

ĐẠI HỌC NHA TRANG
BỘ MÔN KỸ THUẬT Ô TÔ

Giáo trình
GÀM Ô TÔ

Thạc sỹ: HUỖNH TRỌNG CHƯỞNG

Tháng 3/2016

Chuyên đề: LY HỢP TRÊN Ô TÔ

A. CẤU TẠO LY HỢP Ô TÔ

1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI, YÊU CẦU

1.1. Công dụng

Ly hợp là một trong những cụm chủ yếu của ô tô - máy kéo. Ly hợp dùng để nối trục khuỷu động cơ với hệ thống truyền lực, để truyền mômen quay được êm dịu và cắt truyền động đến hệ thống truyền lực được nhanh chóng, dứt khoát. Ngoài ra, ly hợp còn là cơ cấu an toàn cho hệ thống truyền lực khi quá tải.

1.2. Phân loại

Tùy theo đặc điểm làm việc, đặc tính kết cấu, tính chất truyền mômen, v.v... có thể phân loại ly hợp ra các loại sau:

a. Theo đặc điểm làm việc

Có hai loại: thường đóng và không thường đóng.

b. Theo tính chất truyền mômen

Chia ra các loại: ma sát, thủy lực, nam châm điện, liên hợp.

Nếu thuộc dạng của bộ phận ma sát có thể chia ra: ly hợp ma sát đĩa phẳng (đĩa bị động có dạng phẳng), ly hợp ma sát đĩa côn (đĩa bị động có dạng hình côn), ly hợp ma sát hình trống (kiểu tang trống và guốc ma sát ép vào tang trống). Theo số đĩa ma sát bị động có dạng phẳng chia ly hợp ma sát ra một, hai hoặc nhiều đĩa.

Với phương pháp sinh lực lên đĩa ép, chia ra ly hợp loại lò xo trụ, lò xo côn hoặc lò xo màn.

c. Theo phương pháp điều khiển

Có thể chia ra loại điều khiển bằng sức người và loại điều khiển tự động.

Nếu là loại điều khiển bằng sức người thì có thể là cơ khí (loại cáp hay đòn), thủy lực hay thủy khí.

1.3. Yêu cầu

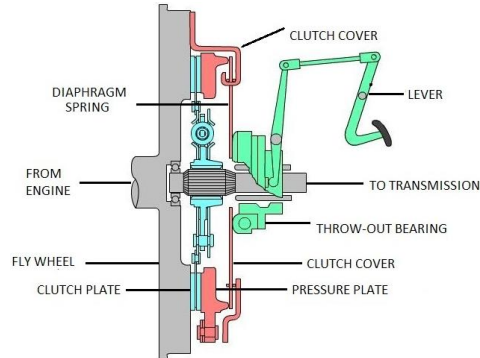
Các yêu cầu chính đối với ly hợp là:

- Đảm bảo truyền được mômen quay lớn nhất của động cơ mà không bị trượt ở bất cứ điều kiện sử dụng nào;
- Đóng êm dịu để tăng từ từ momen quay lên trục của hệ thống truyền lực, không gây ra va đập ở các bánh răng;
- Mở dứt khoát và nhanh chóng;
- Mômen quán tính của các chi tiết phần bị động của ly hợp phải nhỏ để giảm các lực va đập lên bánh răng khi sang số, dễ gài số và giảm mài mòn các bề mặt ma sát của đồng tốc;
- Làm nhiệm vụ của bộ phận an toàn để tránh tác dụng lên hệ thống truyền lực những mômen quá lớn khi gặp quá tải;
- Điều khiển dễ dàng, lực tác dụng lên bàn đạp nhỏ;
- Các bề mặt ma sát thoát nhiệt tốt, bảo đảm sự làm việc bình thường;
- Kết cấu đơn giản, trọng lượng nhỏ, làm việc bền, điều chỉnh và chăm sóc dễ dàng.

2. CẤU TẠO CHUNG HỆ THỐNG LY HỢP TRÊN Ô TÔ

Hệ thống ly hợp trên ô tô gồm hai thành phần chính:

- Cơ cấu ly hợp;
- Dẫn động ly hợp



Hình 1.1. Sơ đồ hệ thống ly hợp dẫn động bằng cơ khí

2.1. Cơ cấu ly hợp

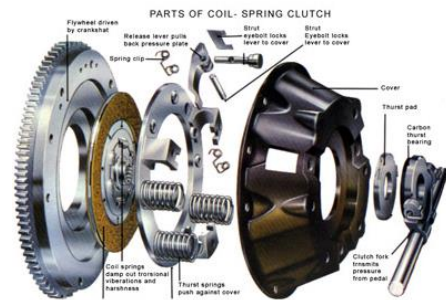
Cơ cấu ly hợp là cụm chi tiết được gắn liền trên bánh đà của động cơ đốt trong và trục ly hợp (chính là trục sơ cấp hộp số).

Cơ cấu ly hợp đĩa ma sát bao gồm 2 phần: Phần chủ động và phần bị động.

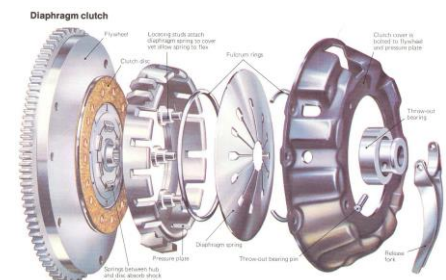
- Phần chủ động gồm các chi tiết lắp ghép trực tiếp hay gián tiếp với bánh đà và có cùng tốc độ quay với bánh đà gồm: bánh đà, vỏ ly hợp, lò xo ép, đĩa ép.
- Phần bị động gồm các chi tiết lắp ghép trực tiếp hay gián tiếp với trục ly hợp (hay trục sơ cấp hộp số), có cùng tốc độ góc với trục ly hợp gồm: đĩa bị động, trục bị động.

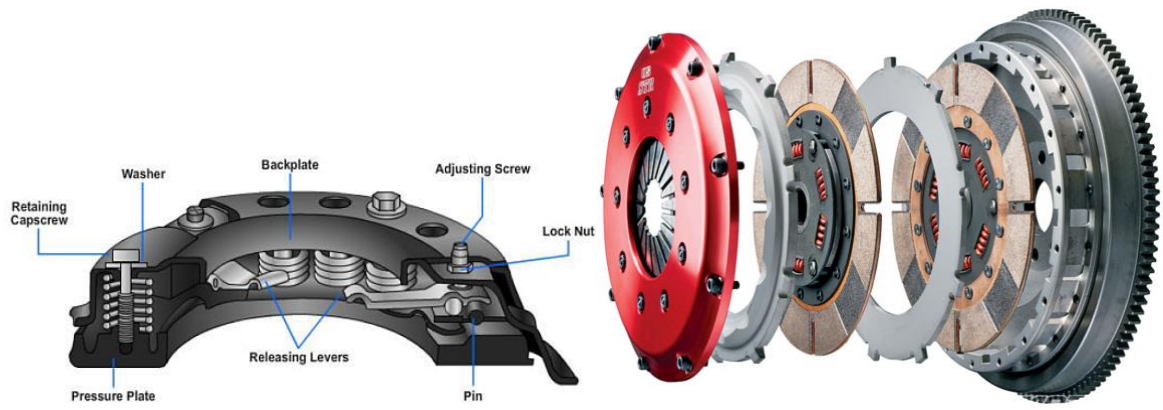
a. Sơ đồ cơ cấu ly hợp đĩa ma sát

- Cơ cấu ly hợp đĩa ma sát, lực ép dùng lò xo trục



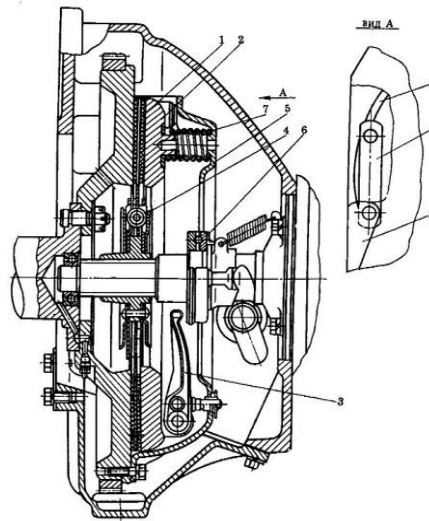
- Cơ cấu ly hợp đĩa ma sát, lực ép dùng lò xo màng





Hình 1.2. Cơ cấu ly hợp

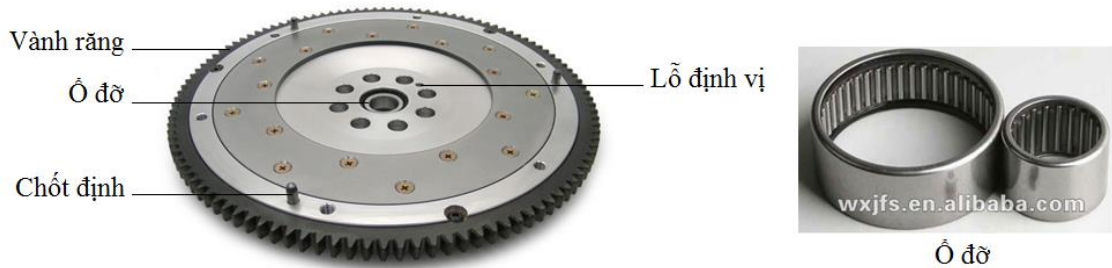
b. Sơ đồ kết cấu ly hợp đĩa ma sát



Hình 1.3. Sơ đồ kết cấu cơ cấu ly hợp ma sát khô một đĩa
 1. Đĩa ma sát; 2. Đĩa ép; 3. Đòn mở; 4. Bộ giảm chấn xoắn;
 5. Vỏ ly hợp; 6. Ổ bi tỳ của bạc mở; 7. Lò xo ép.

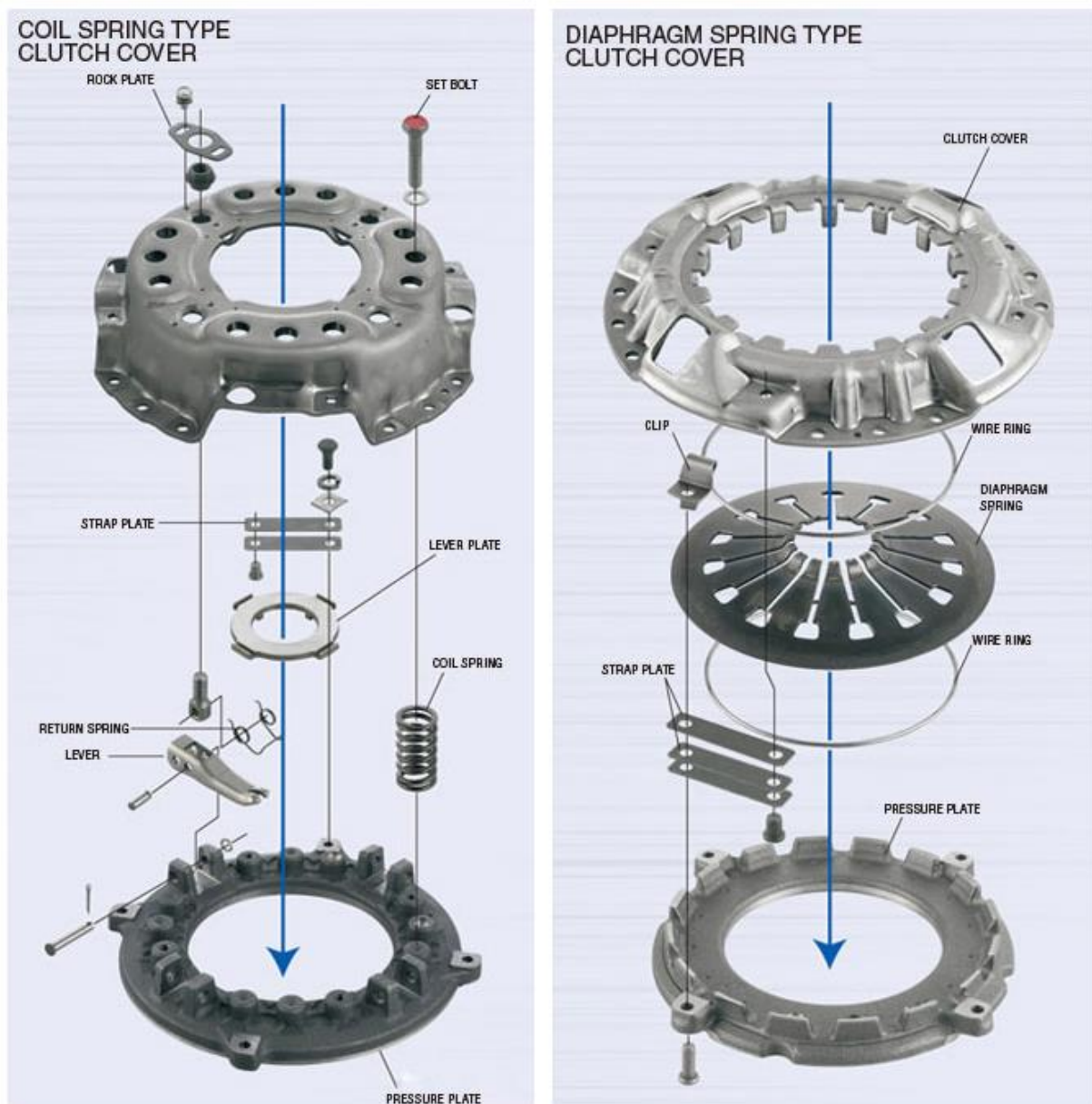
c. Phân tích

c.1. Phân tích các chi tiết trên phần chủ động



Hình 1.4. Bánh đà và vòng bi đỡ trục ly hợp

- Bánh đà: nằm cuối động cơ và được bắt chặt với trục khuỷu bằng đai ốc, bề mặt gia công phẳng. Trên vành có đai răng để ăn khớp với bánh răng của máy khởi động khi khởi động. Ngoài ra, gần mép ngoài còn có các lỗ ren để lắp với vỏ ly hợp
- Vòng bi đỡ: nằm tựa vào hốc trục khuỷu giá đỡ bánh đà, làm nhiệm vụ đỡ đầu trục ly hợp.



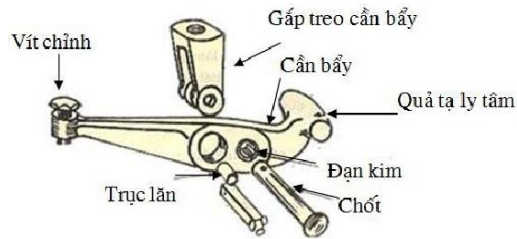
Hình 1.5. Sơ đồ lắp ráp cụm chi tiết phân chủ động

Vỏ ly hợp: được nối với bánh đà bằng các bulong. Vỏ ly hợp được làm bằng thép có các lỗ để bắt với bánh đà. Trên vỏ ly hợp có các gờ hay các lỗ để liên kết với đĩa ép nhưng vẫn cho phép đĩa ép dịch chuyển dọc trục. Lỗ trống vỏ có các gờ nhỏ giữ vòng lò xo khóa nằm cố định trong lò xo màng.

Chi tiết tạo lực ép:

- Lò xo trụ: được chế tạo từ thép đàn hồi có độ cứng cao ban đầu khi lắp ghép được ép với giá trị lực ép xác định, số lượng lò xo từ 9 đến 16 được bố trí đều xung quanh chu vi. Lò xo trụ thường đi cùng với các cần bẩy được chế tạo từ thép hợp kim với số lượng 3 hoặc 4 chiếc.

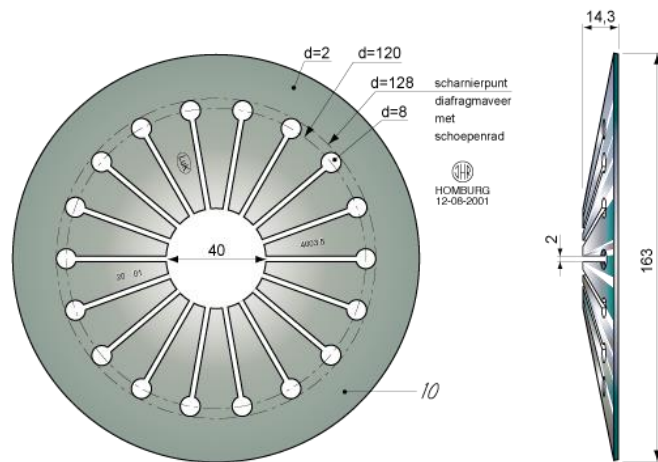
Có thể tạo lực ép thay đổi vào tấm ép theo tốc độ động cơ, nơi đầu ngoài của các cần bẩy có gắn quả tạ, cần bẩy có quả tạ được lắp ráp với tấm ép sao cho khi tăng vận tốc, lực ly tâm tác dụng lên quả tạ là cho cần bẩy tăng thêm sức đè lên tấm ép



Hình 1.6. Chi tiết cần bẫy tấm ép bán ly tâm

Khi ở chế độ ly và kết, các lò xo luôn luôn tác dụng lực đè lên tấm ép. Tuy nhiên khi bộ ly hợp bắt đầu kết, sẽ có thêm lực đè lên tấm ép do lực ly tâm tác động lên cần bẫy. Vận tốc càng cao lực đè này càng lớn.

- Lò xo màng (hình ...): được thay thế cho lò xo trụ, nó là một tấm ép lò xo màng đơn dạng tròn và mỏng, được làm từ thép chất lượng cao và được cấu tạo với dạng đĩa nhằm tạo ra hiệu quả cần thiết, các phần tử đàn hồi bố trí hướng tâm là các cần đẩy ra, thay thế các cần bẫy.



Hình 1.7. Lò xo màng

1. Hình chiếu đứng; 2. Hình chiếu cạnh.

Cạnh bên ngoài của lò xo màng chạm vào tấm ép, các đỉnh vấu hướng vào trong có dạng lõm. Hai vòng định vị được đặt một khoảng cách ngắn từ cạnh ngoài, Các vòng định vị được bảo vệ bởi một gu-gông đến nắp ly hợp, vòng định vị được đặt trước và sau lò xo màng.

- Đĩa ép: hay còn gọi là đĩa chủ động, nó giống như vành khăn khép kín, bên trong rỗng, có đường kính bề mặt lớn hơn bề mặt của tấm ma sát, mặt tiếp xúc với đĩa ma sát được gia công nhẵn, vật liệu chế tạo bằng thép hoặc bằng gang, được gia công với độ đồng tâm cao, bên ngoài có các lỗ hoặc vấu để bắt các đòn cùng với bánh đà. Tác dụng của đĩa ép là ép chặt đĩa ma sát vào bánh đà. Đĩa ép có dạng khối và khá dày, nên dễ thu nhiệt rồi tỏa ra môi trường không khí để không làm ảnh hưởng tới hệ số ma sát của ly hợp, nó được lắp ghép với vỏ ly hợp thông qua đòn mở và giá đỡ của đòn mở giữa vỏ ly hợp và các đĩa ép đặt các lò xo ép.

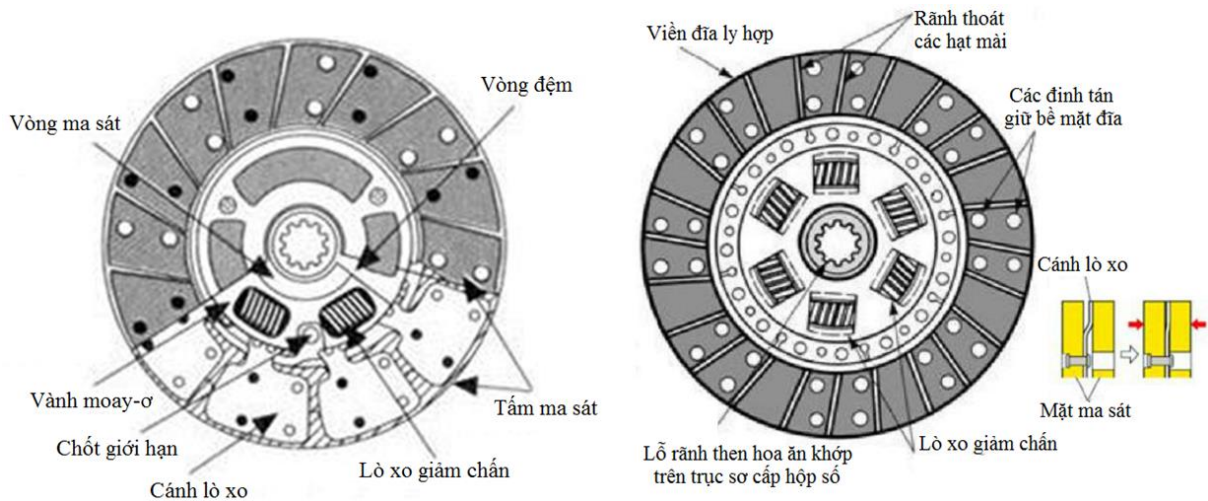
- Bản giằng (Strap Plate): các bản giằng bằng thép dẫn động đĩa ép, chúng được tán ri-vê vào vỏ ly hợp và bắt bulong vào đĩa ép.

- Vòng bi T cắt ly hợp tiếp xúc với đầu các vấu.

Hầu hết các bánh đà và đĩa ép đều được cân bằng động nên thường có dầu. Tại nhà máy, bánh đà và đĩa ép được gắn bulong với nhau và được cân bằng động. Sau khi cân bằng động chúng được làm dầu để khi bảo dưỡng hộp số hay ly hợp lắp lại đúng vị trí cân bằng, bánh đà, đĩa ma sát, đĩa ép, cần cắt ly hợp, lò xo và vỏ được lắp vào vị trí tương ứng như hình trên.

c.2. Phân tích các chi tiết trên phần chủ động

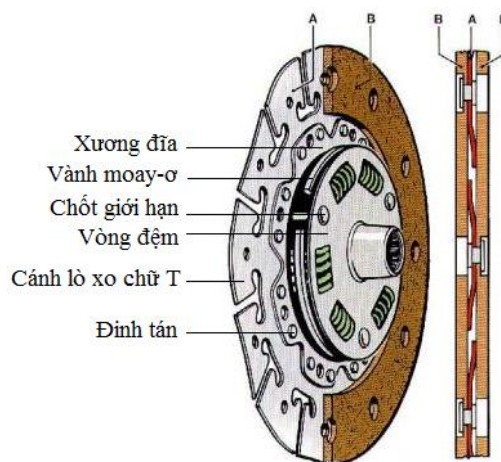
c.2.1. Đĩa bị động



Hình 1.8. Các bộ phận của đĩa ma sát

Đĩa bị động cơ cấu ly hợp còn gọi đĩa ma sát

Xương đĩa được tán chặt với các cánh lò xo bằng các đinh tán, các cánh này được bẻ vênh về 2 phía và được liên kết cố định với hai tấm ma sát ở hai phía của chúng. Các tấm ma sát được cố định vào các cánh lò xo theo phương pháp tán độc lập, tấm ma sát bên trái với các cánh lò xo chữ T 1,3,5,... tấm ma sát bên phải tán với các cánh chữ T 2,4,6,... Khi mở ly hợp xương đĩa và các cánh lò xo ở trạng thái tự do; khi đóng ly hợp các cánh lò xo này được ép phẳng, nhờ đó lực ép bề mặt ma sát tăng dần đều. Bề mặt tấm ma sát thường có rãnh để thoát các hạt mài khi làm việc; xương đĩa liên kết cố định với vòng đệm bằng các chốt giới hạn có khả năng quay tương đối với vành moay-ơ.



Hình 1.9. Kết cấu đĩa ma sát

Vành moay-ơ nằm khoảng giữa, ngăn cách xương đĩa và vòng đệm bởi hai vòng ma sát bằng thép, trên bề mặt vành moay-ơ có các dây bán nguyệt chứa chốt giới hạn, và trên bề mặt của xương đĩa - vành moay-ơ - vòng đệm có khoét các lỗ hình chữ nhật để chứa các lò xo giảm chấn để truyền mô men xoắn giữa hai bề mặt của hai tấm ma sát qua vành moay-ơ đến trục ly hợp (trục sơ cấp hộp số), để bảo vệ cho lò xo không rơi ra khỏi lỗ đã có các vòng bảo vệ, giữa các vòng bảo vệ của đĩa và vành moay-ơ đặt các vòng thép ma sát. Lỗ moay-ơ và trục ly hợp có then hoa dạng hình vuông hoặc thân khai, nhưng thường dùng loại thân khai vì nó có độ bền và có độ đồng tâm tốt hơn, độ tiếp xúc trong quá trình di trượt giữa moay-ơ và trục bị động.

Các lò xo làm nhiệm vụ giảm chấn khi xoắn có tác dụng làm tăng độ êm dịu khi đóng ly hợp và tránh dao động xoắn cộng hưởng sinh ra khi có tần số dao động riêng của hệ thống truyền lực đúng bằng tần số dao động do lực tác dụng gây nên do có hiện tượng thay đổi mômen xoắn của động cơ.

Với độ căng ban đầu của các lò xo giảm chấn (do có khe hở giữa chốt giới hạn với thành của dây bán nguyệt trong vành moay-ơ) mômen xoắn được truyền từ đĩa ma sát tới vành moay-ơ qua các lò xo xoắn. Do các tấm ma sát và xương đĩa không nối cứng với vành moay-ơ, nên dao động xoắn của trục khuỷu động cơ làm biến dạng các lò xo xoắn và làm các đĩa ma sát quay tương đối với moay-ơ, lúc này xuất hiện ma sát giữa các bề mặt của xương đĩa hay vòng đệm với các vòng thép ma sát làm cho dao động xoắn bị dập tắt.

Nhược điểm của bộ giảm chấn này là làm cho kết cấu phức tạp và làm tăng trọng lượng của đĩa ma sát.

c.2.2. Trục ly hợp

Trục ly hợp còn gọi là trục sơ cấp của hộp số có nhiệm vụ truyền mômen quay từ đĩa ma sát tới hộp số. Trục sơ cấp được chế tạo liền với bánh răng chủ động của hộp số, đầu trong lắp với vòng bi đỡ trong hốc trục khuỷu, trên trục có rãnh then hoa để lắp moay-ơ đĩa ma sát và bạc trượt



Hình 1.10. Trục ly hợp

2.2. Dẫn động ly hợp

Dẫn động ly hợp là cụm chi tiết được cấu tạo từ bàn đạp ly hợp đến ổ bi T nằm lồng vào một ống trượt được lồng trên trục ly hợp

a. Ổ bi T

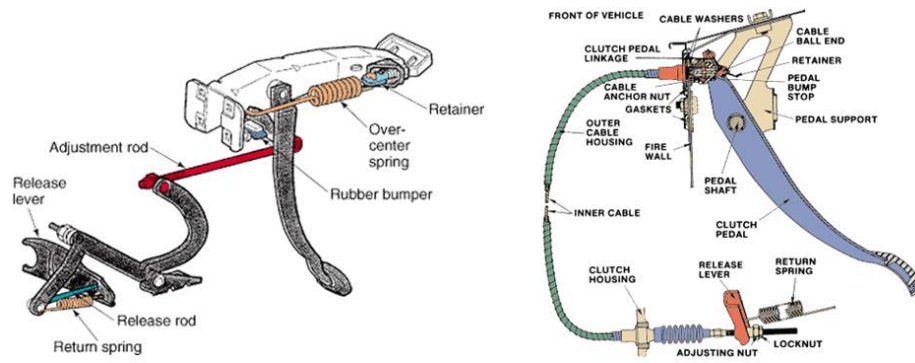


Hình 1.11. Ổ bi T

Một bộ phận rất cần thiết của ly hợp là cơ cấu đóng và ngắt ly hợp, gồm có một ổ bi thường gọi là ổ bi cắt ly hợp (ổ bi T). Ổ bi này được gắn trên ống trượt có thể trượt dọc trục. Ổ bi T này được bôi trơn đầy đủ tại nhà máy và không cần phải bảo dưỡng trong suốt thời gian sử dụng. Có loại khác được sử dụng trên ô tô nước ngoài là loại graphit, loại này sử dụng một vòng graphit gắn chặt vào đĩa nhẵn với càng cắt ly hợp, càng cắt này thường quay trên đầu bạc đạn trên gugông. Một lò xo hồi kéo càng cắt ly hợp khỏi tấm ép.

b. Cụm dẫn động

b.1. Dẫn động cơ khí

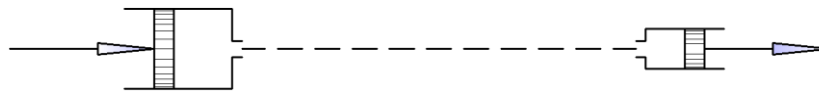


Hình 1.12. Sơ đồ dẫn động bằng cơ khí

a. Liên kết bằng các thanh nối; b. Dẫn động bằng dây cáp

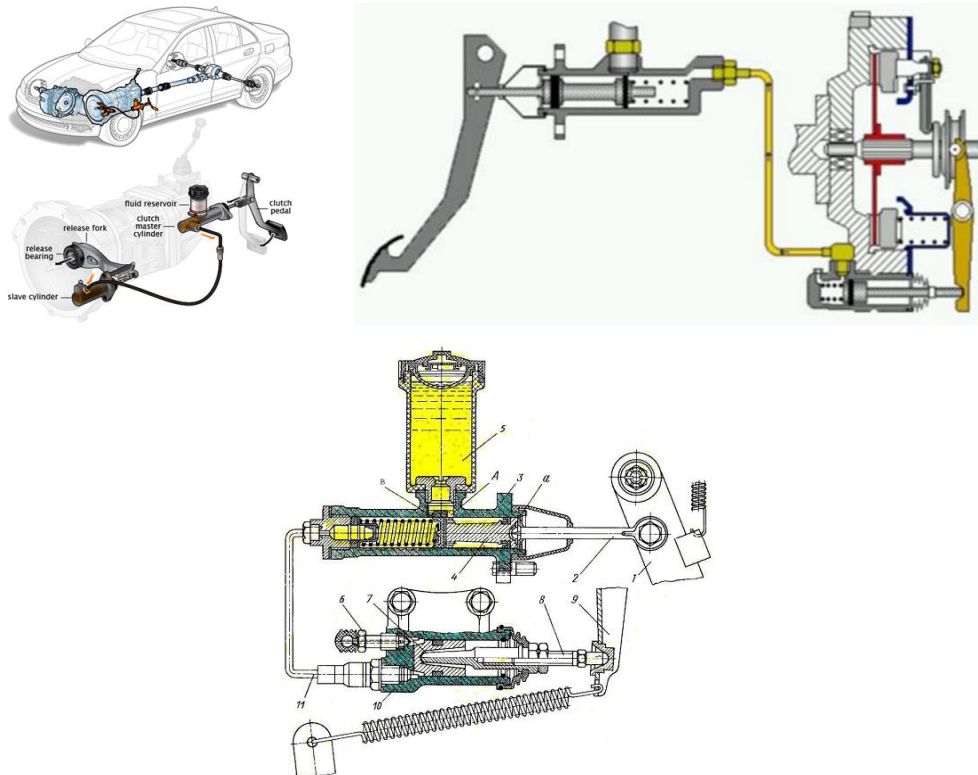
b.2. Dẫn động thủy lực

b.2.1. Sơ đồ nguyên lý



Sơ đồ dẫn động bằng thủy lực một dòng

1. Bàn đạp; 2. Xylanh chính; 3. Đường ống dẫn; 4. Xylanh làm việc.



Hình 1.13. Cơ cấu điều khiển ly hợp dẫn động bằng thủy lực

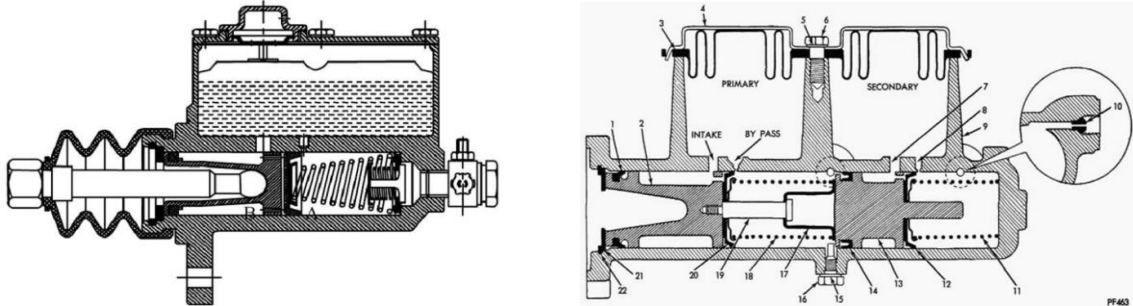
1. Bàn đạp ly hợp; 2. Cần đẩy; 3. Xylanh chính; 4. Piston; 5. Bình chứa dầu; 6. Vít xả khí;
7. Piston – xylanh mở ly hợp; 8. Cần đẩy; 9. Càng đẩy; 10. xylanh mở ly hợp;
11. Ống dẫn dầu.

b.2.2. Kết cấu các bộ phận

* Xylanh chính

- Sơ đồ

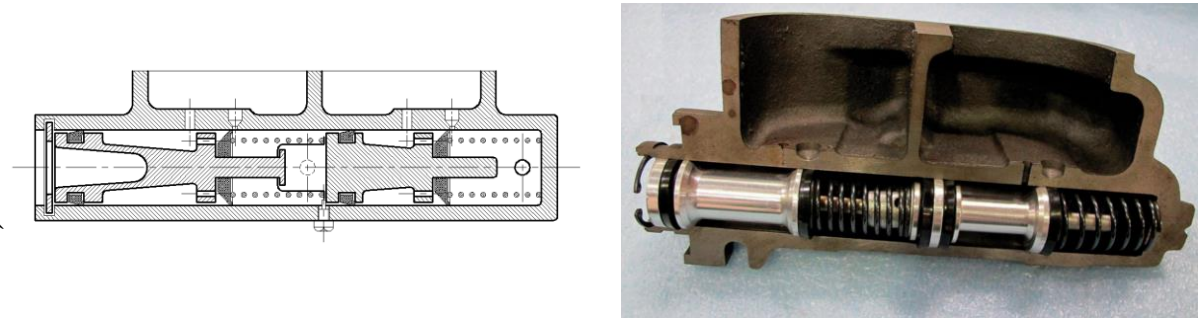
Xylanh chính một dòng



Hình 1.14. Sơ đồ xylanh chính

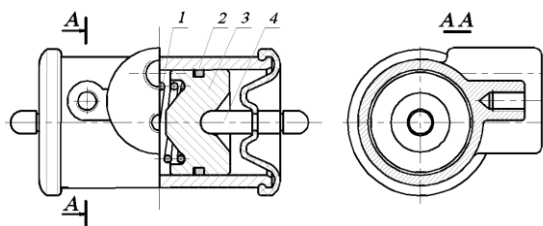
a. Loại một dòng; b. Loại hai dòng.

Xylanh chính hai dòng



* Xylanh làm việc

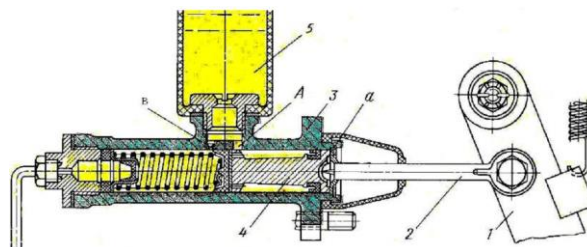
- Sơ đồ xylanh làm việc hai piston



Hình 1.15. Xylanh làm việc

A. Lỗ cấp dầu; B. Lỗ hồi.

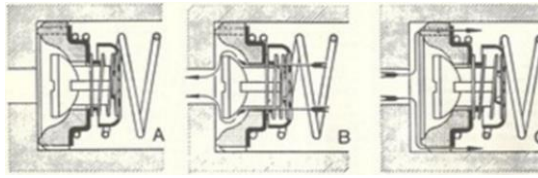
c.2.1.1. Xylanh chính



Hình 16.a. Xylanh chính

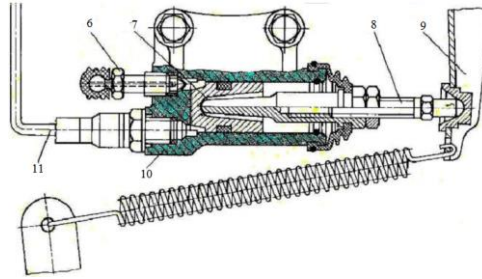
. Bàn đập ly hợp; 2. Cần đẩy; 3. Xylanh chính; 4. Piston; 5. Bình chứa dầu.

A. Lỗ cấp dầu; B. Lỗ hồi.



Hình 1.16.b. Sơ đồ van một chiều

c.2.1.2. Xylanh mở ly hợp



Hình 1.16.c. Xylanh mở ly hợp

6. Vít xả khí; 7. Piston – xylanh mở ly hợp; 8. Cần đẩy; 9. Lò xo; 10. Xylanh mở ly hợp;
Ổ bi T và đường dầu dẫn động

* Ống dẫn

- Sơ đồ

c.2.3. Nguyên lý hoạt động

* Yêu cầu của dẫn động bằng thủy lực:

- Đủ chất lỏng;

- Trong dẫn động bằng thủy lực không có lẫn không khí.

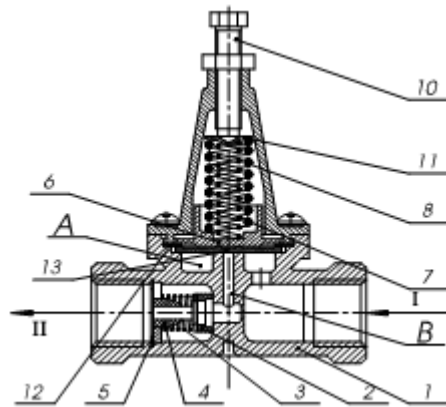
* Nguyên lý làm việc

- Khi phanh người điều khiển tác động vào bàn đạp làm cho piston chính dịch chuyển về phía trước, khi đóng được lỗ dầu hồi, áp suất chất lỏng trong buồng A tăng lên làm mở cửa van một chiều và thể tích chất lỏng trong buồng này nhỏ dần, đồng nghĩa với việc chất lỏng trong buồng A di chuyển làm tăng thể tích và áp suất chất lỏng trong xylanh làm việc, nên đã tác động đến piston làm giảm dần lực ép lên đĩa ma sát (đến khi tách hẳn).

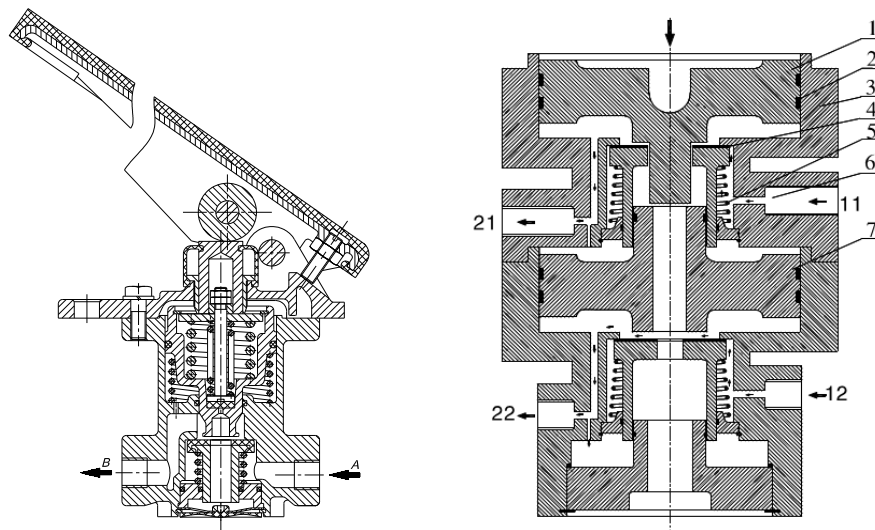
- Khi không còn tác động lên bàn đạp, lò xo của bàn đạp sẽ đẩy bàn đạp trở về vị trí ban đầu, lò xo trong buồng A đẩy cụm phốt cao su – piston trở lại vị trí ban đầu. Lúc này, phía sau phốt cao su trong buồng A đã hình thành khoảng chân không, nên chất lỏng từ bình chứa theo lỗ nạp vào buồng B, chui qua các lỗ trên mặt đầu sau piston và bề mặt cao su chui vào điền đầy khoảng chân không trong buồng A, nhưng đồng thời, áp lực chất lỏng sau van một chiều cao hơn trước van nên van một chiều đã được nhấc lên và chất lỏng từ trong xylanh làm việc theo đường dẫn qua van một chiều, qua buồng A, chui qua lỗ hồi về bình chứa.

Áp suất chất lỏng trong đường dẫn sẽ giảm dần đến khi bằng áp suất cản của van một chiều thì van được đóng lại. Do đó, phía sau van (trên đường dẫn) vẫn còn áp suất cần thiết cho chu kỳ hoạt động sau.

b.3. Dẫn động khí nén

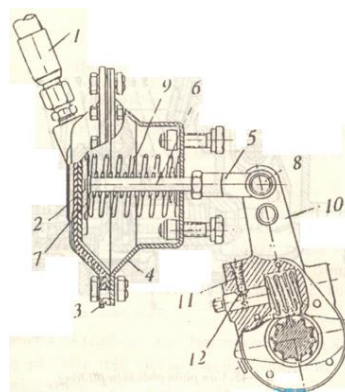


Van điều khiển khí nén một dòng



Hình 1.17. Tổng van điều khiển khí nén

Buồng phanh và tay đòn

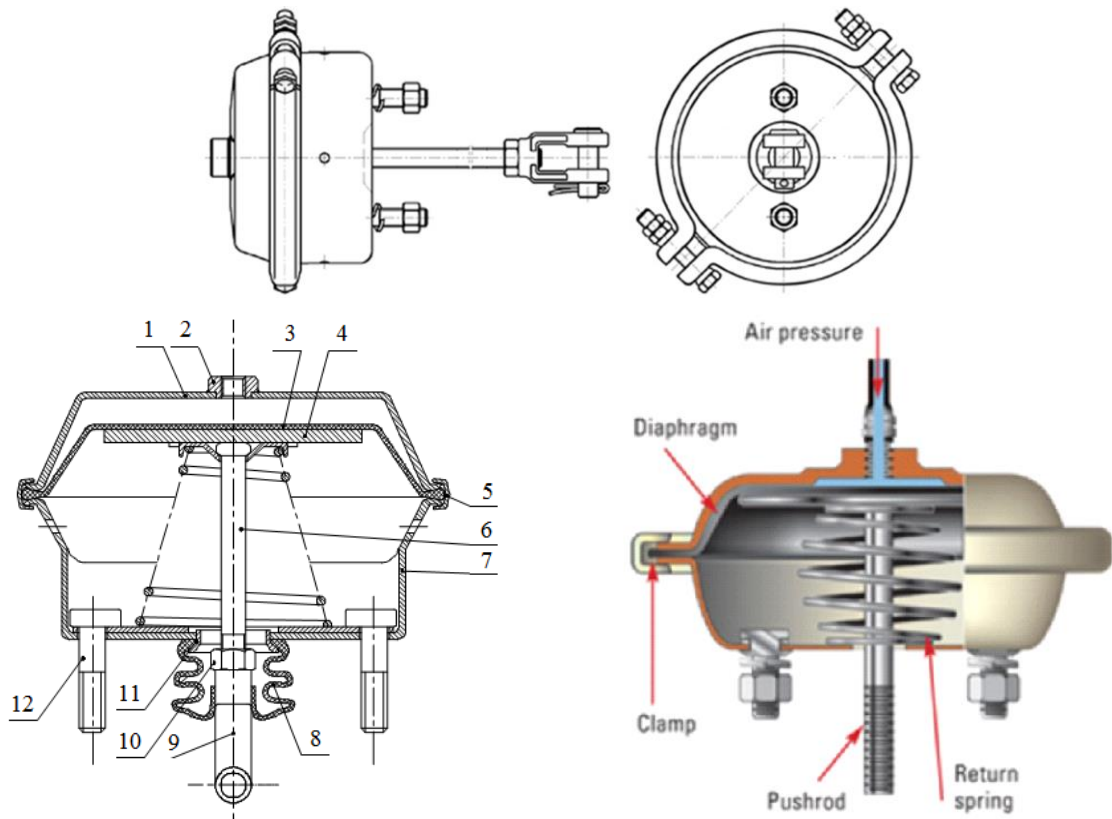


Hình 1.18. Sơ đồ kết cấu buồng làm việc khí nén phanh loại đơn và tay đòn

Buồng phanh

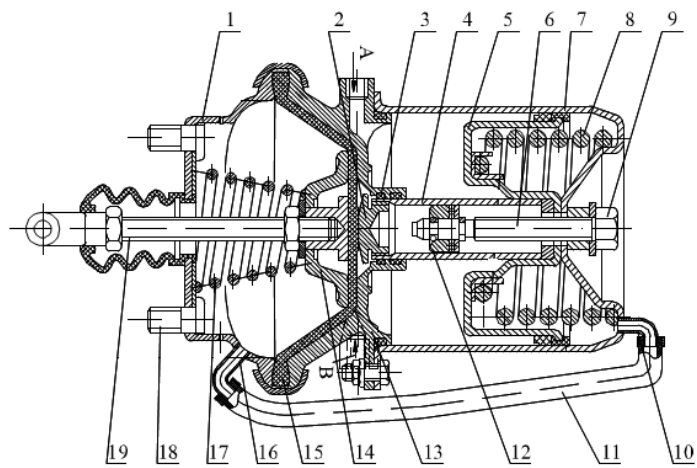
Sơ đồ

Buồng phanh loại đơn



Hình 1.19. Sơ đồ kết cấu buồng làm việc khí nén loại đơn

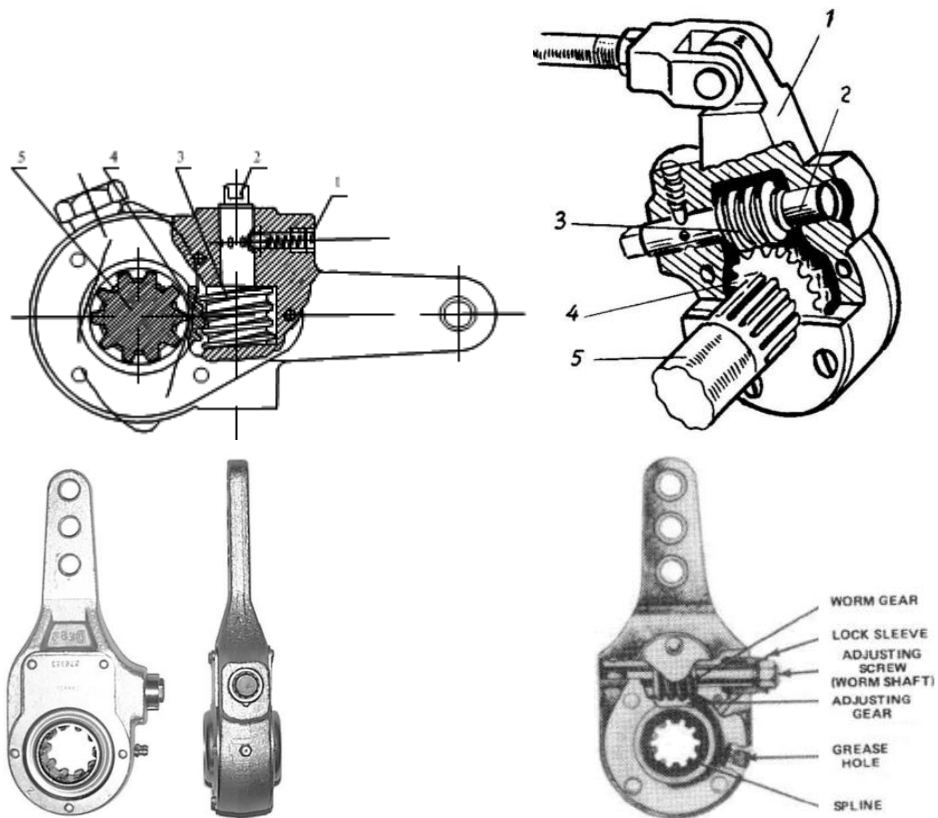
Buồng phanh lò xo



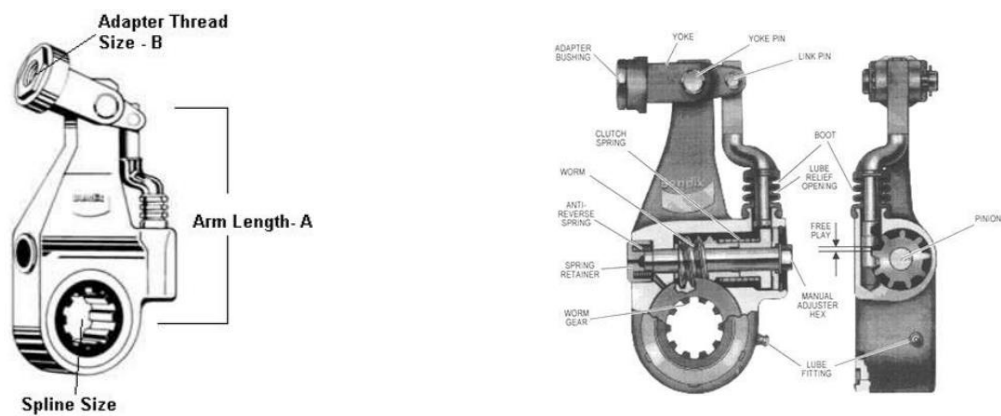
Hình 1.20. Sơ đồ kết cấu buồng làm việc khí nén lò xo

Tay đòn

Tay đòn không tự điều chỉnh



Tay đòn tự hiệu chỉnh



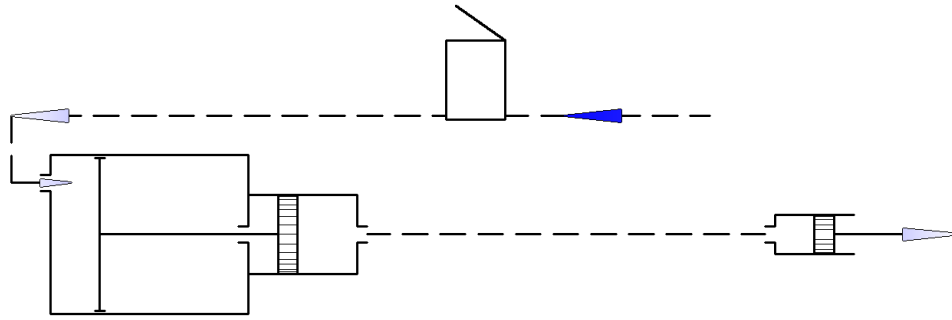
Hình 1.21. Tay đòn khí nén

b.4. Dẫn động kết hợp khí - thủy lực

b.4.1. Con người trực tiếp điều khiển van đóng mở khí

b.4.1.1. Điều khiển van đóng mở khí nén tác động thủy lực

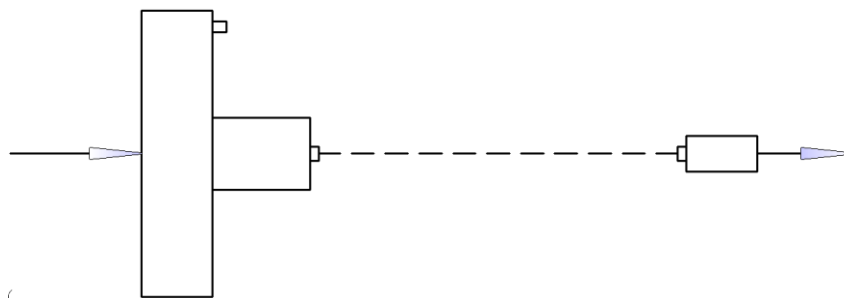
Sơ đồ



Hình 1.22. Sơ đồ dẫn động kết hợp Khí nén (khí thổi) - Thủy lực

b.4.1.2. Điều khiển van đóng mở chân không tác động thủy lực

Sơ đồ

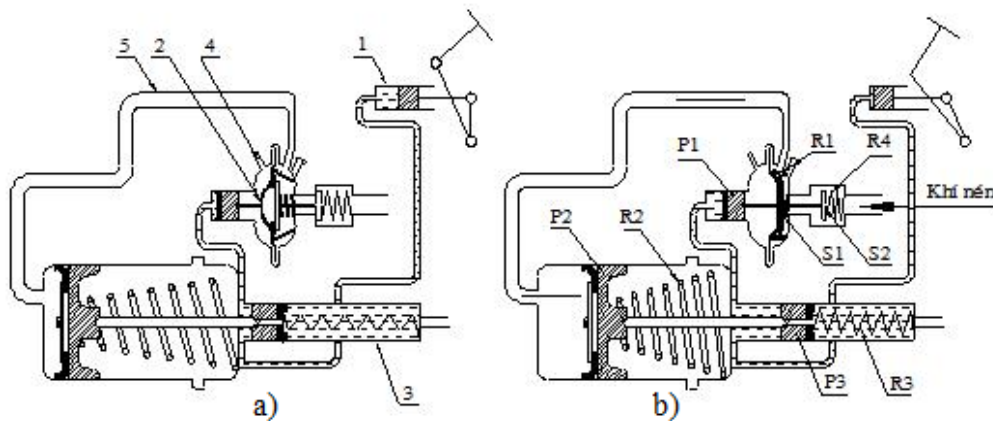


Hình 1.23. Sơ đồ dẫn động kết hợp Chân không (khí hút) - Thủy lực

b.4.2. Con người gián tiếp điều khiển van đóng mở khí qua thủy lực

b.4.2.1. Điều khiển thủy lực đóng (mở) van khí nén tác động thủy lực

- Sơ đồ nguyên lý



Hình 1.24. Bộ trợ lực phanh khí nén thủy lực

a). Chưa tác động; b). Tác động

1. Xylanh chính; 2. Màng ép; 3. Xylanh thủy lực; 4. Ống thoát; 5. Ống dẫn khí;

P2. Piston lực; P1, P3. Piston thủy lực; R1, R2, R3, R4. Lò xo.

- Nguyên lý hoạt động

Khi tác động là lúc ấn bàn đạp, xylanh tổng dồn dầu xuống tổng van điều khiển. Tại đây áp suất thủy lực đẩy piston P1 và màng (2) qua phải. Màng (2) áp lên van S1 làm mở van khí nén

S2. Khí nén từ bình chứa đi qua van theo ống dẫn (5) vào mặt sau của piston không khí P2 có đường kính lớn, nên nhận một lực rất mạnh đẩy piston P3, bơm dầu qua van liên hợp xuống các xy lanh con.

Khi thời tác động lên bàn đạp xy lanh chính được buông ra, áp suất thủy lực mất, piston P1 trở về, lò xo R1 đẩy màng tách khỏi van S1. Lò xo R4 ấn van khí nén S2 đóng chặn luồng khí nén từ bình chứa. Lúc này, lò xo R3 đẩy piston không khí P2 lui, khí nén phía sau P2 theo ống dẫn (5) vào hộp van điều khiển đi qua các lỗ ở màng (2) thoát ra ngoài theo lỗ (4). Đồng thời R2 đẩy P3 ra phía sau, dầu từ các xy lanh con đi qua lỗ giữa của cuppen và piston (3) hồi trở về xy lanh chính.

Trường hợp bình chứa hết khí nén hệ thống phanh vẫn hoạt động được để phanh ô tô. Tuy nhiên phải đạp chân rất mạnh lên bàn đạp phanh, áp suất thủy lực từ xy lanh chính đẩy dầu đi qua lỗ giữa của cuppen và piston (3) tới van liên hợp xuống các xy lanh con để phanh ô tô.

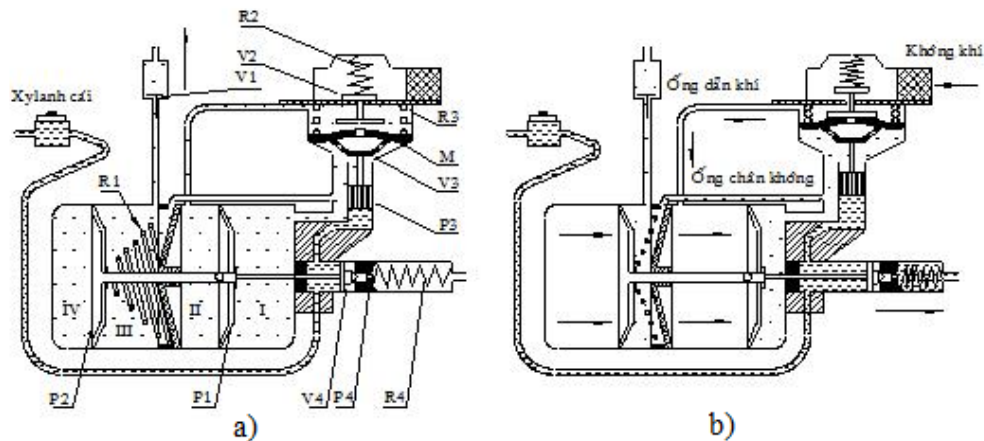
- Ưu nhược điểm

Ưu điểm: lực trợ quá lớn, vì áp suất khí nén có thể đạt $5-7 \text{ kG/cm}^2$

Nhược điểm: số lượng các cụm trong hệ thống phanh nhiều, kết cấu phức tạp; cồng kềnh, động cơ phải kèm theo máy nén khí.

b.4.2.2. Điều khiển thủy lực đóng (mở) van chân không tác động thủy lực

- Sơ đồ nguyên lý



Hình 1.25. Bộ trợ lực phanh chân không thủy lực

a). Chưa tác động phanh; b). Tác động phanh

P1, P2. Piston lực; R1, R2, R3, R4. Lò xo; V1. Van một chiều; V2. Van không khí;

V3. Van đôi màng; V4. Van côn; P3. Piston-cuppen tác động tổng van;

P4. Piston - cuppen thủy lực có lỗ thông.

Bao gồm các chi tiết chính: Tổng van điều khiển, xy lanh lực bố trí ở đầu xy lanh chân không, xy lanh chân không được ngăn đôi nhờ vách giữa. Piston chân không P1 và P2, ty đẩy, piston - cuppen thủy lực P4. Xy lanh chân không được chia thành 4 khoang: I, II, III và IV. Khoang III thông với khoang I, thông tiếp đến vùng phía dưới màng M và với bơm chân không. Khoang IV thông với khoang II qua ống rỗng của ty đẩy với vùng phía bên trên màng M.

- Nguyên lý hoạt động

Có chân không nhưng chưa đạp phanh. Ở chế độ này, piston - cuppen P3, van V3 và màng M bị ép xuống do lực đẩy của lò xo R3, lò xo R2 ấn van không khí V2 đóng cách ly áp suất không khí. Độ chân không tác động thông suốt qua bốn khoang. Cả hai mặt của piston P1 và

P2 đều chịu tác động của chân không nên hai piston này bị lò xo R1 ấn tận cùng về phía bên trái.

Lúc có chân không, ấn vào bàn đạp phanh, áp suất thủy lực từ xy lanh chính nâng piston - cuppen P3, van V3 và màng M đi lên. V3 áp kín vào màng M làm cách ly ngăn trên và ngăn dưới của màng M, đồng thời nâng V2 mở cho không khí lùa vào khoang II, áp suất không khí theo cây đẩy rồng đến khoang IV. Lúc này khoang III và khoang I thông với chân không nên áp suất không khí tác động vào mặt sau của P1, P2 đẩy hai piston này tiến tới, ty đẩy đẩy piston và cuppen P4 tới nén dầu phanh xuống các xy lanh con với áp suất lớn để phanh ô tô.

Khi thôi phanh, áp suất thủy lực trong xy lanh chính mất, lò xo R3 đẩy P3, V3 và màng M đi xuống, van không khí V2 đóng. Lúc này khoang dưới và khoang trên của màng M thông nhau, sức hút của bơm chân không hút hết không khí trong các khoang II, IV có nghĩa là lúc này cả hai mặt các piston P1, P2 đều là chân không nên lò xo R1 đẩy P1 và P2 trở về vị trí cũ. V4 mở trống lỗ giữa của piston thủy lực P4, dầu phanh từ các xy lanh con hồi về trở lại xy lanh chính.

Khi mất chân không, tác động phanh lúc này phanh không có trợ lực, phải đạp thật mạnh chân vào bàn đạp phanh. Dầu phanh từ xy lanh chính đi qua lỗ giữa piston và cuppen P4 đi xuống các xy lanh con tác động càng phanh ô tô.

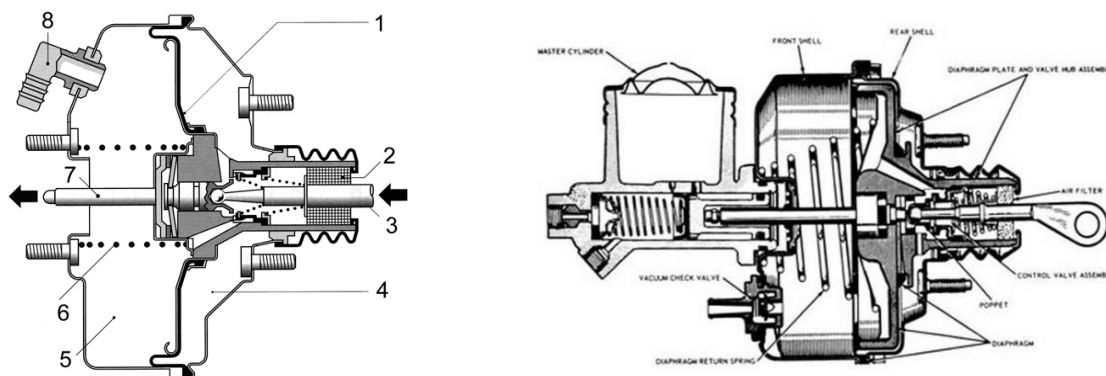
- Ưu nhược điểm

Ưu điểm: Tận dụng được độ chênh áp giữa khí trời và đường ống nạp khi động cơ làm việc mà không ảnh hưởng đến công suất của động cơ, vẫn đảm bảo được trọng tải chuyên chở và tốc độ khi ô tô chuyển động. Ngược lại khi phanh có tác dụng làm cho công suất của động cơ có giảm vì hệ số nạp giảm, tốc độ của ô tô lúc đó sẽ chậm lại một ít làm cho hiệu quả phanh cao. So với phương án dùng trợ lực phanh bằng khí nén, thì kết cấu bộ trợ lực chân không đơn giản hơn nhiều, kích thước gọn nhẹ, dễ chế tạo, giá thành rẻ, dễ bố trí trên xe.

Nhược điểm: Độ chân không khi thiết kế lấy là: 0.5 kG/cm^2 , áp suất khí trời là 1 kG/cm^2 , nên độ chênh áp giữa hai buồng của bộ trợ lực không lớn. Muốn có lực trợ lực lớn thì phải tăng tiết diện của màng, như thế kích thước của bộ trợ lực tăng lên.

Phương án này chỉ thích hợp với phanh dầu loại xe du lịch và xe tải, xe hành khách có trọng tải nhỏ và trung bình, chỉ dùng với động cơ xăng.

Sơ đồ cơ cấu



Hình 1.26. Sơ đồ trợ lực chân không

1. Màng ngăn; 2. Lọc khí; 3. Thanh đẩy; 4. Buồng sau màng ngăn;
5. Buồng trước màng ngăn (thông với hệ thống tạo chân không); 6. Lò xo; 7. Thanh đẩy;
8. Van một chiều.

B. THIẾT KẾ LY HỢP Ô TÔ

Mục đích thiết kế ly hợp ô tô nhằm xác định các thông số cơ bản của ly hợp ô tô. Đó là tính toán xác định số lượng và kích thước bề mặt ma sát, cơ cấu ép và cơ cấu điều khiển của ly hợp nhằm bảo đảm các yêu cầu của ly hợp trong mọi điều kiện làm việc của ô tô.

Việc xác định kích thước của bề mặt ma sát theo điều kiện áp suất làm việc không vượt quá giá trị cho phép như trên chưa đủ để đánh giá khả năng chống mòn của ly hợp. Khi các ly hợp khác nhau có cùng áp suất làm việc nhưng với ô tô máy kéo có trọng lượng khác nhau thì sự hao mòn của ly hợp sẽ khác nhau.

1. TÍNH TOÁN KÍCH THƯỚC TẤM MA SÁT HÌNH VÀNH KHĂN VÀ LỰC ÉP

1.1. Mô men ma sát của cơ cấu ly hợp

Để bảo đảm cho ly hợp truyền hết mômen xoắn của động cơ trong mọi điều kiện làm việc của cơ cấu ly hợp, như: khi các bề mặt ma sát bị dầu mỡ rơi vào; khi các lò xo ép bị giảm tính đàn hồi; và khi các tấm ma sát bị mòn, ... Đặc biệt phải xét đến điều kiện làm việc nặng nhọc của xe, và đặc tính động lực học của xe thiết kế.

Mặc khác, hệ số β không được lớn quá, vì như thế ly hợp không làm tốt chức năng bảo vệ an toàn cho hệ thống truyền lực khi quá tải.

Do đó, giá trị mômen ma sát (M_{ms}) của cơ cấu ly hợp đĩa ma sát ứng với mômen xoắn lớn nhất (M_{emax}) của động cơ được tính theo biểu thức sau:

$$M_{ms} = M_{emax} \cdot \beta \quad (1-1)$$

Trong đó:

- Ứng với động cơ diesel thì M_{emax} lấy bằng mômen danh nghĩa M_n .
- β là hệ số dự trữ của ly hợp, β phải đủ lớn ($\beta > 1$) nhưng không được lớn quá vì sẽ không làm tốt chức năng bảo vệ an toàn cho hệ thống truyền lực khi quá tải.

Hiện nay hệ số β chưa có phương pháp tính toán và được xác định bằng thực nghiệm. Giá trị β có thể tham khảo theo số liệu ở bảng 1.1 như sau:

Bảng 1.1. Hệ số dự trữ ly hợp β xác định bằng thực nghiệm

LOẠI XE	TRỊ SỐ β
Xe du lịch	1.35 ÷ 1.75
Xe tải, khách, máy kéo vận tải (không kéo moóc)	1.60 ÷ 2.25
Xe tải có kéo moóc (hoặc tính năng thông qua cao)	1.80 ÷ 3.00
Máy kéo nông nghiệp kiểu thường đóng	2.00 ÷ 2.50

Chú ý:

Giá trị giới hạn trên được chọn cho xe làm việc trong điều kiện nặng nhọc (như tải trọng lớn, xe hoạt động trong nhiều loại đường, hoặc kiểu ly hợp không điều chỉnh được); ngược lại xe làm việc trong điều kiện không nặng nhọc, có đặc tính động lực học tốt thì chọn về phía giới hạn nhỏ. Như vậy, căn cứ vào chủng loại xe và điều kiện làm việc thường xuyên của nó mà

chọn hệ số β thích hợp; từ đó xác định được M_{ms} cần thiết của ly hợp theo công thức (1-1) nhằm có thể truyền hết mô-men xoắn của động cơ trong mọi điều kiện hoạt động.

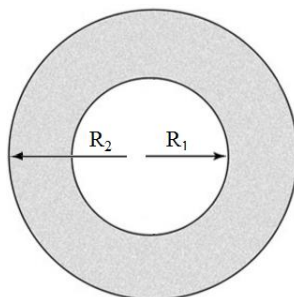
1.2. Tấm ma sát

1.2.1. Kích thước và lực ép tấm ma sát hình vành khăn

1.2.1.1. Kích thước tấm ma sát hình vành khăn

a. Sơ đồ tấm ma sát

Sơ đồ tấm ma sát thường có dạng là một hình vành khăn như hình 1.27



Hình 1.27. Sơ đồ tấm ma sát của đĩa ma sát trong cơ cấu ly hợp

R_2, R_1 – bán kính ngoài và trong của hình vành khăn

b. Hệ số ma sát

Tấm ma sát làm từ vật liệu mềm hơn thép và gang, nhưng có *hệ số ma sát* (μ) *cao*. Hệ số ma sát phụ thuộc vào bản chất vật liệu; trạng thái các mặt tiếp xúc (nhẵn, gồ ghề, trơn, nhám ...); tốc độ trượt tương đối; nhiệt độ; và áp suất trên bề mặt ma sát.

Hệ số ma sát giữa phê-ra-đô đồng với gang (hoặc thép) thì hệ số ma sát μ có thể đạt đến 0.35, nhưng do ảnh hưởng của các yếu tố nhiệt độ, tốc độ trượt, v.v, nên khi tính toán chỉ chọn trong khoảng $\mu = 0.22 \div 0.30$.

c. Lực ma sát nghỉ

Ma sát nghỉ (F_{ms}) hay còn được gọi là ma sát tĩnh là lực xuất hiện giữa hai vật tiếp xúc mà vật này có xu hướng chuyển động so với vật còn lại nhưng vị trí tương đối của chúng chưa thay đổi. Giá trị lớn nhất của lực ma sát nghỉ, khi bánh đà và mâm ép bắt đầu trượt trên mặt đĩa ma sát, trong cơ cấu ly hợp được tính nếu:

- Sử dụng một đĩa có hai mặt ma sát:

$$F_{ms} = 2\mu F_n \quad (1-2a)$$

- Sử dụng n đĩa có hai mặt ma sát:

$$F_{ms} = 2n\mu F_n \quad (1-2b)$$

Từ các biểu thức (1-2a) và (1-2b), có thể sử dụng chung biểu thức tính giá trị lớn nhất của ma sát nghỉ cho cơ cấu ly hợp sử dụng đĩa ma sát có hai mặt ma sát:

$$F_{ms} = 2n\mu F_n \quad (1-2)$$

Trong đó:

2- đĩa có hai mặt ma sát;

n- số đĩa ma sát có hai mặt ma sát;

F_n - thành phần lực nén vuông góc lên bề mặt đĩa ma sát, có biểu thức:

$$F_n = p \cdot S_v \quad (1-3)$$

Trong đó:

p - giá trị áp suất làm việc lên các bề mặt đĩa ma sát là một trong những thông số quan trọng quyết định đến lượng mòn của các bề mặt ma sát khi ly hợp trượt trong quá trình đóng ly hợp sau gài số. Giá trị p phải thỏa điều kiện: $p \leq [p]$, với $[p] = (1.4 \div 2.5)10^5 \text{ [N/m}^2\text{]}$ là nhằm bảo đảm tuổi thọ cần thiết cho chúng giữa hai lần sửa chữa thay thế. Giá trị giới hạn **trên** được áp dụng cho ô tô có động cơ nhiều xy lanh (≥ 4), đặc tính động lực của xe tốt và làm việc trong điều kiện đường sá tốt (ít phải sang số) và **ngược lại** ô tô có động cơ ít xy lanh, đặc tính động lực của xe không tốt và làm việc trong điều kiện đường sá xấu.

S_v - diện tích vành tẩm ma sát, và đối với diện tích hình vành khăn của tẩm ma sát được tính:

$$S_v = (R_2^2 - R_1^2)\pi \quad (1-4)$$

Với: R_2, R_1 – bán kính ngoài và trong của hình vành khăn

d. Mômen ma sát nghỉ đối với tẩm ma sát là hình vành khăn

M_{ms} trong cơ cấu ly hợp có đĩa ma sát có mối quan hệ theo biểu thức:

$$M_{ms} = F_{ms} \cdot R_{tb} \quad (1-5)$$

Lấy (1-2) thay (1-5)

$$M_{ms} = F_{ms} \cdot R_{tb} = 2n \cdot \mu \cdot F_n \cdot R_{tb}$$

Hay:
$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot F_n \cdot R_{tb} \quad (1-6)$$

Lấy (1-3) thay (1-6)

$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot F_n \cdot R_{tb} = 2n \cdot \mu \cdot p \cdot S_v \cdot R_{tb}$$

Hay:
$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot p \cdot S_v \cdot R_{tb} \quad (1-7)$$

Với: $R_{tb} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right)$ - cánh tay đòn, hay bán kính trung bình tẩm ma sát hình vành khăn

$$\Rightarrow S_v \cdot R_{tb} = (R_2^2 - R_1^2)\pi \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2} \right) = \frac{2}{3}\pi(R_2^3 - R_1^3) = \frac{2}{3}\pi \cdot R_2^3 \cdot \left(1 - \frac{R_1^3}{R_2^3} \right)$$

Hay:
$$S_v \cdot R_{tb} = \frac{2}{3}\pi \cdot R_2^3 \cdot \left(1 - \frac{R_1^3}{R_2^3} \right) \quad (1-8)$$

Đặt: $K_R = \frac{R_1}{R_2}$ là hệ số tỷ lệ, thường lấy theo kinh nghiệm: $K_R = 0.53 \div 0.75$, giá trị dưới chỉ

dùng cho xe có động cơ tốc độ trung bình và thấp và đặc tính động lực xe tốt (ít phải sang số). Còn với động cơ cao tốc, nếu chọn hệ số K_R bé (tức R_1 và R_2 khác nhau lớn) thì chênh lệch tốc độ trượt tiếp tuyến ở mép trong và mép ngoài của vành tẩm ma sát sẽ lớn, gây ra sự mòn

không đều từ trong ra ngoài làm cho thời hạn phục vụ của tấm ma sát sẽ giảm. Vì vậy, đối với động cơ cao tốc nên chọn hệ số tỷ lệ K_R về phía giới hạn trên.

Thay K_R vào (1-8):

$$S_V \cdot R_{tb} = \frac{2}{3} \pi \cdot R_2^3 \cdot \left(1 - \frac{R_1^3}{R_2^3}\right) = \frac{2}{3} \pi \cdot R_2^3 (1 - K_R^3)$$

Hay:
$$S_V \cdot R_{tb} = \frac{2}{3} \pi \cdot R_2^3 (1 - K_R^3) \quad (1-9)$$

Thay (1-9) vào (1-7):

$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot p \cdot \frac{2}{3} \pi \cdot R_2^3 (1 - K_R^3) = \frac{4}{3} n \cdot \pi \mu p R_2^3 (1 - K_R^3)$$

Hay:
$$M_{ms} = \frac{4}{3} n \pi \mu p R_2^3 (1 - K_R^3) \quad (1-10)$$

e. Bán kính tấm ma sát

- Bán kính ngoài R_2 [m]

Bán kính ngoài R_2 [m] của bề mặt ma sát đĩa bị động ly hợp được xác định theo áp suất làm việc của các bề mặt ma sát.

$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3M_{ms}}{4n\pi\mu p(1-K_R^3)}} = \sqrt[3]{\frac{3\beta M_{emax}}{4n\pi\mu p(1-K_R^3)}} < R_{bd}$$

Hay:
$$R_2 = \sqrt[3]{\frac{3\beta M_{emax}}{4n\pi\mu p(1-K_R^3)}} < R_{bd} \quad (1-11)$$

Với: R_{bd} là bán kính bánh đà

Nếu: $R_2 > R_{bd}$, thì:

- Tăng thêm đĩa ma sát;
- Thay đổi hệ số tỷ lệ K_R ;
- Hoặc tăng p .

Rồi tính lại.

- Bán kính trong R_1 [m]

Bán kính trong R_1 [m] của bề mặt ma sát đĩa bị động ly hợp:

$$R_1 = K_R \cdot R_2 \quad (1-12)$$

Bảng 1.2. Giới hạn của đường kính ngoài tấm ma sát D_2

Mômen cực đại động cơ M_{emax} [Nm]	Số vòng quay tương ứng nN [v/ph]	Đường kính ngoài cho phép D_2 [mm]
$\leq 88 \div 240$	$\geq 7000 \div 10000$	$\leq 180 \div 240$
$\leq 200 \div 375$	$\geq 4500 \div 5000$	$\leq 250 \div 325$

$\leq 400 (465) \div 685 (1080)^*$	$\geq 3000 \div 4000$	$\leq 340 \div 400$
$\leq 1080 (1420)^*$	$\geq 2500 \div 3000$	≤ 420

Chú thích (*): giá trị trong dấu ngoặc đơn tương ứng với ly hợp có thể 2 đĩa ma sát.

1.2.1.2. Lực ép của cơ cấu ép

Sau khi đã xác định được bán kính ngoài và bán kính trong tấm ma sát hình vành khăn, dựa vào biểu thức (1-6)

$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot F_n \cdot R_{tb}$$

Hay:
$$M_{ms} = 2n \cdot \mu \cdot F_n \cdot R_{tb} = \beta M_{emax} \quad (1-13)$$

Để dàng xác định được lực ép cần thiết của cơ cấu ép cần tạo ra mà theo đó bảo đảm áp suất làm việc đã chọn và thỏa mãn mômen ma sát yêu cầu:

$$F_n = \frac{\beta M_{emax}}{\mu R_{tb}} \quad (1-14)$$

1.2.2. Tính toán công trượt riêng

Dùng để đánh giá tuổi thọ của ly hợp theo điều kiện trượt, thường dùng chỉ tiêu công trượt riêng, nó được xác định bằng công trượt (L) trên một đơn vị diện tích làm việc của các bề mặt ma sát:

$$l_r = \frac{L}{2n\mu(R_2^2 - R_1^2)} \quad [J/m^2] \quad (1-15)$$

Trong đó:

L - công trượt tổng cộng của ly hợp, [Jun];

n - số đĩa ma sát;

R₂ - bán kính ngoài hình vành khăn bề mặt ma sát, [m];

R₁ - bán kính trong hình vành khăn của bề mặt ma sát, [m].

Sự trượt của ly hợp diễn ra ngay sau khi gài số và thực hiện đóng ly hợp. Điều đó có thể xảy ra lúc xe đang chạy hoặc khi bắt đầu khởi hành xe; trong đó trường hợp xe bắt đầu khởi hành sẽ có công trượt lớn nhất, vì lúc này sự chênh lệch tốc độ giữa bánh đà động cơ và tốc độ trục ly hợp (xe đang đứng yên) là lớn nhất.

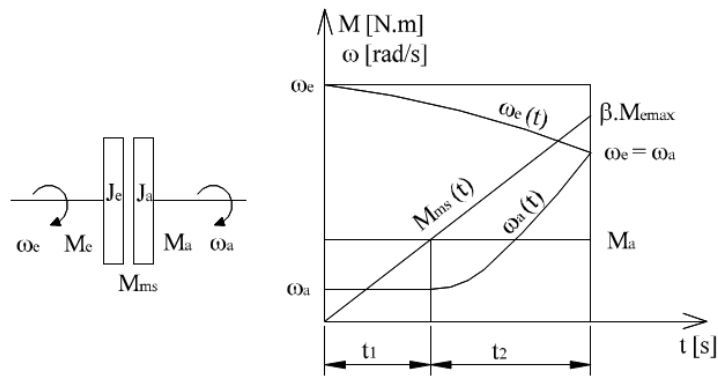
Sự trượt ly hợp khi khởi hành xe cũng có thể có hai trường hợp: sự trượt ly hợp do đóng ly hợp đột ngột hoặc sự trượt ly hợp do đóng ly hợp từ từ.

- Khi đóng ly hợp đột ngột (người điều khiển thả nhanh bàn đạp ly hợp) làm cho đĩa ép lao nhanh vào đĩa bị động, thời gian trượt ngắn nhưng lực ép tăng lên nhanh làm cho xe bị giật mạnh, gây tải trọng động lớn đối với hệ thống truyền lực (do quán tính lao vào của đĩa ép, làm tăng thêm lực ép, mô men ma sát ly hợp tăng lên và do vậy ly hợp có thể cho phép truyền qua nó một mô men quán tính lớn hơn mô men ma sát tính toán theo 1-1).

- Khi đóng ly hợp từ từ: việc đóng ly hợp từ từ tạo được sự êm dịu cần thiết cho ly hợp và hệ thống truyền lực. Đó là một trong những yêu cầu quan trọng của ly hợp nhằm bảo đảm tính êm dịu và không sinh ra va đập cho hệ thống truyền lực. Tuy nhiên sự đóng từ từ ly hợp làm cho thời gian trượt kéo dài và do vậy công trượt sẽ tăng lên.

Quá trình đóng êm dịu ly hợp bao giờ cũng kèm theo sự trượt ly hợp giữa các đôi bề mặt ma sát. Sự trượt của ly hợp làm cho các bề mặt ma sát mòn, đồng thời sinh nhiệt nung nóng các chi tiết tiếp xúc với các bề mặt trượt. Nếu cường độ trượt quá mạnh sẽ làm mòn nhanh các bề mặt ma sát và nhiệt sinh ra sẽ rất lớn, có thể làm cháy cục bộ các tấm ma sát, làm nung nóng lò xo ép từ đó có thể làm giảm khả năng ép của chúng. Vì vậy, việc xác định công trượt, công trượt riêng để hạn chế sự mòn, khống chế nhiệt độ cực đại nhằm bảo đảm tuổi thọ cho ly hợp là hết sức cần thiết.

1.2.2.1. Các giai đoạn công của động cơ trong quá trình trượt đĩa ma sát ly hợp



Hình 1.28. Sơ đồ tính công trượt ly hợp

Mô hình hóa hệ động cơ – truyền lực; Đồ thị tốc độ góc

Công của động cơ trong quá trình mặt bánh đà và mặt mâm ép trượt trên bề các bề mặt đĩa ma sát chia hai giai đoạn như hình 1.28.

- Giai đoạn đầu (1) ứng với thời gian t_1 là công tiêu hao do sự trượt và nung nóng ly hợp;
- Giai đoạn thứ hai (2) với thời gian t_2 là công tiêu hao sử dụng cho việc tăng tốc trục ly hợp (trục sơ cấp hộp số) và sẽ thắng các sức cản chuyển động của ô tô.

1.2.2.2. Công trượt tổng cộng của ly hợp

Qua khảo sát quá trình trượt ly hợp khi đóng êm dịu, có trình tự các bước để tính công trượt L của ly hợp như sau:

- Công trượt ở giai đoạn đầu L_1 được xác định

$$L_1 = \frac{1}{2} M_a (\omega_e - \omega_a) t_1 \text{ [Jun]}$$

- Công trượt ở giai đoạn hai L_2 được xác định

$$L_2 = \frac{2}{3} M_a (\omega_e - \omega_a) t_2 + \frac{1}{2} J_a (\omega_e - \omega_a)^2 \text{ [Jun]}$$

- Tổng công trượt của quá trình trượt của ly hợp

$$L = L_1 + L_2 = M_a (\omega_e - \omega_a) \left(\frac{1}{2} t_1 + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a (\omega_e - \omega_a)^2 \quad (1-15)$$

1.2.2.3. Các mối quan hệ với công trượt trong quá trình trượt của ly hợp

a. Mômen quán tính bánh đà và các chi tiết của ô tô quy dẫn về trục ly hợp

Mômen quán tính bánh đà và các chi tiết của ô tô quy dẫn về trục ly hợp, được tính như sau:

- Động năng khối lượng chuyển động quay:

$$W_D = \frac{1}{2} \cdot J_a \cdot \omega_a^2 \text{ [J]} \quad (1-16)$$

Trong đó:

J_a - mômen quán tính bánh đà và các chi tiết động cơ quy dẫn về trục ly hợp;

ω_a - vận tốc góc tại trục của ly hợp, [rad/s].

- Động năng chuyển động tịnh tiến của xe:

$$W_T = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot v^2 \text{ [J]} \quad (1-17)$$

Trong đó:

G_a - trọng lượng toàn bộ của xe, [N];

g - gia tốc trọng trường, lấy $g = 9.81$ [m/s²].

v - vận tốc chuyển động tịnh tiến của xe, [m/s].

Khi ô tô chuyển động thì: $W_D = W_T$

Nên:
$$W_D = \frac{1}{2} \cdot J_a \cdot \omega_a^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot v^2 = W_T$$

Hay:
$$J_a \cdot \omega_a^2 = \frac{G_a}{g} \cdot v^2$$

⇒
$$W_D = \frac{1}{2} \cdot J_a \cdot \omega_a^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G_a}{g} \cdot v^2 = W_T$$

Hay:
$$J_a \cdot \omega_a^2 = \frac{G_a}{g} \cdot v^2 \text{ [J]}$$

Do đó, mômen quán tính bánh đà và các chi tiết của ô tô quy dẫn về trục ly hợp, được tính:

$$J_a = \frac{G_a}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_a^2} \quad (1-18)$$

Xét mối quan hệ giữa vận tốc tịnh tiến (v) của ô tô với các thông số được thể hiện:

$$v = \omega_{bx} \cdot r_{bx} = \frac{\omega_a}{i_t} \cdot r_{bx} \quad (1-19)$$

Trong đó:

ω_{bx} - vận tốc góc của bánh xe, [rad/s];

ω_a - vận tốc góc tại trục của ly hợp, [rad/s].

i_t - tỉ số truyền của hệ thống truyền lực, với $i_t = i_{hs} \cdot i_p \cdot i_0 \cdot i_{cc}$;

i_{hs} - tỉ số truyền cao nhất trong hộp số chính;

i_p - tỉ số truyền cao nhất trong hộp số phụ (nếu không có: $i_p = 1$);

i_0 - tỷ số truyền của truyền lực chính;

i_{cc} - tỷ số truyền của truyền lực cuối cùng (nếu không có: $i_{cc} = 1$).

$$\Rightarrow \frac{v}{\omega_a} = \frac{r_{bx}}{i_t} = \text{const} \quad (1-20)$$

Lấy (1-20) thay vào (1-18), mômen quán tính bánh đà và các chi tiết động cơ quy dẫn về trục ly hợp là một hằng số và giá trị của nó được tính qua biểu thức:

$$J_a = \frac{G_a}{g} \cdot \left(\frac{r_{bx}}{i_t} \right)^2 \quad (1-21)$$

b. Mômen cản chuyển động ô tô quy dẫn về trục ly hợp

Mômen cản chuyển động ô tô quy dẫn về trục ly hợp được tính theo biểu thức sau:

$$M_a = (G_a \psi + P_\omega) \cdot \frac{r_{bx}}{i_t \cdot \eta_t} \text{ [N.m]} \quad (1-22)$$

Trong đó:

P_ω - lực cản không khí chính diện của xe, $P_\omega = KFv^2$ [N];

K - hệ số cản khí động, [N.s²/m⁴];

F - diện tích cản chính diện của xe, [m²];

η_t - hiệu suất truyền lực, $\eta_t = [\div]$;

ψ - hệ số cản tổng cộng của mặt đường

c. Tính thời gian trượt ly hợp

Để tính thời gian trượt ly hợp trong hai giai đoạn t_1 và t_2 , có thể chọn một trong hai cách tính sau:

c.1. Tính theo thời gian trượt tổng cộng của ly hợp t_0

Chọn thời gian đóng ly hợp êm dịu: $t_0 = 1.1 \div 2.5$ [s] (chọn thời gian càng lớn, quá trình đóng ly hợp càng êm dịu nhưng công trượt sẽ tăng).

Tính hệ số kết thúc trượt k_d ($k_d > 0$) ly hợp từ phương trình:

$$M_a = \frac{k_d M_{emax} (\omega_e - \omega_a) 2J_a}{(k_d M_{emax} - M_a)^2} \quad (1-23)$$

Tính thời gian trượt t_1, t_2 :

$$\begin{cases} t_2 = \frac{(\omega_e - \omega_a) 2J_a}{k_d M_{emax} - M_a} \\ t_1 = t_2 \frac{M_a}{k_d M_{emax} - M_a} \end{cases} \quad (1-24a)$$

Trong đó k_d là hệ số kết thúc trượt; xác định tỷ số của mômen ma sát hình thành so với mômen cực đại động cơ mà tại đó ly hợp bắt đầu hết trượt ($k_d = M_{ms}/M_{emax}$). Trong hệ ba phương trình trên k_d là ẩn số phụ của hệ phương trình.

c.2. Tính theo hệ số cường độ tăng mômen K

Chọn hệ số K (đặc trưng cho cường độ tăng mômen $K = M_{ms}/t_0$):

- Xe du lịch và khách: $K = 50 \div 150$ [N.m/s].

- Xe vận tải hàng hóa: $K = 150 \div 750$ [N.m/s].

Tính thời gian trượt t_1, t_2

$$\begin{cases} t_2 = \frac{M_a}{K} \\ t_1 = \sqrt{\frac{2J_a (\omega_e - \omega_a)}{K}} \end{cases} \quad (1-24b)$$

Kiểm tra thời gian trượt tổng cộng: $t_1 + t_2 = t_0 \in (1.1 \div 2.5$ [s]).

Nếu không thỏa quá trình chọn K và tính t_1, t_2 sẽ được lặp lại.

d. Hiệu số vận tốc góc của trục khuỷu động cơ với vận tốc góc của trục ly hợp

Khi khởi hành xe tại chỗ $\omega_a = 0$, hiệu số vận tốc góc của trục khuỷu động cơ với vận tốc góc của trục ly hợp ($\omega_m - \omega_a$) là lớn nhất.

1.2.2.4. Ảnh hưởng đến công trượt

a. Khi đóng ly hợp êm dịu, công trượt L phụ thuộc rất lớn vào trọng lượng của xe. Khi tăng trọng lượng (hoặc kéo thêm đoàn xe) thì công trượt tăng nhanh (vì L tỷ lệ với M_a, J_a, t_1, t_2 mà tất cả các thông số này đều tăng theo sự tăng của trọng lượng xe).

b. Khi tăng giá trị tỷ số truyền của hệ thống truyền lực thì công trượt giảm (vì M_a, J_a, t_1, t_2 tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền). Điều đó cho kết luận rằng khi khởi hành xe, phải khởi hành với số truyền thấp của hộp số (i_{h1}) để giảm công trượt của ly hợp.

c. Khi khởi hành xe tại chỗ công trượt là lớn nhất (vì lúc đó $\omega_a = 0$ nên hiệu số $\omega_m - \omega_a$ là lớn nhất). Động cơ càng cao tốc, công trượt càng lớn.

Trong tính toán, có thể lấy tốc độ góc động cơ ω_e bằng tốc độ góc ứng với mô men cực đại ($\omega_e = \omega_M$) và tính toán kiểm tra công trượt riêng ứng với chế độ khởi hành xe tại chỗ ($\omega_a = 0$). Giá trị công trượt riêng phải nằm trong giới hạn cho phép (tính cho số truyền thấp i_{h1} với hệ số cản tổng cộng của đường $\psi = 0.02$).

$$\text{Xe con:} \quad I_r \leq 1000 \text{ [KJ/m}^2\text{]}$$

$$\text{Xe khác tải và khách: } I_r \leq 800 \text{ [KJ/m}^2\text{]}$$

d. Để có thể đơn giản hơn trong tính toán, Giáo sư A.I Gri-skê-vich đề nghị sử dụng công thức tính công trượt L (tính bằng [J]) như sau:

$$L = J_a \frac{M_{emax}}{M_{emax} - M_a} \cdot \frac{\omega_e^2}{2} \quad (1-25)$$

Trong đó:

M_{emax} - mô men quay cực đại của động cơ, [Nm];

M_a - mô men cản chuyển động của xe quy dẫn về trục ly hợp, [Nm];

J_a - mô men quán tính khối lượng của xe quy dẫn về trục ly hợp, [kgm²];

ω_e - tốc độ góc của trục khuỷu động cơ khi đóng ly hợp êm dịu, [rad/s].

Tốc độ góc ω_e được xác định theo chủng loại động cơ:

- Đối với động cơ xăng: $\omega_e = \omega_M/3 + 50\pi$

- Đối với động cơ diesel: $\omega_e = 0.75\omega_N$

Ở đây ω_M, ω_N là tốc độ góc trục khuỷu động cơ ứng với mô men cực đại và công suất cực đại.

Kết quả tính công trượt, công trượt riêng của một số xe có thể tham khảo ở bảng 1.3.

Bảng 1.3. Công trượt, công trượt riêng của một số xe tham khảo $\psi = 0.02$)

Mác xe	L [KJ] ở i_{h1}	l_r [KJ/m ²] ở i_{h1}	L [KJ] ở i_{h2}	l_r [KJ/m ²] ở i_{h2}
ZAZ-968M	15.5	513	52.3	1732
BAZ 2101	16.8	538	46.4	1487
GAZ-24	27.0	611	66.4	1502
GAZ-53A	22.0	222	113.3	1142
ZIL-130-76	33.2	260	104.2	815
KAMAZ-53212	44.5	182	67.9	278
KAMAZ-5410	43.9	180	67.1	275
KAMAZ-5511	31.4	129	47.7	196
MAZ 500A-8926	36.3	107	125.8	371
MAZ-53352-886	13.7	404	51.2	151
MAZ-5336-8378	26.3	726	52.4	145
SCANIA LB-111	21J	106	38.7	193
SCANIA LT-146S 42	13.4	475	24.3	86
BEDFORD TM 1500	39.5	260	139.2	918
BEDFORD TM 1900	43.9	161	74.9	274

e. Đối với máy kéo, kiểm tra công trượt riêng cũng theo công thức (1-1), còn công trượt L [J] được tính theo công thức của Giáo sư Lơ-vốp:

$$L = \frac{\omega_n^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \left(\frac{1}{J_e} - \frac{1}{J_a}\right)} \quad (1-26)$$

Trong đó:

ω_n - tốc độ góc định mức của động cơ, [rad/s];

β - hệ số dự trữ ly hợp.

Các thông số khác như đã chú thích ở trên.

Đối với máy kéo, mô men quán tính khối lượng quy dẫn về trục khuỷu động cơ J_e được xác định gần đúng theo mô men quán tính của bánh đà J_{bd} ($J_e = 1.2.J_{bd}$).

Mô men quán tính khối lượng của bánh đà J_{bd} [kg.m^2] có thể tính (hình 1):

$$J_{bd} = \sum_{i=1}^{(3)} \frac{2\pi\rho b_{(i)} (R_{2(i)}^4 - R_{1(i)}^4)}{4} \quad (1-27)$$

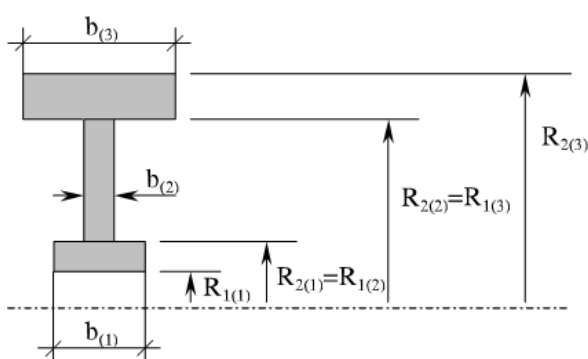
Trong đó:

$b_{(i)}$ - Chiều dày của khối lượng thành phần thứ i ($i = 1 \div 3$), [m];

$R_{1(i)}$ - bán kính trong của vành có khối lượng thành phần thứ i , [m];

$R_{2(i)}$ - bán kính ngoài của vành có khối lượng thành phần thứ i , [m];

ρ - Khối lượng riêng của vật liệu làm bánh đà, đối với thép hoặc gang thì khối lượng riêng $\rho = 7800$ [kg/m^3].



Hình 1.29. Sơ đồ tính mô men quán tính bánh đà

Mô men quán tính khối lượng quy dẫn của liên hợp máy J_a [kg.m^2] có thể được tính bằng biểu thức:

$$J_a = \left(\frac{G_\Sigma}{g} \right) \frac{r_{bx}^2}{i_\Sigma^2} \delta_t \quad (1-28)$$

Trong đó:

G_Σ - trọng lượng toàn bộ của liên hợp máy, [N];

g - gia tốc trọng trường, $g = 9.81$ [m/s^2];

r_{bx} - bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m];

i_Σ - tỷ số truyền của hệ thống truyền lực.

δ_t - hệ số tính đến các khối lượng chuyển động quay trong hệ thống truyền lực, khi tính toán có thể lấy bằng $\delta_t = 1.05$.

Công trượt riêng của máy kéo khi tính kiểm tra với hệ số cản tổng cộng của đường $\psi = 0.16$ ở số truyền thấp không vượt quá 300 [KJ/m^2].

1.2.3. Tính toán nhiệt do đĩa ma sát bị trượt

Ngoài việc tính toán kiểm tra công trượt riêng của ly hợp, còn cần phải tính toán kiểm tra nhiệt độ nung nóng các chi tiết của ly hợp trong quá trình trượt ly hợp để bảo đảm sự làm việc

bình thường của ly hợp, không ảnh hưởng nhiều đến hệ số ma sát, không gây nên sự cháy các tấm ma sát hoặc ảnh hưởng đến sự đàn hồi của lò xo ép.v.v..

Để tính toán nhiệt sinh ra do ly hợp trượt, với giả thiết thời gian trượt ly hợp là rất ngắn ($t_0 = 1.1 \div 2.5$); nhiệt sinh ra không kịp truyền cho các chi tiết và môi trường xung quanh mà chỉ truyền cho các chi tiết trực tiếp xảy ra sự trượt. Thường các tấm ma sát có độ dẫn nhiệt rất kém nên có thể coi tất cả nhiệt phát sinh sẽ truyền cho đĩa ép, đĩa ép trung gian (ly hợp hai đĩa bị động) và bánh đà động cơ.

Với giả thiết công trượt ở các bề mặt ma sát là như nhau nên nhiệt sinh ra ở các đôi bề mặt ma sát là bằng nhau, lượng nhiệt mà đĩa ép hoặc bánh đà nhận được là:

$$vL = m.c.\Delta T \quad (1-29)$$

Trong đó:

L - công trượt của toàn bộ ly hợp, [J];

v - hệ số xác định phần nhiệt để nung nóng bánh đà hoặc đĩa ép, với ly hợp một đĩa bị động: $v = 0.50$; hai đĩa bị động : $v = 0.25$ cho đĩa ép; $v = 0.50$ cho đĩa ép trung gian;

c - nhiệt dung riêng của chi tiết bị nung nóng, với vật liệu bằng thép hoặc gang có thể lấy $c = 481.5$ [J/kg⁰K].

m - khối lượng chi tiết bị nung nóng, [kg];

ΔT - độ tăng nhiệt độ của chi tiết bị nung nóng, [°K].

Độ tăng nhiệt độ cho phép của chi tiết tính toán đối với mỗi lần khởi hành của ô tô (ứng với hệ số cản $\psi = 0.02$) không được vượt quá 10°K (khi có kéo mooc không được vượt quá 20°K). Còn đối với máy kéo, phải nhỏ hơn 5°K (ứng với hệ số cản $\psi = 0.16$).

Bề dày tối thiểu đĩa ép (theo chế độ nhiệt): bề dày tối thiểu đĩa ép theo chế độ nhiệt δ [m] được xác định theo khối lượng tính toán chế độ nhiệt (m) ở trên có thể được xác định theo công thức:

$$\delta \geq \frac{m}{\pi(R_2^2 - R_1^2)} \rho \quad (1-30)$$

Trong đó:

ρ - khối lượng riêng của đĩa ép. Với vật liệu làm bằng gang $\rho \approx 7800$ [kg/m³]

1.3. Các thông số cơ bản của cơ cấu ép

Ly hợp ma sát cơ khí ô tô thường sử dụng các loại lò xo dây xoắn hình trụ, lò xo dây xoắn hình côn hoặc lò xo đĩa để tạo ra lực ép cho ly hợp.

Loại lò xo dây xoắn trụ bố trí xung quanh được sử dụng rộng rãi hơn cả nhờ kết cấu chung của ly hợp đơn giản, độ tin cậy cao và cho phép điều chỉnh thuận lợi.

Lò xo đĩa kiểu nón cụt được sử dụng nhiều ở xe du lịch, các xe tải và khách cỡ nhỏ vì có đặc tính phi tuyến rất phù hợp với điều kiện làm việc của ly hợp (hình 3). Hơn nữa, nó có kết cấu gọn với nhiều ưu điểm nổi bật hơn hẳn kiểu lò xo dây xoắn.

1.3.1. Tính toán lò xo dây xoắn (hình trụ hoặc hình côn)

Lò xo ly hợp thường được chế tạo bằng thép silic 60C, 60C2A hoặc thép mangan-gan 65 hay các bon 85 có ứng suất cho phép $[\tau] = 650 \div 850$ [MN/m²]. Lò xo được tính toán nhằm bảo đảm lực ép F cần thiết cho ly hợp.

1.3.1.1. Lực ép cần thiết của một lò xo F_{lx} [N] khi làm việc

$$F_{lx} = \frac{k_0 F}{z_{lx}} \quad (1-31)$$

Trong đó:

F - lực ép cần thiết của ly hợp, [N]; xác định theo (1-4);

k_0 - hệ số tính đến sự giãn, sự nói lỏng của lò xo; $k_0 = 1.05 \div 1.08$;

z_{lx} - số lượng lò xo sử dụng để tạo ra lực ép; có thể có từ 12 đến 28 lò xo tùy theo loại xe, đối với xe:

+ Du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $z_{lx} = 12 \div 18$

+ Tải và khách cỡ lớn: $z_{lx} = 16 \div 28$

1.3.1.2. Độ cứng của một lò xo ép C_{lx} [N/m]

Độ cứng của một lò xo C_{lx} được xác định theo điều kiện tối thiểu của hệ số dự trữ ly hợp β_{min} khi tấm ma sát đã mòn đến giới hạn phải thay thế. Nghĩa là ta phải có :

$$C_{lx} = \frac{F_{lx}}{l_m} \left(1 - \frac{\beta_{min}}{\beta} \right) \quad (1-32)$$

Trong đó:

β - hệ số dự trữ tính toán của ly hợp;

β_{min} - hệ số dự trữ ly hợp khi tấm ma sát mòn đến giới hạn phải thay thế.

Theo kinh nghiệm $\beta_{min} = (0.8 \div 0.85) \beta$

l_m - lượng mòn tổng cộng cho phép của các tấm ma sát, tính bằng [m]:

+ $l_m = 0.25 \delta_{ms} \cdot z_{ms}$ khi tấm ma sát gắn vào đĩa bị động bằng đinh tán;

+ $l_m = 0.5 \delta_{ms} \cdot z_{ms}$ khi tấm ma sát gắn vào đĩa bằng phương pháp dán.

Với δ_{ms} là độ dày của một tấm ma sát, với từng loại xe có giá trị δ_{ms} sau:

- Xe du lịch: $\delta_{ms} = 2.5 \div 4.5$ (giá trị nhỏ khi dùng phương pháp dán);

- Xe vận tải: $\delta_{ms} = 3.5 \div 6.0$ (giá trị lớn khi dùng đinh tán).

1.3.1.3. Lực lớn nhất tác dụng lên một lò xo ép

Lực nén lớn nhất tác dụng lên một lò xo ép F_{lxmax} [N] được xác định bằng:

$$P_{lxmax} = F_{lx} + C_{lx} \lambda_m \quad (1-33)$$

Trong đó:

C_{lx} - độ cứng của một lò xo, [N/m].

λ_m - độ biến dạng thêm của lò xo khi mở ly hợp, [m].

Độ biến dạng thêm λ_m chính bằng độ dịch chuyển của đĩa ép khi mở ly hợp:

$$\lambda_m = \delta_m \cdot z_{ms} + \delta_{dh} \quad (1-34)$$

Trong đó:

δ_m - khe hở hoàn toàn giữa mỗi bề mặt ma sát, [m];

z_{ms} - số bề mặt ma sát;

δ_{dh} - độ dịch chuyển thêm cần thiết của đĩa ép do độ đàn hồi của đĩa bị động.

Khi tính toán có thể lấy: $\delta_{dh} = 0.25 \div 1.0$ [mm].

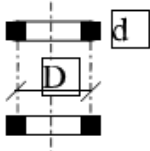
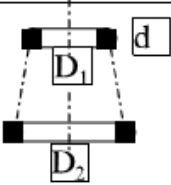
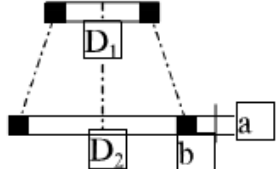
+ Đối với ly hợp một đĩa: $z_{ms} = 2$; $\delta_m = 0.75 \div 1.0$ [mm].

+ Đối với ly hợp hai đĩa: $z_{ms} = 4$; $\delta_m = 0.60 \div 0.7$ [mm].

1.3.1.4. Kích thước hình học của lò xo

Đường kính dây lò xo d [m] và đường kính trung bình D [m] được xác định từ các công thức tính ứng suất τ [N/m²]; còn số vòng làm việc n_{lx} tính theo C_{lx} từ bảng 1.2:

Bảng 1.2. Các công thức tính toán lò xo.

			
Ứng suất [N/m ²]	$\tau = \frac{8kD}{\pi d^3} F_{lx} (*)$	$\tau = \frac{8D_2}{\pi d^3} F_{lx}$	$\tau = \frac{D_2 (**)}{2vab^2} F_{lx}$
	$C_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_{lx}}$	$C_{lx} = \frac{Gd^4}{2(D_1 + D_2)(D_1^2 + D_2^2) n_{lx}}$	$C_{lx} = \frac{4Gd^4 (***)}{\gamma(D_1 + D_2)(D_1^2 + D_2^2) n_{lx}}$

Các hệ số k và v, γ trong bảng 1.2 được xác định theo tỷ số $\frac{D}{d}$ và $\frac{a}{b}$:

(*) D/d	3	4	5	6	7	8	9	10
k	1,58	1,40	1,31	1,25	1,21	1,18	1,16	1,14
(**) a/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	-	-
v	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282	-	-
(***) γ	5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698	-	-

Trong đó:

d - đường kính dây lò xo, [m].

$D, D_{1,2}$ - các đường kính trung bình của lò xo, [m];

a, b - kích thước dây lò xo dạng chữ nhật, [m];

τ - ứng suất của lò xo, [N/m²];

k, v - hệ số tăng ứng suất;

γ - hệ số biến đổi độ cứng;

n_{lx} - số vòng làm việc của lò xo;

G - mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, $G = 0.81 \times 10^{11}$ [N/m²].

a) Đường kính dây lò xo d [m] và đường kính trung bình D [m] được xác định từ công thức tính ứng suất τ [N/m²].

$$\tau = \frac{8kD}{\pi d^3} F_{lxmax} \leq [\tau] \quad (1-35)$$

Suy ra:

$$d = \sqrt{\frac{8k}{\pi[\tau]} \cdot \frac{D}{d} \cdot F_{lxmax}} \quad (1-36)$$

Trong đó

$[\tau]$ - ứng suất tiếp cho phép của lò xo, $[N/m^2]$;

K - hệ số tăng ứng suất, được chọn theo tỷ số D/d từ bảng BI-2.

Suy ra đường kính trong bình của lò xo:

$$D = K_d \cdot d \quad (\text{với } K_d = D/d)$$

b) Số vòng làm việc của lò xo

Số vòng làm việc n_{lx} của lò xo được tính theo C_{lx} $[N/m]$ từ bảng BI-2 như sau:

$$C_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3 n_{lx}} \quad (1-36)$$

Trong đó:

n_{lx} - số vòng làm việc của lò xo;

G - mô-đun đàn hồi trượt của vật liệu làm lò xo, $G = 0.81 \cdot 10^{11}$ $[N/m^2]$.

Từ (1-7b) suy ra:

$$n_{lx} = \frac{Gd^4}{8D^3 C_{lx}} \quad (1-37)$$

c) Chiều dài tối thiểu của lò xo L_{min} $[mm]$ được xác định khi lò xo chịu tải lớn nhất F_{lxmax} với khe hở tối thiểu giữa các vòng là 1 $[mm]$.

$$L_{min} = (n_{lx} - 1) \cdot (d+1) + (1.5 \div 2.0)d + 2 \quad (1-38)$$

Trong đó:

$(n_{lx} - 1)$ - số bước lò xo;

d - đường kính dây lò xo xoắn, tính bằng $[mm]$;

$(1.5 \div 2.0)$ - số vòng không làm việc được tính thêm cho việc tỳ lò xo vào đế;

2 - khe hở giữa các vòng tỳ với vòng làm việc.

d) Chiều dài tự do của lò xo L_{max} $[mm]$ được xác định khi không chịu tải.

$$L_{max} = L_{min} + \lambda_{max} \quad (1-39)$$

Trong đó:

λ_{max} - độ biến dạng lớn nhất của lò xo khi chịu lực lớn nhất F_{lxmax} ;

$$\lambda_m = \frac{F_{lxmax}}{C_{lx}} \quad (1-40)$$

e) Chiều dài làm việc của lò xo L_{lv} $[mm]$ được xác định khi chịu lực ép F_{lx}

$$L_{lv} = L_{max} - \lambda_{lv} \quad (1-41)$$

Trong đó:

λ_{lv} - độ biến dạng của lò xo khi chịu lực ép F_{lx} ;

$$\lambda_{lv} = \frac{F_{lx}}{C_{lx}} \quad (1-42)$$

1.3.2. Lò xo đĩa nón cụt

Mục đích là tính toán các kích thước lò xo đĩa nón cụt

Lực ép yêu cầu của lò xo:

$$F_{lx} = k_0 F \quad (1-43)$$

Trong đó:

F - lực ép cần thiết của ly hợp, [N]; xác định theo (1-4).

k_0 - hệ số tính đến sự giãn, sự nói lỏng của lò xo, $k_0 = 1.05 \div 1.08$;

Sơ đồ để tính toán lò xo đĩa nón cụt có xẻ rãnh hướng tâm thể hiện trên hình 2.

Các thông số phải được xác định sao cho khi lò xo nón cụt được ép phẳng vào ly hợp ($k = h/2$) thì lực ép do lò xo tạo ra F_{lx} phải đạt bằng lực ép yêu cầu $F_{lx} = k_0.F$ xác định từ (1-4).

Kích thước đỉnh nón cụt D_i (xem hình HI-2) quyết định kích thước lò xo làm nhiệm vụ đôn mở. Kích thước đặc trưng cho đôn mở D_i cùng các kích thước cơ bản nêu trên phải thỏa mãn điều kiện bền khi mở ly hợp ($\lambda = h$) là:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{2F_m D_a}{\delta_d^2 (D_i + D_a)} + \frac{0.5E}{1-\mu_p^2} \cdot \frac{0.5(D-D_a)\alpha^2 + \delta_d \alpha}{D_a} \\ D = \frac{(D_e - D_a)}{\ln\left(\frac{D_e}{D_a}\right)} \\ \alpha = \text{Arctan}\left(\frac{2h}{D_e - D_a}\right) \end{array} \right. \quad (1-44)$$

Trong đó:

σ - ứng suất lớn nhất tại điểm nguy hiểm (điểm B hình 2), [N/m^2];

D - đường kính đỉnh đĩa nón cụt, [m].

Trong tính toán có thể chọn : $D_e/D_i \geq 1.5$

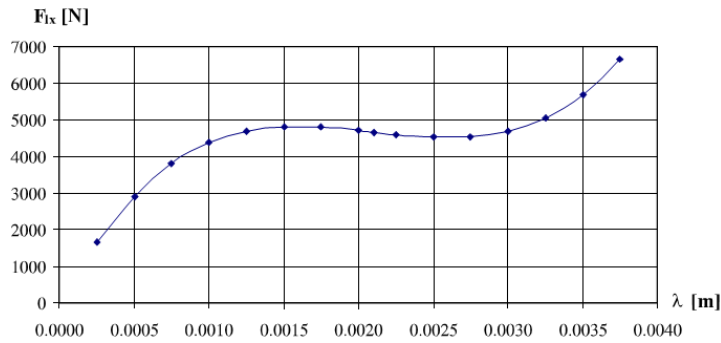
F_m - lực tác dụng lên đỉnh nón khi mở ly hợp, [N], xác định bằng:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_m = F_{lx} \frac{D_e - D_c}{D_c - D_i} \\ D_c = \frac{D_e + D_a}{2} \end{array} \right. \quad (1-45)$$

Các thông số đã được chú thích

Với độ dịch chuyển của đĩa ép khi mở ly hợp hoàn toàn (ly hợp một đĩa bị động) nằm trong khoảng $1.5 \div 2.5$ [mm] thì chiều cao của nón cụt (phần không xẻ rãnh) thường vào khoảng $h \approx 3 \div 5$ [mm].

Tính toán lò xo đĩa nón cụt xẻ rãnh



Hình 1.30. Đặc tính phi tuyến lò xo đĩa nón cụt

Lúc đó, độ dày của đĩa S_d phải được xác định đồng thời với D_a và h theo (1-8b) sao cho $F_{lx} = f(\lambda, \delta_d, D_a, h)$ đạt giá trị cực đại (F_{lxmax}) quanh giá trị $\lambda = h/2$ và lực F_{lx} tạo ra tại biên dạng $\lambda = h/2$ phải bằng lực ép yêu cầu của lò xo ($F_{lx} = k_0 \cdot F$ xác định từ 1-8).

Đặc tính biến thiên $F_{lx} = f(\lambda)$ của lò xo đĩa nón cụt xác định theo (1-8b) có dạng như đồ thị biểu diễn trên hình 3.

1.4. Tính toán lò xo giảm chấn

Các lò xo giảm chấn được đặt theo hướng tiếp tuyến trong các lỗ được khoét trên may- σ của đĩa bị động. Bán kính trung bình tiếp tuyến với tâm các lò xo vào khoảng từ $R_{tbg} = 80 \div 120$ mm. Số lượng lò xo thường $6 \div 12$ có đường kính dây $d = 3 \div 4$ mm, đường kính trung bình của lò xo $D = 14 \div 19$ mm và số vòng từ $3 \div 4$ vòng. Để tăng hiệu quả giảm chấn, có khi giảm chấn được thiết kế với độ cứng thay đổi (ban đầu độ cứng ít sau đó độ cứng càng tăng dần) Giới hạn độ cứng tối thiểu của lò xo giảm chấn thường lấy bằng mô men xác định theo điều kiện bám với hệ số bám φ

$$M_{max} = \frac{G_c \cdot \varphi \cdot r_{bx}}{i_{t1}} \text{ [Nm]} \quad (1-46)$$

Trong đó:

G_c – trọng lượng tác động lên điểm tiếp xúc của các bánh xe cầu chủ động;

i_{t1} – tỷ số truyền chung của hệ thống truyền lực ô tô ứng với tay số 1;

r_{bx} – bán kính bánh xe chủ động.

Lực tác dụng lớn nhất lên một lò xo giảm chấn F_{maxlx} [N] được xác định:

$$F_{maxlx} = \frac{M_{max}}{z_g R_{tblx}} = \frac{G_c \cdot \varphi \cdot r_{bx}}{i_{t1} \cdot z_g \cdot R_{tblx}} \quad (1-47)$$

Trong đó:

R_{tblx} – bán kính trung bình của vị trí đặt các lò xo giảm chấn, [m];

z_g – số lượng các lò xo giảm chấn;

Độ cứng C_{lx} [N/m] và ứng suất τ [N/m²] của lò xo giảm chấn được tính theo các công thức ở bảng BI-2. Lò xo của giảm chấn còn phải được kiểm tra góc xoay tương đối của đĩa bị động so với may- σ khi mô men nén ban đầu của ly hợp. Góc quay tương đối nằm trong khoảng $\varphi_g = 2^\circ 30' \div 3^\circ 40'$.

2. TÍNH TOÁN ĐIỀU KHIỂN LY HỢP

Đối với ly hợp thường đóng (dùng lò xo ép), muốn mở ly hợp phải dùng hệ thống điều khiển để truyền lực đạp từ bàn đạp ly hợp đến đĩa ép nhằm thắng lực ép lò xo, tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động.

Điều khiển ly hợp có thể là điều khiển cơ khí, điều khiển thủy lực. Điều khiển ly hợp có trợ lực (dẫn động cơ khí hoặc dầu) được áp dụng rộng rãi nhằm giảm lực điều khiển cho người điều khiển; nhất là xe tải và khách có tải trọng lớn. Việc trợ lực cho ly hợp có thể là khí nén, trợ lực chân không hoặc lò xo.

2.1. Xác định các thông số cơ bản của điều khiển ly hợp không có trợ lực

Để mở ly hợp (ôtô là kiểu thường đóng) người điều khiển phải tác dụng lực vào bàn đạp ly hợp, thông qua hệ thống điều khiển, lực sẽ được khuếch đại và truyền đến đĩa ép một lực ngược chiều với lực ép lò xo và có giá trị bằng lực nén lò xo khi ly hợp ở trạng thái mở. Tỷ số khuếch đại (tỷ số truyền i_{dk}) của hệ thống điều khiển càng lớn, lực điều khiển từ bàn đạp càng nhỏ và giảm nhẹ được điều kiện làm việc cho người điều khiển. Tuy vậy, tỷ số truyền này bị giới hạn bởi hành trình dịch chuyển của bàn đạp do tâm với chân người điều khiển có hạn.

2.1.1. Xác định hành trình của bàn đạp S_{bd} [mm]* (* các dịch chuyển trong hệ thống điều khiển ly hợp thường nhỏ hơn rất nhiều so với đơn vị đo một mét, nên phần này có thể thống nhất dùng thứ nguyên của dịch chuyển là mm).

Khi mở ly hợp, đĩa ép sẽ tách khỏi đĩa bị động với khe hở tối thiểu giữa các bề mặt ma sát δ_m nhằm bảo đảm cho đĩa ma sát bị động ly hợp tách hoàn toàn khỏi đĩa ép cũng như bánh đà động cơ.

Sơ đồ tính toán hệ thống điều khiển ly hợp không có trợ lực có thể tham khảo thêm giáo trình.

Thực tế, trước khi tách đĩa ép khỏi đĩa ma sát bị động, bàn đạp có khoảng chạy không tải để khắc phục tất cả các khe hở có thể có trong hệ thống điều khiển (khoảng chạy không này gọi là hành trình tự do).

Quan hệ giữa các khe hở với độ dịch chuyển của bàn đạp S_{bd} [mm] (còn gọi là hành trình bàn đạp) khi ly hợp mở được xác định theo các tỷ số truyền của hệ thống điều khiển được xác định như sau:

$$S_{bd} = (\delta_m z_{ms} + \delta_{hd}) i_{dk} + \delta_0 \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} + (\delta_{01} + \delta_{02}) \frac{a}{b} \quad (1-48)$$

Trong đó:

δ_m - khe hở giữa mỗi bề mặt ma sát khi mở ly hợp, [mm];

z_{ms} - số bề mặt ma sát;

δ_{hd} - độ dịch chuyển của đĩa ép khi tính đến độ đàn hồi của đĩa bị động;

δ_0 - khe hở tự do cần thiết giữa đòn mở và bạc mở, [mm];

δ_{01} - khe hở tự do cần thiết giữa bàn đạp và hệ thống dẫn động, [mm];

δ_{02} - khe hở tự do có thể có trong hệ thống dẫn động, [mm];

a/b - tỷ số truyền của bàn đạp, ký hiệu i_{bd} ;

c/d - tỷ số truyền của dẫn động trung gian, ký hiệu i_{tg} ;

e/f - tỷ số truyền của càng đẩy bạc mở, ký hiệu i_{cm} ;

i_{dk} - tỷ số truyền chung của toàn bộ hệ thống điều khiển.

Tỷ số truyền của hệ thống điều khiển i_{dk} chính bằng tích các tỷ số truyền thành phần tham gia trong hệ thống điều khiển:

$$i_{dk} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \frac{g}{h} \quad (1-49)$$

Trong đó :

g/h - tỷ số truyền của đòn mở, ký hiệu i_{dm} .

Tỷ số truyền của dẫn động trung gian i_{tg} đối với điều khiển cơ khí loại đòn được xác định theo các cánh tay đòn c/d của đòn trang gian. Với loại dây kéo thì $i_{tg} = 1$.

Còn tỷ số truyền của dẫn động thủy lực thì i_{tg} xác định bằng:

$$i_{tg} = \frac{l_{xlc}}{l_{xlet}} = \frac{d_1^2}{d_2^2} \quad (1-50)$$

Trong đó:

l_{xlc} , d_1 - tương ứng là hành trình, đường kính xy lanh chính, [mm];

l_{xlet} , d_2 - tương ứng là hành trình, đường kính xy lanh công tác, [mm].

Trong tính toán có thể chọn các khe hở tự do và các tỷ số truyền thành phần theo kinh nghiệm như sau:

+ Khe hở δ_0 :

- Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ: $\delta_0 \approx 2 \div 3$ [mm]

- Đối với xe tải và khách cỡ trung trở: $\delta_0 \approx 3 \div 4$ [mm]

(Giá trị lớn được chọn cho xe làm việc trong điều kiện nặng nhọc hơn).

+ Khe hở $\delta_{01} \approx 0.5 \div 1.0$ [mm]

+ Khe hở δ_{02} :

- Đối với dẫn động cơ khí: khe hở trong các khớp quay $\delta_{02} \approx 0.5 \div 1.0$ [mm]

- Với dẫn động thủy lực: khe hở lỗ bù dầu trong xilanh $\delta_{02} \approx 1.5 \div 2.0$ [mm]

+ Tỷ số truyền thành phần:

- Tỷ số truyền trung gian: $i_{tg} \approx 0.9 \div 1.1$

- Tỷ số truyền càng mở: $i_{cm} \approx 1.4 \div 2.2$

- Tỷ số truyền đòn mở: $i_{dm} \approx 3.8 \div 5.5$ (*)

(*) Đối với lò xo đĩa nón cụt, i_{dm} xác định theo kích thước của đĩa từ (1-8c'):

$$i_{dm} = \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c}; D_c = \frac{D_e + D_a}{2} \quad (1-51)$$

Giá trị tỷ số truyền của bàn đạp i_{bd} cùng với các tỷ số truyền thành phần nêu trên phải được xác định đủ lớn nhằm bảo đảm sao cho lực điều khiển từ bàn đạp là nhỏ; đồng thời phải thỏa mãn hành trình tổng cộng của bàn đạp ly hợp S_{bd} không vượt ra ngoài giới hạn tầm với của chân người điều khiển; tức là $S_{bd} \in [S_{bd}]$.

+ Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ: $[S_{bd}] \approx 150 \div 180$ [mm]

+ Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $[S_{bd}] \approx 170 \div 200$ [mm]

2.1.2. Xác định lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} [N]

Lực cần thiết phải tạo ra ở bàn đạp khi mở ly hợp, ký hiệu F_{bd} [N], được xác định:

$$F_{bd} \geq \frac{F_{mmax}}{i_{dk} \eta_{dk}} \quad (1-52)$$

Trong đó:

F_{mmax} - lực nén lớn nhất của các lò xo ép tác dụng lên đĩa ép khi mở ly hợp, [N];

i_{dk} - tỷ số truyền của hệ thống điều khiển;

η_{dk} - hiệu suất của hệ thống điều khiển, trong tính toán có thể chọn hiệu suất $\eta_{dk} \approx 0.85 \div 0.90$.

Lực F_{mmax} được xác định bằng:

+ Đối với lò xo dây xoắn:

$$F_{mmax} = (F_{lx} + C_{lx} \lambda_m) z_{lx} \quad (1-53)$$

+ Đối với lò xo đĩa nón cụt (**):

$$F_{mmax} \approx F_{lx} \quad (1-54)$$

Trong đó:

F_{lx} - lực ép cần ứnết của lò xo khi đóng ly hợp, [N];

C_k - độ cứng của mỗi lò xo dây xoắn, theo (1- ...) [N/m];

λ_m - độ biến dạng thêm của lò xo khi mở ly hợp, theo (1- ...) [m];

z_{lx} - số lượng lò xo dây xoắn.

(**) Do đặc tính của lò xo đĩa nón cụt là phi tuyến (xem hình 3), lực mở ly hợp F_{mmax} thường không đổi hoặc tăng lên không đáng kể. Có thể tính chính xác bằng cách xác định lực mở ly hợp F_{mmax} đối với lò xo nón cụt theo đặc tính (1- ...) tại vị trí biến dạng của lò xo $\lambda = h$.

Lực lớn nhất tác dụng lên bàn đạp (không có trợ lực) tính toán theo (1- ...) yêu cầu không được lớn hơn lực cho phép mà người điều khiển bình thường có thể tạo ra ($F_{bdmax} \leq [F_{bd}]$). Hơn nữa, để giảm nhẹ điều kiện làm việc cho người điều khiển, lực $[F_{bd}]$ có thể thừa nhận:

+ Đối với xe du lịch, tải và khách: $[F_{bd}] = 150$ [N]

+ Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $[F_{bd}] = 250$ [N]

Trường hợp lực tác dụng lên bàn đạp F_{bd} xác định theo công thức (1-10d) mà vượt quá giá trị cho phép này thì phải dùng thêm trợ lực cho điều khiển ly hợp.

2.2. Xác định các thông số cơ bản của điều khiển ly hợp có trợ lực

Ngày nay, để giảm nhẹ cường độ làm việc của người điều khiển, thường dùng điều khiển ly hợp có trợ lực. Tuy vậy, lực tác dụng của người điều khiển lên bàn đạp lúc này không được nhỏ quá nhằm bảo đảm cho người điều khiển cảm nhận được việc điều khiển mở ly hợp.

Lực tác dụng lên bàn đạp khi có trợ lực F_{bd}^* ngày nay thường nằm trong khoảng:

+ Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $F_{bd}^* \approx 70 \div 100$ [N];

+ Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $F_{bd}^* \approx 100 \div 150$ [N].

2.2.1. Xác định lực trợ lực F_{tl} [N]

Sơ đồ tính toán hệ thống điều khiển ly hợp khi có trợ lực có thể tham khảo thêm giáo trình.

Lực do bộ phận trợ lực tạo ra phải thỏa mãn phương trình cân bằng lực như sau:

$$F_{bd}^* i_{dk} \eta_{dk} + F_{tl} i_{tl} \eta_{tl} = F_{mmax} \quad (1-55)$$

Trong đó:

F_{mmax} - lực lớn nhất của các lò xo ép khi mở ly hợp, [N];

F_{tl} - lực do bộ phận trợ lực tạo ra [N];

i_{tl} - tỷ số truyền, tính từ xy lanh trợ lực đến đĩa ép;

η_{tl} - hiệu suất truyền động, tính từ xy lanh trợ lực đến đĩa ép.

Các thông số khác đã chú thích ở trên.

Suy ra lực trợ lực F_{tl} [N] cần thiết phải có là:

$$F_{tl} = \frac{F_{mmax} - F_{bd}^* i_{dk} \eta_{dk}}{i_{tl} \eta_{tl}}$$

2.2.2. Xác định đường kính xy lanh trợ lực D_{xl} [m]

Từ phương trình cân bằng lực tác dụng lên piston trong xy lanh trợ lực, ta có:

$$F_{tl} = \Delta p \frac{\pi D_{xl}^2}{4} - F_{hv} \quad (1-56)$$

Trong đó:

Δp - độ chênh áp suất trong xy lanh trợ lực, [N/m²];

D_{xl} - đường kính xy lanh trợ lực [m];

F_{hv} - lực do ma sát của piston với thành xy lanh và lực nén của lò xo hồi vị cần piston trong xy lanh [N].

Thường thường lực F_{hv} chiếm vào khoảng (10÷15)% giá trị lực do chính sự chênh lệch áp suất tác dụng lên đỉnh piston. Vì vậy (1-13) có thể viết lại:

$$F_{tl} = \Delta p \frac{\pi D_{xl}^2}{4} \eta_{xl} \quad (1-57)$$

Trong đó:

η_{xl} - hiệu suất của piston do xét đến tổn thất lực cho ma sát và lực hồi vị.

Các thông số khác đã chú thích.

Trong tính toán có thể chọn $\eta_{xl} \approx 0.85 \div 0.90$

Thường xe tải và khách có tải trọng lớn mới dùng đến trợ lực cho ly hợp, và khí nén được dùng để tạo ra độ chênh áp, với $\Delta p \approx (5.5 \div 6.0) \cdot 10^5$ [N/m²].

Vậy đường kính xy lanh trợ lực:

$$D_{xl} = \sqrt{\frac{4F_{tl}}{\Delta p \pi \eta_{xl}}} \quad (1-58)$$

Các thông số đã chú thích ở trên.

2.2.3. Hành trình bàn đạp khi có trợ lực

Cần chú ý thêm rằng khi có trợ lực thì hành trình bàn đạp sẽ tăng lên so với khi không trợ lực vì phải mất thêm hành trình để điều khiển mở van cấp khí trợ lực.

Ta có:

$$S_{bd}^{tl} = S_{bd} + \delta_0 i'_{tg} i_{bd} \quad (1-59)$$

Trong đó:

S_{bd} - hành trình bàn đạp khi không có trợ lực, [mm];

δ_0 - khe hở cần thiết để mở van cấp khí trợ lực, [mm];

i_{tg} - tỷ số truyền phụ dùng điều khiển mở van, tính từ bàn đạp đến van.

Đối với dẫn động thủy lực: $i'_{tg} = \left(\frac{d_3}{d_1} \right)^2$

Đối với dẫn động cơ khí: $i'_{tg} = i_{tg}$

d_3 - đường kính xy lanh mở van cấp khí, các thông số khác đã được chú thích

Khi tính toán, có thể chọn các khe hở và tỷ số truyền phụ như sau:

	3,0 ÷ 3,5	1,5 ÷ 2,0
	0,9 ÷ 1,1	0,9 ÷ 1,1

Hành trình bàn đạp khi có trợ lực tính theo (1-15) không được vượt quá giá trị giới hạn trên như đã chỉ ra trên (1-10); tức là:

+ Đối với xe du lịch, tải và khách cỡ nhỏ: $S_{bd}^{tl} \leq 180$ [mm]

+ Đối với xe tải và khách cỡ trung trở lên: $S_{bd}^{tl} \leq 200$ [mm]

Chuyên đề: HỘP SỐ Ô TÔ

A. CẤU TẠO HỘP SỐ Ô TÔ

1. Công dụng, phân loại, yêu cầu và phân tích chọn phương án kết cấu

1.1. Công dụng

Hộp số dùng để biến đổi mômen xoắn từ động cơ đến các bánh chủ động của ô tô, đồng thời thay đổi tốc độ chạy xe phù hợp với sức cản bên ngoài; thay đổi chiều chuyển động của ô tô (tiến và lùi); giúp ô tô dừng tại chỗ mà không cần tắt động cơ hoặc ngắt ly hợp; dẫn động lực học ra ngoài cho các bộ phận công tác của xe chuyên dùng.

1.2. Phân loại

a. Phân theo phương pháp thay đổi tỷ số truyền:

có thể gọi là hộp số có cấp và vô cấp.

Ngày nay trên ô tô dùng nhiều nhất là hộp số có cấp (loại này thay đổi tỷ số truyền bằng cách thay đổi sự ăn khớp giữa các cặp bánh răng) vì kết cấu đơn giản, làm việc chắc chắn, hiệu suất truyền lực cao, giá thành rẻ.

• Loại hộp số có cấp

Phân loại hộp số theo trạng thái trục của hộp số trong quá trình làm việc: hộp số có trục cố định; hộp số có trục di động (hộp số hành tinh).

Phân loại theo số trục của hộp số (không kể trục số lùi): hộp số hai trục; hộp số ba trục

Phân loại theo số cấp: hộp số 2 cấp; hộp số 3 cấp; hộp số 4 cấp;

Phân loại theo cơ cấu cài số lùi: bằng bánh răng di trượt; bằng bộ đồng tốc; bằng phanh và ly hợp (đối với hộp số thủy cơ).

Nếu hộp số càng nhiều cấp tốc độ càng cho phép sử dụng hợp lý công suất của động cơ, trong điều kiện lực cản khác nhau. Do đó tăng được tính kinh tế của ô tô nhưng thời gian thay đổi số dài, kết cấu phức tạp.

• Loại hộp số vô cấp (continuously variable transmission - CVT)

Ưu điểm: hộp số vô cấp có thể thay đổi tỷ số truyền liên tục trong một giới hạn nào đó, thay đổi tự động, liên tục phụ thuộc vào sức cản chuyển động của ô tô. Nó rút ngắn được quãng đường tăng tốc, tăng lớn nhất tốc độ trung bình của ô tô.

- Hộp số vô cấp kiểu cơ học (ít sử dụng);

- Hộp số vô cấp kiểu va đập (ít dùng);

- Hộp số vô cấp kiểu ma sát (bánh ma sát hình côn).

- Hộp số vô cấp kiểu dùng điện: dùng động cơ đốt trong kéo máy phát điện, cung cấp điện cho động cơ điện đặt ở bánh xe chủ động hoặc cấp điện từ bình ắc quy. Khi thay đổi dòng điện kích thích của động cơ điện sẽ thay đổi tốc độ và mômen xoắn của động cơ điện làm ảnh hưởng đến tốc độ và mômen xoắn của các bánh xe chủ động.

- Hộp số vô cấp thủy lực: truyền mômen xoắn nhờ năng lượng dòng chất lỏng có thể là thủy động hoặc thủy tĩnh. Hộp số vô cấp thủy lực có kết cấu phức tạp giá thành cao, hiệu suất truyền lực thấp, thay đổi mômen xoắn trong giới hạn hẹp. Thông thường nó được kết hợp với hộp số có cấp có trục tâm di động (kiểu hành tinh) với biến mômen thủy lực.

b. Phân theo phương pháp điều khiển

- Loại điều khiển cưỡng bức (điều khiển bằng tay: MT - Manual Transmission);
- Loại điều khiển bán tự động (hộp số ly hợp kép Dual - Clutch Transmission DCT);
- Loại điều khiển tự động (thường ở hộp số vô cấp). (AT: Automatic Transmission)

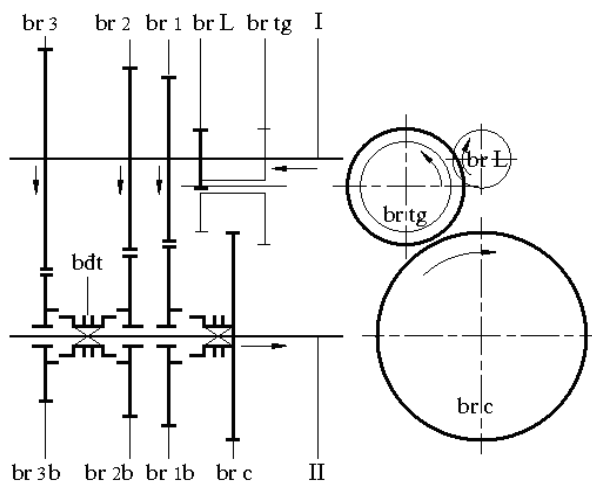
1.3. Yêu cầu

Có dãy tỷ số truyền phù hợp để nâng cao tính năng động lực học và tính kinh tế của ô tô; hiệu suất truyền lực phải cao; khi làm việc không có tiếng ồn; khi chuyển số nhẹ nhàng không gây va đập ở các bánh răng; kết cấu gọn gàng, chắc chắn, dễ điều khiển bảo dưỡng kiểm tra và sửa chữa, giá thành hạ.

2. Phân tích hộp số điều khiển bằng tay

2.1. Sơ đồ động học và phân tích hộp số điều khiển bằng tay

2.1.1. Loại hai trục



Loại này còn gọi là hộp số loại trục cố định, các số truyền chủ yếu qua một cặp bánh răng nằm trên hai trục.

Hình .1 là sơ đồ động học hộp số hai trục có ba cấp số tiến (không kể số lùi), gồm trục thứ I và trục sơ cấp II. Ở đây, các cặp bánh răng ăn khớp thường là các bánh răng nghiêng và gài các số tiến đều sử dụng bộ đồng tốc (BĐT), do đó tránh được sự va đập giữa các bánh răng. Ở hộp số loại này không có số truyền thẳng.

Khi gài các số lùi (L) thì dịch chuyển bánh răng thẳng (br c) tạo sự ăn khớp giữa các

bánh răng (br L) – (br tg) nhỏ và bánh răng (br tg) lớn – (br c) có thể chế tạo bộ bánh răng (br c) riêng biệt và lắp cố định trên trục thứ cấp II.

a. Ưu điểm

- Có hiệu suất cao. Bởi vì, khi hộp số hoạt động tất cả các số truyền chỉ qua một cặp bánh răng ăn khớp;
- Có thể tăng thêm độ cứng vững và độ bền của các chi tiết. Bởi vì, trong hộp số này không có cụm nào bị giới hạn bởi điều kiện kích thước;
- Kết cấu đơn giản, tiện lợi khi sử dụng.

b. Khuyết điểm

Khuyết điểm cơ bản của loại này là có kích thước lớn khi sử dụng tỷ số truyền lớn. Bởi vì, tỷ số truyền chỉ do một cặp bánh răng sinh ra. Nên khi cần tỷ số truyền tăng thì kích thước tăng và trọng lượng cũng tăng.

2. Loại ba trục

Hiện nay đa số ô tô sử dụng hộp số ba trục hay còn gọi là hộp số loại trục cố định với trục sơ cấp và trục thứ cấp đồng tâm. Loại này sự truyền động sẽ qua hai cặp bánh răng với ba trục truyền, nó bảo đảm yêu cầu và điều kiện sử dụng của ô tô.

a. Ưu khuyết điểm

- Ưu điểm

So với loại trục không cố định, loại này có những ưu điểm sau:

- Khi có cùng kích thước, loại hộp số này cho tỷ số truyền lớn. Xu hướng động cơ cao tốc đang sử dụng nhiều trên ô tô, do đó phải tăng tỷ số truyền và sẽ ảnh hưởng đến trọng lượng của ô tô;
- Hiệu suất truyền động qua hộp số là cao nhất (xem như bằng một) khi trục sơ cấp và trục thứ cấp gài cứng lại với nhau (nhờ sự đồng tâm của hai trục). Đây là một ưu điểm quan trọng, bởi vì thời gian gài cứng này (truyền thẳng) chiếm từ 50 - 80% khi ô tô hoạt động trên đường;
- Khi ô tô thường xuyên hoạt động trên mặt đường bằng phẳng thì những tay số truyền trung gian sẽ ít sử dụng hơn so với mặt đường khác, nên các bánh răng và ổ bi đỡ ở các tay số này sẽ có kích thước nhỏ (tuổi thọ của chúng dựa vào thời gian sử dụng).

- Khuyết điểm

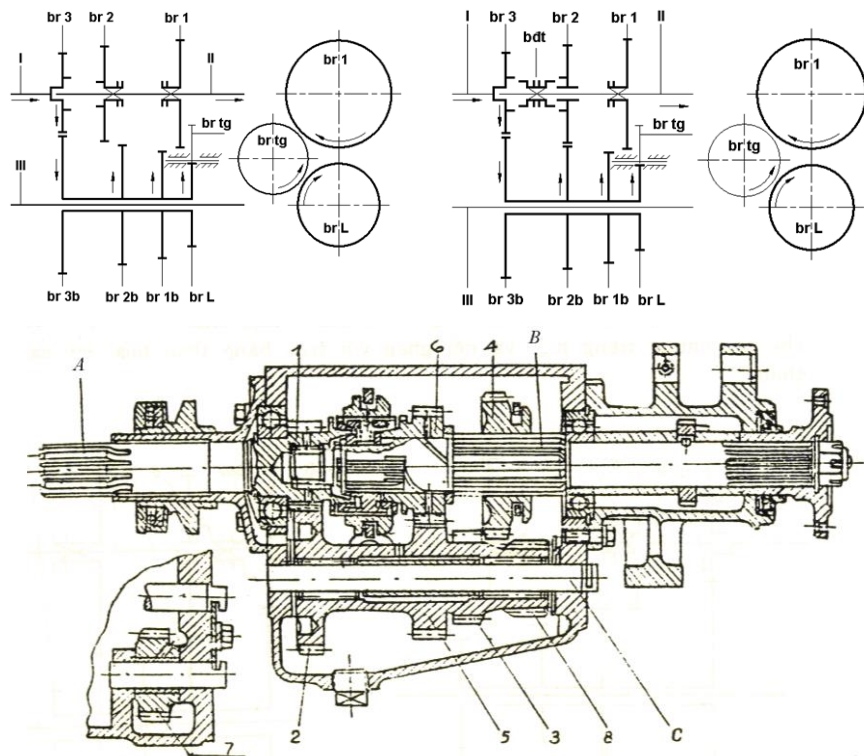
Đối với loại hộp số này có khuyết điểm là do kết cấu để có số truyền thẳng nên ổ bi phía trước của trục thứ cấp được đặt vào lỗ đàng sau của trục sơ cấp. Do điều kiện kết cấu, ổ bi này không thể làm to được nên khi làm việc có lực tác dụng thì ổ bi này sẽ ở tình trạng cân bằng, nhưng do thời gian làm việc trên chúng rất thấp (độ 10%) do đó ổ bi này vẫn bảo đảm bền.

- b. Sơ đồ động học

- Loại 3 cấp số

Với mục đích cần tốc độ lấy đà nhanh trong thời gian ngắn nhất đối với một ô tô du lịch có dung tích lớn (4 lít) và vừa (2 - 4 lít) thì nên chọn lắp hộp số 3 cấp được thể như sơ đồ trên hình III.2. Khi tăng số cấp của hộp số thì công suất sử dụng sẽ được tốt hơn khi lấy đà nhưng số lần gài số phải tăng lên và thời gian chạy đà sẽ kéo dài.

Thường thì ô tô du lịch có đường đặc tính động lực tốt cho nên đa số thời gian làm việc ở số truyền thẳng, còn các số truyền trung gian làm việc ít.



Hình 2. Sơ đồ động học của hộp số ba trục – ba cấp truyền của ô tô

a. Sơ đồ gài số bằng cách di chuyển bánh răng;

b. Sơ đồ gài số bằng bộ đồng tốc;

c. Mặt cắt dọc hộp số ba cấp của ô tô du lịch M-21(BOJFA).

Trên hình 2.a trình bày sơ đồ động học hộp số ba cấp với các khối bánh răng chuyển động. Mômen quay của động cơ truyền qua ly hợp đến trục chủ động (sơ cấp) I của hộp số, đầu cuối của trục chủ động có bánh răng br3 luôn luôn ăn khớp với bánh răng br3b trên trục trung gian III. Ở hộp số ba cấp trục trung gian có 4 bánh răng, các bánh răng này thường chế tạo thành một khối liền, rất ít khi chế tạo riêng biệt và mỗi ghép với trục bằng then hoa hay các then.

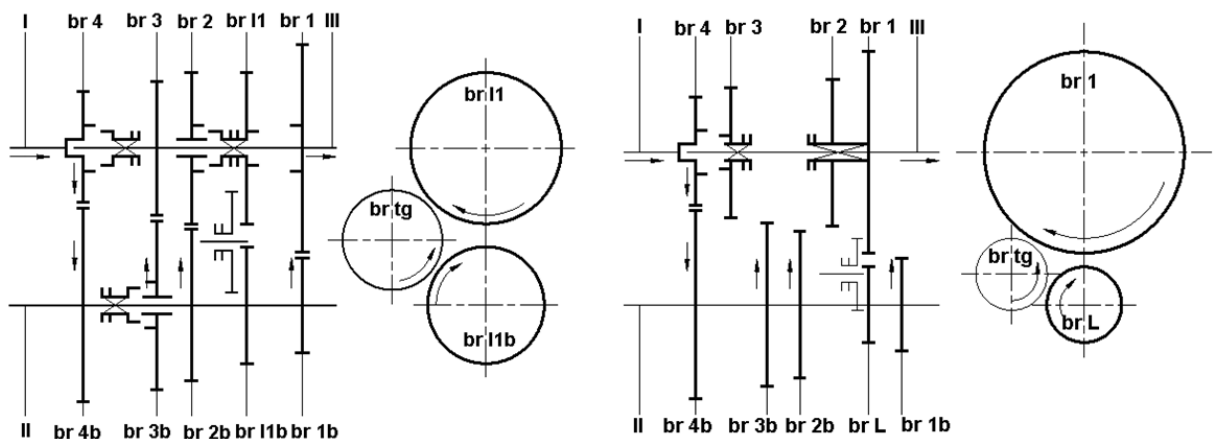
Đầu trước của trục bị động (thứ cấp) II được đặt trong ổ thanh lăn trụ lồng vào lỗ đăng sau của trục chủ động. Đầu cuối của trục bị động được đặt trong ổ lăn cầu hoặc ổ thanh lăn trụ.

Trên khối bánh răng chuyển động br1 có bánh răng ngoài để gài số truyền 1 và số lùi. Còn khối bánh răng chuyển động br2 có bánh răng ngoài để gài số truyền 2 và đai răng để gài số truyền thẳng. Khi gài các bánh răng tương ứng sẽ có các số truyền khác nhau. Gài bánh răng br1 và br1b có số 1, br2 với br2b có số 2, vành răng của khối br2 với vành răng của khối br3 có số truyền thẳng. Số lùi tương ứng với khi gài br1 với brtg. Như vậy hộp số ba cấp có hai khối bánh răng chuyển động (br1 và br2.).

Thay đổi cấp số truyền nhờ vào việc trượt của các bánh răng thẳng (br 1 hoặc br 2) trên trục thứ cấp II (hình III.2.a) và để dễ dàng cho việc điều khiển thường lắp bộ đồng tốc (bđt) ở số truyền thẳng và số truyền kề bên cạnh nó.

Để điều khiển dễ dàng, ở hộp số ba cấp hiện nay thường lắp bộ đồng tốc (BĐT) ở số II và số III (hình 2b). Lúc đó các cặp bánh răng br3 và br3b và cặp bánh răng br2b và br2 luôn ăn khớp với nhau (thường là răng nghiêng), chúng quay trơn trên trục trung gian III và trục bị động I khi bộ đồng tốc ở vị trí trung gian. Moayơ của bộ đồng tốc nổi then hoa có thể trượt dễ dàng trên trục bị động II, nếu gạt bộ đồng tốc sang phải, vành răng ngoài của bộ đồng tốc sẽ ăn khớp với vành răng trong của bánh răng br2, bánh răng br2 sẽ dẫn động cho trục bị động II quay, có số truyền 2; Nếu gạt bộ đồng tốc sang trái, vành răng ngoài của bộ đồng tốc sẽ ăn khớp với vành răng trong của bánh răng br3, có số truyền 3 (số truyền thẳng). Trên trục II còn có khối bánh răng di động br1 (không sử dụng bộ đồng tốc), nếu di chuyển sang trái, bánh răng br1 ăn khớp với bánh răng br1b, có tỷ số truyền 1, nếu gạt sang phải bánh răng br1 sẽ ăn khớp với bánh răng brtg làm đảo chiều quay của trục II, có số lùi (L).

• Loại 4 cấp số



Hình 3. Sơ đồ động học của hộp số ba trục – bốn cấp truyền của ô tô

Trên ô tô du lịch có dung tích nhỏ ($1.0 \div 2.0$), thường dùng loại hộp số 4 cấp nhằm sử dụng hợp lý công suất động cơ và nâng cao tính kinh tế của nhiên liệu, đồng thời yêu cầu kết cấu gọn, bố trí sít sao để thu nhỏ được thể tích. Trên hình 3.a, trình bày sơ đồ bố trí của hộp số 4 cấp của một loại ô tô du lịch dung tích nhỏ, ở đây có khuyết điểm là kết cấu phức tạp. Ô tô tải thường sử dụng hộp số 4 hoặc 5 cấp tỷ số truyền, hộp số 3 cấp chỉ sử dụng cho ô tô tải trọng rất nhỏ, chế tạo trên cơ sở của gầm ô tô du lịch.

Khi tăng số cấp tỷ số truyền thì sử dụng công suất động cơ tốt hơn, tính chất động lực học của ô tô cũng tốt hơn. Ô tô tải trọng từ ($10 \div 25$)kN thường dùng hộp số 4 cấp, ô tô tải trọng trung bình sử dụng hộp số 5 cấp.

3. Kết cấu chung hộp số ba trục

Hộp số này sử dụng rộng rãi trong nhiều loại ô tô. Hộp số của ô tô con thường có 3 đến 4 số, ô tô tải và khách thường từ 4 đến 6 số, các ô tô có tải trọng lớn hay ô tô có tính năng thông qua cao có khi tới ($10 \div 12$) số. Khi tăng lượng số tức là tăng trọng lượng của hộp số, kết cấu phức tạp, khó điều khiển. Tuy nhiên, vẫn có những điểm chung, sau:

3.1. Trục sơ cấp

Trong hộp số ba trục luôn luôn có cặp bánh răng ăn khớp để truyền mômen quay từ trục sơ cấp đến trục trung gian. Trục sơ cấp được chế tạo liền thành một khối với bánh răng chủ động trong đó có một vành răng ngoài để gài số truyền thẳng (tỷ số truyền $i=1$). Trục sơ cấp được đỡ bằng hai vòng bi: một đặt trong bánh đà và một đặt ở vỏ hộp số, ổ bi ở vỏ hộp số thường chọn có đường kính ngoài lớn hơn bánh răng chủ động (hình 4)



Hình 4. Trục sơ cấp hộp số

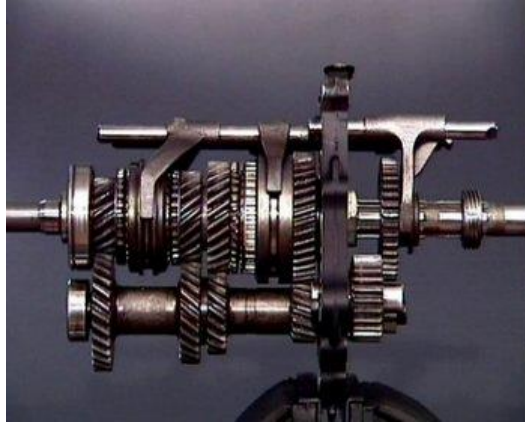
3.2. Trục thứ cấp

Trục thứ cấp hộp số ô tô trình bày trên hình 5. Ở đây, trục được đỡ bằng hai ổ lăn. Ổ bi kim được đặt ngay trong lỗ của đuôi trục thứ nhất (đoạn bánh răng số 1). Biện pháp này nhằm đảm bảo độ đồng tâm của hai trục sơ cấp và trục thứ cấp và tiện lợi cho việc gài số truyền thẳng. Ổ bi thứ hai đặt ở vỏ HS. Khi không có hộp số phụ, bộ đo tốc độ lắp ở đuôi trục thứ cấp.



Hình 5. Trục thứ cấp hộp số

Đầu trục thứ cấp tựa trên trục sơ cấp, đầu sau tựa trên vỏ hộp số có bộ phận cố định để nhận lực chiều trục. Ở gối đỡ trước thường dùng ổ thanh lăn trụ với thanh lăn đặc, không có vòng ngoài và trong. Đối với ô tô du lịch ở gối đỡ trước của trục thứ cấp thường lắp ổ thanh lăn kim. Hiện nay đã dùng ổ thanh lăn không có vòng ngăn cách, khi đặt như thế có thể rút trục ra mà bi vẫn nằm trong ổ. Nếu kích thước bánh răng cho phép thì gối đỡ trước của trục thứ cấp có thể dùng ổ lăn hướng kính một dãy. Các ổ này cố định trong vỏ hộp số nhờ vòng hãm xẻ rãnh đặt ở rãnh của vòng ngoài hoặc đặt ở rãnh của vỏ hộp số. Ổ hộp số ô tô tải có khi đầu trục sau dùng một đôi ổ thanh lăn nón nằm trên bạc lót riêng.



Hình 6. Trục thứ cấp hộp số

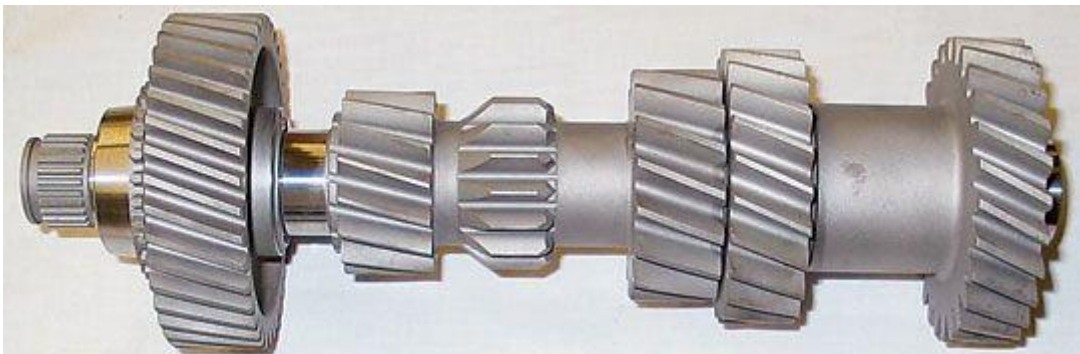
Trục thứ cấp thường có then hoa, các khối bánh răng dịch chuyển được chuyển động theo chiều trục trên then hoa. Nếu bánh răng răng nghiêng thì then hoa xoắn, trong trường hợp này cần phải chú ý bước của rãnh then phải bằng bước của răng bánh răng.

Để giảm chiều dài các đăng đuôi trục thứ cấp có thể làm dài ra, phải có gối đỡ thứ ba.

Các bánh răng của trục thứ cấp thường chế tạo thành một khối liền với moayơ, ít khi chế tạo riêng rẽ. Các bánh răng trên trục thứ cấp ăn khớp thường xuyên với bánh răng trên trục trung gian có thể đặt trên ổ trượt, ổ thanh lăn kim hoặc ổ lăn cầu.

3.3. Trục trung gian

Lắp cố định nhiều bánh răng, để truyền mômen quay đến trục thứ cấp của hộp số, giá trị mômen quay thay đổi tùy theo cách gài các bánh răng lắp trượt và cùng quay trên trục thứ cấp. Có khi trục trung gian không chịu mômen xoắn chỉ đỡ cả khối như hộp số, hướng nghiêng của răng các bánh răng trên trục trung gian cùng chiều để không thay đổi chiều lực dọc trục tác dụng lên trục và ổ đỡ.



Hình 7. Trục trung gian hộp số

Trong trường hợp trục được cố định trên vỏ hộp số không cần ổ lăn, lỗ khoét sẽ nhỏ, kết cấu của trục sẽ cứng vững hơn. Kết cấu loại này dùng cho ô tô du lịch và ô tô tải có tải trọng nhỏ. Khối bánh răng đặt trên trục trung gian bằng ổ trượt hoặc ổ thanh lăn loại kim, để các ổ không dồn về một phía, thì giữa các ổ đặt bạc ngăn cách, vòng đệm đồng chịu lực chiều trục của bánh răng, đệm này có gờ lồi lên để chống xoay. Giữa đệm và mặt bên của khối bánh răng có đặt thêm đệm thép nằm tự do, ở vỏ hộp đặt lò xo ép.

Ổ loại trục có các bánh răng riêng biệt, các bánh răng lắp chặt trên trục, khi gối đỡ trước không nhận lực chiều trục, thì có thể đặt ổ thanh lăn trụ. Có khi để làm cho đường kính ổ trục to lên hoặc tăng độ cứng của trục người ta đặt ổ thanh lăn không có vòng trong. Ổ thanh lăn nón ít khi dùng cho trục trung gian hộp số ô tô.

Hộp số ô tô tải tải trọng trung bình và lớn các bánh răng của số truyền thấp (có đường kính bé) thường chế tạo thành một khối liền với trục trung gian, còn các bánh răng của số truyền cao (có đường kính lớn) được chế tạo riêng rẽ và lắp ghép lên trục bằng then hoa.

“Thường ở ô tô bánh răng của trục trung gian ăn khớp với bánh răng của cơ cấu thu công suất”. Nhờ thế trục thu công suất có thể quay để dẫn động các bộ phận làm việc trong khi ô tô vẫn đứng tại chỗ. Có khi trên trục trung gian có đặt riêng bánh răng để dẫn động trục thu công suất.



Hình 8. Một số chi tiết của hộp số

Ở hộp số ô tô tải tải trọng lớn và rất lớn có khi đặt bơm dầu nhớt để bơm dầu bôi trơn bạc và ổ lăn của các bánh răng trục thứ cấp. Bơm này được dẫn động bởi trục trung gian. Để bụi bẩn khỏi rơi vào bánh răng của bơm dầu nhớt, ở buồng hút dầu có đặt lưới lọc. Bơm dầu sẽ bơm qua lỗ ở các nắp bên của vỏ hộp số đến trục thứ cấp.

Xu hướng chung khi thiết kế hộp số là lắp bộ đồng tốc cho mọi số. Vì vậy, các bánh răng luôn luôn ăn khớp, thường sử dụng bánh răng nghiêng.

3.4. Số lùi

Tất cả các hộp số đều có số lùi (L) sự bố trí số lùi có thể theo nhiều kiểu. Chọn cách bố trí số lùi cũng phải xét cùng lúc với việc bố trí các số tiến, bánh răng số lùi phải đảm bảo tỷ số truyền nhất định, khi không gài số lùi không được ăn khớp với các bánh răng ở trục thứ cấp. Bánh răng số lùi phải ăn khớp dễ dàng, không chạm các bánh răng khác. Trục số lùi đặt trên gối đỡ của vỏ hộp số không được va chạm với các bánh răng thứ cấp.

Hình 9. Các kiểu bố trí số lùi của hộp số

Trên hình 9 trình bày bốn kiểu bố trí số lùi.

Ở phương án (a) được dùng rộng rãi trên ô tô du lịch. Kiểu kết cấu này đơn giản, số răng của bánh răng số lùi ít, trọng lượng nhẹ, song không thích hợp với ô tô tải vì bánh răng lùi quá nhỏ, dễ bị hư hỏng khi gặp tải trọng lớn.

Phương án (b) dùng trên ô tô tải. Đặc điểm là bánh răng số lùi cùng một khối bánh răng. Muốn gài số lùi cần di động cho khối bánh răng số lùi ăn khớp với các bánh răng của trục trung gian và trục thứ cấp. Kết cấu như trên không ảnh hưởng tới vị trí của số truyền I. Song vị trí bánh răng của trục số lùi cũng khó bố trí. Ngoài ra việc chọn số răng của bánh răng số II và III (Z_2 , Z_3) cũng khó khăn.

Phương án (c) sử dụng trên xe tải ЗИЛ- 164 và xe DOGE. Đặc điểm ở đây là gài số lùi rất dễ dàng, chỉ cần chuyển dịch bánh răng số I.

Phương án (d) một cách bố trí khác. Để bánh răng Z_4 và Z_2 không chạm nhau thì chiều dài răng của bánh răng Z_1 dài gấp đôi, đồng thời có thể rút ngắn trục trung gian.

f. Số truyền tăng

Có những loại HS 5 cấp với số V là số truyền tăng. Sử dụng số truyền tăng sẽ làm tăng tính kinh tế và tính chất động lực học của ô tô. Tỉ số truyền của số truyền tăng nằm trong khoảng (0.75 ÷ 0.85).

Khi sử dụng số truyền tăng sẽ có các ưu điểm sau:

- Sử dụng tốt công suất động cơ.
- Có khả năng tăng tốc cực đại mà không cần tăng công suất động cơ nghĩa là dùng số truyền tăng thì tính động lực học ô tô tốt hơn.
- Tăng tính kinh tế, mức độ sử dụng công suất động cơ tăng lên.
- Có khả năng giảm số vòng quay động cơ tránh việc tăng công suất động cơ ở tốc độ cực đại, do vậy các chi tiết ít hao mòn.

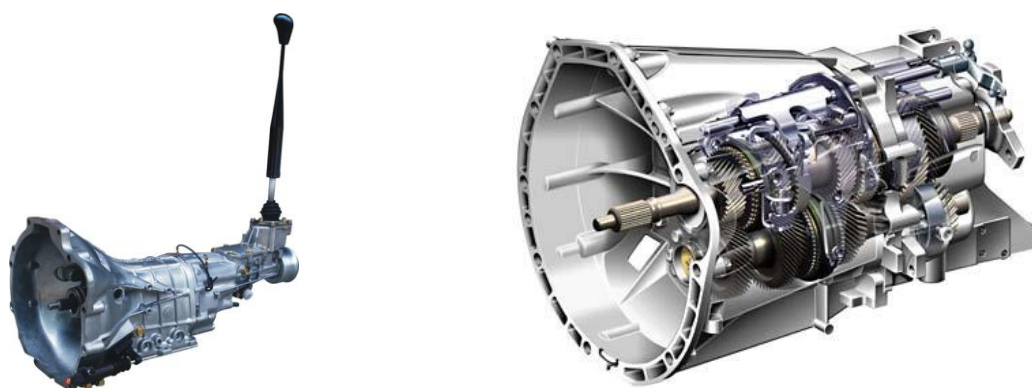
4. Cơ cấu điều khiển của hộp số điều khiển bằng tay

4.1. Đòn điều khiển

Nhiệm vụ của đòn điều khiển là dịch chuyển các bánh răng tương ứng hoặc các ống gài số (hoặc bộ đồng tốc) trong hộp số khi gài hoặc nhả số. Đòn điều khiển phải bố trí cho thuận lợi đối với người điều khiển.

Tùy theo cách bố trí, đòn điều khiển có hai loại:

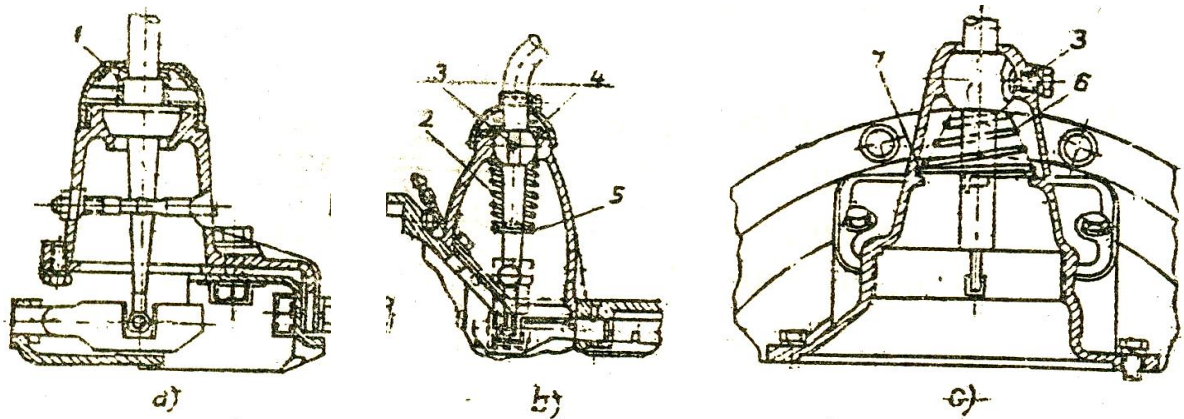
- Loại đặt trực tiếp trên nắp hộp số (hình 11.a);
- Loại đặt xa hộp số (11.b).



Hình 11. Các kiểu bố trí đòn điều khiển

a. Loại đặt trực tiếp trên nắp hộp số; b. Loại đặt xa hộp số.

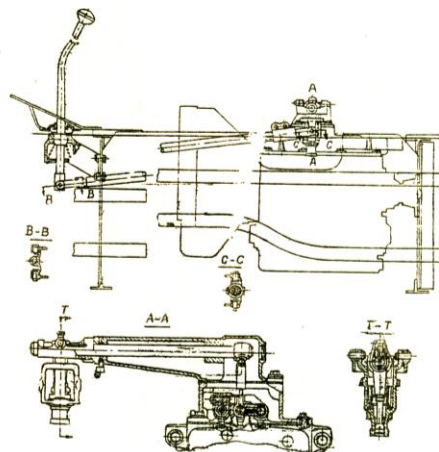
Nếu hộp số có từ 3 đến 6 số, sự điều khiển được tiến hành dễ dàng bằng một đòn, nếu số lượng số truyền nhiều hơn nữa sự điều khiển bằng một đòn sẽ khó khăn. Trong trường hợp này thường làm hộp số phụ việc điều khiển số sẽ bằng hai đòn.



Hình 12. Các kiểu bố trí đòn điều khiển

Ở ô tô đòn điều khiển lắp vào nắp hộp số từ trên xuống. Đòn được ép vào mặt tựa hình cầu bằng lò xo 1 trực tiếp tác động lên đòn từ trên xuống dưới (hình 12.a), hoặc bằng lò xo 2 đặt phía dưới và ép vào đòn qua đĩa 5 (hình 12.b). Có khi đòn điều khiển lắp vào nắp hộp số từ dưới lên (hình 12.c). Để giữ cho đòn điều khiển đúng vị trí, ở mặt tựa cầu có lắp chốt định vị 3 (hình 12.b,c). Bề mặt tựa cầu của đòn điều khiển được che bụi bẩn và nước bằng bao 4.

Đa số đòn điều khiển đặt ngay trên nắp hộp số. Trong buồng lái, đòn điều khiển nằm ở vị trí gần vành tay lái và về phía phải người điều khiển. Nếu nắp hộp số nằm xa vị trí người điều khiển như ở ô tô có động cơ đặt trước và trong buồng lái thì đòn điều khiển vẫn phải đặt gần vành tay lái nhưng phải có một hệ thống dẫn động đến đòn điều khiển hộp số (gọi là đòn điều khiển xa). Ở ô tô du lịch với hộp số có cấp, đòn điều khiển thường bố trí trên vành tay lái. Bố trí như vậy điều khiển sẽ thuận tiện, buồng lái có thể ngồi thêm người. Lúc đó hành trình của khối trượt cần thiết để đi số phải giảm đi, muốn vậy phải dùng ống nối gài số, các cặp bánh răng làm theo kiểu ăn khớp cố định và mỗi cặp sẽ có một bánh răng quay trơn trên trục.

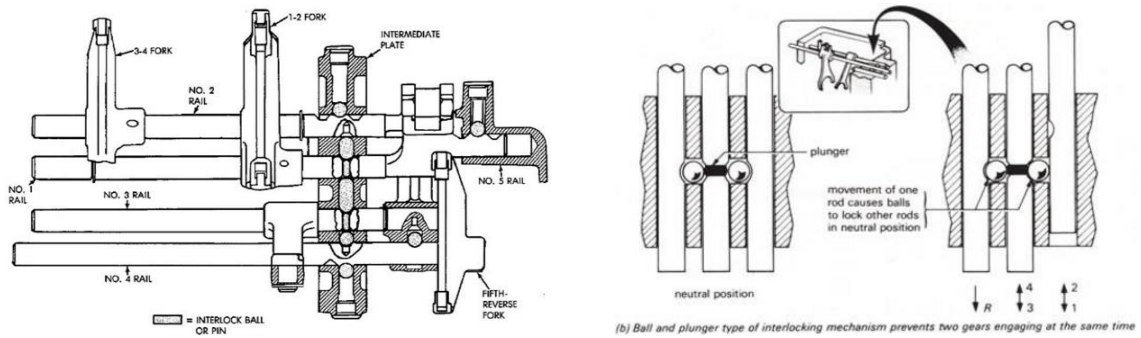


Hình 13. Hệ thống điều khiển xa hộp số có ba khớp trượt

4.2. Định vị và khóa hãm

- Định vị dùng để gài các số cho đúng vị trí sao cho các bánh răng ăn khớp hết chiều dài răng, tránh hiện tượng nhả số ngẫu nhiên.
- Khóa hãm có nhiệm vụ tránh cùng một lúc gài hai số liền để khởi gây ra gãy vỡ bánh răng.

Ở ô tô định vị và khóa hãm có thể kết cấu thành hai bộ phận riêng rẽ hay phối hợp trong một kết cấu chung. Ở ô tô định vị dùng loại bi với lò xo hoặc với cốc lò xo.



Hình 13. Kết cấu định vị và khóa hãm trong hộp số ô tô

Theo kết cấu: định vị có các loại: bi, cóc, thanh và loại khóa; còn khóa hãm có loại bi, thanh, tấm khía rãnh.

4.3. Ống gài số

Ống gài số dùng để nối các bánh răng quay tròn với trục khi cần gài số, có thể là răng trong hay răng ngoài. Để quá trình gài số được dễ dàng hơn, các răng của ống gài số cứ cách một răng lại khuyết một răng và đồng thời răng ở dải răng gài số của bánh răng cứ cách một răng lại ngắn đi, có kết cấu như vậy gọi là ống dễ gài số (ODGS).

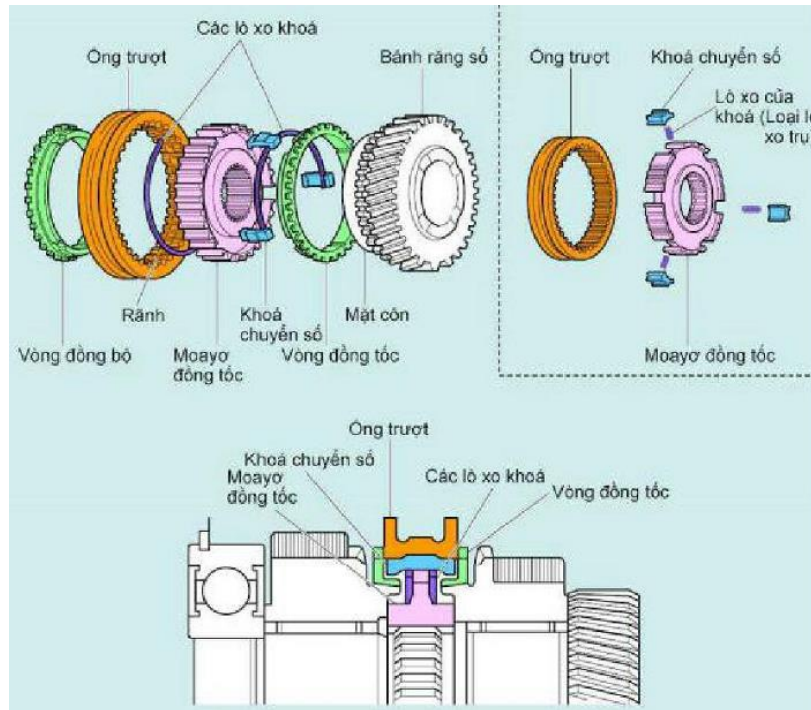
Hình 14. Ba vị trí làm việc của ống dễ gài số.

Trên hình 14, trình bày ba vị trí làm việc của ống dễ gài số tương đương với giai đoạn làm việc khác nhau khi gài số. vị trí trên cùng của hình ứng với lúc bắt đầu gạt ống dễ gài số sang bên trái nhưng chưa tiếp xúc với bánh răng xoay ống dễ gài số chạy theo, trong lúc đó bánh răng ứng với lúc ống dễ gài số dừng hẳn về bên trái để răng của ống dễ gài số vào ăn khớp hoàn toàn với răng của bánh răng. Lúc này quá trình gài số mới kết thúc.

4.4. Bộ đồng tốc quán tính

Hiện nay, để dễ gài số, hộp số ô tô đều sử dụng bộ đồng tốc (BDT). Bộ đồng tốc quán tính nối tiếp ghép trực với bánh răng quay tròn (gài số) mà không sinh ra va đập. Bộ đồng tốc có nhiệm vụ không cho gài số khi chưa đồng tốc độ góc của bánh răng và trục được nối ghép nhau.

Bộ đồng tốc này được dùng cho tất cả các số trừ số 1 và số lùi.

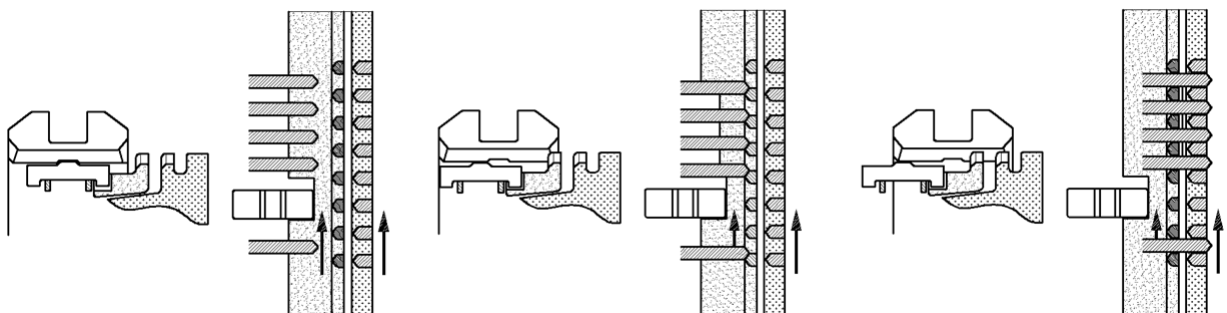


Hình 16. Kết cấu bộ đồng tốc loại quán tính trên ô tô du lịch

Ở hộp số ô tô du lịch thường dùng bộ đồng tốc gọn hơn, trên hình 16 giới thiệu bộ đồng tốc quán tính. Khi gài một trong các số truyền thì ống trượt sẽ dịch chuyển trên rãnh của moayơ đồng tốc, nhờ bộ phận định vị (vai các khóa chuyển số và lò xo khóa) mà ống trượt kéo các khóa trên cho đến lúc chúng tỳ vào các rãnh của vòng đồng tốc. Vòng đồng tốc có mặt hình nón ở phía trong và đai răng cùng bước với bước răng của ống trượt. Bề mặt hình nón của vòng đồng tốc cũng có khía các đường rãnh để cất màng dầu. Khi các khóa trượt tỳ vào rãnh của vòng đồng tốc, khóa chuyển số sẽ áp chặt bề mặt hình nón của vòng đồng tốc vào với bề mặt hình nón của bánh răng nối tiếp.

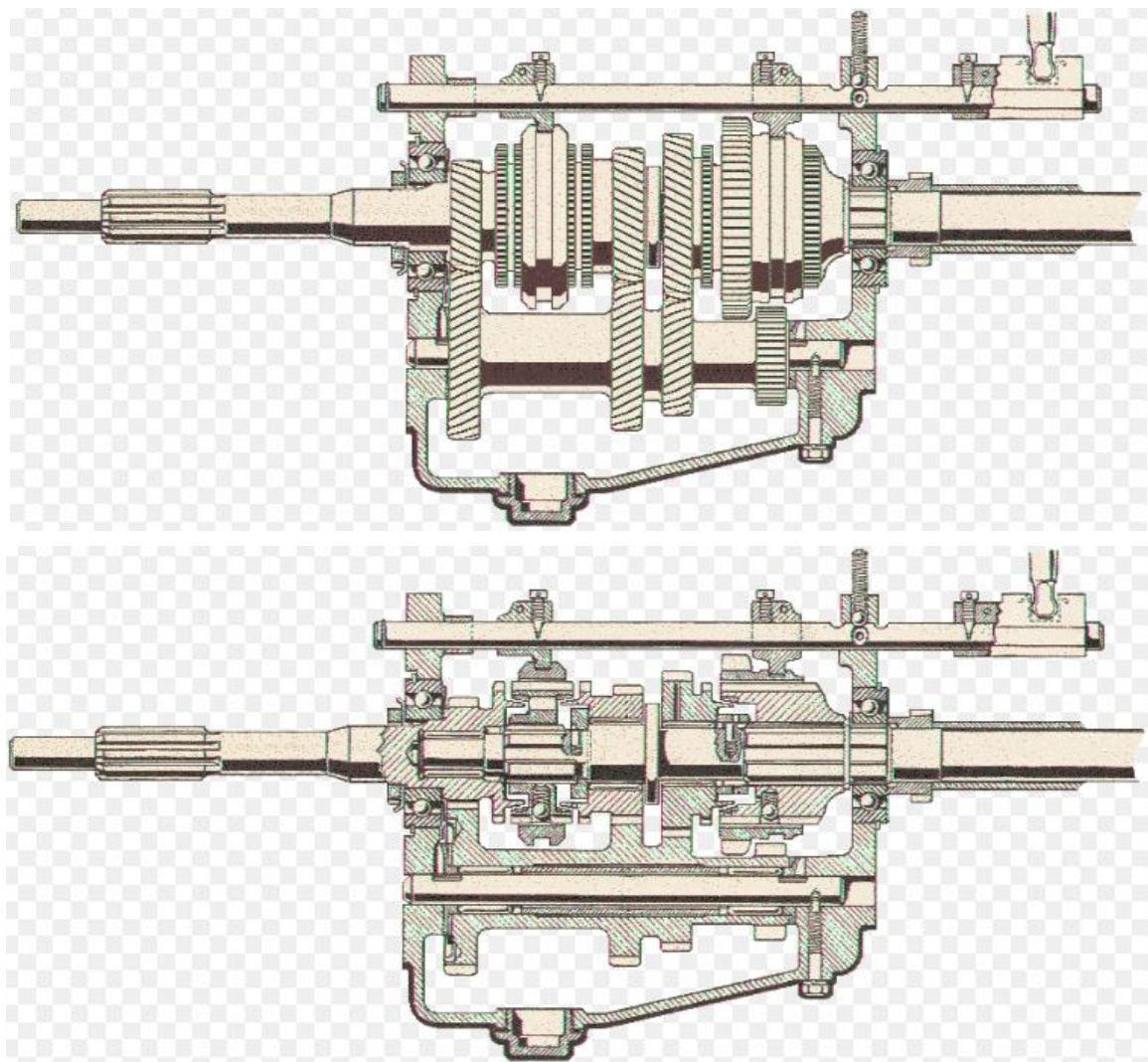
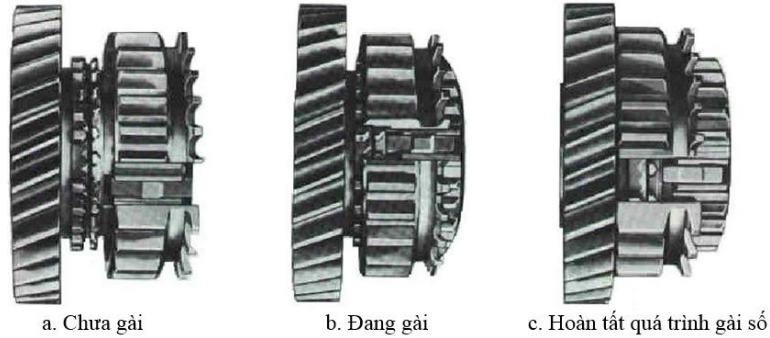
Dưới tác dụng của mômen ma sát vòng đồng tốc sẽ xoay trong giới hạn cho phép của chiều rộng rãnh (vì chiều rộng rãnh lớn hơn chiều rộng khóa chuyển số. Lúc ấy, bề mặt nghiêng của các răng vòng đồng tốc sẽ áp chặt vào bề mặt nghiêng của các răng ống trượt. Bề mặt nghiêng của các răng sẽ là bề mặt hãm của bộ đồng tốc này.

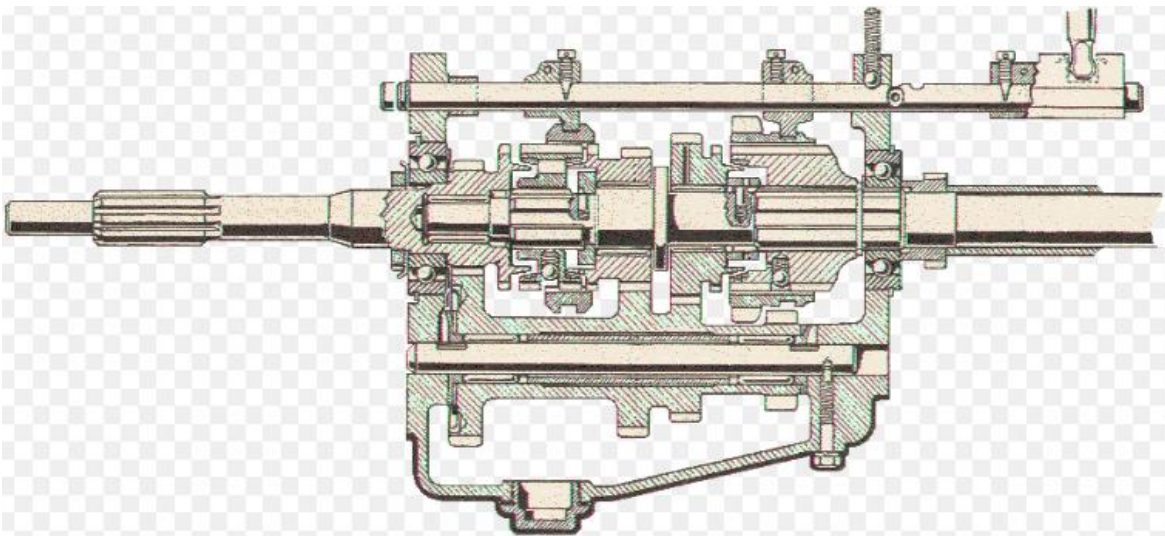
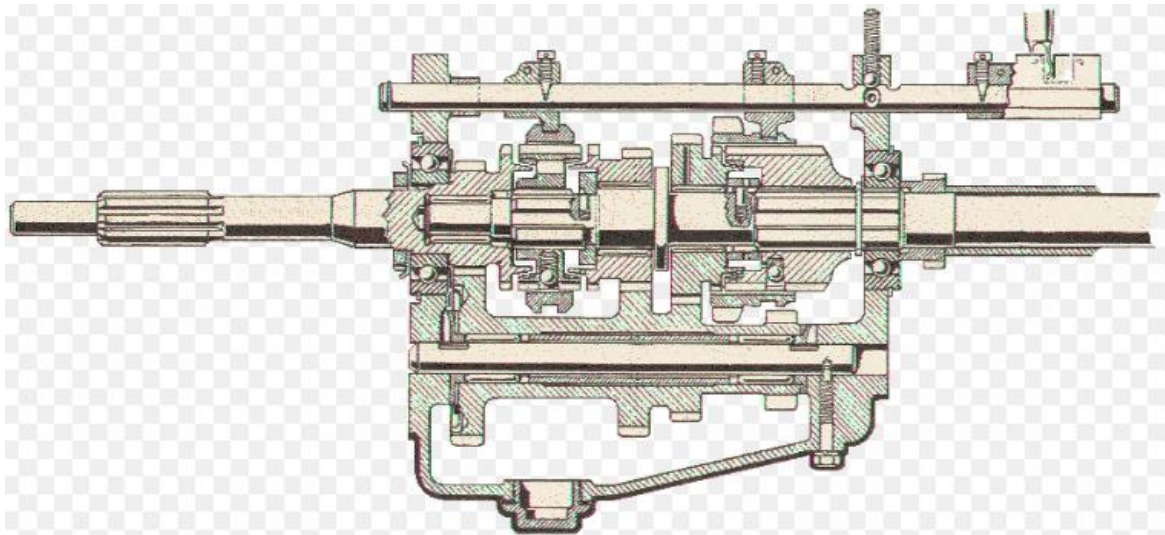
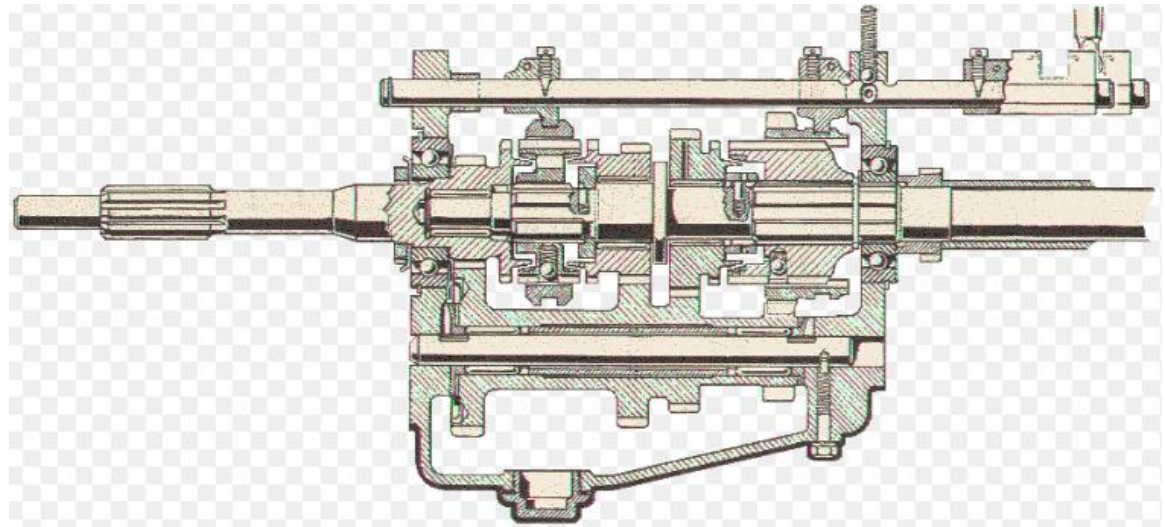
Khi chưa đồng tốc, lực N tác dụng thẳng góc lên bề mặt nghiêng của ống trượt khá lớn. Do đó, lực Q cũng khá lớn. Lực Q_1 do tay người điều khiển tác dụng vào ống trượt không thắng nổi lực Q nên không thể đưa ống nối đi tiếp được. Chỉ khi nào đã đồng tốc rồi thì lực N sẽ bằng không và lực Q cũng thế, lúc này lực Q_1 do tay người điều khiển tác dụng vào chỉ cần thắng lực lò xo để đẩy vai của các khóa chuyển số của bộ định vị xuống là có thể đưa ống trượt vào ăn khớp với bánh răng của vòng đồng tốc và với răng của đai răng gài số của bánh răng. Quá trình gài số đã tiến hành xong.

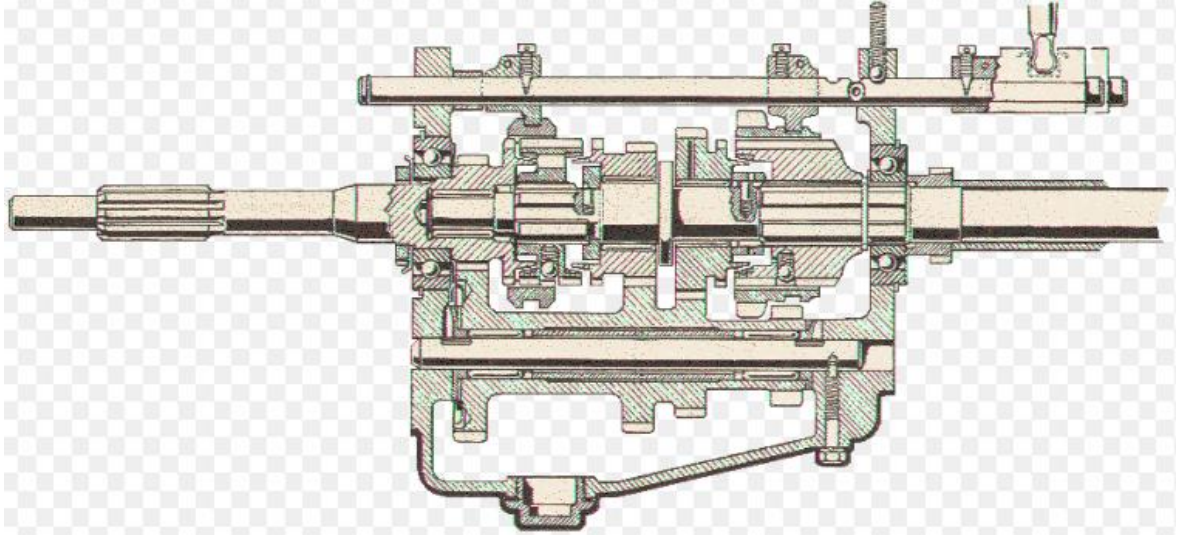


Hình 17. Sơ đồ giải thích sự làm việc của bộ đồng tốc loại quán tính trên ô tô du lịch

- a. Ứng với lúc các chi tiết của bộ đồng tốc nằm ở vị trí trung gian;
- b. Ứng với lúc đang đồng tốc;
- c. Ứng với lúc đã gài số nào đấy.







Hình 18. Sơ đồ kết cấu hộp số trên ô tô du lịch

B. THIẾT KẾ HỘP SỐ Ô TÔ

1. MỤC ĐÍCH

Việc thiết kế môn học phần hộp số ô tô nhằm xác định các thông số cơ bản của hộp số ô tô. Chủ yếu là tính toán xác định số cấp hộp số, giá trị tỷ số truyền của hộp số nhằm bảo đảm yêu cầu về tính năng động lực cũng như tính nhiên liệu của xe trong mọi điều kiện làm việc. Xác định các thông số điều khiển hộp số ô tô mà chủ yếu là tính toán xác định các thông số cơ bản của bộ đồng tốc hộp số nhằm không những nâng cao tính năng động lực học mà còn bảo đảm các tính năng giải số êm dịu cho hộp số ô tô.

2. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA HỘP SỐ Ô TÔ

2.1. Tỷ số truyền số thấp nhất - số cao nhất của hộp số ô tô

Giá trị tỷ số truyền số thấp nhất i_{h1} được xác định theo điều kiện kéo như sau:

$$i_{h1} \geq \frac{\Psi_{\max} G_a r_{bx}}{M_{\text{emax}} i_0 \eta_t} \quad (2-1)$$

Trong đó:

G_a - trọng lượng toàn bộ xe, [N];

Ψ_{\max} - hệ số cản chuyển động lớn nhất của đường;

r_{bx} - bán kính làm việc của bánh xe chủ động, [m];

M_{emax} - mô men quay cực đại của động cơ, [N.m];

i_0 - tỷ số truyền của truyền lực chính;

η_t - hiệu suất hệ thống truyền lực.

Giá trị tỷ số truyền lực chính i_0 (nếu chưa cho theo đề) cùng với tỷ số truyền cao nhất của hộp số i_{hn} được xác định theo tốc độ chuyển động lớn nhất của xe v_{amax} [m/s] ứng với tốc độ góc lớn nhất của động cơ ω_{emax} [rad/s] như sau:

$$i_0 = \frac{\omega_{\text{emax}} r_{bx}}{i_{hn} v_{\text{amax}}} \quad (2-1')$$

Trong đó:

i_{hn} - giá trị tỷ số truyền cao nhất của hộp số, thường chọn bằng một ($i_{hn} = 1^*$).

(*) Đối với các loại ô tô có sơ đồ bố trí động cơ và cầu chủ động xa nhau, thường thiết kế hộp số kiểu đồng trục (trục sơ cấp và thứ cấp đồng trục) để tận dụng ưu điểm của số truyền thẳng ($i_{hn} = 1$) nhằm nâng cao hiệu suất hộp số.

(Nếu muốn thiết kế thêm số truyền tăng để nâng cao tính động lực học và kinh tế nhiên liệu khi xe chạy không tải, non tải hoặc chuyển sang chạy trên loại đường tốt hơn thì chọn thêm số truyền tăng nằm trong khoảng $0.65 \div 0.85$).

Đối với xe du lịch và khách cỡ nhỏ (16 chỗ ngồi trở lại) với sơ đồ hộp số hai trục, nếu có số truyền tăng thì cũng chọn $i_{hn} \approx 0.65 \div 0.85$.

ω_{emax} - tốc độ góc lớn nhất của động cơ, [rad/s]; được xác định theo loại động cơ và chủng loại xe khi thiết kế:

- Động cơ diesel (tải, khách và du lịch): $\omega_{emax} = \omega_N$.
- Động cơ xăng: + Xe tải, khách: $\omega_{emax} = (0.8 \div 1.00)\omega_N$;
+ Xe du lịch, buýt: $\omega_{emax} = (1.0 \div 1.25)\omega_N$.

ω_N là tốc độ góc ứng với công suất cực đại của động cơ, [rad/s]

Các thông số khác đã được chú thích.

Tỷ số truyền số thấp i_{h1} phải được kiểm tra theo các điều kiện sau:

$$\begin{cases} i_{h1} = \frac{\varphi G_{\varphi} r_{bx}}{M_{emax} i_0 \eta_t} \\ i_{h1} = \frac{\omega_{emin} r_{bx}}{i_0 v_{amax}} \end{cases} \quad (2-1'')$$

Trong đó:

G_{φ} - trọng lượng bám của xe, [N];

φ - hệ số bám giữa lốp với mặt đường;

ω_{emin} - tốc độ góc ổn định nhỏ nhất của động cơ khi đầy tải, [rad/s];

v_{amin} - tốc độ chuyển động tịnh tiến nhỏ nhất của ô tô, [m/s];

Các thông số khác đã được chú thích.

Trong tính toán, trọng lượng bám G_{φ} được xác định như sau:

$$G_{\varphi} = G_{cd} \cdot m_{cd} \quad (2-1b)$$

Trong đó:

G_{cd} - trọng lượng phân bố lên các cầu chủ động, [N];

m_{cd} - hệ số phân bố lại tải trọng lên cầu chủ động, $m_{cd} \approx 1.20 \div 1.35$;

Khi tính toán, nếu số liệu chưa cho theo đề thì có thể chọn: $\varphi = 0.7 \div 0.8$. Các thông số ψ_{max} , v_{amin} , ω_{emin} có thể chọn theo bảng B2-1.

Bảng B2-1: Bảng tham khảo các thông số ψ_{max} , v_{amin} , ω_{emin}

--	--	--	--

- Du lịch và khách cỡ nhỏ	0.35 ÷ 0.50	5÷7	600 ÷ 850 (**)
- Vận tải và khách cỡ trung bình	0.30 ÷ 0.40	4÷5	500 ÷ 600
- Tải lớn, Sớm romooc	0.19 ÷ 0.30	2 ÷ 3	500 ÷ 600

(**) Giá trị lớn chọn cho xe du lịch với động cơ cao tốc.

1.2 Số cấp hộp số ô tô

Đối với hộp số ô tô du lịch và buýt, thường có đặc tính động lực của xe tốt nên hộp số thường từ 3 đến 5 cấp.

Với xe tải và xe khách thường thiết kế xe theo tiêu chí tiêu hao nhiên liệu thấp, tính năng động lực học không tốt lắm nên số cấp thường nhiều hơn (4 đến 6 cấp - đặc biệt có thể lên đến 10 ÷ 20 cấp - hộp số nhiều cấp).

Số cấp hộp số ô tô được xác định theo công thức:

$$n = \frac{\log i_{h1} - \log i_{hn}}{\log q} + 1 \quad (2-2)$$

Trong đó:

n- số cấp của hộp số;

i_{u} - giá trị tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số;

i_{hn} - giá trị tỷ số truyền của số cao nhất (*);

q- công bội của dãy tỷ số truyền, khi tính toán có thể chọn công bội trung bình q theo khoảng kinh nghiệm sau:

+ Đối với hộp số thường: $q = 1.50 \div 1.80$

+ Đối với hộp số nhiều cấp: $q = 1.20 \div 1.40$.

(Giá trị lớn chọn cho xe có đặc tính động lực tốt)

(*) Khi tính toán cho hộp số kiểu đồng trục, tỷ số truyền số cao nhất i_{h1} trong công thức (2-2) lấy bằng một ($i_{hn} = 1$, truyền thẳng). Nếu muốn thiết kế thêm số truyền tăng để nâng cao tính động lực và kinh tế nhiên liệu khi xe chạy không tải, non tải hoặc chuyển sang chạy trên loại đường tốt hơn thì số cấp tính theo (2-2) sau khi đã làm tròn nguyên n^* phải khác 6 hoặc lớn hơn 6.

2.3 Tỷ số truyền trung gian của hộp số ô tô

2.3.1 Tỷ số truyền của hộp số thường ($n^* < 6$)

+ Đối với xe tải, buýt thường làm việc với các số truyền trung gian và thấp, nên số truyền trung gian được xác lập theo cấp số nhân với công bội q^* như sau:

$$q^* = n^* \sqrt[n^*-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}} \quad (2-3)$$

Trong đó:

q^* - Công bội của dãy tỷ số truyền hộp số, xác định theo (2-3);

i_{hk} - Tỷ số truyền trung gian thứ k của hộp số, $k=2-H_i$ (*).

(*) Riêng đối với hộp số kiểu ba trục đồng trục:

- Nếu số truyền cao nhất là truyền thẳng ($i_{hn}=1$) thì $k = 2 \div (n^*-1)$;

- Nếu số truyền cao là số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì $i_{h(n-1)} = 1$, $k = 2 \div (n^*-2)$.

+ Đối với ô tô du lịch và khách liên tỉnh, thường làm việc ở các số truyền cao, nên các số truyền trung gian được xác lập theo cấp số điều hòa nhằm sử dụng tốt nhất công suất động cơ khi sang số như sau:

$$a = \left(\frac{1}{i_{hn}} - \frac{1}{i_{h1}} \right) \cdot \frac{1}{n-1} \quad (2-4)$$

$$\begin{cases} i_{h2} = \frac{i_{h1}}{1 + ai_{h1}} \\ i_{h3} = \frac{i_{h1}}{1 + 2ai_{h1}} \\ \dots\dots\dots \\ i_{kn} = \frac{i_{h1}}{1 + (k-1)ai_{h1}} \end{cases} \quad (2-4b)$$

Trong đó:

a- hằng số điều hòa của dãy tỷ số truyền hộp số, xác định bằng:

n^* - số cấp hộp số đã làm tròn nguyên;

i_{hn} - tỷ số truyền cao nhất của hộp số;

i_{h1} - tỷ số truyền số thấp nhất của hộp số;

i_{hk} - tỷ số truyền trung gian thứ k của hộp số, $k = 2 \div n^*$ (*).

(*) Riêng đối với hộp số kiểu ba trục đồng trục:

- Nếu số truyền cao nhất là số truyền thẳng ($i_{hn}=1$) thì chỉ tính toán các số trung gian $k = 2 \div (n^*-1)$;

- Nếu số truyền cao nhất là số truyền tăng ($i_{hn} < 1$) thì:

$$\begin{cases} i_{h(n-1)} = 1 \\ i_{hn} = \frac{1}{a+1} \end{cases} \quad (2-4c)$$

2.3.2. Tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp ($n^*>6$)

Đối với hộp số nhiều cấp (thông thường n từ 8 đến 20 cấp) thì trước hết phải phân chia tỷ số truyền chung i_{hk} , của hộp số nhiều cấp ra thành các tỷ số truyền thành phần cho hộp số chính i_c và hộp số phụ i_p .

Việc phân chia cần phải bảo đảm các nguyên tắc sau:

- Tích của hai số truyền thấp nhất của hộp số chính i_{c1} và phụ i_{p1} phải bằng giá trị tỷ số truyền chung i_{h1} ; tức là: $i_{h1} = i_{c1} \cdot i_{p1}$ (2-5)

- Tích của hai số truyền cao nhất của hộp số chính i_{cn} và phụ i_{pn} phải bằng giá trị tỷ số truyền chung i_{hn} ; tức là: $i_{hn} = i_{cn} \cdot i_{pn}$ (2-5b)

- Tích của hai số truyền bất kỳ của hai hộp số chính và phụ phải bằng một giá trị duy nhất của tỷ số truyền chung i_{hk} ; tức là: $i_{hk} = i_{cj} \cdot i_{pm} \quad \forall k = 1 \div n^*; j = 1 \div n_c; m = 1 \div n_p$ (2-5c)
- Tỷ số truyền của hộp số bất kỳ đều tuân theo quy luật cấp số nhân; tức là:

$$\begin{cases} q^* = n^{*-1} \sqrt{i_{h1}} \\ q_c = c^{-1} \sqrt{i_{c1}} \\ q^* = n_p^{-1} \sqrt{i_{p1}} \end{cases} \quad (2-5d)$$

Để có thể phân chia hợp lý tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp, tránh sự trùng lặp, gần nhau quá mức hoặc cách nhau quá lớn, trước hết hãy biểu diễn sự phân chia này trên mô hình trục số logarit như các hình H2-1 và H2-2.

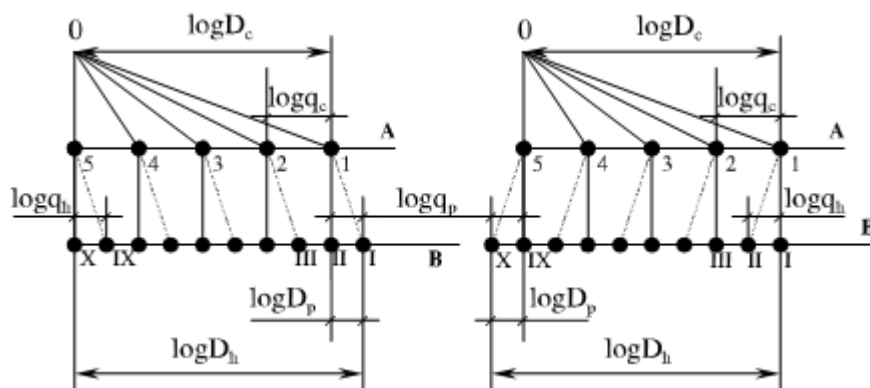
Trên trục số logarit A, đặt các giá trị logarit của hộp số chính: $\log i_{cn}, \log i_{c(n-1)}, \dots, \log i_{c2}, \log i_{c1}$ tương ứng tại các điểm: $n_c, (n_c-1), \dots, 2, 1$ của các số truyền hộp số chính.

Trên trục số logarit B, đặt các giá trị logarit của hộp số nhiều cấp: $\log i_{hN}, \log i_{h(N-1)}, \dots, \log i_{h2}, \log i_{h1}$ tương ứng tại các điểm: $N, (N-1), \dots, III, II, I$ của các số truyền hộp số nhiều cấp.

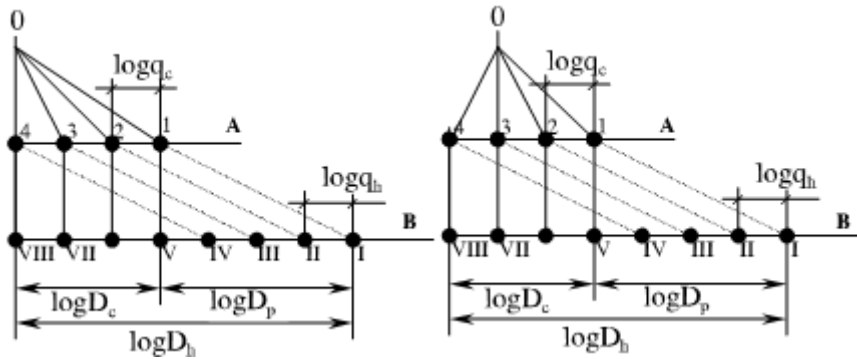
Các giá trị $\log i_{cn}, \log i_{hn}$ ứng với số truyền bằng 1 ($i_{cn} = i_{hn} = 1$) sẽ có giá trị bằng không (0) trên các trục logarit A, B.

Các giá trị tiếp theo tương ứng cách đều nhau bằng $\log(q^*)$ đối với hộp số nhiều cấp trên trục B hoặc bằng $\log(q_c)$ xét riêng đối với hộp số chính trên trục A.

Nếu số truyền cao nhất của hộp số là số truyền tăng (chẳng hạn $i_{hn} < 1$) thì giá trị logarit của nó mang giá trị âm ($\log v < 0$ trên trục B của hình H2-1). Nếu số truyền tăng này được thiết kế cho hộp số chính thì $\log i_{cn} < 0$ (ví dụ trên trục A của hình H2-2).



Hình H2-1. Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp loại I
(Công bội của hộp số phụ q_p bằng công bội của hộp số nhiều cấp q)
a) Hộp số không có số truyền tăng; b) Hộp số có số truyền tăng.



Hình H2-2. Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp loại II

(Công bội của hộp số chính q_c bằng công bội của hộp số nhiều cấp q)

a) Hộp số không có số truyền tăng; b) Hộp số có số truyền tăng.

Từ các hình biểu thị giá trị tỷ số truyền trên trục số Logarit và biểu thức xác định công bội ta nhận thấy rằng: giá trị logarit giữa số truyền thấp nhất và số truyền cao nhất của hộp số nhiều cấp chính bằng $(n-1)$ lần Logarit của công bội:

$$(n^*-1).\log(q^*) = \log \frac{i_{h1}}{i_{hn}} = \log(D_h), \text{ ở đây: } D_h = \frac{i_{h1}}{i_{hn}} \quad (2-6)$$

Cũng tương tự đối với hộp số chính, hộp số phụ cũng có:

$$(n_c - 1).\log(q_c) = \log \frac{i_{c1}}{i_{cn}} = \log(D_c); \text{ ở đây } D_c = \frac{i_{c1}}{i_{cn}} \quad (2-6b)$$

$$(n_p - 1).\log(q_p) = \log \frac{i_{p1}}{i_{pn}} = \log(D_p); \text{ ở đây } D_p = \frac{i_{p1}}{i_{pn}} \quad (2-6c)$$

Với các sơ đồ trên, ứng với số truyền thẳng của số phụ ($i_p = 1, \log i_p = 0$) sẽ ứng với các tia thẳng đứng xuất phát từ trục số logarit A của hộp số chính (1, 2, 3.. trên trục A) đến vuông góc tương ứng với các chỉ số trên trục số B của hộp số nhiều cấp (I, II, III, trên trục B). Các số truyền còn lại của hộp số phụ sẽ tương ứng với các tia nghiêng (nét đứt) xuất phát từ mỗi một số tương ứng của hộp số chính (trên trục A) đến tương ứng với các số còn lại trên trục số B của hộp số nhiều cấp.

Trên hình H2-1 ứng với hộp số 10 cấp, hộp số phụ có hai cấp (trong đó H2-1b có số truyền tăng bố trí ở hộp số phụ: $i_{pn} < 1, \log i_{pn} < 0$). Với cách chia này, ta có công bội của hộp số phụ bằng công bội của hộp số nhiều cấp: $q_p = q_c$

Nói chung giá trị tỷ số truyền, công bội và do đó khoảng cách logarit D_p của số phụ trong trường hợp này là nhỏ (công bội $q_p = q_h \approx 1.2 \div 1.3$). Khi hộp số phụ chỉ có hai cấp thì có thể bố trí phía trước hộp số chính nhằm nâng cao hiệu suất truyền chung của hộp số nhiều cấp.

Trên hình H2-2 ứng với hộp số 8 cấp (trong đó hình H2-2b có số truyền tăng bố trí ở hộp số chính $i_{cn} < 1; \log i_{cn} < 0$). Với cách chia này, ta có công bội của hộp số chính bằng công bội của hộp số nhiều cấp: $q_p = q_h$.

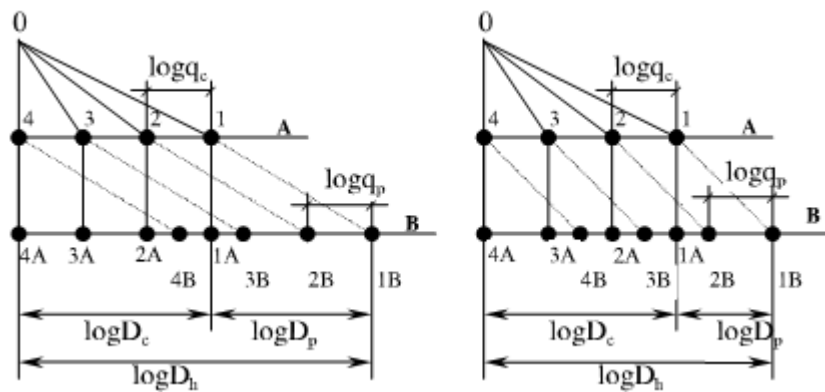
Với cách chia này, ta có khoảng cách logarit giữa tỷ số truyền thấp nhất và tỷ số truyền cao nhất của hộp số phụ là lớn $D = D_p = \frac{i_{p1}}{i_{pn}} = q_h^n = q_c^n$ với $q_c = q_h \approx 1.35 \div 1.40$. Kiểu này áp dụng

phù hợp cho kiểu hộp số phụ bố trí phía sau hộp số chính để không làm tăng mômen truyền đến hộp số chính.

Mô hình trên đây có thể thiết kế cho xe làm việc trong hai điều kiện sử dụng riêng biệt rõ rệt: điều kiện sử dụng thứ nhất là làm việc trong điều kiện nặng nhọc (tải lớn và đường xấu) thường sử dụng vùng các số thấp (chỉ sử dụng số thấp của hộp số phụ); ngược lại khi làm việc trong điều kiện đường tốt hơn, thì sử dụng các số cao (chỉ sử dụng số cao của hộp số phụ).

Ngoài hai mô hình đặc trưng nêu trên, có thể thiết kế hộp số nhiều cấp với kiểu phân chia các tỷ số truyền cho hộp số chính và hộp số phụ theo kiểu kết hợp (hình H2-3).

Theo mô hình này, sự phân chia tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không theo hai mô hình trên (không có sự tách biệt rạch ròi giữa số mạnh và số nhanh của hộp số phụ như mô hình H2-2; và cũng không xen kẽ đều hoàn toàn theo sơ đồ mô hình như trên hình H2-1) mà có sự xen kẽ kết hợp từ một cấp, hai cấp hoặc nhiều cấp giữa dãy số cao (1A, 2A, 3A ...) và dãy số thấp (1B, 2B, 3B ...) ứng với khi sử dụng số cao hoặc số thấp của hộp số phụ như mô hình hộp số phụ hai cấp trên hình H2-3a, b.



Hình H2-3. Sơ đồ phân chia hộp số nhiều cấp kiểu xen kẽ kết hợp

a) Xen kẽ một cấp; b) Xen kẽ nhiều cấp.

Với kiểu kết hợp này cho phép khai thác tốt nhất các số truyền trung gian của hộp số nhiều cấp để mang lại tính kinh tế cao và tính động lực tốt khi xe làm việc tập trung chủ yếu các số trung gian; nơi mà tập trung nhiều tỷ số truyền để lựa chọn. Như vậy, quy luật phân bố dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp bây giờ không còn tuân thủ chặt chẽ theo cấp số nhân; tuy nhiên để tránh sự trùng lặp các số khi chuyển từ số thấp lên số cao (hoặc ngược lại từ số cao về số thấp) của hộp số phụ, các tỷ số truyền trung gian của hộp số chính cũng như hộp số phụ vẫn phải phân bố theo quy luật cấp số nhân.

Cũng cần chú ý rằng, với bất kỳ mô hình nào, cũng luôn luôn có khoảng cách logarit giữa số truyền thấp nhất và số truyền cao nhất của hộp số phụ được xác định trên trục số logarit B bằng:

$$\begin{cases} \log \frac{i_{p1}}{i_{pn}} = (n_p - 1) \log q_p = \log D_p \\ \log D_p = \log D_h - \log D_c \end{cases} \quad (2-7)$$

Như vậy tùy theo mô hình phân chia như đã trình bày trên, ta có phương pháp xác định các tỷ số truyền cho hộp số chính và phụ như sau:

Phân chia số xen kẽ (mô hình H2-1)

Theo mô hình này, công bội hộp số phụ bằng công bội hộp số nhiều cấp ($q_p = q_h$)

□ Đối với hộp số phụ

+ Tỷ số truyền số thấp: $i_{p1} = q_p^{(n_p-1)} \cdot i_{pn}$ (2-8)

Trong đó:

q_p - công bội của hộp số phụ: $q_p = q_h$.

n_p - số cấp của hộp số phụ (để nâng cao hiệu suất chung của hộp số, thường chọn n_p bằng 2 nếu số cấp hộp số nhiều cấp $n_h = 8$ hoặc 10; chọn $n_p = 4$ nếu $n_h = 16$ hoặc 20).

i_{pn} - số truyền cao nhất của số phụ, $i_{pn} = 1$ (hoặc $i_{pn} = i_h \approx 0.65 \div 0.85$ nếu hộp số nhiều cấp có số truyền tăng).

+ Tỷ số truyền trung gian: $i_{pk} = i_{p1} / q_p^{(k-1)}$ (2-8')

Trong đó, k là số thứ tự của số truyền thứ k của hộp số phụ.

Chú ý lúc này ta có: $q_c = q_h^2$ (khi $n_p = 2$) (2-8'')

□ Đối với hộp số chính

+ Tỷ số truyền số thấp: $i_{c1} = \frac{i_{h1}}{i_{p1}}$ (2-8b)

Trong đó: i_{h1} là tỷ số truyền thấp của hộp số nhiều cấp, theo (2-1).

+ Tỷ số truyền trung gian:

$$\begin{cases} i_{ck} = \frac{i_{c1}}{q_c^{(k-1)}} \\ q_c = \sqrt[n_c-1]{\frac{i_{c1}}{i_{cn}}} \end{cases} \quad (2-8')$$

Trong đó:

k- là số thứ tự của số truyền thứ k của hộp số chính;

q_c - công bội hộp số chính;

n_c - số cấp của hộp số chính, $n_c = 4 \div 5$;

i_{cn} - tỷ số truyền cao nhất của hộp số chính, $i_{cn} = 1$ (có thể chọn số truyền tăng với $i_{hn} \approx 0.65 \div 0.85$ nếu hộp số nhiều cấp có số truyền tăng).

Phân chia số tách biệt (mô hình H2-2)

Theo mô hình này, công bội hộp số chính bằng công bội hộp số nhiều cấp ($q_c = q_h$):

□ Đối với hộp số chính

Tỷ số truyền số thấp: $i_{c1} = q_c^{(n_c-1)} \cdot i_{nc}$ (2-9)

Tỷ số truyền số trung gian: $i_{ck} = \frac{i_{c1}}{q_c^{(k-1)}}$ (2-9')

Các thông số đã được chú thích.

□ Đối với hộp số phụ

Tỷ số truyền số thấp: $i_{p1} = \frac{i_{h1}}{i_{c1}}$ (2-9b)

Tỷ số truyền số trung gian: $\begin{cases} i_{pk} = \frac{i_{p1}}{q_p^{(k-1)}} \\ q_p = \sqrt[n_p-1]{\frac{i_{p1}}{i_{pn}}} \end{cases}$ (2-9b')

Các thông số đã được chú thích.

Lúc này ta có: $D_p = q_c^{nc}$ (2-9b'')

Phân chia số kết hợp (mô hình H2-3):

Đối với hộp số nhiều cấp có kiểu phân chia kết hợp như trên mô hình H2-3 thì tỷ số giữa hai số truyền kề nhau trong toàn bộ dãy tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không còn bằng nhau. Nói cách khác, dãy các tỷ số truyền của hộp số nhiều cấp không còn phân bố theo quy luật cấp số nhân trên toàn bộ dãy số. Tuy vậy, trong từng hộp số phân chia (chính và phụ) vẫn tuân thủ sự phân bố theo quy luật cấp số nhân.

Để tính dãy tỷ số truyền của hộp số chính cũng như hộp số phụ trong trường hợp này, có các giả thiết sau:

- Dãy các tỷ số **truyền của hộp số chính, hộp số phụ vẫn tuân theo quy luật cấp số nhân.**
- Trên “từng khoảng” dãy số truyền của hộp số nhiều cấp vẫn tuân theo quy luật cấp số nhân; nghĩa là trên trục số logarit đối với hộp số nhiều cấp, vẫn có sự cách đều nhau giữa các số trong “từng khoảng” tương ứng. Ví dụ trên hình H2-3a có các dãy: (1B, 2B, 3B), (3B, 1A, 4B, 2A), (2A, 3A, 4A) đều phân bố theo quy luật cấp số nhân cục bộ.
- Để đơn giản, ở đây chỉ xét hộp số phụ hai cấp ($n_p = 2$). Và giả thiết vẫn có công bội lý thuyết P_h^* của hộp số nhiều cấp được xác định bằng:

$$q_h^* = \sqrt[n_h-1]{\frac{i_{h1}}{i_{hn}}} \quad (2-10)$$

Theo hình H2-3, ta có:

$$\begin{cases} \log \frac{i_{c1}}{i_{cn}} = \log D_c = (n_c - 1) \log q_c \\ \log \frac{i_{p1}}{i_{pn}} = \log D_p = \left(n_c - \frac{2k+1}{2} \right) \log q_c \\ \log D_h = \log D_c + \log D_p \end{cases} \quad (2-10b)$$

Từ (2-10) và (2-10b) suy ra:

$$q_c = \left(q_h^* \right)^{\frac{n_h-1}{2n_c - \left(k + \frac{3}{2} \right)}} \quad (2-11)$$

Trong đó: k là chỉ số, chỉ cấp xen kẽ: $k = 0, 1, 2, \dots (n_c - 2)$.

- Khi $k = 1$ có một “nút số” xen kẽ (mô hình H2-3a).

- Khi $k = 2$ có hai “nút số” xen kẽ (mô hình H2-3b).

Đặc biệt:

- Nếu $k = n_c - 1$, thì $q_c = q_h^2$, có kiểu phân chia xen kẽ đều theo mô hình H2-1.

- Nếu $k = -1/2$, thì $q_c = q_h$, có kiểu phân chia tách biệt theo mô hình H2-2.

2.4 Xác định kích thước cơ bản của hộp số

2.4.1 Khoảng cách trục

Khoảng cách trục là một trong những thông số quan trọng quyết định kích thước các-te hộp số nói chung và các chi tiết bên trong của hộp số nói riêng (bánh răng, đồng tốc, ổ bi..).

Khoảng cách trục A (tính theo [mm]) của hộp số ô tô được xác định sơ bộ theo công thức kinh nghiệm sau:

$$A \approx k_a \sqrt[3]{M_{e\max} i_{h1}} \quad (2-12)$$

Trong đó:

k_a - hệ số kinh nghiệm, có giá trị nằm trong khoảng sau:

- Đối với xe du lịch: $k = 8.9 \div 9.3$.

- Đối với xe vận tải:

+ $k = 8.6 \div 9.6$: cho hộp số thường;

+ $k = 9,5 \div 11.0$: cho hộp số nhiều cấp.

(Giá trị lớn chọn cho hộp số hai trục, hộp số có số truyền tăng, hoặc động cơ Diesel)

$M_{e\max}$ - mô men quay cực đại của động cơ, [Nm];

i_{h1} - tỷ số truyền thấp của hộp số.

Khoảng cách trục A của các hộp số ô tô hiện nay thường nằm trong khoảng:

+ Đối với ô tô du lịch: $A \approx 65 \div 80$ [mm].

+ Đối với ô tô vận tải: $A \approx 85 \div 160$ [mm].

2.4.2 Kích thước theo chiều trục các-te hộp số

Kích thước theo chiều trục của các-te hộp số I [mm] nói chung có thể được xác định bằng tổng chiều dài (theo chiều trục) của các chi tiết lắp trên trục trung gian hộp số (hoặc trên trục thứ cấp đối với hộp số hai trục). Bao gồm: chiều rộng của các bánh răng b [mm], chiều rộng của các bộ đồng tốc (hoặc ống gài) H [mm], chiều rộng của các ổ đỡ trục B [mm]. Đối với ô tô máy kéo, các thông số này thường được xác định theo kích thước khoảng cách trục A như sau:

+ Chiều rộng bánh răng: $b \approx (0.19 \div 0.23)A$ đối với hộp số thường.

$b \approx (0.30 \div 0.40)A$ đối với hộp số nhiều cấp.

(Giá trị lớn được chọn cho bánh răng ứng với tỷ số truyền thấp hơn).

+ Chiều rộng ổ đỡ: $B \approx (0.25 \div 0.28)A$ đối với ô tô du lịch.

$B \approx (0.20 \div 0.25)A$ đối với ô tô vận tải.

(Giá trị chính xác phụ thuộc vào việc tính toán và chọn ổ).

+ Chiều rộng đồng tốc hoặc ống gài hai phía phụ thuộc vào kết cấu và có giá trị nằm trong khoảng:

$$H \approx (0.68 \div 0.78)A \text{ đối với ô tô du lịch.}$$

$$H \approx (0.40 \div 0.55)A \text{ đối với ô tô vận tải.}$$

Dưới bảng B4-1 là các kích thước tương ứng của một số hộp số ô tô.

Bảng B4-1: Đặc trưng hình học của một số hộp số ô tô.

Volga	632	77	8.9	0.22	0.245	0.79	2.90
Gaz-53	1800	110.63	9.1	0.19	0.19	0.58	2.22
Zil-130	2900	123.25	8.6	0.22	0.20	0.48	3.00
Iamz-236H	4500	165.75	10.0	0.20	0.21	0.47	2.86
Kamaz-14	4830	160	9.5	0.20	0.22	0.54	3.04
Volvo-R61	3280***	160	10.8	0.21	0.25	0.39	2.08
Fuller-T915	2530***	148	10.8	0.17	0.16	-	2.38
ZF-5S-10GP	3160***	154	10.5	0.20	0.36	2.63	2.63

(*) Mô men lớn nhất ở trục thứ cấp hộp số chính.

(**) Tính giá trị trung bình.

(***) Hộp số nhiều cấp, mô men ở trục thứ cấp của hộp số chính.

2.5. Tính toán số răng của các bánh răng hộp số

2.5.1 Số răng của bánh răng hộp số hai trục

Số răng của bánh răng chủ động trong hộp số hai trục được xác định theo khoảng cách trục A và tỷ số truyền của cặp bánh răng ăn khớp i_{gk} như sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = \frac{2A \cos \beta_1}{m_1 (1 + i_{g1})} \\ \dots \\ Z_k = \frac{2A \cos \beta_k}{m_k (1 + i_{gk})} \\ \dots \\ Z_n = \frac{2A \cos \beta_n}{m_n (1 + i_{gn})} \\ \dots \end{array} \right. \quad (2-13)$$

Trong đó:

i_{gk} - tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số thứ k, với $k = 1 \div n$ (n là số cấp);

β_k - góc nghiêng của cặp bánh răng gài số thứ k; [rad];

m_k - mô-đun pháp tuyến của cặp bánh răng gài số thứ k, [mm]

Các thông số khác đã được chú thích.

Để bảo đảm các bánh răng hộp số ô tô làm việc êm, xu hướng chọn mô-đun m_k có giá trị nhỏ, ngược lại góc nghiêng của răng β_k thường có giá trị lớn như sau:

- + Mô-duyn: - Xe du lịch: $m = 2.25 \div 3.0$
- Xe vận tải: $m = 3.50 \div 5.0$

Giá trị lớn chọn cho xe có tải trọng lớn và giảm dần về tỷ số truyền cao. Giá trị $m = 5$ chỉ chọn cho xe tải lớn khi số răng của bánh chủ động nhỏ hơn 14.

- + Góc nghiêng: - Xe du lịch: $\beta = 22 \div 34$
- Xe vận tải: $\beta = 18 \div 26$

Giá trị nhỏ chọn ứng với số truyền thấp để giảm bớt lực dọc trục.

Tỷ số truyền của cặp bánh răng gài số i_g đối với hộp số hai trục chính bằng tỷ số truyền tính toán của hộp số ($i_g = i_h$). Số răng bánh răng bị động của cặp bánh răng gài số thứ k được xác định bằng $Z'_k = Z_k \cdot i_{hk}$ (i_{hk} là tỷ số truyền của hộp số).

2.5.2. Số răng của bánh răng hộp số ba trục đồng trục

Đối với hộp số ba trục đồng trục, các số truyền đều phải qua hai cặp bánh răng; trong đó có một cặp bánh răng được dùng chung cho tất cả các số truyền (trừ số truyền thẳng) gọi là cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp. Nghĩa là nó luôn luôn làm việc với bất kỳ gài số truyền nào - trừ số truyền thẳng. Vì vậy, khi phân chia tỷ số truyền cho cặp bánh răng này, cần phải có giá trị đủ nhỏ để vừa bảo đảm tuổi thọ cho cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp vừa để cho số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp không được nhỏ quá.

Theo kinh nghiệm, số răng chủ động của cặp bánh răng gài số ở số truyền thấp của ô tô du lịch: $Z_1 = 17 \div 15$ (với $i_{h1} = 3.5 \div 3.8$), đối với ô tô vận tải: $Z_1 = 16 \div 12$ (với $i_{h1} = 6 \div 8$). Giá trị nhỏ của $Z_1 = 12 \div 13$ chỉ chọn cho xe có giá trị tỷ số thấp (i_{h1}) lớn và mô duyn của răng lớn.

Khi đã chọn được số răng chủ động Z_1 của cặp bánh răng gài số, thì từ công thức (2-13), dễ dàng tính được tỷ số truyền i_{g1} của cặp bánh răng gài số ở số thấp đối với hộp số ba trục đồng trục. Từ đó, suy ra tỷ số truyền của các cặp bánh răng gài số của các số truyền khác như sau:

$$\begin{cases} i_a = \frac{i_{h1}}{i_{g1}} \\ i_{gk} = \frac{i_{hk}}{i_a} \end{cases} \quad (2-14)$$

Trong đó:

- i_a - tỷ số tmyền cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp;
- i_{h1} - tỷ số truyền số thấp của hộp số;
- i_{hk} - tỷ số truyền số thứ k bất kỳ của hộp số (trừ số truyền thẳng);
- i_{g1} - tỷ số truyền cặp bánh răng gài số ở số thấp;
- i_{gk} - tỷ số truyền cặp bánh răng gài số thứ k bất kỳ; trừ số truyền thẳng.

Khi đã có được i_a và i_{gk} thì số răng của bánh răng chủ động tương ứng Z_a và Z_k ($k = 2 \div n$, trừ số truyền thẳng) được xác định theo công thức (2-13).

Số răng bị động của các cặp bánh răng ăn khớp tương ứng được xác định theo tỷ số truyền gài số của chính nó:

$$Z'_k = Z_k \cdot i_{gk} \quad (2-15)$$

Chú ý rằng khi tính toán số răng theo (2-13) và (2-15) thì số răng phải được làm tròn nguyên, vì vậy khoảng cách trục của các cặp bánh răng ăn khớp $A\alpha \neq A$. Để bảo đảm cho các bánh răng cùng lắp trên trục có cùng khoảng cách, các bánh răng trong hộp số ô tô phải được chế tạo theo sự dịch chỉnh.

Hệ số dịch dao tổng cộng ξ_k của các cặp bánh răng thứ k lúc này phải thỏa mãn điều kiện ăn khớp đúng như sau:

$$Z_k = \frac{2(A \pm \xi_k m_k) \cdot \text{Cos } \beta_k}{m_k \left(1 + \frac{Z'_k}{Z_k}\right)} \quad (2-16)$$

Khi khoảng cách trục ăn khớp $A\alpha$ của cặp bánh răng nào đó đúng bằng A (hệ số dịch dao tổng cộng $\xi_k = 0$) thì bánh răng vẫn chế tạo dịch chỉnh nhằm tăng bền và tăng tính êm dịu cho cặp bánh răng ăn khớp của hộp số ô tô. Các cặp bánh răng chế tạo theo kiểu này gọi là cặp bánh răng dịch chỉnh đối xứng.

2.5.3. Số răng của bánh răng hộp số phụ kiểu hành tinh

Đối với hộp số phụ của hộp số nhiều cấp có giá trị tỷ số truyền thấp là lớn và số cấp là hai (hoặc bốn), thường sử dụng hộp số phụ hai cấp kiểu hành tinh bố trí ở phía sau hộp số chính. Kiểu hộp số hành tinh có nhiều ưu điểm hơn hẳn so với hộp số kiểu bánh răng thông thường: kết cấu bánh răng ăn khớp trong gọn, cứng vững và cho tỷ số truyền lớn, các bánh răng ăn khớp khít khao không có tiếng ồn và hiệu suất truyền động cao.

Các bánh răng trong kết cấu hành tinh chỉ cần răng thẳng, mô-đun thường chọn trong khoảng $m = 2.75 \div 3.5$. Khoảng cách trục A_{ht} giữa bánh răng trung tâm (hoặc vành răng bao) và các bánh răng vệ tinh được xác định theo kinh nghiệm: $A_{ht} \approx (0.5 \div 0.55)A$, với A là khoảng cách trục của hộp số chính.

Tỷ số truyền số cao của số phụ có giá trị bằng một ($i_{p2} = 1$ và được truyền thẳng và được thực hiện bằng cách khoá cơ cấu hành tinh). Tỷ số truyền số thấp i_{p1} được xác định khi cơ cấu hành tinh làm việc với vành răng bao Z_b được gài cố định vào thân hộp số. Trục thứ cấp chính là trục chung của các trục di động của các bánh răng vệ tinh Z_g (nổi VỚI cần C).

$$i_{p1} = \frac{Z_b}{Z_a} + 1 \quad (2-17)$$

Trong đó:

Z_a - số răng của bánh răng trung tâm (ở đầu ra trục thứ cấp hộp số chính);

Z_b - số răng của vành răng bao.

Số răng (răng thẳng) của các bánh răng trung tâm Z_a , bánh răng bao Z_b cùng với bánh răng vệ tinh Z_g được xác định theo khoảng cách trục A_{ht} :

$$A_{ht} = \frac{m(Z_a + Z_g)}{2} = \frac{m(Z_b - Z_g)}{2} \quad (2-18)$$

Từ (2-18) suy ra $Z_b - Z_a = 2Z_g$, nghĩa là số răng Z_a, z_b là những số nguyên dương hoặc cùng chẵn, hoặc cùng lẻ. Nếu $Z_a + Z_g \neq Z_b - Z_g$ thì phải chế tạo bánh răng dịch chỉnh nhằm bảo đảm điều kiện ăn khớp đúng theo cùng một khoảng cách trục A_{ht} với hệ số dịch chỉnh tổng cộng cho từng cặp bánh răng ξ_j ($j = 1 \div 2$) như sau:

$$\begin{cases} \xi_1 = \frac{m(Z_a + Z_g) - 2A_{ht}}{2m} \\ \xi_2 = \frac{m(Z_b - Z_g) - 2A_{ht}}{2m} \end{cases} \quad (2-19)$$

2.6. Kích thước trục hộp số

Khi tính trục hộp số ô tô, có thể dùng những công thức kinh nghiệm để chọn sơ bộ kích thước trục:

+ Đối với trục sơ cấp

Đường kính sơ bộ của trục, tính bằng [mm]:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{M_{\max}} \quad (2-20)$$

Trong đó:

k_d - hệ số kinh nghiệm, $k_d = 4 \div 4.6$;

M_{\max} - mô-men quay cực đại truyền đến trục sơ cấp, [Nm];

Quan hệ đường kính và chiều dài trục, tính có thể tính sơ bộ bằng [mm]:

$$\frac{d_1}{l_1} \approx 0.16 \div 0.18 \quad (2-20b)$$

+ Đối với trục thứ cấp

Đường kính và chiều dài trục, tính bằng [mm]:

$$d_2 \approx 0.45A ; \frac{d_2}{l_2} \approx 0.18 \div 0.21 \quad (2-20c)$$

Trong đó: A là khoảng cách trục, [mm].

Chú ý rằng, chiều dài trục chọn sơ bộ theo (2-20b) và (2-20c) cần phải phù hợp với sơ đồ tính theo tổng chiều dài các chi tiết lắp trên trục.

3. CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN HỘP SỐ

3.1. Đặc điểm kết cấu cơ cấu điều khiển

Cơ cấu điều khiển có nhiệm vụ truyền lực tác động của người điều khiển đến ống gài số (hay bánh răng di trượt) để dịch chuyển chúng vào vị trí gài số hoặc trả về vị trí trung gian.

Phần lớn cơ cấu điều khiển số trên ô tô là hệ thống đòn điều khiển đơn giản. Chúng được gắn trực tiếp trên nắp hộp số bằng khớp cầu. Khớp cầu cho phép đòn điều khiển số với 6 vị trí gài số (thường là 5 số tiến và một số lùi).

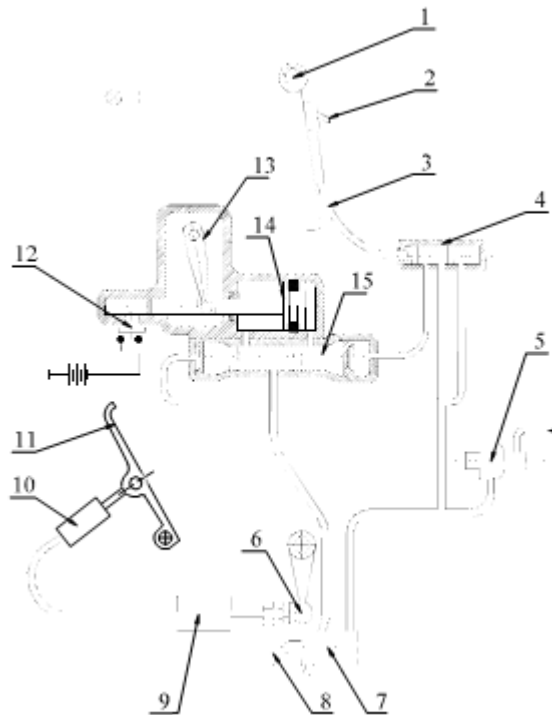
Khớp cầu được định vị chống xoay quanh trục đứng nhờ chốt định vị nhằm định vị đúng đầu đẩy của đòn số với các hốc trên các thanh trượt. Mặt khác, để bảo đảm hành trình dịch chuyển đúng cho các tranh trượt (ứng với các vị trí gài số) các mặt cầu không được có khe hở, điều đó được thực hiện bằng lò xo tỳ.

Khi hộp số có vị trí xa buồng lái (vị trí nắp hộp số vượt ra ngoài tầm với của người điều khiển) như khi buồng lái đặt ngay trên động cơ hoặc động cơ bố trí ở đuôi xe (phổ biến trên xe khách) thì đòn điều khiển vẫn bố trí bên cạnh người điều khiển. Trong trường hợp này phải dùng thêm hệ thống đòn điều khiển trung gian để truyền động đến các thanh trượt gắn trên

nắp hộp số ở xa vị trí người lái. Lúc này các đòn trung gian vừa phải bảo đảm chuyển động lắc vừa có thể chuyển động tịnh tiến nhằm có thể thực hiện được việc gài số từ bốn đến sáu cấp.

Hệ thống điều khiển kiểu này thường gọi là hệ thống điều khiển hộp số từ xa. Điều khiển hộp số từ xa có thể thực hiện nhờ hệ thống đòn điều khiển cơ khí (chủ yếu dùng để điều khiển hộp số chính); cũng có thể thực hiện bằng truyền động thủy khí nhờ các van phân phối và các xy lanh lực.

Khi hộp số có hơn sáu số (hộp số nhiều cấp) thì ngoài đòn điều khiển chính; cần phải có thêm hệ thống điều khiển từ xa để tiến hành gài số cho hộp số phụ. Hệ thống điều khiển từ xa thường là kiểu bán tự động bằng truyền động thủy khí (hình H2-4) nhằm hạn chế thao tác phức tạp về điều khiển đối với người điều khiển.



Hình H2-4. Điều khiển hộp số phụ kiểu bán tự động

Hệ thống điều khiển từ xa kiểu bán tự động trên hình H2-4 là kiểu truyền động khí nén điều khiển cho hai cấp số truyền. Bằng cách ấn nút chia số (2) về vị trí L (số thấp hay số cao H), van điều khiển (4) thực hiện điều khiển (bằng khí nén) sự dịch chuyển van phân phối khí (15) về một trong hai phía để sẵn sàng cho cấp khí vào buồng bên phải hoặc buồng bên trái của xy lanh công tác (14).

Khí nén chỉ được cấp vào xy lanh (14) khi người điều khiển cắt ly hợp: cần gạt (8) (gắn trên cần đẩy ly hợp) sẽ tác động lên thanh dây của van cấp khí (7) để cung cấp khí vào xy lanh công tác (14). Piston của xy lanh (14) dịch chuyển làm quay đòn (13) để tiến hành gài một trong hai số của hộp số phụ.

Nếu hộp số phụ có nhiều hơn hai cấp, thì phải dùng van phân phối khí nhiều dòng cùng với số lượng piston-xy lanh lực tăng lên tương ứng theo số cấp của hộp số phụ.

3.2 Bộ đồng tốc hộp số ô tô

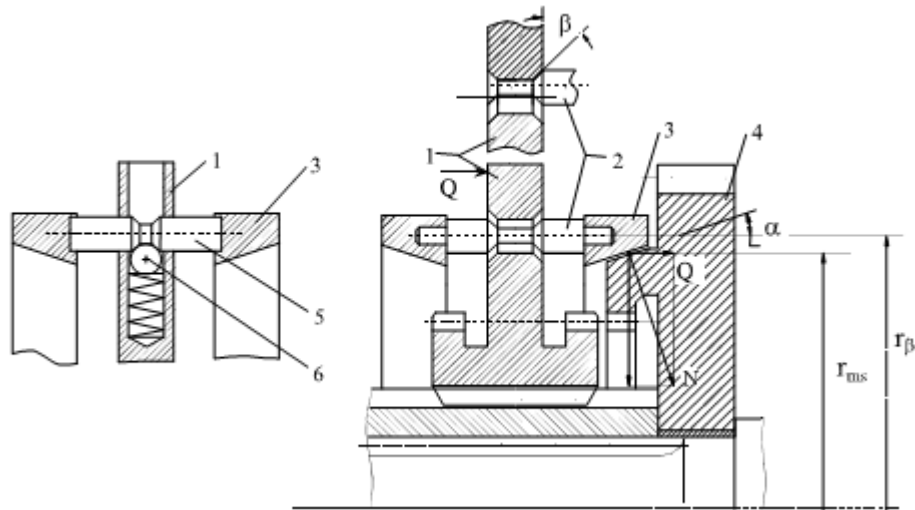
Trên hầu hết các hộp số ô tô (có cấp) hiện nay, dùng bộ đồng tốc quán tính để nối ghép trực với bánh răng quay tròn mỗi khi gài số nhằm tránh sự va đập cho các bánh răng và hệ thống truyền lực. Bộ đồng tốc có nhiệm vụ làm đồng đều nhanh chóng tốc độ bánh răng quay tròn

trên trục so với tốc độ của trục rồi mới gài được số; ngược lại khi chưa đồng đều tốc độ thì không thể thực hiện được việc gài số.

3.2.1. Phân tích đặc điểm kết cấu của bộ đồng tốc

- Bộ đồng tốc loại I (loại chốt hãm): tùy theo kết cấu cụ thể mà bộ đồng tốc hộp số ô tô có nhiều kiểu khác nhau; tuy vậy chúng đều có một cấu tạo chung sau:

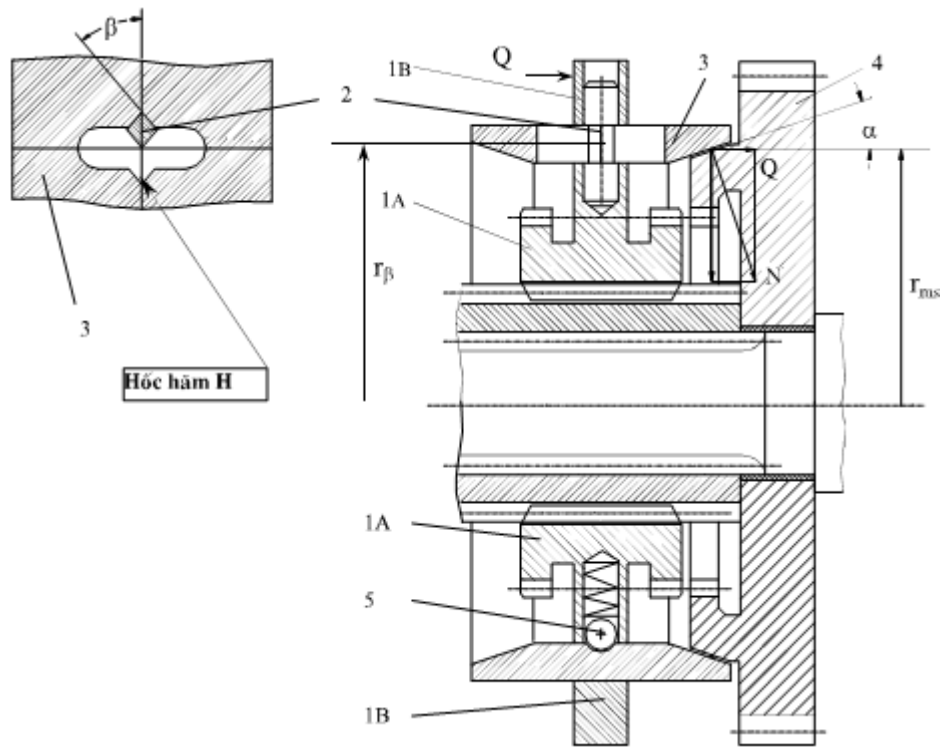
- + Bộ phận nối (1): có cấu tạo tương tự ống gài (răng ngoài hoặc trong) nối then hoa với trục; tức là có thể di trượt về phía phải (hoặc trái) để nối với bánh răng gài số (4) khi đã đồng đều tốc độ (hình H4-15a, b).



Hình H4-15a. Kết cấu bộ đồng tốc loại I
(bộ phận nối kiểu liền)

- + Vành ma sát (3) của đồng tốc: có nhiệm vụ tạo ra mômen ma sát giữa vành ma sát (3) với bề mặt ma sát trên bánh răng gài số (4) nhằm làm đồng đều tốc độ giữa chúng trước khi gài số.

- + Bộ phận định vị: gồm bi định vị (5) và chốt (6) có nhiệm vụ giữ cho các vành ma sát ở vị trí trung gian khi bộ đồng tốc không thực hiện việc gài số; đồng thời cho phép đưa vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với vành ma sát trên bánh răng (4) khi gài số.



Hình H4-15b. Bộ đồng tốc loại Ib
(bộ phận nối kiểu rời)

Bộ đồng tốc loại Ia với kiểu bộ phận nối liền khối như ống gài được sử dụng khá phổ biến ở các xe tải và khách cỡ trung bình và lớn nhờ kết cấu vững chắc và tin cậy.

Các nhà máy MAZ và KRAZ (của Liên-xô cũ) sử dụng bộ đồng tốc loại Ib với bộ phận nối kiểu rời (gồm chi tiết 1A và 1B, hình H4-15b) cũng có nguyên tắc cấu tạo và nguyên lý làm việc tương tự. Chỉ khác là hai vành ma sát (3) của đồng tốc được làm liền khối; do vậy bộ phận nối được tách rời và liên kết với nhau thông qua chốt hãm (2). Nhược điểm loại này là phải chế tạo hóc hãm (H) trên ống ma sát (3) trở nên khó khăn hơn.

Nguyên lý làm việc của bộ đồng tốc loại I: Tùy theo kết cấu, bộ đồng tốc loại I của hộp số ô tô có thể có nhiều kiểu khác nhau; tuy vậy chúng đều có một nguyên lý làm việc chung như sau:

Dưới tác dụng của lực gài từ cơ cấu điều khiển, ống nối (1) của bộ đồng tốc (hay 1A cùng 1B trên hình H4-15b) sẽ dịch chuyển về bên phải (hoặc bên trái). Nhờ bộ phận định vị (5) mà vành ma sát (3) sẽ dịch chuyển đồng thời với bộ phận nối (1), vào tiếp xúc trước với bề mặt ma sát của bánh răng gài số (4). Do có sự khác nhau về tốc độ của hai bề mặt ma sát mà tại đây hình thành một mô-men ma sát. Mô-men ma sát này làm cho bánh răng gài số (4) - đang quay trơn trên trục - nhanh chóng thay đổi tốc độ về với tốc độ của bộ đồng tốc.

Khi chưa đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) và bộ đồng tốc, mô-men ma sát hình thành trên vành ma sát (3) làm chốt hãm (2) tỳ vào bề mặt hãm (với góc nghiêng β) trên bộ phận nối (1)(*). Tại đây xuất hiện phản lực mà thành phần lực chiều trục Q' tác dụng ngược lên bộ phận nối (1) có giá trị lớn hơn hoặc bằng chính lực gài Q . Chính vì vậy, khi chưa đồng đều tốc độ, người điều khiển không thể tiếp tục đẩy bộ phận nối (1) vào ăn khớp với khớp răng tương ứng trên bánh răng gài số (4).

Khi đã có sự đồng đều tốc độ - không có sự trượt tương đối giữa hai bề mặt côn - mô-men ma sát sẽ không còn nữa, phản lực Q' do mô-men ma sát sinh ra cũng không còn nữa. Lúc này lực gài Q do người điều khiển tạo ra chỉ cần đủ thắng lực lò xo định vị (5), đẩy nhẹ chốt hãm

(2)(*) thoát khỏi bề mặt hãm và tiếp tục đưa vành răng của bộ phận nối (1) đi vào ăn khớp với vành răng trên bánh răng gài số (4). Việc gài số đã được thực hiện.

Như vậy, khi và chỉ khi đã có sự đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) với bộ phận nối (1) thì mới có thể gài được số, tránh sự va đập răng cũng như tải trọng động chung cho cả hệ thống truyền lực ô tô.

Chú thích (*) Đối với bộ đồng tốc kiểu bộ phận nối rời (1A và 1B hình H4-15b) thì vị trí của chốt hãm (2) và bề mặt hãm được hoán vị: mặt hãm ở trên vành ma sát - gọi là hốc hãm H, còn chốt hãm (2) nối cứng hai phần 1A và 1B của bộ phận nối (1). Khi đã có sự đồng đều tốc độ, chốt hãm (2) sẽ đẩy nhẹ hốc hãm H và thoát khỏi nó để bộ phận nối (1) tiếp tục đi vào nối với vành răng gài số trên bánh răng gài số (4).

b) Bộ đồng tốc loại II (loại răng hãm): Trên hộp số ô tô du lịch, vận tải và khách cỡ nhỏ, kích thước các bánh răng hộp số nhỏ, không đủ không gian để thiết kế bộ đồng tốc loại I. Hơn thế nữa, tải trọng tác dụng bề mặt hãm nối chung không lớn, nên có thể sử dụng chính mặt nghiêng của các răng để làm bộ phận hãm. Đồng tốc này được gọi là đồng tốc loại II (tên gọi do tác giả đặt).

Tùy theo kết cấu cụ thể mà bộ đồng tốc loại II của hộp số ô tô có nhiều kiểu dáng khác nhau nhưng đều có chung nguyên tắc cấu tạo sau:

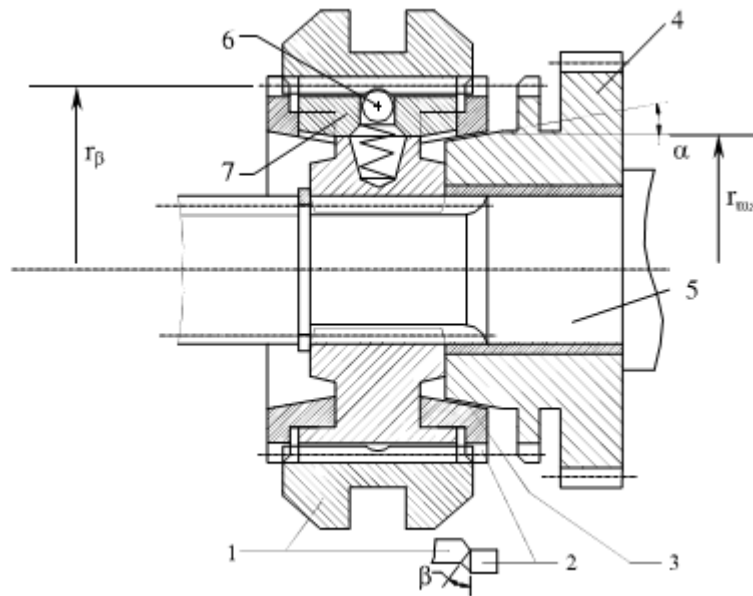
+ Bộ phận nối (1): làm nhiệm vụ nối bánh răng quay tròn (4) với trục (5). Bộ phận nối có cấu tạo tương tự ống gài; di trượt dọc trục bằng khớp nối then hoa (hình H4-16a). Các răng của bộ phận nối (1) được vát nghiêng với góc β đủ nhỏ để chống gài số khi bánh răng gài (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5).

+ Bộ phận hãm (2): có nhiệm vụ chống lại việc gài số khi bánh răng (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5). Bộ phận hãm có cấu tạo gồm vành răng hãm (2) gắn trên vành côn ma sát (3). Các răng của vành răng hãm (2) đều được vát nghiêng với góc β cùng với các răng trên bộ phận nối (1) nhằm chống lại việc gài số khi bánh răng (4) chưa đồng đều tốc độ với trục (5).

+ Bộ phận ma sát: gồm các vành ma sát (3) có nhiệm vụ làm đồng đều tốc độ giữa bánh răng gài số (4) với bộ đồng tốc - tức là đồng đều với trục (5).

+ Bộ phận định vị: có nhiệm vụ giữ cho các vành ma sát ở vị trí trung gian khi bộ đồng tốc không làm việc; đồng thời cho phép đưa vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với bề mặt côn ma sát trên bánh răng gài số (4) khi bắt đầu tiến hành gài số.

Bộ phận định vị gồm lò xo và bi định vị (6) cùng thanh đẩy (7) luôn chèn sẵn trong hốc lõm của vành ma sát (3) để sẵn sàng đẩy vành ma sát (3) vào tiếp xúc trước với bề mặt côn ma sát trên bánh răng gài số (4) khi bắt đầu gài số.



Hình H4-16a. Kết cấu bộ đồng tốc loại IIa

(kiểu bi định vị)

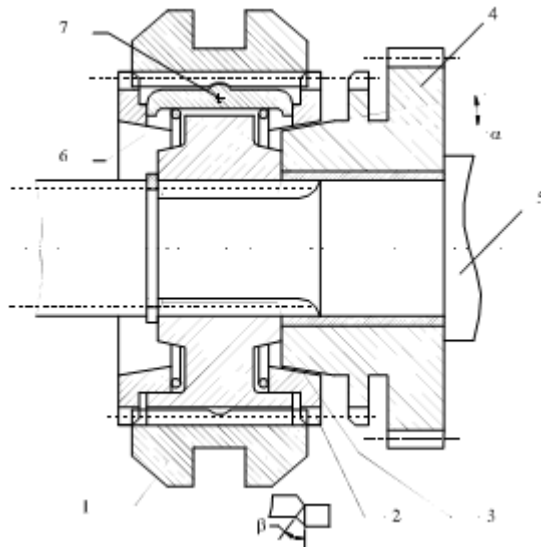
1. Bộ phận nối; 2. Vành răng hãm; 3. Vành ma sát; 4. Bánh răng; 5. Trục hộp số; 6. Bi định vị; 7. Thanh trượt; α . Góc nghiêng của mặt côn ma sát; r_{ms} . bán kính ma sát trung bình; β . Góc nghiêng của bề mặt hãm; r_{β} . bán kính trung bình mặt hãm.

Trên hình H4-16b là một đồng tốc loại IIb có thanh trượt (7) làm cả nhiệm vụ định vị thay cho viên bi (6) của loại IIa.

+ Thanh trượt (7) làm luôn nhiệm vụ định vị; còn lò xo định vị được thay bởi hai vòng lò xo (6) nhờ vậy tránh được hiện tượng bị lệch lò xo khi vào gear số.

+ Nhược điểm của kiểu này là ma sát giữa hốc định vị và gờ của thanh định vị là ma sát trượt thay vì ma sát lăn như loại IIa, nên hốc định vị có thể dễ mòn hơn loại IIa. Tuy vậy, lực định vị này nhỏ; hơn nữa bộ đồng tốc làm việc trong dầu nên nhược điểm này có thể khắc phục được nhờ chúng luôn luôn được bôi trơn trong dầu.

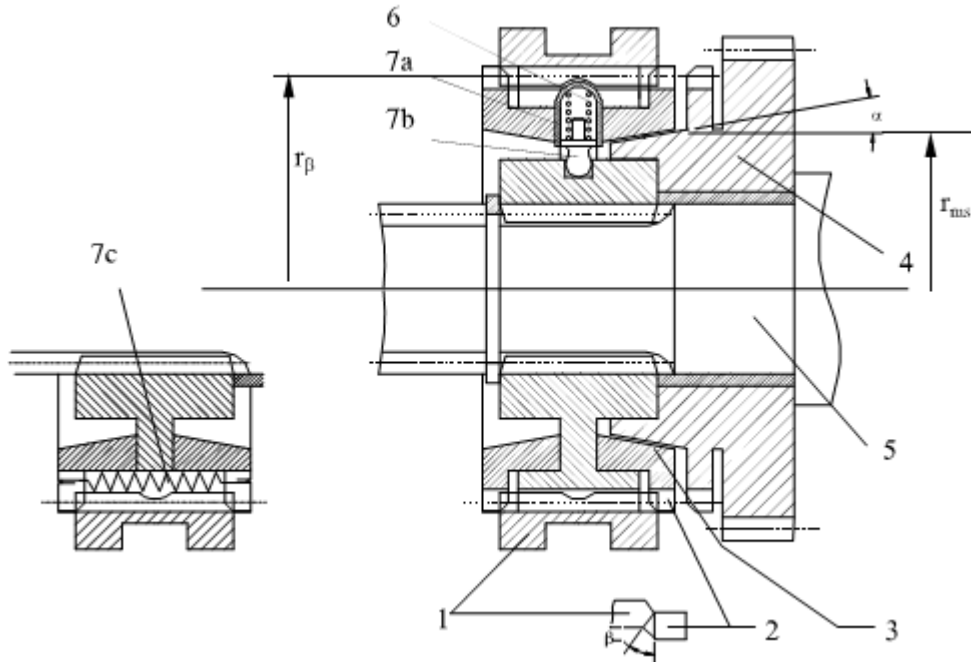
1. Bộ phận nối (ống nối); 2. Vành răng hãm; 3. Vành côn ma sát; 4. Bánh răng gear số; 5. Trục hộp số; 6. Lò xo định vị thanh trượt; 7. Thanh trượt định vị; α . Góc côn của vành ma sát; β . Góc nghiêng phân lực của các vành răng hãm.



Hình H4-16b. Kết cấu bộ đồng tốc loại IIb
(Kiểu thanh trượt định vị).

Trên hình H4-16c là một đồng tốc loại IIc có cấu tạo bộ phận định vị kiểu ống trụ.

Về kết cấu: Thanh dẫn (7) biến thể thành ống trụ (7a). Lò xo định vị (6) lại trở thành lò xo trụ; được lồng trong ống trụ (7a) và chốt định vị (7b); nhờ vậy lò xo không bị lệch như kiểu H4-16a. Ở đây ống trụ (7a) vừa làm chức năng thanh dẫn vừa làm cả nhiệm vụ định vị. Do trụ dẫn (7a) có kích thước bé, nên cần phải có thêm các lò xo định vị phụ (7c) giữ cho các vành ma sát (3) luôn luôn tỳ sát trụ dẫn.



Hình H4-16c. Kết cấu bộ đồng tốc loại IIc
(Ống trụ dẫn định vị)

1. Bộ phận nối; 2. Vành răng hãm; 3. Vành ma sát; 4. Bánh răng; 5. Trục hộp số; 6. Lò xo định vị; 7a. Ống trụ định vị; 7b. Chốt định vị; α . Góc côn của vành ma sát; r_{ms} . Bán kính ma sát trung bình; β . Góc nghiêng của răng hãm; r_{β} . Bán kính trung bình của mặt hãm.

Nguyên lý làm việc của bộ đồng tốc loại IIc: Dù kết cấu bộ đồng tốc loại II có nhiều kiểu khác nhau (hình H4-16a,b,c) nhưng đều có cùng nguyên lý làm việc như sau:

Dưới tác dụng của lực gài Q , ống nối (1) sẽ dịch chuyển về phải (hoặc trái). Nhờ bộ phận định vị mà vành ma sát (3) sẽ dịch chuyển đồng thời với ống nối (1) để vào tiếp xúc trước với mặt côn trên bánh răng gài số (4). Tại đây hình thành một mômen ma sát, làm cho vành ma sát (3) sẽ xoay tương đối với ống nối (1) một góc nhỏ khiến mặt hãm (góc nghiêng β) của vành răng hãm (2) tỳ vào mặt hãm của răng trên ống nối (1).

Khi chưa đồng đều tốc độ, hai mặt côn ma sát (3) và (4) sẽ sinh ra một mô-men ma sát. Mô-men này sẽ truyền ngược lên ống nối (1) một phản lực Q' tại mặt nghiêng β của răng trên răng ống nối (1). Lực Q' luôn ngược chiều và có giá trị lớn hơn hoặc bằng lực gài số Q do người điều khiển tạo ra. Do đó, người điều khiển không thể cho ống nối (1) tiếp tục đi vào để gài số khi chưa đồng đều tốc độ.

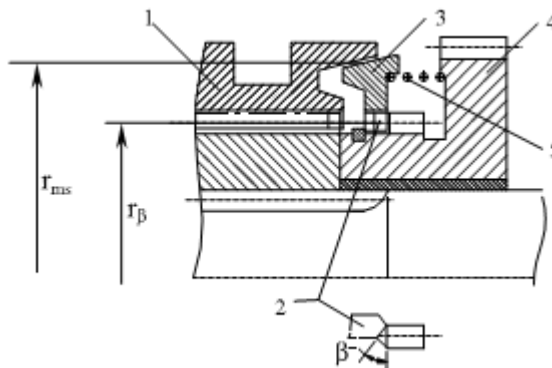
Khi đã đồng đều tốc độ, các vành côn ma sát không còn chuyển động tương đối với nhau, mô-men ma sát không còn nữa, phản lực Q' vì vậy cũng bị triệt tiêu. Lúc này lực gài Q do người điều khiển tạo ra chỉ cần đủ thắng lực của lò xo định vị (6), đẩy nhẹ vành răng hãm (2) của vành ma sát (3) để đưa ống nối (1) đi vào ăn khớp với vành răng trên bánh răng gài số (4).

Bộ đồng tốc loại II (răng hãm) được sử dụng hầu hết trên hộp số ô tô du lịch và một số hộp số xe tải và khách.

Nhà máy ô tô LADA (của Liên-xô cũ) sản xuất bộ đồng tốc loại IId cho các đời xe LADA có kết cấu đơn giản hơn so với các loại kể trên; được giới thiệu trên hình H4-16d.

Quan hệ giữa vành răng hãm và mặt côn ma sát tương ứng với vành răng hãm (2) và mặt côn ma sát (3) được hoán đổi vị trí: mặt côn ma sát được cấu tạo trực tiếp trên ống nối (1) thay vì trên bánh răng gài số; còn vành răng hãm được tạo ngay trên vành răng gài số của bánh răng (4). Bằng cách đó cho phép đơn giản hoá cơ cấu định vị của đồng tốc. Bộ phận định vị chỉ còn mỗi lò xo chiều trục (5) tác dụng trực tiếp lên vành ma sát (3) theo chiều trục và được định vị lại bởi vòng chặn (6).

Tuy vậy, nhược điểm của kiểu đồng tốc này chính là lực chiều trục của lò xo định vị, vì nó có xu hướng làm nhả số. Để tránh trả số đối với kiểu đồng tốc này, đòi hỏi lực của cơ cấu định vị trên thanh trượt gài số phải lớn. Điều này lại dẫn đến dễ mòn các hốc định vị trên thanh trượt và do đó lại dễ bị nhả số.



Hình H4-16d. Bộ đồng tốc loại IId

(Kiểu lò xo định vị hướng trục)

1. Bộ phận nối; 2. Vành răng hãm; 3. Vành côn ma sát; 4. Bánh răng gài số; 5. Lò xo định vị; 6. Vòng chặn; β . Góc nghiêng của răng hãm; r_β - Bán kính trung bình mặt hãm; r_{ms} . Bán kính ma sát trung bình.

3.2.2 Tính toán các thông số cơ bản của đồng tốc

Xác định các thông số cơ bản của bộ đồng tốc hộp số ô tô bao gồm việc xác định mô-men cần thiết M_{ms} để làm đồng đều nhanh chóng tốc độ trong thời gian t_c , bán kính ma sát r_{ms} , chiều rộng của bề mặt ma sát b_{ms} nhằm bảo đảm tuổi thọ cho đồng tốc.

3.2.2.1. Mô-men ma sát cần thiết của bộ đồng tốc

Mô-men ma sát hình thành ở bộ đồng tốc khi gài số với lực gài Q phải thắng được mô-men quán tính của bánh răng gài số (4) - xem các hình H4-15, H4-16 - cùng các khối lượng chuyển động quay có liên quan động học với bánh răng (4) trong quá trình gài số; nghĩa là:

$$M_{ms} = J_{\Sigma} i_k^2 \frac{\Delta\omega}{t_c} \quad (2-21)$$

Trong đó:

J_{Σ} - mô-men quán tính của bánh răng gài số và của tất cả các khối lượng chuyển động quay trong hộp số có quan hệ động học trực sơ cấp hộp số (thường là trực ly hợp); được quy dẫn về trục sơ cấp, [kgm²];

i_k - tỷ số truyền thứ k của hộp số tương ứng với chế độ tính toán của đồng tốc (tính từ trục sơ cấp đến bánh răng gài số cần tính toán);

$\Delta\omega$ - chênh lệch tốc độ góc giữa hai số truyền của bộ đồng tốc, [rad/s];

t_c - thời gian làm đồng đều tốc độ giữa bộ đồng tốc và bánh răng gài số, [s].

Thời gian t_c đặc trưng cho tính hiệu quả của bộ đồng tốc. t_c càng nhỏ, quá trình làm đồng đều tốc độ càng nhanh. Tuy nhiên, nếu t_c nhỏ quá, theo (2-21) mô-men ma sát yêu cầu sẽ lớn, đòi hỏi kích thước của bộ đồng tốc phải lớn; làm cho kích thước chung của hộp số trở nên lớn và cồng kềnh. Trong tính toán, t_c được chọn theo kinh nghiệm, phụ thuộc vào chủng loại xe và tùy theo nhóm số truyền cao hay số truyền thấp:

+ Đối với ô tô du lịch: $t_c = 0.15 \div 0.30$ [s] cho các số cao;

$t_c = 0.50 \div 0.80$ [s] cho số thấp.

+ Đối với ô tô tải và khách: $t_c = 0.30 \div 0.80$ [s] cho các số cao;

$t_c = 1.00 \div 1.50$ [s] cho các số thấp.

* Riêng đối với hộp số phụ bố trí sau hộp số chính của hộp số nhiều cấp thì:

$t_c = 1.00 \div 2.00$ [s].

(Giá trị nhỏ được chọn cho trường hợp chuyển từ số cao về số thấp và ngược lại)

Chênh lệch tốc độ góc $\Delta\omega$ phụ thuộc vào tỷ số truyền vừa nhả số $i_{k \pm 1}$ và tỷ số truyền sắp gài số i_k . Trong tính toán thiết kế đồng tốc, chênh lệch tốc độ góc của hai số truyền kề nhau $\Delta\omega$ được xác định từ tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu sang số ω_{eo} :

$$\Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_k} - \frac{1}{i_{k \pm 1}} \right| \quad (2-21b)$$

Trong đó:

$i_{k \pm 1}$ - tỷ số truyền tính từ trục sơ cấp đến trục bộ đồng tốc của hộp số ứng với số truyền vừa nhả số (để tiến hành gài số thứ i_k);

ω_{eo} - tốc độ góc của động cơ khi bắt đầu chuyển số, [rad/s]. Giá trị này được xác định theo bảng kinh nghiệm B2-1 như sau:

Bảng B2-1: Tốc độ góc động cơ ω_{eo} [rad/s] khi bắt đầu sang số

Từ số thấp lên số cao	$(0.6 \div 0.7)\omega_N$	$(0.7 \div 0.8)\omega_N$ và $\geq \omega_M$	$(0.75 \div 0.85)\omega_N$
Từ số cao về số thấp	$(0.4 \div 0.5)\omega_N$	$(0.5 \div 0.6)\omega_N$ và $\geq \omega_M$	$(0.90 \div 1.00)\omega_N$

Trong đó: ω_N , ω_M tương ứng là tốc độ góc của động cơ ứng với công suất cực đại, mô-men cực đại của động cơ.

Mô-men quán tính khối lượng quy dẫn J_Σ được xác định tùy thuộc sơ đồ động học cụ thể của hộp số và vị trí bố trí bộ đồng tốc.

□ Với hộp số ba trục, bộ đồng tốc bố trí trên trục thứ cấp, công thức tính J_Σ cùng với $\Delta\omega$ và i_k được xác định như sau:

$$\begin{cases} J_\Sigma = J_1 + J_2 i_a^{-2} \sum_{j=1}^m J_{Zj} i_a^{-2} + J_l i_l^{-2} \\ \Delta\omega = \omega_{eo} \left| \frac{1}{i_h} - \frac{1}{i_{h\pm 1}} \right| \\ i_k = i_h \end{cases} \quad (2-21c)$$

Trong đó:

J_1 - mô men quán tính khối lượng của trục sơ cấp hộp số (thường chính là trục ly hợp) và tất cả các chi tiết nối với trục (như đĩa bị động ly hợp), [kg.m²];

J_2 - mô men quán tính khối lượng của trục trung gian và tất cả các chi tiết gắn trên trục trung gian, [kg.m²];

J_a - tỷ số truyền của cặp bánh răng luôn luôn ăn khớp của hộp số;

J_{Zj} - mô men quán tính khối lượng của bánh răng bị động (quay tron trên trục thứ cấp đồng thời ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian) của cặp bánh răng gài số thứ j, [kg.m²];

i_j - tỷ số truyền của hộp số ứng với cặp bánh răng gài số thứ j;

j- chỉ số để chỉ bánh răng quay tron thứ j trên trục thứ cấp;

m- số lượng bánh răng quay tron trên trục thứ cấp (thường xuyên ăn khớp với bánh răng chủ động trên trục trung gian);

J_l - mô men quán tính khối lượng của bánh răng số lùi có quan hệ động học thường xuyên với bánh răng trên trục trung gian cùng với các khối lượng quay theo khác quy dẫn về trục của nó, [kg.m²];

i_l - tỷ số truyền của các bánh răng số lùi, tính từ trục sơ cấp hộp số đến bánh răng số lùi thường xuyên có quan hệ động học với bánh răng trên trục trung gian.

□ Với hộp số nhiều cấp mà hộp số phụ bố trí phía sau thì các công thức trên cũng đúng cho bộ đồng tốc của hộp số chính và cả hộp số phụ có sơ đồ động học tương đương.

Chú ý thêm rằng đối với đồng tốc của hộp số phụ, thì thành phần mô-men quán tính của trục sơ cấp J_1 chính là mô-men quán tính của trục thứ cấp hộp số chính (bao gồm cả các chi tiết cố định trên đó như các bộ đồng tốc, ống gài.. của hộp số chính) cộng với mô-men quán tính tổng cộng J_Σ của hộp số chính quy dẫn về trục thứ cấp của hộp số chính (tức là trục sơ cấp của hộp số phụ).

Nghĩa là:

$$\begin{cases} J_{\Sigma p} = (J_{1p} + J_{\Sigma} i_h^2) + J_{2p} i_{ap}^{-2} + \sum_{Jp=1}^{mp} J_{ZJp} i_{Jp}^{-2} \\ \Delta \omega_p = \omega_{eo} \frac{1}{i_h} \left| \frac{1}{i_p} - \frac{1}{i_{p\pm 1}} \right| \\ i_{kp} = i_p \end{cases} \quad (2-21d)$$

Ở đây, chỉ số p để chỉ tương ứng cho các thông số của hộp số phụ, ngược lại các thông số không có chỉ số p, để chỉ tương ứng cho hộp số chính (ω_{eo} , J_Σ , i_h).

3.2.2.2. Bán kính ma sát của bộ đồng tốc

Nếu gọi R_{ms} là bán kính trung bình của vành côn ma sát bộ đồng tốc, thì mô men ma sát được tạo ra do lực ép Q tác dụng lên đôi bề mặt ma sát của đồng tốc được xác định bằng:

$$M_{ms} = \frac{Q\mu R_{ms}}{\text{Sin}\alpha} \quad (2-22)$$

Trong đó:

Q- lực ép tác dụng theo chiều trục lên đôi bề mặt ma sát, [N];

μ - hệ số ma sát giữa đôi bề mặt ma sát;

α - góc côn của đôi bề mặt ma sát (xem các hình H4-15, hình H4-16);

R_{ms} - bán kính trung bình của đôi bề mặt ma sát, [m].

Từ phương trình (2-22) rút ra bán kính ma sát R_{ms} :

$$R_{ms} = \frac{M_{ms} \text{Sin}\alpha}{Q\mu} \quad (2-22b)$$

Trong tính toán, M_{ms} được xác định từ phương trình (2-21). Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau và làm việc trong dầu thì $\mu \approx 0.06 \div 0.07$.

Góc côn α càng nhỏ, mô-men ma sát do lực Q tạo ra càng lớn và như vậy có lợi cho việc gài số. Nghĩa là người điều khiển chỉ cần tác dụng một lực nhỏ lên cần điều khiển (P) cũng đủ để tạo ra mô-men ma sát cần thiết nhằm làm đồng đều nhanh chóng tốc độ cho bộ đồng tốc.

Tuy vậy, góc côn α không được nhỏ hơn góc ma sát của đôi bề mặt ma sát để bảo đảm cho các mặt côn dễ dàng thoát khỏi nhau khi nhả số. Với vật liệu của đôi bề mặt ma sát là đồng thau thì góc côn α tốt nhất là $6 \div 7^\circ$.

Quan hệ giữa lực ép Q và lực trên cần điều khiển p được xác định thông qua tỷ số truyền từ cần điều khiển đến cần gạt đồng tốc như sau:

$$Q = P_{dk} \cdot i_{dk} \cdot \eta_{dk} \quad (2-22c)$$

Trong đó:

p_{dk} - lực do người điều khiển tác dụng lên cần điều khiển, $P_{dk} = 60 \div 70$ [N] đối với xe du lịch và xe buýt; $P_{dk} = 70 - 100$ [N] đối với xe tải.

i_{dk} - tỷ số truyền các đòn điều khiển, trong tính toán có thể lấy $i_{dk} \approx 1.5 \div 2.5$.

η_{dk} - hiệu suất của cơ cấu điều khiển; có thể chọn $\eta_{dk} \approx 0.85 \div 0.95$.

3.2.2.3 Chiều rộng bề mặt ma sát của đồng tốc:

Chiều rộng bề mặt vành côn ma sát của đồng tốc sẽ có kích thước đủ lớn sao cho áp lực pháp sinh ra trên bề mặt không lớn quá nhằm bảo đảm tuổi thọ cần thiết cho bề mặt vành ma sát của đồng tốc.

Do góc nghiêng của vành côn ma sát nhỏ ($\alpha \approx 6 \div 7^\circ$) nên có thể xem chiều rộng bề mặt vành côn ma sát như là chiều dài hình trụ có đường kính bằng $2R_{ms}$.

Gọi p_N là áp lực pháp tuyến tác dụng lên bề mặt trụ thì có thể viết mômen ma sát tác dụng lên bề mặt bằng:

$$M_{ms} = (2 \cdot \pi \cdot R_{ms} \cdot b_{ms} \cdot p_N) \cdot \mu \cdot R_{ms} \quad (2-23)$$

Suy ra chiều rộng bề mặt vành côn ma sát b_{ms} [m] phải đủ lớn để áp lực pháp tuyến p_N tác dụng lên bề mặt là nhỏ:

$$b_{ms} \geq \frac{M_{ms}}{2\pi\mu[p_N]R_{ms}^2} \quad (2-23b)$$

Trong đó:

$[p_N]$ - giá trị áp suất pháp tuyến cho phép tác dụng lên bề mặt côn ma sát, với vật liệu của vành côn ma sát thường được làm bằng đồng thau và được bôi trơn bằng dầu trong cac-te của hộp số đủ giá trị áp suất làm việc cho phép nằm trong khoảng $[p_N] \approx (1.0 \div 1.5)$ [MN/m²].

Hệ số ma sát của chúng trong môi trường dầu như đã nêu trên $\mu \approx 0.06 \div 0.07$.

Mômen ma sát M_{ms} được xác định từ phương trình (2-22) với bán kính ma sát đã được xác định theo (2-22b).

Các thông số khác đã chú thích.

Nếu thay M_{ms} từ (2-22) thì (2-23b) có thể được viết lại:

$$b_{ms} \geq \frac{P_{dk} i_{dk} \eta_{dk}}{2\pi[p_N]R_{ms} \sin\alpha} \quad (2-23c)$$

Các thông số đã được chú thích.

3.2.2.4 Góc nghiêng của bề mặt hãm β :

Mô men ma sát hình thành ở vành côn ma sát của đồng tốc sẽ thông qua các chốt hãm (hoặc vành răng hãm), tác dụng ngược lên các bề mặt nghiêng góc β (còn gọi là mặt hãm) các lực vòng P' và lực chiều trục Q' được xác định theo mô men ma sát M_{ms} và góc nghiêng β như sau:

$$\begin{cases} P' = \frac{M_{ms}}{R_\beta} \\ Q' = \frac{P'}{\tan\beta} = \frac{M_{ms}}{\tan\beta R_\beta} \end{cases} \quad (2-24)$$

Trong đó:

R_β - bán kính quay trung bình của mặt hãm, [m];

β - góc nghiêng bề mặt hãm.

Phản lực chiều trục Q' tác dụng ngược lên bộ phận nối có chiều ngược với chiều lực gài số Q . Với một giá trị nhất định của mô men ma sát M_{ms} (ứng với một lực gài Q) thì giá trị của phản lực Q' phụ thuộc vào góc nghiêng β . Khi thiết kế, góc nghiêng β chỉ cần đủ nhỏ để bảo đảm sao cho $Q' > Q$ nhằm hãm và giữ không cho ống nối dịch chuyển khi các bề mặt ma sát chưa đồng đều tốc độ. Nếu góc nghiêng β nhỏ quá sẽ cản trở sự di chuyển của ống nối đi vào gài số khi đồng tốc đã đồng đều tốc độ.

Từ điều kiện $Q' > Q$, thay M_{ms} từ biểu thức (2-22) vào (2-23):

$$\frac{Q\mu R_{ms}}{R_\beta \sin \alpha \tan \beta} \geq Q \text{ hay } \frac{\mu R_{ms}}{R_\beta \sin \alpha} \geq \tan \beta \quad (2-24b)$$

Biểu thức (2-24b) là cơ sở để thiết kế góc nghiêng β của mặt hãm để bảo đảm hãm đồng tốc khi nó chưa đồng đều tốc độ đồng thời cho phép ống nối của đồng tốc di chuyển dễ dàng đi vào gài số khi bộ đồng tốc đã đạt được sự đồng đều tốc độ. Bán kính trung bình của bề mặt hãm R_β được xác định theo điều kiện kết cấu của đồng tốc. Khi thiết kế, tùy thuộc vào kiểu đồng tốc mà giá trị trung bình của R_β được chọn trong khoảng $R_p \approx (0.75 \div 1.25)R_{ms}$.

3.2.3 Tính toán kiểm tra các thông số cơ bản của đồng tốc

3.2.3.1. Thời gian chuyển số thực tế của đồng tốc

Khi tính toán đồng tốc theo phương pháp trình bày trên, đã giả thiết rằng trong quá trình gài đồng tốc thì vận tốc xe không đổi. Thực tế, khi gài đồng tốc, do cắt ly hợp (hoặc giảm vị trí cung cấp nhiên liệu cho động cơ về chế độ không tải - đối với ô tô sử dụng ly hợp thủy lực) nên tốc độ xe giảm trong quá trình gài số. Nghĩa là các chi tiết nối với trục sơ cấp hộp số sẽ chuyển động chậm dần theo tốc độ của xe trong thời gian gài đồng tốc. Tức là mô men ma sát cần thiết phải có để khắc phục mômen quán tính ở biểu thức (2-21) phải được hiệu chỉnh bằng:

$$M_{ms} = J_{\Sigma i_k^2} \left(\frac{\Delta \omega}{t_c} \pm \varepsilon_c \right) \quad (2-25)$$

Trong đó: ε_c chính là gia tốc góc của trục thứ cấp do xe giảm tốc độ khi sang số,

- Dấu (+) ứng với trường hợp gài số từ số thấp lên số cao;
- Dấu (-) ứng với trường hợp gài số từ số cao về số thấp.

Suy ra thời gian chuyển số thực tế khi gài đồng tốc tương ứng là:

$$t_c = \frac{J_{\Sigma i_k^2} \Delta \omega}{M_{ms} \mp J_{\Sigma i_k^2} \varepsilon_c} \quad (2-26)$$

Ở đây:

- Dấu (-) ứng với trường hợp gài số từ số thấp lên số cao;
- Dấu (+) ứng với trường hợp gài số từ số cao về số thấp.

Mômen ma sát được tính theo công thức (2-22) khi đã xác định bán kính ma sát R_{ms} .

Còn gia tốc ε_c được xác định từ quá trình giảm tốc của xe trong khi sang số:

$$\varepsilon_c = \frac{g\psi i_{ck}}{\delta r_{bx} \eta_{ck}} \quad (2-26b)$$

Trong đó:

g- là gia tốc trọng trường ($g = 9.81 \text{ [m/s}^2\text{]}$).

ψ - là hệ số cản tổng cộng của đường, khi tính toán chọn $\psi = 0.02$;

i_{ck} , η_{ck} - tỷ số truyền và hiệu suất truyền lực tính từ bánh răng gài đang tính của đồng tốc đến bánh xe chủ động ô tô r_{bx} .

δ - hệ số xét đến các khối lượng quay trong hệ thống truyền lực đến lực quá tính chuyển động tiến của ô tô.

3.2.3.2. Công trượt riêng của đồng tốc

Công trượt riêng của đồng tốc được đánh giá bởi công trượt của đôi bề mặt vành ma sát trên một đơn vị diện tích của vành ma sát như sau:

$$l_r = \frac{L_m}{2\pi r_{bx} b_{ms}} \quad (2-27)$$

Trong đó:

L_{ms} - công trượt do ma sát trượt của đôi bề mặt ma sát đồng tốc [J], công trượt có thể được xác định theo công thức đề xuất của giáo sư Griskevich như sau:

$$L_m = M_{ms} (\Delta\omega \pm \varepsilon_c t_c) \frac{t_c}{2} \quad (2-28)$$

Ở đây: $\Delta\omega$ là chênh lệch tốc độ góc giữa hai số truyền; được xác định theo (2-2 lc) hoặc (2-2 ld) tùy theo bộ đồng tốc ở hộp số chính hay hộp số phụ. Còn gia tốc ε_c được xác định theo (2-26b) và t_c là thời gian chuyển số thực tế và được xác định theo (2-26). Giá trị công trượt riêng l_r tính theo (2-27) thường nằm trong giới hạn sau:

+ Đối với xe con, tải và khách cỡ nhỏ: $l_r \leq 100 \text{ [KJ/m}^2\text{]}$

+ Đối với tải và khách trung bình: $l_r \leq 200 \text{ [KJ/ m}^2\text{]}$

+ Đối với tải lớn và cực lớn: $l_r \leq 500 \text{ [KJ/ m}^2\text{]}$

Chuyên đề: TRUYỀN ĐỘNG CARDAN TRÊN ÔTÔ

A. CẤU TẠO TRUYỀN ĐỘNG CARDAN

1. CÔNG DỤNG, YÊU CẦU, PHÂN LOẠI

a. Công dụng

Truyền động cardan dùng để truyền chuyển động và mômen xoắn giữa các trục không nằm trên cùng một đường thẳng; mà thường cắt nhau dưới một góc α nào đó và giá trị của nó có thể thay đổi trong quá trình xe chuyển động.

Trên ô tô máy kéo, truyền động cardan thường dùng để truyền chuyển động và mô men xoắn từ hộp số (hoặc từ hộp phân phối) đến các cầu chủ động, từ cầu chủ động đến các bánh xe chủ động dẫn hướng hoặc các bánh xe chủ động trong hệ thống treo độc lập. Ngoài ra, truyền động cardan cũng dùng để truyền chuyển động và mô men xoắn giữa các cụm riêng khác trên ô tô như: tời trang bị phụ, trục lái trong hệ thống lái.

b. Yêu cầu

Để bảo đảm công dụng nêu trên, ngoài các yêu cầu chung về sức bền và kết cấu gọn nhẹ, truyền động cardan trên ô-tô máy kéo còn phải thoả mãn các yêu cầu đặc trưng sau:

- Với bất kỳ số vòng quay nào của trục cardan (ứng với các số truyền của hộp số) không được có dao động, va đập, không có tải động lớn do mô men quán tính gây ra;
- Các trục cardan phải bảo đảm quay đều, không có hiện tượng cộng hưởng với bất kỳ chế độ làm việc nào;
- Hiệu suất truyền động cao, kể cả với khi góc lệch α giữa hai trục lớn.

c. Phân loại

Tuỳ theo công dụng, tính chất động học, kết cấu..., có thể phân thành các loại.

c.1. Theo công dụng trên ô tô máy kéo

- Truyền động cardan chính: nối hộp số hoặc hộp phân phối với truyền lực chính của cầu chủ động (thường có góc lệch trục cardan α không quá 20^0).
- Truyền động cardan trong các cầu chủ động: nối truyền lực chính với các bánh xe chủ động (có góc lệch trục α đến 40^0 đối với các bánh xe chủ động dẫn hướng hoặc $\alpha < 20^0$ đối với các bánh xe chủ động không dẫn hướng).
- Truyền động cardan trong các cụm phụ có góc lệch trục α không quá 20^0 .

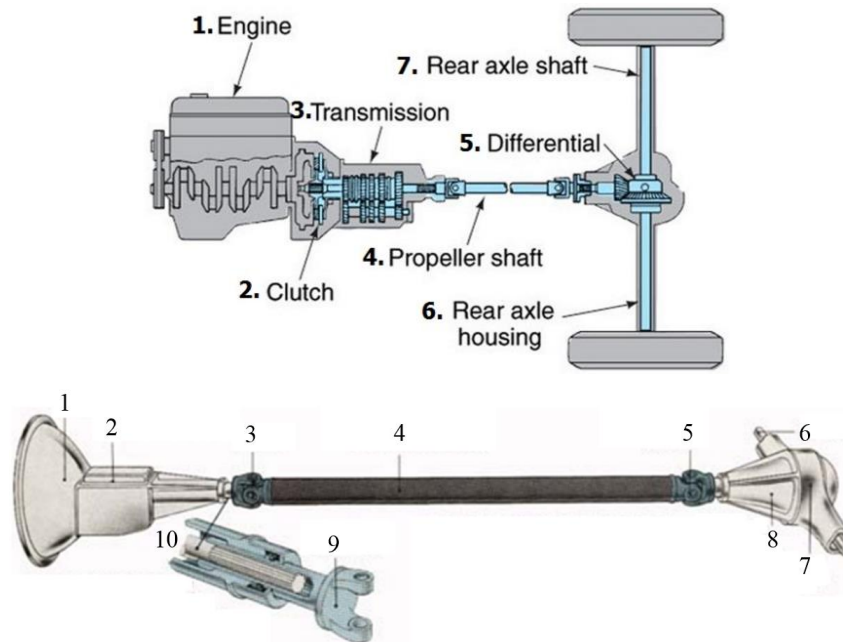
c.2. Theo tính chất động học

- Loại khớp cardan khác tốc (thường với góc $\alpha \leq 20^0$) là khớp cardan có tốc độ góc của trục bị động ω_2 khác với tốc độ góc của trục chủ động ω_1 .
- Loại khớp cardan đồng tốc (thường với góc $\alpha \leq 45^0$) là khớp cardan có tốc độ góc của trục bị động ω_2 luôn bằng tốc độ góc của trục chủ động ω_1 .

c.3. Theo kết cấu của khớp cardan

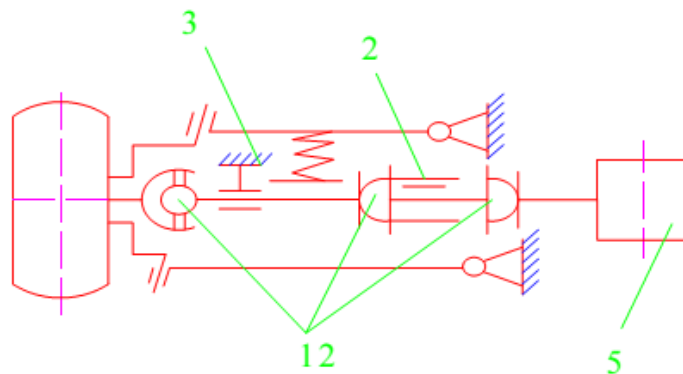
- Loại khớp cardan khác tốc: gồm có loại cứng, loại mềm.
- Loại khớp cardan đồng tốc: gồm có loại đồng tốc kép, đồng tốc cam, đồng tốc bi kiểu rãnh phân chia, đồng tốc bi kiểu đòn phân chia.

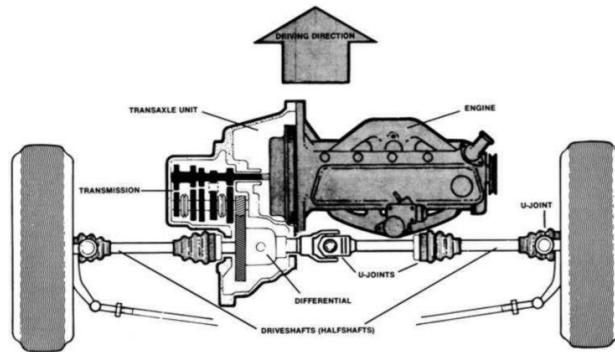
Để bảo đảm các yêu cầu nêu trên, thì truyền động cardan có thể dùng một khớp cardan đồng tốc (hoặc hai khớp đồng tốc tùy theo yêu cầu của cụm truyền động) hoặc hai khớp cardan khác tốc với giải pháp sao cho tốc độ góc trục bị động của khớp cardan thứ hai bằng tốc độ góc trục chủ động của khớp cardan thứ nhất. Đôi khi cũng có thể dùng đến ba, bốn khớp cardan khác tốc với gối tựa trung gian trong trường hợp khoảng cách của hai cụm chi tiết máy khá lớn như xe khách hoặc xe tải có chiều dài cơ sở lớn. Lúc này cũng phải yêu cầu tốc độ góc của trục bị động của khớp cardan thứ ba phải bằng tốc độ góc của trục chủ động của khớp cardan thứ nhất.



Hình 3.1. Trình bày sơ đồ truyền động cardan chính trên ô tô

Trên hình 3.1 trình bày sơ đồ truyền động cardan chính trên ô tô nối giữa hộp số (1) (qua khớp nối mềm (10)) với cầu chủ động (7) (truyền lực chính (8)). Truyền động cardan gồm trục (4) với hai khớp nối hai đầu với hộp số (2) và cầu chủ động (7). Khớp nối mềm (10) cho phép thay đổi được chiều dài nhờ khớp nối then hoa. Điều này nhằm bảo đảm cho truyền động cardan làm việc bình thường khi cầu chủ động (7) có sự dịch chuyển tương đối so với khung xe thông qua bộ phận đàn hồi của hệ thống treo.





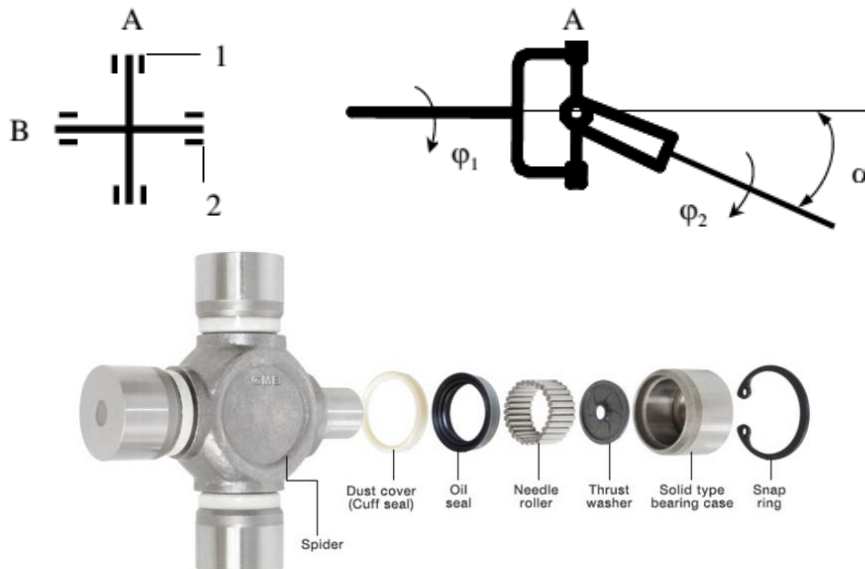
Hình 3.2. Truyền động cardan nối truyền lực chính và bánh xe

Hình 3.2. Sơ đồ truyền động cardan nối giữa truyền lực chính (5) với bánh xe chủ động dẫn hướng ở hệ thống treo độc lập. Truyền động cardan gồm hai khớp cardan đồng tốc (12). Trong đó khớp phía ngoài (phía bánh xe) có vị trí thuộc đường tâm của trụ quay đứng để cho phép quay bánh xe dẫn hướng quay khi xe đi vào đường vòng. Khớp cardan bên trong có thể dùng đồng tốc kép (hai khớp cardan chữ thập) để bảo đảm cho hệ thống treo dao động so với khung xe. Khớp trượt then hoa (2) nhằm cho phép trục cardan thay đổi chiều dài khi dao động. Chặc đỡ (3) để định vị chính xác vị trí của khớp cardan đồng tốc bên ngoài sao cho nằm trên trục của trụ quay đứng.

2. PHÂN TÍCH ĐẶC ĐIỂM KẾT CẤU VÀ XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN

2.1. Truyền động cardan khác tốc

a. Động học của cơ cấu cardan khác tốc



Hình 3.3. Sơ đồ nguyên lý truyền động cardan khác tốc

Xét điểm A nằm trên đầu chốt đứng của chữ thập (hình 3.3). Khi trục (1) quay, điểm A vẽ nên vòng tròn bán kính OA trong mặt phẳng thẳng đứng mp(d). Điểm B tương ứng nằm trên đầu chốt kia (tạm gọi là chốt ngang) của chữ thập khi ấy sẽ vẽ nên vòng tròn nằm trong mặt phẳng nghiêng lập với mặt đứng mp(d) một góc α . Đường thẳng qua tâm O của chốt chữ thập và vuông góc với mặt phẳng chứa hai tâm trục của hai nạng chính là giao tuyến của hai mặt phẳng chuyển dịch của hai chốt chữ thập.

Như vậy, khi các trục quay thì hai chốt chữ thập lần lượt lắc quanh trục kia trong góc giới hạn α . Sau mỗi vòng quay của chốt thứ nhất, sẽ có hai lần chốt thứ hai thuộc mặt phẳng của chốt

thứ nhất; và ngược lại cũng có hai lần chót thứ nhất thuộc mặt phẳng của chót thứ hai. Do đó, có hiện tượng quay không đều của trục nặng thứ hai (2) khi trục nặng thứ nhất (1) quay đều.

Theo giáo trình nguyên lý máy, với bất kỳ vị trí nào của các trục, biểu thức quan hệ động học của các trục nặng cardan khác tốc chữ thập:

$$\tan\varphi_1 = \tan\varphi_2 \cdot \cos\alpha \quad (3-1)$$

Trong đó:

φ_1, φ_2 - góc quay của trục chủ động và trục bị động của cardan;

α - góc lệch trục của hai trục nặng cardan.

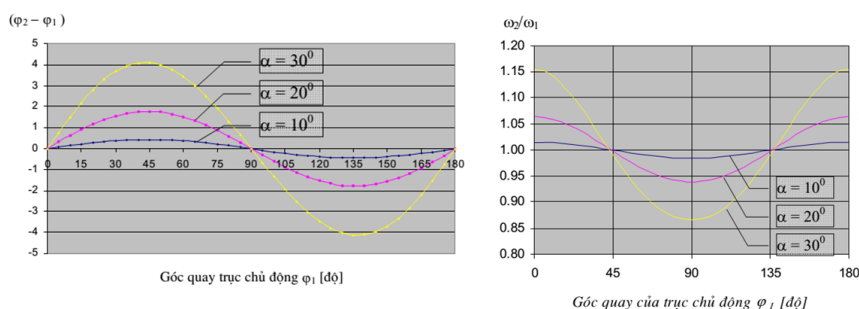
Lấy đạo hàm theo thời gian hai vế của phương trình (3-1) ta được:

$$\frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \frac{1}{\cos^2\alpha} = \frac{d\varphi_2}{dt} \cdot \frac{1}{\cos^2\alpha} \cdot \cos\alpha \quad (3-2)$$

Sau khi biến đổi lượng giác, ta được quan hệ vận tốc góc của hai trục:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos\alpha}{\sin^2\varphi_1 + \cos^2\alpha \cdot \cos^2\varphi_1} \quad (3-3)$$

Đồ thị trên hình 3.4a biểu thị sự thay đổi hiệu số tốc góc quay ($\varphi_1 - \varphi_2$) sau nửa vòng quay của trục chủ động φ_1 ứng với các góc lệch trục α khác nhau $10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$. Sau nửa vòng quay, trục bị động (2) một lần vượt nhanh hơn trục chủ động (1) và một lần chậm hơn trục (1). Đồ thị trên hình 3.4b biểu thị sự thay đổi tỷ số tốc độ góc (ω_2/ω_1) sau nửa vòng quay của trục chủ động φ_1 ứng với các góc lệch trục α tương ứng.



Hình 3.4a. Đồ thị biến thiên hiệu ($\varphi_1 - \varphi_2$) theo góc quay trục chủ động φ_1

Từ đồ thị, cho thấy:

- Tốc độ góc của trục bị động ω_2 luôn luôn khác với tốc độ góc của trục chủ động ω_1 (sau nửa vòng quay, nó có hai lần đạt giá trị bằng tốc độ góc của trục chủ động). Nói cách khác, khi trục chủ động quay đều, trục bị động (2) vẫn quay không đều;
- Sự quay không đều của trục bị động so với trục chủ động càng tăng khi góc α càng lớn. Biên độ dao động của tỷ số (ω_2/ω_1) phụ thuộc vào góc lệch α như sau:

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos\alpha} \quad \text{và} \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos\alpha \quad (3-4)$$

b. Các giải pháp làm đồng đều tốc độ cho hệ cardan khác tốc

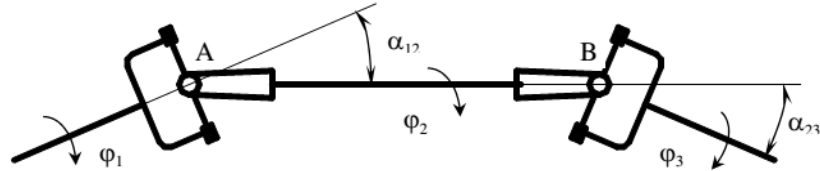
b.1. Hệ cardan kép

Một hệ thống truyền động cardan gồm tổ hợp hai khớp cardan khác tốc và ba trục (hình 3.5) trong đó trục bị động của khớp cardan thứ nhất (A) đồng thời là trục chủ động của khớp cardan thứ hai (B). Góc quay tương ứng của các trục được ký hiệu như sau:

φ_1 - góc quay của. trục thứ nhất (1);

φ_2 - góc quay của. trục thứ hai (2);

φ_3 - góc quay của. trục thứ ba (3);



Hình 3.5. Sơ đồ hệ cardan kép gồm hai khớp khác tốc

Sử dụng biểu thức (3-1) lần lượt áp dụng cho khớp cardan thứ nhất (1-A-2) và khớp cardan thứ hai (2-B-3):

$$\begin{cases} \tan\varphi_1 = \tan\varphi_2 \cdot \cos\alpha_{12} \\ \tan\left(\varphi_2 \pm \frac{\pi}{2}\right) = \tan\left(\varphi_3 \pm \frac{\pi}{2}\right) \cdot \cos\alpha_{23} \end{cases} \quad (3-5^*)$$

Trong đó:

α_{12} - góc lệch trục giữa trục thứ nhất (1) và trục thứ hai (2) của khớp (A);

α_{23} - góc lệch trục giữa trục thứ hai (2) và trục thứ ba (3) của khớp (B);

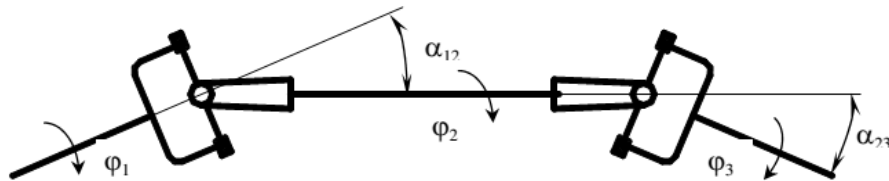
(*)- đối với khớp cardan (B) có sự lệch pha $\pm \pi/2$ so với khớp thứ nhất khi xét cùng hệ tọa độ chung với khớp (A).

Từ (3-5*) suy ra quan hệ về góc quay của trục thứ ba (3) so với trục thứ nhất (1):

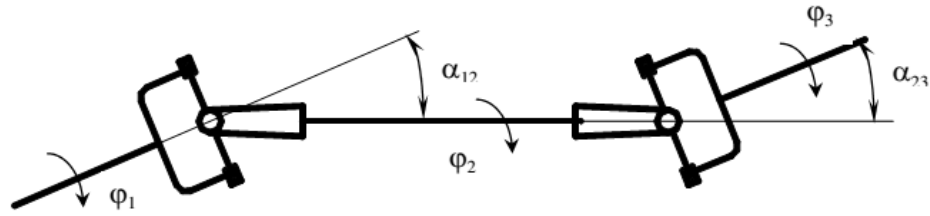
$$\tan\varphi_3 = \tan\varphi_1 \cdot \frac{\cos\alpha_{23}}{\cos\alpha_{12}} \quad (3-6)$$

Nếu $\alpha_{32} = \alpha_{12}$ thì luôn luôn có $\varphi_3 = \varphi_1$; nghĩa là có sự đồng đều tốc độ của trục thứ ba (3) so với trục thứ nhất (1): $\omega_3 = \omega_1$. Đây là giải pháp đơn giản và hữu hiệu để làm đồng đều tốc độ của hệ thống truyền động cardan gồm hai khớp khác tốc và ba trục như trên hình 3.6a, b.

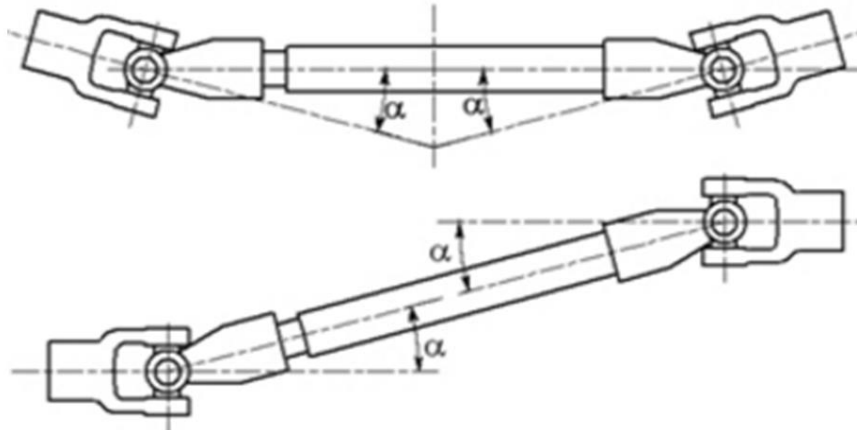
Giải pháp trên hình 3.6a (trục thứ nhất và trục thứ ba giao nhau trên đường trung trục của trục trung gian) được sử dụng trong các trường hợp truyền động các cụm phụ trên xe có đường tâm trục của trục dẫn và trục bị dẫn là cố định (như trục nối vô lăng lái với cơ cấu lái của hệ thống lái ô tô).



Hình 3.6a. Sơ đồ hệ cardan kép gồm hai khớp khác tốc có trục giao nhau



Hình 3.6b. Sơ đồ hệ cardan kép gồm hai khớp khác tốc có trục song song



Giải pháp trên hình 3.6b (trục thứ nhất và trục thứ ba song song với nhau) được sử dụng chủ yếu trong hệ thống truyền lực ô tô như nối hộp số với truyền lực chính của cầu chủ động, nối truyền lực chính với bánh xe chủ động ở hệ thống treo độc lập. Giải pháp này bảo đảm cho các góc lệch cardan luôn bằng nhau trong bất kỳ dao động nào của các bánh xe chủ động (nhờ tính chất góc so le trong của hai trục song song).

Để giảm góc lệch trục của khớp cardan, có thể bố trí cụm động cơ, ly hợp và hộp số nghiêng xuống về phía sau; trong khi đó cụm cầu chủ động có đường tâm trục nối với cardan được bố trí nghiêng lên về phía trước song song trục hộp số.

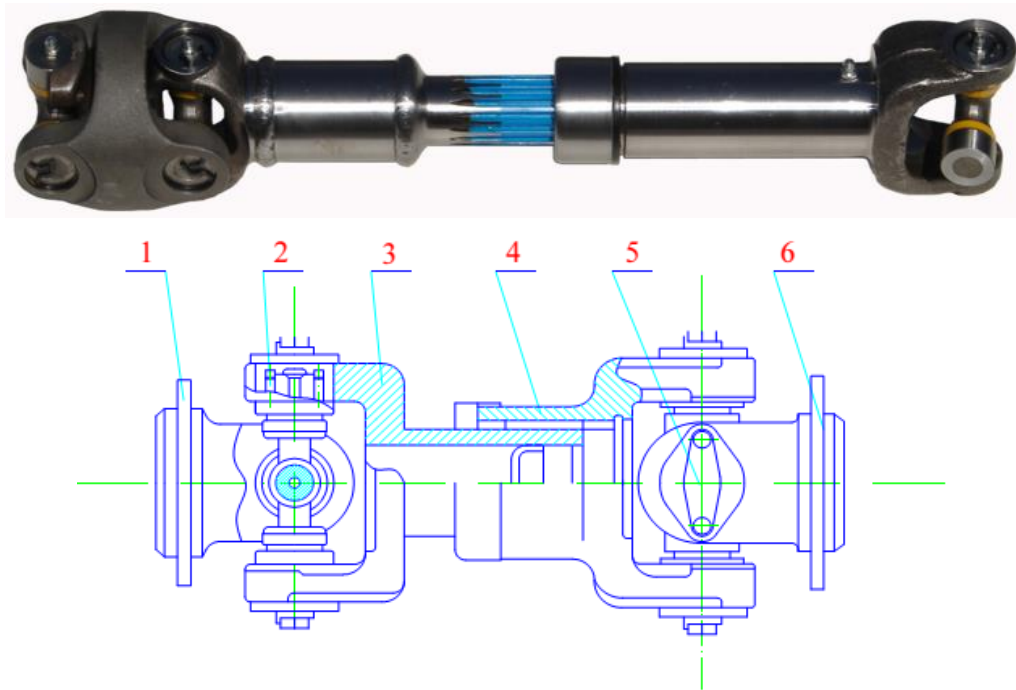
b.2. Cơ cấu cardan kép

Cơ cấu cardan kép là biến thể đặc biệt của hệ hai khớp cardan khác tốc được bố trí theo giải pháp trục giao nhau (sơ đồ hình 3.6a); trong đó trục cardan trung gian (2) được thu ngắn hoàn toàn ($l_2 \rightarrow 0$). Để bảo đảm cho các góc lệch α_{12} và α_{23} luôn luôn bằng nhau với mọi góc lệch α , người ta phải thiết kế thêm một cơ cấu chỉnh tâm để duy trì $\alpha_{12} = \alpha_{23}$. Cơ cấu cardan kép không được sử dụng trên ô tô do kết cấu cồng kềnh so với hai phương án đã nêu.

c. Đặc điểm kết cấu

Truyền động cardan với kiểu cardan khác tốc có cấu tạo và kết cấu chi tiết khá đơn giản: gồm bích nối (1) để nối với trục thứ cấp của hộp số, nạng cardan chủ động (3) quay trong các ổ bi kim (2). Chốt chữ thập cùng với nạng cardan bị động (5) có bích nối (6) để lắp ghép trục sơ cấp của truyền lực chính của cầu chủ động (cụm chi tiết 5 trên hình 3.1).

Kết cấu trục cardan được chế tạo rỗng nhằm giảm trọng lượng, giảm tải trọng phụ do mô men quán tính gây ra; đồng thời tăng được tần số dao động riêng, dễ dàng tránh được hiện tượng cộng hưởng đối với trục cardan. Trục cardan phải được cân bằng tốt sau chế tạo để tránh rung và giảm tải trọng phụ đối với các khớp bản lề của chữ thập. Để bảo đảm cho trục cardan thay đổi được chiều dài (khoảng cách giữa hai khớp), phải có một đầu trục nối với nạng cardan bằng mối ghép then hoa.



Hình 5.7. Kết cấu cardan chữ thập (khác tốc)

2.2. Khớp cardan đồng tốc

a. Động học khớp cardan đồng tốc

Khớp nối cardan có tốc độ trục thứ cấp luôn luôn bằng tốc độ trục sơ cấp gọi là khớp cardan đồng tốc ($\omega_2 = \omega_1$). Khớp cardan đồng tốc được dùng để truyền động cho cầu vừa chủ động vừa dẫn hướng (nối truyền lực chính với bánh xe chủ động dẫn hướng). Vì góc quay các bánh xe dẫn hướng lớn (từ $35^\circ \div 45^\circ$), nên góc lệch trục của khớp cardan đồng tốc trong trường hợp này cũng phải lớn.

Nguyên tắc cơ bản của khớp cardan đồng tốc là điểm truyền lực luôn luôn nằm trên mặt phẳng phân giác của góc tạo bởi hai trục (dựa trên nguyên tắc làm việc của cặp bánh răng nón ăn khớp có tỷ số truyền bằng một, nghĩa là các bán kính vòng lăn bằng nhau $R_1 = R_2$). Điều khác ở đây là với cardan đồng tốc góc lệch trục α có thể thay đổi bất kỳ, từ $0 \div 45^\circ$.

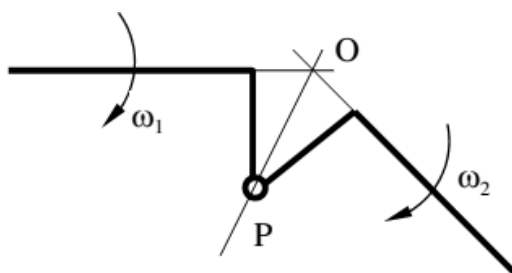
Vì điểm tiếp xúc P truyền lực từ trục chủ động sang trục bị động luôn nằm trong mặt phẳng phân giác (hình 3.8) nên khoảng cách từ P đến hai trục luôn bằng nhau ($R_1 = R_2$). Do đó, vận tốc góc của hai trục phải bằng nhau ($\omega_1 = \omega_2$).

Tốc độ tịnh tiến của điểm tiếp xúc chung P:

$$V_{P1} = V_{P2} \text{ hay } \omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2$$

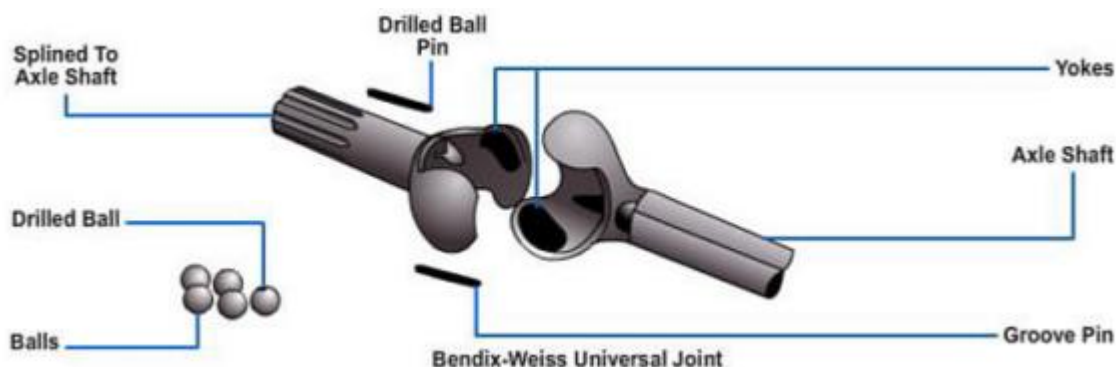
$$\text{Vì } R_1 = R_2 \text{ nên } \omega_1 = \omega_2;$$

Nghĩa là tốc độ góc của hai trục bằng



Hình 3.8. Sơ đồ nguyên lý cardan đồng tốc

b. Đặc điểm kết cấu cardan đồng tốc bi (kiểu Weiss)



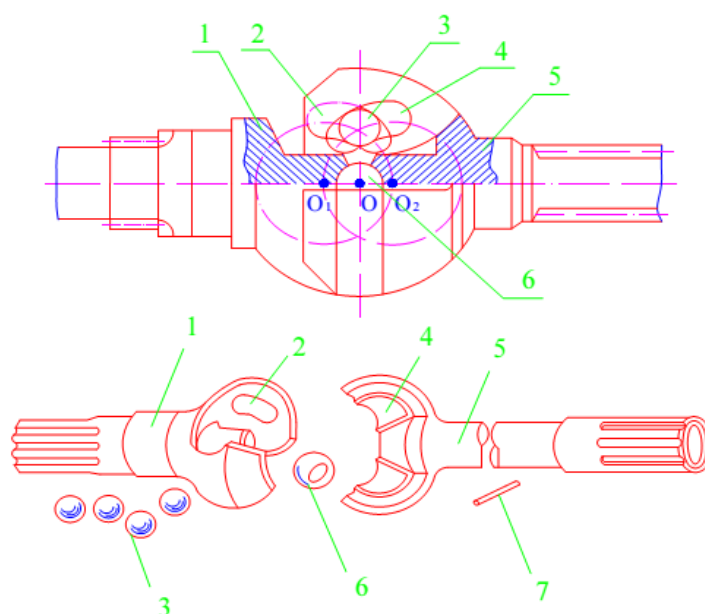
Đặc điểm kết cấu khớp nối cardan đồng tốc bi kiểu Weiss được chỉ ra trên hình 3.9a. Lực từ nạng (1) truyền đến nạng (5) thông qua bốn viên bi (3). Các viên bi chuyển động trong các rãnh cong (2) và (4) nằm đối xứng trên các nạng (1) và (5) và nằm trong các mặt phẳng vuông góc với nhau.

Đường tâm của các rãnh cong là những vòng tròn có bán kính bằng nhau và có tâm O_1 , O_2 nằm trên các đường tâm của hai nạng tương ứng. Các tâm O_1 , O_2 cách đều giao điểm O của hai trục.

Khi các trục quay (1) và (5) quay để truyền lực cho nhau, đường tâm của các rãnh (2) và (4) sẽ tạo thành hai mặt cầu bằng nhau. Hai mặt cầu này cắt nhau theo giao tuyến n-n cũng là một đường tròn. Đường tròn này chính là quỹ đạo chuyển động của các viên bi (3).

Do các viên bi nằm trên giao tuyến n-n của hai mặt cầu bằng nhau với tâm O_1 , O_2 cách đều giao điểm của hai trục O , nên các viên bi luôn cách đều hai trục với mọi góc lệch α trong giới hạn cho phép của nó. Hay nói cách khác: các viên bi luôn luôn nằm trong mặt phẳng phân giác của góc tạo bởi hai trục. Vì vậy, tốc độ góc của hai trục luôn luôn bằng nhau ($\omega_1 = \omega_2$).

Để bảo đảm hai tâm O_1 , O_2 của hai mặt cầu trên hai nạng luôn cách đều giao điểm O của hai trục nạng, phải dùng một viên bi định vị (6) đặt vào giữa hai trục nạng. Để dễ lắp viên bi này và định vị nó, phải dùng thêm chốt định vị (7).

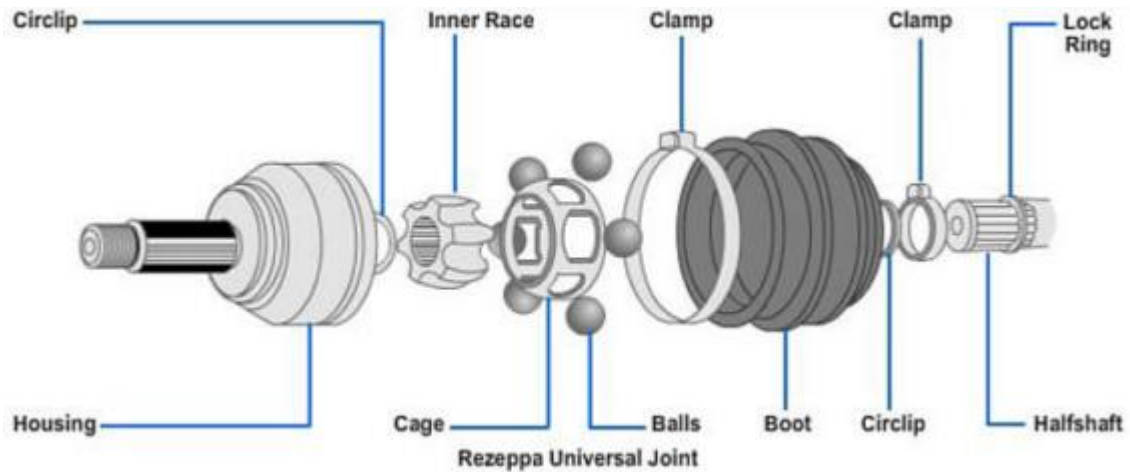


Hình 3.9a. Truyền động cardan đồng tốc bi (kiểu Weiss)

Do cardan đồng tốc bị làm việc theo nguyên lý tiếp xúc nên các viên bi truyền lực và các nạng cardan đều phải làm bằng thép hợp kim tốt; đồng thời phải xử lý các bề mặt tiếp xúc để chống mòn. (Ví dụ thép hợp kim của Ni-ken và Mô-lip-den có thành phần cac-bon thấp và phải được xê-măng-tit hóa bề mặt).

Cardan đồng tốc bi kiểu Weiss được sử dụng phổ biến ở cầu vừa chủ động vừa dẫn hướng trên hầu hết các loại xe có dầm cầu liền (hệ thống treo phụ thuộc). Cardan đồng tốc bi kiểu Weiss còn được gọi là cardan đồng tốc bi kiểu rãnh vì các viên bi được giữ ở mặt phẳng phân giác nhờ các rãnh đặc biệt như đã nêu trên.

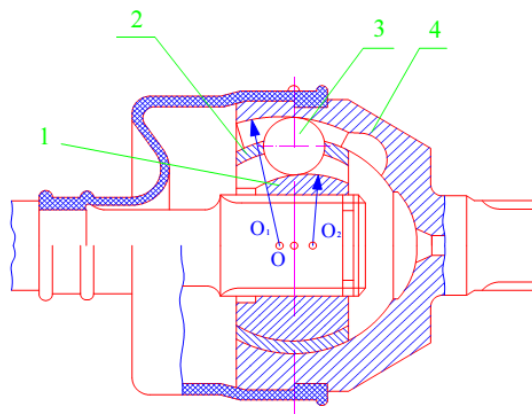
c. Đặc điểm kết cấu cardan đồng tốc bi (kiểu Rezeppa)



Khớp nối cardan đồng tốc bi kiểu Rezeppa cũng làm việc theo nguyên lý tiếp xúc thông qua các viên bi truyền lực. Tuy vậy, điều khác ở đây là chúng có sáu viên bi truyền lực đồng thời (trong khi đó kiểu Weiss chỉ có bốn viên, và mỗi chiều quay chỉ truyền theo hai viên bi đối xứng). Nguyên lý định vị các viên bi trong mặt phẳng phân giác (của góc lập bởi hai trục) dựa vào một đôn chia đặc biệt nên khớp cardan đồng tốc bi kiểu Rezeppa còn được gọi là khớp cardan đồng tốc bi kiểu đôn.

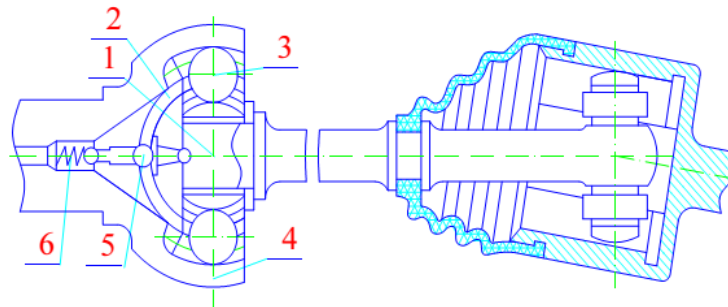
Đặc điểm kết cấu khớp nối cardan đồng tốc bi kiểu đôn được chỉ ra trên hình 3.9b và 3.9c.

Sáu viên bi (3) được đặt trong một vành định vị (2) và dịch chuyển trong sáu rãnh cong (4). Các rãnh cong được khoét trên mặt hình cầu bên trong của vỏ (4) ở một đầu trục và các rãnh cong khác được gia công trên mặt cầu tạo ra vành khía (1). Các rãnh cong (trong và ngoài) có tâm O_1 và O_2 dịch chuyển quanh một tâm chung O cùng thuộc một mặt cầu chung có tâm cầu là điểm của hai trục nạng.



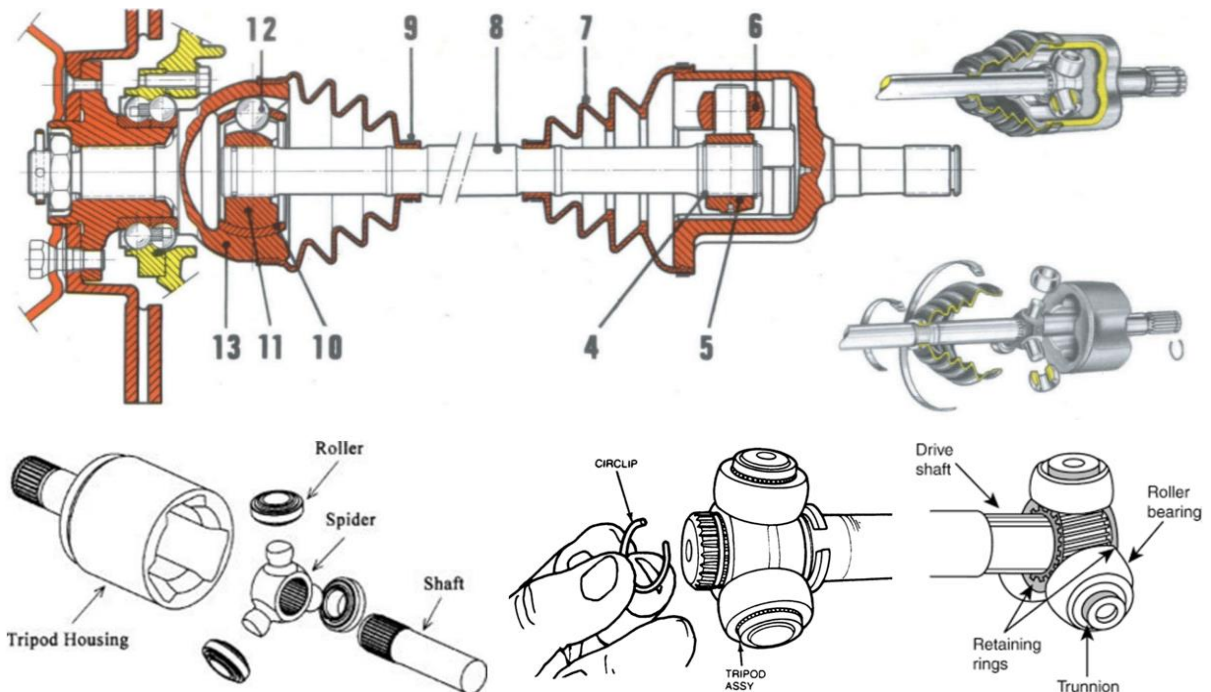
Hình 5.9b. Truyền động cardan đồng tốc bi (kiểu Rezeppa)

Vành (2) giữ cho các viên bi không bị kẹt, không bị rời ra và bảo đảm các viên bi luôn nằm trong mặt phẳng phân giác của góc lập bởi hai trục với bất kỳ chuyển dịch nào của các trục cardan. Cơ cấu quan trọng quyết định duy trì vành (2) và do đó các viên bi luôn nằm trong mặt phẳng phân giác của góc lập bởi hai trục chính là đòn chia (5). Các mặt cầu luôn luôn được duy trì cách đều tâm chung O nhờ lò xo tỳ (6) và đòn chia (5). Đồng tốc kiểu này còn được gọi là đồng tốc bi kiểu đòn chia.



Hình 5.9c. Truyền động cardan đồng tốc bi (kiểu Rezeppa)

Hầu hết cầu dẫn hướng chủ động của cả xe tải và xe du lịch đều phải dùng cardan đồng tốc (loại bi). Lưu ý là trên trục truyền ở xe du lịch có động cơ đặt ngang, cầu trước chủ động và dẫn hướng thì trên toàn bộ trục truyền từ vi sai ra đến bánh xe gồm có 2 phần: phần ngoài sát với moay-ơ bánh xe đó là khớp cardan đồng tốc loại bi; còn phần trong sát với bộ vi sai là khớp 3 chạc (tripod), nó là khớp truyền cho phép có độ nghiêng nhưng nhỏ (nhưng không phải là khớp cardan)



B. THIẾT KẾ VÀ TÍNH TOÁN TRUYỀN ĐỘNG CARDAN

1. Xác định các thông số cơ bản của truyền động cardan

1.1. Cardan khác tốc chữ thập

Kích thước nạng cardan, chốt chữ thập cũng như ổ bi kim được xác định theo điều kiện bền trên cơ sở mômen truyền lớn nhất (M_{\max}) tác dụng lên trục:

$$M_{\max} = M_{\text{emax}} i_{h1} i_{p1} \eta_{tl} \quad (3-1)$$

Trong đó:

M_{emax} - mômen cực đại của động cơ. [Nm];

i_{h1} - tỷ số truyền số thấp của hộp số;

i_{p1} - tỷ số truyền số thấp của hộp số phụ (nếu có);

η_{tl} - hiệu suất tổng của hộp số.

Ngoài điều kiện bền, kích thước của chúng còn được tính toán chống mòn và chịu nhiệt độ trong điều kiện bôi trơn hạn chế đối với các bề mặt ma sát dưới tác dụng của lực vòng P:

$$P = \frac{M_{\max}}{2R \cos \alpha} \quad (3-2)$$

Trong đó:

2R- khoảng cách các điểm đặc lực trên hai chốt chữ thập [m];

A - góc lệch của trục cardan bị dẫn so với trục dẫn.

Công ma sát trong khớp cardan xảy ra khi dịch chuyển chốt chữ thập đi một góc δ dưới tác dụng của lực

Động học của cardan đồng tốc kiểu đòn chia Rzepp được quyết định bởi các kích thước của đòn chia như sau-

Từ hình vẽ, với góc lệch α bất kỳ, ta có:

$$\tan \delta = \frac{DE}{EO} \text{ với } \begin{cases} \frac{DE}{AC} = \frac{b}{a+b} \\ EO = EC + CO = a \cos \gamma + m \cos \alpha \\ AC = m \sin \alpha \end{cases} \quad (3-3)$$

Suy ra:
$$\tan \delta = \frac{m \frac{b}{a+b} \sin \alpha}{m \cos \alpha + a \sin \gamma}$$

Mặt khác, ta có: $(a+b) \cdot \sin \gamma = m \cdot \sin \alpha$, nên có:

$$\tan \delta = \frac{m \frac{b}{a+b} \sin \alpha}{m \cos \alpha + a \sqrt{1 - \left(\frac{m \sin \alpha}{a+b} \right)^2}}$$

Nếu đặt $K_1 = a/b$ và $K_2 = m/b$ thì:

$$\tan\delta = \frac{k_2 \frac{\sin\alpha}{k_1+1}}{k_2 \cdot \cos\alpha + k_1 \cdot \sqrt{1 - \left(k_2 \frac{\sin\alpha}{k_1+1}\right)^2}}$$

Như vậy, có thể chọn các tỷ số $K_1 = a/b$ và $K_2 = m/b$ sao cho góc δ xấp xỉ góc $\alpha/2$ thì tâm mặt cầu trung gian của đòn chia (6) gần như thuộc mặt phẳng phân giác của góc kẹp bởi hai trục (góc lệch trục α), do đó các viên bi có thể xem gần đúng nằm trong mặt phẳng phân giác của góc lập bởi hai trục. Và do vậy, tốc độ góc ω_1, ω_2 của hai trục của khớp cardan kiểu Rezeppa có thể xem bằng nhau với mọi góc lệch trục α .

Chẳng hạn, bằng phương pháp tính xấp xỉ, với tỷ $K_1 = 0.2$ và $K_2 = 0.28$ thì góc $\delta \approx \alpha/2$ với mọi góc lệch trục α thay đổi trong phạm vi từ 0° đến 40° (sai lệch tương đối lớn nhất không quá 0.015 tức 1.5%). Khi góc lệch trục α đến 44° thì sai lệch của δ so với $\alpha/2$ cũng chỉ đến 0.0195 tức 1.95%).