

CHƯƠNG III

LY HỢP

I. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI VÀ YÊU CẦU.

1.1. Công dụng.

Ly hợp dùng để nối cốt máy với hệ thống truyền lực, nhằm để truyền mômen quay một cách êm dịu và để cắt truyền động đến hệ thống truyền lực được nhanh và dứt khoát trong những trường hợp cần thiết.

1.2. Phân loại.

1.2.1. Theo cách truyền mômen xoắn từ cốt máy đến trục của hệ thống truyền lực, chúng ta có:

- ✓ Ly hợp ma sát: loại một đĩa và nhiều đĩa, loại lò xo nén biên, loại lò xo nén trung tâm, loại càng tách ly tâm và nửa ly tâm.
- ✓ Ly hợp thủy lực: loại thủy tĩnh và thủy động.
- ✓ Ly hợp nam châm điện.
- ✓ Ly hợp liên hợp.

1.2.2. Theo cách điều khiển, chúng ta có:

- ✓ Điều khiển do lái xe (loại đạp chân, loại có trợ lực thủy lực hoặc khí)
- ✓ Loại tự động.

Hiện nay trên ô tô được sử dụng nhiều là loại ly hợp ma sát. Ly hợp thủy lực cũng đang được phát triển ở ô tô vì nó có ưu điểm căn bản là giảm được tải trọng và đập lên hệ thống truyền lực.

1.3. Yêu cầu.

- ✓ Ly hợp phải truyền được mômen xoắn lớn nhất của động cơ mà không bị trượt trong mọi điều kiện, bởi vậy ma sát của ly hợp phải lớn hơn mômen xoắn của động cơ.
- ✓ Khi kết nối phải êm dịu để không gây ra va đập ở hệ thống truyền lực.
- ✓ Khi tách phải nhanh và dứt khoát để dễ gài số và tránh gây tải trọng động cho hộp số
- ✓ Mômen quán tính của phần bị động phải nhỏ.
- ✓ Ly hợp phải làm nhiệm vụ của bộ phận an toàn do đó hệ số dự trữ β phải nằm trong giới hạn.
- ✓ Điều khiển dễ dàng.
- ✓ Kết cấu đơn giản và gọn.
- ✓ Đảm bảo thoát nhiệt tốt khi ly hợp trượt.

II. XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CƠ BẢN CỦA LY HỢP.

2.1. Xác định kích thước cơ bản của ly hợp.

Cơ sở để xác định kích thước của ly hợp là ly hợp phải có khả năng truyền được mômen xoắn lớn hơn mômen cực đại của động cơ một ít.

Mômen ma sát của ly hợp phải bằng mômen xoắn lớn nhất truyền qua ly hợp:

$$M_l = \beta \cdot M_{e \max} \quad (3.1)$$

Ở đây:

M_l - Mômen ma sát của ly hợp (Nm)

$M_{e\max}$ - Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

β - Hệ số dự trữ của ly hợp

Xe du lịch: $\beta = 1,3 \div 1,75$

Xe tải không có moóc $\beta = 1,6 \div 2,25$

Xe tải có moóc $2 \div 3$.

Phương trình (3.1) cũng có thể viết dưới dạng sau:

$$M_1 = \beta \cdot M_{e\max} = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \cdot p \quad (3.2)$$

Ở đây:

μ - Hệ số ma sát của ly hợp.

p - Số lượng đôi bề mặt ma sát.

$$p = m + n - 1$$

m - Số lượng đĩa chủ động.

n - Số lượng đĩa bị động.

P - Lực ép lên các đĩa ma sát.

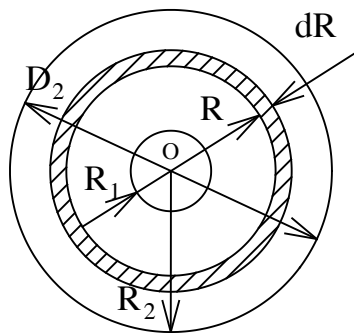
R_{tb} - Bán kính ma sát trung bình (bán kính của điểm đặt lực ma sát tổng hợp).

Từ phương trình (3.2) xác định được lực ép cần thiết lên các đĩa để truyền được mômen $M_{e\max}$:

$$P = \frac{M_1}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} = \frac{\beta \cdot M_{e\max}}{\mu \cdot R_{tb} \cdot p} \quad (3.3)$$

Bán kính R_{tb} được xác định theo công thức sau:

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2}$$



Hình 3.1: Sơ đồ xác định R_{tb}

Giá trị R_{tb} được xác định như sau:

Trên hình 3.1 là một tấm ma sát của ly hợp. Chúng ta xét trường hợp ly hợp có một đôi bề mặt ma sát ($p = 1$).

Giả thiết có lực P tác dụng lên tấm ma sát với bán kính trong là R_1 , bán kính ngoài R_2 bởi vậy áp suất sinh ra trên bề mặt tấm ma sát sẽ là:

$$q = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)}$$

Bây giờ ta hãy xét một vòng phần tử nằm cách tâm O, bán kính R và có chiều dày dR . Mômen do các lực ma sát tác dụng trên vòng phần tử đó là :

$$dM_1 = \mu \cdot q \cdot 2\pi R \cdot dR \cdot R = 2\mu\pi q R^2 dR$$

Mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát là

$$M_1 = \int_{R_1}^{R_2} dM_1 = \int_{R_1}^{R_2} 2\mu\pi q R^2 dR = \frac{2P\mu}{R_2^2 - R_1^2} \int_{R_1}^{R_2} R^2 dR = \mu \cdot P \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.4)$$

Mặt khác mômen các lực ma sát tác dụng trên toàn vòng ma sát cũng bằng lực ma sát tổng hợp μP nhân với R_{tb} , tức là:

$$M_1 = \mu \cdot P \cdot R_{tb} \quad (3.5)$$

Từ công thức (3.32) và (3.33) ta suy ra;

$$R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(R_2^3 - R_1^3)}{(R_2^2 - R_1^2)} \quad (3.6)$$

Trong trường hợp không cần độ chính xác cao thì R_{tb} có thể xác định theo công thức gần đúng sau:

$$R_{tb} = \frac{R_1 + R_2}{2} \quad (3.7)$$

Đường kính ngoài D_2 của vòng ma sát bị khống chế bởi đường kính ngoài của bánh đà động cơ. Có thể chọn đường kính ngoài của tấm ma sát theo công thức kinh nghiệm sau:

$$D_2 = 2R_2 = 3,16 \sqrt{\frac{M_{e \max}}{C}} \quad (3.8)$$

Trong đó:

D_2 – Đường kính ngoài của tấm ma sát (cm).

$M_{e \max}$ – Mô men xoắn cực đại của động cơ (Nm).

C – Hệ số kinh nghiệm:

Đối với xe du lịch $C = 4,7$

Đối với xe tải sử dụng trong điều kiện bình thường $C = 3,6$

Đối với xe tải chở hàng và xe tải sử dụng trong điều kiện nặng nhọc $C = 1,9$.

Bán kính trong R_1 của tấm ma sát có thể chọn sơ bộ như sau :

$$R_1 = (0,53 \div 0,75) R_2$$

Giới hạn dưới ($0,53 R_2$) dùng cho động cơ có số vòng quay thấp. Còn giới hạn trên ($0,75 R_2$) dùng cho các động cơ có số vòng quay cao.

Hệ số ma sát μ phụ thuộc vào tính chất vật liệu, tình trạng bề mặt, tốc độ trượt và nhiệt độ của tấm ma sát. Khi tính toán, có thể thừa nhận hệ số ma sát chỉ phụ thuộc vào tính chất vật liệu (xem bảng 3.1)

Bảng 3.1: Vật liệu chế tạo tấm ma sát của ly hợp.

Nguyên liệu của các bề mặt ma sát	Hệ số ma sát μ		Áp suất cho phép (kN/m ²)
	Khô	Trong dầu	
Thép với gang	0,15 ÷ 0,18		150 ÷ 300
Thép với thép	0,15 ÷ 0,20	0,03 ÷ 0,07	250 ÷ 400
Thép với phêrôđô	0,25 ÷ 0,35	0,07 ÷ 0,15	100 ÷ 250
Gang với phêrôđô	0,2		100 ÷ 250
Thép với phêrôđô caosu	0,4 ÷ 0,5	0,07 ÷ 0,15	100 ÷ 250

Số lượng đôi bề mặt ma sát p có thể tự chọn dựa vào kết cấu hiện có, sau đó tìm lực ép P cần thiết theo công thức (3.3), sau đó cần kiểm tra áp suất lên bề mặt ma sát theo công thức sau:

$$q = \frac{P}{S} = \frac{P}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \leq [q] \quad (3.9)$$

Ở đây:

$[q]$ – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1

Trong trường hợp không thể dự kiến trước được số lượng đôi bề mặt ma sát p thì có thể xác định thông qua công thức sau:

$$M_1 = \beta \cdot M_{e\max} = 2\pi R_{tb}^2 b \cdot \mu \cdot q \cdot p$$

Trong đó:

$M_{e\max}$ – Mômen xoắn cực đại của động cơ (Nm)

b – Chiều rộng của tấm ma sát: $b = R_2 - R_1$

q – Áp suất cho phép lấy theo bảng 3.1 (N/m^2)

Từ đó có thể xác định số lượng đôi bề mặt ma sát:

$$p = \frac{\beta \cdot M_{e\max}}{2 \cdot \pi \cdot q \cdot \mu \cdot b \cdot R_{tb}^2} \quad (3.10)$$

III. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CHỦ YẾU CỦA LY HỢP.

Trong phần này, chúng ta chỉ tính toán các chi tiết chủ yếu của ly hợp gồm có: lò xo ép, đòn mở và cơ cấu điều khiển ly hợp. Các chi tiết còn lại của ly hợp như: đĩa bị động, vòng ma sát, moayơ đĩa bị động, giảm chấn và trục ly hợp, đĩa ép và đĩa ép trung gian chúng ta có thể tham khảo thêm ở các tài liệu khác.

3.1. Lò xo ép của ly hợp.

Nhằm tạo ra lực nén P , chúng ta có thể sử dụng một lò xo hình côn trung tâm hoặc nhiều lò xo hình trụ bố trí trên một vòng tròn có bán kính bằng R_{tb} .

Cơ sở để thiết kế lò xo ép là giá trị lực nén N_{\max}

Giả thiết có n_1 lò xo, để tạo ra một lực nén tổng cộng P lên các đĩa của ly hợp thì bản thân mỗi lò xo phải chịu một lực nén $N = P/n_1$ và bị ép đi một đoạn là f (H.3.2).

Khi tách ly hợp đĩa ép dịch ra một đoạn s và nén tiếp các lò xo, do đó tải trọng dùng để tính toán thiết kế là:

$$N_{\max} = \frac{1,2 \cdot P}{n_1} \quad (N) \quad (3.11)$$

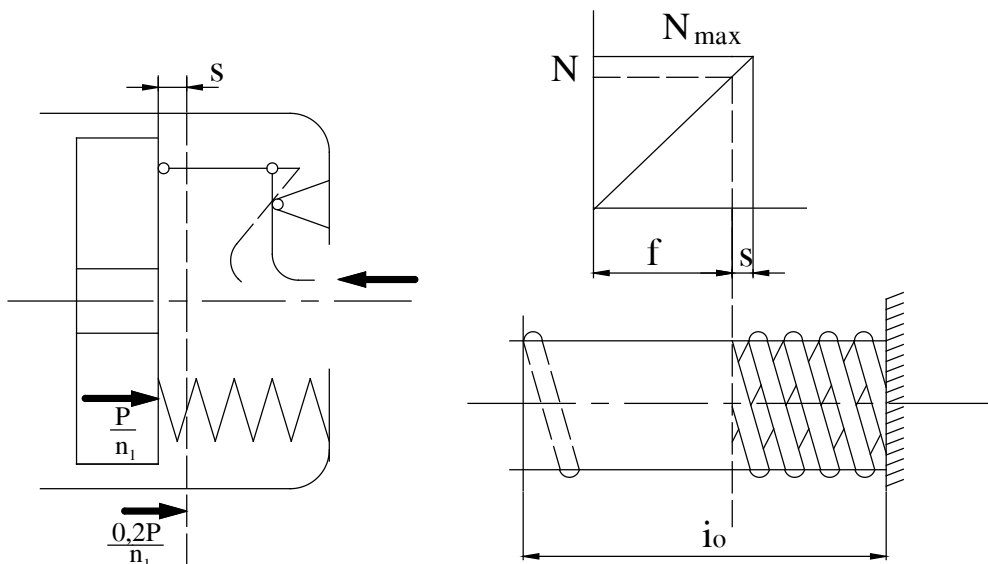
Ở đây:

P – Lực nén tổng cộng tính theo công thức (3.3)

n_1 – Số lượng lò xo

1,2 – Hệ số tính đến lò xo bị nén thêm khi tách ly hợp.

Lò xo được tính toán theo giáo trình “Chi tiết máy”.



Hình 3.2: Lò xo ép của ly hợp

3.2. Đòn mở của ly hợp.

Khi chúng ta muốn mở ly hợp, cần thiết phải tác dụng lên các đòn mở một lực lớn hơn lực nén tổng cộng của các lò xo trong trường hợp đĩa ép dịch chuyển một đoạn là S. Giả thiết có n_d đòn mở, thì mỗi đòn mở chịu 1 lực là:

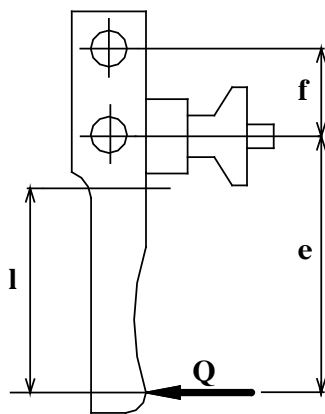
$$Q = \frac{1,2.P}{i.n_d} \quad (\text{N}) \quad (3.12)$$

Dưới tác dụng của lực Q sẽ xuất hiện mômen uốn $Q.l$ tại tiết diện nguy hiểm A – A. Cơ sở để thiết kế đòn mở là tỉ số truyền $i = \frac{e}{f}$ phải thoả mãn điều kiện điều khiển và điều kiện bền tại tiết diện A – A (hình 3.3):

$$\sigma_u = \frac{Q.l}{W_u} \leq [\sigma_u] \quad (3.13)$$

Ở đây:

W_u – Mômen chống uốn tại tiết diện A – A
 $[\sigma] = 300 \div 400 \text{ MN/m}^2$



Hình 3.3: Sơ đồ lực tác dụng lên đòn mở

3.3. Cơ cấu điều khiển ly hợp.

Trên ô tô thường sử dụng hai dạng đó là: điều khiển ly hợp bằng cơ khí và điều khiển ly hợp bằng thủy lực (xem hình 3.4 và hình 3.5).

Sau khi đã quyết định chọn cơ cấu điều khiển là dạng cơ khí hay thủy lực, chúng ta tính toán tỉ số truyền i của cơ cấu thỏa mãn các yêu cầu sau đây:

- ✓ Có chỗ để bố trí các hệ đòn bẩy.
- ✓ Hạn chế để số lượng các khớp nối ma sát là ít nhất, nhằm để nâng cao hiệu suất truyền lực.
- ✓ Lực tác dụng lên bàn đạp và hành trình bàn đạp ly hợp phải nằm trong giới hạn cho phép.
- ✓ Lực tác dụng lên từng chi tiết càng nhỏ càng tốt.

3.3.1. Tính toán tỉ số truyền:

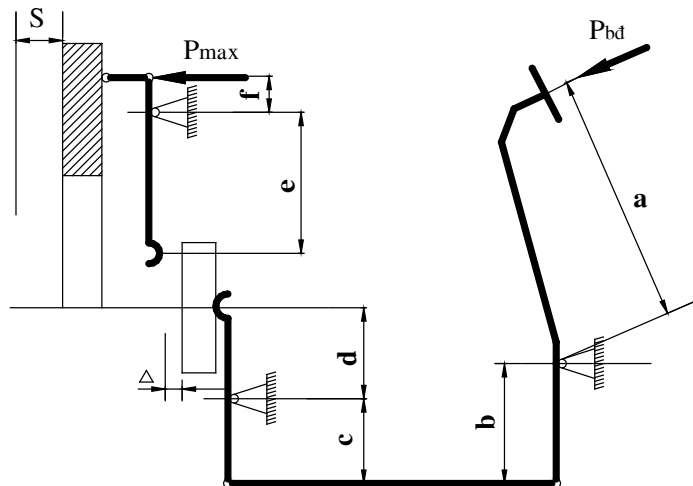
Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí:

$$i_c = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \quad (3.14)$$

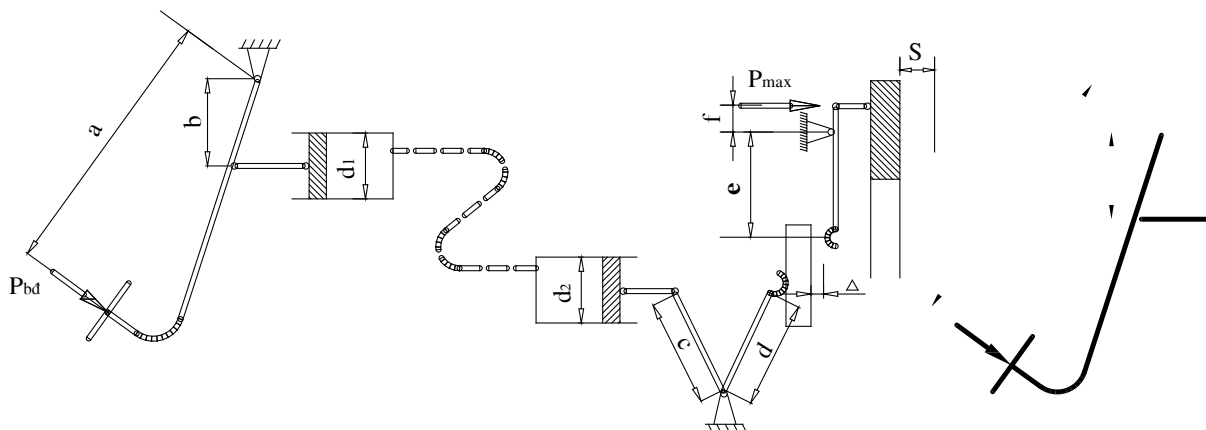
Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực:

$$i_t = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{e}{f} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.15)$$

Ở đây: d_1, d_2 : Đường kính của các xilanh thủy lực.



Hình 3.4: Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng cơ khí



Hình 3.5: Cơ cấu điều khiển ly hợp bằng thủy lực.

3.3.2. Hành trình của bàn đạp ly hợp:

Điều khiển bằng cơ khí:

$$S_{bd} = S \cdot i_c + \Delta S = S \cdot i_c + \Delta \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \quad (3.16)$$

Điều khiển bằng thủy lực:

$$S_{bd} = S \cdot i_t + \Delta S = S \cdot i_t + \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \quad (3.17)$$

Ở đây:

S_{bd} – Hành trình tổng cộng của bàn đạp (khoảng 150 ÷ 180 mm)

ΔS – Hành trình tự do của bàn đạp (khoảng 35 ÷ 60 mm)

Δ – Khe hở giữa đầu đòn mở và bạc mở (khoảng 2 ÷ 4 mm)

S – Hành trình dịch chuyển của các đĩa ép. Để đảm bảo cho ly hợp được mở một cách dứt khoát, mỗi đôi bề mặt ma sát phải có khoảng cách 0,75 ÷ 1 mm, do đó

$$S = (0,75 \div 1)p \quad (\text{Trong đó } p \text{ là số lượng đôi bề mặt ma sát})$$

3.3.2.1 Lực tác dụng lên bàn đạp ly hợp:

$$P_{bd} = \frac{1,2 \cdot P}{i \cdot \eta} \leq 200 \text{ N} \quad (3.18)$$

Ở đây:

P – Lực nén tổng cộng tác dụng lên các đĩa của ly hợp tính theo công thức (3.3)

1, 2 – Hệ số tính đến các lò xo ép của ly hợp bị nén thêm khi tách mở ly hợp

i – Tỷ số truyền theo công thức (3.14) hoặc (3.15)

η – Hiệu suất truyền lực

✓ Đối với cơ cấu điều khiển bằng cơ khí:

$$\eta = \eta_c = 0,7 \div 0,8$$

✓ Đối với cơ cấu điều khiển bằng thủy lực:

$$\eta = \eta_t = 0,8 \div 0,9$$

3.3.2.2 Công mở ly hợp:

$$A = \frac{(P + 1,2P)}{2} \cdot S \leq 30 \text{ J} \quad (3.19)$$

Nếu $A > 30 \text{ J}$ thì phải thiết kế và bố trí thích hợp bộ phận trợ lực cho ly hợp.