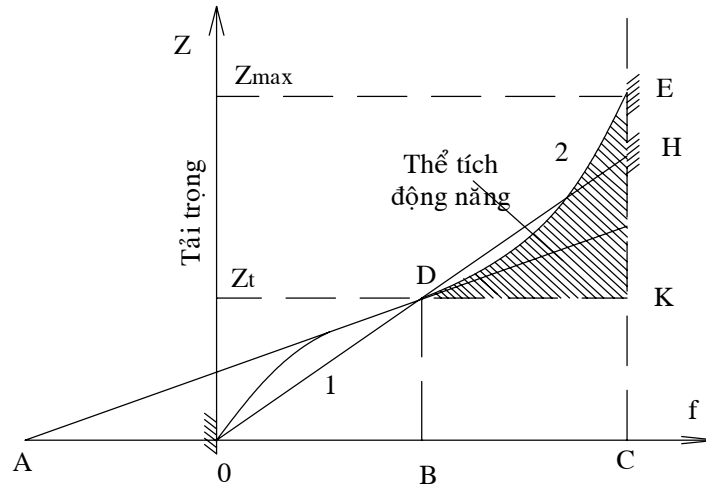
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐÀN HỒI CỦA HỆ THỐNG TREO.

Nhờ đường đặc tính đàn hồi ta đánh giá được cơ cấu đàn hồi của hệ thống treo. Đường đặc tính đàn hồi biểu thị quan hệ giữa lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe và độ biến dạng của hệ thống treo f đo ngay trên trục bánh xe.

Trên hình 11.13 trình bày hai loại đường đặc tính của hệ thống treo: đường thẳng 1 ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi còn đường cong 2 ứng với loại hệ thống treo có độ cứng thay đổi. Trục hoành biểu diễn độ võng f , trục tung biểu diễn lực Z thẳng đứng tác dụng lên bánh xe. Muốn có độ võng f_t của một điểm bất kỳ trên đường cong (ví dụ ở điểm D) ta vẽ đường tiếp tuyến tại điểm đó (điểm D) và hạ đường thẳng góc với trục hoành.

Hoành độ AB là độ võng tĩnh f_t của hệ thống treo có độ cứng thay đổi (đường cong 2) và hoành độ OB sẽ là độ võng tĩnh của hệ thống treo có độ cứng không đổi (đường thẳng 1).

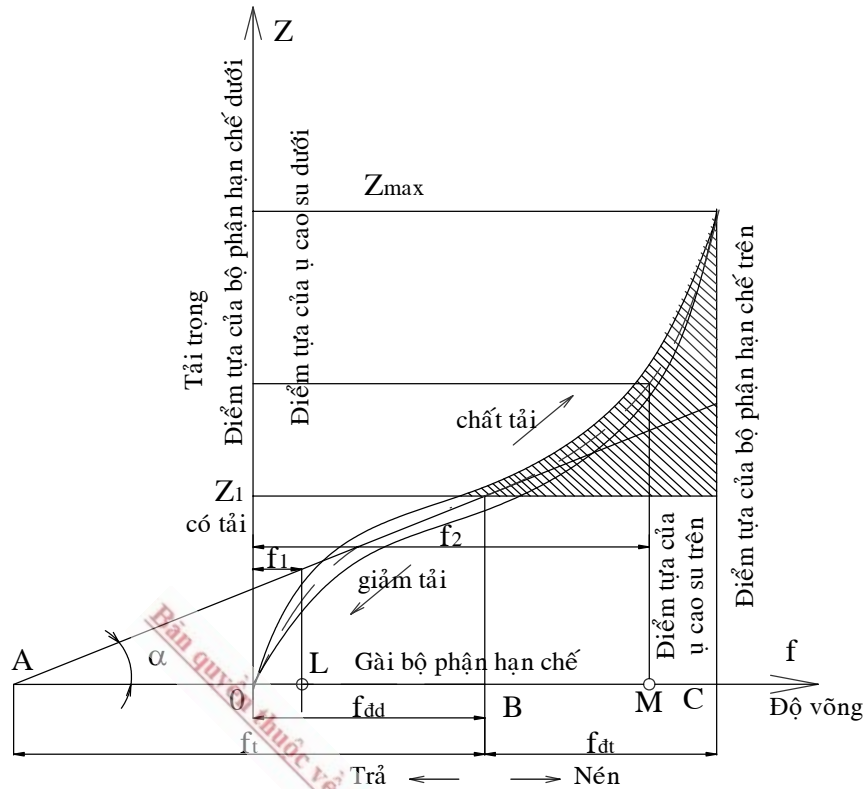
Tần số dao động riêng ở các biên độ bé được xác định bằng độ võng hiệu dụng (hay độ võng tĩnh) ứng với tải trọng tĩnh $Z_t = G$. Tuy cùng một độ võng tổng quát OC nhưng hệ thống treo có độ cứng thay đổi có độ võng hiệu dụng AB lớn hơn độ võng hiệu dụng của hệ thống treo có độ cứng không thay đổi (đoạn OB).



Hình 11.13: Các dạng đường đặc tính của hệ thống treo.

Thể tích động năng gọi tắt là thể động nghĩa là thể năng lớn nhất của hệ thống treo khi ô tô qua chỗ lồi lõm được biểu thị bằng diện tích có gạch EKD ứng với hệ thống treo có độ cứng thay đổi và biểu thị bằng diện tích HKD ứng với hệ thống treo có độ cứng không đổi. Với những độ võng hạn chế thể động cần thiết của hệ thống treo có đường đặc tính phi tuyến có thể thể hiện bằng hệ số động $K_d = \frac{Z_{\max}}{G}$ mà ta sẽ khảo sát kỹ hơn sau đây.

Trên hình 11.14 là dạng đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo khi chất tải và khi giảm tải. Trên trục hoành ta có điểm O là điểm tựa của bộ phận hạn chế dưới, điểm C là điểm tựa của bộ phận hạn chế trên, nên ta gọi BO là giá trị của độ võng động dưới f_{dd} , BC là giá trị của độ võng động trên f_{dt} . Ngoài ra ta còn có điểm L là điểm tựa của vó cao su phía dưới, điểm M là điểm tựa của vó cao su phía trên và tương ứng với hai điểm L, M ta có độ võng f_1, f_2 . Khi chất tải và giảm tải các thông số của bộ phận đàn hồi là độ võng tĩnh f_t , độ võng động trên f_{dt} và độ võng động dưới f_{dd} ứng với hành trình động đến giới hạn của bộ phận hạn chế phía trên và bộ phận hạn chế phía dưới, độ cứng C_t của hệ thống treo, hệ số động K_d và lực ma sát $2F$. Đường cong chất tải và giảm tải không trùng nhau do ma sát trong hệ thống treo. Người ta qui ước lấy đường đặc tính đàn hồi của nhíp là đường trung bình (đường nét đứt) (nghĩa là có tính đến lực ma sát $2F$).



Hình 11.14: Đường đặc tính đàn hồi của hệ thống treo.

Khi tính độ êm dịu chuyển động (các dao động) tần số dao động riêng cần thiết n phải đo độ võng tĩnh hiệu dụng f_t quyết định. Quan hệ giữa f_t và n theo công thức tần số dao động riêng của hệ thống treo $n \approx \frac{300}{f_t}$ và thể hiện trên giản đồ (hình 11.15).

Như vậy có thể xác định độ võng tĩnh theo tần số dao động riêng n của hệ thống treo. Độ võng tĩnh f_t về giá trị khác với độ võng động f_{dd} .

Nói chung f_t không nên ít hơn 150÷300mm đối với ô tô du lịch và f_t không bé hơn 100÷200mm đối với ô tô buýt.

Cả hai loại này có tần số dao động riêng $n = 60 \div 85$ lần/ph. Trong ô tô tải f_t không nên bé hơn 60÷120mm ứng với tần số dao động riêng $n = 80 \div 100$ lần/ph.

Để đảm bảo độ êm dịu chuyển động thì tỉ số độ võng tĩnh f_{ts} của hệ thống treo sau và độ võng tĩnh f_{tt} của hệ thống treo trước phải nằm trong các giới hạn sau:

-Trong ô tô du lịch $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 0,8 \div 0,9$

-Trong ô tô tải và ô tô buýt $\frac{f_{ts}}{f_{tt}} = 1 \div 1,2$.

Độ cứng C_t của hệ thống treo bằng tang góc nghiêng của tiếp tuyến của đường trung bình (đường nét đứt) $C_t = tg\alpha$. Trường hợp tổng quát đường đặc tính của hệ thống treo không phải là đường thẳng và độ cứng C_t thay đổi.

$$C_t = \frac{dz}{df}$$

Để đánh giá sơ bộ người ta thường tính độ cứng hệ thống treo chịu tải trọng tĩnh:

$$C_t = \frac{G}{f_t} = \frac{Z_t}{f_t}$$

Từ đây ta thấy độ cứng và độ võng tĩnh là các đại lượng có quan hệ với nhau, nhưng độ võng tĩnh cho ta hình dung đầy đủ về hệ thống treo hơn là độ cứng vì nó nói lên tải trọng tĩnh $Z_t = G$ tác dụng lên hệ thống treo.

Hệ số động lực học gọi tắt là hệ số động là tỷ số giữa tải trọng lớn nhất Z_{max} có thể truyền qua hệ thống treo với tải trọng tĩnh.

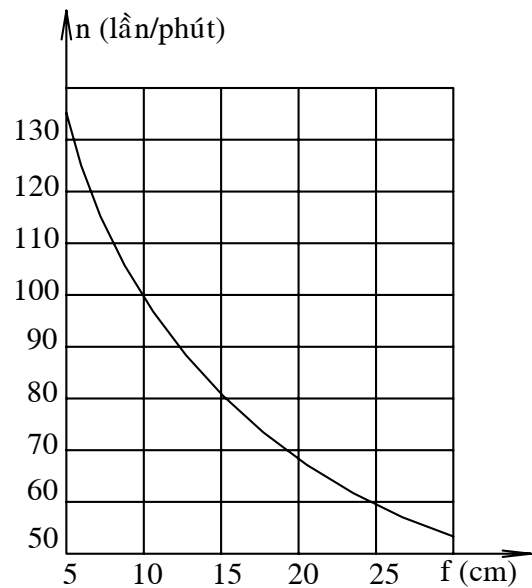
$$K_d = \frac{Z_{max}}{G} = \frac{Z_{max}}{Z_t}$$

Khi K_d bé thì sẽ có sự va đập liên tục lên bộ phận hạn chế của nhíp, làm cho nhíp bị uốn ngược lại và bị “gõ”. Khi K_d quá lớn, trong trường hợp dao động với biên độ lớn và giới hạn giá trị f_d , hệ thống treo sẽ rất cứng. Thực tế chứng tỏ rằng chọn K_d thích hợp thì khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng, tải trọng động truyền qua hệ thống treo sẽ gây va đập rất ít lên bộ phận hạn chế. Khi tính hệ thống treo có thể chọn $K_d = 1,7 \div 1,8$. Ở CHLB Nga với các ô tô có khả năng thông qua thấp chọn $K_d = 2 \div 3$ và ở ô tô có khả năng thông qua cao chọn $K_d = 3 \div 4$.

Độ võng động f_d của hệ thống treo (gồm cả độ biến dạng của các vú cao su) phụ thuộc vào đường đặc tính của hệ thống treo và vào độ võng tĩnh f_t .

- Trong ô tô du lịch $f_d = (0,5 \div 0,6).f_t$
- Trong ô tô buýt $f_d = (0,7 \div 0,8).f_t$
- Trong ô tô tải $f_d = 1,0.f_t$

Độ võng động f_d quan hệ chặt chẽ với hệ số động K_d . Độ võng động f_d càng lớn thì độ êm dịu chuyển động tăng và dễ phối hợp với hệ số động K_d lớn, đảm bảo sự tiếp xúc của lốp với mặt đường tốt. Tuy nhiên lúc ấy độ dịch chuyển tương đối của thùng xe với lớp lại lớn làm cho tính ổn định kém, và yêu cầu đối với bộ phận hướng của hệ thống treo có chất lượng cao hơn, làm phức tạp thêm dẫn động lái các bánh trước, và tăng giới hạn khoảng sáng gầm xe trong hệ thống treo độc lập.



Hình 11.15: Quan hệ của tần số dao động riêng của phần được treo h với độ võng hiệu dụng f

Đường càng mập mô và vận tốc càng lớn thì hành trình động của hệ thống treo càng phải lớn. Đối với ô tô có khả năng thông qua thấp thì độ cứng của hệ thống treo thay đổi ít $f_{dt} = 70 \div 140\text{mm}$. Đối với ô tô có khả năng thông qua cao $f_{dt} = 120 \div 160\text{mm}$.

III. TÍNH TOÁN PHẦN TỬ ĐÀN HỒI KIM LOẠI:

1. Tính toán nhíp đặt dọc:

Khi tính toán nhíp ta phân biệt ra:

a) Tính toán kiểm tra:

Trong tính toán kiểm tra ta đã biết tất cả kích thước của nhíp cần phải tìm ứng suất và độ võng xem có phù hợp với ứng suất và độ võng cho phép hay không.

b) Tính toán thiết kế:

Khi cần phải chọn các kích thước của nhíp ví dụ như số lá nhíp, độ dày của lá và các thông số khác để đảm bảo các giá trị của độ võng và ứng suất đã cho.

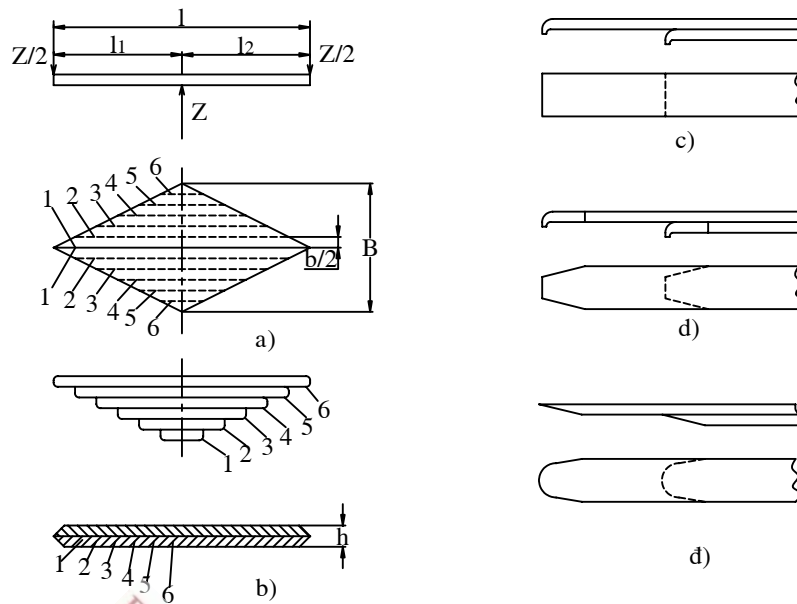
Chọn các kích thước của nhíp xuất phát từ độ võng tĩnh f_t và ứng suất tĩnh σ_t (độ võng và ứng suất ứng với tải trọng tĩnh) với độ võng động f_d và ứng suất động σ_d (độ võng và ứng suất ứng với tải trọng động). Nhíp có thể coi gần đúng là một cái dầm có tính chống uốn đều. Thực ra muốn dầm có tính chống uốn đều phải cắt lá nhíp thành các mẫu có chiều rộng $\frac{b}{2}$, chiều cao h và sắp xếp như hình 11.16 a,b. Nhưng như vậy thì lá nhíp chính

sẽ có đầu hình tam giác mà không có tai nhíp để truyền lực lên khung. Vì thế để đảm bảo truyền được lực lên khung, đảm bảo độ bền của tai khi lá nhíp chính có độ võng tĩnh cực đại phải làm lá nhíp chính khá dày và một số lượng lớn các lá có chiều cao h giảm dần khi càng xa lá nhíp chính.

Khi tính toán độ bền các lá nhíp thông thường người ta tính uốn ở chỗ gắn chặt nhíp. Ở đây rất khó tính chính xác vì khi siết chặt các lá nhíp lại với nhau và lắp vào ô tô thì trong nhíp đã phát sinh các ứng suất ban đầu. Lá nhíp chính nằm trên cùng chịu lực uốn sơ bộ bé nhất, các lá nhíp thứ hai, thứ ba do cứ ngăn dần nên chịu uốn càng lớn. Có khi trên một lá nhíp người ta chế tạo có những cung cong khác nhau.

Khi nhíp bị kéo căng các lá nhíp sẽ bị uốn thẳng ra. Lúc ấy lá nhíp trên chịu ứng suất sơ bộ ngược lại với ứng suất lúc lá nhíp làm việc chịu tải. Các bán kính cong của từng lá nhíp riêng rẽ cần chọn thế nào để ứng suất trong các lá nhíp đó gần bằng nhau khi nhíp chịu tải trọng.

Để đơn giản trong tính toán người ta giả thiết là mômen uốn sẽ phân phối đều theo các lá nhíp nếu chiều cao các lá nhíp bằng nhau.



Hình 11.16 Nhíp được coi như một dầm có tính chống uốn đều:

- a), b) - Loại nửa ê-líp;
- c), d), đ) - Sơ đồ các đầu lá nhíp.

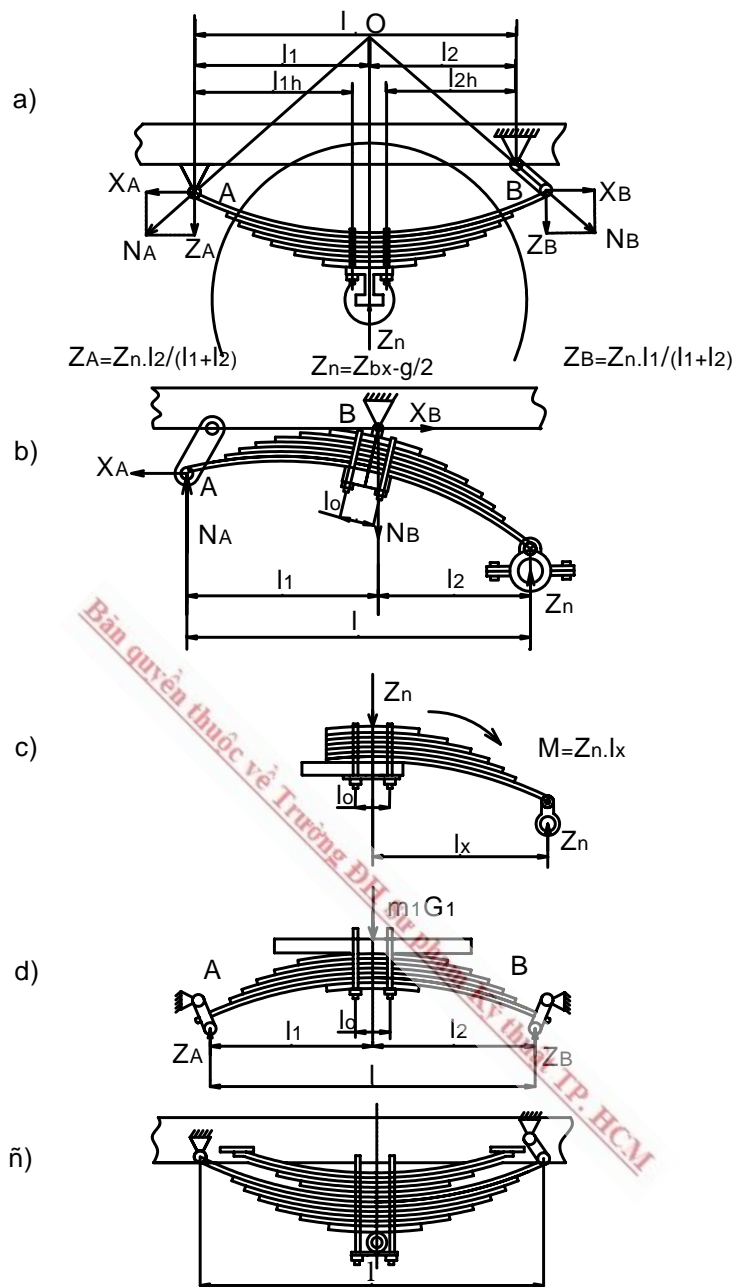
Dưới đây ta sẽ khảo sát quan hệ giữa độ võng tĩnh của nhíp và lực tác dụng lên nhíp.

Lực tác dụng lên nhíp Z_n bằng hiệu số của lực tác dụng lên các bánh xe Z_{bx} và trọng lượng phần không được treo g gồm có cầu và các bánh xe.

$$Z_n = Z_{bx} - \frac{g}{2}$$

Dưới tác dụng của lực Z_n ở hai chốt nhíp sẽ phát sinh hai phản lực NB hướng theo chiều móc treo nhíp và NA theo hướng AO để đảm bảo đa giác lực đồng qui (điều kiện hệ lực cân bằng, hình 11.17a). Muốn hệ lực cân bằng thì $\Sigma X = 0$ nghĩa là $X_A = X_B$. $\Sigma Z = 0$ nghĩa là $Z_A + Z_B = Z_n$. Móc nhíp sinh ra lực dọc $X_B = Z_B \tan \alpha$ (α : góc nghiêng của móc nhíp). Muốn cho lực dọc ban đầu X_B không lớn thì α phải chọn nhỏ, nhưng nhỏ quá sẽ dễ làm cho móc nhíp quay theo chiều ngược lại khi ô tô chuyển động không tải, vì lúc ấy ô tô bị xóc nhiều hơn. Vì vậy α không chọn bé quá 5° .

Đầu lá nhíp thường làm theo góc vuông (h.11.16c), hình thang (h. 11.16d) và theo hình trái xoan (h 11.16đ).



Hình 11.17: Sơ đồ các loại nhíp:

- a) Nhíp nửa ê-líp; b) Nhíp công-xôn; c) Nhíp một phần tư ê-líp.
- d) Nhíp đặt ngang; đ) Nhíp nửa ê-líp với nhíp phụ.

Để tăng độ đàn hồi đầu lá nhíp thường làm mỏng hơn thân. Như vậy ứng suất trong nhíp sẽ phân bố đều hơn và ma sát giữa các lá nhíp ít đi. Lá nhíp làm theo đầu vuông để sản xuất nhưng ứng suất tiếp ở đầu sẽ rất lớn. Khi tính toán nhíp người ta bỏ qua ảnh hưởng của lực dọc X_A , X_B .

Theo công thức của sức bền vật liệu, trong trường hợp nhíp lá không đối xứng dưới tác dụng của lực Z_n , độ võng tĩnh f_t sẽ được tính gần đúng theo công thức:

$$f_t = \delta \frac{Z_n \cdot l_{1h}^2 \cdot l_{2h}^2}{3EJ_0 l_h} \quad (11.1)$$

Trong đó: $l_h = l - l_0$ - là chiều dài hiệu dụng của nhíp (m);

l - chiều dài toàn bộ của nhíp (m);

l_0 - khoảng cách giữa các quang nhíp (m);

$E = 2,15 \cdot 10^5$ MN/m² - môđun đàn hồi theo chiều dọc;

l_{1h}, l_{2h} - chiều dài hiệu dụng tính từ hai quang nhíp đến chốt nhíp (m).

$$J_0 = \frac{b}{12} \sum h_i^3 = \frac{b}{12} (h_1^3 + h_2^3 + \dots + h_m^3) \quad (11.2)$$

Trong đó: J_0 - tổng số mômen quán tính của nhíp ở tiết diện trung bình nằm sát bên tiết diện bắt quang nhíp (m⁴);

h_1 - chiều dày của lá nhíp thứ nhất (m);

h_2 - chiều dày của lá nhíp thứ hai (m);

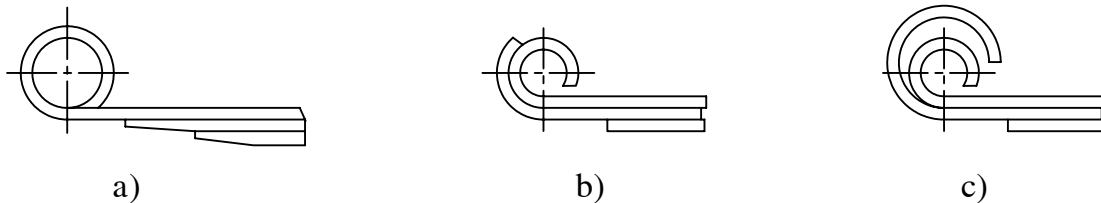
h_m - chiều dày của lá nhíp thứ m (m);

b - chiều rộng của lá nhíp. Chiều rộng của lá nhíp thường chọn theo chiều rộng b của các lá nhíp có bán trên thị trường (m);

δ - hệ số biến dạng của lá nhíp.

Thường nhíp được chia nhóm theo chiều dày và số nhóm không quá ba. Tỷ số của chiều rộng lá nhíp b trên chiều dày h tốt nhất nằm trong giới hạn $6 < \frac{b}{h} < 10$. Lá nhíp có chiều rộng lớn quá không lợi vì lúc thùng xe bị nghiêng ứng suất xoắn ở lá nhíp chính và một số lá nhíp tiếp theo sẽ tăng lên.

Hệ số biến dạng đối với nhíp có tính chống uốn đều (nhíp lí tưởng) $\delta = 1,5$. Trong thực tế $\delta = 1,45 \div 1,25$ phụ thuộc theo dạng đầu lá nhíp và số lá nhíp có cùng độ dài. Khi đầu nhíp được cắt theo hình thang (h.11.16d) và lá nhíp thứ hai ngắn hơn lá nhíp chính nhiều (h.11.18a) ta lấy $\delta = 1,4$, khi lá thứ hai dùng để cường hoá lá nhíp chính (h.11.18b,c) ta lấy $\delta = 1,2$.



Hình 11.18: Sơ đồ các tai nhíp.

Khi dát mỏng đầu nhíp và cắt đầu nhíp theo hình trái soan (hình 11.14đ) nhíp sẽ mềm hơn vì vậy δ sẽ tăng. Ngoài ra hệ số δ sẽ phụ thuộc kết cấu của quang nhíp và khoảng cách giữa các quang nhíp.

Trong trường hợp đặc biệt $l_{1h} = l_{2h} = \frac{l_h}{2}$ nhíp đối xứng thì công thức (11.1) sẽ có dạng:

$$f_t = \delta \frac{Z_n l_h^3}{48EJ_0} \quad (11.3)$$

Đối với nhíp loại côngxôn (h.11.15b).

$$f_t = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \left(l_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3}{3EJ_0} \quad (11.4)$$

Đối với nhíp loại một phần tư êlip (h 11.15c).

$$f_t = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3}{3EJ_0} \quad (11.5)$$

Chiều dài của các lá nhíp phụ thuộc chiều dài cơ sở L của ô tô. Đối với ô tô du lịch $l_h = (0,35 \div 0,5)L$, ô tô tải $l_h = (0,25 \div 0,3)L$.

Từ công thức (11.1), (11.3), (11.4), (11.5) ta có thể tìm được mômen quán tính J_0 của tiết diện nằm tại quang ở sát bên tiết diện giữa nhíp:

Với nhíp nửa êlip không đối xứng:

$$J_0 = \delta \frac{Z_n l_{1h}^2 l_{2h}^2}{3E l_h f_t} \quad (11.6)$$

Với nhíp nửa êlip đối xứng:

$$J_0 = \delta \frac{Z_n l_h^3}{48E f_t} \quad (11.7)$$

Với nhíp loại côngxôn:

$$J_0 = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 \left(l_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3}{3E f_t} \quad (11.8)$$

Với nhíp loại một phần tư êlip

$$J_0 = \delta Z_n \frac{\left(l_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3}{3E f_t} \quad (11.9)$$

Để so sánh độ cứng của các loại nhíp có kết cấu khác nhau thường người ta không phải qua lực Z_n mà qua ứng suất cực đại trong các lá nhíp, vì như thế có thể vừa đánh giá ảnh hưởng của Z_n và của kết cấu nhíp.

Đối với lá nhíp chính có chiều rộng b và chiều cao h_c thì:

$$\sigma_{uc} = \frac{M_u h_c}{2J_c} \quad (11.10)$$

Trường hợp nhíp nửa êlip không đối xứng ta có:

$$M_u = Z_A l_1 = Z_B l_2$$

$M_u = \frac{Z_n l_{1h} l_{2h}}{l_{1h} + l_{2h}}$ thay vào phương trình 11.1 ta có:

$$M_{uc} = \frac{3f_c E J_c}{\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.11)$$

Thay thế giá trị M_{uc} vào (11.10) ta có ứng với trường hợp nhíp không đối xứng ở lá nhíp chính ứng suất uốn tĩnh sẽ là:

$$\sigma_{utc} = \frac{3f_{tc} E h_c}{2\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.12)$$

Với trường hợp nhíp đối xứng, ở lá nhíp chính ta có ứng suất uốn tĩnh là:

$$\sigma_{utc} = \frac{6E h_c f_{tc}}{\delta l_h^2} \quad (11.13)$$

Cũng tương tự như vậy đối với độ võng động f_d ta có thể xác định ứng suất uốn trong trường hợp động với nhíp nửa êlip không đối xứng:

$$\sigma_{ud} = \frac{3}{2} \cdot \frac{E h_c f_{dc}}{\delta l_{1h} l_{2h}} \quad (11.14)$$

Với nhíp nửa êlip loại đối xứng:

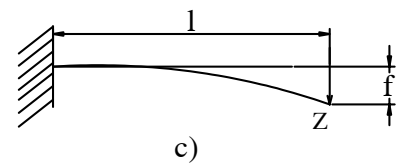
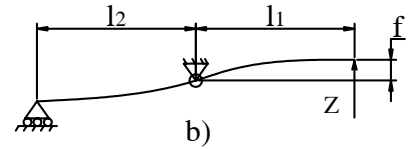
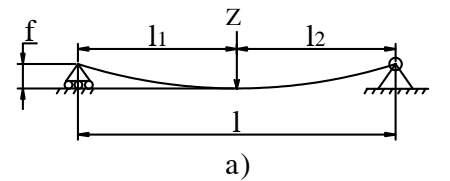
$$\sigma_{ud} = \frac{6E h_c f_{dc}}{\delta l_h^2} \quad (11.15)$$

Với loại nhíp côngxôn:

$$\sigma_{ut} = \frac{3E h_c \left(1 - \frac{l_0}{4}\right) f_t}{2\delta \left[\left(1_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(1_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3 \right]} \quad (11.16)$$

$$\sigma_{ud} = \frac{3E h_c \left(1 - \frac{l_0}{4}\right) f_d}{2\delta \left[\left(1_1 - \frac{l_0}{4}\right)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right) \left(1_2 - \frac{l_0}{4}\right)^3 \right]} \quad (11.17)$$

Với loại nhíp một phần tư êlip:



Hình 11.19:

a) Sơ đồ loại nhíp 1/2 êlip

b) Sơ đồ loại nhíp côngxôn

c) Sơ đồ loại nhíp 1/4 êlip.

$$\sigma_{ut} = \frac{3Ef_t h_c}{2\delta \left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^2} \quad (11.18)$$

$$\sigma_{ud} = \frac{3Ef_d h_c}{2\delta \left(l_1 - \frac{l_0}{4} \right)^2} \quad (11.19)$$

Như vậy ứng suất trong lá nhíp chính (từ đó suy ra các lá nhíp khác) tỉ lệ với độ dày và độ võng (độ võng tĩnh và động nói chung). Khi chất các loại hàng rời lên ô tô trong nhíp thường phát sinh tải trọng động. Để đề phòng hỏng nhíp, trong trường hợp này người ta thường làm cơ cấu hãm nhíp lúc chất tải.

Trong lá nhíp chính ứng suất lớn thường là ở hành trình trả của nhíp với tải trọng động. Nếu hành trình trả không được hạn chế thì thường để giảm tải cho lá nhíp chính người ta đặt một lá ngược trên lá nhíp chính.

Theo Páckhilốpski quan hệ về lí thuyết giữa trọng lượng cần thiết của nhíp g_n và ứng suất tĩnh δ_t của nhíp có thể biểu thị như sau:

$$g_n = 5,0 \cdot 10^4 \frac{Z_t f_t}{\sigma_t^2} \quad (11.20)$$

Ở đây: Z_t - tải trọng tĩnh thẳng đứng (G) tác dụng lên nhíp (MN);

f_t - độ võng tĩnh của nhíp (m) dưới tác dụng của trọng tải tĩnh Z_t ;

σ_t - ứng suất uốn tĩnh tương ứng trong nhíp (MN/m²);

Như vậy ứng suất tĩnh của nhíp càng lớn thì trọng lượng của nhíp càng bé đi.

Ứng suất ứng với tải trọng tĩnh cho phép là:

f_t (mm) bé hơn	80	80 ÷ 150	150 ÷ 250
δ_t (MN/m ²) bé hơn	400	400 ÷ 500	500 ÷ 700

Ngoài ra phải kiểm tra ứng suất σ_d trong nhíp đối với độ võng động f_d (khi cả ụ đỡ nhíp bằng cao su cũng hoàn toàn biến dạng). Lúc ấy σ_d không được lớn hơn 1000MN/m².

Đối với toàn bộ các lá nhíp kể cả lá nhíp chính ta có ứng suất uốn và độ võng trong bảng (11.1).

* **Chú ý:** Trong bảng 11.1 thừa nhận các ký hiệu sau:

$l_h = l - l_0$ - chiều dài làm việc có ích của lá nhíp (m);

b - chiều rộng của lá nhíp (m);

Σh_i - tổng số chiều dày của các lá nhíp phụ (m);

Σh_o - tổng số chiều dày của lá nhíp chính và các lá có chiều dài bằng lá nhíp chính (m);

δ - hệ số biến dạng của lá nhíp

Bảng 11.1

Các công thức để tính nhíp.

Sơ đồ	Ứng suất(MN/m ²)	Biến dạng (m)
	$\sigma = \frac{0,6.Z_n.l_{1h}.l_{2h}}{b.l.\sum h_i^2}$ <p>(11.21)</p>	$f = \frac{0,04\delta.Z_n.l_{1h}^2.l_{2h}^2}{b.l.E(\sum h_i^3 + 0,5.\sum h_0^3)}$ <p>(11.25)</p>
	$\sigma = \frac{0,15.Z_n.l_{1h}}{b.l.\sum h_i^2}$ <p>(11.22)</p>	$f = \frac{0,04\delta.Z_n.l_{1h}}{b.E(\sum h_i^3 + 0,5.\sum h_0^3)}$ <p>(11.26)</p>
	$\sigma = \frac{0,6.Z_n.(l_1 - \frac{l_0}{4})}{b.l.\sum h_i^3}$ <p>(11.23)</p>	$f = \frac{0,04\delta.Z_n.(l_1 - \frac{l_0}{4})^3}{b.E(\sum h_i^3 + 0,5.\sum h_0^3)}$ <p>(11.27)</p>
	$\sigma = \frac{0,6.Z_n.(l_1 - \frac{l_0}{4})}{b.l.\sum h_i^2}$ <p>(11.24)</p>	$f = \frac{0,04\delta.Z_n[(l_1 - \frac{l_0}{4})^3 + (\frac{l_1}{l_2})^2.(l_2 - \frac{l_0}{4})^3]}{b.E(\sum h_i^3 + 0,5.\sum h_0^3)}$ <p>(11.28)</p>

Khi thiết kế nhíp chúng ta chọn trước các đại lượng ($f_t + f_{dt}$), σ_{umax} các kích thước l_{1h} , l_{2h} , l , b (chiều rộng lá nhíp) và chọn K_d để có $Z_{max} = K_d G$.

Như vậy có thể tìm được Σh^2 từ công thức tính σ_u và Σh^3 từ công thức tính độ võng f và từ đó suy ra độ dày các lá nhíp.

Chọn trước độ dày của các lá nhíp chính ta có thể tính được độ dày của các lá nhíp còn lại. Để kể đến ảnh hưởng của lá chính và lá nhíp phụ kèm theo lá nhíp chính trong khi tính J_o , đề nghị thay:

$$\Sigma h_i^3 = \Sigma h_i^3 + 0,5 \Sigma h_o^3 \quad (11.29)$$

Trong đó : Σh_i - tổng số độ dày của tất cả các lá nhíp (cm);

Σh_o - tổng số độ dày lá nhíp chính và chiều dày lá nhíp phụ có chiều dài bằng lá nhíp chính (cm).

Khi tính J_o sau khi đã thay Σh_i^3 theo (11.29) và trong các công thức (11.3), (11.4), (11.5) cần chú ý chọn số lá nhíp như thế nào đó để thỏa mãn các điều kiện sau:

1. Độ dày của lá nhíp chọn theo loại nhíp đã phân loại theo tiêu chuẩn.
2. Số nhóm các lá nhíp (kể cả lá nhíp chính) có chiều dày khác nhau phải không vượt quá ba.
3. Chiều dày của các lá nhíp phải khác nhau rất ít. Thường lấy tỉ số chiều dày của hai lá nhíp ở trên cùng và dưới cùng không được vượt quá 1,5.

Khi tăng độ dài hiệu dụng l_h có thể tăng chiều dày của các lá h và giảm số lá nhíp n . Như vậy có thể bớt giờ công lao động chế tạo nhíp và làm giảm ma sát giữa các lá nhíp.

Trong ô tô du lịch loại nhíp chỉ gồm một lá được ứng dụng rộng rãi. Trong điều kiện có độ bền đều từ đầu đến cuối, loại nhíp chỉ gồm một lá phải có tiết diện thay đổi

$$h_x = h_o \sqrt{\frac{b_o 2x}{b_x l_h}}$$

Trong đó:

h_o và b_o - chiều dày và chiều rộng của tiết diện trung bình của lá nhíp.

h_x và b_x - chiều dày và chiều rộng của tiết diện lá nhíp ở cách tiết diện trung bình một khoảng cách x .

Theo đúng điều kiện này nhíp sẽ là một dầm có tính chống uốn đều và có trọng lượng bé nhất. Loại nhíp gồm một lá có độ dài lớn hơn loại nhíp nhiều lá.

Khi không có đệm giữa các lá nhíp thì khi lắp ghép lá nhíp này đè lên lá nhíp khác thường ở phần giữa và phần cuối lá.

Trong thực tế tính toán người ta giả thiết lá nhíp cong đều và tiếp xúc nhau từ đầu đến cuối nên tải trọng phân bố trên toàn bộ chiều dài lá nhíp. Thừa nhận giả thiết này thì mômen tác dụng lên lá nhíp bất kỳ thứ i sẽ là:

$$M_i = J_i \left(\frac{1}{R_o} - \frac{1}{R_i} \right) \quad (11.30)$$

Ở đây:

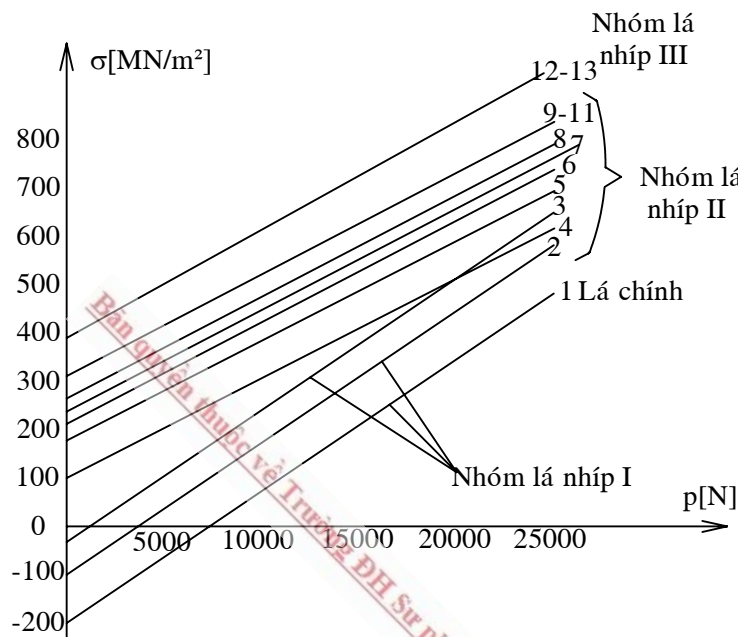
J_i - mômen quán tính lá nhíp thứ i ;

R_i - bán kính cong của lá nhíp thứ i ở trạng thái tự do;

R_0 - bán kính cong của lá sau khi đã ghép vào nhíp.

Ứng suất do nhíp bị siết chặt vào nhau sẽ là:

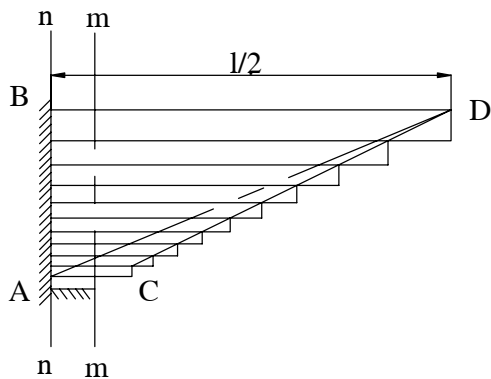
$$\sigma_{is} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_i} \right) \quad (11.31)$$



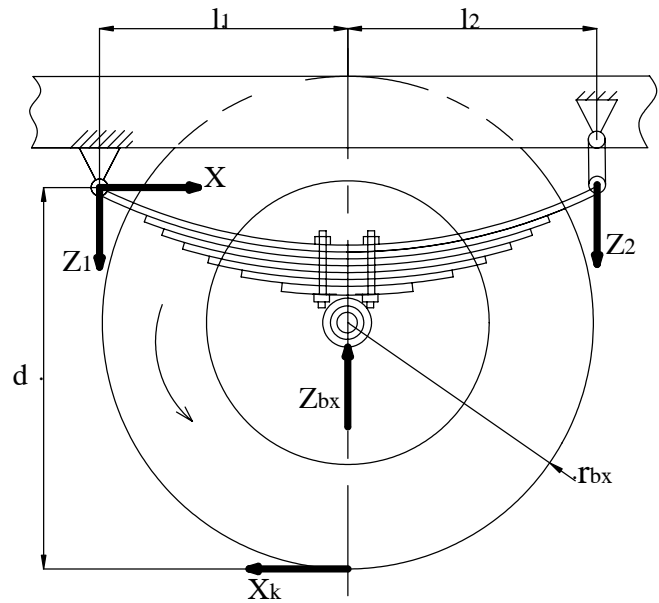
Hình 11.20: Sự phân bố ứng suất trong các lá nhíp.

Trên hình 11.20 trình bày tính chất phân bố ứng suất trong các lá nhíp của nhíp có ba nhóm có độ dày khác nhau. Chiều dài của các lá nhíp được xác định bằng phương pháp đồ thị (h.11.21).

Chọn trục tung nn là trục của bulông bắt chặt nhíp ở giữa các lá nhíp. Trên trục tung đặt thứ tự các giá trị chiều dày lá nhíp đã tính được theo thứ tự lá nhíp chính trên cùng rồi từ các điểm ứng với độ dày các lá ta vẽ các đường song song với trục hoành.



Hình 11.21: Sơ đồ xác định chiều dài các lá nhíp.



Hình 11.22: Tải trọng tác dụng lên nhíp khi nhíp truyền lực kéo.

Đoạn BD bằng nửa chiều dài nhíp, mm là trục của quang nhíp, AC là một nửa chiều dài lá nhíp dưới cùng. Đường CD xác định chiều dài của các lá còn lại (khi ta đã biết chiều dài lá chính l, biết được chiều dày các lá nhíp Σh và l_0 có thể vẽ được CD). Chiều dài lý thuyết của nhíp lý tưởng (nhíp có tính chống uốn đều) sẽ là đường CD.

Khi nhíp truyền lực kéo ta có sơ đồ trên (hình 11.22).

Giá trị các lực được xác định theo các phương trình hình chiếu và mômen đảm bảo cho hệ lực cân bằng.

$$X = X_k$$

$$Z_1 = \frac{Z_n \cdot l_2 + X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} = \frac{(Z_{bx} - \frac{g}{2}) \cdot l_2 + X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} \quad (11.32)$$

$$Z_2 = \frac{Z_n \cdot l_1 - X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2} = \frac{(Z_{bx} - \frac{g}{2}) \cdot l_1 - X_k \cdot d_1}{l_1 + l_2}$$

Dùng các phương trình (11.32) có thể xác định kích thước lá nhíp chính, tai nhíp và chi tiết cặp các lá nhíp. Khi nhíp truyền lực phanh X_k sẽ mang dấu ngược lại trong các phương trình trên. Mômen phản lực $X_k \cdot d_1$ sẽ gây ra ứng suất phụ trong các lá nhíp. Theo phương trình (11.21) ta sẽ tính ứng suất phụ trong các lá nhíp.

$$\sigma_{ui} = \frac{6X_k d_1}{b \sum_{i=0}^{i=n} h_i^2} \quad (11.33)$$

$$\text{hoặc } \sigma_{ui} = \frac{6X_k d_1 h_i}{b \sum_{i=0}^{i=n} h_i^3} \quad (11.34)$$

Trên đây ta mới tính toán khi nhíp truyền lực kéo hay lực phanh cực đại. Ngoài ra phải tính khi nhíp chịu lực thẳng đứng rất lớn lúc ô tô bị trượt ngang (Y_{\max}). Trên hình (11.23) ta thấy nhíp bên trái chịu lực thẳng đứng rất lớn. Hơn nữa có thể xác định lực S_1 theo phương trình cân bằng mômen đối với điểm tựa của nhíp phải (điểm C).

$$S_1 B_1 - m_i G_i \frac{B_1}{2} - Yd = 0 \quad (11.35)$$

Trong đó:

B_1 - khoảng cách giữa hai nhíp;

d - là khoảng cách thẳng đứng từ trọng tâm ô tô đến mặt phẳng tựa của nhíp;

$m_i G_i$ - trọng lượng ô tô tác dụng lên cầu tương ứng đang tính.

Vì $Y = \varphi_1 G_i$ ($m_i=1$), sử dụng phương trình (11.35) ta có:

$$S_1 = \frac{G_i}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{B_1} \right) \quad (11.36)$$

Ứng suất ở trong các lá nhíp ở phần giữa sẽ là:

$$\sigma' = S_1 \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) \Sigma W} = \frac{G_i}{2} \left(1 + \frac{2\varphi_1 d}{B_1} \right) \frac{l_1 l_2}{(l_1 + l_2) \Sigma W} \quad (11.37)$$

Trong đó:

ΣW - tổng số mômen chống uốn của các lá nhíp

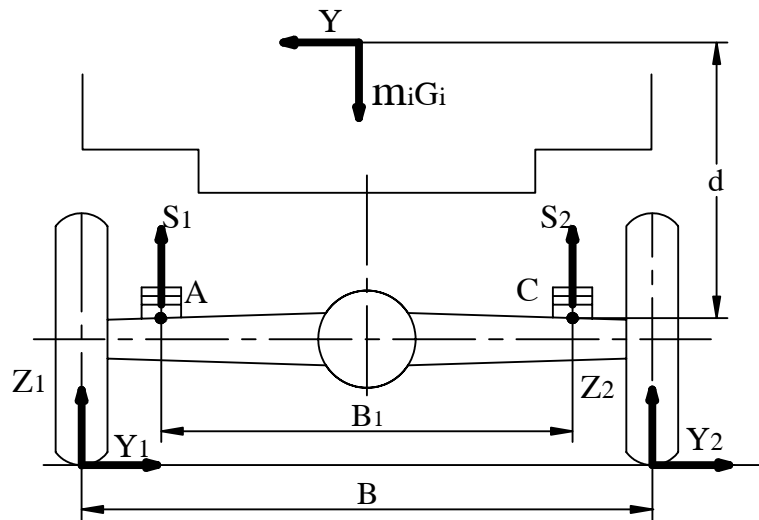
φ_1 - hệ số bám ngang.

l_1, l_2 - các kích thước của nhíp ở hình 11.17a.

S_1 - lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp trái.

S_2 - lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp phải.

Với chiều của lực Y trên hình 11.23 thì $S_1 > S_2$



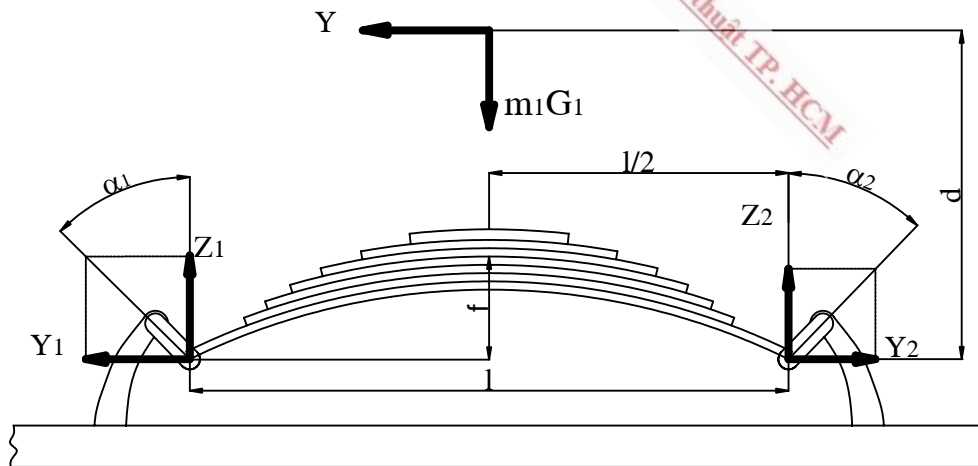
Hình 11.23: Lực thẳng đứng tác dụng lên nhíp S_1, S_2 khi ô tô bị trượt ngang.

2. Tính toán nhíp đặt ngang.

Nhíp đặt ngang không truyền được lực kéo và lực phanh mà chỉ truyền được lực thẳng đứng.

Khi tính toán nhíp đặt ngang ta cũng tính như nhíp đặt dọc nhưng cần phải chú ý nhiều đến góc nghiêng của móc nhíp α nhất là lúc ô tô bị trượt ngang.

a) Sơ đồ lực tác dụng lên nhíp nửa êlip đặt ngang (h.11.24).



Hình 11.24: Sơ đồ lực tác dụng lên nhíp đặt ngang.

Ta ký hiệu các góc nghiêng của móc nhíp đối với mặt phẳng thẳng đứng là α_1 và α_2 . Khi ô tô không trượt ngang ($Y=0$) thì hai góc này bằng nhau ($\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_0$) và lá nhíp chính có thể tính theo ứng suất tổng hợp như sau:

$$\sigma_{th} = \frac{m_1 G_1}{2 \Sigma W_u} \left(\frac{1}{2} + f \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \left(\frac{m_1 G_1 \operatorname{tg} \alpha_0}{2bh} \right) \quad (11.38)$$

Trong đó:

- b - chiều rộng lá nhíp;
- h - chiều cao lá nhíp ;
- m_1 - hệ số phân bố lại tải trọng;
- f - độ võng tĩnh của nhíp.

Vì f thường rất bé lên có thể bỏ qua ($f \operatorname{tg} \alpha_0$) và ta có:

$$\sigma_{th} = \frac{m_1 G_1}{2} \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{bh} \right) \quad (11.39)$$

b) Khi có lực ngang $Y=Y_{\max}$ thì $m_1=1$ và ta có:

$$Z_2 l + Y d - G_1 \frac{1}{2} = 0$$

$$Z_1 l - Y d - G_1 \frac{1}{2} = 0$$

Vì $Y_{\max} = G \varphi_1$ nên ta có:

$$Z_2 = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2 \varphi_1 d}{l} \right)$$

$$Z_1 = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2 \varphi_1 d}{l} \right)$$

Lực ngang Y_1 và Y_2 xác định theo phương trình:

$$Y_1 = Z_1 \operatorname{tg} \alpha_1, Y_2 = Z_2 \operatorname{tg} \alpha_2$$

Ứng suất tổng hợp trong lá nhíp chính sẽ là:

Nửa nhíp trái:

$$\sigma'_{th} = \frac{Z_1 l}{2 \Sigma W_u} + \frac{Y_1}{bh} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2 \varphi_1 d}{l} \right) \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{bh} \right) \quad (11.40)$$

Nửa nhíp phải

$$\sigma''_{th} = \frac{Z_2 l}{2 \Sigma W_u} + \frac{Y_2}{bh} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2 \varphi_1 d}{l} \right) \left(\frac{1}{2 \Sigma W_u} + \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{bh} \right) \quad (11.41)$$

3. Tính các chi tiết của nhíp.

a) **Tai nhíp:** Tai nhíp thường được tính theo ứng suất tổng hợp gồm ứng suất uốn, nén (hay kéo). Ứng suất uốn ở tai nhíp sẽ là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}$$

$$\sigma_u = X_{k\max} \frac{D+h_c}{2} : \frac{bh_c^2}{6} = 3X_{k\max} \frac{D+h_c}{bh_c^2}$$

Trong đó:

$X_{k\max}$ - lực kéo tiếp tuyến cực đại hay lực phanh cực đại tác dụng lên tai nhíp (MN),

($X_{k\max} \approx X_{p\max} = \varphi \cdot Z_{bx}$), lấy $\varphi = 0,7$;

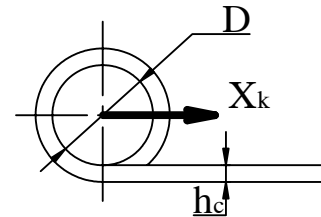
h_c - chiều dày lá nhíp chính (m);

D - đường kính trong của tai nhíp, (m) (hình 11.25)

B - chiều rộng lá nhíp, (m).

Ứng suất nén ở tai nhíp sẽ là:

$$\sigma_n = \frac{X_{k\max}}{bh_c} \quad (\text{MN/m}^2)$$



Ứng suất tổng hợp ở tai nhíp sẽ tính theo:

Hình 11.25: Sơ đồ tính tai nhíp

$$\sigma_{th} = X_{k\max} \left(3 \frac{D+h_c}{bh_c^2} + \frac{1}{bh_c} \right) \quad (\text{MN/m}^2) \quad (11.42)$$

Ứng suất tổng hợp cho phép $[\sigma_{th}] = 350(\text{MN/m}^2)$.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng chỉ khi σ_{th} đạt đến giới hạn chảy của kim loại thì tai nhíp mới bị doãng ra. Lực đẩy hay lực phanh truyền lên tai nhíp thường bị hạn chế bởi lực bám với đường. Tuy nhiên khi ô tô chuyển động trên đường gồ ghề, khi bánh xe chịu lực va đập, lực X có thể đạt giá trị cực đại. Vì vậy người ta tính $X_{k\max} = G_{bx} \cdot \varphi = 0,7 \cdot G_{bx} = 0,7 \cdot Z_{bx}$, trong đó:

G_{bx} - tải trọng tác dụng lên bánh xe;

Z_{bx} - phản lực của đất lên bánh xe.

b) Chốt nhíp:

Chốt nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập.

$$\sigma_{1cd} = \frac{Z_1}{Db}, \quad (\text{MN/m}^2); \quad \sigma_{2cd} = \frac{Z_2}{Db}, \quad (\text{MN/m}^2).$$

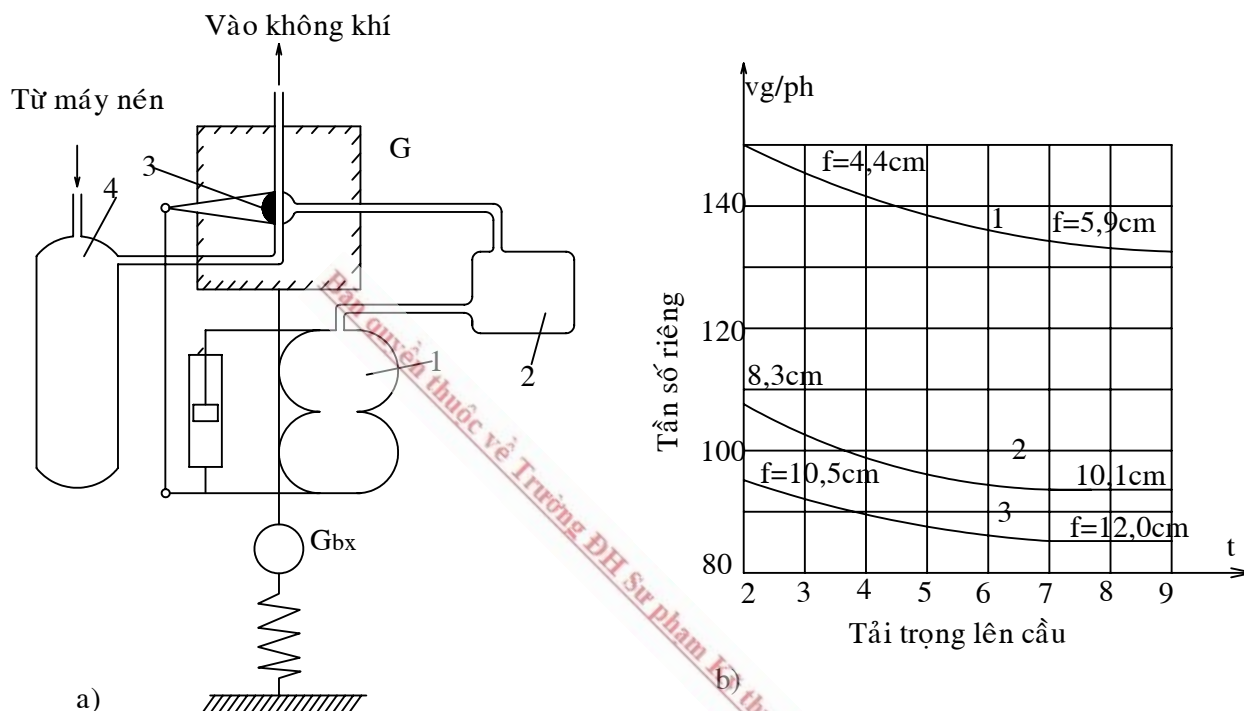
Chốt nhíp được chế tạo bằng thép cacbon xianuya hoá loại 30 hay 40 với ứng suất chèn dập cho phép $[\sigma_{cd}] = 3 \div 4 (\text{MN/m}^2)$ hay bằng thép hợp kim xê măngtit hoá loại 20 hay 20X với $[\sigma_{cd}] = 7,5 \div 9 (\text{MN/m}^2)$.

Bạc nhíp được kiểm tra theo ứng suất chèn dập.

Bạc nhíp được chế tạo bằng đồng thanh, chất dẻo, thép mềm. Bạc chế tạo bằng thép mềm chịu được áp suất chèn dập đến 7 MN/m^2 .

IV. PHẦN TỬ ĐÀN HỒI LOẠI KHÍ.

Trên hình 11.26a trình bày sơ đồ của hệ thống treo có phần tử đàn hồi loại bình chứa. Trong bình chứa 1 không khí hay khí ga chịu nén dưới áp suất $0,5 \div 0,8 \text{ MN/m}^2$. Khi bình chứa 1 co lại thể tích bên trong của bình giảm, áp suất không khí và độ cứng hệ thống treo tăng. Khi chỉ có 1 bình chứa hệ thống treo rất cứng. Có bình chứa phụ 2 khi bình chứa 1 co lại áp suất không khí sẽ tăng từ từ và do đó hệ thống treo sẽ mềm hơn.



Hình 11.26: Hệ thống treo khí với phần tử đàn hồi loại bình chứa.

- a) Sơ đồ hệ thống treo;
 b) Sự thay đổi tần số riêng ứng với sự thay đổi tải trọng của ô tô.

Ở đây cần 3 là bộ điều chỉnh độ cao của thùng xe ; vì khi cần 3 thay đổi khoảng cách giữa thùng và bánh xe thì: hoặc là đưa khí ép từ bình chứa 4 vào buồng 1 và bình chứa phụ 2, hoặc là đẩy một phần khí nén ra khỏi một 1 và 2. Để bộ điều chỉnh không làm việc khi ô tô còn đang dao động bộ giảm tốc quán tính sẽ giữ và chỉ cho bộ điều chỉnh làm việc sau khi khoảng cách giữa vỏ xe và lớp xe đã thay đổi được vài giây, hiện tượng dao động đã bớt hẳn, như vậy là chỉ cho thay đổi ứng với tải trọng tĩnh.

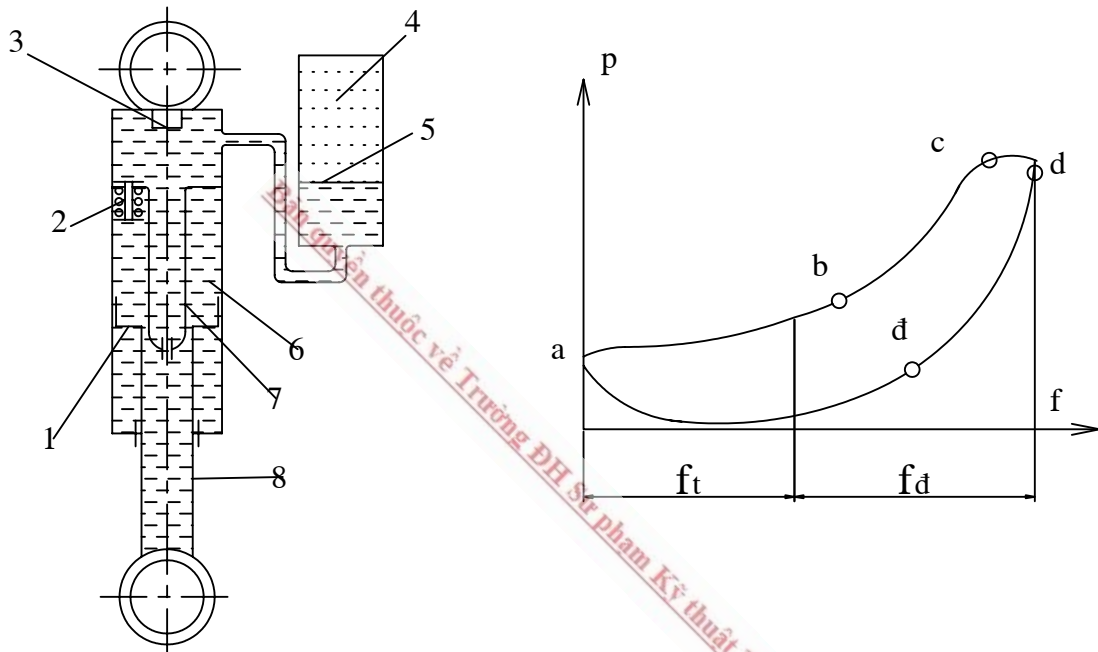
Trong các kết cấu hiện nay chưa giữ được tần số dao động riêng không đổi. Trên hình 11.26b trình bày sự thay đổi tần số dao động riêng khi thay đổi trọng lượng ô tô có hệ thống treo loại khí và các số liệu dưới đây ứng với các dao động nhỏ ở gần vị trí cân bằng. Khi

không có bình chứa phụ độ cứng hệ thống treo khá lớn và độ võng tĩnh thay đổi 1,34 lần tương ứng với trọng lượng phần được treo thay đổi khoảng 3 lần và tần số dao động riêng khoảng $123 \div 142$ lần/ph ($2,05 \div 2,33$ lần/s).

Khi có bình chứa phụ dung tích 12,2l, độ cứng hệ thống treo giảm và tần số riêng chỉ còn $94 \div 104$ lần/ph.

V. HỆ THỐNG TREO LOẠI THUỶ KHÍ.

Sơ đồ nguyên lý làm việc và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí được trình bày trên hình 11.27.



Hình 11.27: Sơ đồ và đường đặc tính của hệ thống treo loại thủy khí.

Trong hành trình nén, pittông 1 bị đẩy lên phía trên. Chất lỏng sẽ đi qua van 2 (luôn luôn mở ở áp suất thấp) đẩy pittông 5 trong buồng khí 4 làm nén khí lại. Phần này ứng với đoạn a-b trên giản đồ tức là ứng với lúc áp suất không khí trong buồng 4 tăng lên đến giá trị tính toán 30 MN/m^2 . Pittông phân cách 5 giữ cho không khí không lẫn vào chất lỏng.

Hành trình nén tiếp tục, pittông 1 tiếp tục dịch lên phía trên, làm do thanh 6 chui vào ống xilanh áp lực cao 8 và lỗ 7 bị bịt kín. Lúc này bắt đầu thời gian nén đàn hồi chất lỏng và độ cứng nhíp sẽ tăng lên (đoạn b-c trên đường đặc tính).

Khi chất lỏng trong ống 6 đạt đến áp suất $200 \div 300 \text{ MN/m}^2$ van hạn chế 3 sẽ mở. Nếu tiếp tục nén thì chất lỏng chỉ lưu thông nhưng áp suất trong chất lỏng không tăng. Lúc này áp suất không khí trong buồng 4 còn tiếp tục tăng (đoạn c-d).

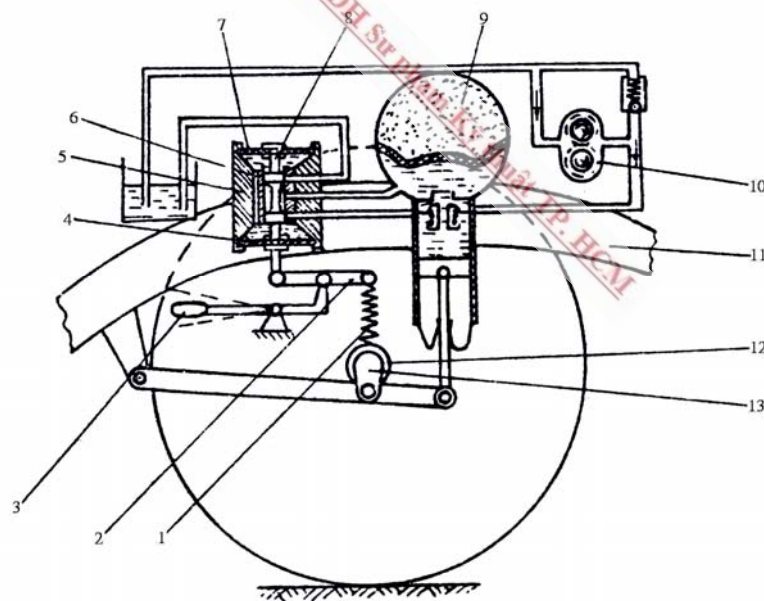
Trong hành trình trả, chất lỏng bị nén đàn hồi trong xilanh áp lực cao sẽ nở ra một đoạn ngắn (đoạn d-đ) còn không khí nở ra sẽ đưa hệ thống treo trở về trạng thái ban đầu đoạn đ-a. Khi không khí nở, chất lỏng từ buồng 5 qua van 2 làm mất phần lớn thế năng của không khí bị nén. Diện tích của đường cong kín a-b-c-d-đ-a tỉ lệ với số công tiêu hao của hệ thống treo loại thủy khí. Đường đặc tính trên hình vẽ ứng với một vận tốc nén nhất định. Hai nhược điểm của hệ thống treo thủy khí loại ống là khó làm kín và ma sát lớn.

VI. ĐIỀU CHỈNH HỆ THỐNG TREO.

Điều chỉnh hệ thống treo là thay đổi các thông số và đặc tính của nó theo mức tải trọng tác động lên thùng xe. Hiện nay trong hệ thống treo khí và thủy khí sử dụng hai loại điều chỉnh: điều chỉnh vị trí thùng xe và điều chỉnh độ cứng của hệ thống treo. Tiện lợi nhất khi sử dụng hai loại điều chỉnh này là trên hệ thống treo khí. Hệ thống treo với phần tử đàn hồi là kim loại thì không đặt các loại điều chỉnh này vì phức tạp.

Trên ô tô buýt sử dụng bộ điều chỉnh vị trí thùng xe để không thay đổi hoặc thay đổi rất ít khoảng cách từ thùng xe đến mặt đường ở bất kỳ tải trọng tĩnh nào sẽ rất tiện lợi cho khách đi xe.

Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh vị trí thùng xe của hệ thống treo thủy khí được trình bày trên hình 11.28 .



Hình 11.28: Sơ đồ bộ điều chỉnh vị trí thùng xe.

Vỏ bộ điều chỉnh 5 đặt trên khung 11 còn con chạy 8 của bộ điều chỉnh nhờ đòn 2 và thanh kéo đàn hồi 13 nối với trục bánh xe 12. Khi tải trọng trên thùng xe tăng, áp suất sẽ tăng, thể tích khí trong hệ thống treo thủy khí 9 sẽ giảm và khoảng cách giữa trục bánh xe và khung (thùng xe) sẽ giảm xuống gần lớp hơn. Con chạy điều chỉnh sẽ dịch xuống phía dưới, dầu có áp suất từ bơm 10 truyền liên tục đến hệ thống treo thủy khí cho đến khi thùng xe được nâng lên đến vị trí ban đầu. Khi giảm tải con chạy dịch chuyển lên trên, dầu từ hệ thống treo thủy khí chạy vào thùng chứa và thùng xe hạ xuống vị trí ban đầu.

Vị trí thùng xe có thể điều chỉnh được nhờ quay tay gạt 3 quanh trục của nó. Quay tay gạt theo chiều kim đồng hồ con chạy sẽ đi xuống, thùng xe được nâng lên, khoảng sáng gầm xe và hành trình động của hệ thống treo sẽ tăng lên.

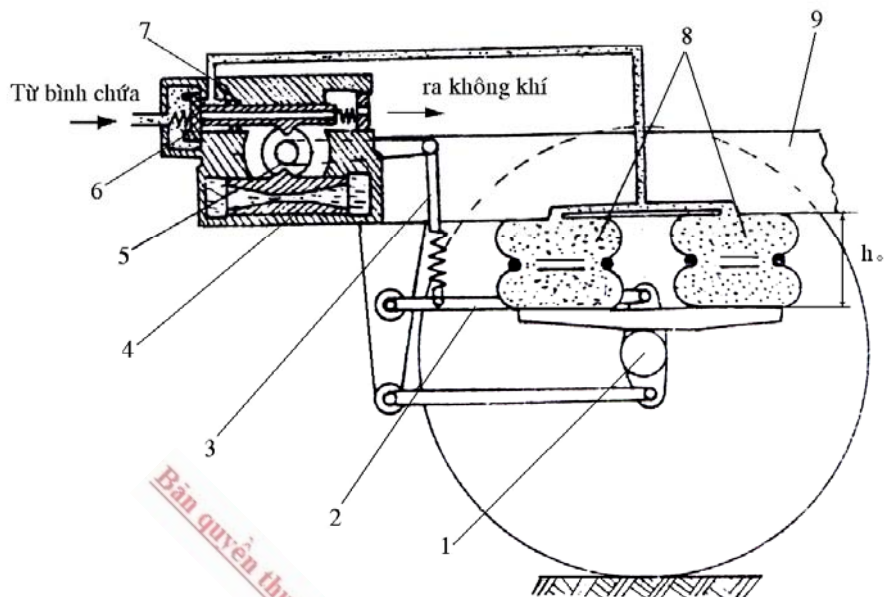
Nhờ tính chất này, các ô tô có tính việt dã cao sử dụng bộ điều chỉnh hệ thống treo này để thay đổi khoảng sáng gầm xe trên những đường rất xấu hoặc những nơi không có đường – khi ô tô phải dừng lâu hoặc khi ô tô được vận chuyển trên những phương tiện khác, tay gạt 3 được quay ngược chiều kim đồng hồ, dầu sẽ chảy về bình chứa, thùng xe hạ xuống và hệ thống treo coi như nghỉ làm việc.

Khi ô tô dao động, để bộ điều chỉnh thùng xe không chịu ảnh hưởng của sự thay đổi độ võng, vỏ bộ điều chỉnh thùng xe được chế tạo thành hai buồng chứa đầy dầu, bịt kín bằng các màng cao su 4 và 7 và thông nhau bằng rãnh chuẩn 6 tạo thành bộ chậm tác dụng thủy lực (bộ giảm chấn).

Khi tải trọng thay đổi một cách tĩnh, con chạy dịch chuyển chậm, dầu chảy chậm từ buồng này sang buồng khác qua rãnh chuẩn với sức bé. Khi tải trọng thay đổi một cách động, dầu sẽ tạo thành sức cản lớn do con chạy dịch chuyển rất nhanh và con chạy giữ được vị trí trung bình nhờ sự biến dạng đàn hồi của thanh kéo.

Bộ điều chỉnh độ cứng hệ thống treo có mục đích giữ ổn định tần số dao động riêng với tải trọng bất kỳ nào tác dụng lên hệ thống treo. Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh độ cứng hệ thống treo khí trình bày trên hình 11.29.

Van con chạy 6 bộ điều chỉnh nối trực tiếp với đòn 5 và thanh kéo đàn hồi 3 nối với đòn 2 hệ thống treo. Khi tăng tải, thể tích và do đó chiều cao h_0 của phần tử đàn hồi (bình chứa khí) giảm, con chạy dịch chuyển về phía trái nối bình chứa khí với máy khí nén. Khi giảm tải con chạy dịch chuyển về phía phải, một phần không khí bị đẩy ra ngoài. Do đó chiều cao h_0 và thể tích bình chứa đảm bảo không đổi với bất kỳ tải trọng nào.



Hình 11.29: Sơ đồ điều chỉnh độ cứng hệ thống treo:
1: Trục bánh xe ; 2: Đòn cơ cấu hướng ; 3: Thanh kéo bộ điều chỉnh ; 4: Pittông ;
5: Cam và đòn ; 6: Van ; 7: Vỏ ; 8: Bình khí ; 9: Khung.

C. BỘ PHẬN GIẢM CHẤN

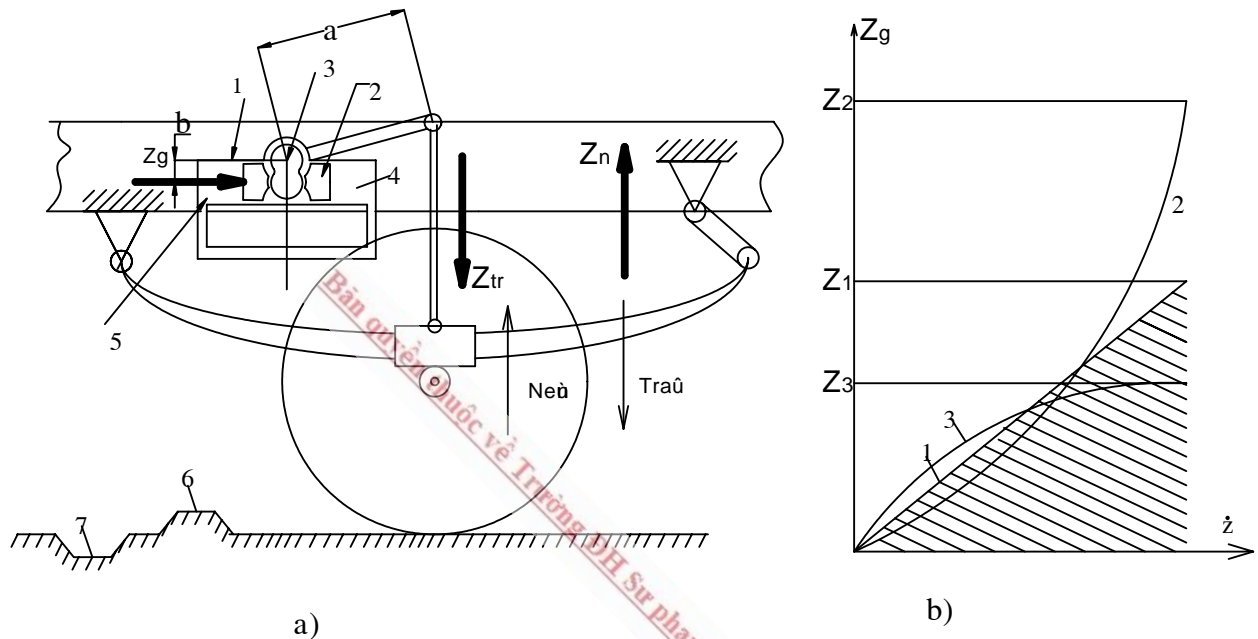
Lực cản trong hệ thống treo trực tiếp ảnh hưởng đến việc dập tắt các dao động của vỏ, cầu ô tô. Các dao động này phát sinh khi ô tô chạy trên đường không bằng phẳng. Lực cản chính là lực ma sát trong phần tử đàn hồi (như ma sát giữa các lá nhíp), giữa bạc và chốt nhíp, ma sát trong khớp của bộ phận dẫn hướng, ma sát trong vật liệu của lớp và các chi tiết bằng cao su trong hệ thống treo, lực cản của các giảm chấn.

Để hệ thống treo vừa mềm lại vừa dập tắt nhanh dao động, cần giảm ma sát cơ đến tối thiểu, để cho giảm chấn thủy lực đóng vai trò chính trong việc dập tắt dao động. Nếu đảm bảo ma sát giữa các lá nhíp ít hơn 5% tải trọng tĩnh, ô tô sẽ chuyển động rất êm dịu. Nhưng trong thực tế, dù cho bôi trơn tốt, giới hạn này vẫn vượt qua 10%÷13% nên nhíp vẫn cứng. Các lực va đập bé hơn lực ma sát trong hệ thống treo, nhíp sẽ không giữ được nó, và cứ thế các lực này truyền trực tiếp lên khung.

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI:

1. Công dụng:

Giảm chấn để dập tắt các dao động của thân xe và lốp ô tô bằng cách chuyển cơ năng của các dao động thành nhiệt năng. Giảm chấn hiện nay chủ yếu là giảm chấn thủy lực (hình 11.30) nên ma sát giữa chất lỏng và các lỗ tiết lưu là ma sát chủ yếu để dập tắt chấn động.



Hình 11.30: Giảm chấn thủy lực.

2. Yêu cầu

Các yêu cầu cơ bản đối với giảm chấn:

- Đảm bảo giảm trị số và sự thay đổi đường đặt tính của các dao động. Đặc biệt là:
 - Dập tắt càng nhanh các dao động nếu tần số dao động càng lớn. Mục đích để tránh cho thùng xe khỏi bị lắc qua khi qua đường mấp mô lớn.
 - Dập tắt chậm các dao động nếu ô tô chạy trên đường ít mấp mô (độ lồi lõm của đường càng bé và càng dày).
 - Hạn chế các lực truyền qua giảm chấn lên thùng xe.
- Làm việc ổn định khi ô tô chuyển động trong các điều kiện đường sá khác nhau và nhiệt độ không khí khác nhau.
- Có tuổi thọ cao.
- Trọng lượng và kích thước bé, giá thành hạ.

3. Phân loại:

Người ta phân biệt giảm chấn theo hai đặc điểm sau:

a) Theo tỉ số của hệ số cản K_n trong hành trình nén (lúc lớp tiến gần khung) và hệ số cản K_t trong hành trình trả (lúc lớp đi xa khung). Theo đặc điểm này giảm chấn thủy lực được chia thành loại tác dụng hai chiều có đường đặc tính đối xứng ($K_n=K_t$) và đường đặc tính không đối xứng ($K_n < K_t$) và loại tác dụng một chiều $K_n \approx 0$

b) Có hay không van giảm tải.

Phổ biến nhất hiện nay là loại giảm chấn hai chiều có đường đặc tính không đối xứng và có van giảm tải. Trường hợp này lực cản giảm chấn trong hành trình nén tăng chậm hơn trong hành trình trả.

Trong các giảm chấn hiện nay $K_t = 2 \div 5 K_n$. Độ lồi lõm của đường càng bé và càng dài (độ lồi không cao và lõm không sâu) thì hệ số K_t và K_n càng phải khác nhau.

Khi bánh xe qua chỗ lồi 6 (hình 11.30a) thì vận tốc khối lượng không được treo sẽ lớn (trừ phần tử đàn hồi ra) lực truyền qua giảm chấn sẽ lớn.

Có thể giảm lực này bằng cách hạ thấp hệ số K_n . Khi ô tô qua chỗ lõm 7 thì va đập truyền lên bánh xe ít hơn đi qua chỗ lồi 6.

Trên các đường có độ lồi và lõm dài và đường lượn giữa chỗ lồi với chỗ lõm tương đối êm dịu thì không cần có K_t và K_n thật khác nhau. Vì khi ô tô qua chỗ lõm có thể làm bánh xe không tiếp xúc với đường.

II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA GIẢM CHẤN THỦY LỰC

Lực cản chấn động Z_g do giảm chấn sinh ra phụ thuộc vào vận tốc tương đối z của các dao động thùng xe đối với bánh xe.

$$Z_g = Kz^n \quad (11.43)$$

Ở đây:

K: Hệ số cản của giảm chấn.

Hàm số: $Z_g = \phi(z)$ biểu diễn đường đặc tính của giảm chấn. Tùy theo giá trị số mũ n mà đường đặc tính của giảm chấn có thể là tuyến tính (đường thẳng) hoặc đường cong. Nếu:

$n=1$: Đường đặc tính là đường thẳng 1 (hình 11.30b).

$n>1$: Đường đặc tính là đường cong lõm.

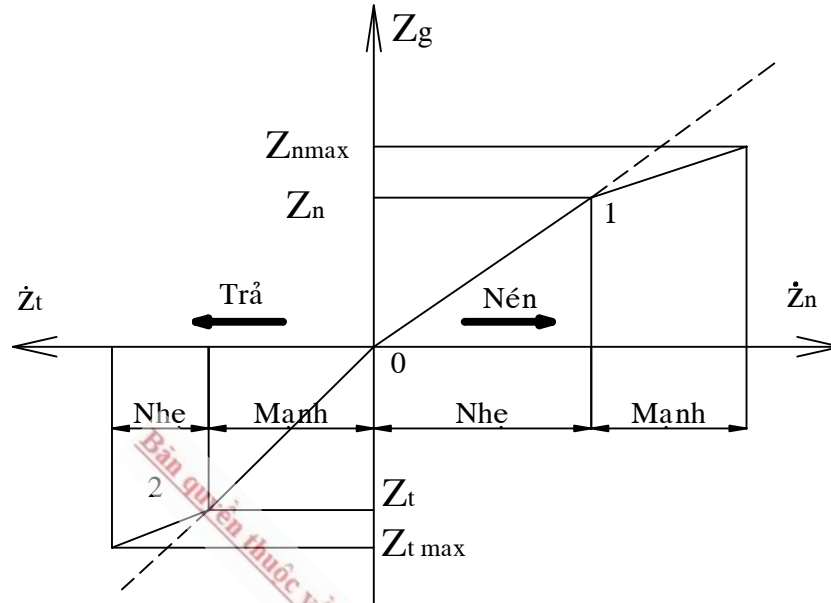
$n<1$: Đường đặc tính là đường cong lồi.

Đường cong có dạng này hay dạng khác phụ thuộc trước tiên ở kích thước lỗ thông qua rồi đến độ nhớt của chất lỏng và kết cấu của van. Chú ý là với các đường đặc tính trên hình 11.30b ta thấy tại giá trị lớn nhất của vận tốc tương đối, giá trị công suất tiêu hao (tỉ lệ với diện tích nằm dưới đường đặc tính) bằng nhau. Thông thường n dao động trong khoảng $1,5 \div 2,5$.

Trên hình 13.31 ta thấy tại hai điểm 1 và 2 đường biểu diễn hoặc là đi thẳng (đường nét đứt) hoặc là gãy khúc (đường liền). Trường hợp có van giảm tải đường biểu diễn sẽ là

đường gãy khúc và điểm 1, điểm 2 là điểm mở van giảm tải nên diện tích cho chất lỏng đi qua tăng lên.

Trong các ô tô hiện đại \dot{z}_n và \dot{z}_t nằm trong giới hạn (30÷50)cm/s. Nếu ô tô sử dụng ở khí hậu ôn đới có thể không đặt van giảm tải để đơn giản bớt kết cấu.



Hình 11.31: Đường đặc tính không đối xứng của giảm chấn tác dụng hai chiều với van giảm tải.

III. TÍNH TOÁN GIẢM CHẤN THỦY LỰC.

Chúng ta sẽ tính toán hệ số cản của giảm chấn.

Phương trình tính lực cản của giảm chấn là phương trình (11.43). Phương trình tính lực cản chấn động của cả hệ thống treo Z_{tr} là : $Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}^n$ (11.44)

Trong đó : \dot{z}_{tr} - là vận tốc chuyển động của hệ thống treo;

n - chỉ số thay đổi khác nhau trong hành trình nén và hành trình trả của hệ thống treo.

Để đơn giản ta cho $n=1$ thì phương trình (11.44) sẽ có dạng $Z_{tr} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr}$. Hệ số cản K của giảm chấn được tính từ hệ số cản dao động của hệ thống treo K_{tr} . K_{tr} đặc trưng quá trình dập tắt chấn động trong hệ thống treo. Cũng là một giảm chấn nhưng có thể có các hệ số K khác nhau nếu sử dụng với các hệ thống treo khác nhau.

Do đó để đánh giá sự dập tắt chấn động người ta rút ra trong lý thuyết ô tô hệ số dập tắt chấn động :

$$\psi = \frac{K_{tr}}{\sqrt{CM}} \quad (11.45)$$

Trong đó : C - độ cứng của hệ thống treo $C = \frac{Z_{bx}}{f} = \frac{G_{bx}}{f}$

M - Khối lượng được treo trên một bánh xe $M = \frac{G_{bx}}{g}$, (kg);

G_{bx} - phần trọng lượng được treo tính trên một bánh xe (N);

f - độ võng tĩnh của hệ thống treo (m);

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

Với các ô tô hiện đại hệ số dập tắt chấn động $\Psi = 0,15 \div 0,25$.

Từ công thức trên ta rút ra :

$$K_{tr} = \frac{\Psi \cdot G_{bx}}{0,313 \cdot \sqrt{f}}, \text{ (Ns/m)} \quad (11.46)$$

Biết được K_{tr} tùy theo cách bố trí bộ phận giảm chấn trong hệ thống treo và tùy theo loại giảm chấn ta tính được K. Gọi $K = \alpha K_{tr}$. Với loại giảm chấn đòn bố trí như trên hình

11.30a ta có phương trình lực: $Z_{tr} = Z_g \frac{b}{a}$

Phương trình vận tốc sẽ là: $\dot{z}_{tr} = \dot{z}_g \cdot \frac{a}{b}$ (11.47)

Trong đó kích thước a và b xem trên hình 11.30a.

\dot{z}_{tr} - tốc độ chuyển động của hệ thống treo.

\dot{z}_g - tốc độ chuyển động của giảm chấn .

Từ công thức (11.44) cho $n = 1$ và (11.47) ta có :

$$Z_g = Z_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \cdot \dot{z}_{tr} \frac{a}{b} = K_{tr} \left(\frac{a}{b} \right)^2 \dot{z}_g \quad (11.48)$$

Ở đây: $\alpha = \left(\frac{a}{b} \right)^2$

Với loại hệ thống treo có giảm chấn ống đặt lồng vào trong lò xo trụ trong hệ thống treo độc lập với sự dịch chuyển bánh xe trong mặt phẳng ngang ta có kết quả tương tự:

$$Z_g = K_{tr} \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2 \dot{z}_g \quad (11.49)$$

Trong đó r_1 và a_1 là các kích thước trên hình 11.12a và trong trường hợp này $\alpha = \left(\frac{r_1}{a_1} \right)^2$

Nếu giảm chấn đặt nghiêng một góc δ so với trục thẳng đứng ta có :

$$Z_g = K_{tr} \left(\frac{1}{\cos \delta} \right) \dot{z}_g \quad (11.50)$$

Trường hợp này $\alpha = \frac{1}{\cos \delta}$

Vì $K = \alpha \cdot K_{tr}$, chúng ta kết hợp (11.46) với các giá trị α thì sẽ tìm được hệ số cản K của giảm chấn ở các trường hợp cụ thể.

CHƯƠNG XII

HỆ THỐNG PHANH**I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.****1. Công dụng.**

Hệ thống phanh dùng để giảm tốc độ của ô tô cho đến khi dừng hẳn hoặc đến một tốc độ cần thiết nào đấy. Ngoài ra hệ thống phanh còn dùng để giữ ô tô đứng ở các dốc.

Đối với ô tô hệ thống phanh là một trong những cụm quan trọng nhất, bởi vì nó đảm bảo cho ô tô chạy an toàn ở tốc độ cao, do đó có thể nâng cao được năng suất vận chuyển.

Hệ thống phanh gồm có cơ cấu phanh để hãm trực tiếp tốc độ góc của các bánh xe hoặc một trục nào đấy của hệ thống truyền lực và truyền động phanh để dẫn động các cơ cấu phanh.

2. Phân loại.

Tùy theo cách bố trí cơ cấu phanh ở các bánh xe hoặc ở trục của hệ thống truyền lực mà chia ra phanh bánh xe và phanh truyền lực.

Ở ô tô cơ cấu phanh chính đặt ở bánh xe (phanh chân) còn cơ cấu phanh tay thường đặt ở trục thứ cấp của hộp số hoặc hộp phân phối (ô tô 2 cầu chủ động). Cũng có khi cơ cấu phanh phanh chính và phanh tay phối hợp làm một và đặt ở bánh xe, trong trường hợp này sẽ làm truyền động riêng rẽ.

Theo bộ phận tiến hành phanh cơ cấu phanh còn chia ra phanh guốc, phanh dải và phanh đĩa.

Phanh guốc sử dụng rộng rãi trên ô tô còn phanh đĩa ngày nay đang có chiều hướng áp dụng. Phanh dải được sử dụng ở cơ cấu phanh phụ (phanh tay).

Theo loại bộ phận quay, cơ cấu phanh còn chia ra loại trống và đĩa. Phanh đĩa còn chia ra một hoặc nhiều đĩa tùy theo số lượng đĩa quay.

Cơ cấu phanh còn chia ra loại cân bằng và không cân bằng. Cơ cấu phanh cân bằng khi tiến hành phanh không sinh ra lực phụ thêm lên trục hay lên ổ bi của mayơ bánh xe, còn có cơ cấu phanh không cân bằng thì ngược lại.

Truyền động phanh có loại cơ, thủy, khí, điện và liên hợp. Ở ô tô du lịch và ô tô vận tải tải trọng nhỏ thường dùng truyền động phanh loại thủy (phanh dầu). Truyền động phanh bằng khí (phanh hơi) thường dùng trên các ô tô vận tải tải trọng lớn và trên ô tô hành khách, ngoài ra còn dùng trên ô tô vận tải tải trọng trung bình có động cơ điêzen cũng như trên các ô tô kéo để kéo đoàn xe. Truyền động phanh bằng điện được dùng ở các đoàn ô tô. Truyền động cơ chỉ dùng ở phanh tay.

3. Yêu cầu.

Hệ thống phanh phải đảm bảo các yêu cầu sau :

- Quãng đường phanh ngắn nhất khi phanh đột ngột trong trường hợp nguy hiểm. Muốn có quãng đường phanh ngắn nhất thì phải đảm bảo gia tốc chậm dần cực đại.
- Phanh êm dịu trong bất kỳ mọi trường hợp để đảm bảo sự ổn định của ô tô khi phanh.
- Điều khiển nhẹ nhàng, nghĩa là lực tác dụng lên bàn đạp hay đòn điều khiển không lớn.
- Thời gian nhạy cảm bé, nghĩa là truyền động phanh có độ nhạy cảm lớn.
- Phân bố mômen phanh trên các bánh xe phải theo quan hệ sử dụng hoàn toàn trọng lượng bám khi phanh với bất kỳ cường độ nào.
- Không có hiện tượng tự siết phanh khi ô tô chuyển động tịnh tiến hoặc quay vòng.
- Cơ cấu phanh thoát nhiệt tốt.
- Giữ được tỷ lệ thuận giữa lực trên bàn đạp hoặc đòn điều khiển với lực phanh trên bánh xe.
- Có khả năng phanh khi đứng trong thời gian dài.

II. KẾT CẤU CHUNG CỦA HỆ THỐNG PHANH.

Hệ thống phanh trên ô tô gồm có phanh chính (phanh bánh xe hay còn gọi là phanh chân) và phanh phụ (phanh truyền lực hay còn gọi là phanh tay). Sở dĩ phải làm cả phanh chính và phanh phụ là để đảm bảo an toàn khi ô tô chuyển động. Phanh chính và phanh phụ có thể có cơ cấu phanh và truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ hoặc có thể có chung cơ cấu phanh (đặt ở bánh xe) nhưng truyền động phanh hoàn toàn riêng rẽ. Truyền động phanh của phanh phụ thường dùng loại cơ.

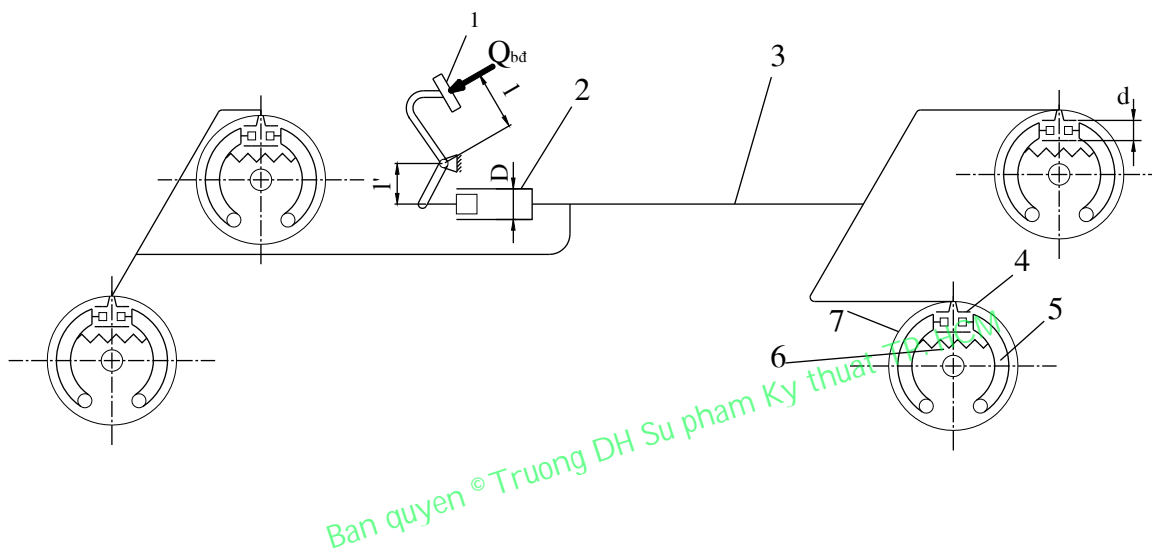
Phanh chính thường dùng truyền động loại thủy – gọi là phanh dầu hoặc truyền động loại khí – gọi là phanh khí. Khi dùng phanh dầu thì lực tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ lớn hơn so với phanh khí, vì lực này là để sinh ra áp suất của dầu trong bầu chứa dầu của hệ thống phanh, còn ở phanh khí lực này chỉ cần thắng lực cản lò xo để mở van phân phối của hệ thống phanh. Vì vậy phanh dầu chỉ nên dùng ở ô tô du lịch, vận tải cỡ nhỏ và trung bình vì ở các loại ô tô này mômen phanh ở các bánh xe bé, do đó lực trên bàn đạp cũng bé. Ngoài ra phanh dầu thường gọn gàng hơn phanh khí vì nó không có các bầu chứa khí kích thước lớn và độ nhạy khi phanh tốt, cho nên bố trí nó dễ dàng và sử dụng thích hợp đối với các ô tô kể trên.

Phanh khí thường sử dụng trên ô tô vận tải trung bình và lớn. Ngoài ra các ô tô loại này còn dùng hệ thống phanh thủy khí. Dùng hệ thống phanh này là kết hợp ưu điểm của phanh khí và phanh dầu.

Sơ đồ kết cấu các loại hệ thống phanh của ô tô được trình bày sau đây:

1. Phanh dầu.

Ở phanh dầu lực tác dụng từ bàn đạp đến cơ cấu phanh qua chất lỏng (chất lỏng được coi như không đàn hồi khi ép) ở các đường ống.



Hình 12.1 : Sơ đồ hệ thống phanh dầu ô tô

Sơ đồ hệ thống phanh dầu (hình 12.1) gồm có 2 phần chính : truyền động phanh và cơ cấu phanh. Truyền động phanh bố trí trên khung xe gồm có: bàn đạp 1, xilanh chính có bầu chứa dầu 2 để tạo ra áp suất cao, các ống dẫn dầu 3 đến các cơ cấu phanh. Cơ cấu phanh đặt ở bánh xe gồm có: xilanh làm việc 4, má phanh 5, lò xo kéo 6, trống phanh 7.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh dầu như sau: khi người lái tác dụng vào bàn đạp 1 qua hệ thống đòn sẽ đẩy pittông nằm trong xilanh 2, do đó dầu bị ép và sinh ra áp suất cao trong xilanh 2 và trong đường ống dẫn 3. Chất lỏng với áp suất cao sẽ tác dụng lên bề mặt của hai pittông ở xilanh 4. Hai pittông này thắng lực lò xo 6 sẽ đẩy hai má phanh 5 ép sát vào trống phanh 7 và tiến hành phanh ô tô vì trống phanh 7 được gắn liền với moayơ bánh xe. Khi nhả bàn đạp nghĩa là lúc ngừng phanh, lò xo 6 sẽ kéo hai má phanh 5 về vị trí ban đầu, dưới tác dụng của lò xo 6 các pittông trong xilanh làm việc 4 sẽ ép dầu trở lại xilanh chính 2.

Sự làm việc của phanh dầu làm việc trên nguyên lý của thủy lực tĩnh học. Nếu tác dụng lên bàn đạp phanh thì áp suất truyền đến các xilanh làm việc sẽ như nhau. Lực trên

các má phanh phụ thuộc vào đường kính pittông ở các xilanh làm việc. Muốn có mômen phanh ở bánh xe trước khác bánh xe sau chỉ cần làm đường kính pittông của các xilanh làm việc khác nhau.

Lực tác dụng lên các má phanh phụ thuộc vào tỷ số truyền của truyền động: đối với phanh dầu bằng tỷ số truyền của phần truyền động cơ khí nhân với tỷ số truyền của phần truyền động thủy lực. Nếu pittông ở xilanh làm việc có diện tích gấp đôi diện tích của pittông ở xilanh chính thì lực tác dụng lên pittông ở xilanh làm việc sẽ lớn gấp đôi. Như thế tỷ số truyền sẽ tăng lên hai lần, nhưng trong lúc đó hành trình của pittông làm việc sẽ giảm đi hai lần, vì vậy mà chúng có quan hệ theo tỷ lệ nghịch với nhau cho nên làm khó khăn trong khi thiết kế truyền động phanh.

Đặc điểm quan trọng của hệ thống phanh dầu là các bánh xe được phanh cùng một lúc vì áp suất trong đường ống dầu chỉ bắt đầu tăng lên khi tất cả các má phanh ép sát vào các trống phanh không phụ thuộc vào đường kính xilanh làm việc và khe hở giữa trống phanh và má phanh.

Hệ thống phanh dầu có các ưu điểm sau:

- Phanh đồng thời các bánh xe với sự phân bố lực phanh giữa các bánh xe hoặc giữa các má phanh theo yêu cầu.

- Hiệu suất cao.

- Độ nhạy tốt, kết cấu đơn giản.

- Có khả năng dùng trên nhiều loại ôtô khác nhau mà chỉ cần thay đổi cơ cấu phanh.

Khuyết điểm của hệ thống phanh dầu là:

- Không thể làm tỷ số truyền lớn được vì thế phanh dầu không có cường hóa chỉ dùng cho ôtô có trọng lượng toàn bộ nhỏ, lực tác dụng lên bàn đạp lớn.

- Khi có chỗ nào bị hư hỏng thì cả hệ thống phanh đều không làm việc được.

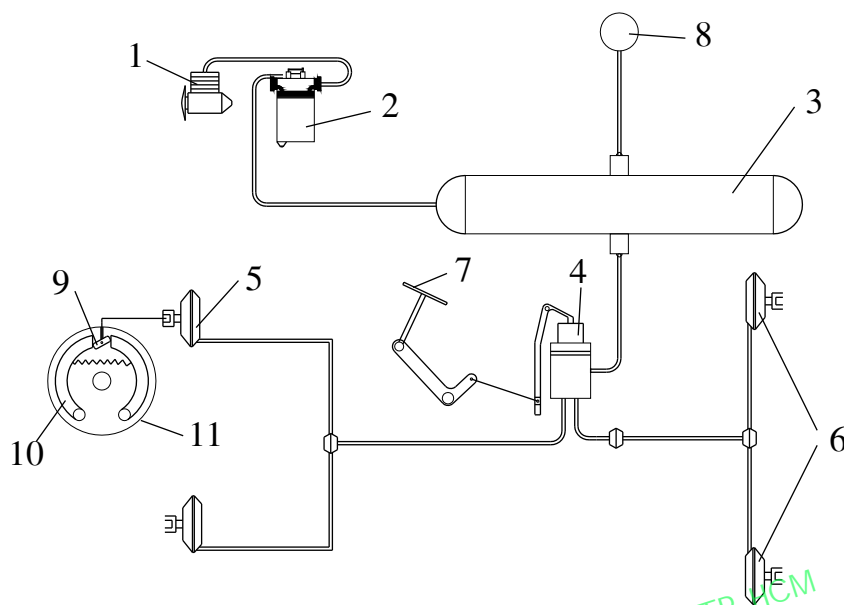
- Hiệu suất truyền động sẽ giảm ở nhiệt độ thấp.

2. Phanh khí.

Phanh khí sử dụng năng lượng của khí nén để tiến hành phanh, người lái không cần mất nhiều lực để điều khiển phanh mà chỉ cần thắng lò xo ở van phân phối để điều khiển việc cung cấp khí nén hoặc làm thoát khí ở các bộ phận làm việc. Nhờ thế mà phanh khí điều khiển nhẹ nhàng hơn.

Nguyên lý làm việc của hệ thống phanh khí theo sơ đồ (h12.2) như sau:

Máy nén khí 1 được dẫn động bằng động cơ sẽ bơm khí nén qua bình lắng nước và dầu 2 đến bình chứa khí nén 3. Áp suất của khí nén trong bình xác định theo áp kế 8 đặt trong buồng lái. Khi cần phanh người lái tác dụng vào bàn đạp 7, bàn đạp sẽ dẫn động đòn van phân phối 4, lúc đó khí nén sẽ từ bình chứa 3 qua van phân phối 4 đến các bầu phanh 5 và 6. Màng của bầu phanh sẽ bị ép và dẫn động cam phanh 9 quay, do đó các má phanh 10 được ép vào trống phanh 11 để tiến hành quá trình phanh.



Hình 12.2 : Sơ đồ làm việc của hệ thống phanh khí ô tô

Trong trường hợp kéo rơmoóc (đoàn xe) hệ thống phanh cần đảm bảo chuyển động an toàn cho đoàn xe. Bố trí hệ thống phanh ở ô tô kéo và rơmoóc có thể theo sơ đồ ở hình 12.3

Các sơ đồ phân biệt với nhau theo số lượng đường ống dẫn nối ô tô kéo với rơmoóc ra loại 1 dòng hoặc 2 dòng.

Các phần còn lại sẽ giống nhau theo hình 12.3a, không khí được nén bằng máy nén khí 1 rồi truyền tới bình lọc 2 và bộ phận điều chỉnh áp suất 3 đến các bình chứa khí nén 4. Khi ở trong các bình chứa khí 4 có đầy đủ lượng dự trữ không khí nén thì bộ phận điều chỉnh 3 sẽ cắt không cấp khí từ máy nén vào bình chứa nữa.

Để phòng trường hợp áp suất có thể tăng đột ngột ở đường dẫn khí, trong hệ thống có đặt van an toàn 5. Không khí nén được đi từ bình chứa đến van phân phối 11. Khi cần phanh người lái sẽ tác dụng lên bàn đạp phanh qua hệ thống đòn đến van phân phối 11 và mở cho khí nén vào các buồng phanh 9, từ đó sẽ dẫn động cam phanh ép các má phanh vào trống phanh để tiến hành quá trình phanh.

Để phanh rơmoóc, trong hệ thống có trang bị van phân phối 6 cho rơmoóc. Khi không phanh không khí nén được truyền qua van 6 ống dẫn và đầu nối 7 để cung cấp khí nén cho hệ thống rơmoóc. Khi phanh thì không khí nén được thoát ra ngoài khỏi đường ống nối ô tô

Khi có không khí nén có thể phanh rơmoóc bằng tay đòn 10, tay đòn này sẽ tác dụng lên van phân phối 6 của hệ thống phanh rơmoóc. Khi ô tô làm việc không kéo rơmoóc thì đường ống dẫn của hệ thống phanh rơmoóc được tách ra khỏi đường ống của hệ thống ô tô bởi van bịt kín 8.

Ở hệ thống phanh khí hai dòng (h.12.3b) phần cung cấp khí (gồm máy nén khí 1, bình lọc 2, bộ phận điều chỉnh 3, các bình chứa 4 và van an toàn 5) giống như hệ thống phanh khí một dòng, chỉ khác là van 11 điều khiển cả hệ thống phanh của ô tô và hệ thống phanh rơmoóc được nối với nhau bởi hai đường ống. Một đường ống nối với ống cung cấp 12, ống này thường xuyên có khí nén dẫn đến hệ thống phanh rơmoóc. Đường ống thứ hai nối với ống có không khí vào để điều khiển hệ thống phanh rơmoóc.

Khác với hệ thống phanh khí một dòng ở hệ thống phanh khí hai dòng, khi phanh áp suất ở trong đường ống điều khiển tăng lên, nhờ thế mà hệ thống phanh rơmoóc sẽ bắt đầu làm việc.

So sánh hệ thống phanh khí một dòng và hai dòng có thể rút ra kết luận sau:

Hệ thống phanh một dòng có thể điều khiển riêng rẽ hệ thống phanh ô tô kéo và rơmoóc, hay có thể điều khiển cùng một lúc tùy theo yêu cầu sự phanh hợp lý đoàn xe. Điều này đảm bảo tính ổn định của xe khi phanh.

- Hệ thống phanh hai dòng, không khí nén cấp cho ô tô kéo và phanh của rơmoóc bằng một van chung. Vì thế sẽ có hiện tượng cấp không khí nén không kịp thời cho phanh rơmoóc nhất là đối với xe có kéo nhiều rơmoóc.

- Hệ thống phanh hai dòng có ưu điểm là thường xuyên cung cấp không khí cho hệ thống phanh rơmoóc, điều này có ý nghĩa lớn khi phanh thường xuyên hoặc phanh lâu dài.

Các thí nghiệm hệ thống phanh trong phòng thí nghiệm và trên đường chứng tỏ hệ thống phanh một dòng ưu việt hơn hệ thống phanh hai dòng. Vì thế ở các xe hiện nay chủ yếu dùng hệ thống phanh khí một dòng.

Hệ thống phanh khí có ưu điểm là lực tác dụng lên bàn đạp rất bé. Vì vậy nó được trang bị cho ô tô vận tải tải trọng lớn, có khả năng điều khiển hệ thống phanh rơmoóc bằng cách nối hệ thống phanh rơmoóc với hệ thống phanh của ô tô kéo.

Dẫn động phanh bằng khí nén đảm bảo chế độ phanh rơmoóc khác ô tô kéo, do đó phanh đoàn xe được ổn định, khi rơmoóc bị tách khỏi ô tô kéo thì rơmoóc sẽ bị phanh một cách tự động.

Ưu điểm nữa của hệ thống phanh khí là có khả năng cơ khí hóa quá trình điều khiển ô tô và có thể sử dụng không khí nén cho các bộ phận làm việc như hệ thống treo loại khí...

Khuyết điểm của hệ thống phanh khí là số lượng các cụm khá nhiều, kích thước chúng lớn và giá thành cao, độ nhạy ít, nghĩa là thời gian hệ thống phanh bắt đầu làm việc kể từ khi người lái bắt đầu tác dụng khá lớn.

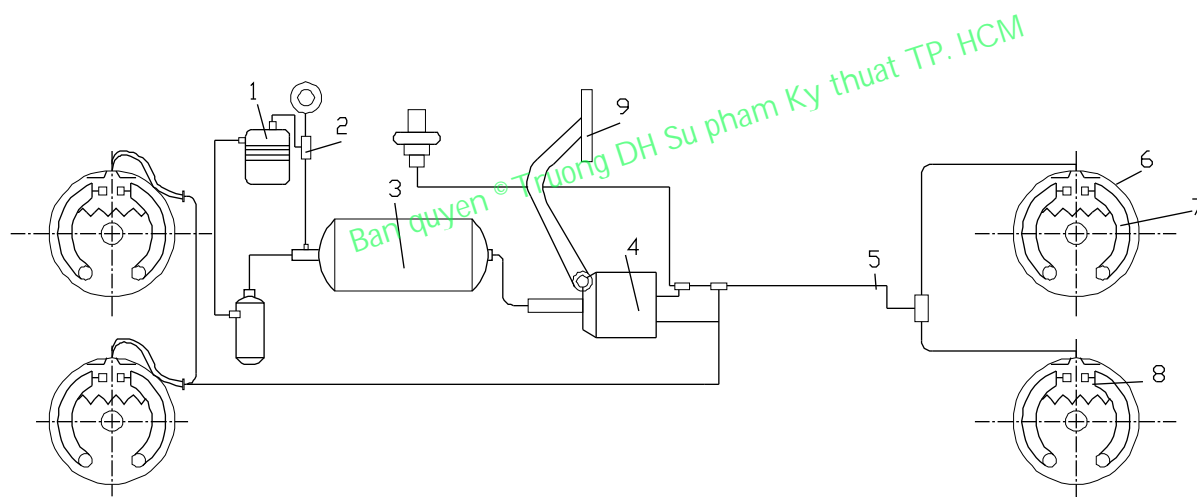
3. Phanh thủy khí.

Trên hình 12.4 trình bày sơ đồ phanh thủy khí. Hệ thống phanh thủy khí gồm có máy nén khí 1 dẫn động bằng động cơ ô tô, bình lọc 2, bình chứa khí nén 3, xilanh lực, van và xilanh phanh chính 4 (ba bộ phận này kết hợp làm một cụm), ống dẫn dầu 5, xilanh làm việc 6, má phanh 7, trống phanh 8, bàn đạp điều khiển 9.

Máy nén khí 1 qua bình lọc 2 sẽ cung cấp khí nén đến bình chứa 3. Khi tác dụng lên bàn đạp 9 van sẽ mở để khí nén từ bình 3 đến xilanh lực sinh lực ép trên pittông của xilanh chính 4, dầu dưới áp lực cao sẽ truyền qua ống dẫn 5 đến các xilanh 6 do đó sẽ dẫn động đến các má phanh 7 và tiến hành quá trình phanh. Các ống dẫn khí ở hệ thống phanh này ngăn cho nên độ nhạy của hệ thống phanh tăng lên.

Phanh thủy khí thường dùng trên ô tô tải trọng trung bình và lớn. Nó phối hợp cả ưu điểm của phanh khí và phanh dầu cụ thể là lực tác dụng lên bàn đạp bé, độ nhạy cao, hiệu suất lớn và có thể sử dụng cơ cấu phanh nhiều loại khác nhau.

Phanh thủy khí sử dụng chưa rộng rãi do phần truyền động thủy lực có những nhược điểm : ở nhiệt độ thấp hiệu suất giảm, chăm sóc kỹ thuật phức tạp như kiểm tra mức dầu và thoát không khí khỏi truyền động...v...v..



Hình 12.4 : Sơ đồ hệ thống phanh thủy khí một dòng

A. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH

I. XÁC ĐỊNH MÔMEN PHANH CẦN SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.

Mômen phanh sinh ra ở cơ cấu phanh của ô tô phải đảm bảo giảm tốc độ hoặc dừng ô tô hoàn toàn với gia tốc chậm dần trong giới hạn cho phép. Ngoài ra còn phải đảm bảo giữ ô tô đứng ở độ dốc cực đại (mômen phanh sinh ra ở phanh tay).

Đối với ô tô lực phanh cực đại có thể tác dụng lên một bánh xe ở cầu trước khi phanh trên đường bằng phẳng là:

$$P_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi = \frac{Gb}{2L} m_{1p} \varphi \quad (12.1)$$

ở cầu sau là:

$$P_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi = \frac{Ga}{2L} m_{2p} \varphi \quad (12.2)$$

Ở đây: G - trọng lượng ô tô khi tải đầy;

G_1, G_2 - tải trọng tương ứng (phản lực của đất) tác dụng lên các bánh xe trước và sau ở trạng thái tĩnh, trên bề mặt nằm ngang;

m_{1p}, m_{2p} - hệ số thay đổi tải trọng tương ứng lên cầu trước và cầu sau khi phanh;

a, b - khoảng cách tương ứng từ trọng tâm ô tô đến cầu;

L - chiều dài cơ sở của ô tô;

φ - hệ số bám giữa lốp và đường ($\varphi = 0,7 \div 0,8$)

Các hệ số m_{1p}, m_{2p} xác định theo lý thuyết ô tô như sau:

$$m_{1p} = 1 + \frac{j_{\max} h_g}{gb} = 1 + \frac{\varphi' h_g}{b} \quad (12.3)$$

$$m_{2p} = 1 - \frac{j_{\max} h_g}{ga} = 1 - \frac{\varphi' h_g}{a} \quad (12.4)$$

Trong đó: h_g - chiều cao trọng tâm của ô tô;

g - gia tốc trọng trường;

j_{\max} - gia tốc chậm dần cực đại khi phanh;

φ' - hệ số đặc trưng cường độ phanh ($\varphi' = \frac{j_{\max}}{g}$)

Ở ô tô cơ cấu phanh đặt trực tiếp ở tất cả các bánh xe (phanh chân). Do đó mômen phanh tính toán cần sinh ra của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước là:

$$M_{p1} = \frac{G_1}{2} m_{1p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (b + \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.5)$$

Ở cầu sau (ô tô hai cầu) là:

$$M_{p2} = \frac{G_2}{2} m_{2p} \varphi r_{bx} = \frac{G}{2L} (a - \varphi' h_g) \varphi r_{bx} \quad (12.6)$$

trong đó: r_{bx} - bán kính làm việc trung bình của bánh xe.

Khi tính toán cơ thể chọn $\varphi' = 0,4 \div 0,5$ và $\varphi = 0,7 \div 0,8$.

Đứng về kết cấu của cơ cấu phanh mà xét thì mômen phanh M_{p1} và M_{p2} phải bằng:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} \quad (12.7)$$

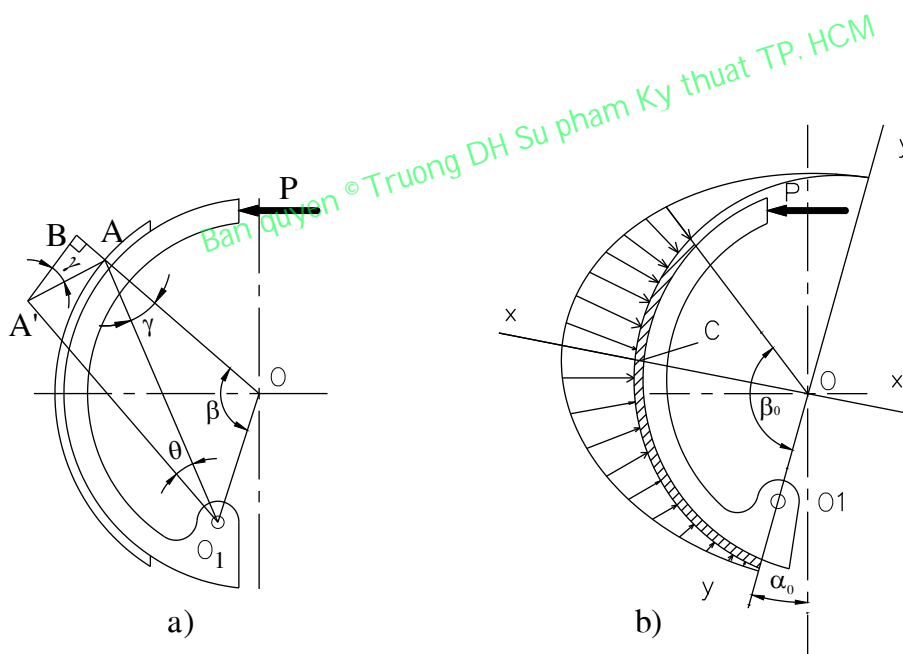
$$M_{p2} = M'_{p2} + M''_{p2} \quad (12.8)$$

ở đây: M'_{p1}, M''_{p1} – mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước;
 M'_{p2}, M''_{p2} – mô men phanh sinh ra ở má phanh trước và má phanh sau của mỗi cơ cấu phanh ở cầu sau.

II. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GUỐC.

1. Quy luật phân bố áp suất trên má phanh.

Muốn tính toán cơ cấu phanh guốc chúng ta cần phải biết quy luật phân bố áp suất trên má phanh. Tùy theo sự thừa nhận quy luật phân bố áp suất trên má phanh, chúng ta có những công thức để tính toán phanh guốc khác nhau. Thí nghiệm chứng tỏ rằng độ hao mòn ở các điểm khác nhau của má phanh không giống nhau, bởi thế thừa nhận quy luật phân bố áp suất đều trên má phanh là không phù hợp với thực tế. Chứng minh sau đây càng chứng tỏ điều đó.



Hình 12.5 : Sơ đồ dịch chuyển má phanh trong trống phanh

* Để tìm quy luật phân bố áp suất trên má phanh chúng ta thừa nhận giả thiết sau:
 + Áp suất tại điểm nào đấy trên má phanh tỷ lệ thuận với biến dạng hướng kính của điểm ấy khi phanh, nghĩa là coi như má phanh tuân theo định luật Húc. Điều này thừa nhận được trong phạm vi biến dạng thường rất nhỏ của má phanh.

+ Khi phanh trống và phanh guốc không bị biến dạng mà chỉ má phanh (tấm má sát) biến dạng. Sở dĩ như vậy là vì trống và guốc phanh làm bằng nguyên liệu cứng hơn má phanh nhiều, kết cấu của trống và guốc phanh có đường gân tăng cường độ cứng vững.

+ Bề mặt làm việc của má phanh ép sát vào bề mặt làm việc của trống phanh khi phanh.

Trên hình 12.5a trình bày sơ đồ dịch chuyển guốc phanh trong trống phanh quanh tâm O_1 .

Giả sử rằng trong quá trình phanh khi má phanh vừa mới chạm vào bề mặt làm việc của trống phanh (thời điểm bắt đầu bị biến dạng) guốc phanh còn quay thêm 1 góc θ nữa do má phanh bị biến dạng dưới tác dụng của lực P ở ống xilanh làm việc.

Nếu xét điểm A trên má phanh chúng ta thấy điểm A ứng với thời điểm má phanh vừa mới chạm vào trống phanh. Trong quá trình biến dạng điểm A phải quay quanh tâm O_1 với bán kính O_1A và tới điểm A' tương ứng với góc quay rất nhỏ θ của má phanh, nghĩa là $O_1A = O_1A'$. Từ A' hạ đường thẳng góc $A'B$ xuống bán kính OA , đoạn AB đặc trưng cho biến dạng hướng kính của má phanh tại điểm A khi má phanh quay góc θ .

Góc $\hat{B}A'A \approx \hat{O}A'O_1 = \gamma$ vì có $A'B \perp AO$ và $A'A \perp AO_1$ (coi như θ rất nhỏ)

Xét tam giác vuông ABA' ta có :

$$\overline{AB} = \overline{AA'} \sin \gamma$$

nhưng $AA' = O_1A \cdot \theta$ (θ tính theo rad) cho nên :

$$\overline{AB} = \overline{O_1A} \cdot \theta \cdot \sin \gamma \tag{12.9}$$

Tam giác OO_1A cho ta biểu thức sau :

$$\frac{\overline{OO_1}}{\sin \gamma} = \frac{\overline{O_1A}}{\sin \beta}$$

hay là :

$$\overline{O_1A} = \overline{OO_1} \frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \tag{12.10}$$

Thay trị số $\overline{O_1A}$ từ biểu thức 12.10 vào 12.9 ta có :

$$\overline{AB} = \overline{OO_1} \cdot \theta \sin \beta$$

Áp suất q tại điểm A theo giả thiết thứ nhất sẽ tỷ lệ với biến dạng hướng kính, do đó :

$$q = k \overline{AB} = k \overline{OO_1} \cdot \theta \sin \beta \tag{12.11}$$

Ở đây : k – hệ số tỷ lệ, hay là độ cứng của má phanh.

Trong công thức (12.11) k và $\overline{OO_1}$ là hằng số, còn θ sẽ là góc quay chung cho tất cả các điểm của má phanh quay quanh tâm O_1 , cho nên nó là hằng số đối với các điểm của má phanh.

Thay các hằng số bằng một trị số không đổi K và coi điểm A là một điểm bất kỳ xác định trên má phanh bởi góc β (β là góc thay đổi), cuối cùng ta có công thức tổng quát để xác định áp suất ở bất kỳ điểm nào trên má phanh như sau:

$$q = K \sin \beta \quad (12.12)$$

Ở đây: K - hệ số tỷ lệ ($K = k \overline{OO_1} \cdot \theta$);

β - góc xác định vị trí của điểm cần tính áp suất trên má phanh.

Công thức (12.12) cho chúng ta thấy rằng áp suất phân bố trên má phanh theo quy luật đường sin. Áp suất cực đại ứng với lúc $\beta = 90^\circ$ nghĩa là tại điểm C (h.12.5b) (điểm C của má phanh nằm trên trục $X - X$ thẳng góc với trục $Y - Y$ đi qua các tâm O và O_1). Áp suất cực tiểu ứng với lúc $\beta = 0^\circ$ và $\beta = 180^\circ$, tại các điểm ấy áp suất bằng không. Biểu đồ phân bố áp suất má phanh được chỉ rõ ở hình 12.5b. Áp suất cực đại ở điểm C sẽ là:

$$q_{\max} = K$$

do đó công thức (12.12) còn có thể viết:

$$q = q_{\max} \sin \beta \quad (12.13)$$

Do áp suất phân bố trên má phanh không đều (theo luật đường sin) cho nên các điểm trên má phanh sẽ hao mòn khác nhau, phần gần điểm C sẽ hao mòn nhiều hơn, còn các đầu cuối hao mòn ít hơn.

Thực tế ra, các đầu cuối của má phanh hầu như không làm việc cũng vì thế mà góc ôm β_0 của má phanh trên mỗi guộc phanh thường lấy nhỏ hơn 120° , đối với ô tô hiện nay góc β_0 thường nằm trong giới hạn $90^\circ \div 110^\circ$.

Quy luật phân bố áp suất này làm phức tạp cho việc tính toán cơ cấu phanh. Vì góc ôm β_0 hiện nay không lớn lắm và guộc phanh có thể bị biến dạng khi phanh cho nên sự chênh lệch về phân bố áp suất trên má phanh trong phạm vi như thế không lớn lắm. Vì thế trong tính toán ban đầu khi chọn sơ bộ các kích thước, chúng ta coi như áp suất phân bố đều trên má phanh để đơn giản cho tính toán. Khi guộc phanh có độ cứng lớn và muốn tính chính xác chúng ta phải lấy quy luật phân bố theo đường sin.

Sau đây chúng ta sẽ tính cơ cấu phanh cho cả hai trường hợp phân bố áp suất đều và theo đường sin.

2. Tính toán cơ cấu phanh.

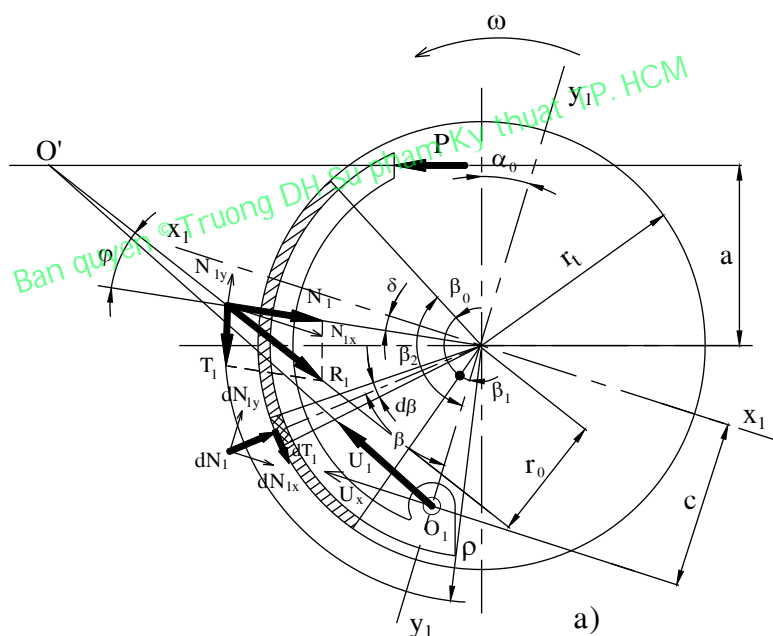
Tính toán cơ cấu phanh nhằm mục đích xác định các kích thước và các thông số cơ bản của cơ cấu phanh để khi phanh có thể sinh ra mômen phanh đảm bảo hãm được ô tô. Mômen này ở ô tô mà mỗi cơ cấu phanh ở cầu trước và cầu sau phải sinh ra được xác định tương ứng theo công thức (12.5) và (12.6).

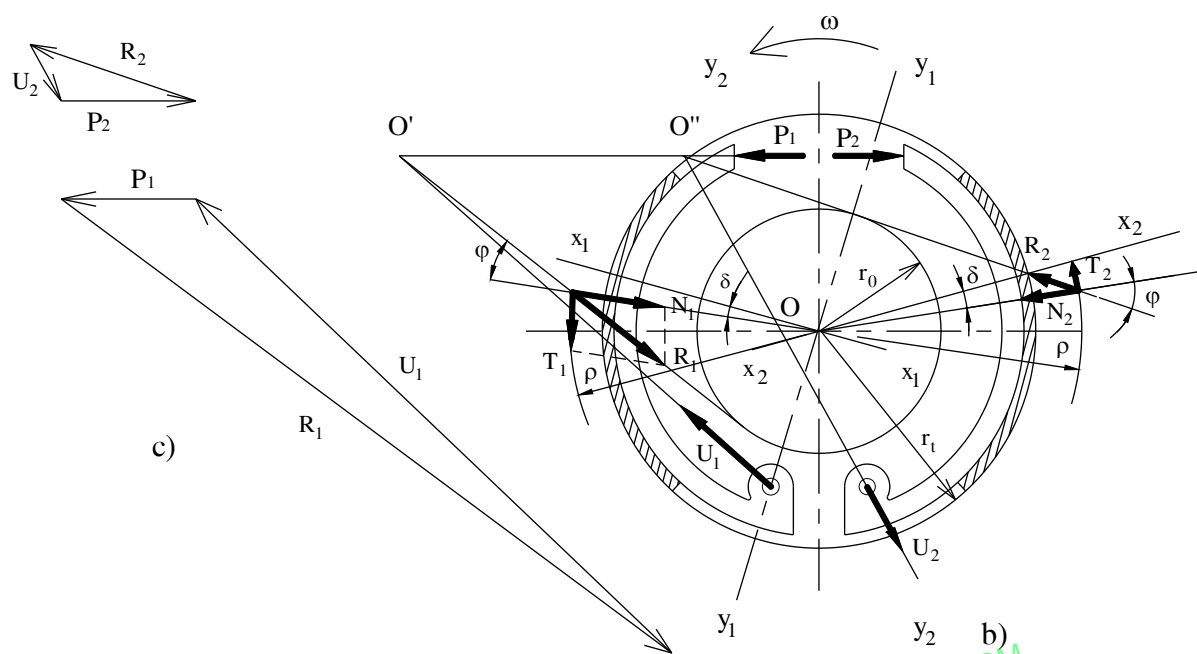
Các mômen trên được coi là mômen phanh để tính toán cơ cấu phanh.

a) Xác định góc δ và bán kính ρ của lực tổng hợp tác dụng vuông góc lên má phanh

a1) Trường hợp thừa nhận áp suất phân bố đều trên má phanh $q = q_1 = \text{const}$:

Mômen phanh sinh ra trên trống phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu phanh. Trên hình 12.6a trình bày sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với hai guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ ở về một phía. Nếu truyền động phanh là loại thủy lực (phanh dầu) thì lực ép P lên các guốc phanh sẽ bằng nhau khi ống xilanh làm việc có đường kính như nhau. Nếu dùng cam để ép lên các guốc phanh (truyền động cơ loại cơ khí hoặc loại khí) thì lực ép P_1 và P_2 lên các guốc phanh sẽ khác nhau, trong khi đó dịch chuyển của các má phanh sẽ giống nhau. Sở dĩ P_1 khác P_2 là vì chiều lực ma sát T_1 và T_2 trên các má phanh khác nhau,





Hình 12.6 : Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh với các guốc phanh có điểm tựa cố định riêng rẽ về một phía và lực ép lên các guốc phanh bằng nhau trong khi đó trị số của chúng bằng nhau ($T_1 = T_2$) do dịch chuyển của hai má phanh như nhau (lực T sinh ra do có lực N , mà trị số của lực N phụ thuộc vào biến dạng của má phanh, nếu biến dạng này bằng nhau thì lực $N_1 = N_2$, do đó $T_1 = T_2$).

Chúng ta sẽ xét trường hợp khi hai guốc phanh được ép một lực P như nhau.

Trên hình 12.6a trục $Y_1 - Y_1$ đi qua hai tâm O và O_1 và thẳng góc với trục $X_1 - X_1$ đi qua điểm có áp suất cực đại.

Khi phanh mỗi phần tử của má phanh bị tác dụng từ phía trống phanh bởi lực thẳng góc dN_1 và lực ma sát dT_1 . Lực ma sát:

$$dT_1 = \mu dN_1$$

ở đây: μ - hệ số ma sát giữa trống phanh và má phanh.

Chúng ta xét một phần tử của má phanh nằm cách trục $Y_1 - Y_1$ một góc β . Phần tử này có bán kính r_t .

Lực thẳng góc dN_1 trên phần tử sẽ là:

$$dN_1 = q_1 b r_t d\beta \tag{12.14}$$

$$dT_1 = \mu dN_1 = \mu q_1 b r_t d\beta \tag{12.15}$$

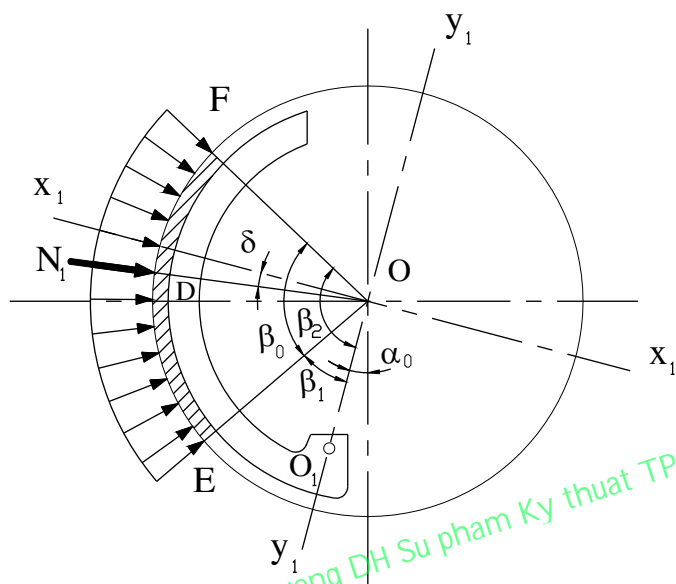
ở đây: q_1 - áp suất phân bố trên má phanh trước ($q_1 = \text{const}$ theo giả thiết);

b - chiều rộng má phanh;

r_t - bán kính trong của trống phanh;

$d\beta$ - góc ôm của phần tử má phanh đang xét.

Khi áp suất phân bố đều trên má phanh (h.12.7) thì tổng hợp lực N_1 của tất cả các lực dN_1 phải nằm trên trục đối xứng OD của má phanh, nghĩa là D là điểm giữa của cung EF.



Hình 12.7 : Xác định góc đặt δ của lực N_1 khi áp suất phân bố đều
Góc δ tạo bởi lực N_1 và trục $X_1 - X_1$ sẽ là:

$$\begin{aligned} \delta &= 90^\circ - \widehat{D O O_1} \\ &= 90^\circ - (\widehat{D O E} + \widehat{E O O_1}) \\ &= 90^\circ - \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{2} + \beta_1 \right) \\ &= 90^\circ - \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \end{aligned} \tag{12.16}$$

ở đây: β_1, β_2 - góc đầu và góc cuối của má phanh (h.12.7)

Chiếu lực dN_1 trên trục $X_1 - X_1$ và $Y_1 - Y_1$ ta có:

$$\begin{aligned} dN_{1X} &= q_1 b r_t \sin \beta d\beta \\ dX_{1Y} &= q_1 b r_t \cos \beta d\beta \end{aligned}$$

Tích phân trong giới hạn từ góc β_1 đến β_2 ta có:

$$N_{1X} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1X} = q_1 b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = -q_1 b r_t (\cos \beta_2 - \cos \beta_1) \tag{12.17}$$

$$N_{1Y} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1Y} = q_1 br_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \cos \beta d\beta = q_1 br_t (\sin \beta_2 - \sin \beta_1) \quad (12.18)$$

Lực tổng hợp thẳng góc N_1 tác dụng lên má phanh là:

$$N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} = q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2} \quad (12.19)$$

Mômen phanh do một phần tử má phanh sinh ra là:

$$dM'_{pl} = r_t dT_1 = \mu q_1 br_t^2 d\beta$$

Mômen phanh tác dụng trên cả má phanh trước là:

$$\begin{aligned} M'_{pl} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{pl} = \mu q_1 br_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} d\beta \\ &= \mu q_1 br_t^2 (\beta_2 - \beta_1) = \mu q_1 br_t^2 \beta_0 \end{aligned} \quad (12.20)$$

ở đây: β_0 – góc ôm của má phanh.

Lực thẳng góc tổng hợp N_1 sẽ sinh ra lực ma sát tổng hợp $T_1 = \mu N_1$. Lực T_1 có điểm đặt cách tâm O một đoạn ρ .

Mô men phanh ở má phanh tính theo công thức (12.20) còn có thể tính theo công thức sau:

$$M'_{pl} = T_1 \rho = \mu N_1 \rho \quad (12.21)$$

Từ đó:
$$\rho = \frac{M'_{pl}}{\mu N_1} \quad (12.22)$$

Thay công thức (12.19) và (12.20) vào (12.22) ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{\mu q_1 br_t^2 \beta_0}{\mu q_1 br_t \sqrt{(\cos \beta_2 - \cos \beta_1)^2 + (\sin \beta_2 - \sin \beta_1)^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{(-2 \sin \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2 + (2 \cos \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2})^2}} = \\ &= \frac{\beta_0 r_t}{\sqrt{4 \sin^2 \frac{\beta_2 - \beta_1}{2} (\cos^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2} + \sin^2 \frac{\beta_2 + \beta_1}{2})}} = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_2 - \beta_1}{2}} \end{aligned}$$

Đơn giản nữa ta có công thức:

$$\rho = \frac{\beta_0 r_t}{2 \sin \frac{\beta_0}{2}} \quad (12.23)$$

Nếu thay $\beta'_o = \frac{\beta_o}{2}$, công thức (12.23) sẽ có dạng sau :

$$\rho = \frac{\beta'_o r_t}{\sin \beta'_o} \tag{12.24}$$

ở đây: β'_o – nửa góc ôm của má phanh.

Cần chú ý rằng góc β_o và β'_o trong công thức (12.23) và (12.24) tính theo rad.

Nếu $\beta_o = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$ thì: $\rho = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} r_t$; nếu $\beta_o = 120^\circ = \frac{2\pi}{3}$ thì: $\rho = \frac{2\pi}{3\sqrt{3}} r_t$

a2) Trường hợp thừa nhận áp suất trên má phanh phân bố theo quy luật đường sin $q = q_{\max} \sin \beta$.

Khi phân bố áp suất theo đường sin các phần tử lực dN_1 và dT_1 tác dụng lên má phanh là:

$$dN_1 = q_{\max} b r_t \sin \beta \, d\beta \tag{12.25}$$

$$dT_1 = \mu q_{\max} b r_t \sin \beta \, d\beta \tag{12.26}$$

Chiều lực dN_1 lên trục $X_1 - X_1$ ta có:

$$dN_{1x} = q_{\max} b r_t \sin^2 \beta \, d\beta$$

từ đó

$$\begin{aligned} N_{1x} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1x} = q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin^2 \beta \, d\beta = q_{\max} b r_t \left(\frac{\beta}{2} - \frac{\sin 2\beta}{4} \right) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \\ &= \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \left(\beta_2 - \beta_1 - \frac{\sin 2\beta_2}{2} + \frac{\sin 2\beta_1}{2} \right) = \\ &= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (2\beta_o + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2) \end{aligned} \tag{12.27a}$$

Chiều lực dN_1 lên trục $Y_1 - Y_1$ ta có :

$$\begin{aligned} dN_{1y} &= q_{\max} b r_t \sin \beta \cos \beta \, d\beta = \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \sin 2\beta \, d\beta \\ N_{1y} &= \int_{\beta_1}^{\beta_2} dN_{1y} = \frac{1}{2} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta \, d\beta = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin 2\beta \, d2\beta = \\ &= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (-\cos 2\beta) \Big|_{\beta_1}^{\beta_2} = \frac{1}{4} q_{\max} b r_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2) \end{aligned} \tag{12.27b}$$

Góc δ tạo bởi lực N_1 với trục X_1-X_1 là :

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{N_{1Y}}{N_{1X}} = \frac{\frac{1}{4} q_{\max} b r_t (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)}{\frac{1}{4} q_{\max} b r_t (2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)}$$

Đơn giản đi ta được:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2}{2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2} \quad (12.28)$$

Mô men phanh sinh ra trên phần tử của má phanh là :

$$dM'_{p1} = r_t dT_1 = \mu q_{\max} b r_t^2 \sin \beta d\beta$$

Mô men phanh sinh ra trên cả má phanh trước là :

$$M'_{p1} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} dM'_{p1} = \mu q_{\max} b r_t^2 \int_{\beta_1}^{\beta_2} \sin \beta d\beta = \mu q_{\max} b r_t^2 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2) \quad (12.29)$$

Lực tổng hợp N_1 là: $N_1 = \sqrt{N_{1X}^2 + N_{1Y}^2} =$

$$= \frac{1}{4} q_{\max} b r_t \sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2} \quad (12.30)$$

Bán kính ρ xác định theo công thức:

$$\rho = \frac{M'_{p1}}{T_1} = \frac{M'_{p1}}{\mu N_1}$$

Lắp các trị số M'_{p1} và N_1 từ các công thức (12.29), (12.30) vào và đơn giản đi ta có:

$$\begin{aligned} \rho &= \frac{4r_t (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{(2\beta_0 + \sin 2\beta_1 - \sin 2\beta_2)^2 + (\cos 2\beta_1 - \cos 2\beta_2)^2}} = \\ &= \frac{4r_t (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{[2\beta_0 - 2\cos(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2 + [2\sin(\beta_2 + \beta_1)\sin(\beta_2 - \beta_1)]^2}} = \\ &= \frac{4r_t (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{4\beta_0^2 + 4\cos^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2 \beta_0 - 8\beta_0 \cos(\beta_2 + \beta_1)\sin \beta_0 + 4\sin^2(\beta_2 + \beta_1)\sin^2 \beta_0}} \end{aligned}$$

Cuối cùng ta có:

$$\rho = \frac{2r_t (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)}{\sqrt{\beta_0^2 + \sin^2 \beta_0 - 2\beta_0 \cos(\beta_2 + \beta_1)\sin \beta_0}} \quad (12.31)$$

Các công thức (12.16), (12.23) cho ta tính toán góc δ và bán kính ρ trong trường hợp áp suất phân bố đều, trong trường hợp áp suất phân bố theo đường sin chúng ta dùng công thức (12.28) và (12.31) để tính. Từ công thức trên thấy rằng góc δ và bán kính ρ chỉ phụ

thuộc vào các thông số kích thước của cơ cấu phanh (β_1, β_2, r_i) mà không phụ thuộc vào trị số của áp suất.

Nếu má phanh trước và má phanh sau hoàn toàn đối xứng với trục đứng (nghĩa là các thông số kích thước đều bằng nhau) thì góc δ và bán kính ρ của má trước và má sau đều như nhau mặc dầu áp suất trên hai má phanh phân bố theo cùng quy luật (phân bố đều hoặc theo đường sin), nhưng với trị số khác nhau.

Khi bố trí má phanh như trên hình 12.6b thì áp suất ở má phanh trước sẽ lớn hơn ở má phanh sau vì lực T_1 ở má phanh trước tăng cường cho sự phanh, còn lực T_2 ở má phanh sau lại giảm sự phanh (h.12.6b), nhưng góc δ và bán kính ρ ở hai má phanh có trị số như nhau.

b) Tính toán lực cần thiết tác dụng lên guốc phanh P_1 và P_2 :

Trong thực tế khi tính toán cơ cấu phanh, chúng ta cần xác định lực P_i tác dụng lên guốc phanh (h.12.6b) để đảm bảo tổng số mômen phanh sinh ra ở guốc phanh trước (M'_{p1} hoặc M'_{p2}) và guốc phanh sau (M''_{p1} hoặc M''_{p2}) bằng mômen phanh tính toán (M_{p1} hoặc M_{p2}) của mỗi cơ cấu phanh. Mômen phanh tính toán M_{p1} và M_{p2} được xác định trước theo công thức (12.5) hoặc (12.6). Sau đây chúng ta sẽ xét quan hệ giữa lực P_i và mômen phanh M'_{p1} và M''_{p1} (giả sử rằng chúng ta xét cơ cấu phanh ở cầu trước). Khi thiết kế cơ cấu phanh chúng ta chọn trước qui luật phân bố áp suất trên má phanh trên cơ sở chọn trước các thông số kết cấu (β_1, β_2, r_i) chúng ta tính được góc δ và bán kính ρ , nghĩa là xác định được hướng và điểm đặt lực N_1 .

Lực R_1 là lực tổng hợp của N_1 và T_1 . \vec{R}_1 tạo với \vec{N}_1 góc φ . Góc φ xác định như sau:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{T_1}{N_1} = \mu \tag{12.32}$$

Chọn $\mu = 0,3$ chúng ta sẽ xác định được góc φ nghĩa là xác định được hướng của \vec{R}_1 .

Góc φ ở má phanh trước và má phanh sau đều bằng nhau vì cùng một hệ số ma sát như nhau. Mômen phanh của cơ cấu phanh là:

$$M_{p1} = M'_{p1} + M''_{p1} = R_1 r_0 + R_2 r_0 = (R_1 + R_2) r_0 \tag{12.33}$$

ở đây: R_1, R_2 – lực tổng hợp ở má phanh trước và sau:

r_0 – bán kính, xem hình 12.6b.

Bán kính r_0 xác định theo công thức.

$$r_0 = \rho \sin \varphi = \rho \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \rho \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}} \tag{12.34}$$

Trị số M_{p1} tính theo công thức (12.5), r_0 xác định theo công thức (12.34) từ đó chúng ta xác định tổng số lực $R_1 + R_2$ theo công thức sau:

$$R_1 + R_2 = \frac{M_{p1}}{r_0} \tag{12.35}$$

Muốn xác định riêng rẽ lực R_1 và R_2 chúng ta dùng phương pháp họa đồ bằng cách vẽ đa giác lực của guốc phanh trước và sau. Trên mỗi guốc phanh có ba lực tác dụng P_1, R_1, U_1 hoặc P_2, R_2, U_2 (trường hợp dẫn động bằng thủy lực thì lực P ở hai guốc phanh bằng nhau nếu ống xilanh làm việc cùng một đường kính). Guốc phanh trước và sau nằm ở vị trí cân bằng cho nên ba lực tác dụng phải gặp nhau tại tâm O' hoặc O'' (h.12.6b). Hướng lực P_1 và R_1 đã biết (trị số của chúng chưa biết), kéo dài chúng cho gặp nhau ở O' , nối O' với O_1 chúng ta được hướng lực U_1 . Cũng làm như vậy đối với guốc phanh sau chúng ta tìm được hướng lực U_2 . Sau đó xây dựng đa giác lực cho guốc phanh trước và guốc phanh sau với cùng một tỷ lệ nhất định (vì lực P_i ở hai guốc phanh bằng nhau: $P_1 = P_2 = P$, cho nên có thể lấy P làm một đơn vị chẳng hạn, điều này không nhất thiết, chủ yếu là đảm bảo tỷ lệ của hai đa giác lực ở hai guốc phanh như nhau). Trên cơ sở các đa giác lực vẽ được chúng ta tìm được tỷ số giữa lực R_1 và R_2 ($\frac{R_1}{R_2}$). Biết được tỷ số $\frac{R_1}{R_2}$ và biết được tổng số $R_1 + R_2$ theo công thức (12.35) chúng ta có thể xác định được từng trị số riêng rẽ R_1 và R_2 . Có R_1, R_2 chúng ta sẽ xác định được trị số của các lực P, U_1, U_2 .

Biết được lực P chúng ta có cơ sở để tính toán truyền động phanh. Ngoài ra lực P, U_1 và U_2 tạo điều kiện cho chúng ta tính toán sức bền các chi tiết của cơ cấu phanh.

Lực P mà chúng ta xác định theo phương pháp nêu trên sẽ đảm bảo cho cơ cấu phanh sinh ra mômen phanh yêu cầu M_{p1} ở cầu trước hoặc M_{p2} ở cầu sau. Nếu guốc phanh bị ép bằng cam thì lực P_1 và P_2 tác dụng lên hai guốc phanh sẽ khác nhau. Trong trường hợp này khi cam quay, hai guốc phanh sẽ dịch chuyển như nhau. Nếu ở thời gian đầu khe hở giữa má phanh và trống phanh ở guốc phanh trước có khác guốc phanh sau đi nữa thì qua một thời gian chạy rà áp suất tác dụng lên hai má phanh sẽ bằng nhau do dịch chuyển của hai guốc phanh như nhau. Vì áp suất ở hai má phanh bằng nhau cho nên lực $R_1 = R_2$. Như vậy khi guốc phanh bị ép bằng cam quay chúng ta có thể xác định ngay lực R_1 và R_2 .

$$R_1 = R_2 = \frac{M_{p1}}{2r_0} \tag{12.36}$$

Biết được trị số lực R_1 và R_2 , dựa vào các đa giác lực của guốc phanh trước và sau vẽ theo phương pháp trên chúng ta tìm được trị số lực P_1, P_2, U_1 và U_2 .

Trên kia chúng ta dùng phương pháp họa đồ để xác định lực P . Có thể dùng phương pháp giải tích để xác định quan hệ giữa lực P và mômen phanh như sau:

Xét cân bằng guốc phanh trước đối với tâm O ta có (h.12.6a):

$$U_x c - Pa = R_1 r_0 = M'_{p1} \tag{12.37}$$

ở đây: U_x – hình chiếu của lực U_1 trên trục $X_1 - X_1$ (h.12.6a);

c, a – các kích thước, xem trên hình 12.6a.

Từ biểu thức (12.37) rút ra

$$U_x = \frac{M'_{p1} + Pa}{c} \tag{12.38}$$

Chiếu các lực tác dụng lên guốc phanh trước trên trục $X_1 - X_1$ ta có:

$$P \cos \alpha_0 + U_x - N_1 \cos \delta - T_1 \sin \delta = 0 \quad (12.39)$$

Thay trị số của U_x từ công thức (12.38) và thay $N_1 = \frac{M'_{pl}}{\mu\rho}$, $T_1 = \frac{M'_{pl}}{\rho}$ vào biểu thức

(12.39) chúng ta được biểu thức sau:

$$P \cos \alpha_0 + \frac{M'_{pl}}{c} + \frac{Pa}{c} - \frac{M'_{pl}}{\mu\rho} \cos \delta - \frac{M'_{pl}}{\rho} \sin \delta = 0 \quad (12.40)$$

Giải phương trình (12.40) đối với P ta được biểu thức sau:

$$M'_{pl} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} \quad (12.41)$$

Tương tự như vậy, nếu xét cân bằng góc phanh sau ta có:

$$M''_{pl} = \frac{\mu P \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.42)$$

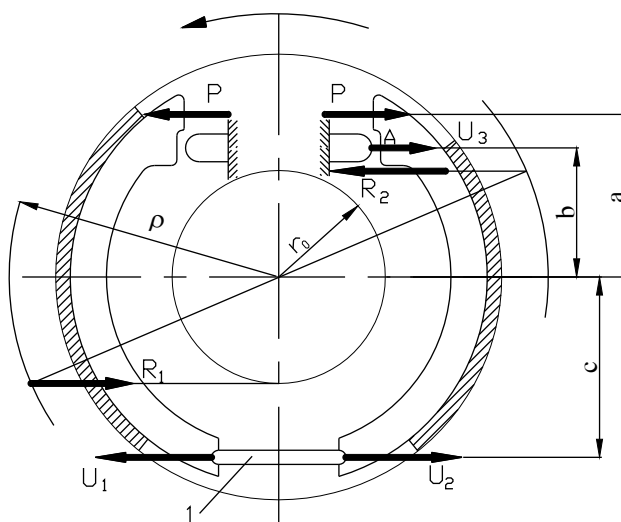
Công thức (12.41) và (12.42) dùng cho trường hợp góc phanh dẫn động bằng chất lỏng. Khi góc phanh dẫn động bằng cam thì lực $R_1 = R_2$, do đó $M'_{pl} = M''_{pl}$. Từ đó có thể rút ra biểu thức sau:

$$\begin{aligned} M_{pl} &= 2M'_{pl} = 2M''_{pl} = \\ &= 2 \frac{\mu P_1 \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho} = 2 \frac{\mu P_2 \rho (c \cos \alpha_0 + a)}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \end{aligned} \quad (12.43)$$

ở đây: P_1, P_2 – lực tác dụng từ cam quay lên góc phanh trước và sau, hai lực này có trị số khác nhau.

Tỷ số các lực P_1 và P_2 xác định như sau:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{c(\cos \delta + \mu \sin \delta) - \mu \rho}{c(\cos \delta - \mu \sin \delta) + \mu \rho} \quad (12.44)$$



Hình 12.8 : Sơ đồ cơ cấu phanh tự cường hóa

Trên hình 12.8 trình bày cơ cấu phanh tự cường hóa. Ở cơ cấu phanh này hiệu quả phanh được tăng lên nhờ dùng lực ma sát giữa má phanh trước và trống phanh. Hai guốc phanh được nối với nhau bằng thanh trung gian 1. Như vậy, guốc phanh sau được ép vào trống phanh không những bằng lực P mà còn bằng lực U₂ có trị số bằng lực U₁. Coi như guốc phanh và trống phanh hoàn toàn cứng chúng ta có thể xác định trị số ρ và r₀ theo phương trình (12.31) và (12.34). Nếu lực P và U₁ song song thì lực R₁ cân bằng các lực trên cũng phải song song và đồng thời lại tiếp tuyến với vòng tròn bán kính r₀. Chúng ta sẽ có các phương trình sau:

$$R_1 = P + U_1; M'_{p1} = R_1 r_0 \quad (12.45)$$

Điều kiện cân bằng guốc phanh sau, khi U₂ = U₁ sẽ là:

$$R_2 = P + U_1 + U_3$$

Do đó mômen phanh ở guốc phanh sau:

$$M''_{p1} = R_2 \cdot r_0 \Rightarrow M''_{p1} = (R_1 + U_3) r_0 \quad (12.46)$$

So sánh công thức (12.46) với (12.45) chúng ta thấy trong trường hợp này mômen phanh ở guốc phanh sau lớn hơn ở guốc phanh trước.

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh trước đối với điểm đặt lực U₁ là:

$$P(a + c) = R_1(c - r_0); R_1 = P \frac{a + c}{c - r_0}$$

$$U_1 = R_1 - P = P \frac{a + r_0}{c - r_0}$$

Từ đây

$$M'_{p1} = P \frac{a + c}{c - r_0} r_0 \quad (12.47)$$

Điều kiện cân bằng mômen của tất cả các lực tác dụng lên guốc phanh sau đối với điểm tựa A (h.12.8) sẽ là:

$$P(a - b) + R_2(b - r_0) = U_1(b + c)$$

$$R_2 = P \frac{(a + r_0)(b + c) - (a - b)(c - r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)}$$

Biến đổi đi ta có:

$$M''_{p1} = P \frac{(a + c)(b + r_0)}{(c - r_0)(b - r_0)} r_0 \quad (12.48)$$

Công thức (12.48) và (12.47) cho chúng ta thấy rằng ở cơ cấu phanh tự cường hóa khi có lực P tác dụng, guốc phanh sau sẽ sinh ra mômen phanh M''_{p1} lớn hơn nhiều so với

gốc phanh trước. Nếu góc β_1 và β_2 của má phanh trước khác với má phanh sau thì ρ và r_0 của hai gốc phanh cũng sẽ khác nhau.

Ở cơ cấu phanh tự cường hóa trình bày trên hình 12.8 hiệu quả phanh (mômen phanh) khi ô tô tiến và lùi đều như nhau.

3. Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh (hiện tượng tự siết).

Phanh êm dịu và ổn định của ô tô khi phanh phụ thuộc vào sự phân bố đều lực phanh ở bánh xe phải và trái khi các bánh xe không bị gài cứng, vào sự ổn định của mômen phanh M_p đối với cơ cấu phanh đã có, khi hệ số ma sát thay đổi trong giới hạn có thể của nó (thường từ 0,28 đến 0,30) và vào khả năng bị siết của của cơ cấu phanh. Nếu mômen phanh ở các bánh xe phải và trái sai lệch so với mômen phanh tính toán khoảng 10 ÷ 15%, khi hệ số μ thay đổi thì độ ổn định của ô tô khi phanh (khi phanh không bị lệch hướng) vẫn đảm bảo dễ dàng được bằng cách giữ bánh lái. Trong quá trình phanh có thể xuất hiện hiện tượng tự siết. Hiện tượng tự siết xảy ra khi má phanh bị ép sát vào trống phanh chỉ bằng lực ma sát mà không cần tác động lực P của truyền động lên gốc phanh. Trong trường hợp như vậy, mômen phanh M_p đứng về phương diện lý thuyết mà nói sẽ tiến tới vô tận. Đối với gốc phanh trước (h.12.6a) hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi có điều kiện sau theo công thức (12.41):

$$c(\cos\delta + \mu\sin\delta) - \mu\rho = 0$$

Nghĩa là khi:

$$\mu = \frac{c \cos\delta}{\rho - c \sin\delta} \tag{12.49}$$

Bằng cách chứng minh đơn giản có thể thấy rằng khi xảy ra hiện tượng tự siết lực tổng hợp R_1 sẽ đi qua tâm quay O_1 của gốc phanh.

Nếu xét công thức (12.42) dùng cho gốc phanh sau, chúng ta thấy rằng mẫu số của nó không thể bằng số không được bởi vì luôn luôn đảm bảo $\rho > c \sin\delta$ và lực tổng hợp R_2 không thể đi qua tâm quay O_2 của gốc phanh sau được (h.12.6b). Vì thế gốc phanh sau khi làm việc không thuận chiều quay thì không bao giờ sinh ra hiện tượng tự siết.

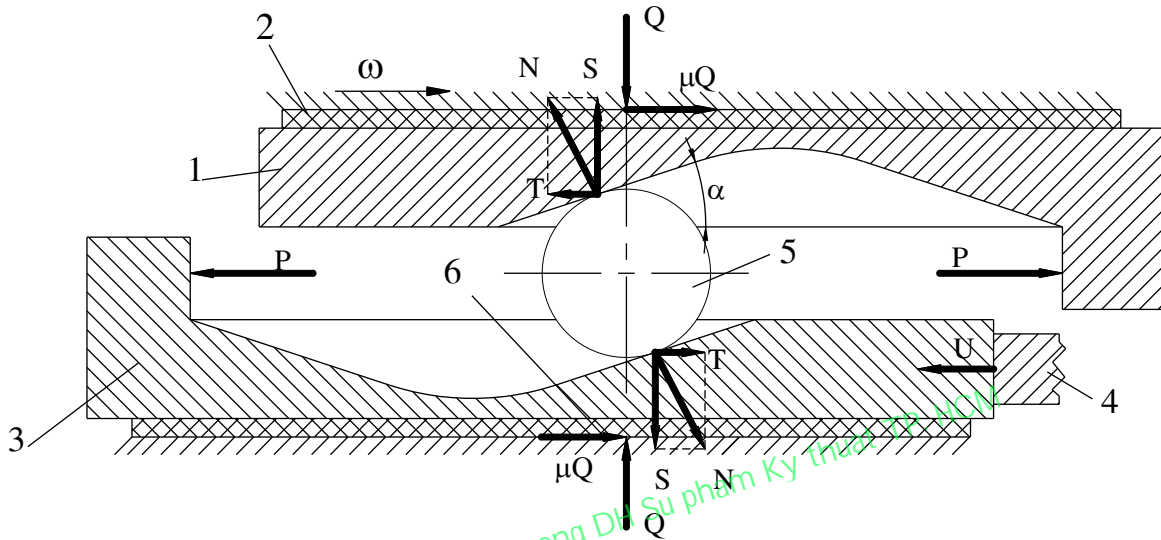
Ở gốc phanh tự cường hóa hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi $c = r_0$ hoặc $b = r_0$ (theo công thức 12.47 và 12.48) nghĩa là khi lực tổng hợp R_1 đi qua thanh ép trung gian hoặc khi lực tổng hợp R_2 đi qua điểm tựa A (h.12.8). Hiện tượng tự siết sẽ xảy ra khi:

$$\mu = \frac{b}{\sqrt{\rho^2 - b^2}} \text{ và } \mu = \frac{c}{\sqrt{\rho^2 - c^2}} \tag{12.50}$$

Cơ cấu phanh tự cường hóa có mômen phanh ít ổn định hơn khi hệ số ma sát μ thay đổi và có khả năng bị tự siết nhiều hơn so với cơ cấu phanh mà gốc có các điểm tựa cố định riêng rẽ. Cũng vì thế mà hiện nay cơ cấu phanh tự cường hóa không dùng trên ô tô du lịch.

Khi thiết kế cơ cấu phanh phải chú ý chọn các thông số kích thước thế nào để tránh xảy ra hiện tượng tự siết, có như thế phanh mới có thể êm dịu và ổn định được.

III. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH ĐĨA.



Hình 12.9 : Sơ đồ tính toán cơ cấu phanh đĩa của ô tô

Trên hình 12.9 trình bày sơ đồ để tính cơ cấu phanh đĩa của ô tô. Lực P do ống xilanh làm việc sinh ra sẽ làm cho đĩa ép 3 xoay đi và tì vào ụ đỡ 4. Nhờ các hòn bi 5 chạy trên các rãnh nghiêng 6 cho nên hai đĩa ép 3 và 1 sẽ bị ép vào vỏ của cơ cấu phanh để tiến hành phanh.

Từ điều kiện cân bằng đĩa ép 1 ta có:

$$\begin{aligned} TR_b &= nPa + \mu QR_{tb} \\ Q &= S = T \cot \alpha \end{aligned} \quad (12.51)$$

Ở đây: T – thành phần của lực pháp tuyến N, thành phần này tác dụng song song với bề mặt làm việc của đĩa ép (h. 12.9)

R_b – khoảng cách từ tâm hòn bi đến đường trục của cơ cấu phanh (h.12.10)

n – số lượng ống xilanh làm việc

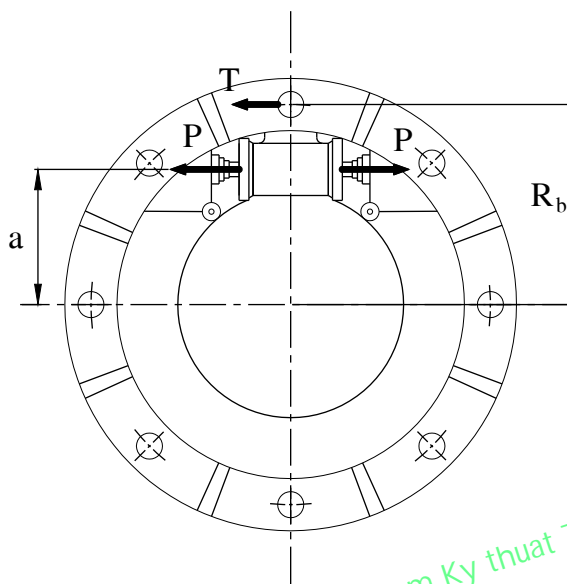
P – lực sinh ra của một ống xilanh làm việc

a – khoảng cách từ đường trục của cơ cấu phanh đến đường tâm ống xilanh làm việc (h.12.10)

μ - hệ số ma sát giữa má phanh (vòng ma sát) với vỏ của cơ cấu phanh

Q – lực ép sinh ra trên bề mặt ma sát

R_{tb} – bán kính trung bình của má phanh (vòng ma sát)
 α - góc nghiêng đường lăn của hòn bi.



Hình 12.10: Phanh đĩa với vỏ quay

Từ các công thức 12.51 rút ra:

$$Q = \frac{nPa}{R_b \operatorname{tg}\alpha - \mu R_{tb}} \quad (12.52)$$

Mômen phanh sinh ra cơ cấu phanh là:

$$M_p = p\mu QR_{tb} \quad (12.53)$$

Ở đây: p – số lượng đôi bề mặt ma sát, ở cơ cấu phanh đang tính $p = 2$

Thay trị số Q từ công thức 12.52 vào 12.53 ta có:

$$M_p = \frac{p\mu.nPaR_{tb}}{R_b \operatorname{tg}\alpha - \mu R_{tb}} \quad (12.54)$$

Lực cần sinh ra trên một ống xilanh làm việc là:

$$P = \frac{M_p (R_b \operatorname{tg}\alpha - \mu R_{tb})}{p\mu na R_{tb}} \quad (12.55)$$

Từ phương trình 12.55 ta thấy rằng muốn tránh hiện tượng tự siết thì:

$$R_b \operatorname{tg}\alpha - \mu R_{tb} > 0$$

từ đây:

$$\operatorname{tg}\alpha > \mu \frac{R_{tb}}{R_b} \quad (12.56)$$

Nếu $R_{tb} = R_b$ thì $tg\alpha > \mu$

Ở ô tô hiện nay góc α nằm trong giới hạn $30^\circ \div 35^\circ$. Phanh đĩa có ưu điểm là hiệu quả phanh (mômen phanh) không phụ thuộc vào chiều quay của trống phanh và không có lực hướng kính tác dụng lên trục. Khác với phanh dải và phanh guốc ở phanh đĩa áp suất phân bố đều trên bề mặt của phanh cho nên các má phanh (vòng ma sát) của đĩa phanh hao mòn đều, thời gian làm việc của chúng lâu hơn. Dừng phanh đĩa có khả năng bịt kín tốt hơn cho nên tăng được thời hạn làm việc.

Nhược điểm của phanh đĩa là có lực chiều trục tác dụng lên trục của cơ cấu phanh (mặc dù lực này không lớn lắm) cho nên khi thiết kế cần phải chú ý đến các điểm tựa để nhận lực này.

IV. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA MÁ PHANH (TẤM MA SÁT).

1. Phanh guốc.

Kích thước má phanh guốc chọn trên cơ sở đảm bảo công ma sát riêng, áp suất trên má phanh, tỉ số trọng lượng toàn bộ của ô tô trên diện tích toàn bộ của các má phanh và chế độ làm việc của phanh.

Công ma sát riêng L xác định trên cơ sở má phanh thu toàn bộ động năng của ô tô chạy với tốc độ trước khi phanh như sau:

$$L = \frac{Gv_0^2}{2gF_\Sigma} \quad (\text{kNm/m}^2) \quad (12.57)$$

Ở đây:

G – trọng lượng toàn bộ của ô tô khi đầy tải (kN).

v_0 - Vận tốc của ô tô khi bắt đầu phanh (m/s);

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

F_Σ - diện tích toàn bộ của má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh của ô tô (m^2).

Trị số công ma sát riêng đối với các cơ cấu phanh hiện có khi phanh từ tốc độ cực đại đến khi dừng ô tô phải nằm trong giới hạn sau:

Ô tô du lịch: $4000 \div 15000 \text{ kNm/m}^2$

Ô tô vận tải: $3000 \div 7000 \text{ kNm/m}^2$

Thời hạn phục vụ của má phanh phụ thuộc ở công ma sát riêng. Công này càng lớn thì nhiệt độ phát ra khi phanh càng cao, trống phanh càng bị nóng nhiều và má phanh chóng hư hỏng.

Một chỉ tiêu nữa để đánh giá thời hạn làm việc của má phanh là áp suất trên bề mặt của má phanh. Từ công thức (12.20) có thể rút ra áp suất trên bề mặt má phanh như sau:

$$q_1 = \frac{M'_{pl}}{\mu br_t^2 \beta_0} \quad (12.58)$$

Áp suất cho phép trên bề mặt má phanh phụ thuộc bởi nguyên liệu má phanh và trống phanh. Áp suất này thay đổi trong giới hạn rộng. Đối với các má phanh hiện nay dùng cho ô tô áp suất cho phép khi phanh với cường độ cực đại nằm trong giới hạn từ $1,5 \div 2,0 \text{ MN/m}^2$.

Hiệu quả phanh phụ thuộc khá nhiều bởi cách chọn góc ôm β_0 . Nếu β_0 quá lớn sẽ làm cho phân bố áp suất trên má phanh không đều.

Khi phanh với từng thời gian ngắn một thì mômen phanh sẽ tăng khi tăng β_0 , nhưng nếu β_0 tăng quá $100^\circ \div 120^\circ$ thì hiệu quả phanh hầu như không tăng gì cả. Nếu phanh thường xuyên theo chu kỳ thì mômen phanh sẽ giảm khi tăng góc β_0 do nhiệt độ của trống phanh tăng nhiều.

Đối với phanh guốc mà mỗi guốc có điểm cố định riêng rẽ góc ôm $\beta_0 = 90 \div 100^\circ$ là thích hợp, do đó tăng hiệu quả phanh và giảm hao mòn cho má phanh. Nếu lấy góc ôm $\beta_0 < 90^\circ$ thì má phanh hao mòn rất nhanh.

Thời hạn làm việc của má phanh còn được đánh giá bằng tỉ số p:

$$p = \frac{M}{F_\Sigma} \quad (\text{kg/m}^2) \quad (12.59)$$

M – khối lượng của ô tô (kg)

F_Σ - tổng số diện tích của bề mặt ma sát của các má phanh ở tất cả các cơ cấu phanh (m^2).

Tỷ số này cho phép như sau:

Ô tô du lịch $1,0 \div 2,0 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô hành khách $1,5 \div 2,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Ô tô vận tải $2,5 \div 3,5 \cdot 10^4 \text{ kg/m}^2$

Đối với ô tô du lịch và vận tải trọng tải nhỏ và trung bình má phanh thường được gắn vào guốc phanh bằng đinh tán, còn ở ô tô vận tải tải trọng lớn dùng bulông để gắn. Khi dùng các phương pháp gắn như vậy thì cho phép má phanh mòn đến một nửa chiều dày ban đầu mới phải thay.

Hiện nay trên thế giới đã bắt đầu dùng nhựa dán để gắn má phanh vào guốc phanh. Ưu điểm của phương pháp này là có thể sử dụng má phanh cho đến khi mòn gần hết chiều dày mới phải thay. Khi gắn như thế phải đảm bảo độ bền không nhỏ hơn $5,0 \text{ MN/m}^2$ với giới hạn nhiệt độ -50° đến $+200^\circ \text{C}$.

2. Phanh đĩa.

Tính toán phanh đĩa giống như phương pháp tính toán ly hợp và ly hợp chuyển hướng

V. TÍNH TOÁN NHIỆT PHÁT RA TRONG QUÁ TRÌNH PHANH.

Trong quá trình phanh động năng của ô tô chuyển thành nhiệt năng ở trống phanh, và một phần thoát ra môi trường không khí. Phương trình cân bằng năng lượng lúc ấy có dạng sau:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = m_t c \tau + F_t \int_0^t k \tau dt \quad (12.60)$$

- Ở đây: G - trọng lượng của ô tô (N)
 g - gia tốc trọng trường ($g=9,81 \text{ m/s}^2$)
 v_1 và v_2 - tốc độ ban đầu và tốc độ cuối quá trình phanh (m/s)
 m_t - khối lượng các trống phanh và các chi tiết liên quan với chúng bị nung nóng (kg)
 c - nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng (J/kg độ) đối với thép và gang $c = 500 \text{ J/kg độ}$, còn đối với xilumin $c = 950 \text{ J/kg độ}$ trong khoảng nhiệt độ từ 273° đến 573° K .
 τ - sự tăng nhiệt độ của trống phanh so với môi trường không khí ($^\circ\text{K}$)
 F_t - diện tích làm mát của trống phanh (m^2)
 K - hệ số truyền nhiệt giữa trống phanh và không khí ($\text{W/m}^2 1^\circ\text{K}$)
 t - thời gian phanh (s)

Số hạng thứ nhất bên vế bên phải phương trình (12.60) là phần năng lượng làm nung nóng trống phanh, còn số hạng thứ hai là phần năng lượng truyền ra ngoài không khí.

Khi phanh ngắt ở thời gian ngắn, năng lượng truyền ra môi trường không khí coi như không đáng kể cho nên số hạng thứ hai có thể bỏ qua, trên cơ sở đó có thể xác định sự tăng nhiệt độ trống phanh trong khi phanh như sau:

$$\tau = \frac{G(v_1^2 - v_2^2)}{2gm_t c} \quad (12.61)$$

Sự tăng nhiệt độ của trống phanh với tốc độ của ô tô $v_1 = 8,33 \text{ m/s}$ cho đến khi dừng hoàn toàn ($v_2 = 0$) không được quá 15°K .

Khi phanh ngắt do thời gian phanh quá ngắn cho nên nhiệt độ sinh ra trong khi phanh không kịp làm nóng đều toàn bộ trống phanh. Vì vậy nhiệt độ trên bề mặt tiếp xúc của trống phanh với má phanh có thể vượt khá nhiều nhiệt độ trung bình tính theo công thức (12.61).

Nếu phanh nhiều lần liên tục thì số hạng thứ hai ở vế bên phải của phương trình (12.60) sẽ tăng lên.

Thí nghiệm trong điều kiện chạy ở thành phố cho biết rằng nhiệt độ trung bình của trống phanh ô tô du lịch là 323°K và khi phanh ngắt liên tục có thể lên đến 423°K .

Để đảm bảo điều kiện làm việc bình thường của cơ cấu phanh và để má phanh ít mòn cần đảm bảo thoát nhiệt tốt khi phanh. Muốn thoát nhiệt tốt cần phải tăng diện tích làm mát F_t của trống bằng cách làm các gân tản nhiệt. Thí nghiệm chứng tỏ rằng nhiệt độ của trống phanh có gân tản nhiệt thấp hơn khoảng $45 \div 65 \%$ so với trống không có gân. Khi thiết kế cơ cấu phanh phải đảm bảo thông gió tốt cho trống phanh. Điều này rất quan trọng để hạ nhiệt độ trống phanh vì trống phanh thường đặt ở trong lồng bánh. Để cho má phanh không bị nung nóng quá mức khi phanh, ở các dốc xuống dài nên dùng phương pháp phanh bằng động cơ.

B. TRUYỀN ĐỘNG PHANH

Trong phần này chúng ta sẽ xét ba loại truyền động phanh thường dùng: cơ khí, chất lỏng và khí.

Lực tác dụng lên bàn đạp phanh hoặc đòn điều khiển phanh cũng như hành trình của bàn đạp và đòn điều khiển phụ thuộc ở mômen phanh cần sinh ra và các thông số của truyền động phanh. Mômen phanh cực đại cần sinh ra đối với ô tô tính theo công thức (12.5) và (12.6).

Trên cơ sở tính được mômen phanh cực đại mà các cơ cấu phanh phải đảm bảo có thể xác định được lực P_1 cần ép lên các guốc phanh bằng phương pháp họa đồ hoặc bằng giải tích trình bày ở phần tính cơ cấu phanh. Từ đó chúng ta có cơ sở để tính toán truyền động phanh.

I. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CƠ KHÍ.

Trên hình 12.11 trình bày sơ đồ lực tác dụng và các thông số của các loại truyền động cơ khí.

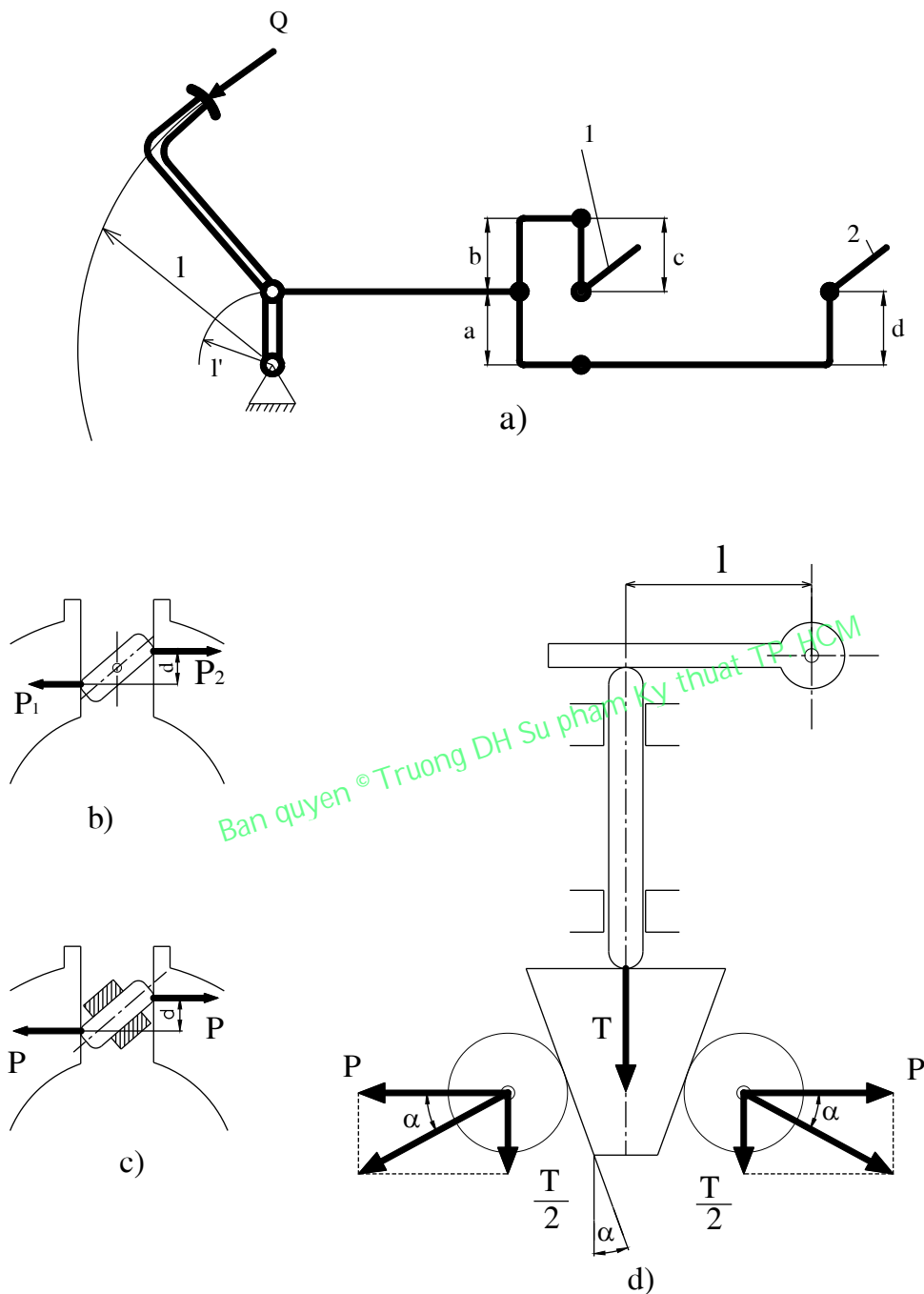
Đối với truyền động cơ khí mômen cần thiết M_t sinh ra trên trục quay để trực tiếp ép các guốc phanh phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu ép guốc phanh.

Đối với cơ cấu cam đơn giản và cam có các cánh tay đòn cố định (hình 12.11b) mômen M_t xác định như sau:

$$M_t = (P_1 + P_2) \frac{d}{2} \quad (12.62)$$

Ở đây: P_1, P_2 - lực ép cần thiết lên guốc phanh trước và sau, các lực này đã được xác định sau khi tính toán cơ cấu phanh.

d - cánh tay đòn (h.12.11b).



Hình 12.11 : Sơ đồ xác định lực tác dụng lên bàn đạp phanh với truyền động bằng cơ khí

Đối với cam cân bằng (h.12.11c)

$$M_t = Pd$$

(12.63)

Đối với cơ cấu loại chêm (h12.11d)

$$M_t = 2Pltg\alpha \quad (12.64)$$

trong hai công thức trên đây:

P – lực ép lên guốc phanh, xác định được khi tính cơ cấu phanh.

d, l, α - các thông số kích thước và góc trình bày trên hình 12.11c, d.

Ở các cơ cấu ép loại cam lực ma sát rất lớn do đó tổn thất khi truyền động cũng lớn. Mômen M_1 và M_2 cần sinh ra ở trên các trục phanh trung gian để dẫn động được các cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau tương ứng sẽ là:

$$M_1 = 2M'_i \quad M_2 = 2M''_i \quad (12.65)$$

Ở đây: M'_i và M''_i – mômen trên có các trục của cơ cấu ép trực tiếp các guốc phanh ở cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau;
 i' và i'' - tỷ số truyền của truyền động tính từ trục cơ cấu ép trực tiếp các guốc phanh đến trục phanh trung gian điều khiển cơ cấu phanh đằng trước và đằng sau (h. 12.11a)

Lực Q cần thiết tác dụng lên bàn đạp phanh sẽ là:

$$Q = \left(\frac{M_1}{c} + \frac{M_2}{d} \right) \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (12.66)$$

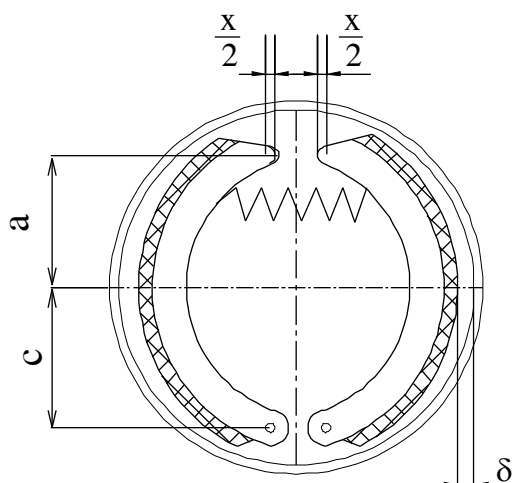
Ở đây: M_1 và M_2 – các mômen xác định theo công thức 12.65 (Nm).
 c, d, l' , l – các thông số kích thước của truyền động phanh (h.12.11a)
 η - hiệu suất của truyền động cơ khí, khi tính toán có thể chọn $\eta = 0,8 \div 0,85$

Lực Q cực đại phải nằm trong giới hạn $650 \div 750$ N đối với ô tô du lịch và $750 \div 800$ N đối với ô tô vận tải. Sỡ dĩ lực tác dụng lên bàn đạp phanh có thể lấy lớn hơn nhiều so với lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp là vì số lần phanh ngắt (phanh đột ngột với hiệu quả phanh cực đại) chỉ chiếm $5 \div 10\%$ số lần phanh nói chung.

Lực tác dụng lên đòn điều khiển phanh tay khi phanh ngắt với gia tốc chậm dần cực đại đã cho không được quá 350N.

Khi thiết kế truyền động phanh cần chú ý đảm bảo hành trình làm việc của bàn đạp. Hành trình làm việc phụ thuộc bởi tỷ số các cánh tay đòn cho phép l và l'. Tỷ số này bị hạn chế do điều kiện kết cấu với mục đích đảm bảo cho người lái điều khiển thuận lợi.

Hành trình cực đại của bàn đạp ô tô vận tải không được quá 180 mm và của ô tô du lịch không quá 150 mm. Trị số hành trình cực đại cho trên ứng với lúc má phanh bị mòn. Đối với hệ thống phanh điều chỉnh bình thường hành trình của bàn đạp khi phanh hoàn toàn chỉ chiếm $50 \div 60 \%$ của hành trình cực đại.



Hình 12.12 : Sơ đồ tính hành trình dịch chuyển của guốc phanh

Hành trình dịch chuyển x hai đầu trên của các guốc phanh (h.12.12) có thể tính theo công thức sau:

$$x = \frac{2(\sigma + \lambda)(a + c)}{c} \quad (12.67)$$

Ở đây: δ - khe hở hướng kính trung bình giữa má phanh và trống phanh khi thả bàn đạp phanh ở vị trí tự do

λ - độ mòn hướng kính cho phép của má phanh

a, c - các kích thước của guốc phanh (h.12.12)

Xác định được trị số x theo công thức (12.67) có thể xác định góc quay của cam ép và do đó xác định được hành trình của bàn đạp ở truyền động loại cơ khí. Trong thực tế hành trình của bàn đạp sẽ lớn hơn hành trình tính theo lý thuyết độ 30 ÷ 40% do có các khe hở ở các khớp nối và do biến dạng các chi tiết của truyền động cơ khí.

Hành trình của đòn điều khiển phanh tay không được quá 220mm đối với ô tô vận tải và 160 mm đối với ô tô du lịch.

II. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CHẤT LỎNG (DẦU).

1. Truyền động phanh một dòng.

Truyền động phanh một dòng được dùng rộng rãi trên các ô tô hiện nay vì kết cấu của nó đơn giản hơn.

Khi tính toán truyền động phanh bằng chất lỏng trước tiên cần xác định kích thước ống xilanh làm việc (nằm ở cơ cấu phanh) trên cơ sở xác định được lực ép P lên các guốc phanh và chọn áp suất làm việc cực đại của hệ thống truyền động thủy lực.

Đường kính trong d của ống xilanh làm việc xác định theo công thức sau (h.12.1):

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\pi p_i}} \quad (\text{m}) \quad (12.68)$$

Ở đây: P – lực cần thiết ép lên guốc phanh (kN)

p_i – áp suất cực đại cho phép trong hệ thống phanh (kN/m^2). Áp suất này cho phép trong giới hạn $p_i = 5000 \div 8000 \text{ kN/m}^2$.

Trong một vài kết cấu của truyền động phanh bằng thủy lực áp suất trong hệ thống lên đến 10^4 kN/m^2 . Áp suất càng lớn thì hệ thống càng gọn gàng hơn về kích thước, nhưng yêu cầu về các ống dẫn lại khắc khe hơn nhất là các ống dẫn bằng cao su và các chỗ nối ghép.

Tính được d theo công thức (12.68) cần kiểm tra lại khả năng bố trí ống xilanh làm việc trong cơ cấu phanh, vì khoảng không gian để bố trí ống xilanh này tương đối chật hẹp.

Lực Q tác dụng lên bàn đạp để tạo nên áp suất đã chọn trong hệ thống xác định theo công thức sau (h.12.1)

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p_i \frac{l'}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad (\text{kN}) \quad (12.69)$$

Ở đây: D – đường kính của xilanh phanh chính (m) (h.12.1)

p_i – áp suất đã chọn của hệ thống (kN/m^2)

l', l – kích thước của bàn đạp (m) (h.12.1)

η – hiệu suất truyền động thủy lực, khi tính toán chọn bằng 0,92

Lực Q cho phép cũng lấy như ở trường hợp tính truyền động phanh loại cơ khí

Nếu lực Q tính ra khá lớn thì có thể dùng cường hóa để giảm bớt.

Hành trình toàn bộ của bàn đạp đối với truyền động phanh bằng thủy lực được tính trên cơ sở bỏ qua biến dạng đàn hồi của truyền động thủy lực và trên cơ sở tính thể tích chất lỏng cần ép ra khỏi ống xilanh chính.

Đối với ô tô hai cầu có cơ cấu phanh đặt ở tất cả các bánh xe hành trình bàn đạp h tính theo công thức sau:

$$h = \left(\frac{2d_1^2 x_1 + 2d_2^2 x_2}{D^2} \eta_{ng} + \delta_0 \right) \frac{1}{l'} \quad (12.70)$$

Ở đây: d_1 và d_2 – đường kính xilanh làm việc ở cơ cấu phanh của bánh trước và bánh sau

x_1 và x_2 – hành trình pittông của các xilanh làm việc ở cơ cấu phanh trước và sau.

δ_0 – khe hở giữa pittông của xilanh chính và thanh đẩy nối với bàn đạp (h.12.1).

Khe hở này cần thiết để đảm bảo nhả phanh được hoàn toàn khi thôi tác dụng vào bàn đạp phanh, khe hở này lấy từ 1,5 ÷ 2,0 mm

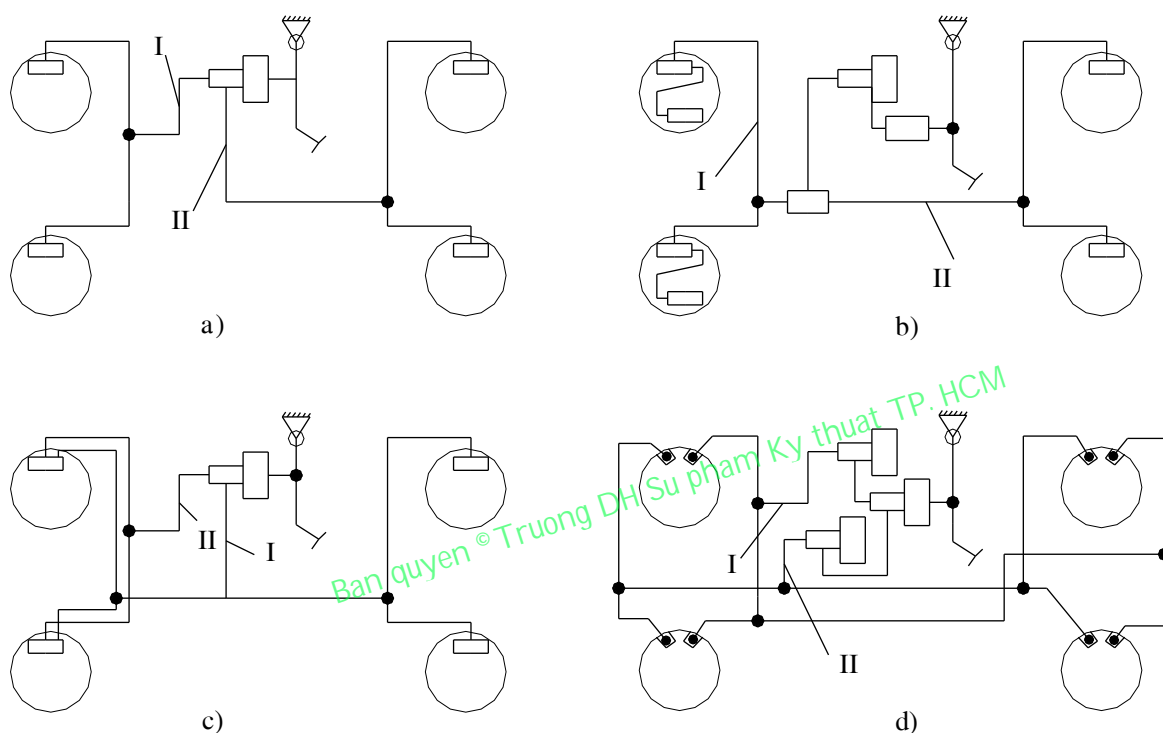
D – đường kính xilanh chính

l, l' – kích thước của bàn đạp (h.12.1)

η_{ng} – hệ số bổ sung, tính đến trường hợp phanh ngắt thể tích của truyền động thủy lực tăng lên, $\eta_{ng} = 1,05 \div 1,10$

Hành trình bàn đạp cho phép chọn giống như trị số đã cho đối với truyền động cơ khí.
 Đối với truyền động phanh bằng thủy lực các đường ống dẫn bằng cao su chiếm vai trò rất quan trọng để đảm bảo hành trình cho phép của bàn đạp. Đường ống dẫn bằng cao su phải có độ cứng nhất định để chịu được áp suất cao mà không bị biến dạng.

2. Truyền động phanh hai dòng.



Hình 12.13 : Sơ đồ truyền động phanh 2 dòng riêng rẽ

Để tăng độ an toàn làm việc của hệ thống phanh, ngày nay một số xe có trang bị truyền động phanh hai dòng có một cơ cấu điều khiển chung – bàn đạp phanh (hình 12.13)

Truyền động phanh hai dòng có thể làm theo nhiều sơ đồ khác nhau với mục đích đảm bảo tính ổn định và tính lái cực đại của ô tô. Đối với sơ đồ hình 12.13a,b; khi bị hỏng truyền động ở dòng 1 hoặc dòng 2 thì ô tô được phanh tương ứng hoặc bằng bánh xe sau hoặc bằng bánh xe trước.

Đối với sơ đồ ở hình 12.13c, khi dòng 2 bị hỏng thì tất cả các bánh xe vẫn được phanh nhưng hiệu quả phanh của các bánh xe trước có giảm hơn. Còn khi hỏng dòng 1 thì chỉ có các bánh xe trước được phanh, sơ đồ này chỉ được dùng ở một số ô tô du lịch của các nước phương Tây (BMW, NSU, v.v...), ở sơ đồ h.12.13d khi hỏng một dòng nào thì chỉ làm giảm

hiệu quả phanh, còn quá trình phanh vẫn tiến hành ở tất cả các bánh xe. Sơ đồ trên được sử dụng ở ô tô ZIL -114.

III. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG KHÍ.

Truyền động phanh bằng khí dùng ở ô tô vận tải cỡ trung bình và lớn. Truyền động phanh bằng khí gồm có các cụm chủ yếu như: máy khí nén, van điều chỉnh áp suất, bình chứa khí nén, van phân phối, các ống dẫn, bầu phanh.

1. Máy nén khí.

Máy nén khí có nhiệm vụ tạo thành khí nén dưới một áp suất nhất định để cung cấp cho hệ thống, ở ô tô thường dùng máy nén khí loại pittông, ít khi dùng loại quay tròn. Thường các máy nén khí của ô tô cung cấp khí nén từ $500 \div 800 \text{ kN/m}^2$. Dẫn động máy nén thường bằng dây cuaroa, xích hoặc ly hợp lấy công suất từ một trục nào đấy của động cơ.

Năng suất của máy nén khí Q xác định theo công thức:

$$Q = \frac{i\pi d^2 S n \eta_v}{4000} \quad (\text{l/ph})$$

Ở đây: i – số lượng xilanh của máy nén khí ;

d – đường kính của xilanh (cm)

S – hành trình pittông (cm)

n – số vòng quay của trục máy nén (vg/ph)

η_v - hiệu suất truyền khí của máy nén, đối với máy nén khí dùng trên ô tô

$$\eta_v = 0,50 \div 0,75$$

Số lượng xilanh có thể từ một đến bốn và thường đặt thẳng hàng, ít khi đặt theo chữ V. Máy nén một xilanh dùng cho ô tô tải trọng nhỏ (đến 30 kN). Máy nén 2 xilanh được sử dụng rộng rãi nhất, cụ thể nó dùng cho ô tô tải trọng từ 40 đến 400 kN.

Năng suất của máy nén khí đặt trên ô tô hiện nay nằm trong khoảng $60 \div 250 \text{ l/ph}$ và năng suất thường chỉ ở số vòng quay của máy nén khí là 1250 vg/ph .

Năng suất của máy nén khí thường chọn trên cơ sở nạp nhanh và đầy bình chứa sau khi khởi động động cơ và giữ cho áp suất của không khí nén gần với áp suất tính toán khi phanh liên tục. Trong thực tế chỉ cần máy nén khí làm việc từ $10 \div 20 \%$ thời gian làm việc toàn bộ của ô tô tùy theo số nguồn tiêu thụ khí nén. Thời gian còn lại nên để cho máy nén chạy không tải để tăng tuổi thọ làm việc.

Công suất tiêu hao cho máy nén khí vào khoảng $0,50 \div 2,2 \text{ kW}$ tùy theo năng suất của máy nén.

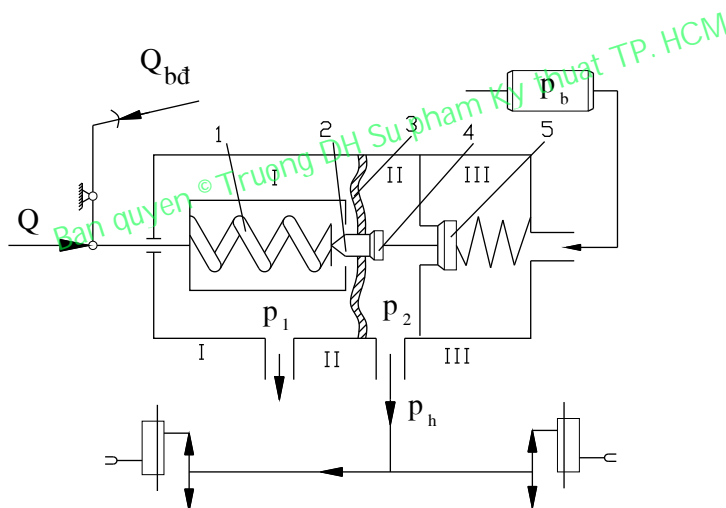
2. Van điều chỉnh áp suất.

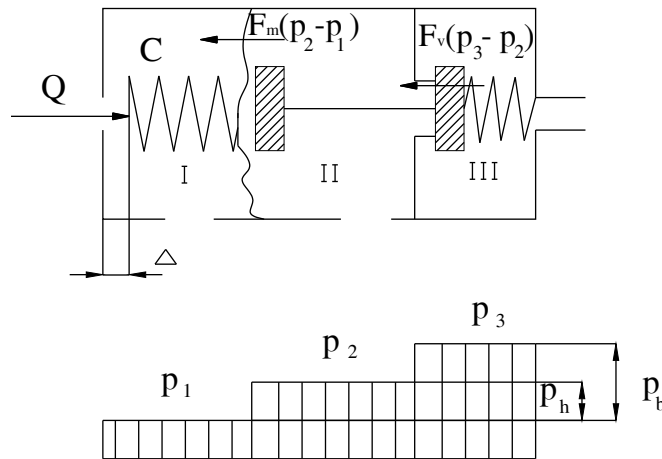
Van điều chỉnh áp suất có nhiệm vụ giữ cho áp suất trong hệ thống ở mức quy định.
 Van điều chỉnh áp suất được thiết kế theo kiểu ống áp suất hoặc theo kiểu hòn bi.
 Van điều chỉnh có thể có những kết cấu khác nữa như loại màng chẳng hạn.

3. Bình chứa khí nén.

Bình chứa khí nén chế tạo bằng cách hàn thép lá, bên ngoài và bên trong có sơn để chống gỉ. Các bình thường được bố trí ở vị trí thấp nhất của hệ thống để cho nước có thể ngưng tụ lại và nhờ van đặt ở dưới đáy bình mà nước có thể thoát ra ngoài. Bình chứa được thử bằng phương pháp thủy lực với áp suất 1,2 – 1,4 MN/m². Dung tích của mỗi bình chứa thường từ 20 đến 35l. Dung tích và số lượng bình tùy thuộc ở lượng không khí cần cung cấp cho hệ thống và năng suất của máy nén khí. Dự trữ không khí nén trong các bình phải đảm bảo phanh được vài lần sau khi máy nén khí ngừng làm việc.

4. Van phân phối.





Hình 12.14 : Sơ đồ để tính van phân phối

Van phân phối dùng để đóng mở hệ thống phanh (cung cấp khí nén hoặc ngừng cung cấp) theo yêu cầu của người lái.

Van phân phối là bộ phận rất quan trọng của truyền động phanh bằng khí, nó đảm bảo độ nhạy của truyền động và quá trình phanh được tốt.

Van phân phối có thể làm theo loại màng hoặc loại pittông.

Các bộ phận làm việc của truyền động phanh bằng khí tính toán với áp suất cực đại là $0,55\text{MN/m}^2$, còn của rơmooc là $0,45\text{MN/m}^2$.

Trên hình 12.14 trình bày sơ đồ tính toán van phân phối.

Van phân phối đảm bảo cho áp suất không khí trong dẫn động tỉ lệ thuận với lực tác dụng lên bàn đạp. Điều kiện cân bằng cơ cấu tùy chọn: van, màng và lò xo thể hiện như sau (không kể ma sát và các lò xo phụ).

$$Q = \Delta C = F_m (p_2 - p_1) + F_v (p_3 - p_2)$$

Lực trên bàn đạp phanh tỉ lệ thuận với chuyển dịch của bàn đạp, nghĩa là hiện tượng tùy động tiến hành theo chuyển dịch.

$$\text{Bởi vì } Q = Q_{bd} i_{bd} = \Delta C \Rightarrow Q_{bd} = \frac{\Delta C}{i_{bd}}$$

$$\text{Do } \Delta = \frac{S_{bd}}{i_{bd}} \text{ cho nên } Q_{bd} = S_{bd} \frac{C}{i_{bd}^2}$$

Ở đây : C – độ cứng của lò xo

Q_{bd} – lực tác dụng lên bàn đạp

i_{bd} – tỷ số truyền của bàn đạp

S_{bd} – hành trình của bàn đạp

Δ - độ dịch chuyển của lò xo

F_m, F_v – diện tích của màng và của van

p_1 – áp suất của không khí

p_2, p_3 – áp suất sau và trước van
 Từ đây : $Q_{bd} i_{bd} = F_m p_h + F_v (p_3 - p_2)$.

Ở đây : $p_h = p_2 - p_1$ - áp suất trong hệ thống ;
 $p_b = p_3 - p_2$ - áp suất trong bình chứa khí nén.

$$p_h = \frac{1}{F_m} [Q_{bd} i_{bd} - F_v (p_3 - p_2)]$$

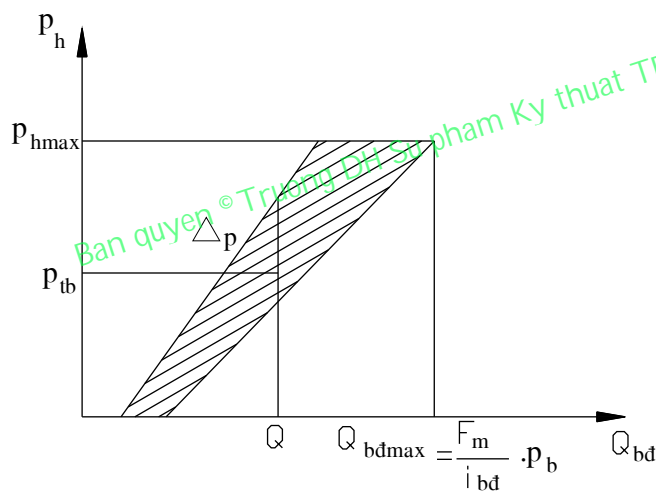
Có thể coi gần đúng.

$$p_{hmax} = Q_{bd} \frac{i_{bd}}{F_m} = p_b$$

$$p_h = K_t Q_{bd}$$

Ở đây : K_t - hệ số tùy động tương ứng với hệ số trở lực K

$$K_t \approx \frac{i_{bd}}{F_m}$$



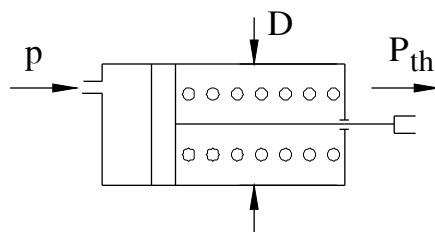
Hình 12.15 : Đường đặc tính của van phân phối.

Đường đặc tính của van phân phối được trình bày trên hình 12.15.

Độ nhạy của các van hiện nay vào khoảng $\Delta p = 0,05 \text{ MN/m}^2$ và được kiểm tra ở áp suất $p_{tb} = 0,3 \text{ MN/m}^2$.

5. Bầu phanh.

Bầu phanh có nhiệm vụ tạo thành lực ép lên thanh đẩy để dịch chuyển cam quay của cơ cấu phanh.



Hình 12.16 : Kết cấu bầu phanh loại pittông

Lực tác dụng lên thanh đẩy của bầu phanh tính theo công thức:

$$P_{th} = p \frac{\pi D^2}{4} \eta_1 \eta_2 \quad (N) \quad (12.71)$$

Ở đây: p - áp suất trong bầu phanh (N/m^2) thông thường $p = 0,4 \div 0,55 MN/m^2$

D - đường kính làm việc của màng hoặc pittông (m)

η_1 - hệ số tính đến độ nạp không khí nén vào bầu phanh; $\eta_1 = 1$.

η_2 - hiệu suất cơ học của bầu phanh; $\eta_2 = 0,95$.

Lò xo của bầu phanh thường có độ cứng khoảng $1500 \div 3500 N/m$. Lực ép của lò xo thường vào khoảng $80 \div 150 N$. Lò xo này không nên có độ cứng lớn quá vì sẽ mất nhiều công để thẳng sự biến dạng của nó.

Lực P_{th} tác dụng lên thanh đẩy phải đủ để tạo lên cam quay của cơ cấu phanh các lực P_1 và P_2 theo yêu cầu, để có thể ép các guốc phanh vào trống và sinh ra mômen phanh cần thiết.

IV. BỘ ĐIỀU HÒA LỰC PHANH VÀ BỘ CHỐNG HẮM CỨNG.

1. Bộ điều hòa lực phanh.

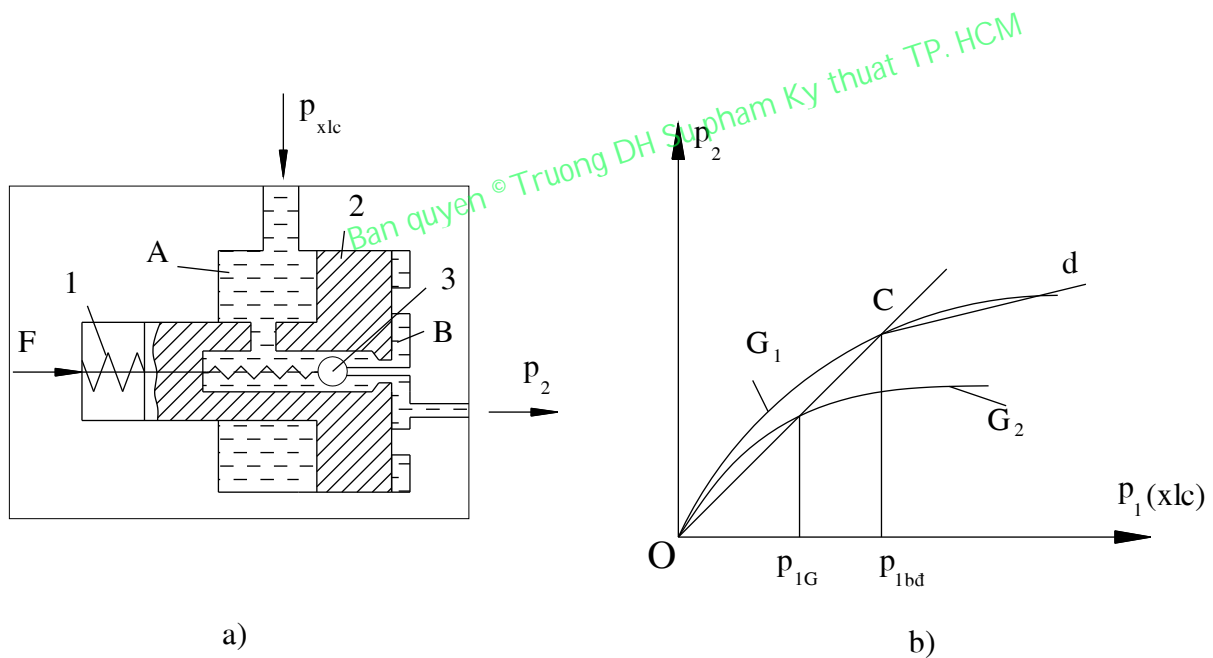
Trên ô tô có dẫn phanh bằng chất lỏng được đặt bộ điều hòa lực phanh theo một hoặc hai thông số. Thường ở dẫn động phanh của các bánh xe sau của ô tô có đặt van để giảm áp suất đường ống đến các phanh sau tùy theo áp suất của xilanh chính. Thời điểm bắt đầu làm việc của van (áp suất cắt) có thể cố định và chỉ phụ thuộc vào áp suất đã định ở xilanh chính, hoặc có thể thay đổi tùy theo lực phanh và tải trọng của ô tô (bộ điều hòa hai thông số).

Bộ điều hòa làm việc theo một thông số có kết cấu đơn giản hơn cả và ổn định trong sử dụng, nhưng phạm vi sử dụng của chúng hạn chế ở những ô tô mà tải trọng thay đổi không lớn lắm trong khi sử dụng. Kết cấu của bộ điều hòa như thế trình bày ở hình 12.17. Bộ điều hòa gồm có pittông 2, lò xo 1 và van 3. Buồng A được nối với xilanh chính còn buồng B nối với cơ cấu phanh ở các bánh xe sau. Diện tích làm việc q_1 của pittông ở buồng A (ở phía chất lỏng đi vào) nhỏ hơn diện tích q_2 ở buồng B (ở phía chất lỏng đi ra).

Ở trạng thái ban đầu pittông 2 được ép vào thành của buồng B bởi lò xo 1 và như thế cả hai buồng được thông với nhau qua van được mở 3.

Khi trong xi lanh chính có áp suất thấp thì chất lỏng sẽ đi vào các đường ống dẫn động phanh ở bánh xe sau một cách tự do. Hiệu số lực sinh ra trên các bề mặt khác nhau của pittông không đủ để thắng lực F của lò xo 1, bởi vậy pittông sẽ nằm ở vị trí như cũ khi van 3 mở. Vì thế áp suất chất lỏng ở trong dẫn động các phanh ở bánh xe sau bằng áp suất ở trong xi lanh chính, nghĩa là bằng áp suất ở trong dẫn động đến các phanh ở bánh trước $p_1 = p_2$.

Khi áp suất trong dẫn động đạt áp suất bắt đầu tác dụng p_{1bd} của bộ điều hòa thì pittông 2 thắng lực lò xo 1 sẽ dịch chuyển và van 3 bị đóng. Từ thời điểm này áp suất p_2 trong dẫn động phanh ở các bánh xe sau sẽ nhỏ hơn áp suất p_1 trong dẫn động các phanh ở các bánh xe trước mặc dù áp suất này tỉ lệ thuận với sự tăng áp suất ở xi lanh chính p_{xlc} (đường thẳng cd trên hình 12.17)



Hình 12.17 : Bộ điều hòa lực phanh với áp suất bắt đầu tác dụng không đổi.
 a) Sơ đồ kết cấu b) Đường đặc tính tĩnh

Phương trình thể hiện sự liên quan áp suất p_1 và p_2 như sau:

$$p_2 = Ap_1 + B.$$

ở đây: $A \approx \frac{q_1}{q_2}$ - tỉ số giữa diện tích bề mặt nhỏ q_1 và lớn q_2 của pittông

$$B = \frac{F}{q_2}$$

Các hệ số A và B là cố định đối với từng loại bộ điều hòa và chúng được chọn khi thiết kế hệ thống phanh.

Áp suất bắt đầu tác dụng $p_{\text{bđ}}$ của bộ điều hòa phụ thuộc bởi lực F của lò xo và hiệu số diện tích các bề mặt của pittông.

$$p_{\text{bđ}} = \frac{F}{q_2 - q_1}$$

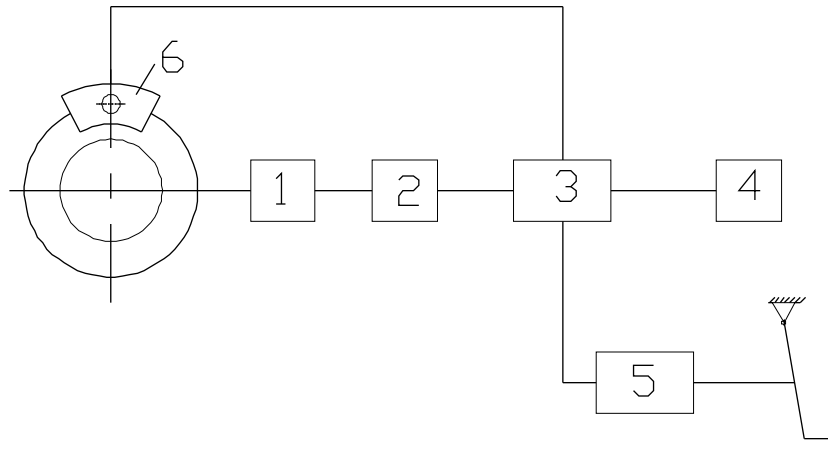
Bộ điều hòa lực phanh làm việc ở chế độ động theo hai thông số có thể thiết kế trên cơ sở bộ điều hòa nói trên, chỉ khác một điều là bộ phận đàn hồi của bộ điều hòa được bố trí như thế nào để cho lực tác dụng lên pittông của bộ điều hòa thay đổi tỷ lệ thuận với tải trọng thẳng đứng tác dụng lên trục sau của ô tô.

Đường đặc tính tĩnh của bộ điều hòa làm việc theo một thông số trình bày ở hình 12.17b. Đoạn OC ứng với lúc bộ điều hòa chưa làm việc, nghĩa là áp suất $p_1 = p_2$. Điểm C ứng với thời điểm bộ điều hòa bắt đầu làm việc và đường thẳng Cd ứng với lúc bộ điều hòa làm việc. Đường cong liền nét là đường đặc tính lý thuyết của bộ điều hòa. Từ hình vẽ thấy rằng ở giai đoạn đầu thì đường đặc tính lý thuyết không trùng với đường đặc tính của bộ điều hòa một thông số, còn ở giai đoạn sau thì đường đặc tính lý thuyết gần trùng với đường đặc tính thực tế (đoạn Cd).

2. Bộ chống hãm cứng bánh xe khi phanh

Để đảm bảo hiệu quả phanh cao cần tiến hành quá trình phanh ở giới hạn hãm các bánh xe, nghĩa là các bánh xe trong quá trình phanh không bị trượt lết; vì thế trên ô tô có trang bị hệ thống chống hãm cứng bánh xe khi phanh.

Sơ đồ của hệ thống chống hãm trình bày trên hình 12.18. Hệ thống gồm có bộ cảm biến 1, bộ phận điều khiển 2, cơ cấu thực hiện 3, nguồn năng lượng 4. Bộ cảm biến 1 sẽ nhạy cảm với thông số được chọn để điều khiển (tốc độ trượt của bánh xe) và truyền tín hiệu đến bộ điều khiển 2. Bộ phận điều khiển sẽ xử lý các tín hiệu của bộ nhạy cảm và truyền lệnh đến cơ cấu thực hiện 3, để tiến hành việc giảm hoặc tăng áp suất trong dẫn động phanh. Chất lỏng được truyền từ xilanh chính 5 qua cơ cấu thực hiện 3 đến các xilanh bánh xe 6 để ép các guốc phanh. Nguồn năng lượng 4 đảm bảo cho cơ cấu thực hiện có thể tiến hành điều khiển quá trình phanh.



Hình 12.18 : Sơ đồ hệ thống chốt hãm cứng bánh xe khi phanh

Bản quyền © Trường DH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

CHƯƠNG XIII

HỆ THỐNG LÁI**I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.****1. Công dụng.**

Hệ thống lái dùng để thay đổi phương chuyển động của ô tô nhờ quay các bánh dẫn hướng cũng như để giữ phương chuyển động thẳng hay chuyển động cong của ô tô khi cần thiết.

Muốn quay vòng ô tô phải có mômen quay vòng. Mômen này có thể phát sinh nhờ các phản lực bên khi quay bánh dẫn hướng.

2. Phân loại.**a) Theo cách bố trí vô lăng chia ra:**

- Hệ thống lái với vô lăng bố trí bên trái (khi chiều thuận chuyển động theo luật đi đường là chiều phải như ở các nước trong phe xã hội chủ nghĩa, các nước Pháp, Mỹ v.v...)
- Hệ thống lái với vô lăng đặt bên phải (khi chiều thuận chuyển động là chiều trái như ở các nước Anh, Nhật, Thụy Điển).

b) Theo kết cấu của cơ cấu lái chia ra:

- + Loại cơ khí gồm có :
 - Trục vít bánh vít (với hình rẽ quạt răng hay con lăn)
 - Trục vít đôn quay (với một hay hai ngỗng trên đôn quay)
 - Thanh khía
 - Liên hợp (trục vít êcu và đôn quay hay trục vít êcu và thanh khía – rẽ quạt răng).
- + Loại thủy lực

c) Theo kết cấu và nguyên lý làm việc của bộ trợ lực chia ra:

- Loại trợ lực thủy lực
- Loại trợ lực khí (gồm cả cường hóa chân không),
- Loại trợ lực điện
- Loại trợ lực cơ khí

3. Yêu cầu.

Yêu cầu đối với hệ thống lái là :

- Quay vòng ô tô thật ngọt trong một thời gian rất ngắn trên một diện tích rất bé.

- Lái nhẹ, tức là lực cần thiết để quay vành tay lái phải nhỏ.
- Động học quay vòng đúng, các bánh xe của tất cả các cầu phải lăn theo những vòng tròn đồng tâm (nếu điều kiện này không đảm bảo lốp sẽ trượt trên đường nên chống mòn và công suất sẽ mất mát để tiêu hao cho lực ma sát trượt).
- Người lái ít tốn sức, đủ cảm giác để quay vòng tay lái và hệ thống lái đủ sức ngăn cản va đập của các bánh dẫn hướng lên vành tay lái (người lái đỡ mệt).
- Ô tô chuyển động thẳng phải ổn định.
- Đặt cơ cấu lái trên phần được treo (để kết cấu của hệ thống treo bánh trước không ảnh hưởng đến động học của cơ cấu lái).

II. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG LÁI.

Trong hệ thống lái có các tỉ số truyền sau:

- Tỉ số truyền của cơ cấu lái i_{ω}
- Tỉ số truyền của dẫn động lái i_d .
- Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái i_g .
- Tỉ số truyền lực của hệ thống lái i_l .

1. Tỉ số truyền của cơ cấu lái i_{ω} .

Tỉ số của góc quay của vô lăng chia cho góc quay của đòn quay đứng. Tùy theo cơ cấu lái i_{ω} có thể không đổi hoặc thay đổi. Ở loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi, tỉ số truyền có thể tăng hay giảm khi quay vành tay lái ra khỏi vị trí trung gian.

Đối với ô tô du lịch cần ứng dụng loại cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi. Tỉ số truyền này có giá trị cực đại khi vành tay lái ở vị trí trung gian. Như vậy đảm bảo được ô tô chuyển động ở vận tốc cao an toàn hơn, vì khi vành tay lái quay đi một góc bé sẽ làm cho bánh dẫn hướng quay ít. Ngoài ra khi ô tô chạy ở tốc độ cao, sự ổn định của bánh dẫn hướng ảnh hưởng đến hệ thống lái cao; tỉ số truyền thay đổi sẽ làm cho tay lái nhẹ người lái đỡ mệt.

Ở các ô tô có khả năng thông qua lớn cũng sử dụng cơ cấu lái có tỉ số truyền thay đổi nhưng giá trị cực tiểu của tỉ số truyền lại ứng với vị trí trung gian của vành tay lái. Bố trí tỉ số truyền như vậy là hợp lý nhất vì nó đảm bảo cho tay lái nhẹ khi ô tô cần chuyển động linh hoạt.

2. Tỉ số truyền của dẫn động lái i_d .

Nó phụ thuộc vào kích thước và quan hệ của các cánh tay đòn. Trong quá trình bánh dẫn hướng quay vòng giá trị cánh tay đòn của các đòn dẫn động sẽ thay đổi. Trong các kết cấu hiện nay i_d thay đổi không nhiều lắm

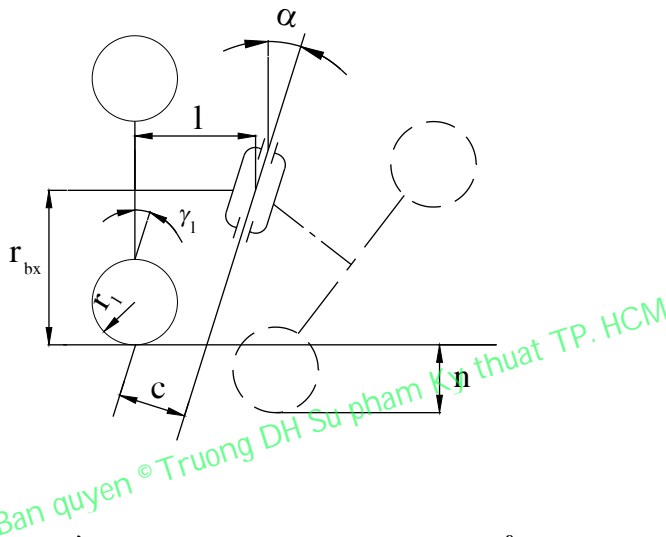
$$i_d = 0,85 \div 1,1$$

3. Tỉ số truyền theo góc của hệ thống lái i_g .

Tỷ số của góc quay vành tay lái lên góc quay của bánh dẫn hướng. Tỉ số truyền này bằng tích số của tỉ số truyền của cơ cấu lái i_w với tỉ số truyền dẫn của động lái.

$$i_g = i_w \cdot i_d \tag{13.1}$$

4. Tỉ số truyền lực của hệ thống lái i_l .



Hình 13.1 : Sơ đồ trụ đứng nghiêng trong mặt phẳng ngang.

Tỷ số của tổng lực cản khi ô tô quay vòng chia cho lực đặt trên vành tay lái cần thiết để khắc phục được lực cản quay vòng.

$$i_l = \frac{P_c}{P_l}$$

$$P_c = \frac{M_c}{c}; \quad P_l = \frac{M_l}{r}$$

- Ở đó : M_c – mômen cản quay vòng của bánh xe ;
- c – cánh tay đòn quay vòng, tức là khoảng cách từ tâm mặt tựa của lớp đến đường trục đứng kéo dài (h.13.1) ;
- M_l – mômen lái đặt trên vành tay lái ;
- r – bán kính vành tay lái.

Như vậy : $i_l = \frac{M_c \cdot r}{c M_l}$

Bỏ qua các lực ma sát ta có $\frac{M_c}{M_1} = i_g$ và do đó

$$i_1 = \frac{r}{c} i_g \tag{13.2}$$

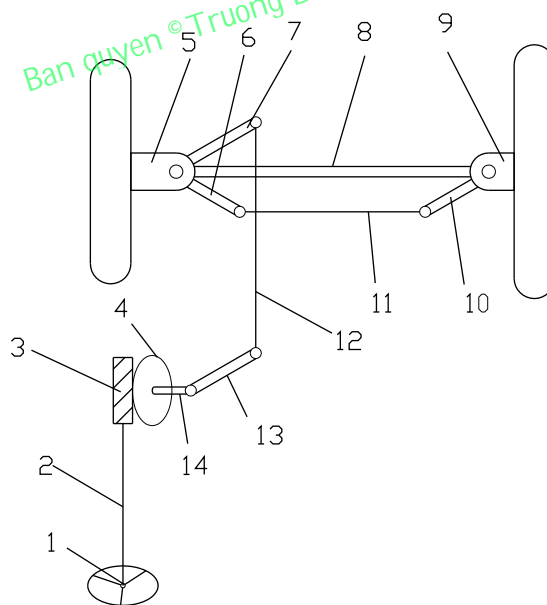
Bán kính vành tay lái ở đa số ô tô hiện nay là $200 \div 250\text{mm}$ và tỉ số truyền góc i_g không vượt quá 25 vì vậy i_1 không được chọn lớn quá. Cánh tay đòn c cũng không nên giảm nhiều vì giảm nhiều sẽ làm cho ô tô chuyển động không ổn định vì bánh xe nghiêng trong mặt phẳng ngang nhiều quá, i_1 hiện nay chọn trong khoảng từ $100 \div 300$.

Nếu tỉ số truyền i_1 đòi hỏi phải lớn hơn thì cần thiết phải đặt bộ trợ lực tay lái trong hệ thống lái.

III. KẾT CẤU CỦA HỆ THỐNG LÁI.

1. Sơ đồ chung.

Trong trường hợp tổng quát hệ thống lái gồm có : cơ cấu lái, truyền động lái và bộ phận trợ lực. Trong một số kiểu ô tô (ô tô tải có tải trọng bé, ô tô du lịch có công suất lít nhỏ và công suất lít trung bình) có thể không đặt bộ trợ lực lái.



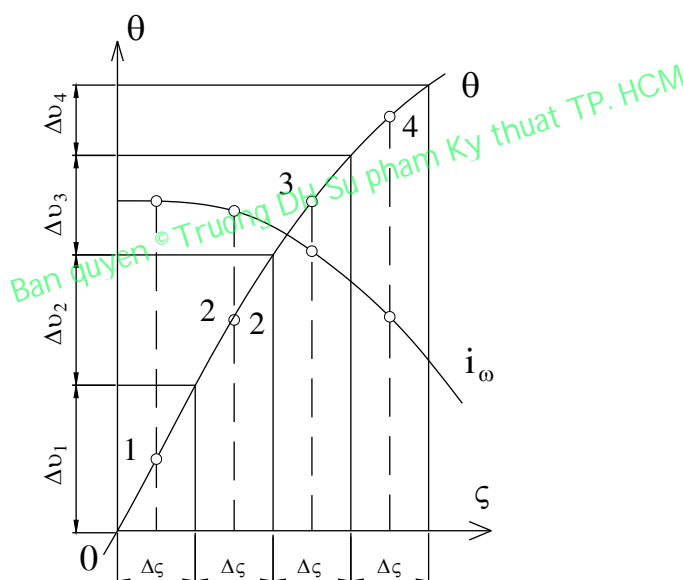
Hình 13.2 : Sơ đồ hệ thống lái ô tô

Trên hình 13.2 trình bày sơ đồ đơn giản nhất của hệ thống lái. Vành tay lái 1 được gắn trên một đầu trục lái 2. Đầu kia có đặt trục vít 3. Trục vít 3 ăn khớp với bánh vít 4 (bánh vít 4 nằm trên trục 14). Bộ trục vít bánh vít 3, 4 và vỏ chứa bộ trục vít, bánh vít là cơ cấu lái. Truyền động lái gồm đòn quay đứng 13, thanh kéo dọc 12, đòn quay ngang 7, hình thanh lái gồm ba thanh 6, 10, 11 và các cam quay bên trái và bên phải 5, 9.

Vành tay lái có nhiệm vụ tạo ra mômen quay cần thiết khi người lái tác dụng vào. Vành tay lái có dạng vành tròn có nan hoa bố trí đều hay không đều quanh vành trong của bánh lái. Mômen lái là tích số của lực lái trên vành tay lái nhân với bán kính của vành tay lái.

Trục lái thường là một đòn dài đặc hoặc rỗng. Trục lái có nhiệm vụ truyền mômen lái xuống cơ cấu lái.

Cơ cấu lái có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn thành chuyển động góc trong mặt phẳng thẳng đứng của đòn quay đứng và giảm tỷ số truyền theo yêu cầu cần thiết.



Hình 13.3 : Giải đồ biểu diễn quan hệ giữa tỉ số truyền của cơ cấu lái và góc quay của bánh xe.

2. Cơ cấu lái.

Cơ cấu lái là bộ giảm tốc đảm bảo tăng mômen tác động của người lái đến các bánh xe.

a) Phần lớn các yêu cầu của hệ thống lái do cơ cấu lái đảm bảo. Vì vậy cơ cấu lái phải thỏa mãn các yêu cầu sau :

- + Có thể quay cả hai chiều để đảm bảo chuyển động cần thiết ổn định của ô tô.

+ Có hiệu suất cao để lái nhẹ trong đó cần có hiệu suất theo chiều thuận (từ vành lái xuống bánh xe dẫn hướng) lớn hơn hiệu suất theo chiều nghịch (ngược lại) một ít để các va đập từ mặt đường được giữ lại ở cơ cấu lái một phần lớn.

+ Đảm bảo giá trị thay đổi của tỉ số truyền theo yêu cầu cần thiết khi thiết kế.

+ Điều chỉnh khoảng hở ăn khớp của cơ cấu lái đơn giản nhất.

b) Các thông số đánh giá của cơ cấu lái là tỉ số truyền theo góc, hiệu suất (thuận và nghịch) và trị số khoảng hở cho phép giữa các chi tiết ăn khớp của cơ cấu lái.

+ Tỉ số truyền của cơ cấu lái là :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\omega_{\theta}}{\omega_{\Omega}} \quad (13.3)$$

Ở đó : $d\theta, d\Omega$ - góc quay phần tử của vành tay lái và đòn quay đứng

$\omega_{\theta}, \omega_{\Omega}$ - vận tốc góc quay tương ứng của vành tay lái và đòn quay đứng.

Trong số lớn các cơ cấu lái i_{ω} là giá trị thay đổi ; xác định chính xác i_{ω} nhờ đường cong vi phân $\theta = f(\Omega)$. Trong những điều kiện bình thường có thể tính i_{ω} đủ chính xác theo biểu thức $i_{\omega} = \frac{\Delta\theta}{\Delta\Omega}$ và sử dụng đồ thị $\theta = f(\Omega)$ (h.13.3).

+ Hiệu suất thuận (theo chiều thuận tức là từ vành tay lái xuống bánh dẫn hướng) η_t sẽ là :

$$\eta_t = \frac{N_1 - N_r}{N_1} = 1 - \frac{N_r}{N_1} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_1\omega_1}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_1i_{\omega}} \quad (13.4)$$

Hiệu suất nghịch (theo chiều nghịch tức là từ bánh dẫn hướng lên vành tay lái) η_n sẽ là :

$$\eta_n = \frac{N_2 - N_r}{N_2} = 1 - \frac{N_r}{N_2} = 1 - \frac{M_{r1}\omega_1 + M_{r2}\omega_2}{M_2\omega_2}$$

$$\eta_n = 1 - \frac{M_{r1}i_{\omega} + M_{r2}}{M_2} \quad (13.5)$$

Trong đó : N_1 - công suất dẫn đến trục lái ;

N_r - công suất mất mát do ma sát trong cơ cấu lái;

M_{r1} - tổng số mômen các lực ma sát trên trục lái (h.13.4);

M_{r2} - tổng số mômen các lực ma sát trên trục đòn quay đứng ;

M_1 - mômen ngoại lực tác dụng lên vành tay lái ;

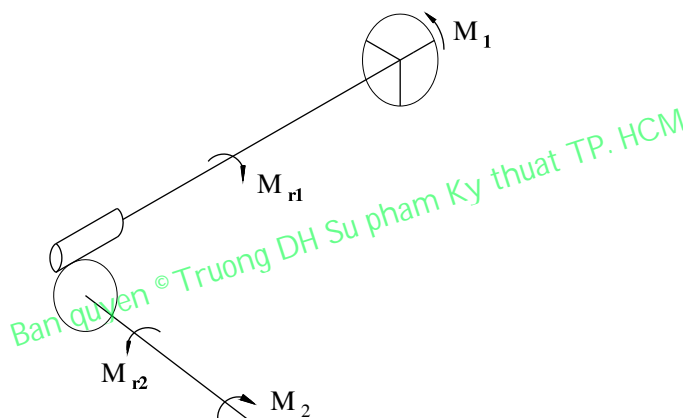
N_2 – công suất trên trục đòn quay đứng ;

M_2 – mômen ngoại lực tác dụng lên trục đòn quay đứng.

Qua các công thức (13.4) và (13.5) ma sát trên trục lái ảnh hưởng đến hiệu suất truyền động lớn hơn ma sát trên trục đòn quay đứng.

Nếu bỏ qua ma sát trong ổ bi đệm chắn đầu và các vị trí khác mà chỉ chú ý đến cặp bánh răng ăn khớp thì theo giáo trình nguyên lý máy hiệu suất của cặp bánh răng trục vít bánh vít hay vít vô tận sẽ là :

$$\eta_t = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} \quad (13.6)$$



Hình 13.4 : Sơ đồ cơ cấu lái

và hiệu suất nghịch

$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg}\beta} \quad (13.7)$$

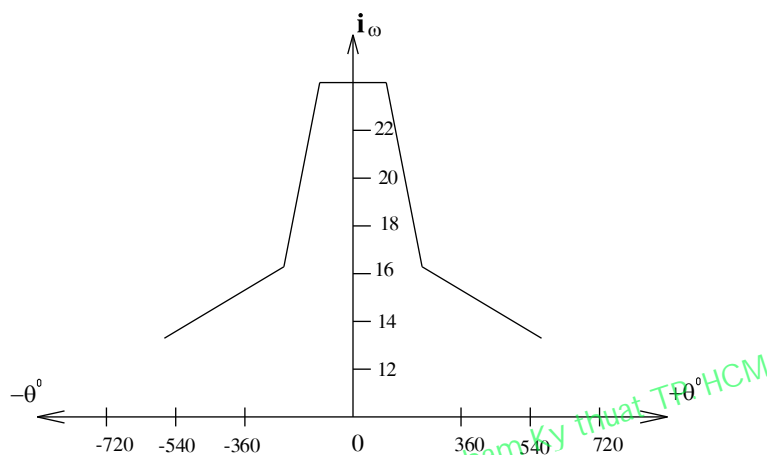
Ở đó : β - góc nâng của đường xoắn trục vít hay trục vô tận,

ρ - góc ma sát.

Nếu thừa nhận $\beta = 12^\circ$, $\rho = 8^\circ$ thì $\eta_t = 0,6$; $\eta_n = 0,33$ tức hiệu suất nghịch chỉ bằng khoảng một nửa hiệu suất thuận. Hiệu suất của cơ cấu lái phụ thuộc ở bản thân kết cấu. Trong cơ cấu trục vít thông thường hiệu suất khoảng $0,5 \div 0,65$.

Khi sử dụng cặp trục vít bánh vít vào cơ cấu lái hiệu suất đạt đến $0,8 \div 0,85$ do cơ cấu lái làm việc theo ma sát lăn thay cho ma sát trượt.

Muốn lái nhẹ cần phải có hiệu suất thuận lớn. Muốn có hiệu suất lớn thì theo công thức (13.6) phải tăng góc β . Nhưng nếu tăng góc β thì theo công thức (13.7) hiệu suất nghịch cũng tăng và các va đập trên bánh xe sẽ truyền lên vành tay lái. Muốn va đập không truyền qua cơ cấu lái, truyền động phải không nghịch đảo tức là $\beta \leq \rho$ như vậy hệ thống lái sẽ không ổn định. Có thể có nhiều cách làm giảm va đập của mặt đường truyền lên vành tay lái mà vẫn đảm bảo được cơ cấu lái nghịch đảo. Có thể bằng cách chọn i_ω theo đúng qui luật trên hình 13.5.



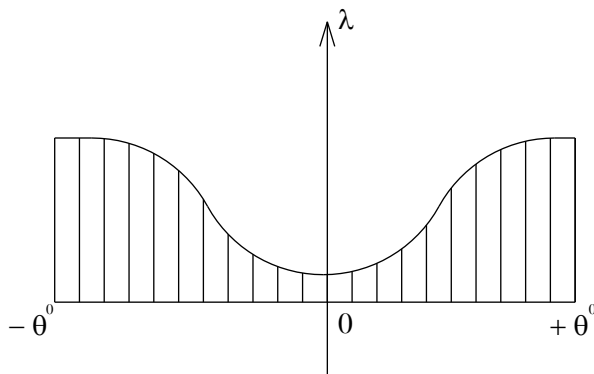
Hình 13.5 : Quan hệ của tỷ số truyền i_ω đối với các góc quay vành tay lái

Đối với phần lớn ô tô và ô tô buýt quy luật thay đổi thích hợp nhất được trình bày trên hình 13.5.

Trên hình 13.5 ta thấy trên một đoạn trung bình không lớn lắm $\theta = \pm(90^0 \div 120^0)$ i_ω có giá trị lớn nhất. Điều này đảm bảo độ chính xác cao khi điều khiển ô tô trên các đoạn đường thẳng ở tốc độ lớn và đảm bảo lái nhẹ vì không cần quay vành tay lái ra xa vị trí trung gian, giảm được các va đập lên vành tay lái.

Vượt quá giá trị $\theta = \pm(90^0 \div 120^0)$, i_ω sẽ giảm nhanh trong khoảng $\theta = (50^0 \div 100^0)$ rồi sẽ giữ giá trị không đổi; i_ω ứng với giá trị này với một góc quay nhỏ của vành lái bánh xe sẽ quay đi một góc lớn.

+ Khoảng hở giữa các bánh răng trong cơ cấu lái phải có giá trị tối thiểu khi ô tô chuyển động thẳng. Ở các vị trí hai bên rìa, khoảng hở phải tăng lên để cơ cấu không bị kẹt sau khi bị mòn và sau lần điều chỉnh sau vì độ mòn lớn nhất của cơ cấu lái thường ở giữa (h.13.6).



Hình 13.6 : Sự thay đổi khoảng hở λ phụ thuộc theo góc quay θ

3. Đặc điểm kết cấu các loại cơ cấu lái cơ bản.

a) **Cơ cấu lái loại trục vít:** gồm 4 loại

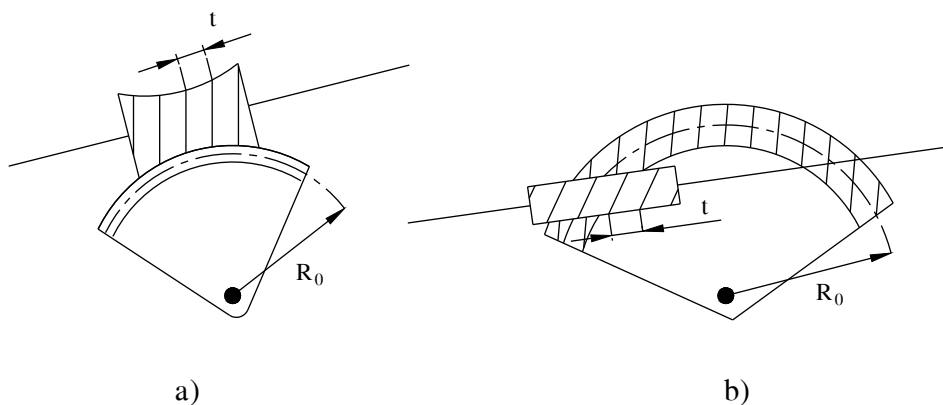
- a1) Trục vít và bánh vít (h.13.2)
- a2) Trục vít và cung răng đặt ở giữa trục vít (h.13.7a)
- a3) Trục vít và cung răng đặt ở cạnh bên trục vít (h.13.7b)
- a4) Trục vít và con lăn (h.13.8).

Cơ cấu loại trục vít thường có tỉ số truyền không đổi.

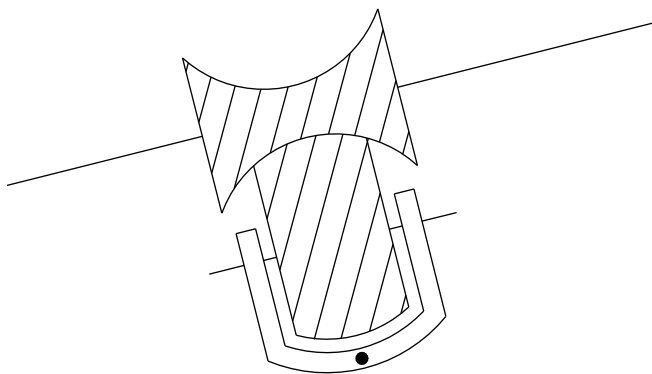
$$i_{\omega} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

trong đó : Z_1 – số đường ren của trục vít,

Z_2 – số răng của bánh vít (cung răng được coi là một phần của bánh răng).



Hình 13.7 : Trục vít và cung răng



Hình 13.8 : Trục vít và con lăn

a1) Trục vít và bánh vít :

Loại này hiện nay rất ít dùng vì hiệu suất thấp .

a2) Trục vít và cung răng đặt ở giữa trục vít :

- Trục vít có kết cấu gờlôbôit để tăng góc quay của cung răng.
- Khi bị mòn người ta đẩy cung răng và trục vít đến gần nhau để giảm khoảng hở ăn khớp .
- Nhờ dạng glôbôit của trục vít nên giảm được áp suất trên răng.

a3) Trục vít và cung răng đặt ở cạnh bên trục vít:

- Tỷ số truyền i_{ω} của loại trục vít - cung răng được tính :

$$i_{\omega} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{2\pi R_0}{t}$$

Ở đây : t – bước ren của trục vít

R_0 – bán kính vòng tròn cơ sở của cung răng.

- Hiệu suất thuận của loại trục vít – cung răng là :

$$\eta_t = \frac{\cos \alpha - \mu \operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha + \mu \operatorname{tg} \beta}$$

Ở đây : α - góc ăn khớp

β - góc nghiêng của đường xoắn ren trục vít

μ - hệ số ma sát.

a4) Trục vít và con lăn:

Ưu điểm của loại này là kết cấu gọn, độ bền và độ chống mòn cao. Ở loại này vì ma sát trượt được thay bằng ma sát lăn nên hiệu suất lớn hơn các loại vừa nêu trên.

b) Cơ cấu lái loại trục vít vô tận: gồm 4 loại

- b1) Trục vít vô tận - êcu - đòn : i_ω tăng ở vị trí ngoài rìa.
- b2) Trục vít vô tận di động - êcu: i_ω giảm ở vị trí ngoài rìa.
- b3) Trục vít vô tận - êcu di động: tỉ số truyền thay đổi.
- b4) Trục vít - êcu - cung răng: tỉ số truyền không đổi.

Xét một trường hợp tiêu biểu là loại b1 (h.13.9)

Khi trục lái 1 quay đi một góc θ thì êcu 2 dịch chuyển một đoạn là S:

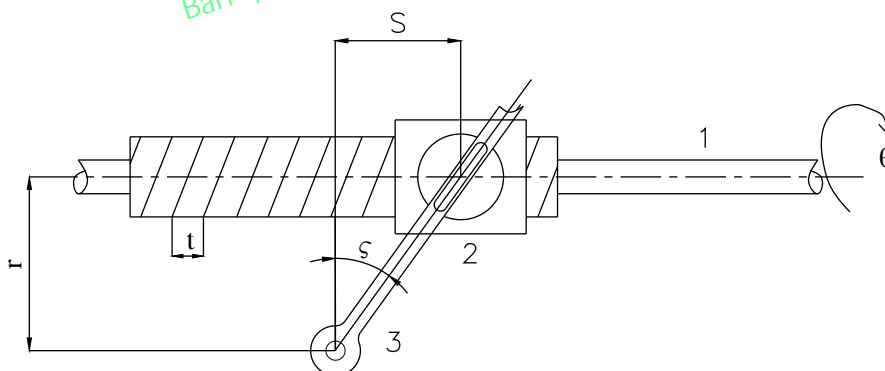
$$S = \frac{t}{2\pi} \theta \quad (1)$$

t – bước ren của trục vít vô tận.

Đòn quay 3 lúc đó sẽ quay một góc Ω :

$$\text{tg}\Omega = \frac{S}{r} \Rightarrow S = r \cdot \text{tg}\Omega$$

Kết hợp với (1) ta có : $r \cdot \text{tg}\Omega = \frac{t}{2\pi} \theta \Rightarrow \theta = \frac{2\pi \cdot r \cdot \text{tg}\Omega}{t}$



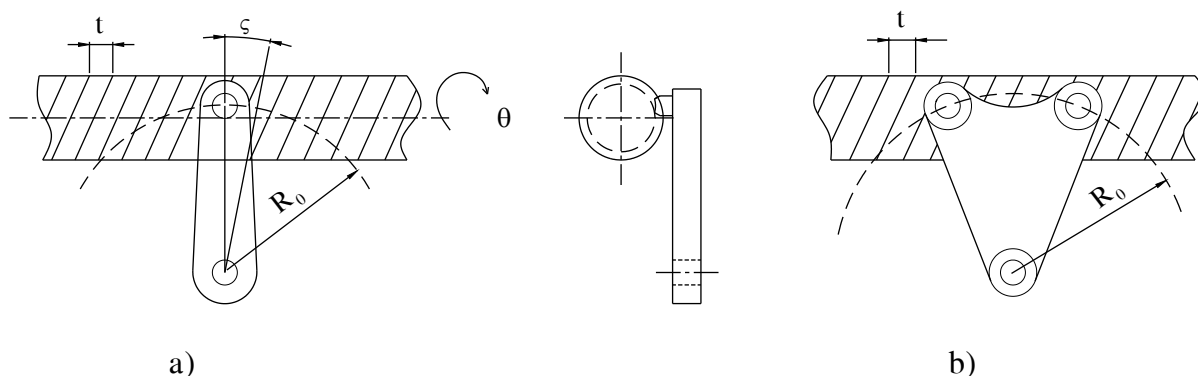
Hình 13.9 : Trục vít vô tận – êcu – đòn

Vi phân phương trình này theo Ω ta có :

$$i_\omega = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{2\pi \cdot r}{t \cos^2 \Omega}$$

Khi góc quay θ của vô lăng tăng lên, êcu di chuyển càng xa vị trí trung gian, cho nên góc Ω tăng, bởi vậy $\cos\Omega$ giảm. Kết quả là tỉ số truyền i_ω sẽ tăng lên khi góc quay θ tăng.

c) Cơ cấu lái loại đòn quay: gồm 2 loại



Hình 13.10

c1) Trục vít và đòn quay với 1 chốt quay (h.13.10a)

c2) Trục vít và đòn quay với 2 chốt quay (h.13.10b)

Loại này có thể thay đổi tỷ số truyền theo yêu cầu cho trước. Loại cơ cấu lái với 1 chốt quay ít sử dụng vì áp suất riêng giữa chốt và trục vít lớn, chóng mòn, độ bền của chốt giảm. Để hạn chế các nhược điểm trên người ta dùng trục vít đòn quay có 2 chốt đặt trong ổ bi.

Tỷ số truyền i_{ω} là:

$$i_{\omega} = \frac{2\pi R_0}{t} \cos \Omega$$

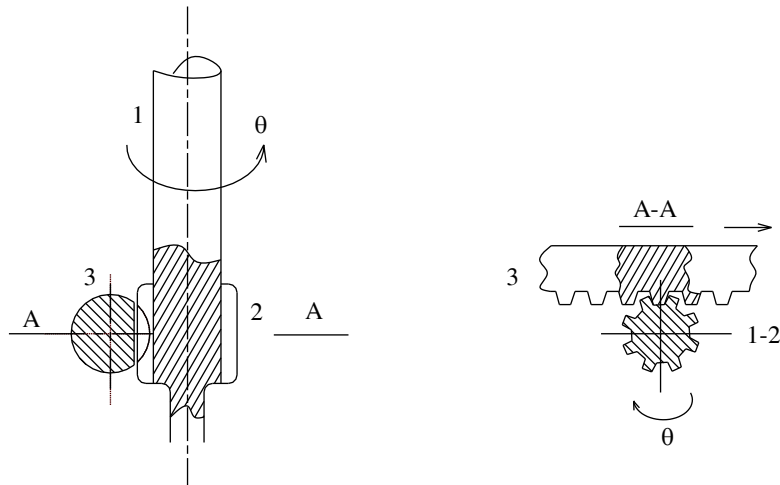
Khi góc θ tăng thì góc Ω sẽ tăng theo, cho nên $\cos \Omega$ sẽ giảm, kết quả là i_{ω} giảm.

d) Cơ cấu lái loại thanh khía :

Cơ cấu lái loại thanh khía có kết cấu đơn giản, giá thành thấp và dễ bố trí trên xe (h.13.11)

Khi trục lái 1 quay, bánh răng 2 ở đầu dưới của trục lái làm dịch chuyển thanh khía 3. Thanh khía 3 thường được chọn làm đòn ngang của hình thanh lái. Hai đầu của thanh khía 3 qua các khớp và các đòn kéo sẽ được nối với các bánh xe dẫn hướng.

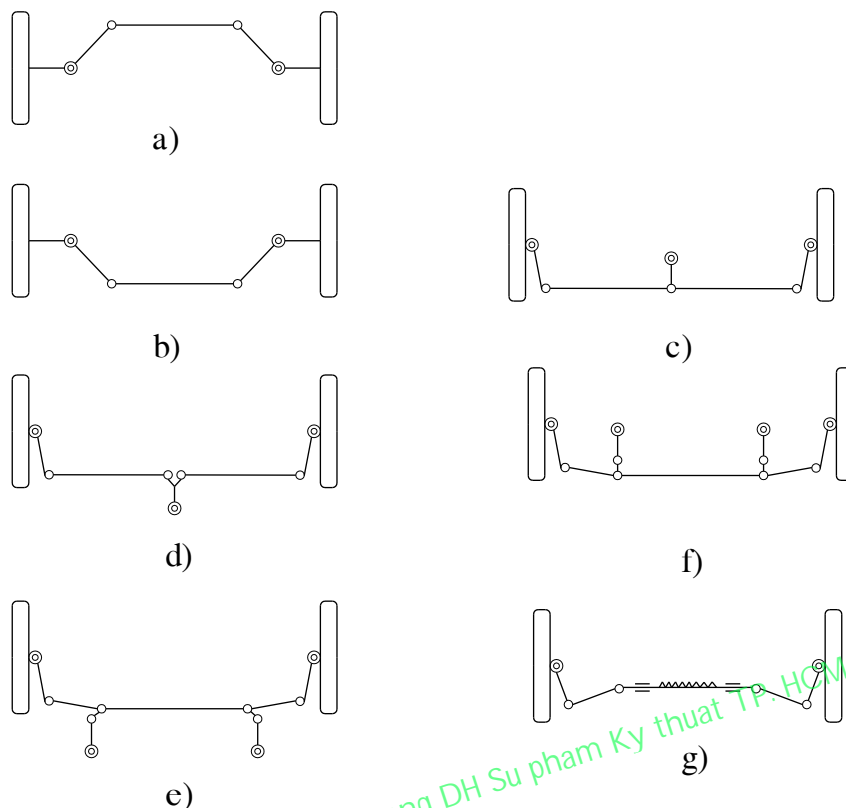
Cơ cấu lái loại này có tỷ số truyền i_{ω} không đổi.



Hình 13.11

4. Dẫn động lái.

Bản quyền © Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

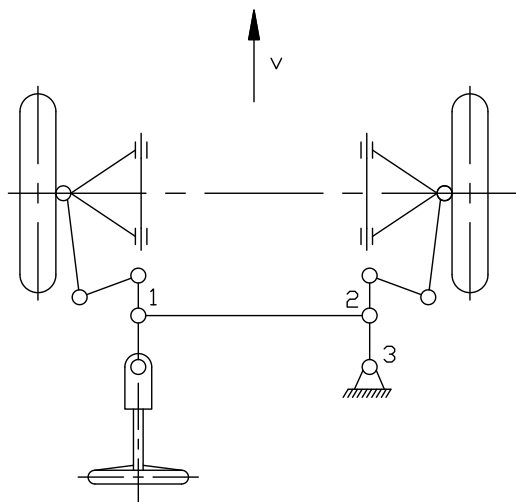


Hình 13.12 : Sơ đồ hình thang lái các loại

Dẫn động lái gồm tất cả các chi tiết truyền lực từ cơ cấu lái đến ổng quay của các bánh xe.

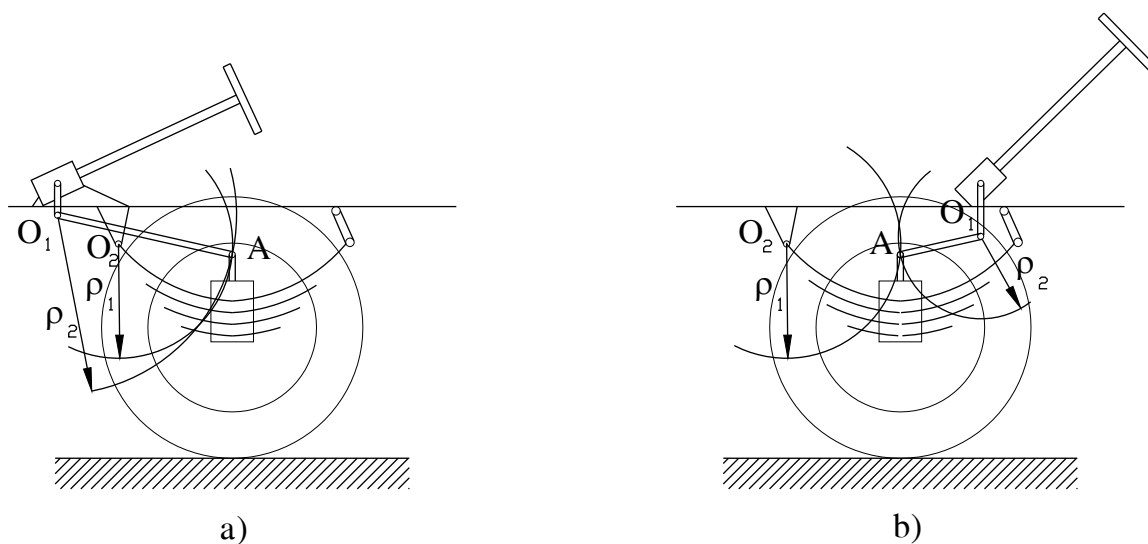
Phần tử cơ bản của dẫn động lái là hình thang lái tạo thành bởi cầu trước, đòn kéo ngang và các đòn bên. Nhờ hình thang lái nên khi quay vành tay lái một góc thì các bánh dẫn hướng sẽ quay đi một góc nhất định. Hình thang lái có thể bố trí ra trước hoặc ra sau cầu trước dẫn hướng (h.13.12a,b) tùy theo bố trí chung. Đòn kéo ngang của hình thang lái thông thường được chế tạo liền (h.13.12a) và cũng chế tạo rời (h.13.12c,d).

Trên hình 13.13 trình bày sơ đồ kiểu dẫn động lái mẫu của cầu trước dẫn hướng ở hệ thống treo độc lập.



Hình 13.13 : Sơ đồ hệ thống lái của ô tô có một cầu dẫn hướng và hệ thống treo độc lập.

Đặc điểm chính ở đây là đòn kéo ngang của hình thang lái làm rời thành hai đoạn. Kết cấu như vậy ngăn ngừa được ảnh hưởng của sự dịch chuyển bánh xe dẫn hướng này lên bánh xe dẫn hướng khác, các khớp 1 và 2 nằm trên đường kéo dài của trục dao động các bánh xe. Đòn 3 vừa đỡ đòn kéo ngang vừa cùng với đòn quay đứng xác định động học dịch chuyển của thanh kéo ngang.



Hình 13.14 : Bố trí cơ cấu lái thích hợp với động học của hệ thống treo

Khi thiết kế hệ thống lái cũng cần chú ý phối hợp giữa động học hệ thống lái với động học của hệ thống treo. Nếu đầu nhíp trước cố định thì cơ cấu lái cần bố trí ở đằng trước. Như vậy tâm dao động đòn dọc của dẫn động lái và tâm dao động của cầu trước sẽ gần bên nhau (h.13.14 a). Điểm A vừa nằm trên đòn kéo dọc vừa nằm trên cầu sẽ dao động theo hai cung bán kính ρ_1 và ρ_2 . Trong phạm vi biến dạng của nhíp $\rho_1 \approx \rho_2$. Nếu bố trí cơ cấu lái đằng sau (h.13.24b) khi ô tô chạy trên đường xấu, nhíp biến dạng nhiều, thì bánh dẫn hướng sẽ bị vấp, người lái mệt mỏi nhiều.

IV. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI.

1. Xác định lực của người lái tác dụng lên vô lăng.

Trên hình 13.15 trình bày sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái. Lực tác dụng lên vành tay lái của ô tô sẽ đạt giá trị cực đại khi ta quay vòng ô tô tại chỗ. Lúc ấy mômen cản quay vòng trên một bánh xe dẫn hướng M'_c sẽ bằng tổng số của mômen cản chuyển động M_1 , mômen cản do các bánh xe trượt lê trên đường M_2 và mômen cản cần thiết để làm ổn định dẫn hướng M_3 do cánh tay đòn c (h.13.1). Khi xác định giá trị lực cực đại tác dụng lên vành tay lái P_{1max} , thì M_3 có thể bỏ qua. Khi cần độ chính xác cao thì phải tính cả M_3 .

Mômen cản chuyển động : $M_1 = G_{bx} fc$

Trong đó : G_{bx} – trọng lượng tác dụng lên một bánh xe dẫn hướng,

f – hệ số cản lăn : $f = 0,015$,

c – chiều dài cánh tay đòn (h.13.15).

Khi có lực ngang Y tác dụng lên bánh xe, do sự đàn hồi bên của lốp, diện tích tiếp xúc giữa lốp với đường sẽ bị quay tương đối đối với mặt phẳng bánh xe. Điểm đặt của lực ngang Y sẽ dịch chuyển một đoạn x nào đó phía sau đối với trục bánh xe. Đoạn x được thừa nhận bằng một phần tư chiều dài của bề mặt tiếp xúc giữa lốp với đường. Như vậy theo hình 13.16 ta có :

$$x = 0,5 \sqrt{r^2 - r_{bx}^2}$$

Ở đây : r – bán kính tự do của bánh xe.

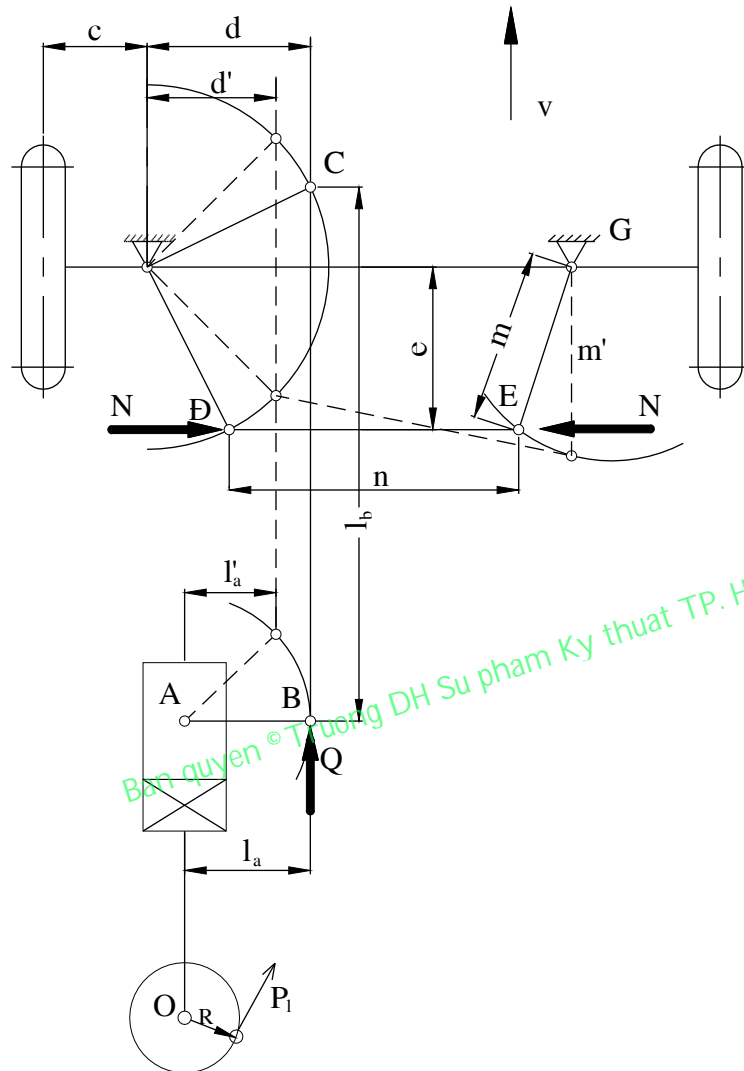
Nếu thừa nhận $r_{bx} = 0,96r$ ta có $x = 0,14r$ thì :

$$M_2 = Yx = 0,14G_{bx}\varphi_1r$$

Ở đây : φ_1 – hệ số bám ngang lấy $\varphi_1 = 0,85$

Tổng mômen cản quay vòng ở cả hai bánh dẫn hướng là:

$$M_c = 2(M_1 + M_2)\gamma = 2G_{bx}(fc + 0,14\varphi_1r)\gamma \quad (13.8)$$



Hình 13.15 : Sơ đồ lực tác dụng lên hệ thống lái

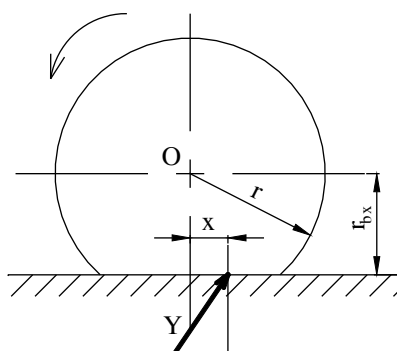
Suy ra :

$$P_{lmax} = \frac{M_c}{Ri_{\omega} i_d \eta_t \eta_1} \quad (13.9)$$

Ở đây : γ – hệ số tính đến ảnh hưởng của M_3 gây ra do cầu trước ô tô bị nâng lên, $\gamma = 1,07 \div 1,15$;
 η_1 – hiệu suất tính đến tiêu hao do ma sát ở cam quay và các khớp nối trong truyền động lái, với ô tô chỉ có cầu trước dẫn hướng $\eta_1 = 0,50 \div 0,70$.

Cánh tay đòn c_{min} thường xác định theo thực nghiệm, với ô tô tải loại thường $c_{min} = 30 \div 60\text{mm}$, ô tô tải loại lớn $c_{min} = 60 \div 100\text{mm}$.

R – bán kính của vành tay lái trong khoảng từ 0,19m (đối với ô tô có công suất lít bé) đến 0,275m (đối với ô tô tải nặng và ô tô buýt) khi tính toán với ô tô tải nặng và ô tô buýt (không có cường hóa) lấy $P_{lmax} = 500N$.



Hình 13.16 : Đặc điểm lực ngang tác dụng lên bánh xe khi quay vòng

Đối với ô tô du lịch, tỉ số truyền i_{ω} lấy từ 12 ÷ 20 và ô tô tải lấy từ 16 ÷ 32. Muốn giảm P_{lmax} thì tăng i_{ω} , nhưng góc quay bánh dẫn hướng sẽ giảm nếu cùng một góc quay của vành tay lái. Như vậy thời gian quay vòng của ô tô sẽ tăng. Như vậy đối với xe cao tốc cần quay vòng nhanh phải chọn i_{ω} bé. Nếu chọn i_{ω} trên cơ sở ứng với góc quay bánh dẫn hướng $35^{\circ} \div 40^{\circ}$ từ vị trí trung gian thì vành tay lái sẽ quay từ 1,0 đến 1,75 vòng (nhưng không lớn hơn 2,0 vòng) đối với vị trí trung gian lúc ô tô chạy thẳng.

2. Tính trục lái.

Trục lái làm bằng ống thép rỗng được tính theo ứng suất xoắn do lực tác dụng trên vành tay lái gây ra :

$$\tau = \frac{P_{lmax} RD}{0,2(D^4 - d^4)} \quad (MN/m^2) \quad (13.10)$$

Ở đây : P_{lmax} đối với ô tô tính theo công thức (13.9)

D và d – đường kính ngoài và đường kính trong của trục lái (m)

Trục lái thường được chế tạo theo ống thép cacbon 20, 30, 40 không nhiệt luyện. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\tau] = 50 \div 80MN/m^2$.

Với các trục lái dài cần phải tính toán theo độ cứng (góc xoắn trục) theo công thức:

$$\theta = \frac{2\tau L}{DG} \quad (rad) \quad (13.11)$$

Ở đây : L – chiều dài của trục lái (m).

G – mô đyun đàn hồi dịch chuyển ($G = 8.10^4 MN/m^2$).

θ_{max} đổi ra độ không được vượt quá $(5,5^{\circ} \div 7,5^{\circ})/1m$. Tính như trên độ dự trữ bền theo giới hạn chảy được chọn trong khoảng 2,5 ÷ 3,5.

3. Tính cơ cấu lái.

Chúng ta tính loại trục vít và bánh vít hoặc cung răng :

Khi tính toán độ bền ta tính theo uốn và chèn dập và thừa nhận có hai răng ăn khớp cùng lúc. Ứng suất uốn răng sẽ bằng :

$$\sigma_u = \frac{24Th}{bt^2 \cos^2 \beta} \quad (\text{MN/m}^2) \quad (13.12)$$

Ở đây : t – bước ren của trục vít (m) ;

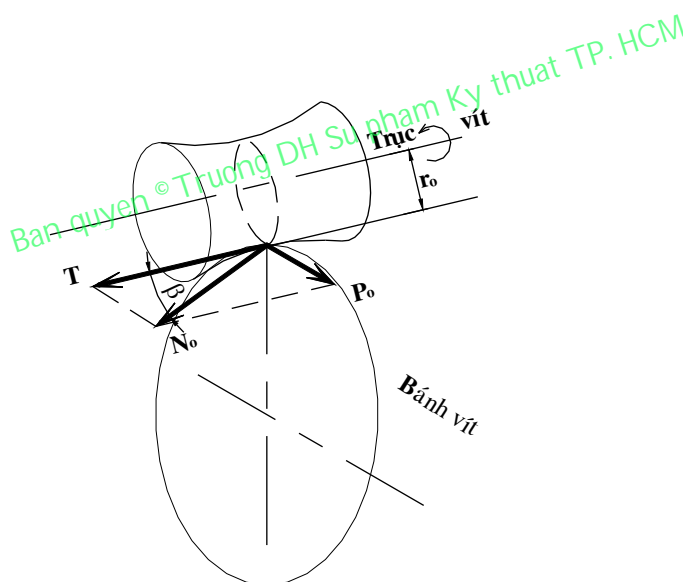
β - góc nghiêng của đường ren trục vít.

h và b - chiều cao và chiều rộng tương ứng của răng bánh vít (m).

Lực dọc T (h.13.17) được xác định theo công thức :

$$T = \frac{P_{l\max} R}{r_0 \operatorname{tg} \beta} \quad (\text{MN}) \quad (13.13)$$

Ở đây : r_0 – bán kính vòng tròn cơ sở của trục vít.



Hình 13.17 : Sơ đồ tính cơ cấu lái

Trục vít thường chế tạo bằng thép xê măngtít hóa 20, 20X, 18XΓT, 20X3. Đôi khi chế tạo bằng thép 35X hay 35XH.

Bánh vít thường chế tạo bằng thép 35X, đôi khi chế tạo bằng thép xê măngtít 20X hay 18XΓT ; cung răng chế tạo bằng thép 35X, 20X, 18XΓT.

Khi tính chèn dập bề mặt răng ta coi mặt tì là toàn bộ bề mặt của bánh răng vít.

$$\sigma_{cd} = \frac{T}{F} \tag{13.14}$$

Ở đây : F – diện tích bề mặt tiếp xúc của răng $F = 2hb$ (giả thiết với hai răng cùng ăn khớp).

Ứng suất $[\sigma]_{cd}$ lấy bằng $90 \div 120 \text{ MN/m}^2$.

4. Tính đòn quay đứng và các đòn khác của dẫn động lái.

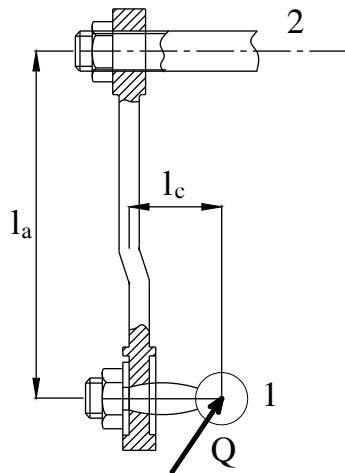
a) Đòn quay đứng:

Đòn quay đứng để truyền chuyển động từ trục thụ động của cơ cấu lái đến đòn dọc của dẫn động lái (h13.18).

Đòn quay được nối với dẫn động lái nhờ khớp cầu 1 và nối với trục cơ cấu lái bằng then hoa hình tam giác. Trong các kết cấu cũ đòn quay được lắp vào đầu trục hình vuông của cơ cấu lái. Lắp như vậy khó chính xác và gây nên ứng suất chèn dập trên bề mặt hình vuông rất lớn.

Kích thước cơ bản của đòn quay đứng được xác định theo giá trị các lực truyền từ các bánh xe dẫn hướng qua đòn quay đứng khi ô tô chuyển động trên đường gồ ghề.

Thực nghiệm cho ta biết lực truyền từ bánh xe qua đòn dọc không quá một nửa giá trị của trọng lượng tĩnh tác dụng lên một bánh xe trước của ô tô ($\leq 0,5G_1$). Vì vậy khi tính đòn quay đứng ta sẽ lấy lực Q nào lớn hơn trong hai giá trị lực Q tác dụng lên chốt hình cầu dưới đây (h.13.18)



Hình 13.18 : Đòn quay đứng

$$Q = 0,5G_1 \tag{13.15}$$

Và
$$Q = \frac{P_{lmax} Ri_{\omega} \eta_t}{l_a} \tag{13.16}$$

Đòn quay được kiểm tra theo uốn do mômen Ql_a và theo xoắn do mômen Ql_c (l_c và Q trên h.13.18).

Đòn quay đứng được chế tạo bằng thép cacbon trung bình 40, 40X, 40XH tôi và ram. Then hoa tam giác ở đầu đòn quay đứng được kiểm tra theo chèn dập và cắt.

Hệ số an toàn khi tính đòn quay đứng lấy từ $2 \div 3$.

b) Các đòn dẫn động :

Tính các đòn dẫn động chủ yếu là tính đòn dọc BC và đòn ngang DE (h.13.15). Đòn dọc được kiểm tra theo uốn dọc do lực Q và đòn ngang được kiểm tra theo uốn dọc do lực N . Lực Q có thể tính theo công thức (13.15 hoặc 13.6) và lấy giá trị lớn hơn để tính. Lực N có thể xác định theo giá trị lực phanh X_p

$$N = \frac{X_p \cdot c}{e} = \frac{G_1 m_{1p} \varphi c}{2e} \tag{13.17}$$

Ở đây : X_p – lực phanh tác dụng lên một bánh xe,
 m_{1p} – hệ số phân bố lại trọng lượng lên cầu dẫn hướng khi phanh
 ($m_{1p} = 1,4$)
 φ - hệ số bám giữa lốp với đường, lấy $\varphi = 0,7$
 c và e – các kích thước trên hình 13.15.

Ứng suất nén trong đòn kéo dọc $\sigma_n = \frac{Q}{f_d}$

Ứng suất nén trong đòn kéo ngang $\sigma_n = \frac{N}{f_n}$

ở đây : f_d, f_n - tiết diện ngang của đòn kéo dọc và đòn kéo ngang

Ứng suất uốn dọc của đòn kéo dọc $\sigma_{ud} = \frac{\pi^2 EJ_d}{l_b^2 f_d}$

Ứng suất uốn dọc của đòn kéo ngang $\sigma_{un} = \frac{\pi^2 EJ_n}{n^2 f_n}$

Ở đây : J_d và J_n – là mômen quán tính của tiết diện thanh dọc và thanh ngang.

E – môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo thanh dọc và thanh ngang
 ($E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MN/m}^2$),

l_b, n – các kích thước chiều dài trên hình 13.15

Độ dự trữ bền được tính theo $K = \frac{\sigma_{ud}}{\sigma_{un}} = 1,2 \div 2,5$.

Đòn kéo dọc và đòn kéo ngang được chế tạo bằng thép ống loại 20, 30, 40.

5. Động học của truyền động lái.

a) Động học của hình thang lái:

Khi tính toán thiết kế động học của hình thang lái, người ta xác định các kích thước của hình thang lái, các góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái đối với trục dọc của ô tô và chọn tỉ số truyền cần thiết của các đòn dẫn động lái.

Khi tính toán kiểm tra động học của hình thang lái người ta xác định quan hệ thực tế của các góc quay các bánh dẫn hướng đối với một ô tô cụ thể và so sánh nó với quan hệ lý thuyết (không kể đến độ biến dạng của lốp).

Muốn ô tô quay vòng không bị trượt thì điều kiện cần và đủ là các bánh xe phải cùng quay quanh một tâm quay O.

Khi quay vòng các bánh dẫn hướng quay cùng với ngỗng quay nhưng ngỗng quay nằm trong dầm cầu trước chỉ quay quanh trục của nó mà không di chuyển vị trí. Quan hệ giữa các ngỗng quay nhờ hình thang lái mà ta gọi là hình thang lái Đantô. Trên hình 13.19 theo lý thuyết ô tô ta có góc $\alpha > \beta$. Hình thang lái có nhiệm vụ đảm bảo cho hai bánh dẫn hướng quay với các góc α và β theo quan hệ không đổi đảm bảo điều kiện quay không trượt như sau:

$$\cotg\beta = \frac{\overline{OD}}{L}, \cotg\alpha = \frac{\overline{OC}}{L}$$

Vậy :
$$\cotg\beta - \cotg\alpha = \frac{\overline{OD} - \overline{OC}}{L} = \frac{b}{L} \quad (13.18)$$

Ở đây : L – khoảng cách giữa hai cầu ô tô hay là chiều dài cơ sở của ô tô;

b – khoảng cách giữa tâm của các ngỗng quay (O – tâm quay vòng).

(tâm của ngỗng quay là giao điểm của trục ngỗng quay và trục của trụ đứng).

Phương trình (13.18) chưa kể đến độ biến dạng bên của các bánh xe. Để khi ô tô quay vòng với các bán kính quay vòng khác nhau mà quan hệ giữa α và β vẫn giữ được như công thức (13.18) thì dạng hình thang lái Đantô phải hoàn toàn xác định. Hình thang lái Đantô không thể hoàn toàn thỏa mãn quan hệ trong công thức (13.18) nhưng có thể chọn một quan hệ cơ cấu hình thang lái cho ta sai lệch với quan hệ lý thuyết một ít.

b) Kiểm tra hình thang lái:

Phương trình (13.18) có thể giải quyết theo phương pháp hình học như sau : trên hình 13.19 ta nối điểm giữa G của cầu trước với điểm C nằm trên cầu sau. Khoảng cách từ C đến điểm giữa cầu sau G' bằng $\frac{\overline{AB}}{2}$. Nối điểm E là giao điểm của trục bánh xe ngoài (bánh xe xa tâm quay vòng) kéo dài với đoạn GC, với điểm B (là tâm quay của bánh xe trong). Ta sẽ chứng minh góc $\widehat{GBE} = \alpha$.

Muốn vậy ta hạ EF vuông góc với cầu trước AB.

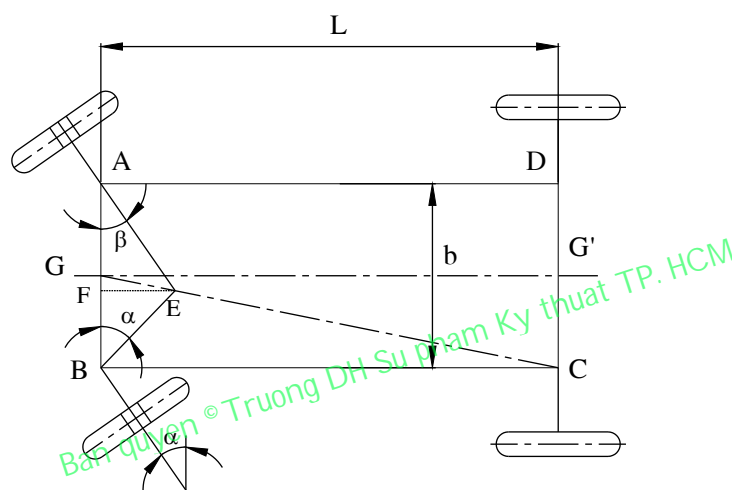
Ta sẽ có :
$$\cotg \widehat{GBE} = \cotg \widehat{FBE} = \frac{BF}{EF} = \frac{\frac{b}{2} - GF}{EF}$$

Trong $\triangle EFA$ ta có : $\cotg\beta = \frac{AF}{EF} = \frac{\frac{b}{2} + GF}{EF}$

Hai $\triangle GEF$ và $\triangle GCB$ đồng dạng cho ta quan hệ giữa hai góc $\cotg\beta$ và $\cotg\hat{G}BE$:

$$\cotg\beta - \cotg\hat{G}BE = \frac{2GF}{EF} = \frac{b}{L} \quad (13.19)$$

So sánh hai công thức (13.19) và (13.18) ta thấy $\hat{G}BE = \alpha$.



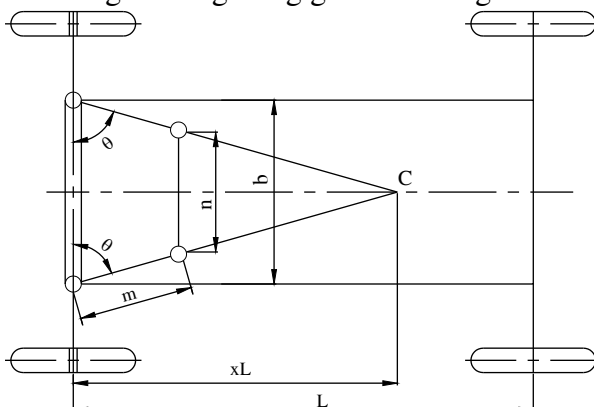
Hình 13.19 : Sơ đồ xác định quan hệ giữa góc quay của các bánh xe dẫn hướng

Cách chứng minh theo phương pháp hình học trên đây cho phép ta kiểm tra được độ chính xác của các hình thang lái sẵn có bằng cách sau : Vẽ cơ cấu hình thang lái theo một tỉ lệ thu nhỏ trên giấy rồi thay đổi vị trí của hình thang lái để tìm các góc α và β tương ứng khác nhau. Xong đặt các góc α và β khác nhau từng đôi một ở vị trí như trên hình 13.19. Giao điểm của chúng nằm càng sát đường GC thì càng chứng tỏ là hình thang lái thiết kế ra là ít sai với phương trình lý thuyết (13.18), nghĩa là ô tô sẽ ít trượt khi quay vòng.

c) Thiết kế hình thang lái :

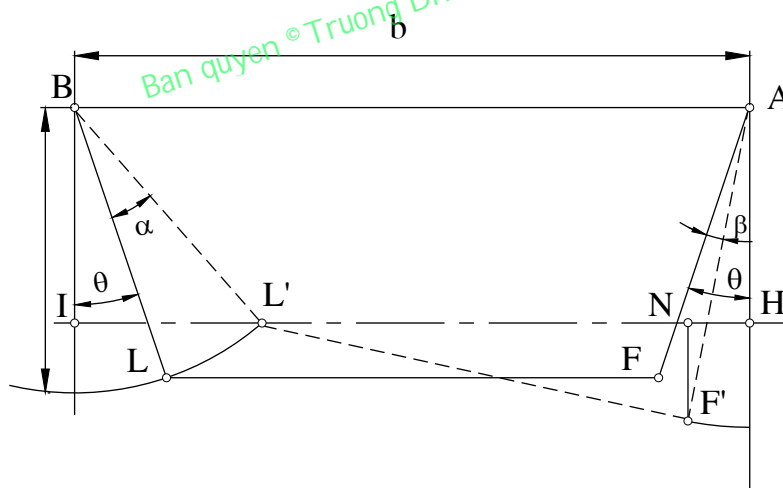
Nhiệm vụ cơ bản khi thiết kế hình thang lái Đantô là xác định đúng góc nghiêng của các đòn bên θ khi ô tô chạy thẳng. Trên hình 13.20 biểu diễn sơ đồ hình thang lái Đantô. Ở vị trí trung gian của các bánh xe, các góc θ giữa hai đòn nghiêng bên và cầu trước bằng nhau. Nhiệm vụ chính của người thiết kế là chọn đúng góc θ , vì chọn θ càng đúng thì khi

quay vòng các bánh dẫn hướng càng ít trượt. Thực tế cho thấy không thể nào chọn đúng tuyệt đối được vì chỉ tính toán gần đúng bằng giải tích cũng đã hết sức khó khăn.



Hình 13.20 : Sơ đồ xác định góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái

Xác định kích thước của hình thang lái gồm có xác định góc θ , chiều dài m và n của các đòn bên và đòn ngang.



Hình 13.21 : Sơ đồ hình thang lái với góc θ là góc giữa đòn nghiêng bên và đường song song với trục dọc của ô tô

Đường đậm nét trên hình 13.21 là vị trí bánh dẫn hướng lúc ô tô chuyển động thẳng ; đường nét đứt là lúc quay bánh dẫn hướng, tức là lúc ô tô quay vòng. Lúc ấy đòn BL quay đi 1 góc α , đòn AF quay đi góc β . Từ L' vẽ đường song song với AB, ta có đoạn IH. Từ F' vẽ đường vuông góc với AB gặp IH tại N ; ta sẽ tìm được quan hệ hình học giữa β , θ và α :

$$\overline{IH} = b = \overline{IL'} + \overline{L'N} + \overline{NH}$$

$$\overline{L'N} = b - \overline{IL'} - \overline{NH} = b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) \quad (13.20)$$

Mặt khác

$$\overline{L'N} = \sqrt{\overline{L'F'}^2 - \overline{F'N'}^2} = \sqrt{\overline{LF'}^2 - \overline{F'N'}^2} =$$

$$= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2} \quad (13.21)$$

So sánh hai công thức (13.20) và (13.21) ta được:

$$b - m \sin(\theta + \alpha) - m \sin(\theta - \beta) =$$

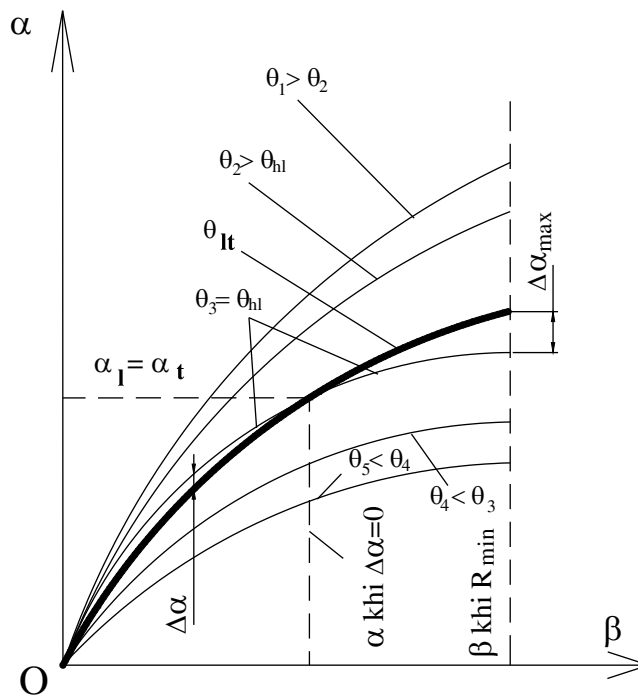
$$= \sqrt{(b - 2m \sin \theta)^2 - [m \cos(\theta - \beta) - m \cos(\theta + \alpha)]^2}$$

Qua một biến đổi trung gian ta có :

$$\beta = \theta + \arctg \frac{m \cos(\theta + \alpha)}{b - m \sin(\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{m - b \sin(\theta + \alpha) - 2m \sin^2 \theta + 2b \sin \theta}{\sqrt{m^2 \cos^2(\theta + \alpha) + [b - m \sin(\theta + \alpha)]^2}} \quad (13.22)$$

Theo phương trình (13.22) nếu cho trước một góc θ thì ứng với 1 trị số của β ta sẽ có trị số của α tương ứng, nghĩa là : $\beta = f(\theta, \alpha)$.

Như vậy nếu cho một giá trị θ ta sẽ có một đường cong. Trên hệ tọa độ (α, β) , cho một số trị số của θ ta sẽ có một số đường cong (h.13.22). Mặt khác theo phương trình (13.18) ta cũng sẽ vẽ được đường cong lý thuyết. Chọn θ của đường cong nào nằm sát đường lý thuyết nhất (trong các góc thường quay của α là từ 0° ÷ 45°) để thiết kế. Sự sai lệch $\Delta\alpha$ trên hình 13.22 phải bé hơn 1° , nếu lớn hơn 1° sẽ gây mòn lớp nhanh.

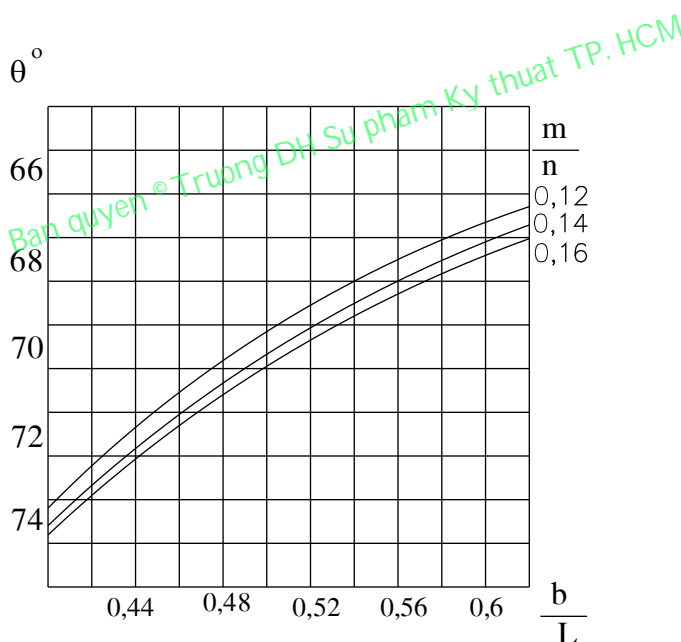


Hình 13.22: Đồ thị để chọn góc nghiêng của các đòn bên của hình thang lái
 Khi thiết kế hình thang lái thì b, L đã biết, còn m thường lấy theo kinh nghiệm $m = 0,14 \div 0,16b$. Để có cơ sở chọn θ ban đầu cho nhanh và sát gần với đường θ_e (lý thuyết) ta chọn sơ bộ $\theta < 35^\circ$. Có θ ta tính được n .

$$n = b - 2m \sin \theta$$

Chọn các thông số hình thang lái hợp lý thì góc quay thực tế các bánh xe chỉ sai lệch $3 \div 5\%$ so với góc quay lý thuyết.

Trên hình 13.22 đường đậm là đường cong lý thuyết chỉ rõ quan hệ chính xác giữa α và β còn các đường cong θ_1 và $\theta_2 \dots$ biểu diễn quan hệ thực tế giữa các góc α và β khi ta cho các giá trị $\theta_1, \theta_2 \dots$ khác nhau. Lập như vậy có thể thực hiện với các tỉ số $\frac{m}{n}, \frac{b}{L}$ khác nhau. Kết quả là ta sẽ xác định được các giá trị hợp lý của $\theta = \theta_{hl}$ phụ thuộc vào tỉ số của $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$.



Hình 13.23 : Đồ thị biểu diễn quan hệ θ phụ thuộc vào tỷ số $\frac{b}{L}$ và $\frac{m}{n}$

Trên hình 13.23 trình bày kết quả tính toán cho ba giá trị $\frac{m}{n}$, như vậy đồ thị trên hình 13.23 cho giá trị thuận lợi nhất của θ phụ thuộc theo tỉ số $\frac{b}{L}$ ở các độ dài $\frac{m}{n}$ khác nhau.

Đồ thị lập trên cơ sở giả thiết là hình thang lái Đantô đặt sau cầu trước (h.13.21). Đồ thị này chính xác với những góc quay lớn nhất của bánh xe ngoài bé hơn 40^0 (40^0 – góc quay gần giá trị cực đại).

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM

CHƯƠNG XIV

KHUNG VÀ VỎ**I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU VÀ PHÂN LOẠI:****1. Công dụng:**

Khung của ô tô dùng để đỡ các cụm nằm trên nó và giữ cho các cụm ở những vị trí tương quan với nhau.

Vỏ ô tô để chứa hành khách, người lái, hàng hóa.

2. Phân loại:

Hiện nay có nhiều cách phân loại khác nhau, tổng quát có thể phân loại theo hệ thống chịu lực:

a) Khung chịu lực tất cả: vỏ nối với khung bằng các khớp nối mềm, độ cứng của khung rất lớn so với độ cứng của vỏ, do đó vỏ không chịu tác dụng của ngoại lực khi khung bị biến dạng. Thông thường loại khung chịu lực tất cả được áp dụng cho xe tải, xe khách.

b) Không có khung: loại vỏ chịu lực tất cả, thường áp dụng cho xe khách và xe con nhằm giảm trọng lượng của xe (có thể giảm được 20 ÷ 25% trọng lượng so với xe cùng loại có khung).

c) Khung liền vỏ: Vỏ và khung nối cứng với nhau bằng đinh tán hoặc bằng bulông, như thế khung và vỏ chịu tất cả tải trọng.

Ngoài ra khung và vỏ còn có phân loại riêng.

3. Yêu cầu:

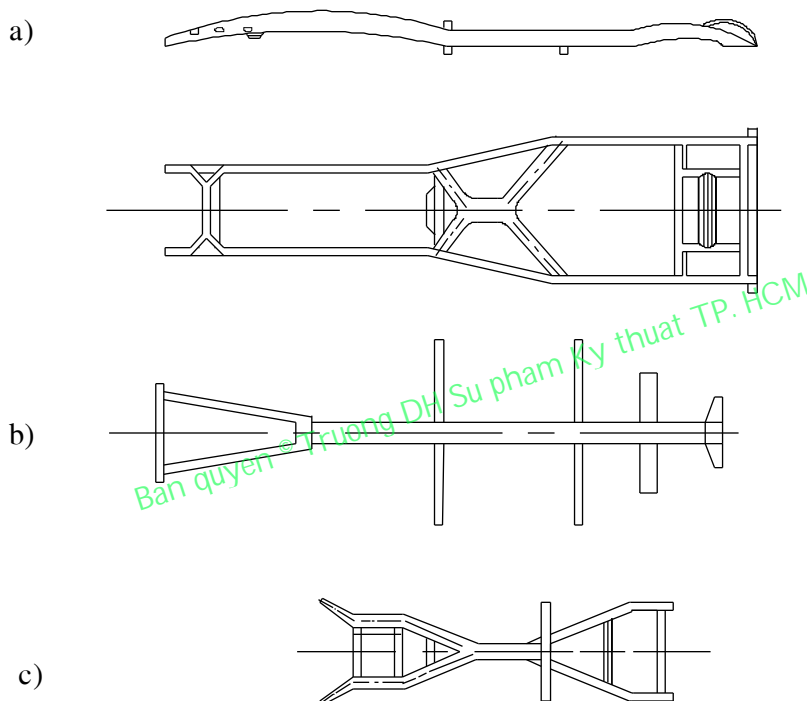
Khung phải đảm bảo các yêu cầu sau: Có độ bền lâu tương ứng với tuổi thọ của cả xe ô tô, có độ cứng vững tốt để cho biến dạng của khung không làm ảnh hưởng đến điều kiện làm việc của các cụm và các cơ cấu của ô tô, có hình dạng thích hợp đảm bảo tháo lắp dễ dàng các cụm.

Tùy theo từng loại, có yêu cầu riêng với vỏ xe, nhưng yêu cầu tổng quát là khoảng không gian của vỏ xe phải đảm bảo đủ để chứa hàng hoá, hành khách, thiết bị, đảm bảo tính tiện nghi, vệ sinh, che mưa nắng, bụi, đảm bảo tính thẩm mỹ thích ứng với từng giai đoạn dài.

II. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN KHUNG:

1. Kết cấu khung:

Khung xe có nhiều loại: Khung có xà dọc ở hai bên (hình 14.1a), khung có xà dọc ở giữa kiểu xương cá (hình 14.1b), khung hình chữ X (hình 14.1c).



Hình 14.1: Kết cấu khung xe.

Tuy các loại khung xe có dạng khác nhau, nhưng tổng quát có những điểm chung.

- Các xà dọc và xà ngang được chế tạo bằng thép và nối với nhau bằng đinh tán, hàn hữu với nối bằng hàn.
- Tiết diện các xà ngang, hình dáng và khoảng cách giữa chúng với nhau phụ thuộc vào vị trí của các cụm như động cơ, hộp số... gắn trên chúng.
- Các xà dọc có thể hình ống, hình hộp, hoặc chữ C, trong đó thép dẹt hình chữ C là phổ biến nhất. Để giảm trọng tâm của xe, đôi khi xà dọc uốn vồng lên ở chỗ đỡ các cầu xe.

- Trên xà dọc có khoan nhiều lỗ để nối với vỏ xe hoặc các cụm khác bằng bulông, đinh tán. Ngoài ra nhiều lỗ bỏ trống, mục đích để khung xe chịu ứng suất đều.

2. Tính toán khung:

Hiện nay tính toán khung đang là một vấn đề thu hút sự chú ý nhiều nhà nghiên cứu. Nhiều tài liệu chuyên đề đã đưa ra các giả thuyết và trên cơ sở đó đã đưa ra các phương pháp tính toán khác nhau.

Ở tập giáo trình này, chúng tôi trình bày khái quát một quan điểm về tính khung xe.

Độ cứng của khung phụ thuộc bởi khoảng cách của các dầm dọc, số lượng và vị trí của các dầm ngang cũng như kích thước và tiết diện dầm.

Tải trọng tác dụng lên khung có thể chia ra tải trọng tĩnh (do trọng lượng của động cơ với hộp số, buồng lái cùng với người lái, vỏ ô tô với tải trọng hữu ích, v.v...) và tải trọng động (chủ yếu là tải trọng thẳng đứng sinh ra khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng, và tải trọng nằm ngang khi tăng tốc, phanh và quay vòng). Các tải trọng phân bố đối xứng theo dầm dọc sẽ uốn khung, còn tải trọng phân bố không đối xứng sẽ xoắn khung. Các tải trọng phân bố không đối xứng sinh ra khi ô tô chuyển động trên đường không bằng phẳng, khi mà một trong các bánh xe đi qua các ụ gồ ghề. Khi đi qua ổ gà với góc 45^0 sẽ sinh ra tải trọng vừa xoắn vừa uốn khung.

Kích thước tiết diện của dầm khung được chọn sơ bộ bằng cách tính dầm theo uốn dưới tác dụng của tải trọng tĩnh. Khi tính toán xem như hai dầm dọc chịu hoàn toàn tải trọng, các dầm ngang không kể đến. Trọng lượng các cụm sẽ được chia đôi và xem như chúng tác dụng trong mặt phẳng đi qua trọng tâm tiết diện của dầm dọc. Mômen xoắn do các cụm đặt xa các dầm dọc (thí dụ thùng nhiên liệu) khi tính toán không kể đến.

Khi tính khung cần phải vẽ biểu đồ mômen uốn với dầm dọc. Muốn thế phải đặt lực tác dụng do trọng lượng các cụm gây nên trên dầm dọc theo đúng vị trí của chúng. Trọng lượng của vỏ ô tô xem như là tải trọng phân bố đều theo chiều dài. Đối với ô tô tải khi tính toán sơ bộ người ta thừa nhận tải trọng có ích phân bố đều theo chiều dài của thùng chứa. Vị trí của trọng tâm các cụm được đo từ sau của dầm dọc. Kích thước a xác định độ dời của thùng chứa khỏi khung (hình 14.2) .

Xác định vị trí trọng tâm các cụm, chúng ta sẽ đặt lực do trọng lượng các cụm sinh ra tại vị trí tương ứng. Sau đó tìm các phản lực T_1 và T_2 do các cầu tác dụng lên bộ nhíp. Lực T_1 và T_2 phải bằng tổng số các lực thẳng đứng tác dụng lên khung. Biết được T_1 và T_2 có thể tìm các phản lực T'_1 , T''_1 và T'_2 , T''_2 tại các chỗ nối nhíp với khung. Nếu nhíp đối xứng thì:

$$T'_1 = T''_1 = \frac{T_1}{2}$$

$$T'_2 = T''_2 = \frac{T_2}{2}$$

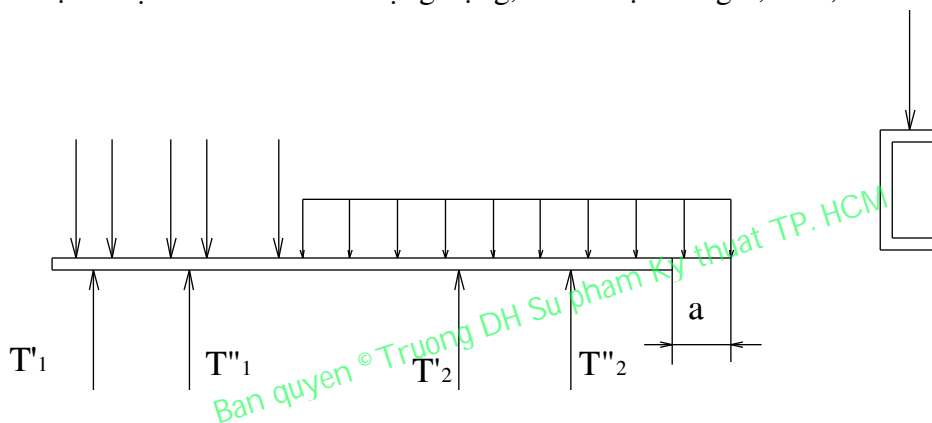
Sau khi xác định tất cả các lực tác dụng lên khung, sẽ tiến hành vẽ biểu đồ mômen uốn tác dụng lên khung (hình 14.2). Cho ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ ở dầm dọc rồi tính ra mômen chống uốn W_u cần thiết đối với mỗi tiết diện của nó, từ đấy định sơ bộ hình dạng của tiết diện dầm dọc cũng như kích thước và chiều dài các tấm cường hóa.

Ứng suất uốn cho phép của dầm dọc được chọn theo công thức:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{1,5(K_d + 1)} \quad (14.1)$$

σ_s – Giới hạn chảy của vật liệu chế tạo dầm dọc.

K_d – Hệ số dự trữ tính đến tải trọng động, thừa nhận bằng 2,3 4 3,5.



Hình 14.2: Tải trọng tác dụng lên khung

Thí nghiệm khung trên bệ thử và trong điều kiện sử dụng trên đường chỉ rõ rằng khi khung chịu tác dụng bởi các lực thẳng đứng gây nên sự uốn khung thì thực tế các dầm ngang sẽ không chịu lực nào cả. Điều này chứng tỏ phương pháp tính toán khung nêu trên (không kể các dầm ngang) trong trường hợp tải trọng như thế cho kết quả tương đối tốt. Khi có tải trọng gây sự xoắn khung thì ứng suất sinh ra không những ở dầm dọc mà cả ở dầm ngang nữa. Ứng suất đạt trị số lớn nhất tại chỗ gắn dầm ngang với dầm dọc.

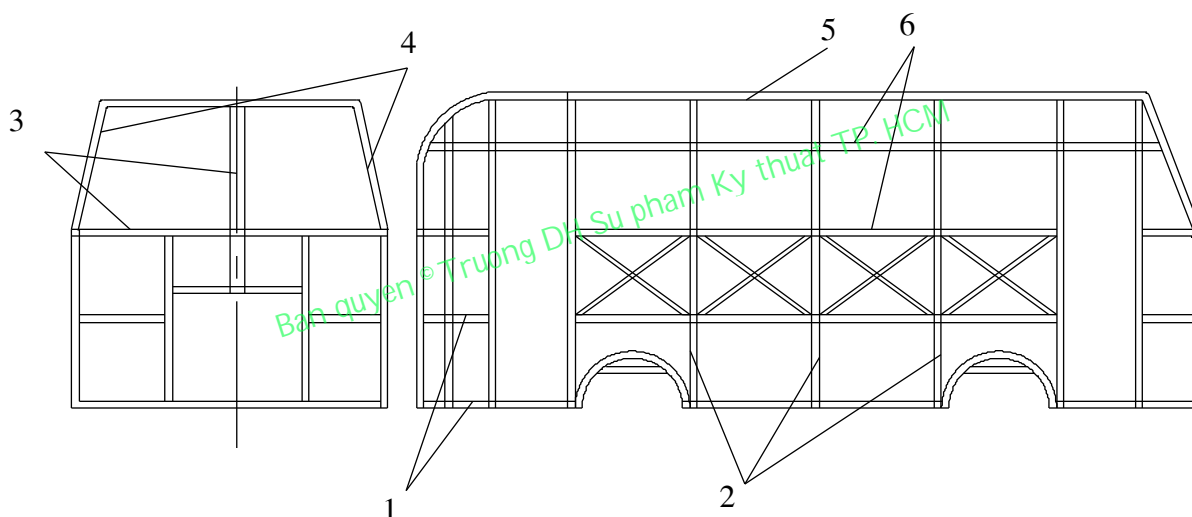
III. KẾT CẤU VỎ XE:

1. Vỏ xe khách :

Vỏ xe khách có nhiều dạng, trong đó dạng kiểu toa tàu chịu lực phổ biến hơn cả (hình 14.3), vì dạng này có hệ số lợi dụng diện tích cao nhất ⁽¹⁾ và các chỉ tiêu sử dụng, bền, kinh tế cao. Khung xương của loại này thể hiện ở hình 14.3. Các chi tiết giá nền 1, cột chống 2, 4, nóc 5, đỡ ngoài 3, 6 là những thanh thép dẹt hoặc thép góc được nối cứng với nhau thành một khoảng không gian nhiều thanh cứng: Bao quanh các khung xương ở phía trong và phía ngoài là các tấm thép hoặc kim loại màu, các tấm này nối với nhau và với khung xương bằng hàn hoặc đinh tán. Khoảng không giữa hai lớp trong và ngoài thường chứa chất cách nhiệt.

Đánh giá độ bền của khung xương chủ yếu theo độ cứng khi xoắn. Góc xoắn tương đối của vỏ xe khách cho phép trong khoảng $3,5^0$ - $45,5^0$ trên 1 m chiều dài vỏ.

Trọng lượng của khung xương và đáy, sàn (không kể ghế) so với diện tích bao ngoài của mặt chiếu bằng khoảng $1100N/m^2$.



Hình 14.3: Khung xương vỏ xe khách.

2. Vỏ xe du lịch:

Có nhiều loại, phổ biến nhất là loại vỏ kín có 4 cửa, hai hàng ghế, loại xe này có tên gọi là Sedan (Xê-đan). Hình dáng đảm bảo khí động học tốt nhất.

Loại thứ hai là loại vỏ kín, có 2 cửa, có 1 hoặc 2 hàng ghế, được gọi là coupe (cô-pê).

⁽¹⁾ Hệ số lợi dụng diện tích : $\eta = \frac{F_1}{F_2}$, trong đó F_1 – diện tích sàn xe; F_2 – diện tích bao ngoài theo hình chiếu bằng.

Loại thứ ba là loại vỏ có mui mềm mở được, có 2 hàng ghế. Nếu vỏ này có 4 cửa thì gọi là cabriolet. Nếu nó chỉ có 2 cửa thì gọi là coupe carbiolet (cupê-cabơriôlét).

Vỏ xe con rất đắt, chiếm 55% giá bán một chiếc xe. Vỏ xe thường là tấm dập và có khung chống. Tỷ trọng của vỏ so với diện tích nền khoảng $650 \div 700\text{N/m}^2$. Độ cứng xoắn khoảng $6,1.10^5\text{Nm/độ}$.

3. Vỏ xe tải:

Vỏ xe tải và thùng chứa hàng thường tách rời. Vỏ xe dập có cột chống, các yêu cầu thiết kế ở Liên Xô theo tiêu chuẩn GOST 9734-61 “ca-bin, chỗ của lái xe”.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Hữu Cẩn
Phan Đình Kiên
Thiết kế và tính toán ô tô, máy kéo.
Nhà xuất bản Đại học và THCN Hà Nội – 1984.
Tập 1, 2 và 3.
- [2] Thái Nguyễn Bạch Liên
Kết cấu và tính toán ô tô.
Nhà xuất bản giao thông vận tải Hà Nội – 1984.
- [3] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc.
Doc. Ing. V. Stejskal, CSc.
Motorova Vozidla
Tập 1, 2, 3, 4 và 5
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1988.
- [4] Prof. Ing. M. Apetaur, DrSc.
vyvoctove metody ve stavbe motorovych vozidel.
Nhà xuất bản CVUT – 1984.
Praha – Czech Republic.
- [5] Prof. Ing. Frantisek Vlk, DrSc.
[5.1] Teorie Vozidel.
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1982.
[5.2] Dynamika motorovych vozidel.
[5.3] Podvozky motorovych vozidel.
[5.4] Prevodova ustroji motorovych vozidel.
[5.5] Karoserie motorovych vozidel.
[5.6] Koncepce motorovych vozidel.
[5.7] Ulohy z dynamiky motorovych vozidel.

- Nhà xuất bản SNTL Praha – 2000.
- [6] Prof. Ing. Petranek Jan, CSc **Ustroji Automobilu.**
Nhà xuất bản SNTL Praha – 1980.
- [7] Prof. Heldt. P.M. **The automotive chassis.**
The University of New York – 1962.
- [8] Prof. Bekker M.G. **Theory of land locomotion.**
The University of Michigan – 1956.

MỤC LỤC

CHƯƠNG I: BỐ TRÍ CHUNG TRÊN ÔTÔ	1
I. BỐ TRÍ ĐỘNG CƠ TRÊN ÔTÔ :.....	1
II. BỐ TRÍ HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC TRÊN ÔTÔ :.....	3
CHƯƠNG II :TẢI TRỌNG TÁC DỤNG LÊN CÁC BỘ PHẬN VÀ CHI TIẾT CỦA Ô TÔ	9
I. KHÁI NIỆM VỀ CÁC LOẠI TẢI TRỌNG :.....	9
II. CÁC TRƯỜNG HỢP SINH RA TẢI TRỌNG ĐỘNG :.....	10
III .TẢI TRỌNG TÍNH TOÁN DÙNG TRONG THIẾT KẾ Ô TÔ :.....	16
CHƯƠNG III :LY HỢP	21
I. CÔNG DỤNG ,PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU :.....	21
II. ẢNH HƯỞNG CỦA LY HỢP ĐẾN SỰ GÀI SỐ :.....	22
III. TÁC DỤNG CỦA LY HỢP KHI PHANH ÔTÔ:.....	26
IV. CÔNG TRƯỢT SINH RA TRONG QUÁ TRÌNH ĐÓNG LY HỢP:.....	28
V. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN, TÍNH TOÁN HAO MÒN VÀ NHIỆT ĐỘ CỦA LY HỢP :.....	32
VI. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA LY HỢP :.....	36
CHƯƠNG IV :HỘP SỐ CƠ KHÍ	41
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:.....	41
II. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN HỘP SỐ CÓ CẤP CỦA Ô TÔ:.....	42
III. SƠ ĐỒ ĐỘNG HỌC MỘT SỐ LOẠI HỘP SỐ CỦA Ô TÔ:.....	42
IV. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ:.....	44
V. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP SỐ:.....	45
CHƯƠNG V :HỘP SỐ TỰ ĐỘNG	61
I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI:.....	61
II. LY HỢP THỦY ĐỘNG:.....	62
III. BIẾN MÔMEN THỦY LỰC:.....	67
IV. HỘP SỐ HÀNH TINH:.....	74
CHƯƠNG VI :TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG	79
I. CÔNG DỤNG , YÊU CẦU , PHÂN LOẠI:.....	79

II. ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:.....	80
III. ĐỘNG LỰC HỌC CỦA CƠ CẤU CÁC ĐĂNG:.....	88
IV. SỐ VÒNG QUAY NGUY HIỂM CỦA TRỤC CÁC ĐĂNG :.....	90
V. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG CÁC ĐĂNG:.....	92
CHƯƠNG VII :TRUYỀN LỰC CHÍNH	99
I. CÔNG DỤNG ,YÊU CẦU ,PHÂN LOẠI :.....	99
II. CÁC PHƯƠNG ÁN KẾT CẤU CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :.....	100
III. THIẾT KẾ CÁC KÍCH THƯỚC CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :.....	104
IV. TÍNH TOÁN TRUYỀN LỰC CHÍNH:.....	106
V. CÁC BIỆN PHÁP TĂNG CƯỜNG ĐỘ CỨNG VỮNG CỦA TRUYỀN LỰC CHÍNH :..	110
VI. VẬT LIỆU CHẾ TẠO TRUYỀN LỰC CHÍNH.....	113
CHƯƠNG VIII :VI SAI	114
I. CÔNG DỤNG ,YÊU CẦU ,PHÂN LOẠI :.....	114
II. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CỦA VI SAI :.....	115
III. ẢNH HƯỞNG CỦA VI SAI ĐẾN TÍNH CHẤT KÉO CỦA XE :.....	118
IV. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN MỘT SỐ BỘ VI SAI :.....	123
V. VẬT LIỆU CHẾ TẠO CÁC CHI TIẾT CỦA VI SAI:.....	130
CHƯƠNG IX :TRUYỀN ĐỘNG ĐẾN CÁC BÁNH XE CHỦ ĐỘNG	132
I. CÔNG DỤNG ,YÊU CẦU ,PHÂN LOẠI :.....	132
II. TÍNH TOÁN NỬA TRỤC THEO ĐỘ BỀN :.....	135
III. BÁNH XE VÀ LỚP CỦA ÔTÔ:.....	144
CHƯƠNG X :DẪM CẦU – VỎ CẦU	149
I. CÔNG DỤNG ,YÊU CẦU ,PHÂN LOẠI:.....	149
II. TÍNH VỎ CẦU CHỦ ĐỘNG KHÔNG DẪN HƯỚNG:.....	150
III. TÍNH DẪM CẦU TRƯỚC DẪN HƯỚNG THEO BỀN:.....	159
CHƯƠNG XI :HỆ THỐNG TREO	164
I. CÔNG DỤNG , PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	164
II. PHÂN TÍCH KẾT CẤU HỆ THỐNG TREO.....	166
A. BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.....	168
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	168
II. KẾT CẤU CỦA BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.....	170
III. TÍNH TOÁN BỘ PHẬN DẪN HƯỚNG.....	174
B. BỘ PHẬN ĐÀN HỒI.....	178
I. PHÂN LOẠI.....	178
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH ĐÀN HỒI CỦA HỆ THỐNG TREO.....	178
III. TÍNH TOÁN PHẦN TỬ ĐÀN HỒI KIM LOẠI.....	182
IV. PHẦN TỬ ĐÀN HỒI LOẠI KHÍ.....	197
V. HỆ THỐNG TREO THỦY KHÍ.....	198
VI. ĐIỀU CHỈNH HỆ THỐNG TREO.....	199
C. BỘ PHẬN GIẢM CHẤN.....	201
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	202
II. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA GIẢM CHẤN THỦY LỰC.....	203
III. TÍNH TOÁN GIẢM CHẤN THỦY LỰC.....	204
CHƯƠNG XII: HỆ THỐNG PHANH	206
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	206
II. KẾT CẤU CHUNG HỆ THỐNG PHANH.....	207
A. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH.....	213

I. XÁC ĐỊNH MÔMEN PHANH CẦU SINH RA Ở CÁC CƠ CẤU PHANH.....	213
II. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH GUỐC	215
III. TÍNH TOÁN CƠ CẤU PHANH ĐĨA.	228
IV. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA MÁ PHANH.....	230
V. TÍNH TOÁN NHIỆT PHÁT RA TRONG QUÁ TRÌNH PHANH.	232
B. TRUYỀN ĐỘNG PHANH.....	233
I. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CƠ KHÍ	233
II. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG CHẤT LỎNG (DẦU).....	236
III. TRUYỀN ĐỘNG PHANH BẰNG KHÍ	239
IV. BỘ ĐIỀU HOÀ LỰC PHANH VÀ BỘ CHỐNG Hãm CỨNG.....	243
CHƯƠNG XIII: HỆ THỐNG LÁI	246
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	246
II. TỈ SỐ TRUYỀN CỦA HỆ THỐNG LÁI.....	247
III. KẾT CẤU HỆ THỐNG LÁI.	249
IV. TÍNH TOÁN HỆ THỐNG LÁI.....	260
CHƯƠNG IV: KHUNG VÀ VỎ.	271
I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU.....	271
II. KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN KHUNG.....	272
III. KẾT CẤU VỎ XE.....	274
TÀI LIỆU THAM KHẢO	276
MỤC LỤC	277

Ban quyền © Truong DH Su pham Ky thuat TP. HCM