

CHƯƠNG IV

HỘ SỐ CƠ KHÍ

I. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI.

1.1. Công dụng.

- ✓ Nhằm thay đổi tỷ số truyền và mômen xoắn từ động cơ đến các bánh xe chủ động phù hợp với mômen cản luôn thay đổi và nhằm tận dụng tối đa công suất của động cơ.
- ✓ Giúp cho xe thay đổi được chiều chuyển động.
- ✓ Đảm bảo cho xe dừng tại chỗ mà không cần tắt máy hoặc không cần tách ly hợp.
- ✓ Dẫn động mômen xoắn ra ngoài cho các bộ phận đặc biệt đối với các xe chuyên dụng.
- ✓ Cải thiện đường đặc tính công suất động cơ.

1.2. Yêu cầu.

- ✓ Có dãy tỷ số truyền phù hợp nhằm nâng cao tính năng động lực học và tính năng kinh tế của ô tô.
- ✓ Phải có hiệu suất truyền lực cao, không có tiếng ồn khi làm việc, sang số nhẹ nhàng, không sinh ra lực va đập ở các bánh răng khi gài số.
- ✓ Phải có kết cấu gọn bền chắc, dễ điều khiển, dễ bảo dưỡng hoặc kiểm tra và sửa chữa khi có hư hỏng.

1.3. Phân loại.

Theo phương pháp thay đổi tỷ số truyền, hộp số được chia thành: hộp số có cấp và hộp số vô cấp.

1.3.1. Hộp số có cấp được chia theo:

- ✓ Sơ đồ động học gồm có:
 - Loại có trục cố định (hộp số hai trục, hộp số ba trục...).
 - Loại có trục không cố định (hộp số hành tinh một cấp, hai cấp...).
- ✓ Dãy số truyền gồm có:
 - Một dãy tỷ số truyền (3 số, 4 số, 5 số...).
 - Hai dãy tỷ số truyền.
- ✓ Phương pháp sang số gồm có:
 - Hộp số điều khiển bằng tay.
 - Hộp số tự động.

1.3.2. Hộp số vô cấp được chia theo:

- ✓ Hộp số thủy lực (hộp số thủy tĩnh, hộp số thủy động).
- ✓ Hộp số điện.
- ✓ Hộp số ma sát.

II. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN HỘ SỐ CÓ CẤP CỦA Ô TÔ.

Công việc tính toán thiết kế hộp số ô tô có hai bước chính như sau:

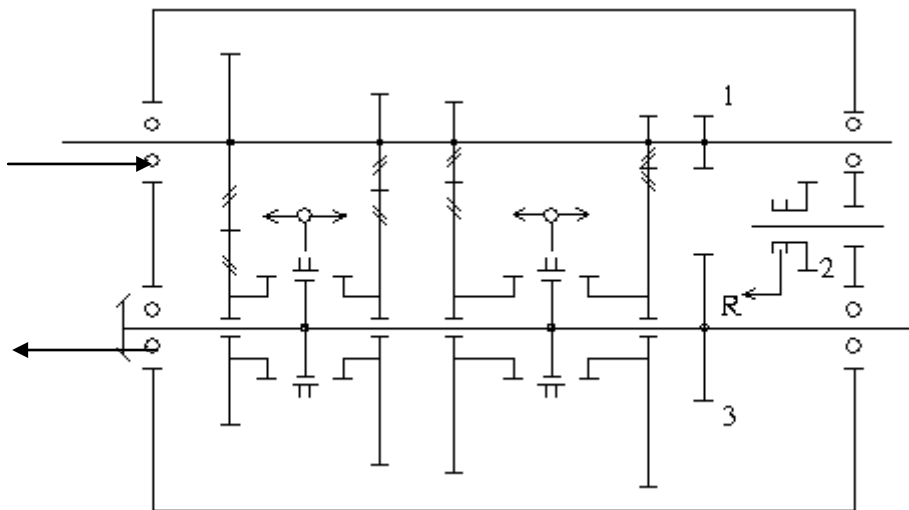
- ✓ Xác định tỷ số truyền đảm bảo tính chất kéo và tính kinh tế theo điều kiện làm việc đã cho trước.
 - ✓ Xác định kích thước các chi tiết của hộp số.
- Hai bước lớn trên được cụ thể hóa bởi các bước cụ thể sau:

1. Trên cơ sở của điều kiện sử dụng và điều kiện kỹ thuật cho trước, cùng với điều kiện chế tạo, chúng ta chọn sơ đồ động học và dự kiến số cấp của hộp số.
2. Tính toán lực kéo của ô tô, xác định tỉ số truyền chung của cả hệ thống truyền lực khi gài các số khác nhau.
3. Phân chia phù hợp tỉ số truyền của hệ thống truyền lực theo từng cụm (hộp số, hộp số phụ, truyền lực chính, truyền lực cuối cùng).
4. Tính toán xác định tỉ số truyền của hộp số.
5. Xác định kích thước của các chi tiết, bố trí các chi tiết của hộp số và kiểm tra sự liên quan làm việc giữa các chi tiết với nhau.

III. SƠ ĐỒ ĐỘNG HỌC MỘT SỐ LOẠI HỘP SỐ CỦA Ô TÔ.

3.1. Sơ đồ động học hộp số hai trục.

Trên hình 4.1 là sơ đồ động học hộp số hai trục bốn cấp (không kể số lùi) Khi gài các số tiến đều sử dụng bộ đồng tốc, khi gài số lùi thì dịch chuyển bánh răng thẳng 2 tạo nên sự ăn khớp 1-2 và 2-3.

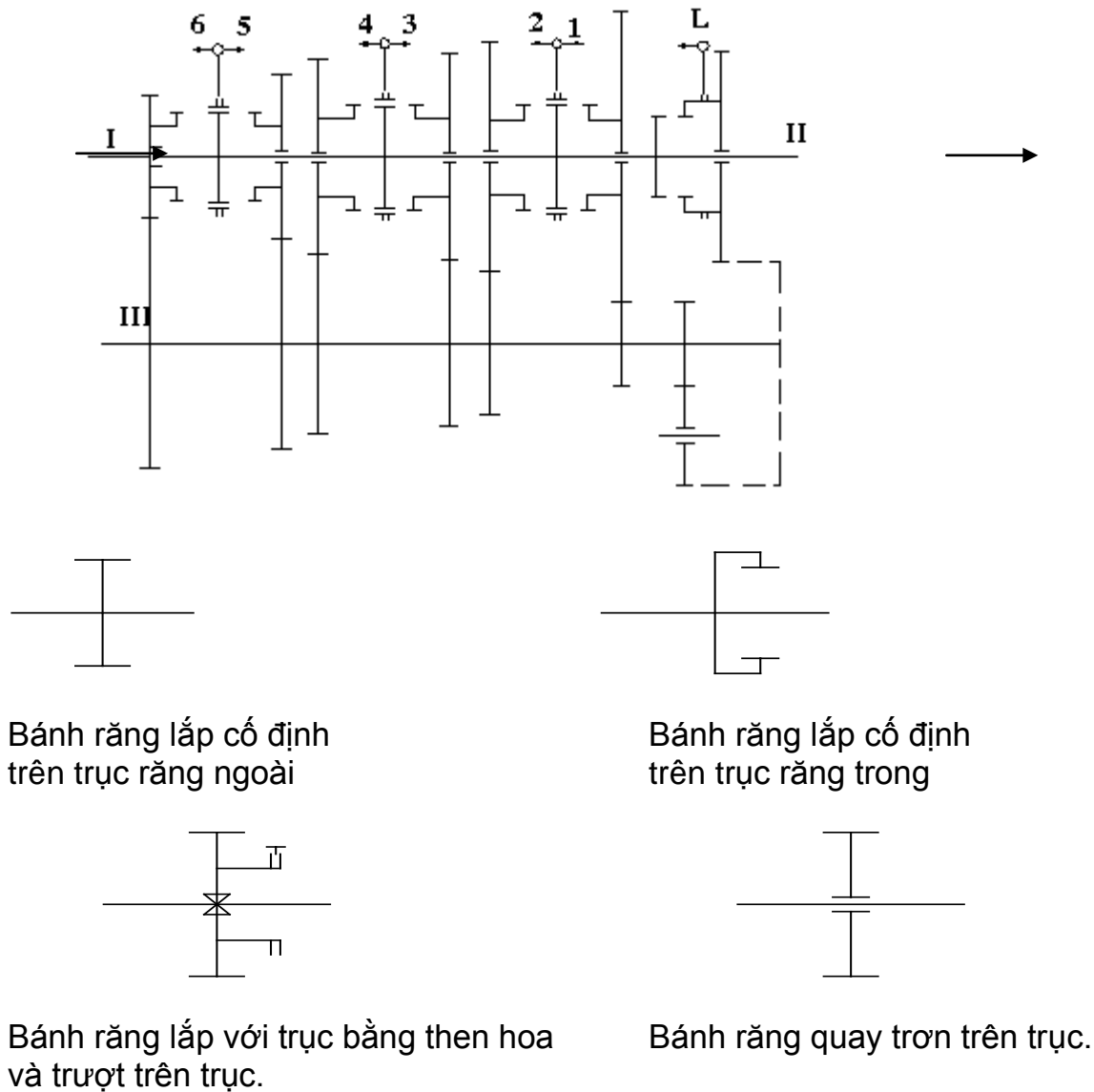


Hình 4.1: Sơ đồ động học hộp số hai trục
Hộp số xe SKODA 100 MB (Cộng hòa Czech)

3.2. Sơ đồ động học hộp số ba trục.

Trên hình 4.2 là sơ đồ động học của một số hộp số ba trục có từ 3 đến 6 số tiến. Khi số cấp của hộp số tăng thì mức độ phức tạp về mặt kết cấu cũng tăng theo. Ở hình 4.2 được thống nhất các ký hiệu như sau:

- 1, 2, 3, 4, 5, 6: vị trí gài các số 1, 2, 3, 4, 5, 6.
- L (hoặc R): vị trí gài số lùi.
- I- trục sơ cấp.
- II- trục thứ cấp.
- III- trục trung gian.



Hình 4.2: Sơ đồ động học hộp số ba trục

IV. CHỌN TỶ SỐ TRUYỀN CỦA HỘP SỐ.

Tỷ số truyền của hộp số ô tô được xác định trên cơ sở tính toán lực kéo ở các tay số. Trong đó quan trọng nhất là tỷ số truyền ở tay số I. Tỷ số truyền i_{h1} được xác định theo công thức của viện sĩ Chuđacốp:

$$i_{h1} = \frac{G \cdot r_{bx} \cdot \psi_{max}}{M_{emax} \cdot i_o \cdot \eta_t} \quad (4.1)$$

Ở đây:

- G – Trọng lượng toàn bộ của xe (N)
- ψ_{max} – Hệ số cản chuyển động lớn nhất
- r_{bx} – Bán kính lăn của bánh xe có tính đến sự biến dạng của lốp (m)
- i_o – Tỷ số truyền của truyền lực chính
- η_t – Hiệu suất của hệ thống truyền lực

Tỷ số truyền của truyền lực chính được xác định:

$$i_o = \theta \frac{r_{bx}}{2,65} \quad (4.2)$$

Ở đây:

θ - Hệ số vòng quay của động cơ

Đối với xe du lịch: $\theta = 30 \div 40$

Đối với xe tải: $\theta = 40 \div 50$

Nếu hộp số có 3 cấp với số III là số truyền thẳng thì:

$$i_{h3} = 1; \quad i_{h2} = \sqrt{i_{h1}}$$

Nếu hộp số có 4 cấp với số IV là số truyền thẳng thì:

$$i_{h4} = 1; \quad i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}}; \quad i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền thẳng thì:

$$i_{h5} = 1; \quad i_{h4} = \sqrt[4]{i_{h1}}; \quad i_{h3} = \sqrt[4]{i_{h1}^2}; \quad i_{h2} = \sqrt[4]{i_{h1}^3}$$

Nếu hộp số có 5 cấp với số V là số truyền tăng và số IV là số truyền thẳng thì:

$$i_{h5} = \frac{1}{\sqrt[3]{i_{h1}}}; \quad i_{h4} = 1; \quad i_{h3} = \sqrt[3]{i_{h1}}; \quad i_{h2} = \sqrt[3]{i_{h1}^2}$$

Số truyền cao nhất của hộp số nên làm số truyền thẳng hay số truyền tăng là tùy thuộc vào thời gian sử dụng. Nên chọn số truyền làm việc nhiều nhất để làm số truyền thẳng để giảm tiêu hao khi truyền lực và tăng tuổi thọ của hộp số.

V. TÍNH TOÁN CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP SỐ.

5.1. Bánh răng của hộp số (xem lại giáo trình “Chi tiết máy”).

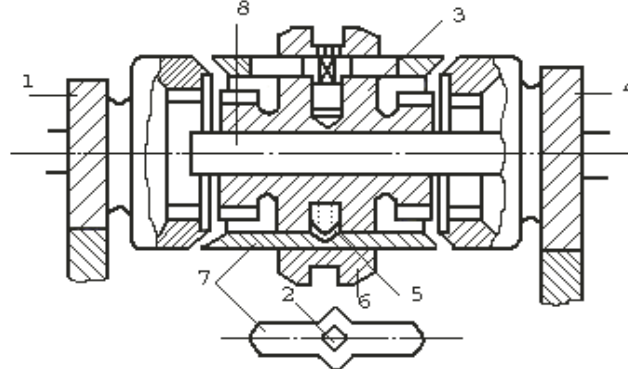
5.2. Các cơ cấu điều khiển quan trọng của hộp số.

5.2.1. Cơ cấu điều khiển gài số (xem lại giáo trình “Cấu tạo ô tô”)

5.2.2. Bộ đồng tốc:

Khi sang số, cho dù đã tách ly hợp, nhưng do quán tính nên các bánh răng vẫn còn quay với các vận tốc góc khác nhau, nếu gài vào nhau thì sinh lực va đập. Để khắc phục hiện tượng trên và đơn giản hóa các quá trình thao tác của tài xế, người ta dùng bộ đồng tốc.

Xét trường hợp chuyển từ số cao về số thấp để tìm hiểu nguyên lý và phân tích (hình 4. 3).



Hình 4.3: Cấu tạo của bộ đồng tốc
1,4. Bánh răng; 2. Chốt; 3. Ống răng; 5. Bi;
6. Ống gạt; 7. Ống lồng; 8. Trục

5.2.3. Giai đoạn dịch chuyển tự do (lúc mặt côn của ống lồng 7 chưa tiếp xúc với mặt côn của bánh răng 4).

Vì vòng gạt 6 liên kết cứng với ống răng 3 và ống này lại liên kết đàn hồi với ống lồng 7, cho nên khi gạt 6 về phía bánh răng 4, cả khối chi tiết 6-2-3-5-7 đều dịch chuyển. Khi hai mặt côn tiếp xúc với nhau thì tạm thời dừng lại và bắt đầu giai đoạn hai.

5.2.2.1 Giai đoạn chưa đồng tốc:

Do tác dụng của đà quán tính nên ống răng 3 vẫn còn quay với tốc độ góc của số cũ:

$$\omega_3 = \frac{\omega_m}{i_c}$$

Trong đó: ω_3 – Vận tốc góc của ống răng.
 ω_m – Vận tốc góc của trục.
 i_c – Tỷ số truyền số cao.

Trong khi đó bánh răng 4 luôn luôn ăn khớp với bánh răng của trục trung gian và bởi vậy:

$$\omega_4 = \frac{\omega_m}{i_t}$$

ω_4 – Vận tốc góc của bánh răng 4.
 i_t – Tỷ số truyền số thấp.

Bởi vì: $i_c < i_t$ nên $\omega_3 > \omega_4$

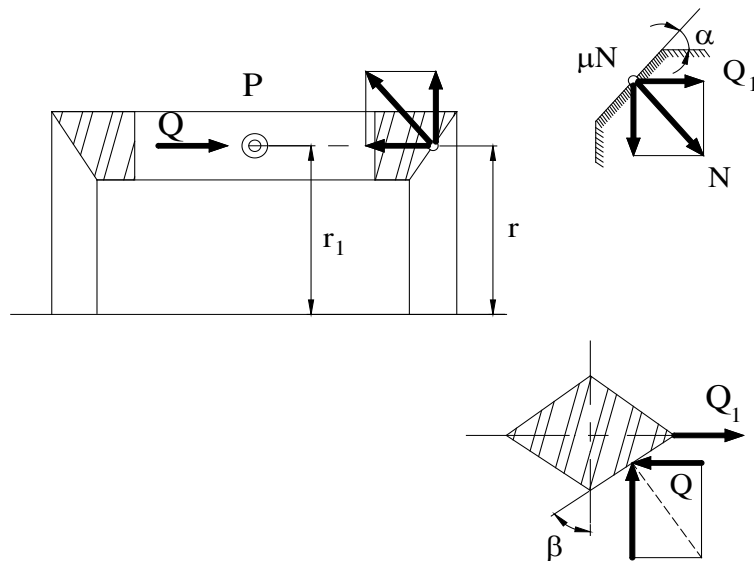
Ống lồng 7 vừa có liên hệ với bánh răng 4 vừa có liên hệ với ống răng 3 nên tốc độ góc của nó là ω_7 nằm trong giới hạn:

$$\omega_4 < \omega_7 < \omega_3$$

Kết quả là chốt 2 bị hãm trong hốc của ống 7 và ống răng 3 không dịch chuyển được nữa.

Sau đây chúng ta phân tích lực để thấy được vì sao chốt 2 bị hãm:

Dưới tác dụng của lực ép chiều trục Q_1 (lực tác dụng của người lái thông qua cơ cấu đòn bẩy chuyển đến) tình trạng chịu lực của 3 chi tiết như ở hình 4.4



Hình 4.4: Sơ đồ chịu lực của các chi tiết 2, 4, 7

Trong giai đoạn chưa đồng tốc mặt côn của ống lồng 7 trượt trên mặt côn của bánh răng 4, nên giữa chúng có lực ma sát $\mu.N$, trong đó:

$$N = \frac{Q_1}{\sin \alpha} \quad (4.3)$$

Ở đây:

α – góc nghiêng của mặt côn.

N – phản lực.

Lực ma sát sẽ cân bằng với lực vòng P tác dụng tương hỗ giữa chi tiết 7 và 2 theo điều kiện sau:

$$P.r_1 = \mu.N.r \Rightarrow P = \frac{\mu.N.r}{r_1}$$

Trong đó :

μ – Hệ số ma sát

r, r_1 – Bán kính điểm đặt lực.

Thay N bằng biểu thức (4.3) ta có:

$$P = \frac{\mu.Q_1.r}{r_1.\sin \alpha} \quad (4.4)$$

Tại mặt xiên góc β của cổ vuông chốt 2 tác dụng một phản lực Q phân tích từ P :

$$Q = \frac{P}{\operatorname{tg} \beta} \quad (4.5)$$

Lực Q chính là lực hãm cổ vuông B của chốt 2 trong hốc A của ống lồng 7, do đó Q phải thỏa mãn điều kiện hãm sau đây:

$$Q > Q_1 \Rightarrow \frac{\mu.Q_1.r}{r_1.\sin \alpha.\operatorname{tg} \beta} > Q_1$$

Tức là:

$$\operatorname{tg} \beta < \frac{\mu.r}{r_1.\sin \alpha} \quad (4.6)$$

Biểu thức (4.6) là cơ sở để thiết kế góc β đủ để hãm chốt 2 và giữ không cho ống răng 3 dịch chuyển khi chưa đồng tốc.

5.2.2.2 Giai đoạn đồng tốc:

Do ma sát nên đà quán tính dần dần bị triệt tiêu và cuối cùng

$$\omega_3 = \omega_7 = \omega_4$$

Khi đã đồng tốc thì lực ma sát μN cũng không còn nữa và do đó lực hãm bằng không. Tay của người lái chỉ tác dụng nhẹ là đủ để thắng định vị lò xo bi 5 và gạt ống răng 3 ăn khớp với vành răng của bánh răng 4 một cách êm dịu vì chúng đã đồng đều vận tốc góc.

Khi thiết kế thường chọn hệ số ma sát $\mu = 0,05 \div 0,1$, góc nghiêng $\alpha = 7^\circ \div 12^\circ$, $Q_1 = (4 \div 9).(50 \div 100)N$, tỷ số truyền của cần số $4 \div 9$, lực tác dụng lên cần số: $50 \div 100 N$.