

**BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG CĐCN VIỆT ĐỨC**



TÀI LIỆU HỌC TẬP

Học phần

TRANG BỊ THỦY KHÍ TRÊN Ô TÔ

(Lưu hành nội bộ)



Năm 2013

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU.....	1
Chương 1 MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH	2
1.1 Những vấn đề chung về máy thủy lực thể tích	2
1.2. Bơm bánh răng	8
1.1. Bơm cánh gạt.....	13
1.4 Bơm piston rôto hướng kính.....	17
1.5. Bơm piston rôto hướng trục.	19
1.6. Xy lanh thủy lực	20
Chương 2 CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN VÀ CÁC PHẦN TỬ TRUNG GIAN TRONG TRUYỀN ĐỘNG THỂ TÍCH	28
2.1. Cơ cấu phân phối.....	28
2.2. Cơ cấu tiết lưu.....	31
2.3. Các loại van	33
2.4. Ký hiệu của các phần tử thủy lực.....	38
Chương 3 MÁY CÁNH DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY ĐỘNG.....	42
3.1. Khái quát chung.....	42
3.2. Ly hợp thủy lực	43
3.3. Biến mô thủy lực.....	48
Chương 4 TRUYỀN ĐỘNG THỦY CƠ	57
4.1. Đặt vấn đề.	57
4.2. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy cơ.....	57
4.3. Phương pháp xây dựng đặc tính kéo của ô tô có truyền động thủy cơ.....	57
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	65

LỜI NÓI ĐẦU

Trong đào tạo kỹ sư và cử nhân cao đẳng ngành Công nghệ ô tô. Học phần: Trang bị thủy khí trên ô tô là học phần bắt buộc. Học phần cung cấp cho người học những kiến thức cơ bản về các thiết bị thủy lực, truyền động thủy lực được sử dụng trên ô tô, máy kéo và các loại xe chuyên dùng, máy công trình: Kết cấu và hoạt động của các bộ phận và hệ thống, tính toán và xác định các thông số cơ bản.

Đứng trước nhu cầu cấp bách: Sinh viên cần được trang bị tài liệu học tập phù hợp với trình độ được đào tạo. Nên tác giả đã lựa chọn biên soạn cuốn tài liệu học tập đối với học phần: TRANG BỊ THỦY KHÍ TRÊN Ô TÔ.

Giúp cho quá trình dạy và học, cũng như quá trình tự nghiên cứu của sinh viên ngành công nghệ ô tô học tập tại trường có được tài liệu học tập phù hợp, nhất là với đối tượng đào tạo theo hệ thống tín chỉ.

Cấu trúc của sản phẩm: Gồm 04 chương được phân bố theo chương trình chi tiết có thời lượng 02 tín chỉ, nội dung được sàng lọc và biên soạn một cách dễ hiểu, lô gic.

CHƯƠNG 1. MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH

CHƯƠNG 2. CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN VÀ CÁC PHẦN TỬ TRUNG GIAN TRONG TRUYỀN ĐỘNG THỂ TÍCH.

CHƯƠNG 3. MÁY CÁNH DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY ĐỘNG

CHƯƠNG 4. TRUYỀN ĐỘNG THỦY CƠ

Trong quá trình biên soạn tài liệu, tác giả xin chân thành cảm ơn sự đóng góp quý báu của các thầy cô giáo trong Khoa Cơ khí động lực – Trường CĐCN Việt Đức, hội đồng khoa học nhà trường.

Tuy nhiên trong nội dung tài liệu không tránh khỏi những thiếu sót, rất mong nhận được sự góp ý của các thầy cô giáo và các bạn đồng nghiệp.

Mọi ý kiến góp ý xin gửi về địa chỉ: anhtinhvd@gmail.com hoặc Bộ môn Lý thuyết – Khoa Cơ khí động lực – Trường CĐCN Việt Đức.

Xin chân thành cảm ơn.

Chương 1 MÁY THỦY LỰC THỂ TÍCH

1.1 Những vấn đề chung về máy thủy lực thể tích

a. Khái niệm:

Để truyền cơ năng từ bộ phận dẫn động đến cơ cấu chấp hành, ngoài cách dùng các loại truyền động điện, cơ khí, điện – khí nén người ta còn dùng truyền động thủy lực.

Có hai loại truyền động thủy lực là truyền động thủy động và truyền động thể tích.

Khác với truyền động thủy động, truyền động thể tích dựa và tính không nén (khó nén) của dòng chất lỏng (dầu cao áp) để truyền áp năng, do đó có thể truyền được xa mà ít tổn thất năng lượng.

Truyền động thể tích có 3 yếu tố:

Bơm cung cấp dầu áp suất lớn

Động cơ thủy lực kiểu thể tích

Bộ phận biến đổi và điều chỉnh (thiết bị điều khiển, đường ống, các thiết bị phụ)

Trong đó 1 và 2 là cơ cấu biến đổi năng lượng.

Dựa vào dạng chuyển động của động cơ thủy lực (bộ phận chấp hành) ta có thể có truyền động thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến, chuyển động quay hoặc chuyển động tùy động, đó là các chuyển động trong các máy công cụ, hệ thống lái máy bay, hệ thống phanh hay nâng ben ô tô, hệ thống điều khiển tự động ...

b. Ưu điểm:

Trọng lượng trên một đơn vị công suất nhỏ

Hiệu suất cao

Đảo chiều đơn giản, điều chỉnh vô cấp vận tốc bộ phận chấp hành

Chuyển động êm

Độ nhạy và độ chính xác cao

Tạo lực tác dụng lớn khi cần thiết

c. Nhược điểm:

Do áp suất làm việc cao nên khó làm kín các bộ phận làm việc, các chi tiết có độ chính xác cao nên giá thành đắt

Yêu cầu cao về chất lỏng làm việc

Vận tốc truyền xung thủy lực khá nhỏ $a = 100 \text{ m/s}$ nên gây sự trễ đáng kể trong đường ống dài

1.1.1 Lưu lượng của máy thủy lực thể tích.

Lưu lượng trung bình lí thuyết :

$$Q_{lt} = q \cdot \frac{n}{60} \text{ m}^3/\text{s}$$

q : Lưu lượng riêng của bơm, là thể tích chất lỏng vận chuyển qua bơm trong 1 chu kỳ (1 vòng quay của tay quay).

n : Số chu kỳ làm việc của máy (số vòng quay) trong 1 phút.

Lưu lượng thực tế (tính đến rò rỉ): $Q = Q_{lt} - \Delta Q = Q_{lt} \cdot \eta_Q$

ΔQ là lưu lượng rò rỉ trong bơm và rò rỉ ra ngoài bơm, ΔQ phụ thuộc chất lượng đệm lót, độ nhớt chất lỏng và áp suất làm việc.

Áp suất làm việc càng lớn, độ nhớt chất lỏng làm việc càng nhỏ thì lưu lượng rò rỉ càng lớn.

Do lưu lượng của máy thể tích dao động theo thời gian nên ta sẽ khảo sát 2 loại lưu lượng :

- Lưu lượng tức thời: Xác định tại 1 thời điểm
- Lưu lượng trung bình: Xác định trong 1 khoảng thời gian làm việc.

Lực tác dụng:

Đối với bơm piston, để tạo cho chất lỏng 1 độ tăng áp suất làm việc Δp thì phải tác dụng lên piston 1 lực :

$$P = F \cdot \Delta p$$

F là diện tích làm việc của piston

Khả năng tự hút của bơm thể tích:

Bơm piston hay bơm thể tích nói chung đều có thể tự hút được, nghĩa là có thể tự khởi động mà không cần môi bơm như bơm ly tâm.

Giả sử ở thời điểm bắt đầu làm việc piston ở vị trí điểm chết dưới. Trong buồng làm việc, hộp van và ống hút đều có không khí chiếm chỗ.

Gọi V_o : Thể tích không khí chiếm chỗ trong hệ thống lúc piston ở vị trí điểm chết dưới

F: Diện tích mặt làm việc của piston.

S: Hành trình của piston ứng với nửa vòng quay của tay quay.

Khi piston chuyển động về vị trí điểm chết trên (ứng với $\frac{1}{2}$ vòng quay của tay quay), không khí sẽ giãn nở vì thể tích buồng làm việc tăng, giả sử quá trình giãn nở là quá trình đoạn nhiệt, phương trình cơ bản của chất khí cho :

$$p \cdot v = RT$$

$$\Rightarrow p_a \cdot V_o = p \cdot (V_o + F \cdot S)$$

$$\Rightarrow p = p_a \cdot \frac{V_o}{V_o + FS} < p_a$$

Độ chân không $\frac{p_a - p}{\gamma}$ sẽ đưa chất lỏng lên 1 đoạn $h = \frac{p_a - p}{\gamma}$ trong ống hút.

Piston tiếp tục chuyển động về phía phải, không khí sẽ bị dồn vào ống đẩy, lượng không

khí còn lại trong hệ thống là $V_o' = V_o - \frac{\pi d_h^2}{4} \cdot h$

Piston chuyển động về phía trái, lượng không khí V_o' tiếp tục giãn nở, áp suất giảm và chất lỏng tiếp tục dâng lên trong ống hút. Quá trình cứ tiếp tục cho đến khi chất lỏng điền đầy xilanh, khi đó bơm coi như đã tự môi xong, bắt đầu làm việc với chất lỏng.

Phân loại bơm piston:

Phân loại theo phương pháp dẫn động:

- Bơm tay: (dẫn động bằng tay)
- Bơm dẫn động thẳng: cần piston nối trực tiếp với cần piston của động cơ dẫn động
- Bơm dẫn động bằng cơ cấu tay quay thanh truyền.

1.1.2 Áp suất của máy thủy lực thể tích.

Cột áp H:

$$H = e_{ra} - e_{vao} = z_{ra} - z_{vao} + \frac{p_{ra} - p_{vao}}{\gamma} + \frac{v_{ra}^2 - v_{vao}^2}{2g} \quad (1)$$

Trong bơm thể tích thường $v_1 \cong v_2$; $z_1 \cong z_2$ do đó:

$$H \approx \frac{p_{ra} - p_{vao}}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{p_{lv}}{\gamma} \quad (2)$$

Vậy cột áp của bơm thể tích phụ thuộc vào:

- Áp suất phụ tải (áp suất yêu cầu tại nơi tiêu thụ)
- Khả năng làm kín của thể tích làm việc, nếu làm kín không tốt, dưới áp suất lớn \rightarrow rò rỉ lớn \rightarrow mất mát lưu lượng và cột áp.
- Công suất của động cơ dẫn động bơm và độ bền chi tiết phải đáp ứng được yêu cầu về cột áp.

Nếu bùồng làm việc hoàn toàn kín, nếu bơm có đủ công suất và các chi tiết đủ bền thì áp suất làm việc của bơm phụ thuộc hoàn toàn vào yêu cầu của phụ tải và có thể tăng đến vô cùng. Trong thực tế, đến 1 giá trị nào đó của cột áp, chất lỏng sẽ hoàn toàn bị mất mát rò rỉ, nghĩa là áp suất làm việc của bơm bị giới hạn.

1.1.3 Công suất và hiệu suất của máy thủy lực thể tích.

* Công suất thủy lực: N_{tl}

Xét 1 bơm có cột áp H và lưu lượng Q. Công suất thủy lực là toàn bộ năng lượng mà chất lỏng đi qua bơm nhận được trong 1 đơn vị thời gian:

$$N_{tl} = \gamma \cdot Q \cdot H$$

* Công suất trên trục: N_{tr}

Nếu máy làm việc không có tổn thất thì công suất trên trục của máy tính bằng công suất mà máy trao đổi với chất lỏng. Trong thực tế khi máy làm việc có tổn thất, phải tốn 1 phần công suất trên trục để khắc phục tổn thất này. Do đó công suất trên trục sẽ khác công suất thủy lực.

Gọi $\eta < 1$: Hiệu suất của máy thủy khí

+ Nếu là máy bơm:

$$N_{tr} = \gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt} + \Delta N_{cokhi} = \gamma \cdot \frac{Q}{\eta_Q} \cdot \frac{H}{\eta_H} + \Delta N_{cokhi} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta_Q \eta_H} + \Delta N_{cokhi}$$

+ Nếu máy là động cơ thủy lực:

Dòng chất lỏng cung cấp cho đo thủy lực 1 công suất thủy lực là $N = \gamma \cdot Q \cdot H$. Động cơ nhận năng lượng của dòng chất lỏng, biến thành cơ năng cho máy công tác và khắc phục phần năng lượng tiêu hao cho tổn thất, do đó công suất trên trục động cơ thủy lực là :

- Hiệu suất η :

$$N_{tr} = \eta \cdot N_{tl}$$

Xét sự làm việc của 1 máy thủy khí, ta thấy luôn có 1 phần công suất tiêu hao để khắc phục tổn thất năng lượng trong quá trình làm việc. Các tổn thất đó có thể kể như sau:

- Tổn thất thủy lực: (Tổn thất cột áp)

Là năng lượng tiêu hao để khắc phục tổn thất dọc đường và các tổn thất cục bộ khi dòng chất lỏng chuyển động qua máy. Đánh giá bằng hiệu suất η_H

Gọi H_{lt} là cột áp lý thuyết của máy

$$\Delta N_H = \gamma \cdot Q \cdot \Delta H$$

Hiệu suất thủy lực được định nghĩa:

$$\eta_H = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{lt} - \gamma \cdot Q \cdot \Delta H}{\gamma \cdot Q \cdot H_{lt}} = 1 - \frac{\Delta H}{H_{lt}}$$

* Tổn thất lưu lượng:

Do điều kiện làm việc và chất lượng chế tạo, khi làm việc máy thủy khí bao giờ cũng bị rò rỉ từ vùng có áp suất cao đến vùng có áp suất thấp hoặc rò rỉ ra ngoài, do đó sẽ có 1 phần lưu lượng bị mất mát đưa đến sự mất mát một phần năng lượng. Phần năng lượng tiêu hao để khắc phục năng lượng mất mát do rò rỉ trong 1 thời gian được đánh giá qua hiệu suất lưu lượng η_Q .

Gọi ΔQ là lượng chất lỏng rò rỉ trong 1 đơn vị thời gian, công suất tiêu hao sẽ là

Tổn thất lưu lượng:

$$\Delta N_{ll} = \gamma \cdot \Delta Q \cdot H_{lt}$$

Hiệu suất lưu lượng η_Q được định nghĩa:

$$\eta_Q = \frac{\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt} - \gamma \cdot \Delta Q \cdot H_{lt}}{\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt}} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_{lt}}$$

Trong công thức trên $\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt}$ là công suất lý thuyết của dòng chảy, tức là công suất trong điều kiện hoàn toàn lý thuyết (không có tổn thất thủy lực và không có rò rỉ)

* Tổn thất cơ khí:

Một máy làm việc bao giờ cũng có những chi tiết máy chuyển động tương đối với nhau, vì vậy mà có 1 phần năng lượng của máy bị tiêu hao để khắc phục những ma sát giữa các bộ phận chuyển động và không chuyển động (ổ trục, các đệm lót...)

Phần năng lượng tiêu hao này được đánh giá bằng hiệu suất cơ khí η_m

Gọi ΔN_m là công suất tiêu hao do tổn thất cơ khí:

Công suất trên trục bơm sẽ là:

$$N_{tr} = \gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt} + \Delta N_{ck}$$

$$\eta_{ck} = \frac{N_{tr} - \Delta N_{ck}}{N_{tr}} = 1 - \frac{\Delta N_{ck}}{N_{tr}}$$

Hiệu suất toàn phần η :

Xét trường hợp 1 bơm:

Ta đã có định nghĩa

$$\eta = \frac{N_{tl}}{N_{tr}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{N_{tr}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt}} \cdot \frac{\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt}}{N_{tr}} = \frac{Q}{Q_{lt}} \cdot \frac{H}{H_{lt}} \cdot \frac{\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_{lt}}{N_{tr}}$$

Vậy: $\eta = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_m$

Khi xét phần này ta coi chất lỏng là không nén nên $\gamma = \text{const}$

1.1.4 Phân loại máy thủy lực thể tích

Phân loại theo nguyên lý tác dụng của máy với dòng chất lỏng trong quá trình làm việc:

Chủ yếu có hai loại:

a. Máy cánh dẫn: Dòng chất lỏng qua máy là liên tục, bộ phận làm việc chủ yếu là bánh công tác có chuyển động quay, bánh công tác bao gồm 1 máy có gắn các cánh dẫn là các bản cánh để dẫn dòng chảy.

Việc trao đổi năng lượng trong máy cánh dẫn thực hiện được nhờ tác dụng lực tương hỗ giữa hệ thống cánh dẫn và dòng chất lỏng.

Năng lượng trao đổi gồm:

Động năng: $v^2/2g$ - Thế năng: $z + p/\gamma$

Sự biến đổi động năng của dòng chảy sẽ kèm theo sự biến đổi thế năng và ngược lại.

Ví dụ: Dòng chất lỏng qua hệ thống cánh dẫn của 1 bơm sẽ được cung cấp năng lượng, năng lượng này có tác dụng khắc phục những tổn thất trong hệ thống, đồng thời làm tăng động năng và thế năng của dòng chất lỏng.

Máy cánh dẫn được sử dụng rộng rãi vì có tính năng kỹ thuật cao, chỉ tiêu kinh tế tốt.

Tóm lại đặc điểm của loại máy này là:

Dòng chất lỏng qua máy liên tục

Vận tốc và áp suất của dòng chất lỏng không thay đổi đột ngột, ở 1 chế độ làm việc ổn định thì lượng chất lỏng chuyển động qua máy trong 1 đơn vị thời gian là hằng số.

b. Máy thể tích:

Việc trao đổi năng lượng với chất lỏng được thực hiện theo nguyên lý chèn ép chất lỏng trong 1 thể tích kín dưới tác dụng của áp suất thủy tĩnh.

Năng lượng chủ yếu mà dùng chất lỏng trao đổi với máy là áp năng, còn thành phần động năng của dòng chất lỏng chuyển động qua máy thì thay đổi không đáng kể, do đó còn gọi là máy thủy tĩnh.

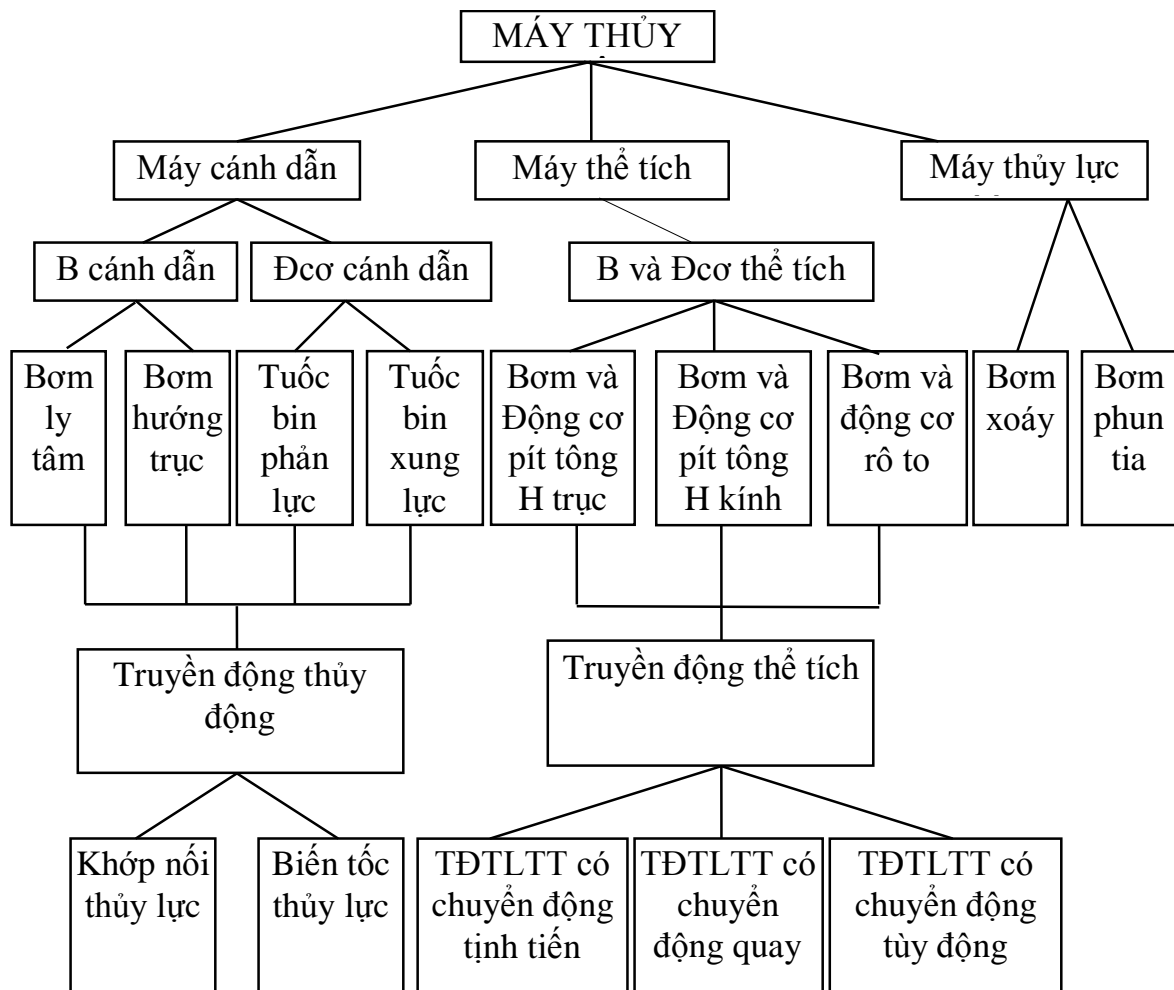
Loại máy này có các ưu điểm sau: Làm việc với áp suất cao, lưu lượng nhỏ, được dùng nhiều trong ngành chế tạo máy, bơm dầu, các hệ thống truyền động dầu ép.

Nhược điểm của loại máy này là dòng chất lỏng chuyển động qua máy không liên tục, lưu lượng và áp suất thay đổi theo thời gian, mức độ thay đổi phụ thuộc và từng loại máy, trong thực tế ta cố gắng giảm độ dao động này càng nhiều càng tốt. Ở trên ta đã phân loại các máy thủy khí, trong kỹ thuật hiện đại người ta còn kết hợp các cơ cấu thủy lực tạo thành 1 tổ hợp các cơ cấu thủy lực để truyền cơ năng từ bộ phận dẫn động đến bộ phận công tác, ta gọi là truyền động thủy lực. Có 2 loại:

* Truyền động thủy động: là sự kết hợp làm việc giữa 1 bơm và 1 tuốc bin. Bơm nhận cơ năng của bộ phận dẫn động vận chuyển chất lỏng cung cấp cho tuabin, tuabin nhận năng lượng của dòng chảy mà bơm cung cấp để biến thành cơ năng quay tuabin và truyền chuyển động cho bộ phận công tác. Như vậy trong truyền động thủy động việc truyền cơ năng giữa các bộ phận máy chủ yếu là được thực hiện bằng năng lượng của dòng chất lỏng.

* Truyền động thủy tĩnh: thường dùng các máy thủy lực thể tích, sử dụng nhiều trong hệ thống điều khiển tự động: các máy ép thủy lực, cần trục ...

Ta có thể tóm tắt sự phân loại các máy làm việc với chất lỏng dạng nước theo phụ lục sau:



1.2. Bơm bánh răng

1.2.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm bánh răng.

a. Sơ đồ cấu tạo:

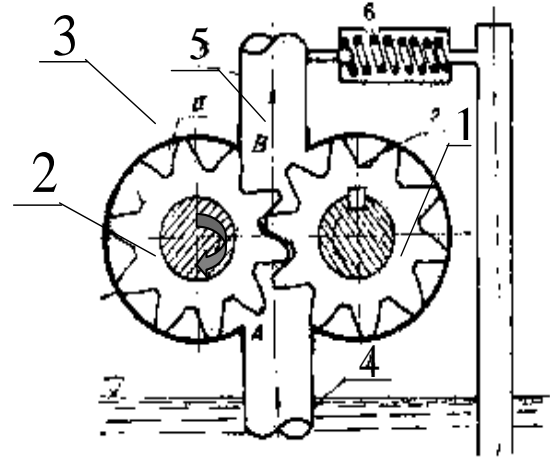
Bơm bánh răng thường dùng trong truyền động thủy lực thể tích và trong các hệ thống bôi trơn.

Kết cấu của bơm 2 bánh răng gồm 2 bánh răng ăn khớp với nhau, loại đơn giản nhất là 2 bánh răng bằng nhau ăn khớp ngoài

Bơm bánh răng thường dùng trong truyền động thủy lực thể tích và trong các hệ thống bôi trơn.

Kết cấu của bơm bánh răng gồm 2 bánh răng ăn khớp với nhau, loại đơn giản nhất là 2 bánh răng bằng nhau ăn khớp ngoài dạng răng thân khai, số răng từ 8 đến 12 răng do đó thường phải dịch chỉnh để tránh sự cắt chân răng.

Hai bánh răng được lắp trong vỏ bơm. Vỏ bơm có đường dẫn nối với ống hút và đường đẩy.



Hình 1 – 1. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

b. Nguyên lý hoạt động:

Bánh răng chủ động (1) gắn liền trên trục chính của bơm, bánh răng (1) quay kéo theo bánh răng bị động (2) quay theo trong vỏ (3).

Tại buồng A, các răng ở vị trí ra khớp, khoảng trống A (thể tích buồng A) căng lên, áp suất trong buồng A giảm tạo nên độ chênh áp ở buồng A và mặt thoáng bề hút, chất lỏng đi từ bề theo đường ống hút 4 hút lên buồng A.

Bánh răng quay, các răng đưa chất lỏng chuyển động từ buồng A lên buồng B theo chiều vòng theo vỏ bơm.

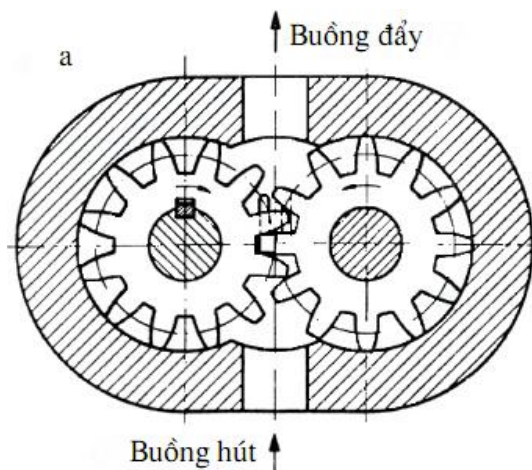
Tại buồng B, các răng vào khớp làm thể tích chứa chất lỏng trong buồng B giảm, chất lỏng bị chèn ép, dồn vào ống đẩy 5 với áp suất cao.

Nhận xét:

Quá trình hút và đẩy diễn ra liên tục

Cột áp (áp suất chất lỏng) do bơm tạo ra phụ thuộc vào áp suất yêu cầu.

Nếu không có khe hở giữa đỉnh răng và vỏ bơm, giữa mặt đầu của bánh răng và vỏ bơm thì áp suất có thể lớn vô cùng.



Hình 1-2: Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

Trong thực tế do có sự rò rỉ chất lỏng nên áp suất của bơm sẽ bị hạn chế, nếu khe hở quá lớn thì chất lỏng sẽ rò rỉ hết qua khe hở do đó không tạo được ra áp suất và lưu lượng của bơm.

Để bơm không bị quá tải khi áp suất vượt quá định mức, ta bố trí van an toàn trên đường ống đẩy. Khi áp suất yêu cầu ở đường ống đẩy vượt quá giá trị cho phép thì van sẽ tự động mở để chất lỏng thoát về bể hút hoặc về buồng hút A.

Phân loại bơm bánh răng:

* Bơm nhiều bánh răng: Thường được dùng nhiều nhất là loại bơm 3 bánh răng ăn khớp với nhau. Lưu lượng của nó gấp đôi lưu lượng của bơm 2 bánh răng có cùng kích thước. bánh răng chủ động được bố trí ở giữa, có số bánh răng nhiều hơn 2 bánh bị động từ 1 đến 3 răng để cho lưu lượng của 2 bơm ghép lệch pha nhau làm giảm sự dao động lưu lượng và áp suất.

* Bơm bánh răng nhiều cấp: Số cấp ≥ 2 , mục đích để tăng áp suất mà bơm tạo được. chất lỏng từ buồng đẩy của cặp bánh răng 1 sẽ vào buồng hút của cặp bánh răng 2 và tiếp tục được tăng áp suất.

Lưu lượng $Q_1 > Q_2 > Q_3$ do rò rỉ qua các cấp nên ở mỗi cấp đều có bố trí van an toàn để điều chỉnh áp suất và lưu lượng ở mỗi cấp.

* Bơm bánh răng ăn khớp trong (Hình 1 - 3): Mục đích là để tăng độ cứng vững của bơm, bơm có kết cấu nhỏ gọn hơn, cấu tạo và nguyên lý hoạt động cơ bản giống bơm bánh răng ăn khớp ngoài.

Loại bơm bánh răng ăn khớp trong chỉ được dùng trong một số trường hợp đặc biệt vì chế tạo phức tạp và giá thành đắt.

Các thông số làm việc

Áp suất:

Ngành chế tạo máy: $P = (15 \div 30)$ at

Ngành hàng không: $P = (100 \div 200)$ at

Lưu lượng: $Q_{\max} = 5000$ lít/phút

Số vòng quay: $n = (1500 \div 3000)$ v/phút

$$n_{\max} = (12.000 \div 15.000) \text{ v/phút}$$

Hiệu suất: $\eta_0 = 0.95 \div 0.96$; $\eta = 0.87 \div 0.90$

1.2.2. Tính lưu lượng lý thuyết trong bơm bánh răng.

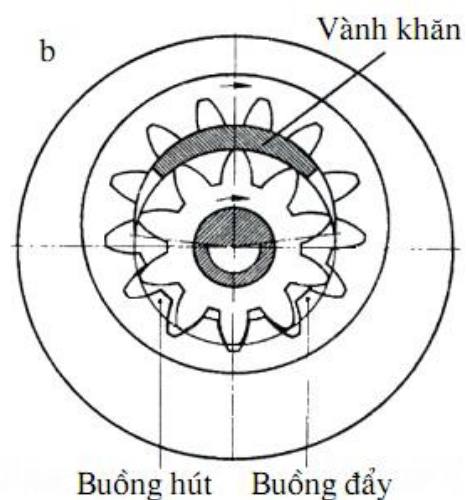
a. Lưu lượng trung bình:

Giả thiết:

Chất lỏng điền đầy rãnh răng

Thể tích rãnh răng bằng thể tích răng (trong thực tế $V_{\text{rãnh}} > V_{\text{răng}}$)

Gọi Z là số răng của bánh răng chủ động, V là thể tích của 1 răng.



Hình 1- 3: Bơm bánh răng ăn khớp trong

Trong 1 vòng quay bánh răng chủ động (1) gạt được thể tích chất lỏng là $Z.V$, bánh răng bị động (2) cũng gạt được thể tích chất lỏng là $Z.V$. Do đó lưu lượng riêng của bánh răng là:

$$Q = 2.Z.V = Z.(V_{\text{rãnh}} + V_{\text{răng}}) = V_{\text{Giới hạn bởi đỉnh răng và chân răng của BR chủ động}}$$

$$q = b \cdot \pi D \cdot h = \pi D b 2m = \frac{2\pi D^2 b}{Z}$$

Trong đó:

D: Bán kính vòng chia (vòng tròn trung bình giữa vòng đỉnh và vòng chân)

b: Bề rộng rãnh răng

h: Chiều cao của răng

m: Mô đun của bánh răng

b. Lưu lượng lý thuyết trung bình là: $Q_{lt} = q \cdot \frac{n}{60}$

$$\text{Mà } q = \frac{2\pi \cdot D^2 \cdot b \cdot n}{60.Z} \quad \text{nên} \quad Q_{lt} = \frac{2\pi \cdot D^2 \cdot b \cdot n}{60.Z}$$

$$\text{Do } V_{\text{Rãnh}} > V_{\text{Răng}} \text{ nên thay } \pi = 3,5 \quad Q_{lt} = \frac{7 \cdot D^2 \cdot b \cdot n}{60.Z}$$

Lưu lượng tính theo số liệu bánh răng chủ động vì $n_{\text{đổ}}$ chính là số vòng quay của bánh răng chủ động.

Với bánh răng dịch chỉnh:

$$Q_{lt} = 2\pi \cdot b \cdot n \cdot (R_2^2 - R_1^2 - m^2 \cdot \cos \alpha_o) \quad (\text{m}^3/\text{ph})$$

R_1, R_2 : Bán kính vòng đỉnh, vòng chân

α_o : Góc ăn khớp (20°)

1.2.3. Mô men và lưu lượng tức thời của bánh răng.

a. Mômen cản

Xét 2 bánh răng đang tiếp xúc tại A, phía trên điểm A, áp suất tác dụng là P_d phía dưới điểm A áp suất tác dụng là P_h : độ chênh áp $\Delta p = p_d - p_h$ tác dụng vào mặt răng đang ăn khớp sẽ sinh ra lực cản tạo mô men cản trong bơm

- Xét bánh răng chủ động:

Mặt răng A: từ A đến chân răng chịu p_h
từ A đến đỉnh răng chịu p_d

Mặt răng B chịu p_h

Vậy 2 mặt răng A, B chịu lực không cân bằng do chênh lệch áp suất tại phần A đến đỉnh răng gây ra mô men cản ngược chiều với chiều quay của trục.

Xét bánh răng bị động:

Mặt răng A: từ A đến đỉnh răng chịu p_h

Từ A đến chân răng chịu p_d

Mặt răng C chịu p_d

Vậy 2 mặt răng A, C chịu lực không cân bằng do chênh lệch áp suất từ A đến đỉnh răng gây ra mô men cản ngược chiều với chiều quay của trục.

+ Tính mômen cản tác dụng lên bánh răng chủ động (1) A, B :

Từ A đến đỉnh răng chịu lực không cân bằng, còn các cặp mặt răng khác áp suất gây áp lực triệt tiêu từng đôi một.

Ta có: Lực $F = \Delta p \cdot b \cdot (R_2 - x)$

$$\text{Cánh tay đòn} \quad \frac{R_2 + x}{2}$$

Mômen cản tác dụng bánh răng chủ động (1):

$$M_1 = p \cdot b \cdot (R_2 - x) \cdot \frac{R_2 + x}{2} \quad \text{hay:} \quad M_1 = \frac{1}{2} \cdot p \cdot b \cdot (R_2^2 - x^2)$$

+ Tính mômen cản tác dụng lên bánh răng bị động (2):

$$M_2 = p \cdot b \cdot (R_2 - y) \cdot \frac{R_2 + y}{2} \quad \text{hay:} \quad M_2 = \frac{1}{2} \cdot p \cdot b \cdot (R_2^2 - y^2)$$

+ Mômen cản tác dụng lên trục bơm :

$$M = M_1 + M_2$$

$$M = p \cdot b \cdot \frac{1}{2} [2R_2^2 - (x^2 + y^2)]$$

x, y xác định từ sơ đồ ăn khớp

$$x^2 = c^2 + (R - k)^2 = c^2 + R^2 + k^2 - 2R \cdot k$$

$$y^2 = c^2 + (R + k)^2 = c^2 + R^2 + k^2 + 2R \cdot k$$

$$x^2 + y^2 = 2R^2 + 2(k^2 + c^2) = 2(R^2 + l^2)$$

$$M = p \cdot b \cdot (R_2^2 - R^2 - l^2)$$

Đối với bánh răng thông thường:

$$R_2 = R + m \Rightarrow M = \Delta p \cdot b \cdot (2R \cdot m + m^2 - l^2)$$

M phụ thuộc vào khoảng cách là l, là khoảng cách từ điểm ăn khớp A đến tâm ăn khớp P, l thay đổi theo thời gian.

$$l = l_{\max} \Rightarrow M_{\min} = p \cdot b \cdot (2Rm + m^2 - l_{\max}^2)$$

$$l = 0 \Rightarrow M_{\max} = p \cdot b \cdot (2Rm + m^2)$$

\Rightarrow có sự dao động mômen quay ảnh hưởng đến sức bền và điều kiện làm việc của bơm (dao động lưu lượng).

$$\text{Bỏ qua tổn thất: } N = M \cdot \omega = \gamma \cdot Q \cdot H = p \cdot Q \Rightarrow Q = \frac{M \omega}{p}$$

$$M = p \cdot b \cdot (2R \cdot m + m^2 - l^2)$$

$$\text{Lưu lượng tức thời: } Q = \omega \cdot b \cdot (2Rm + m^2 - l^2)$$

Do l thay đổi nên lưu lượng Q của bơm dao động có chu kỳ từ Q_{\max} đến Q_{\min} .

Biên độ dao động phụ thuộc vào khoảng cách l , do đó phụ thuộc vào số răng Z và hệ số trùng khớp ε .

Công thức xác định biên độ dao động:

$$A = \frac{\pi^2}{Z^2} \varepsilon \omega^2 R_0^2 \cdot b$$

+ ε : Hệ số trùng khớp

+ R_0 : Bán kính vòng cơ sở

Để đánh giá mức độ dao động lưu lượng của bơm bánh răng ta dùng hệ số dao động lưu lượng:

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{tb}}$$

Công thức gần đúng: (Bơm bánh răng trụ) $\frac{\cos^2 \alpha}{Z}$

α : Góc ăn khớp; $\alpha = 20^\circ$ với bánh răng tiêu chuẩn.

So với bơm piston thì mức độ dao động lưu lượng của bơm bánh răng nhỏ hơn nhiều.

Tổn thất và hiệu suất trong bơm bánh răng :

b. Tổn thất thủy lực:

- Do ma sát của chất lỏng với các bản mặt làm việc.

- Do tổn thất dọc đường và tổn thất cục bộ trong chuyển động từ ống hút đến ống đẩy.

Tổn thất thủy lực có giá trị nhỏ và thường được bỏ qua. $\eta_H = 1$

c. Tổn thất lưu lượng:

$$\eta_Q = 0,7 \rightarrow 0,9$$

* Do rò rỉ chất lỏng từ khoang áp suất cao đến khoang áp suất thấp và rò rỉ ra ngoài, sự rò rỉ này diễn ra theo 2 con đường:

+ Mặt đầu răng và vỏ bơm: $70\% \Rightarrow 80\%$ rò rỉ.

+ Đỉnh răng và vỏ bơm:

Nếu tăng khe hở mặt đầu 0,1 mm thì η_Q giảm 20%

Nếu tăng khe hở đỉnh răng 0,1 mm thì η_Q giảm 0,25%

Giảm khe hở mặt đầu bằng cách dùng đĩa tự lực hay tự chỉnh, luôn luôn điều chỉnh khe hở làm khe hở có giá trị nhỏ nhất.

* Do chất lỏng không điền đầy rãnh răng trong quá trình làm việc do lực ly tâm làm chất lỏng văng ra

+ Nếu $p_{lytâm} > p_{hút}$ thì chất lỏng sẽ không điền đầy rãnh răng được, do đó:

- Hạn chế vận tốc vòng của đỉnh răng $v \leq 6 \div 8$ m/s

- Tăng áp suất hút bằng cách đặt bơm thấp hơn mực chất lỏng ở bể hút hoặc tăng áp suất mặt thoáng bể hút.

- Tăng khả năng điền đầy, chọn kết cấu thích hợp của ống hút và ống đẩy:

$$d_{\text{hút}} \geq \frac{1}{8} \text{ vòng bao bánh răng : } v_{\text{hút}} = 2 - 3 \text{ m/s}$$

* Rò rỉ giảm khi độ nhớt chất lỏng tăng lên nhưng độ nhớt tăng thì chất lỏng lại khó điền đầy các rãnh răng.

Hiện tượng chất lỏng không điền đầy các rãnh răng còn gây ra dao động áp lực trong bơm, khi bánh răng quay đến vùng có áp suất cao dòng chất lỏng có áp suất cao sẽ tràn vào rãnh răng gây va đập áp lực.

Tổn thất cơ khí:

- Do ma sát giữa bánh răng và vỏ bơm
- Do ma sát giữa các bề mặt làm việc của răng với nhau.
- Do ma sát trong đệm lót và ổ trục

Nếu vật liệu cặp ma sát là khác nhau thì tổn thất cơ khí nhỏ:

$$\eta_{\text{ck}} = 0,8 \rightarrow 0,95$$

Hiệu suất toàn phần của bơm BR: $0,6 \div 0,85$

1.1. Bơm cánh gạt

1.3.1. Bơm cánh gạt tác dụng đơn

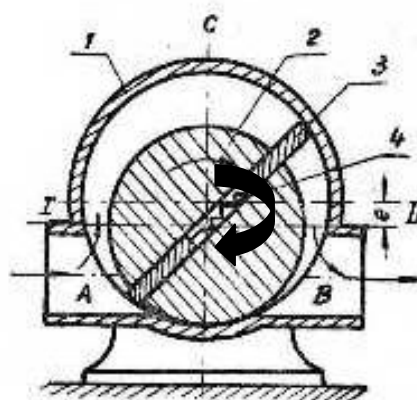
a. Cấu tạo:

Bơm gồm có vỏ hình trụ (1) trong đó có roto (2) đặt lệch tâm 1 khoảng e , trên roto có các bản phẳng (3) có thể trượt trong rãnh của roto và luôn có khuynh hướng đi ra thì vào thành vỏ bơm nhờ lò xo (4). Khi roto quay, các bản phẳng này gạt chất lỏng và gọi là cánh gạt. Phần không gian giới hạn giữa roto với vỏ bơm được gọi là thể tích làm việc.

b. Nguyên lý làm việc :

Giả sử khi làm việc roto quay theo chiều mũi tên, thể tích chứa chất lỏng ở vùng A tăng, áp suất chất lỏng giảm và chất lỏng được hút vào bơm qua ống hút (5). Ở vùng B, chất lỏng bị nén, áp suất tăng và chất lỏng được đẩy vào ống đẩy (6).

Để chất lỏng không bị chảy ngược từ B về A cũng như không bị kẹt trong các thể tích làm việc thì phải bố trí sao cho khi cánh gạt này bắt đầu gạt chất lỏng (vị trí I) thì cánh kia bắt đầu thôi không gạt chất lỏng nữa (ra khỏi vị trí II).



Hình 1- 4: Bơm cánh gạt tác dụng đơn

Lưu lượng tức thời của bơm phụ thuộc vào diện tích bề mặt làm việc và tốc độ vòng của cánh gạt, như vậy lưu lượng bơm nhỏ nhất khi cánh gạt bắt đầu vào vị trí I hoặc ra khỏi II và lớn nhất khi cánh gạt ở vị trí C.

Để bơm có lưu lượng đều hơn: Tăng số cánh gạt Z lên từ $6 \div 12$

Góc giữa 2 cánh gạt :
$$a = \frac{360^\circ}{Z}$$

Để chất lỏng không chảy ngược

Để chất lỏng không chảy ngược từ buồng hút về buồng đẩy, ta bố trí các gờ chắn AB, CD có chiều dài thích hợp để khi bơm làm việc luôn có một cánh gạt nằm trong gờ chắn, nghĩa là góc chắn của AB, CD phải bằng a.

Việc gạt chất lỏng được thực hiện khi chất lỏng khi qua AB, lưu lượng nhỏ nhất khi chất lỏng ở A hoặc B và lớn nhất khi cánh gạt ở vị trí thẳng đứng.

Để cánh gạt luôn có xu hướng đi ra thì vào vỏ bơm, người ta nối thông các đầu rãnh trên roto với bong đẩy để chất lỏng có áp suất cao đi vào rãnh thay thế nhiệm vụ của lò xo đẩy cánh gạt đi xa.

Hai bơm khảo sát trên trong một vòng quay của rôto (1 chu kì làm việc) thực hiện một lần hút và một lần đẩy nên gọi là bơm cánh gạt tác dụng đơn. Nhược điểm của bơm GG tác dụng đơn là có lực ngang tác dụng lên rôto do chênh lệch áp suất giữa hòng đẩy và hòng hút. Do đó phải hạn chế áp suất làm việc của loại bơm này.

Bơm cánh gạt tác dụng kép khắc phục nhược điểm trên.

1.3.2. Bơm cánh gạt tác dụng kép

Kết cấu mặt trong của vỏ bơm không phải là mặt trụ mà có dạng hình Elip, tâm rôto và tâm stato trùng nhau (không có độ lệch tâm).

Khi rôto quay theo chiều mũi tên, chất lỏng được hút vào từ AB và EG do thể tích phía sau các cánh gạt có xu hướng tăng dần.

Tại phía kia (HK và CD) phía trước các cánh gạt có thể tích giảm dần, áp suất tăng lên chất lỏng được đẩy đến cơ cấu chấp hành

Vậy ta có:

AB, EG: Hai hòng hút nối với ống hút

HK, CD: Hai hòng đẩy nối với ống đẩy

Như vậy trong một vòng quay có 2 quá trình hút và đẩy chất lỏng trong bơm tác dụng kép.

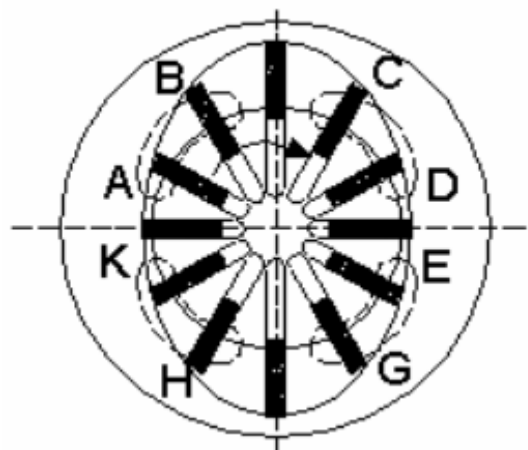
Các hòng hút và bong đẩy được ngăn cách nhau nhờ kết cấu vỏ bơm làm cho các cánh gạt liên tiếp nhau gạt trên các cung đồng tâm.

Do lực hướng trục triệt tiêu lẫn nhau (2 hòng đẩy đối xứng) nên áp suất làm việc trong bơm tác dụng kép có thể lớn hơn trong bơm tác dụng đơn.

Để cánh gạt trượt dễ dàng trong rãnh, cánh có thể bố trí nghiêng 1 góc $\alpha = 6$ đến 13° ngược phía chiều quay rôto.

* Các thông số làm việc và ưu, nhược điểm:

Nhược điểm của bơm cánh gạt:



Hình 1- 5: Bơm cánh gạt tác dụng kép

So với bơm bánh răng, bơm cánh gạt có áp suất làm việc thấp hơn do có lực hướng kính và sự làm kín trong bơm cánh gạt không thể tốt hơn so với bơm bánh răng.

Bơm tác dụng đơn: $p < 20$ at; $Q = (5 - 150)$ l/s; $n = (1000 - 2000)$ v/ph

Bơm tác dụng kép: $p < 70$ at; $Q = (5 - 200)$ l/s; $n = (1000 - 2000)$ v/ph

Hiệu suất nhỏ hơn bơm bánh răng: $\eta = 0,5 \div 0,8$

Ưu điểm của bơm cánh gạt:

- Kết cấu nhỏ gọn, đơn giản.
- Có khả năng điều chỉnh lưu lượng mà không phải thay đổi số vòng quay bằng cách thay đổi độ lệch tâm e (bơm tác dụng đơn).
- Sử dụng trong hệ thống bôi trơn, truyền động thủy lực thể tích, hệ thống cường hóa tay lái.
- Làm việc tốt hơn với chất lỏng là dầu, nếu dùng nước thì sự rỉ sét sẽ gây ra ma sát lớn giữa cánh gạt và rãnh làm giảm khả năng làm việc.

* Lưu lượng của bơm cánh gạt tác dụng đơn

+ Lưu lượng trung bình:

$$Q_{tb} = q \cdot n / 60 \quad q = Z \cdot F \cdot b$$

Z: số cánh gạt, b: bề rộng cánh, F: diện tích mặt cắt thể tích làm việc (giới hạn bởi rôto và stato)

+ Lưu lượng tức thời:

r: Bán kính stato

δ : Chiều dày cánh gạt

Z: Số cánh gạt

h: Chiều cao phần làm việc của cánh gạt

h_{max} : Chiều cao làm việc của cánh gạt ở vị trí cao nhất

$$h_{max} = 2e$$

+ Động học của cánh bơm:

O_1, O_2 : Tâm stator và tâm rotor

Gọi $R = O_2D$ là khoảng cách từ tâm rôto đến đầu cánh, R thay đổi theo góc quay φ của cánh $\varphi = 0 \rightarrow R = 0$

Tam giác O_1O_2D : $R = r \cdot \cos \beta + e \cdot \cos(\pi - \varphi) \rightarrow R = r \cdot \cos \beta - e \cdot \cos \varphi$

$$h = R - (r - e) = r \cdot (\cos \beta - 1) + e \cdot (1 - \cos \varphi)$$

Với $(r - e)$: Bán kính rôto

$$\beta \text{ nhỏ} \Rightarrow \cos \beta \approx 1: \quad \rightarrow \quad h = e \cdot (1 - \cos \varphi)$$

+ Lưu lượng tức thời của bơm:

$$Q_\varphi = u_c \cdot F$$

$F = h \cdot b$: Diện tích làm việc của cánh gạt (phần nhô ra khỏi rãnh):

u_c : Vận tốc vòng của trọng tâm phần làm việc của cánh gạt

$$u_c = \omega \cdot \left(R - \frac{h}{2} \right) \rightarrow u_c = \omega \cdot [r \cos \beta - e \cos \varphi - 0,5e(1 + \cos \varphi)]$$

$$\cos \beta = 1 \quad \rightarrow \quad u_c = \omega \cdot [r - 0,5e \cdot (1 + \cos \varphi)]$$

Khi không kể chiều dày cánh thì:

$$Q_\varphi = b \cdot h \cdot u_c = \omega \cdot [r - 0,5e \cdot (1 + \cos \varphi)] \cdot b \cdot e \cdot (1 - \cos \varphi)$$

$$Q_\varphi = \omega \cdot e \cdot b \cdot [r - 0,5e(1 + \cos \varphi)] \cdot (1 - \cos \varphi)$$

Kết luận: Q thay đổi phụ thuộc góc φ

$$\varphi = 90^\circ, 270^\circ \quad : \quad Q_{\varphi \min} = (r - 0,5e) \cdot e \cdot b \cdot \omega$$

$$\varphi = 180^\circ: \quad Q_{\varphi \max} = 2 \cdot r \cdot e \cdot b \cdot \omega$$

+ Không xét đến trường hợp $\varphi = 0^\circ \div 90^\circ$ và trường hợp $\varphi = 270^\circ \div 0^\circ$ vì có hai cánh gạt luân phiên nhau gạt chất lỏng ở $\varphi = 90^\circ \div 270^\circ$.

* Bơm tác dụng đơn nhiều cánh gạt:

$$\varphi = 180^\circ: \quad Q_{\varphi \max} = 2 \cdot r \cdot e \cdot b \cdot \omega$$

$$\varphi = \pi - \frac{a}{2} \quad \text{vì} \quad a = \frac{360^\circ}{Z} : Q_{\varphi \min} > Q_{\varphi \min} \text{ của bơm 2 CG} \Rightarrow \text{lưu lượng đều hơn bơm 2}$$

cánh gạt.

$Q_{\varphi \min}$ phụ thuộc số lượng cánh gạt vì phụ thuộc vào điểm bắt đầu đi vào gờ chắn để làm việc.

+ Sự hao hụt lưu lượng khi xét đến bề dày cánh gạt:

$$Q'_\varphi : \text{ Lưu lượng hao hụt do bề dày cánh } Q'_\varphi = v \cdot b \cdot \delta$$

$$Q_\varphi : \text{ Lưu lượng bơm cánh gạt}$$

v: Vận tốc tương đối của cánh trượt trong rãnh

$$v = \frac{dh}{dt} = e \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

Xét bơm nhiều cánh gạt ta thấy có $\frac{Z}{2} - 1$ cánh luôn chiếm chỗ trong buồng đầy:

$$Q'_\varphi = e \cdot \omega \cdot b \cdot \delta \cdot \left[\sin \varphi + \sin(\varphi + a) + \dots + \sin \left(\varphi + \left(\frac{Z}{2} - 1 \right) a \right) \right]$$

Gọi $Q_{\varphi \delta}$ lưu lượng của bơm khi kể đến chiều dày cánh

$$Q_{\varphi \delta} = Q_\varphi - Q'_\varphi$$

+ Điều chỉnh lưu lượng:

- Bơm tác dụng đơn: có thể điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi độ lệch tâm e

Nếu 2 tâm trùng nhau: $e = 0 \rightarrow Q = 0$: Thì cánh gạt chỉ khuấy chất lỏng trong khu vực làm việc, không thực hiện việc hút và đẩy chất lỏng.

Nếu 2 tâm lệch nhau $e_{\max} \Rightarrow Q_{lt \max}$

Nếu xô dịch thành vò về phía bên kia, máy làm việc đổi chiều, buồng đẩy trở thành buồng hút.

* Lưu lượng của bơm tác dụng kép:

Đặc điểm: Tại khu vực làm việc thì vành stato có bán kính không đổi R_2 và đồng tâm với rôto nên chiều cao làm việc h của lá cánh cũng không đổi $h = R_2 - R_1$. Do các cánh thay nhau gạt chất lỏng trong 2 cung bán kính R_2 nên lưu lượng không thay đổi theo góc φ (không có sự dao động lưu lượng)

$$u_D = \frac{R_2 + R_1}{2} \omega$$

$$Q = 2 \cdot h \cdot b \cdot u_D \quad Q = 2 \cdot (R_2 - R_1) \cdot \left(\frac{R_2 + R_1}{2} \right) \cdot b \cdot \omega$$

$$Q = \omega \cdot b \cdot (R_2^2 - R_1^2) = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot b \cdot (R_2^2 - R_1^2) = \text{const}$$

Khi kê đến chiều dày cánh : $Q_\delta = Q - \Delta Q$

$$\text{Với: } h' = \frac{r_2 - r_1}{\cos \alpha} : \quad \text{Chiều cao cánh}$$

$$Q_\delta = 2\pi \cdot n \cdot b \cdot (r_2^2 - r_1^2) - 2 \cdot b \cdot \delta \cdot Z \cdot n \cdot \frac{r_2 - r_1}{\cos \alpha}$$

Nhận xét: Q của bơm cánh gạt tác dụng kép bằng const nên áp suất làm việc cũng không thay đổi. Đó là ưu điểm nổi bật của bơm cánh gạt tác dụng kép.

1.4 Bơm piston rôto hướng kính.

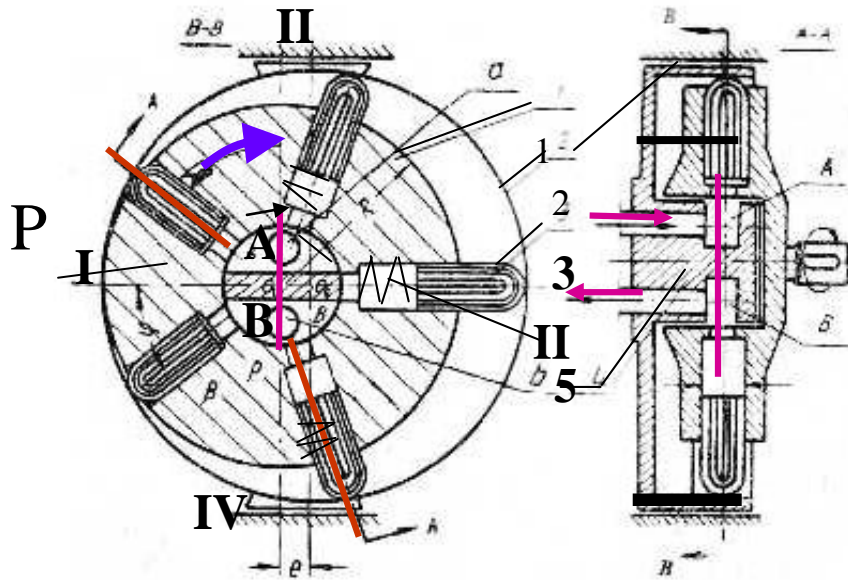
Bơm piston là loại bơm dựa trên nguyên tắc thay đổi thể tích của cơ cấu pit tông – xi lanh. Vì bề mặt của cơ cấu này là mặt trụ, do dễ dàng đạt được độ chính xác gia công cao, bảo đảm hiệu suất thể tích tốt, có khả năng thực hiện được với áp suất làm việc lớn (áp suất lớn nhất có thể đạt được là $p = 700 \text{ bar}$)

Bơm piston thường dùng ở những hệ thống dầu ép cần có áp suất cao và lưu lượng lớn như: máy công trình; máy nén, ép; bơm cao áp trong động cơ Diesel ...

Dựa trên cách bố trí pit tông, bơm có thể phân thành hai loại:

- + Bơm piston hướng kính (bơm hướng tâm)
- + Bơm piston hướng trục

1.4.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc.



Hình 1- 6: Bơm piston rô to hướng kính

Bơm piston rô to hướng kính gồm: Rô to 1, Stator 2 các pít tông 3, thân bơm 4, lò xo 5

Khi rô to quay các piston cùng quay, do rô to và stato được bố trí lệch tâm nên piston có chuyển động tịnh tiến theo phương hướng kính trong các xi lanh (các xi lanh được bố trí theo phương hướng kính trên rô to) tạo ra vùng thể tích thay đổi trong xi lanh và sinh ra quá trình hút ở vùng

A và đẩy ở vùng B. Chất lỏng được hút từ bể qua cửa A vào các xi lanh và được đẩy qua cửa B đến cơ cấu chấp hành.

1.4.2. Tính lưu lượng của bơm piston rô to hướng kính.

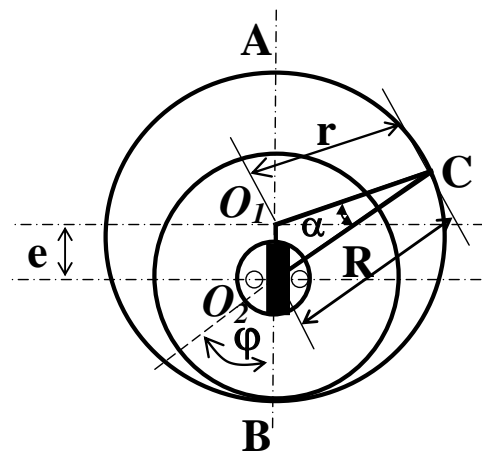
Lưu lượng của bơm piston rô to hướng kính được tính toán bằng việc xác định thể tích của xi lanh.

Nếu ta đặt d là đường kính của xi lanh (cm) thì thể tích của một xi lanh khi rô to quay một vòng là:

$$q = \frac{\pi d^2}{4} h (\text{cm}^3 / \text{vòng})$$

Trong đó:

h – Hành trình piston (cm)



Hình 1-7: Các thông số hình học

Vì hành trình piston

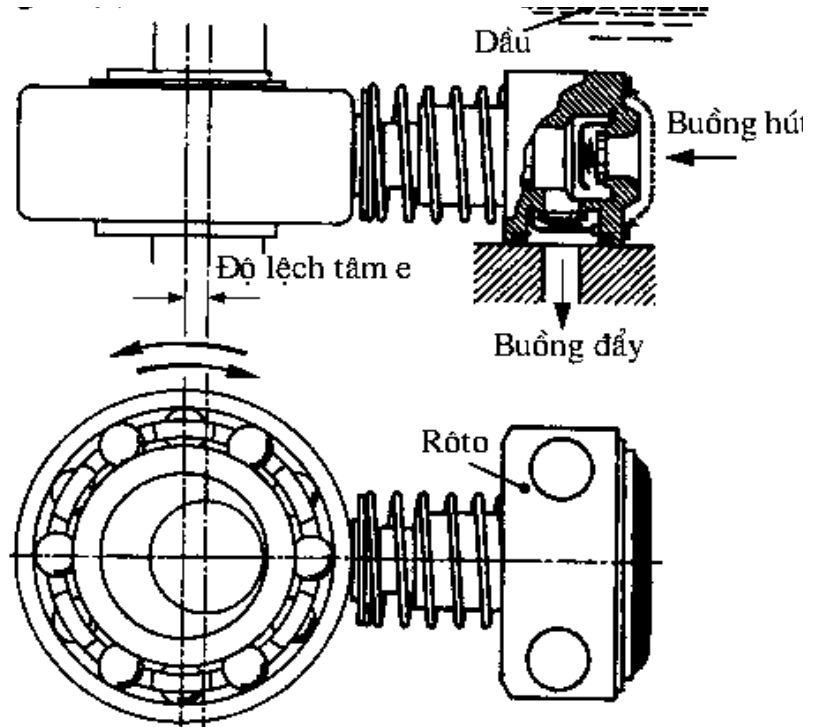
$h = 2e$ (e là độ lệch tâm của Roto và Stator) nên nếu bơm có số pít tông là z và làm việc với số vòng quay là n (vòng / phút) thì lưu lượng của bơm sẽ là: $Q = q.z.n.10^{-3}$ (lít/phút)

$$Q = \frac{10^{-3} \Pi}{4} d^2 e z h \left(\frac{\text{lít}}{\text{phút}} \right)$$

Hành trình của piston thường là:

$$n_{\max} = 1500 \text{ vòng/phút}$$

Lưu lượng của bơm piston hướng tâm có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi độ lệch tâm giữa Roto và Stato



Hình 1- 8: Điều chỉnh lưu lượng bơm hướng tâm

1.5. Bơm piston rôto hướng trục.

1.5.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc.

Bơm piston hướng trục là loại bơm có piston đặt song song với trục rôto và được truyền bằng khớp hoặc bằng đĩa nghiêng. Ngoài những ưu điểm như của bơm piston hướng kính bơm piston hướng trục còn có ưu điểm nữa là kích thước nhỏ gọn hơn, khi có cùng một cỡ với bơm hướng tâm. Ngoài ra so với tất cả các loại bơm khác, bơm piston hướng trục có hiệu suất tốt nhất và hiệu suất gần như không phụ thuộc vào tải trọng và tốc độ quay

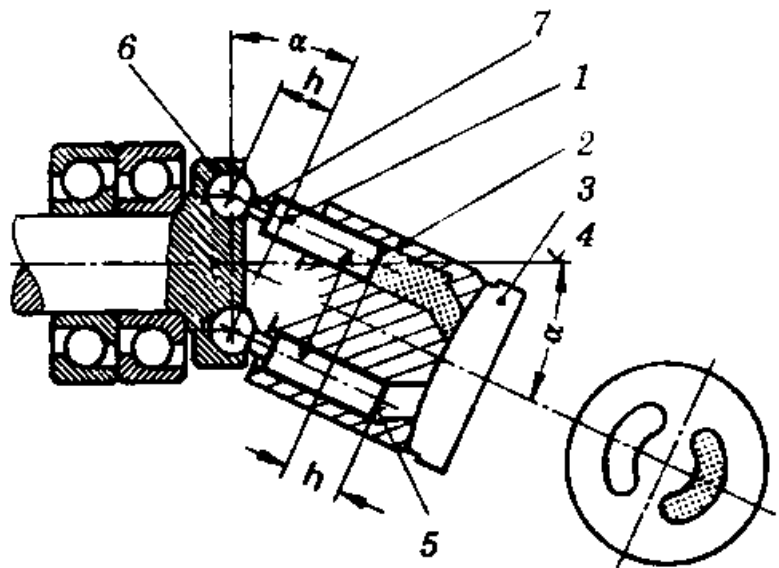
Hình 1- 9:

Bơm piston hướng trục

- 1.Pít tông; 2. Cửa đẩy; 3.Đầu bơm;
- 4. Trục bơm; 5. cửa hút;
- 6. Khớp cầu;

$$h = (1,3 \div 1,4);$$

d và số vòng quay



1.5.2. Tính lưu lượng của bơm piston rôto hướng trục.

Nếu lấy các kí hiệu như ở bơm piston hướng tâm và đường kính trên đó phân bố các xi lanh là D (cm) thì lưu lượng của bơm sẽ là:

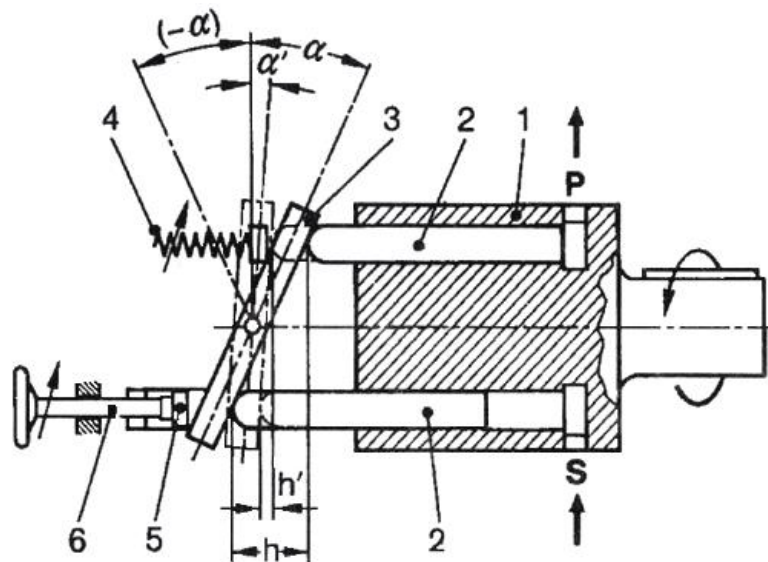
$$Q = 10^{-3} \frac{\Pi d^2}{4} h z n = 10^{-3} \frac{\Pi d^2}{4} z n D t g \alpha \text{ (lít/phút)}$$

Loại bơm này thường được với lưu lượng $Q = 30 \div 640$ lít/phút và áp suất $P = 60$ bar, số vòng quay thường là 1450 vg/ph hoặc 950 vg/ph, nhưng ở những bơm có rô to không lớn thì tốc độ quay có thể đạt từ 2000 ÷ 2500 vg/ph

Bơm pít tông hướng trục hầu hết là điều chỉnh được lưu lượng

Trong các loại bơm pittông, độ không đồng đều của lưu lượng không chỉ phụ thuộc vào đặc điểm chuyển động của pittông, mà còn phụ thuộc vào số lượng của pittông. Độ không đồng đều được xác định như sau:

$$k = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\max}}$$



Hình 1- 10: Điều chỉnh lưu lượng bơm pít tông hướng trục

Độ không đồng đều k còn phụ thuộc vào số lượng pít tông chẵn hay lẻ.

1.6. Bơm Piston và xy lanh thủy lực

1.6.1. Bơm Piston

Là loại chuyên dùng trong sản xuất, hoạt động nhờ tạo lực hút và đẩy hoàn toàn dựa vào hành trình nén, xả của Piston trong xi lanh.

a. Phân loại:

- Theo cách bố trí xi lanh: Loại thẳng đứng và nằm ngang.
- Theo tác dụng: Tác dụng đơn, tác dụng kép, tác dụng 3, tác dụng 4.
- Theo cấu tạo Piston: Dạng đĩa, dạng trụ.
- Theo lưu lượng:

Loại nhỏ: $Q < 15 \text{ m}^3/\text{h}$; Loại trung bình: $Q = 15 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$; Loại lớn: $Q > 60 \text{ m}^3/\text{h}$.

- Theo áp suất:

Áp suất thấp: $P < 10 \text{ at}$; Áp suất trung bình: $P: 10 \div 20 \text{ at}$; Áp suất cao $P > 20 \text{ at}$.

b. Cấu tạo của Bơm Piston: Là loại bơm thể tích cơ bản gồm các chi tiết: Xi lanh, piston, van hút và van xả.

* Piston: Là chi tiết hợp với Xi lanh tạo ra áp suất trong xi lanh và đẩy chất lỏng ra ngoài, piston chịu lực đẩy và hút của chất lỏng, để tăng độ kín và hạn chế sự rò rỉ chất lỏng giữa các khoang công tác với nhau, thường chế tạo các rãnh trên thân piston để lắp phớt, xéc măng hoặc đôi khi không lắp tùy theo mục đích sử dụng.

Có hai loại: Piston hình trụ và Piston hình đĩa.

* Xi lanh: Có dạng hình trụ rỗng, được làm bóng bề mặt công tác. Chất lượng độ bóng, chiều dài và đường kính phụ thuộc vào nhu cầu về áp suất và tốc độ làm việc của bơm. Xi lanh có thể là loại rời hoặc được đúc liền với vỏ bơm, vật liệu chế tạo thường là gang, thép hoặc hợp kim.

* Hộp van và van: Là tổ hợp các chi tiết được lắp nối với piston và xi lanh công tác, cho phép chất lỏng chuyển động theo chiều được sắp đặt.

Van có cấu tạo khá đa dạng: Dạng nấm, bi cầu, bản lề... thường được chế tạo bằng kim loại, bọc da, cao su, vải hoặc chất dẻo.

c. Nguyên lý hoạt động:

Bơm tác dụng đơn:

Quá trình hút: Khi trục của bơm

được tác động bởi trục quay

quay theo chiều kim đồng hồ,

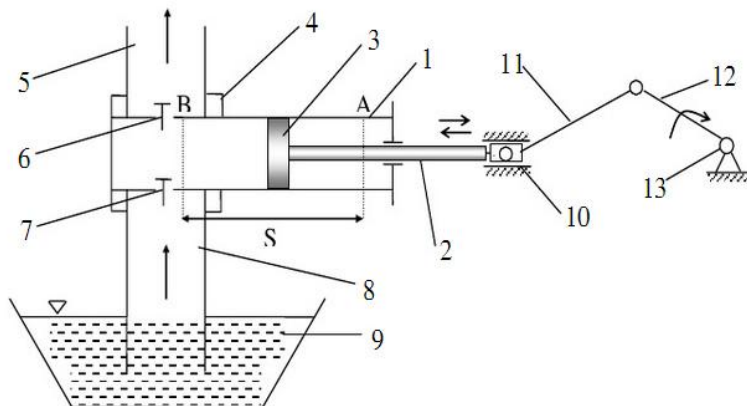
tác động làm piston 1 chuyển

động tịnh tiến trong xi lanh 2,

tạo ra độ chân không trong xi

lanh và hộp van 3, van hút 4 mở

hút môi chất công tác vào xi lanh 2 và hộp van 3.



Hình 1 -11 Bơm Piston tác dụng đơn

Quá trình đẩy: Trục quay tiếp tục quay theo chiều kim đồng hồ, piston chuyển động tịnh tiến sang trái ép môi chất công tác trong xi lanh và hộp van, van hút đóng, van xả mở, piston tiếp tục chuyển động đẩy môi chất công tác đi theo cửa xả cung cấp cho hệ thống.

d. Tính toán bơm Piston:

* Lưu lượng trung bình của bơm piston Q_{tb} :
$$Q_{tb} = \frac{\pi D^2}{4} S n$$

D – Đường kính Piston; S: Hành trình Piston; n: Số vòng quay trong 1 đơn vị thời gian.

Nếu 1 bơm Piston có i hiệu lực (i: Số xi lanh công tác cùng lai trên 1 động cơ).

Ta có:
$$Q_{tb} = \frac{\pi D^2}{4} S n i$$

Thực tế luôn có sự rò rỉ chất lỏng, do đó phải tính đến: η_Q (Hiệu suất lưu lượng của bơm)

Nên:
$$Q_{tb} = \frac{\pi D^2}{4} S n i \eta_Q$$

* Lưu lượng tức thời: Để xét sự biến thiên về sản lượng của bơm ta thấy: $Q = AV$

Trong đó: Tiết diện xi lanh $A = \frac{\pi D^2}{4} = const$; V: Vận tốc của Piston trong Xi lanh.

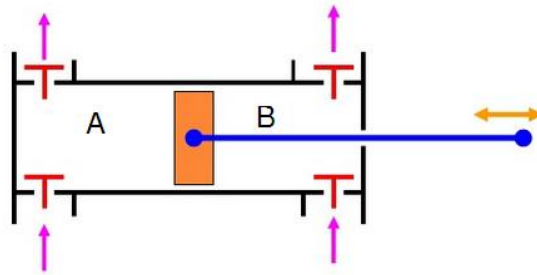
Do V không đều trong hành trình S nên sản lượng của bơm không đều và để đánh giá ta sử dụng hệ số không đồng đều lưu lượng, được tính bằng tỷ số giữa lưu lượng tức thời cực đại và lưu lượng trung bình cho một chu kỳ của bơm:

$$\delta = \frac{q_{max}}{q_{tb}} = \frac{V_{max}}{V_{tb}} ; V_{max} = R w$$
 (R: bán kính tay quay; w: Vận tốc trục khuỷu)

$$V_{tb} = \frac{R w}{\pi}$$

Nên: $\delta = \frac{\pi R_w}{R_w} = \pi = 3,14$

-Hệ số không đồng đều của bơm 2 tác dụng (Tác dụng kép):



$$Q_{\max} = \frac{\pi D^2}{4} R_w; Q_{ib} = 2 \frac{\pi D^2}{4} S n; \delta_2 = \frac{Q_{\max}}{Q_{ib}} = \frac{\pi}{2} = 1,57; S: \text{Hành trình Piston} = 2R$$

- Hệ số không đồng đều của bơm 3 tác dụng: $\delta_3 = \frac{\pi}{3} = 1,047$

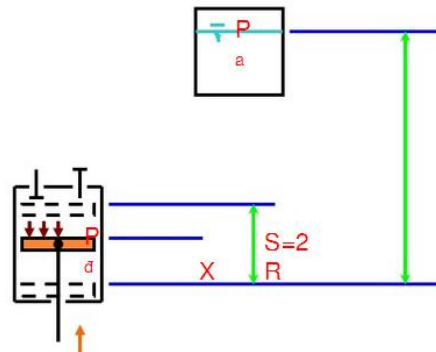
* Cột áp của bơm trong quá trình đẩy

Sơ đồ tính cột áp đẩy:

S: Hành trình bơm;

X: Quãng đường chuyển động của piston trong xi lanh.

H_d : Độ cao đẩy hình học.



Cột áp của bơm phụ thuộc vào lưu lượng

và áp suất công tác. Đối với bơm piston giá trị lưu lượng và áp suất biến thiên theo thời gian và phụ thuộc tốc độ quay n.

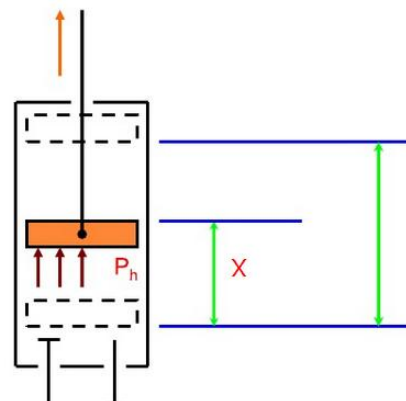
Khi bơm thực hiện quá trình đẩy, đỉnh piston chịu 1 áp lực P_d (Áp lực đẩy) và kể từ đỉnh piston trở lên tới mặt thoáng đẩy tạo thành một đường dòng liên tục:

$$P_a, h_d = \cos nt. H_d = \frac{P_d}{\gamma} = f_d(t, n); t: \text{Thời gian}; n: \text{Tốc độ quay.}$$

* Cột áp của bơm trong quá trình hút:

Giá trị cột áp hút biến thiên theo thời gian, phụ thuộc vào tốc độ quay n và quãng đường piston thực hiện được :

$$H_h = \frac{P_h}{\gamma} = f_h(t, n)$$



* Công suất và hiệu suất của bơm :

+ Tính theo đồ thị công chỉ thị: Giả sử qua giản đồ công chỉ thị ta tìm được áp suất p_i của bơm . Lúc đó :

$$N_i = p_i \frac{\pi D^2}{4} Z n; N_{đc} = \frac{N_i}{N_{bom}}; \eta_{bom} = \eta_{thuylyc} \eta_{cokhi} \eta_{luuluong}$$

Trong đó: p_i : Áp suất chỉ thị trung bình; D: Đường kính piston;

Z: Số piston – xi lanh trong 1 bơm; n: số vòng quay.

+ Tính theo cột áp đo được:

$$N_i = \gamma Q H_i; H_i = \frac{p_d + p_h}{\gamma} + \frac{v_d^2 + v_h^2}{2g}; N_{đc} = \frac{N_i}{\eta} = \frac{N}{\eta_{cokhi} \eta_{thuylyc} \eta_{luuluong}}$$

Trong đó: p_h : Giá trị áp suất tuyệt đối tại cửa hút; p_d : Giá trị áp suất tuyệt đối tại cửa đẩy;
 γ : Trọng lượng riêng của chất lỏng tại áp suất đó; v: Vận tốc trung bình chất lỏng; h: Độ cao hình học đối với một mặt chuẩn nào đó xác định; g: Gia tốc trọng trường.

e. Ưu nhược điểm của bơm piston;

Ưu điểm: + Khả năng tự hút tốt, tạo được cột áp cao.

+ Có hiệu suất cao vì tổn thất lưu lượng nhỏ.

+ Có thể thay đổi thể tích làm việc, với cùng một tốc độ quay có thể thay đổi lưu lượng khác nhau.

+ Phù hợp khi cần có áp suất cao.

+ Giảm được sự dao động trong mạch thủy lực khi làm việc ở áp suất cao.

Nhược điểm: + Kết cấu khá phức tạp, trọng lượng và kích thước lớn.

+ Lưu lượng và áp suất không đều nên thường phải bố trí thêm bình điều áp trên đường đẩy, giá thành cao.

1.6.2. Xi lanh thủy lực

a. Nhiệm vụ: Xi lanh thủy lực là cơ cấu chấp hành dùng để biến đổi thế năng của dầu thành cơ năng, thực hiện chuyển động thẳng.

b. Phân loại: Xi lanh thủy lực được chia ra làm 2 loại: xi lanh lực và xi lanh quay (hay còn gọi là xi lanh mô men).

Trong xi lanh lực, chuyển động tương đối giữa pittông với xi lanh là chuyển động tịnh tiến.

Trong xi lanh quay, chuyển động tương đối giữa pittông với xi lanh là chuyển động quay (với góc quay thường nhỏ hơn 370°).

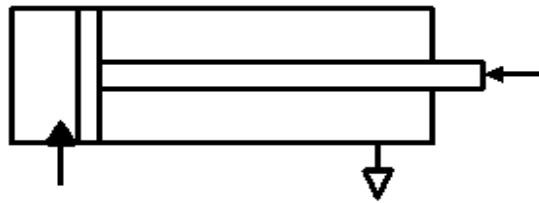
Piston bắt đầu chuyển động khi lực tác động lên một trong hai phía của nó (lực đó có thể là lực áp suất, lực lò xo hoặc cơ khí) lớn hơn tổng các lực cản có hướng ngược lại chiều chuyển động (lực ma sát, thủy động, phụ tải, lò xo,...)

Ngoài ra, xi lanh truyền động còn được phân loại:

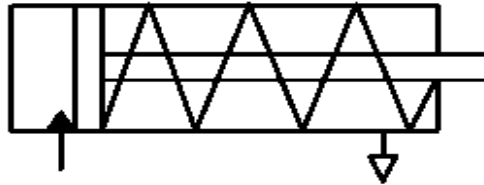
Theo cấu tạo:

/ Xi lanh đơn

Lùi về nhờ ngoại lực

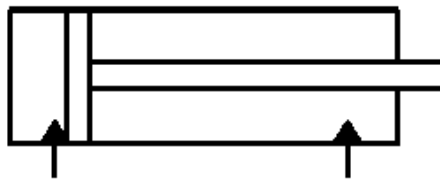


Lùi về nhờ lò xo

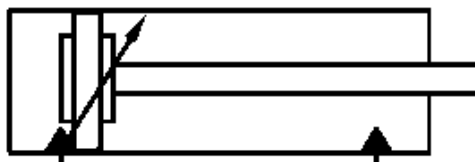


/ Xi lanh kép

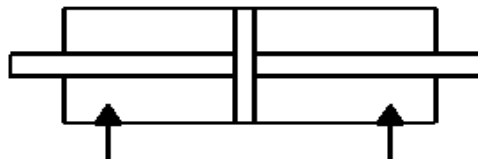
Lùi về bằng thủy lực



Lùi về bằng thủy lực có giảm chấn



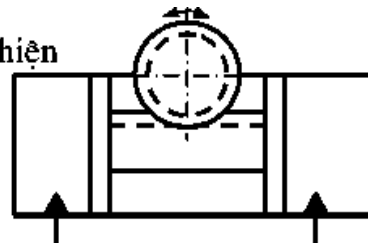
· Tác dụng cả hai phía



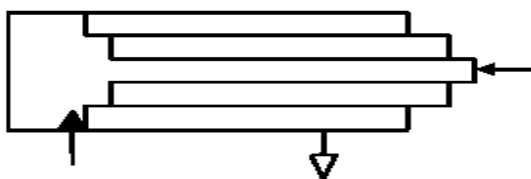
Tác dụng quay



Kiểu thực hiện



Xi lanh vi sai



Tác dụng đơn



Tác dụng kép

Theo kiểu lắp ráp

- + Lắp đặt thân
- + Lắp đặt mặt bích
- + Lắp xoay
- + Lắp gá ở 1 đầu xi lanh

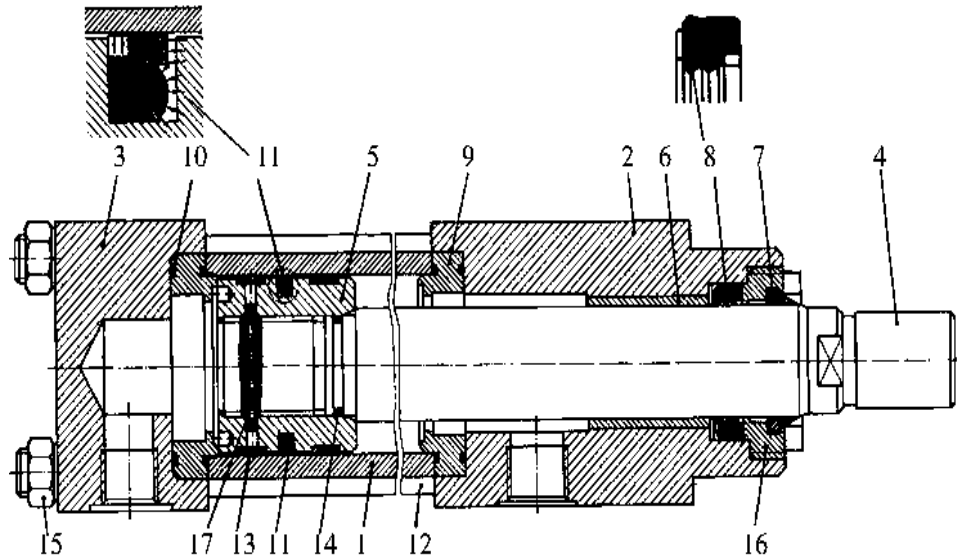
xi lanh

1.6.3 Cấu tạo xi lanh

Cấu tạo xi lanh tác dụng kép có cần pít tông một phía

Một số xi lanh thông dụng:

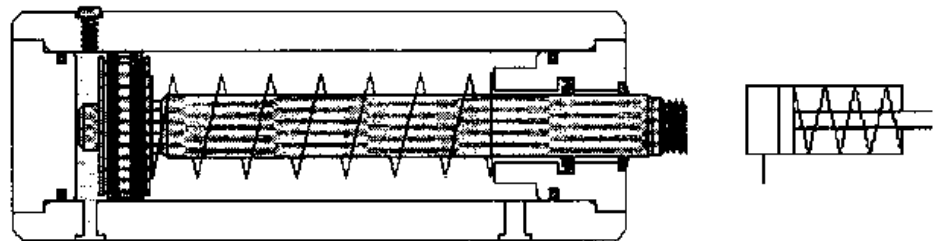
a) Xi lanh tác dụng đơn gồm:



Hình 1-11. Cấu tạo xi lanh tác dụng đơn

1. Thân; 2; 3. Mặt bích 2 đầu xi lanh; 4. Cần pít tông; 5. Pít tông; 6. Ổ trượt; 7. Vòng chắn dầu; 8. Vòng đệm; 9. Tấm nối; 10. Cao su làm kín (chữ O); 11. Vòng làm kín pít tông; 12. Ống nối; 13. Tấm dẫn hướng; 14. Vòng chắn hình; 15. Đai ốc; 16. Vít chặn; 17. Ống nối

Chất lỏng làm việc chỉ tác động một phía của pittông và tạo nên chuyển động một chiều. Chiều chuyển động ngược lại được thực hiện nhờ lực lò xo.



Hình 1- 12: Xi lanh tác dụng đơn (chiều ngược lại bằng lò xo)

b) Xi lanh tác dụng kép

Chất lỏng làm việc tác động vào hai phía của pít tông và tạo nên chuyển động hai chiều

1.6.4 Tính toán xi lanh truyền lực

a) Diện tích A, lực F và áp suất P

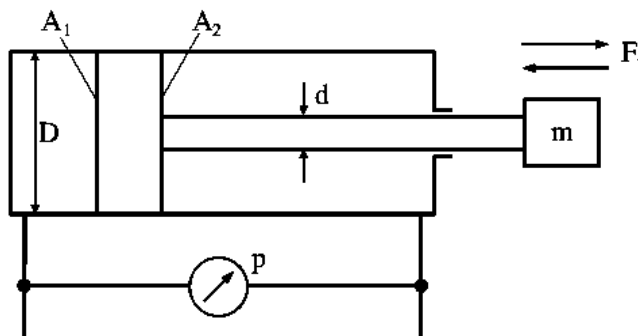
+ Diện tích pít tông

$$A_1 = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$$

+ Lực $F_t = p.A$

+ Áp suất $P = \frac{F_t}{A}$



Hình 1- 12: Áp suất p, lực F trong xi lanh

Trong đó:

A- Diện tích pít tông (cm²); D- Đường kính xi lanh (cm); d- Đường kính cần piston (cm);
p- Áp suất (bar); Ft- Lực (kN).

Nếu tính đến tổn thất ở xi lanh, để tính toán đơn giản, ta chọn:

+ Áp suất:

$$P = \frac{F_t}{A\eta} 10^4$$

+ Diện tích pít tông: $A = \frac{\pi d^2}{4} 10^{-2}$

Trong đó: d- Đường kính pít tông (mm)

η - Hiệu suất (được lấy theo bảng sau):

P (bar)	20	120	160
η (%)	85	90	95

Như vậy pít tông bắt đầu chuyển động được khi lực $F_t > F_G + F_A + F_R$

Trong đó: F_G - Trọng lực;

F_A - Lực gia tốc;

F_R - Lực ma sát.

b. Quan hệ giữa lưu lượng Q, vận tốc v và diện tích A

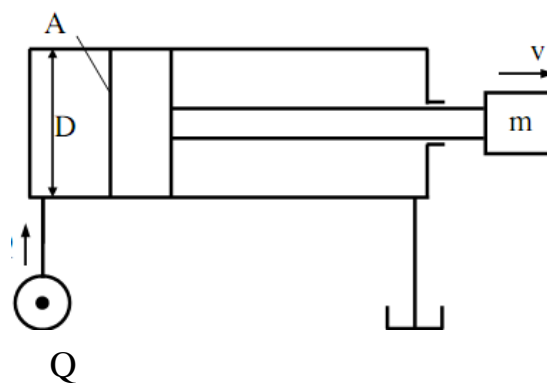
Lưu lượng chảy vào xi lanh tính theo công thức

sau: $Q = A.v$

Để tính toán đơn giản ta chọn:

$$Q = A.v.10^{-1}$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} 10^{-2}$$



Hình 1- 13: Quan hệ giữa Q, v và A

Trong đó: D – Đường kính [mm]; A – Diện tích của xi lanh [cm²];

Q – Lưu lượng [lít/phút]; V – Vận tốc [m/phút];

Câu hỏi thảo luận chương 1

Lý thuyết:

Câu 1. Nêu nhiệm vụ của hệ thống truyền động thủy lực thể tích (HTTĐ-TLTT)? Ưu nhược điểm của HTTĐ-TLTT?

Câu 2. Trình bày cấu tạo và nguyên lý hoạt động của Bơm bánh răng; bơm cánh gạt; bơm pít tông; động cơ thủy lực và xi lanh thủy lực?

Câu 3. So sánh sự giống nhau, khác nhau giữa bơm bánh răng với bơm cánh gạt? giữa bơm thủy lực với động cơ thủy lực và xi lanh thủy lực?

Câu 4. Phân tích ưu, nhược điểm của bơm pít tông hướng trục, bơm pít tông hướng kính? bơm bánh răng ăn khớp trong, bơm bánh răng ăn khớp ngoài?

Câu 5. Trình bày khái niệm về máy thủy lực thể tích?

Bài tập:

Câu 1. Tính lưu lượng của bơm thủy lực 3 pít tông điều khiển bằng trục khuỷu biết: Đường kính xi lanh $d = 20$; khoảng cách tâm trục khuỷu với tâm cổ biên là 15 (lưu lượng rò rỉ coi như không có)

Câu 2. Tính lưu lượng của bơm pít tông rô to hướng kính 2 xi lanh biết: Đường kính pít tông $d = 12$; độ lệch tâm của trục dẫn động bơm $e = 7$; vận tốc trục dẫn động $n = 950$ v/p.

Câu 3. Tính lưu lượng của bơm pít tông rô to hướng kính 3 xi lanh biết: Đường kính pít tông $d = 12$; độ lệch tâm của trục dẫn động bơm $e = 10$; vận tốc trục dẫn động $n = 950$ v/p.

Chương 2 CƠ CẤU ĐIỀU KHIỂN VÀ CÁC PHẦN TỬ TRUNG GIAN TRONG TRUYỀN ĐỘNG THỂ TÍCH

2.1. Cơ cấu phân phối.

2.1.1. Con trượt phân phối.

a. Cơ cấu phân phối (van đảo chiều)

Cơ cấu phân phối dùng để đổi nhánh dòng chảy ở các nút của lưới đường ống và phân phối chất lỏng vào các đường ống theo một qui luật nhất định. Nhờ đó có thể đảo chiều chuyển động của cơ cấu chấp hành (động cơ thủy lực) hoặc điều khiển cơ cấu chấp hành chuyển động theo một quy luật nhất định.

Chất lỏng từ bơm trước khi vào động cơ thủy lực thường đi qua cơ cấu phân phối để đi vào các hướng khác nhau của lưới ống. Cơ cấu phân phối có 2 bộ phận chính là vỏ và bộ phận đổi hướng. Ở vỏ có khoét các cửa lưu thông nối với lưới đường ống của hệ thống. Bộ phận đổi hướng đi chuyển trong vỏ để phân phối chất lỏng vào các cửa lưu thông, bộ phận đổi nhánh có thể là piston bậc, ngăn kéo, núm xoay... Ta có các loại cơ cấu phân phối kiểu con trượt phân phối, khóa phân phối và van phân phối.

Con trượt phân phối:

Bộ phận đổi nhánh là con trượt có thể là piston bậc hoặc ngăn kéo (trioa), thường dùng nhất là loại piston bậc.

Nguyên lí làm việc: Di chuyển con trượt để đóng, mở đường dầu.

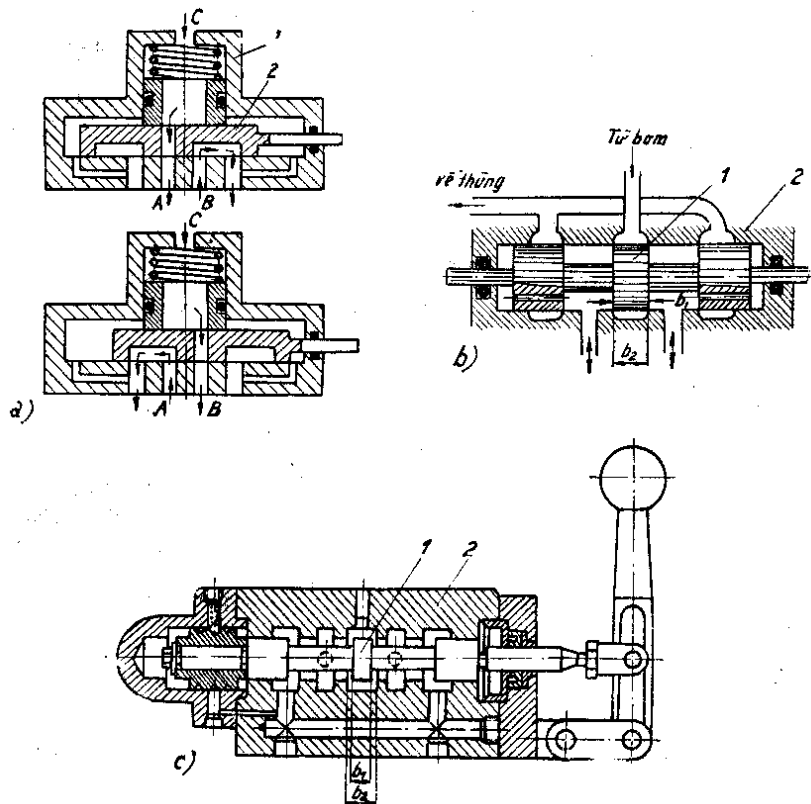
Dựa vào số vị trí và số cửa để phân biệt các loại trượt phân phối:

Số vị trí: Là chỗ định vị con trượt của van, thường có 2,3, vị trí.

Số cửa (đường dẫn): Là số lỗ dẫn dầu vào ra, thường là 2,3,5

Hình a: Con trượt ngăn kéo phân phối, gồm vỏ 1, các cửa lưu thông A, B

được nối với động cơ thủy lực, ngăn kéo 2 có cần điều khiển (bằng tay hoặc trục cam). Khi đẩy ngăn kéo 2 sang phải, chất lỏng từ bơm qua cửa C sẽ được chuyển đến động cơ thủy lực theo cửa B



Hình 2- 1: Con trượt phân phối

Hình b,c: (Con trượt phân phối kiểu piston) gồm piston bậc di chuyển trong vỏ (xilanh 2), vỏ có các lỗ thông với lưới ống của hệ thống để chất lỏng lưu thông. Khi piston chuyển động trong xilanh, các bậc của piston sẽ đóng, mở các cửa lưu thông.

Như vậy bằng cách điều khiển piston ta có thể chuyển mạch lưu thông của chất lỏng theo ý muốn hoặc đảo chiều bộ phận chấp hành.

Gọi b_1 là bề rộng của bậc piston và b_2 là bề rộng rãnh trong xilanh, ta có 2 trường hợp:

$b_1 > b_2$: Cơ cấu phân phối con trượt có độ đóng dương: ít rò rỉ, làm việc ổn định nhưng kém nhạy

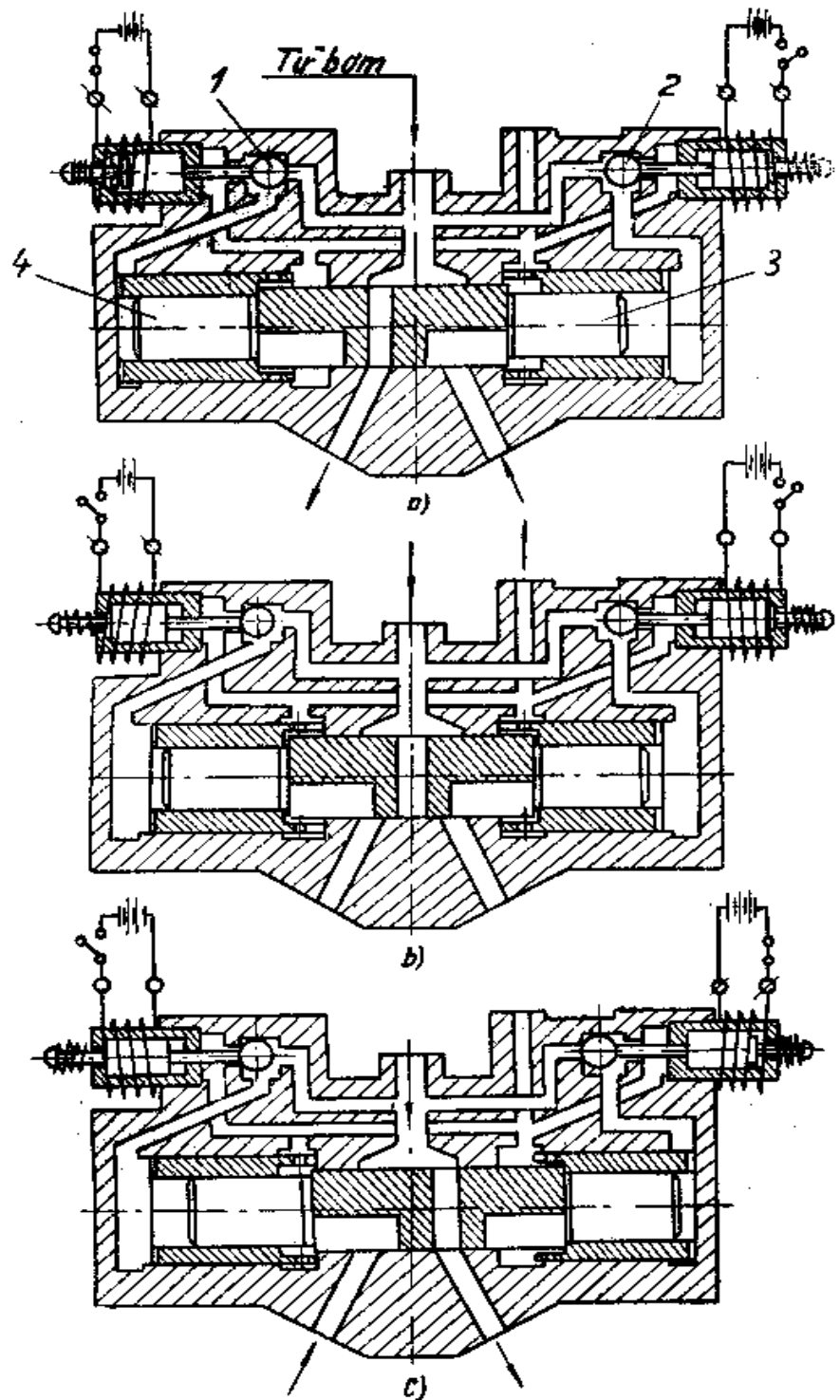
$b_1 < b_2$: Cơ cấu phân phối con trượt có độ đóng âm, rò rỉ nhiều, làm việc khó ổn định nhưng độ nhạy cao.

Con trượt piston phân phối 3 vị trí, bốn cửa

b. Con trượt phân phối điều khiển bằng cơ cấu phân phối phụ

Con trượt piston phân phối tùy động 2 vị trí, bốn cửa, có bộ phận điều khiển là 1 cơ cấu phân phối phụ. Một lượng chất lỏng làm việc từ bơm sẽ đi qua cơ cấu phân phối phụ để làm nhiệm vụ điều khiển.

Khi piston của cơ cấu phân phối phụ di chuyển sang trái, chất lỏng từ cơ cấu phân phối phụ đi vào buồng bên trái của xilanh chính, đẩy piston 2 đi về phía phải. Chất lỏng từ bơm sẽ đi theo đường ống bên phải vào động cơ thủy lực.



Hình 2-2: Con trượt phân phối điều khiển bằng điện

Khi piston của cơ cấu phân phối phụ di chuyển sang phải, chất lỏng từ cơ cấu phân phối phụ đi vào buồng bên trái của xilanh chính, đẩy piston 2 đi về phía trái. Chất lỏng từ bơm sẽ đi theo đường ống bên trái vào động cơ thủy Itra làm thay đổi chiều của động cơ thủy lực.

Ưu điểm: Điều khiển nhẹ nhàng những phụ tải rất lớn của động cơ thủy lực vì cơ cấu phân phối phụ chỉ làm nhiệm vụ điều khiển piston của cơ cấu phân phối chính chứ không điều khiển trực tiếp động cơ thủy lực có phụ tải lớn.

Con trượt ngăn kéo phân phối ba vị trí, điều khiển bằng công tắc điện từ.

Hình a: Ngắt mạch điện cả 2 bên, dưới tác dụng của lò xo, các van bi 1,2 đều mở cửa thông với bơm dẫn chất lỏng vào 2 buồng A, B của các piston 3,4, áp suất chất lỏng tác dụng vào 2 đầu piston giữ ngăn kéo ở vị trí trung gian.

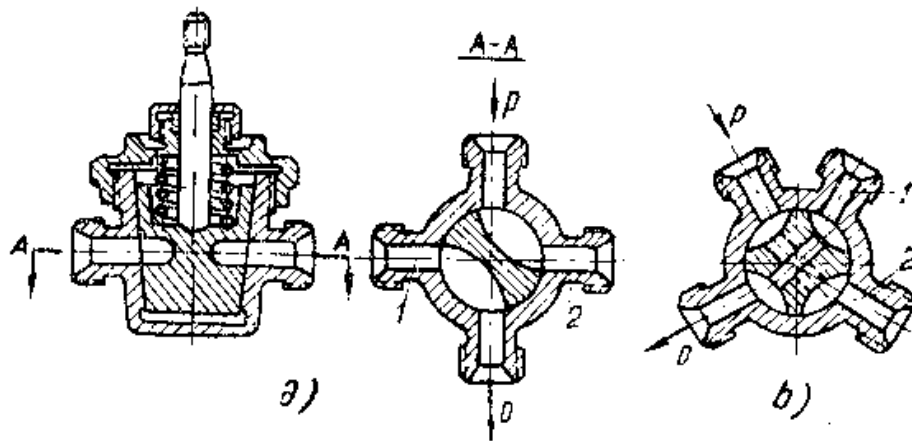
Hình b: Đóng mạch điện ở bên trái, van bi 1 bị nam châm hút về bên phải đóng kín cửa dẫn chất lỏng từ bơm vào 2 buồng A làm áp suất ở buồng này giảm xuống, ngăn kéo bị đẩy về phía trái dẫn chất lỏng từ bơm đến động cơ thủy lực theo cửa bên trái.

Hình c: Ngắt mạch điện ở bên trái, đóng mạch điện ở bên phải, van bi 2 bị nam châm hút về bên trái đóng kín cửa dẫn chất lỏng từ bơm vào buồng B làm áp suất ở buồng này giảm xuống, ngăn kéo bị đẩy về phía phải dẫn chất lỏng từ bơm đến động cơ thủy lực theo cửa bên phải.

2.1.2. Khóa phân phối

Bao gồm vỏ cố định và nút xoay có lắp bộ phận điều khiển

Các ký hiệu:



Hình 2 - 3: Khóa phân phối

p: Đường vào của chất lỏng có áp suất cao

O: Đường thải chất lỏng

Trong mặt cắt AA: Đường 1 thông với đường thải O, đường ống 2 thông với đường áp suất cao (dầu từ bơm vào) (1,2 nối với 2 phía của xilanh lực)

Nút xoay hình nón: Đảm bảo đóng khít, để khắc phục lực dọc trục người ta sử dụng lò xo để nút ép khít vào vỏ. Áp lực chất lỏng càng lớn thì lò xo càng phải cứng do đó lực điều khiển tăng.

Nút hình trụ: điều khiển nhẹ nhàng, để hạn chế rò rỉ do nút lệch về 1 bên người ta khoan các lỗ thông hướng kính trong thân nút làm cho các khoang áp suất lớn đối diện nhau, áp lực tác dụng lên nút cân bằng hơn.

2.1.3. Van phân phối

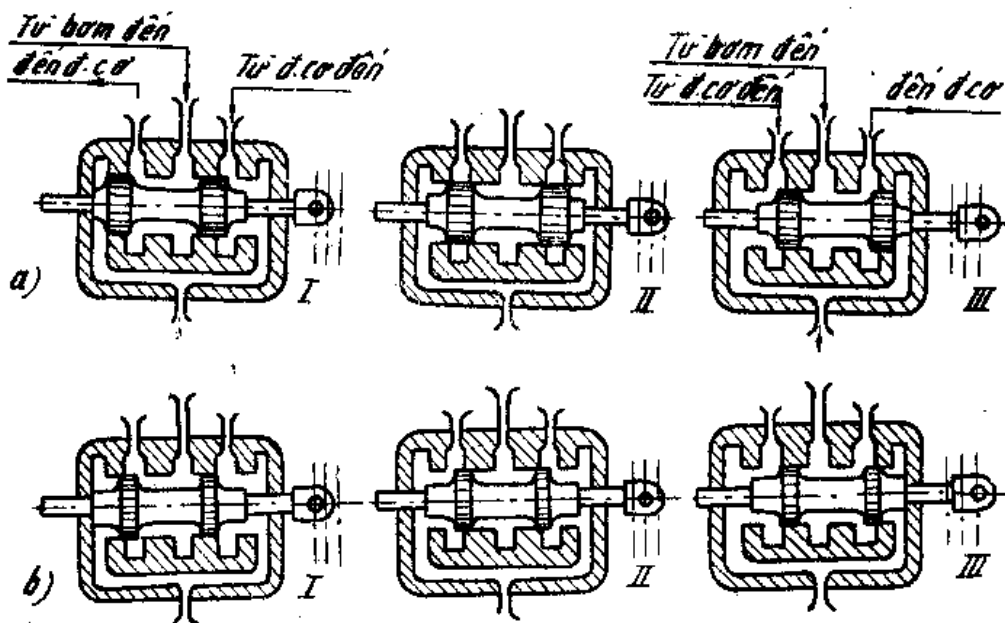
Dùng khi cần phân phối chất lỏng 1 cách gián đoạn theo các quy luật nhất định (hệ thống thủy lực tùy động).

Ưu điểm: Đơn giản, chắc chắn, độ kín khí cao.

Khi không có lực tác dụng nắp van ép khí vào để van nhờ lò xo hoặc trọng lượng bản thân, ngăn không cho chất lỏng chảy qua nó.

Có thể đóng mở van bằng tay, truyền động cơ khí hay điện.

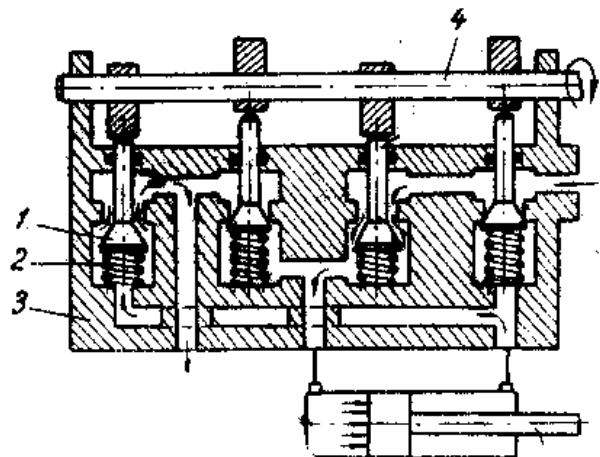
Van phân phối điều khiển bằng trục cam.



Hình 2 - 4: Van phân phối điều khiển bằng trục cam

2.2. Cơ cấu tiết lưu

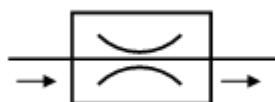
Van tiết lưu dùng để điều chỉnh lưu lượng dầu, do đó điều chỉnh được vận tốc của cơ cấu chấp hành.



Van tiết lưu có hai loại:

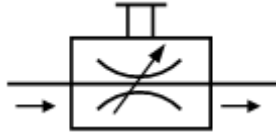
+ Tiết lưu cố định

Kí hiệu :



+ Tiết lưu thay đổi được lưu lượng

Kí hiệu :



Điều chỉnh van tiết lưu bằng cách thay đổi tiết diện lưu thông của chất lỏng.

Tiết lưu có thể đặt ở đường vào hoặc đường ra của cơ cấu chấp hành, thông thường được đặt ở đường ra, khi đó tiết lưu đóng vai trò một van giảm áp.

Gọi F là tiết diện của pít tông xi lanh lực (cơ cấu chấp hành)

v là vận tốc của pít tông xi lanh lực

Lưu lượng của cơ cấu chấp hành là: $Q = F.v$

Gọi A_x là tiết diện chảy qua tiết lưu và $\Delta p = p_2 - p_3$ là hiệu áp khi chất lỏng chảy qua tiết lưu.

Ta có:

$$Q_2 = \mu.A_x \cdot \sqrt{\frac{2.g}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\text{hoặc } A_2.v = \mu.A_x.c \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (c = \sqrt{\frac{2.g}{\rho}} = \text{const})$$

$$\Rightarrow v = \frac{\mu.A_x.c \cdot \sqrt{\Delta p}}{A_2}$$

Trong đó: μ là hệ số lưu lượng

A_x là diện tích mặt cắt của khe hở:

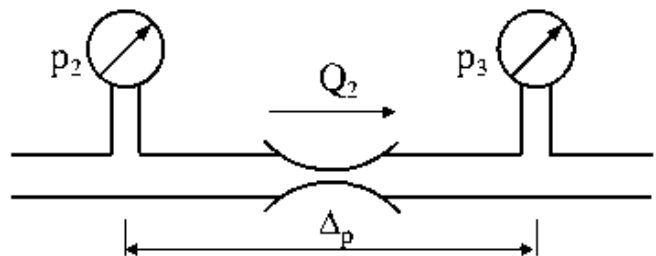
$$A_1 = \frac{\pi.d^2}{4} \quad [\text{m}^2];$$

$\Delta p = (p_2 - p_3)$ là áp suất trước và sau khe hở $[\text{N}/\text{m}^2]$;

ρ là khối lượng riêng của dầu $[\text{kg}/\text{m}^3]$.

Khi A_x thay đổi $\Rightarrow \Delta p$ thay đổi

Vận tốc cơ cấu chấp hành được điều chỉnh nhờ A_x và hiệu áp Δp . Hai trị số này thay đổi được với loại tiết lưu điều chỉnh được.



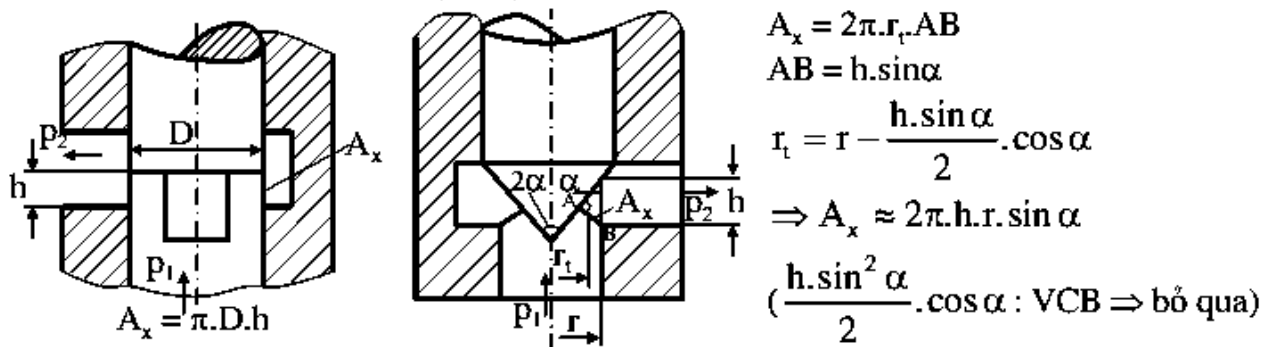
Hình 2-5: Độ chênh lệch áp suất và lưu lượng dòng chảy qua khe hở

Khi đảm bảo được $\Delta p = \text{const}$ thì áp suất làm việc của cơ cấu thay đổi và

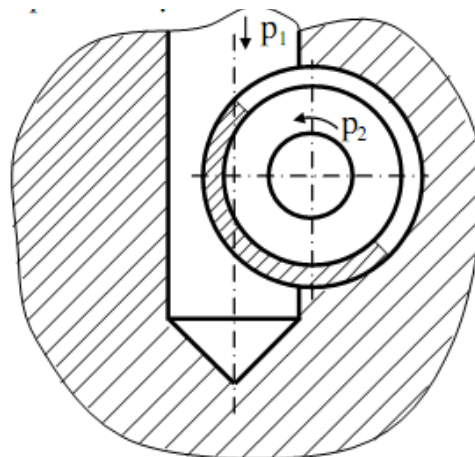
cho A_x không đổi thì đảm bảo được lưu lượng không đổi nghĩa là vận tốc cơ cấu chấp hành không đổi (điều này nghiên cứu qua bộ ổn tốc)

Dựa vào phương thức điều chỉnh lưu lượng, van tiết lưu có thể phân thành hai loại chính: Van tiết lưu điều chỉnh dọc trục và van tiết lưu điều chỉnh quanh trục

+ Van tiết lưu điều chỉnh dọc trục



+ Van tiết lưu điều chỉnh quanh trục



2.3. Các loại van

2.3.1. Van một chiều

Van một chiều:

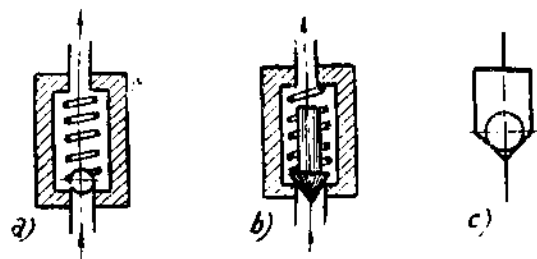
Để dẫn dòng chảy đi theo một hướng, nếu theo hướng ngược lại thì dầu sẽ bị ngăn lại.

Thường đặt ở cửa vào của bơm, khi máy ngừng làm việc, dầu không bị chảy hết về bể dầu, do đó không khí không lọt vào hệ thống.

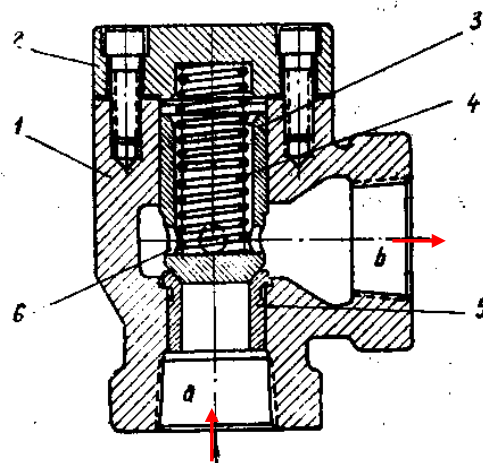
Hình a,b: Van kiểu bi, kiểu côn; có kết cấu đơn giản nhưng khó đóng khít.

Hình d: Van kiểu piston; áp lực chất lỏng thẳng lực lò xo làm chất lỏng chảy từ a sang cửa b. Khi có sự đổi chiều dòng chảy, chất lỏng chảy qua lỗ 6 vào ruột piston 3 tạo áp lực tác dụng lên piston, cùng với lực lò xo đẩy piston ép xuống để van không cho chất lỏng chảy ngược.

Đối với van 1 chiều thì lực lò xo của van phải thật nhỏ để ít gây tổn thất năng lượng. Đối với van kiểu piston (Hình 2 – 7) thì lực lò xo lớn hơn nên sử dụng khi cần thoát lưu lượng lớn và áp suất làm việc cao.



Hình 2 -6: Van một chiều

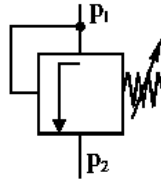


Hình 2-7: Van một chiều kiểu piston

2.3.2 Van tràn và van an toàn

Van tràn và van an toàn dùng để hạn chế việc tăng áp suất chất lỏng trong hệ thống thủy lực vượt quá trị số quy định. Van tràn làm việc thường xuyên, còn van an toàn làm việc khi quá tải

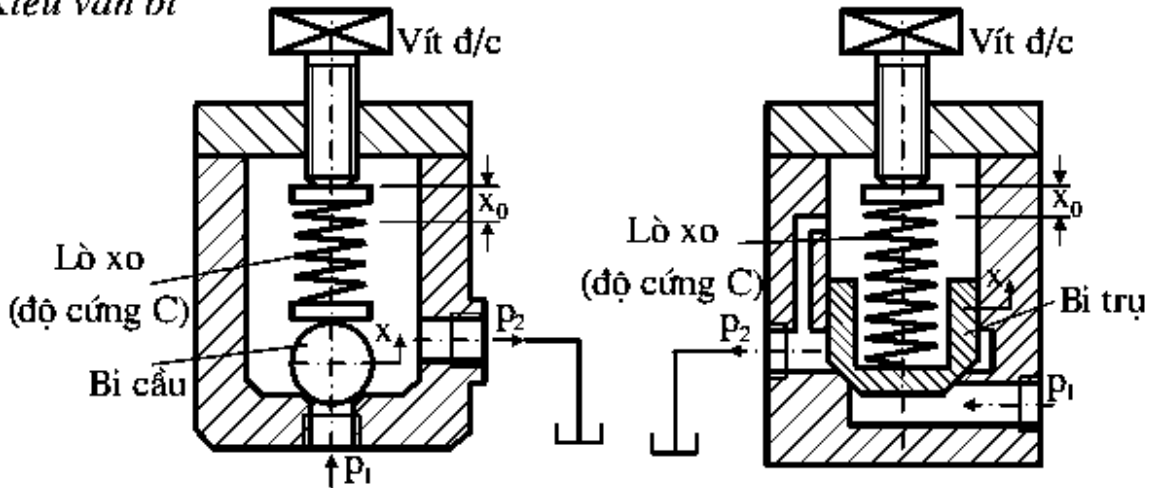
Kí hiệu van tràn:



Van an toàn có nhiều loại:

- + Kiểu van bi (trụ, cầu)
- + Kiểu con trượt (piston)
- + Van điều khiển hai cấp áp suất (phối hợp)

a. Kiểu van bi



Hình 2-8 :Kết cấu kiểu van bi

Khi áp suất p_1 do bơm dầu tạo nên vượt quá mức điều chỉnh, nó sẽ thắng lực lò xo, van mở cửa và đưa dầu về bể. Để điều chỉnh áp suất ta điều chỉnh vít phía trên.

Ta có $p_1.A = C.(x + x_0)$ (bỏ qua lực ma sát, quán tính, $p_2 \approx 0$)

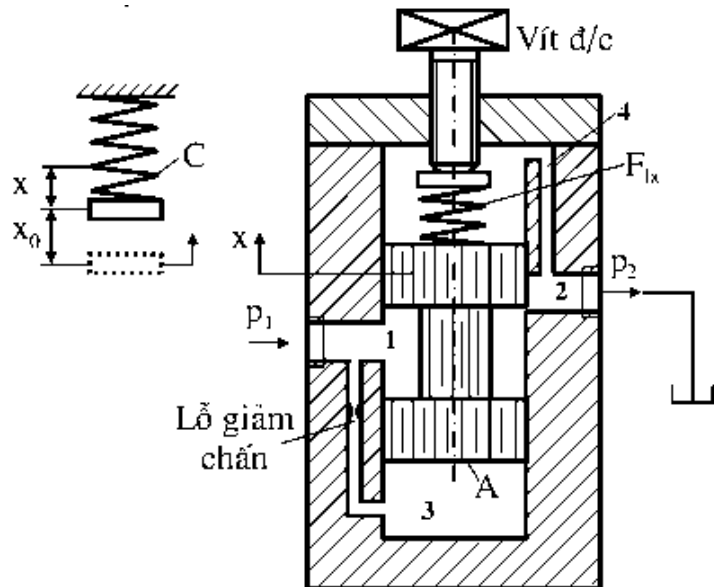
Trong đó:

x_0 - Biến dạng lò xo tạo sức căng ban đầu; C - Độ cứng lò xo; $F_0 = C.x_0$ Lực căng ban đầu; p_1 - Áp suất làm việc của hệ thống; A - Diện tích tác động của bi

Kiểu van bi có kết cấu đơn giản nhưng có nhược điểm: Không dùng được ở áp suất cao, gây ồn khi làm việc. Khi lò xo hỏng, dầu lập tức chảy về bể làm cho áp suất trong hệ thống giảm đột ngột

b. Kiểu van con trượt

Đầu vào cửa 1, qua lỗ giảm chấn vào buồng 3. Nếu như lực do áp suất dầu tạo nên là F lớn hơn lực



Hình 2 - 9: Kết cấu kiểu van con trượt

điều chỉnh của lò xo F_{lx} và trọng lượng G của pít tông, thì pít tông sẽ dịch chuyển lên trên, dầu sẽ qua cửa 2 về bể. Lỗ 4 dùng để tháo dầu dò ở buồng trên ra ngoài.

Ta có: $p_1 \cdot A = F_{lx}$ (bỏ qua ma sát và trọng lượng của pít tông)

$$F_{lx} = C \cdot x_0$$

Khi p_1 tăng $F = p_1^* \cdot A > F_{lx} \Rightarrow$ piston đi lên với dịch chuyển x

$$\Rightarrow p_1^* \cdot A = C \cdot (x + x_0)$$

Nghĩa là: $p_1 \uparrow \Rightarrow$ piston đi lên một đoạn $x \Rightarrow$ dầu ra cửa 2 nhiều $\Rightarrow p_1 \downarrow$ để ổn định

Vì tiết diện A không thay đổi, nên áp suất cần điều chỉnh p_1 chỉ phụ thuộc vào F_{lx} của lò xo.

Loại van này có độ giảm chấn cao hơn loại van bi, nên nó làm việc êm hơn. Nhược điểm của nó là trong trường hợp lưu lượng lớn với áp suất cao, lò xo phải có kích thước lớn, do đó làm tăng kích thước chung của van.

c. Van điều chỉnh hai cấp áp suất

Trong van này có 2 lò xo: Lò xo 1 tác dụng trực tiếp lên bi cầu và với vít điều chỉnh, ta có thể điều chỉnh được áp suất cần thiết. Lò xo 2 có tác dụng lên bi trụ (con trượt), là loại lò xo yếu, chỉ có nhiệm vụ thắng lực ma sát của bi trụ. Tiết diện chảy là rãnh hình tam giác. Lỗ tiết lưu có đường kính từ $0,8 \div 1$ mm

Đầu vào van có áp suất p_1 , phía dưới và phía trên của con trượt đều có áp suất dầu. Khi áp suất dầu chưa thắng được lực lò xo 1, thì áp suất p_1 ở phía dưới và áp suất p_2 ở phía trên con trượt bằng nhau, do đó con trượt đứng yên.

Nếu áp suất p_1 tăng lên, bi cầu sẽ mở ra, dầu sẽ qua con trượt, lên van bi chảy về bể. Khi

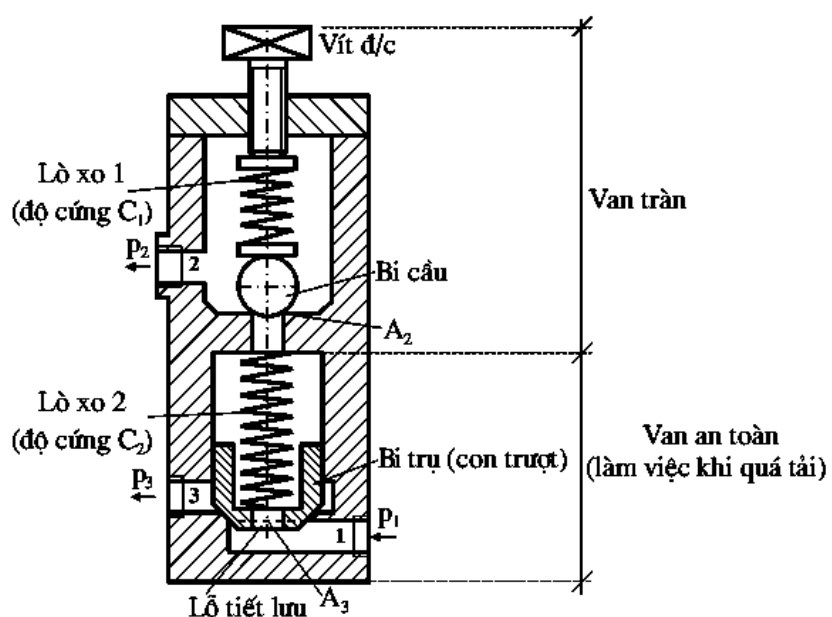
dầu chảy: $A_2 p_1 > C_1 x_2^0; C_2 x_3^0 > p_1 A_3$

Do sức cản của lỗ tiết lưu, nên $p_1 > p_2$, tức là một hiệu áp: $\Delta p = p_1 - p_2$ được hình thành từ phía dưới và phía trên con trượt (lúc này cửa 3 vẫn đóng).

Khi p_1 tăng cao thắng lực lò xo 2 \Rightarrow lúc này cả 2 van đều hoạt động.

Áp suất có thể điều chỉnh trong phạm vi rất rộng:

từ $5 \div 6,3$ bar hoặc có thể cao hơn.



Hình 2 - 10: Kết cấu của van điều chỉnh hai cấp áp suất

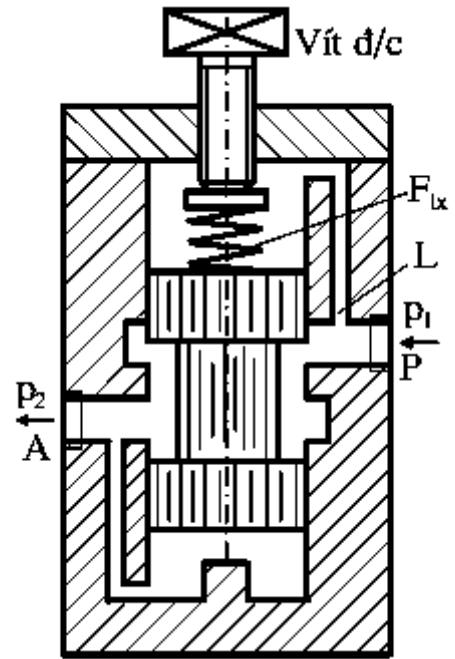
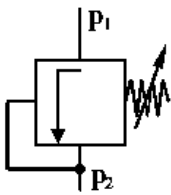
2.3.3 Van điều áp

a. Van giảm áp

Trong nhiều trường hợp hệ thống thủy lực một bơm dầu phải cung cấp năng lượng cho nhiều cơ cấu chấp hành có áp suất khác nhau. Lúc này ta phải cho bơm làm việc với áp suất lớn nhất và dùng van giảm áp đặt trước cơ cấu chấp hành nhằm để giảm áp suất đến một giá trị cần thiết

Kí hiệu và kết cấu van giảm áp

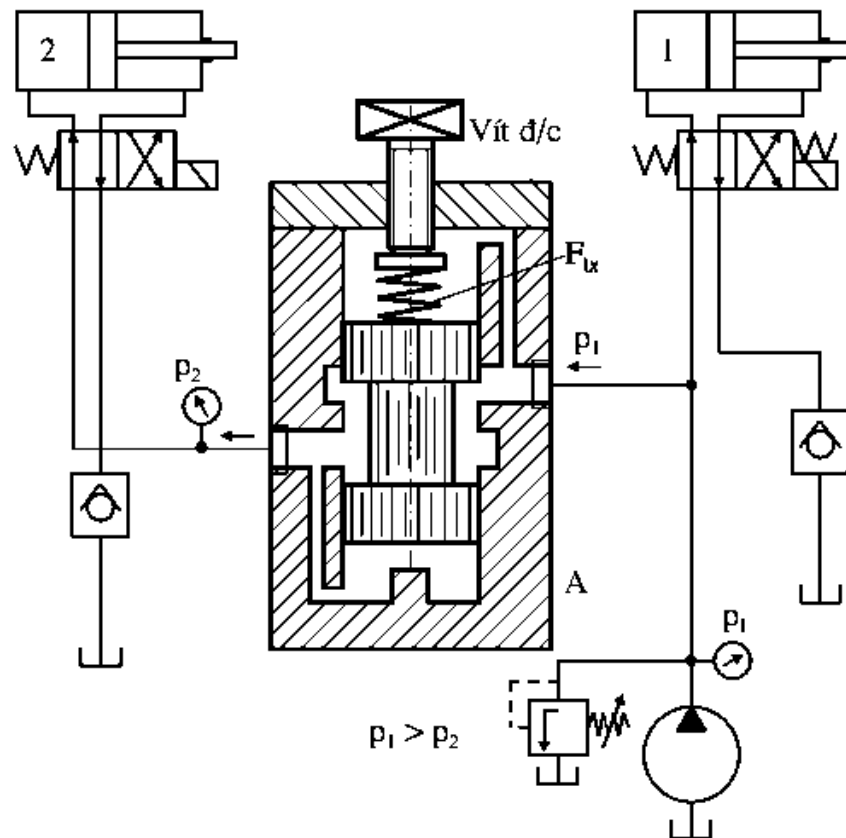
Kí hiệu



Hình 2- 11: Kết cấu của van giảm áp

Mạch thủy lực có lắp van giảm áp

Trong hệ thống này, xi lanh 1 làm việc với áp suất p_1 , nhờ van giảm áp tạo nên áp suất $p_1 > p_2$ cung cấp cho xi lanh 2. Áp suất ra p_2 có thể điều chỉnh được nhờ van giảm áp.



Hình 2 - 12: Sơ đồ mạch thủy lực có lắp van giảm áp

Ta có lực cân bằng của van giảm áp:

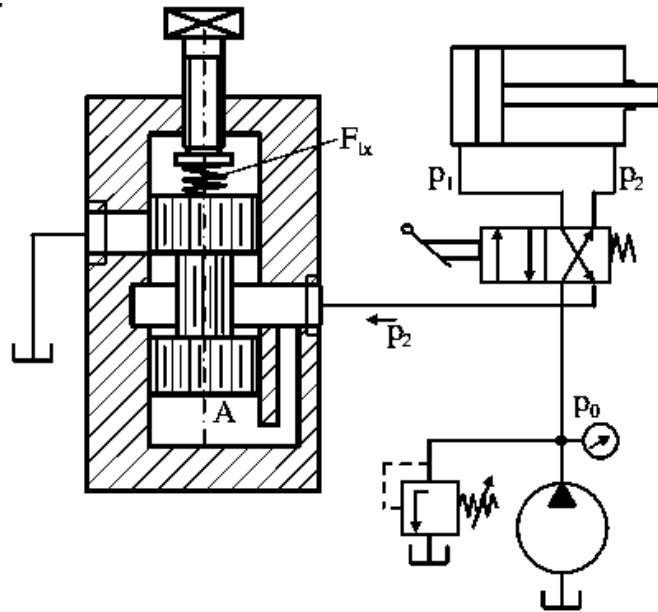
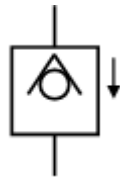
$$p_2 \cdot A = F_{lx} \quad (F_{lx} = C \cdot x)$$

$$\Rightarrow P_2 = \frac{C \cdot x}{A} \quad \Rightarrow A = \text{const}, x \text{ thay đổi} \Rightarrow p_2 \text{ thay đổi}$$

b. Van cân

Van cân có nhiệm vụ tạo nên một sức cân trong hệ thống. Hệ thống luôn có dầu để bôi trơn, bảo quản thiết bị, thiết bị làm việc êm, giảm va đập

Kí hiệu:



Hình 2 -13: Mạch thủy lực có lắp van cân

Trong hình 2 - 13 van cân lắp

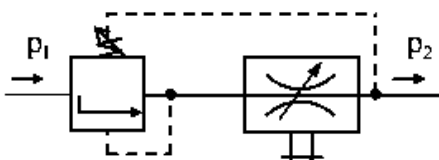
vào cửa ra của xi lanh có áp suất p_2 . nếu lực lò xo của van là F_{lx} và tiết diện của pít tông trong van là A , thì lực cân bằng tĩnh là:

$$P_2 \cdot A - F_{lx} = 0 \Rightarrow p_2 = \frac{F_{lx}}{A}$$

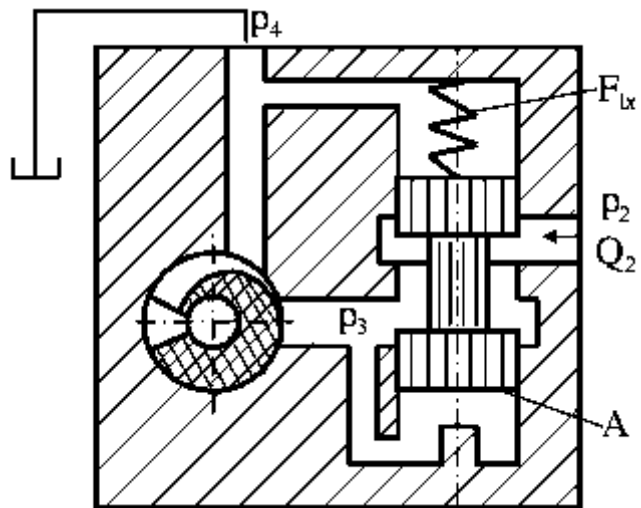
Như vậy ta thấy rằng áp suất ở cửa ra (tức cân ở cửa ra) có thể điều chỉnh được tùy thuộc vào sự điều chỉnh lực lò xo F_{lx}

c. Bộ ổn tốc

Kí hiệu:



Bộ ổn tốc có nhiệm vụ đảm bảo hiệu áp không đổi khi giảm áp ($\Delta p = \text{const}$), và do đó đảm bảo một lưu lượng không đổi chảy qua van, tức là làm cho vận tốc của cơ cấu chấp hành có giá trị gần như không đổi. Như vậy để ổn định vận tốc ta sử dụng bộ ổn tốc



Hình 2- 14: Kết cấu bộ ổn tốc

Bộ ổn tốc là một van ghép gồm có: một van giảm áp và một van tiết lưu. Bộ ổn tốc có thể nằm trên đường vào hoặc đường ra của cơ cấu chấp hành như van tiết lưu, nhưng phổ biến nhất là lắp ở đường ra của cơ cấu chấp hành.

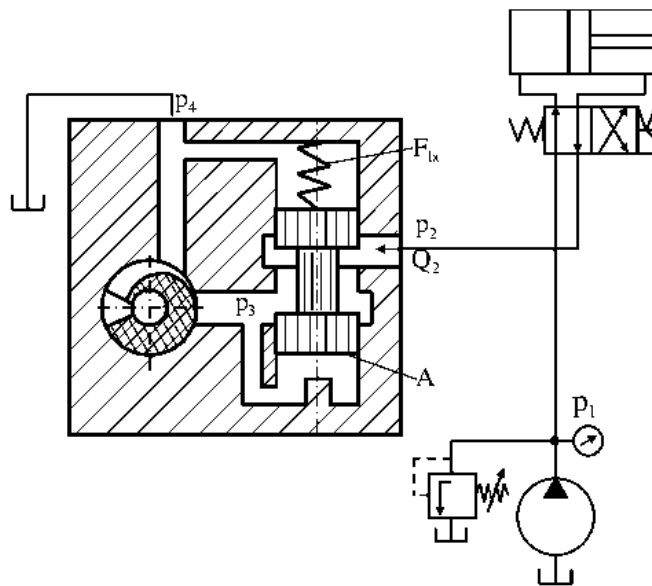
Điều kiện để bộ ổn tốc có thể làm việc là: $p_1 > p_2 > p_3 > p_4$

Ta có phương trình cân bằng tĩnh:

$$A \cdot p_3 = p_4 \cdot A + F_{lx} \Rightarrow \Delta p = p_3 - p_4 = \frac{F_{lx}}{A}$$

$$Q_2 = \mu A_x c \sqrt{\Delta p} = k \sqrt{\frac{F_{lx}}{A}}$$

Q_2 không phụ thuộc vào tải mà chỉ phụ thuộc vào F_{lx} và ổn định



Hình 2 - 15 Sơ đồ thủy lực có lắp bộ ổn tốc

2.4. Ký hiệu của các phần tử thủy lực.

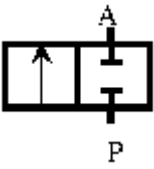



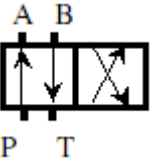

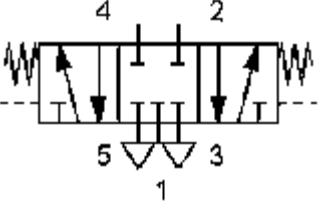
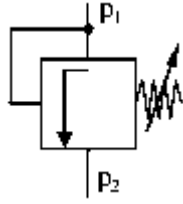
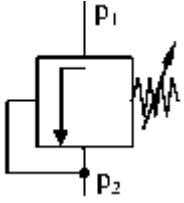
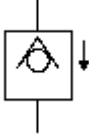
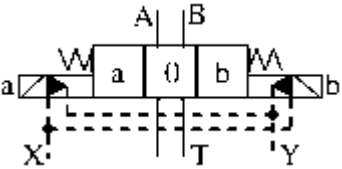
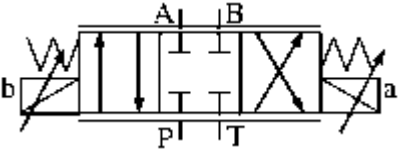
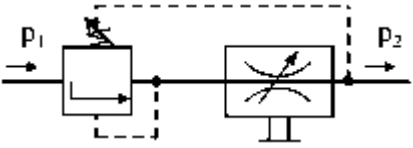
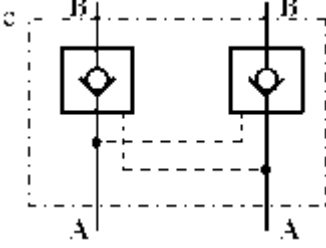
2.4.1. Ký hiệu bơm và động cơ thủy lực.

Tên thiết bị	Ký hiệu	Tên thiết bị	Ký hiệu
Bơm dầu		Bơm dầu thay đổi được lưu lượng	

a. Bộ lọc dầu b. Bể dầu		a. bình trích chứa b. Báo áp suất	
Xi lanh đơn lùi về bằng ngoại lực		Xi lanh đơn lùi về bằng lò xo	
Xi lanh kép lùi về bằng thủy lực		Xi lanh kép có giảm chấn cuối hành trình	
Xi lanh kép tác dụng 2 phía		Tác dụng tay quay	
Xi lanh vi sai tác dụng đơn		Xi lanh vi sai tác dụng kép	

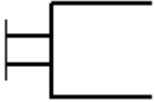
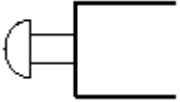
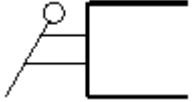
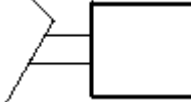
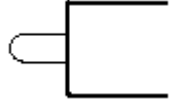
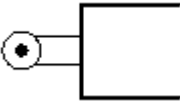
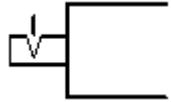
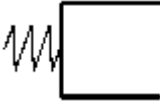




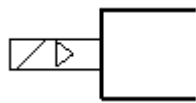
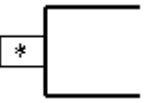
2.4.2. Ký hiệu các loại van.

Tên thiết bị	Ký hiệu	Tên thiết bị	Ký hiệu
Van 1 chiều		Van tiết lưu thay đổi được lưu lượng	
Van tiết lưu		Van đảo chiều 4/2 tác động điện và bằng tay	
Van tiết lưu 1 chiều		Van đảo chiều 4/3 tác động điện 2 chiều	
Bộ ổn tốc			

Van đảo chiều 2/2		Van đảo chiều 5/2	
Van đảo chiều 3/2		Van 4/3 vị trí trung gian an toàn	
Van đảo chiều 4/2		Van 4/3 vị trí trung gian cửa P nối T	
Van đảo chiều 5/2		Van áp suất	
Van giảm áp (van tràn; van an toàn)		Van cản	
Van điện từ điều khiển gián tiếp		Van điện từ luôn trả về không	
Bộ ổn tốc		Van động khóa lần	

2.4.3. Ký hiệu tín hiệu tác động.

Tên thiết bị	Ký hiệu	Tên thiết bị	Ký hiệu
Kí hiệu tín hiệu tác động bằng tay			

Nút ấn (dạng tổng quát)		Nút bấm	
Tay gạt		Bàn đạp	
Kí hiệu tín hiệu tác động bằng cơ			
Đầu dò		Cữ chặn bằng con lăn	
Nút có rãnh định vị		Lò xo	
Kí hiệu tín hiệu tác động bằng điện			
Đk bằng điện		Điện và lò xo	
Lò xo và thủy lực		Điện, lò xo và thủy lực	
Điện và thủy lực		Theo hướng dẫn cụ thể	

Chương 3 MÁY CÁNH DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG THỦY ĐỘNG

3.1. Khái quát chung

a. Khái niệm và phân loại :

Muốn truyền cơ năng từ bộ phận dẫn động đến bộ phận làm việc của các máy, ngoài các loại truyền động cơ khí, điện, khí nén còn có truyền động thủy lực, loại này đáp ứng được yêu cầu là êm, ổn định, dễ tự động hóa...

Tùy vào loại máy thủy lực sử dụng trong truyền động mà phân loại thành truyền động thủy động và truyền động thủy tĩnh (thể tích), có đặc điểm sử dụng và phạm vi làm việc khác nhau.

b. Ưu nhược điểm:

Ưu điểm:

Dễ thực hiện việc điều chỉnh vô cấp và tự động điều chỉnh vận tốc chuyển động của bộ phận làm việc.

Dễ dàng đảo chiều bộ phận làm việc.

Đảm bảo cho máy làm việc ổn định, không phụ thuộc vào sự thay đổi tải trọng ngoài.

Truyền được công suất làm việc lớn.

Kết cấu gọn nhẹ, có quán tính nhỏ do trọng lượng trên một đơn vị công suất truyền động nhỏ, điều này có ý nghĩa lớn trong các hệ thống tự động.

Chất lỏng làm việc chủ yếu là dầu khoáng nên dễ có điều khiển bôi trơn tốt các chi tiết, do đó truyền chuyển động êm, không ồn.

Có thể phòng sự cố khi quá tải.

Nhược điểm:

Vận tốc truyền động hạn chế do điều kiện chống xâm thực, đề phòng va đập thủy lực, do tổn thất cột áp ...

Làm việc với chất lỏng do đó phải đảm bảo điều kiện làm kín, chất lỏng dễ bị rò rỉ, không khí lọt vào truyền động. Vì vậy kết cấu phức tạp, khó chế tạo.

c. Yêu cầu về chất lỏng làm việc khá phức tạp:

Độ nhớt (yêu cầu rõ ràng ít, thất năng lượng nhỏ).

Tính chất dầu ít thay đổi theo nhiệt độ và áp suất.

Tính chất hóa học bền vững.

Khó cháy, ít hòa tan với các chất khác, không ăn mòn kim loại.

Thường làm việc với dầu khoáng là chất lỏng dễ cháy nên phải chú ý làm mát máy.

Truyền động thủy lực do có nhiều ưu điểm nên được sử dụng ngày càng nhiều trong công nghiệp. Để khắc phục những nhược điểm của truyền động thủy lực, hiện nay người ta dùng các loại truyền động liên hợp như truyền động thủy-cơ, điện-thủy-cơ, thủy-khí-cơ...

Trong chương này trình bày loại truyền động thủy động.

3.2. Ly hợp thủy lực

3.2.1. Sơ đồ cấu tạo vào nguyên lý làm việc

Khớp nối thủy lực: Là kết cấu đơn giản nhất của truyền động thủy động, truyền mômen quay từ trục dẫn (1) đến trục bị dẫn (2) mà không thay đổi mômen đó. Vì dùng môi trường chất lỏng là khâu trung gian nên coi đây là nối mềm các trục.

Sơ đồ bao gồm:

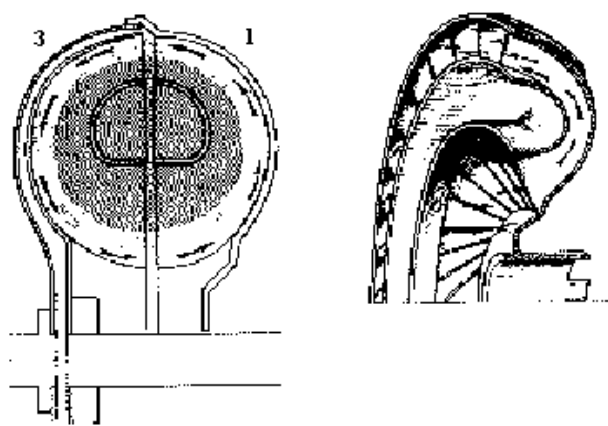
Bánh bơm (1) lắp cố định trên trục dẫn (5) nối với động cơ dẫn động.

Bánh tua bin (2) lắp cố định trên trục bị dẫn (4)

Vỏ (3) của khớp nối lắp với bánh bơm và lắp lồng không trên trục bị dẫn tạo thành buồng làm việc chứa chất lỏng.

Hai trục dẫn và bị dẫn tách rời nhau, vỏ (3) có thể quay lồng không trên trục (4).

Khi trục dẫn (5) quay kéo bánh bơm (1) quay theo, chất lỏng được cung cấp năng lượng và chuyển động theo hướng ly tâm ra ngoài. Sau đó chất lỏng đi vào bánh tua bin (2), qua các rãnh dẫn giữa các bánh và truyền năng lượng cho bánh tua bin làm cho nó quay cùng chiều với bánh bơm.



Như vậy mômen quay đã truyền từ trục

dẫn (5) đến trục bị dẫn (4), chất lỏng sau khi ra khỏi bánh turbine lại đi vào bánh bơm thực hiện quá trình tiếp theo. Mômen quay đã truyền từ trục dẫn (5) đến trục bị dẫn (4), chất lỏng sau khi ra khỏi bánh tua bin lại đi vào bánh bơm thực hiện quá trình tiếp theo.

Mỗi phần tử chất lỏng thực hiện đồng thời 2 chuyển động :

Quay vòng tuần hoàn theo phương từ bánh bơm (1) đến turbine (2).

Quay vòng quanh trục của khớp nối \Rightarrow Chuyển động tổng hợp là chuyển động xoắn ốc.

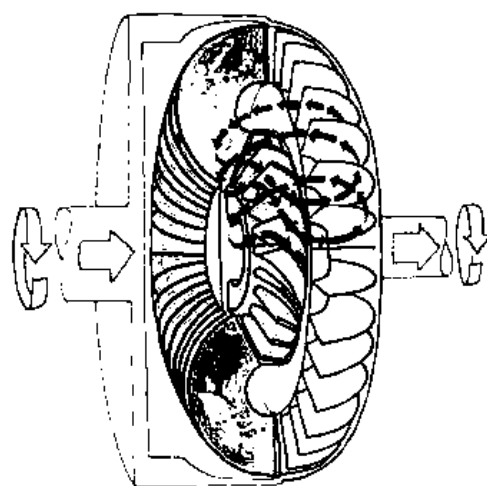
3.2.2. Các thông số cơ bản của ly hợp thủy lực.

Tính toán một số thông số của khớp nối thủy lực:

a. Tính mômen:

Xuất phát từ luật tương tự trong máy thủy lực cánh dẫn, ta tính được mômen quay truyền bởi khớp nối thủy lực:

$$M_B = -M_T = \lambda_{M_{TL}} \gamma D^5 n_B^2$$



Hình 3 -1: Ly hợp thủy lực

D: Đường kính lớn nhất của khớp nối thủy lực, cần chọn D thế nào để khi khớp nối thủy lực truyền mômen quay M theo số vòng quay n tương ứng với công suất cực đại của động cơ thì hệ số trượt s vào khoảng (2 → 3) %.

$\lambda_{M_{TL}}$: Hệ số mômen thủy lực, phụ thuộc vào kích thước tương đối của khớp nối thủy lực và tỉ số truyền i.

Công thức gần đúng để tính $\lambda_{M_{TL}}$ là:

$$\lambda_{M_{TL}} = \frac{1}{g} \frac{\pi}{8^{\frac{5}{2}}} \left(\frac{\pi}{30} \right)^2 \frac{\left[1 - \left(\frac{r_0}{R} \right)^2 \right]^{\frac{5}{2}} \left[1 - (1-s) \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]}{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}} \varphi$$

Trong đó:

g: Gia tốc trọng trường

r_0, r_1, r_2, R : Các bán kính của khớp nối

$\varphi = \frac{C_m}{r_2 \omega_B}$: Hệ số vận tốc (vận tốc hướng kính không thứ nguyên).

s: Hệ số trượt.

b. Tính công suất của khớp nối thủy lực:

$$N_{\max} = \lambda_{N_{TL}} \gamma D^5 n_B^3$$

$$\text{Vì } N_{\max} = M_B \omega_B = \frac{\pi}{30} \lambda_{M_{TL}} \gamma D^5 n_B^3$$

$$\Rightarrow \lambda_{N_{TL}} = \frac{\pi}{30} \lambda_{M_{TL}}$$

$\lambda_{M_{TL}}$ và $\lambda_{N_{TL}}$ được xác định dựa vào kết quả thực nghiệm qua đồ thị $\lambda_{M_{TL}} = f(i)$ hay $f(s)$.

Từ các thông số trên, nếu cho trước các thông số N_N, γ_N, n_N của khớp nối thủy lực nguyên hình và biết các thông số $N_N, \gamma_N, n_N, n_M, D_M$ thì có thể tính được đường kính lớn nhất của khớp nối thủy lực nguyên hình (thực) D_N .

D_N cũng được xác định theo công thức :

$$D = \left(\frac{N_{\max}}{\lambda_{N_{TL}} \gamma_B^3} \right)^{\frac{1}{5}}$$

c. Tính số cánh dẫn Z :

* Đối với bánh bơm :

Xác định theo công thức thực nghiệm:

+ Đối với khớp nối thủy lực mà bánh công tác có vành trong:

$$Z_B = 1,39.D^{0,52}$$

+ Đối với khớp thủy lực mà bánh công tác không có vành trong:

$$Z_B = 8,65.D^{0,279}$$

D: Đường kính lớn nhất tính bằng mm.

* Đối với bánh turbin:

Z_T thường lệch với Z_B vài cánh để tránh sự trùng pha va đập.

3.2.3. Đặc tính của ly hợp thủy lực

a. Đường đặc tính ngoài: Biểu thị mối quan hệ giữa các thông số ngoài. Đó là mối quan hệ giữa mômen quay M , công suất N_B , N_T , hiệu suất η theo n_T khi $n_B = \text{const}$. Đường này được xây dựng bằng thực nghiệm.

Chế độ không tải: $M_B = M_T = 0$; $s = 0$;

$n_B = n_T$; $N_B = N_T = 0$; $\eta = 0$

* Chế độ tính toán: $\eta \approx \eta_{\max} = 0,95 \div 0,98$

* Chế độ hãm: (Tuabin đứng yên):

M_{\max} ; $N_{B\max}$; $N_T = 0$; $n_T = 0$

Khi đó toàn bộ công suất bộ truyền biến thành nhiệt năng.

Ví dụ: Ô tô dùng khớp nối thủy lực để truyền động.

+ Ô tô dừng: Động cơ làm việc, cắt ly hợp \Rightarrow khớp nối ở chế độ không tải.

+ Ô tô chuyển động với $v_{\max} \Rightarrow$ Khớp nối thủy lực ở chế độ tính toán η_{\max} .

+ Ô tô trượt trong bùn: Bánh không quay, động cơ làm việc với mô men cản cực đại, khớp nối làm việc ở chế độ hãm.

* Nhận xét :

+ Khi n_T tăng từ 0 đến n_B thì mô men M giảm \Rightarrow công suất trên trục chủ động N_B giảm (vì $N_B = M \cdot \omega_B$; mà $\omega_B = \text{const}$).

+ Khi $n_T = 0$ và $n_T = n_B$ thì công suất $N_T = 0$; trong khoảng giữa 2 trị số này N_T có giá trị cực đại.

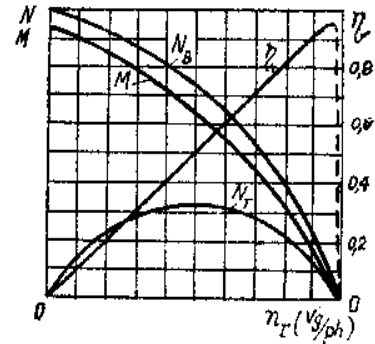
+ Đường η là đường thẳng vì: $\eta = i \frac{n_T}{n_B}$

+ Khi $n_T \rightarrow n_B$ thì khi đó công suất $N_T \rightarrow 0$, mô men quay chỉ đủ thắng momen cản do ma sát và hiệu suất về giá trị 0 chứ không thể lên giá trị 1.

Đường đặc tính tổng hợp: Trong thực tế khớp nối có thể làm việc với những động cơ có số vòng quay thay đổi ($n_B = \text{var}$) nên ta sử dụng đường đặc tính tổng hợp, biểu diễn quan hệ giữa M với n_T khi n_B thay đổi, ngoài ra còn có những đường cong biểu diễn sự thay đổi M với các giá trị η là như nhau (đường đồng hiệu suất).

b. Đường đặc tính qui dẫn

Dùng để so sánh các khớp nối tương tự có kết cấu, kích thước, chất lỏng làm việc khác nhau. Đường này xây dựng trên cơ sở kết quả thực nghiệm dựa theo công thức tương tự, với các đại lượng qui dẫn sau:



Hình 3- 2: Đường đặc tính ngoài

$$D = 1\text{m}; n_B = 1\text{v/ph}; \gamma = 1\text{N/m}^3 \Rightarrow M = \lambda_M$$

(các thông số của KNTL quy dẫn)

λ_M Là mômen truyền bởi khớp nối thủy lực quy dẫn (mô hình), tương tự với khớp nối nguyên hình, khớp nối thủy lực mô hình có các thông số đã nêu

trên. $i = \frac{n_T}{n_B}$ Vì $n_B = 1\text{v/ph}$ nên: $i = n_T$

$\lambda_M = f(i)$ đặc trưng cho mô men quay của một loạt khớp nối tương tự với khớp nối thủy lực mô hình được chọn.

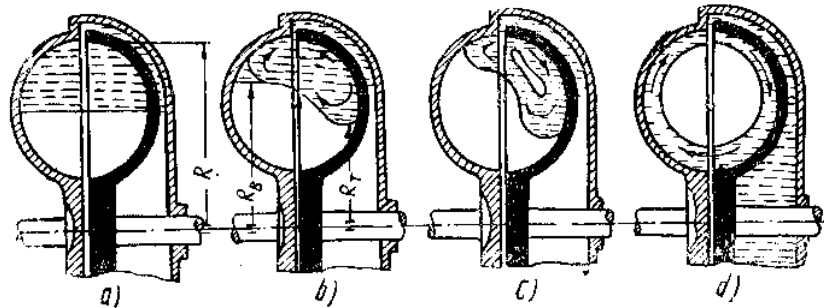
Nếu khớp nối thủy lực có cùng dạng kết cấu và hệ thống cánh dẫn nhưng làm việc với chất lỏng có độ nhớt khác nhau thì đặc tính quy dẫn sẽ khác nhau.

Khảo sát đường đặc tính quy dẫn ứng với hai trường hợp : chất lỏng chứa đầy hoặc không đầy buồng làm việc của khớp nối thủy lực.

Chứa đầy: Khi thể tích chất lỏng chiếm khoảng 90% thể tích buồng làm việc.

Chứa không đầy: Khi thể tích chất lỏng nhỏ hơn 90% thể tích buồng làm việc. Đường đặc

tính trong trường hợp chứa không đầy sẽ cho thấy đường M bị uốn gập cục bộ và không liên tục, do đó xuất hiện vùng làm việc không ổn định (M dao động đột ngột).



Hình 3 -4 : Chất lỏng chứa không đầy buồng làm việc

* Giải thích:

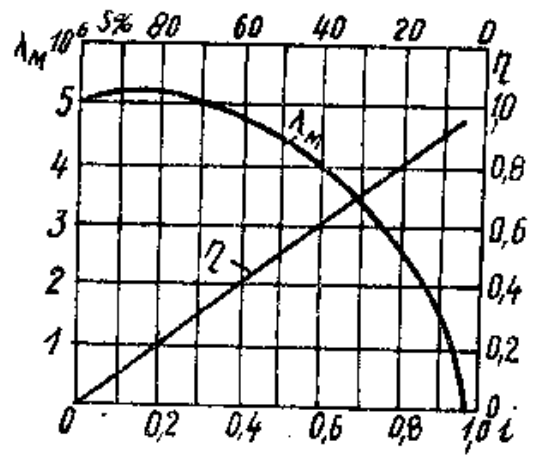
Khi chất lỏng không đầy nó có thể chuyển động trong buồng làm việc theo 2 trạng thái:

+ Chuyển động theo vòng khép kín nhỏ khi chất lỏng chảy vào bánh bơm bán kính lớn (hình 3 -4 c).

+ Chuyển động theo vòng khép kín lớn khi chất lỏng chảy vào bánh bơm với bán kính nhỏ nhất (hình 3 - 4 d).

Sự biến đổi trạng thái chuyển động từ vòng khép kín nhỏ sang vòng khép kín lớn diễn ra đột ngột làm mô men quay tăng vọt. Trong khoảng quá độ từ trạng thái này sang trạng thái khác khớp nối làm việc không ổn định.

Để khắc phục hiện tượng này người ta đặt đĩa chắn ở lõi ra của bánh tua bin \Rightarrow chất lỏng không thể chuyển động theo vòng khép kín lớn \Rightarrow khớp nối thủy lực chứa không đầy chất lỏng sẽ làm việc ổn định (ở trạng thái vòng khép kín nhỏ).



Hình 3 -3 : Đường đặc tính quy dẫn

c. Đặc tính của biến tốc thủy lực:

* Đường đặc tính:

Các đường đặc tính thực nghiệm đóng vai trò quan trọng trong việc hoàn thiện các kết quả tính toán, đánh giá tính năng làm việc và sự tiện lợi trong quá trình sử dụng.

Trong truyền động thủy động, người ta gọi các thông số dùng trong tính toán thiết kế như H , Q , n_B là thông số trong; còn các thông số để đặt hàng, chọn, sử dụng máy như N , M , η và n_T là thông số ngoài.

* Đường đặc tính tổng hợp:

Trong thực tế khớp nối có thể làm việc với những động cơ có số vòng quay thay đổi ($n_B = \text{var}$) nên ta sử dụng đường đặc tính tổng hợp, biểu diễn quan hệ giữa M với n_T khi n_B thay đổi, ngoài ra còn có những đường cong biểu diễn sự thay đổi M với các giá trị hiệu suất là như nhau (đường đồng hiệu suất).

* Đường đặc tính quy dẫn:

Dùng để so sánh các khớp nối có kết cấu, kích thước, chất lỏng làm việc khác nhau.

Đường này xây dựng trên cơ sở kết quả thực nghiệm và dựa theo công thức tương tự, với các đại lượng quy dẫn sau: $D = 1 \text{ m}$; $n_B = 1 \text{ v/ph}$; $\gamma = 1 \text{ N/m}^3$

Khi đó ta có : $M = \lambda_{M TL} = \lambda_M$

Như vậy λ_M là mômen của khớp nối quy dẫn (mô hình) tương tự với khớp nối nguyên hình, khớp nối thủy lực mô hình có các thông số đã nêu trên.

$\lambda_M = f(i)$ đặc trưng cho mômen quay của một loạt khớp nối tương tự với khớp nối thủy lực mô hình được chọn.

$$i = \frac{n_T}{n_B} \quad \text{Vi: } n_B = 1 \text{ v/ph } n^n; \quad i = n_T$$

Nếu có khớp nối thủy lực có cùng dạng kết cấu và hệ thống cánh dẫn nhưng làm việc với chất lỏng khác nhau thì đặc tính quy dẫn sẽ khác nhau.

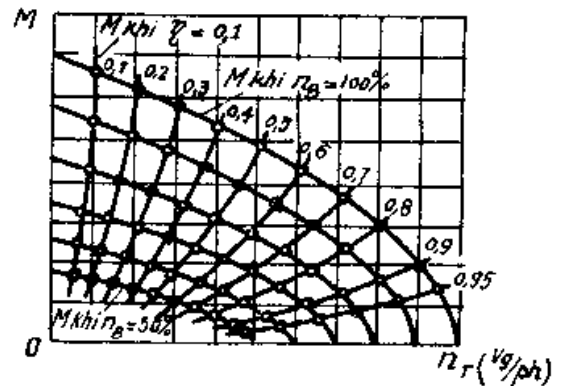
Khảo sát đường đặc tính quy dẫn ứng với hai trường hợp: Chất lỏng chứa đầy hoặc không đầy buồng làm việc của khớp nối thủy lực.

Chứa đầy: Khi thể tích chất lỏng chiếm khoảng 90% thể tích buồng làm việc (đã khảo sát).

Chứa không đầy: Khi thể tích chất lỏng nhỏ hơn 90% thể tích buồng làm việc.

Đường đặc tính trong trường hợp chứa không đầy sẽ cho thấy đường M bị uốn gập cục bộ và không liên tục, do đó xuất hiện vùng làm việc không ổn định (M dao động đột ngột)

Giải thích :



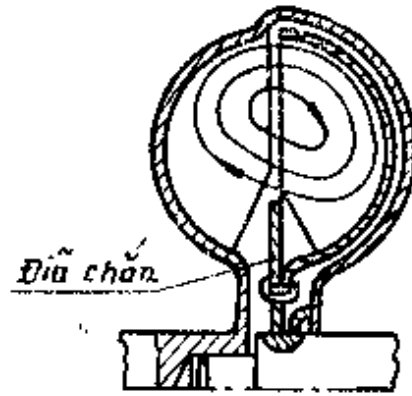
Hình 3 -5: Đường đặc tính tổng hợp

Khi chất lỏng không đầy nó có thể chuyển động trong buồng làm việc theo 2 trạng thái :

Chuyển động theo vòng khép kín nhỏ khi chất lỏng chảy vào bánh bơm với bán kính lớn .

Chuyển động theo vòng khép kín lớn khi chất lỏng chảy vào bánh bơm với bán kính nhỏ nhất.

Sự biến đổi trạng thái chuyển động từ vòng khép kín nhỏ sang vòng khép kín lớn diễn ra đột ngột làm mômen quay tăng vọt. Trong khoảng quá độ từ trạng thái này sang trạng thái khác khớp nối làm việc không ổn định.



Hình 3 -6: Chất lỏng chuyển động

Để khắc phục hiện tượng này người ta đặt đĩa chắn ở lõi ra của bánh turbine \Rightarrow chất lỏng không thể chuyển động theo vòng khép kín lớn \Rightarrow khớp nối thủy lực chứa không đầy chất lỏng sẽ làm việc ổn định (ở trạng thái vòng khép kín nhỏ).

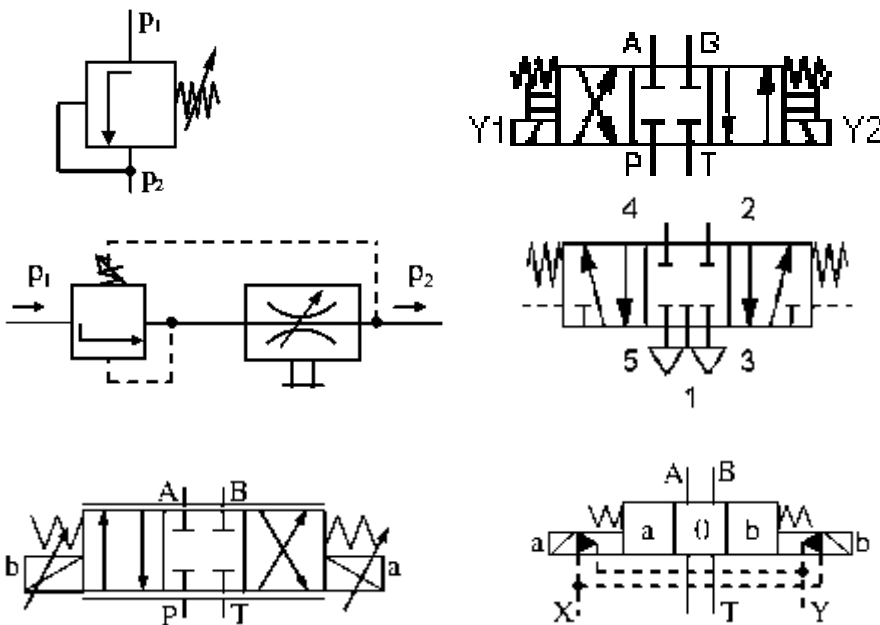
Câu hỏi thảo luận chương 2

Câu 1. Nêu ký hiệu, công dụng và phạm vi ứng dụng của cơ cấu tiết lưu?

Câu 2. So sánh ưu nhược điểm của con trượt phân phối và van phân phối? Trình bày nguyên lý hoạt động của từng loại?

Câu 3. So sánh ưu nhược điểm của van an toàn và van điều áp? Trình bày nguyên lý hoạt động của từng loại?

Câu 4. Giải thích các kí hiệu sau:

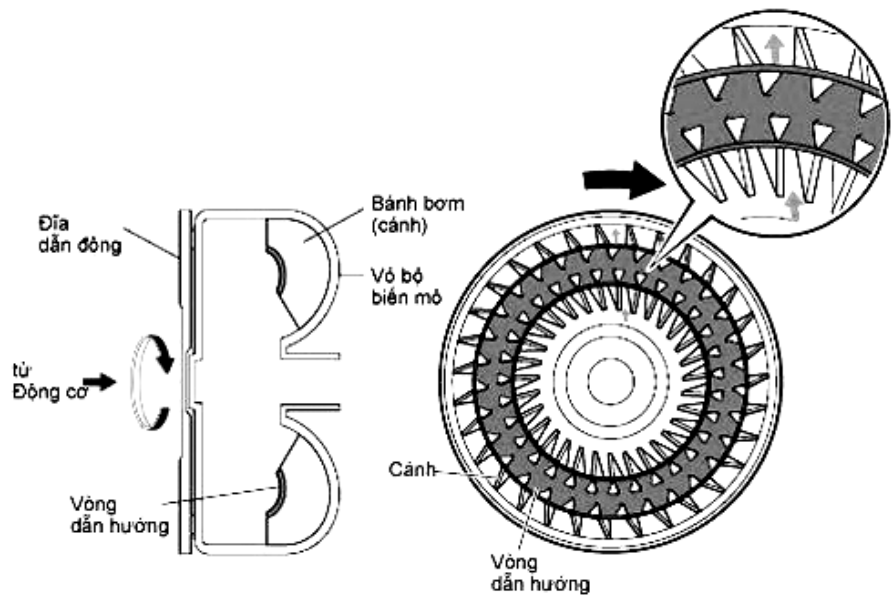


3.3. Biến mô thủy lực

3.3.1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của biến mô thủy lực

Sử dụng khi cần biến đổi mômen quay giữa trục dẫn và trục bị dẫn, thường được dùng để tăng mômen quay của trục dẫn vì số vòng quay của trục bị dẫn thường nhỏ hơn số vòng quay của trục dẫn, khi đó biến tốc thủy lực đóng vai trò như hộp giảm tốc.

Bộ biến mô gồm bánh bơm, bánh tuabin, khớp một chiều, stato và vỏ biến mô chứa tất cả các bộ phận đó. Bộ biến mô được điền đầy ATF do bơm dầu cung cấp. Động cơ quay và bánh bơm quay, và dầu bị đẩy ra từ bánh bơm



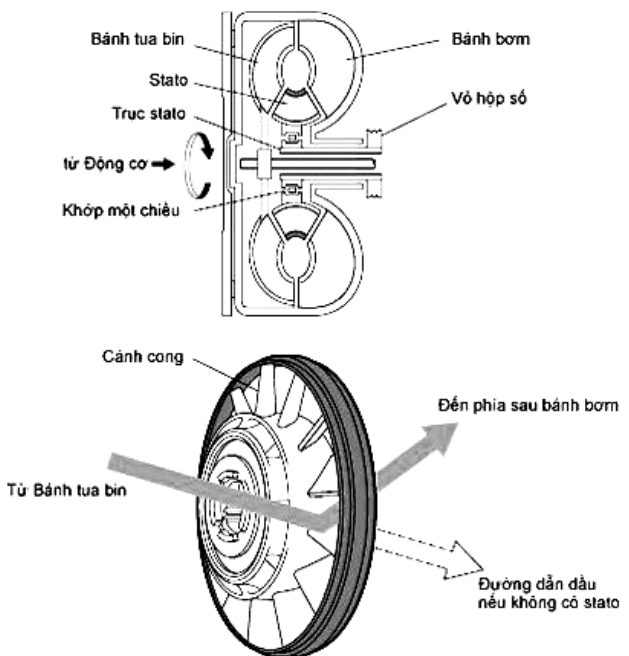
Hình 3 - 7: Biến mô thủy lực

thành một dòng mạnh làm quay bánh tua bin.

Bánh bơm được bố trí nằm trong vỏ bộ biến mô và nối với trục khuỷu qua đĩa dẫn động. Nhiều cánh hình cong được lắp bên trong bánh bơm. Một vòng dẫn hướng được lắp trên mép trong của các cánh để đường dẫn dòng dầu được êm.

Rất nhiều cánh được lắp lên bánh tuabin giống như trường hợp bánh bơm. Hướng cong của các cánh này ngược chiều với hướng cong của cánh của bánh bơm. Bánh tua bin được lắp trên trục sơ cấp của hộp số sao cho các cánh bên trong nó nằm đối diện với các cánh của bánh bơm với một khe hở rất nhỏ ở giữa.

Stato nằm giữa bánh bơm và bánh tua bin. Qua khớp một chiều nó được lắp trên trục stato và trục này được cố định trên vỏ hộp số. Dòng dầu trở về từ bánh



Hình 3 - 8: Hoạt động của biến mô thủy lực

tua bin vào bánh bơm theo hướng cản sự quay của bánh bơm. Do đó, stato đổi chiều của dòng dầu sao cho nó tác động lên phía sau của các cánh trên bánh bơm và bổ sung thêm lực đẩy cho bánh bơm do đó làm tăng mômen. Khớp một chiều cho phép Stato quay theo chiều quay của trục khuỷu động cơ. Tuy nhiên nếu Stato định bắt đầu quay theo chiều ngược lại thì khớp một chiều sẽ khoá stato để ngăn không cho nó quay.

Khi tốc độ của bánh bơm tăng thì lực li tâm làm cho dầu bắt đầu chảy từ tâm bánh bơm ra phía ngoài. Khi tốc độ bánh bơm tăng lên nữa thì dầu sẽ bị ép văng ra khỏi bánh

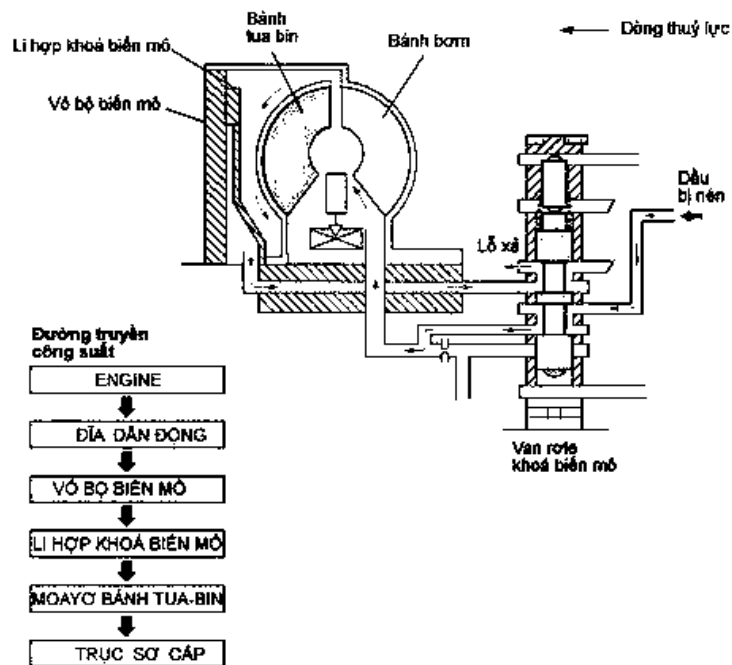
bơm. Dầu va vào cánh của bánh tua bin làm cho bánh tua bin bắt đầu quay cùng chiều với bánh bơm. Dầu chảy vào trong dọc theo các cánh của bánh tua bin. Khi nó đi được vào bên trong bánh tua bin thì mặt cong trong của cánh sẽ đổi hướng dầu ngược lại về phía bánh bơm, và chu kỳ lại bắt đầu từ đầu. Việc truyền mô men được thực hiện nhờ sự tuần hoàn dầu qua bánh bơm và bánh tua bin.

Việc khuếch đại mômen do bộ biến mô thực hiện (Hình 3 -9)) bằng cách dẫn dầu khi nó vẫn còn năng lượng sau khi đã đi qua bánh tua bin trở về bánh bơm qua cánh của Stato. Nói cách khác, bánh bơm được quay do mô men từ động cơ mà mô men này lại được bổ sung dầu quay về từ bánh tua bin. Có thể nói rằng bánh bơm khuếch đại mô men ban đầu để dẫn động bánh tua bin.

Dưới đây là mô tả chung về hoạt động của bộ biến mô khi cần số được chuyển vào “D”, “2”, “L” hoặc “R”.

Khi động cơ chạy không tải thì mômen do động cơ sinh ra là nhỏ nhất. Nếu gài phanh (phanh tay và/hoặc phanh chân) thì tải trên bánh tuabin rất lớn vì nó không thể quay được. Tuy nhiên, do xe bị dừng nên tỷ số truyền tốc độ của bánh tuabin so với cánh bơm bằng không trong khi tỷ số truyền mô men ở trị số lớn nhất. Do đó, bánh tua bin luôn sẵn sàng để quay với một mômen lớn hơn mô men do động cơ sinh ra.

Khi nhả các phanh thì bánh tuabin có thể quay cùng với trục sơ cấp của hộp số. Do đó, bánh tuabin quay với một mômen lớn hơn mô men do động cơ sinh ra khi đạp bàn đạp ga. Như vậy xe bắt đầu chuyển động.



Hình 3 - 9: Biến mô và sự khuếch đại mômen

Khi tốc độ xe tăng lên, thì tốc

độ quay của bánh tua bin sẽ nhanh chóng tiến gần tới tốc độ quay của bánh bơm. Vì vậy, tỷ số truyền mômen nhanh chóng tiến gần tới 1. Khi tỷ số truyền tốc độ giữa bánh tua-bin và bánh bơm đạt tới điểm li hợp thì stato bắt đầu quay và sự khuếch đại mô men giảm xuống. Nói cách khác, bộ biến mô bắt đầu hoạt động như một khớp nối thuỷ lực. Do đó, tốc độ xe tăng gần như theo tỷ lệ thuận với tốc độ động cơ.

Bộ biến mô chỉ hoạt động như một khớp nối thuỷ lực. Bánh tua bin quay ở tốc độ gần đúng tốc độ của bánh bơm. Cơ cấu ly hợp khoá biến mô truyền công suất động cơ tới hộp số tự động một cách trực tiếp và cơ học. Do bộ biến mô sử dụng dòng thuỷ lực để

gián tiếp truyền công suất nên có sự tổn hao công suất. Vì vậy, ly hợp được lắp trong bộ biến mô để nối trực tiếp động cơ với hộp số để giảm tổn thất công suất. Khi xe đạt được một tốc độ nhất định, thì cơ cấu ly hợp khoá biến mô được sử dụng để nâng cao hiệu quả sử dụng công suất và nhiên liệu. Ly hợp khoá biến mô được lắp trong moayơ của bánh tuabin, phía trước bánh tuabin. Lò xo giảm chấn sẽ hấp thụ lực xoắn khi ăn khớp ly hợp để ngăn không cho sinh ra va đập. Một vật liệu ma sát (cùng dạng vật liệu sử dụng trong các phanh và đĩa li hợp) được gắn lên vỏ biến mô hoặc pittông khoá của bộ biến mô để ngăn sự trượt ở thời điểm ăn khớp ly hợp.

Khi ly hợp khoá biến mô được kích hoạt thì nó sẽ quay cùng với bánh bơm và bánh tua-bin. Việc ăn khớp và nhả ly hợp khoá biến mô được xác định từ những thay đổi về hướng của dòng thủy lực trong bộ biến mô khi xe đạt được một tốc độ nhất định.

Khi xe chạy ở tốc độ thấp thì dầu bị nén (áp suất của bộ biến mô) sẽ chảy vào phía trước của li hợp khoá biến mô. Do đó, áp suất trên mặt trước và mặt sau của ly hợp khoá biến mô trở nên cân bằng và do đó ly hợp khoá biến mô được nhả khớp. Khi xe chạy ổn định ở tốc độ trung bình hoặc cao (thường trên 60 km/h) thì dầu bị nén sẽ chảy vào phía sau của ly hợp khoá biến mô. Do đó, vỏ bộ biến mô và ly hợp khoá biến mô sẽ trực tiếp nối với nhau. Do đó, ly hợp khoá biến và vỏ bộ biến mô sẽ quay cùng nhau (ví dụ, ly hợp khoá biến được đã được ăn khớp).

Như vậy dòng chất lỏng do bơm tạo nên lần lượt đi qua các máng dẫn của bánh phản ứng và bánh tuabin, kéo bánh tuabin quay với vận tốc góc và mômen thay đổi tùy theo trị số mômen cản tác dụng lên bánh tuabin: Tính chất tự động thay đổi vô cấp vận tốc quay của trục bị dẫn tùy theo phụ tải tác dụng lên trục.

3.3.2. Các thông số cơ bản của biến mô thủy lực.

Tỉ số truyền: $i = \frac{n_2}{n_1}$; n_1 , n_2 là số vòng quay của trục bơm và trục TB.

Hệ số biến đổi mômen: $K = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_T}{M_B}$

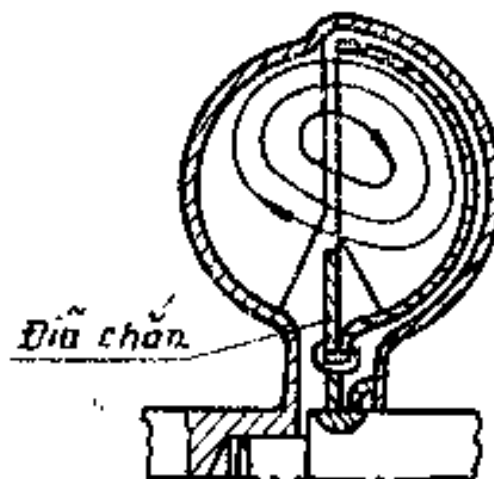
Công thức này không tính đến M_{ms} ở ổ và ma sát đĩa.

Hiệu suất: $\eta = \frac{N_2}{N_1} = K.i$

Cân bằng năng lượng trong biến tốc thủy lực:

Xét biến tốc B – T – P

Cột áp lý thuyết của B dùng để tạo nên cột áp hữu ích (hay lý thuyết) của T và dùng để khắc phục sức cản trong các bánh công tác.



Hình 3 - 10: Dòng thủy lực trong biến mô

3.3.3 Các đặc tính của biến mô thủy lực:

a. Đặc tính lý thuyết:

Biểu diễn quan hệ giữa M_B , M_T với số vng quay trên trục bị động n_2 (hay tỷ số truyền i) khi Q và n_1 không đổi.

Mômen trên trục bánh bơm:

Với M_B ta có :

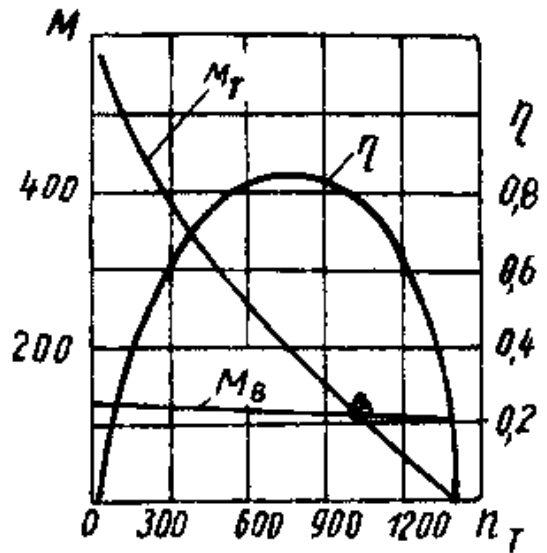
$$M_B = \rho Q (C_{2uB} \cdot R_{2B} - C_{1uB} \cdot R_{1B})$$

Xét biến tốc B-T-P, vì $C_{1uB} \cdot R_{1B} = C_{2uP} \cdot R_{2P}$

$$\text{Nên } M_B = \rho Q (C_{2uB} \cdot R_{2B} - C_{2uP} \cdot R_{2P})$$

Do : $C_u = U - C_m \text{ctg} \beta$ nên

$$M_B = \rho Q \cdot ((u_{2B} - c_{2mB} \text{ctg} \beta_{2B}) \cdot R_{2B} - (u_{2P} - c_{2mP} \text{ctg} \beta_{2P}) \cdot R_{2P}) \cdot i$$



Hình 3 -11: Đặc tính của biến mô thủy lực

Bánh phản ứng cố định nên $u_{2P} = 0$; $C_{2mB} = C_{2mP}$

$$= C_{2m}; \therefore C_m = Q/F$$

$$M_B = \rho Q \cdot \left(\left(\omega_B \cdot R_{2B} - \frac{Q}{F_{2B}} \text{ctg} \beta_{2B} \right) \cdot r_{2B} + \frac{Q}{F_{2P}} \text{ctg} \beta_{2P} \cdot R_{2P} \right)$$

Trong phương trình M_B không chứa tỷ số truyền i , vì vậy khi $Q = \text{const}$, $\omega_B = \text{const}$ thì M_B không phụ thuộc i . Vì vậy đường M_B là đường song song với trục i , do đó điều kiện để M_B không thay đổi là lưu lượng dòng chảy trong biến tốc không đổi và $\omega_B = \text{const}$.

Mô men trên trục bánh tuabin:

$$M_T = \rho Q (C_{1uT} R_{1T} - C_{2uT} R_{2T}) = \rho Q (C_{2uB} R_{2B} - C_{2uT} R_{2T})$$

$$\text{Thay } C_u = U - C_m \text{ctg} \beta; \quad u_{2T} = \omega_T \cdot R_{2T} = \omega_B \cdot i \cdot R_{2T}; \quad u_{2B} = \omega_B \cdot R_{2B}$$

$$M_T = \rho Q [(u_{2B} - c_{2mB} \cdot \text{ctg} \beta_{2B}) \cdot R_{2B} - (u_{2T} - c_{2mT} \cdot \text{ctg} \beta_{2T}) \cdot R_{2T}]$$

$$M_T = \rho \cdot Q \cdot \left[\omega_B \cdot R_{2B}^2 + Q \left(\frac{\text{ctg} \beta_{2T} \cdot R_{2T}}{F_{2T}} - \frac{\text{ctg} \beta_{2B} \cdot R_{2B}}{F_{2B}} \right) - i \cdot \omega_B \cdot R_{2T}^2 \right]$$

Nhận xét :

M_T tỷ lệ với lưu lượng Q và tỷ lệ bậc 1 với i .

Nếu Q thay đổi thì quan hệ này rất phức tạp vì Q cũng phụ thuộc i .

Nếu Q không thay đổi (tức $Q = \text{const}$) thì M_T là đường bậc 1 theo i .

M_T lớn nhất ở tỷ số truyền $i = 0$ (điểm A)

$$M_{T(i=0)} = \rho Q \cdot \left[\omega_B \cdot R_{2B}^2 + Q \left(\frac{\text{ctg} \beta_{2T} \cdot R_{2T}}{F_{2T}} - \frac{\text{ctg} \beta_{2B} \cdot R_{2B}}{F_{2B}} \right) \right]$$

Khi $M_T=0$: tỉ số truyền ở chế độ không tải i_{kt}

$$i_{kt} = \frac{\omega_B \cdot R_{2B}^2 + Q \left(\frac{ctg \beta_{2T} \cdot R_{2T}}{F_{2T}} - \frac{ctg \beta_{2B} \cdot R_{2B}}{F_{2B}} \right)}{\omega_B \cdot R_{2T}^2}$$

Tỉ số truyền i_{max} có thể lớn hoặc nhỏ hơn 1, thông thường i_{max} nằm trong khoảng từ 0,6 ÷ 1,7.

Hiệu suất:
$$\eta = \frac{N_T}{N_B} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_B \cdot \omega_B} = \frac{M_T}{M_B} \cdot i$$

Thay giá trị M_T, M_B vào rồi biến đổi ta có:

$$\eta = i \cdot \frac{\rho \cdot Q}{M_B} \cdot (a \cdot i + b) = ci^2 + d$$

$\Rightarrow \eta = f(i)$ là đường Parabol.

Hiệu suất lớn nhất khi $i = i^*$.

b. Khảo sát các điểm đặc trưng

Điểm 1: Chế độ không tải: $M_T = 0; N_B \neq 0; i_{kt}$ có thể > 1 hoặc $< 1; \eta=0; N_2=0 \Rightarrow N_1=N_B$ biến thành nhiệt năng.

Điểm 2: Chế độ cân bằng mômen (chế độ khớp nối)

Với $M_B = M_T$ thì $M_p = 0$

Mặt khác
$$M_p = \rho \cdot Q \cdot (C_{2uP} \cdot R_{2P} - C_{1uP} \cdot R_{1P}) \Rightarrow C_{2uP} \cdot R_{2P} - C_{2uT} \cdot R_{2T} = 0$$

Vậy : Điều kiện cân bằng của biến tốc là : $C_{2uT} \cdot R_{2T} = C_{2uP} \cdot R_{2P}$

Vì $R_{2T} \neq R_{2P} \Rightarrow$ vec tơ vận tốc tuyệt đối tại điểm ra của tuabin và của bánh phản ứng luôn khác nhau.

Khảo sát quanh điểm 2:

- Bên trái điểm 2: $M_p > 0 \Rightarrow M_T > M_B$

- Càng gần điểm 2: M_p càng giảm, tại điểm 2: $M_p = 0$

- Bên phải điểm 2: $M_p < 0 \Rightarrow M_T < M_B$

\Rightarrow tại điểm 2: M_p đổi dấu (M_p : Mô men của chất lỏng tác dụng lên bánh phản ứng).

Người ta lợi dụng sự đổi dấu của M_p ở chế độ này để tạo biến tốc hỗn hợp, khi đạt đến giá trị $i_{(2)}$ tức là $M_B = M_T$, bánh phản ứng sẽ quay được và biến tốc làm việc như 1 khớp nối, hiệu suất ở vùng có tỉ số truyền i lớn sẽ cao hơn.

Điểm 3: Chế độ quay đồng bộ: $n_B = n_T \Rightarrow i = 1$

Điểm này có ở biến tốc khi $i_{kt} > 1$.

Khi $n_B = n_T$ thì giữa Bơm và Tuabin không có chuyển động tương đối, vì vậy có thể nối cứng Bơm và Tuabin bằng ly hợp ma sát để truyền

công suất thẳng từ động cơ đến bộ phận công tác, giảm tổn thất trong biến tốc \Rightarrow còn được gọi là chế độ truyền thẳng.

Điểm 4: Chế độ tính toán, tương ứng với $\eta_{max}; i = i^*$.

Điểm 5: Chế độ dừng: $n_T = 0$, $M_T = \max$ (cực đại), $i = 0$, $\eta = 0$

Trong chế độ này công suất biến thành nhiệt, ô tô máy kéo sử dụng biến tốc thủy lực khi khởi động thì dùng chế độ này.

Khi khảo sát đặc tính lý thuyết thì $Q = \text{const}$, trên thực tế nhiều thông số có sự biến động nên chúng ta phải khảo sát đặc tính thực nghiệm của biến tốc.

3.3.4. Các đặc tính của biến mô kết hợp.

a. Đặc tính ngoài: Biểu diễn quan hệ giữa M_1 , M_2 theo n_2 (hoặc i) khi n_1 không đổi.

Nhận xét: Mômen cản M_c tăng thì n_2 giảm, vì vậy M_2 tăng để cân bằng $M_c \Rightarrow$ biến tốc có thể tự động điều chỉnh M_2 và n_2 để thích hợp với M_c , tạo thành hộp số vô cấp.

Nhược điểm: Hiệu suất là đường parabol, do vậy ở vùng i thấp hay i cao thì η đều thấp.

b. Đặc tính tổng hợp: Đặc tính ngoài xây dựng với $n_1 = \text{const}$. Trong thực tế n_1 có thể thay đổi nên phải xây dựng đặc tính tổng hợp biểu diễn quan hệ giữa M_1 , M_2 theo n_2 ứng với các giá trị n_1 khác nhau.

c. Đặc tính qui dẫn: Biểu diễn mối quan hệ giữa hệ số biến đổi mômen K , hệ số mômen trên trục chủ động λ_{MB} , hiệu suất η theo tỉ số truyền i .

Đường này cho phép đánh giá và so sánh các biến tốc khác nhau, đồng thời lựa chọn biến tốc cho động cơ.

Đối với một biến tốc cho trước, đường qui dẫn của nó không thay đổi khi n_1 , D thay đổi.

Đường λ_1 có thể có các dạng khác nhau:

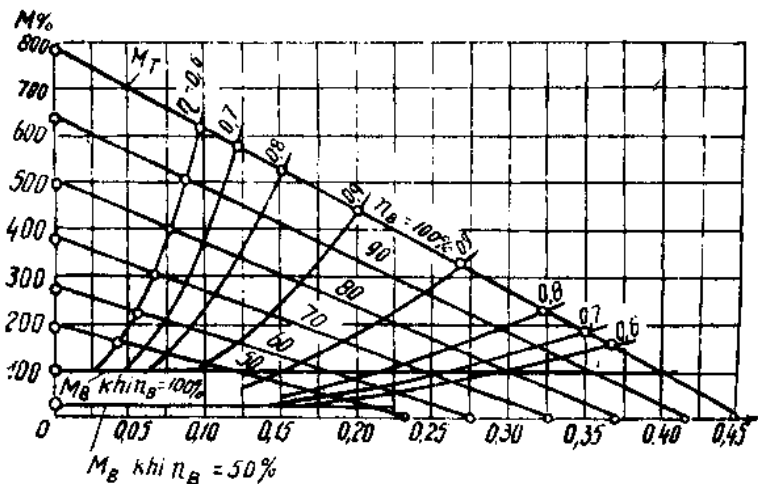
- * i tăng λ_1 giảm
- * i tăng λ_1 không thay đổi
- * i tăng λ_1 tăng hoặc λ_1 tăng rồi lại giảm

Kí hiệu $\pi = \frac{\lambda_{1\max}}{\lambda_{1m}}$ là hệ số ảnh hưởng.

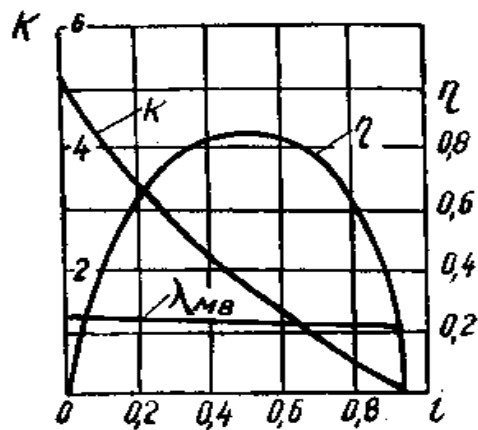
$\lambda_{1\max}$ là hệ số mô men lớn nhất (thông thường là hệ số mô men ở chế độ $i = 0$ hoặc ở gần chế độ này).

λ_{1m} là hệ số mômen ở chế độ khớp nối $M_1 = M_2$ hay $K = 1$.

$\pi > 1$: Biến tốc có hệ số ảnh hưởng thuận. Biến tốc này có M_1 thay đổi khi tải trọng thay đổi, được gọi là biến tốc nhạy cảm.



Hình 3 - 12: Đặc tính tổng hợp



Hình 3- 12: Đặc tính qui dẫn

$\pi \approx 1$: Biến tốc không nhạy cảm.; $\pi < 1$: Biến tốc có hệ số ảnh hưởng nghịch.

Trong ô tô, máy kéo thường chú ý các chế độ và các thông số sau :

a. Trong chế độ dừng:

Hệ số biến đổi mômen K_o : Hệ số này đánh giá khả năng biến đổi mômen lớn nhất của biến tốc, thông thường K_o nằm trong khoảng từ 2 đến 5.

Hệ số mômen λ_{1o} .

b. Chế độ có hiệu suất cực đại η_{max} :

Tỉ số truyền $i=i^*$

Hệ số biến đổi mô men K^*

c. Chế độ khớp nối :

$K = 1$

Tỉ số truyền i_M

Tuy nhiên, các chế độ trên vẫn chưa đánh giá được hết tính chất biến đổi của khớp nối, vì vậy người ta còn dùng thêm hệ số K_p là hệ số biến đổi momen ứng với hiệu suất cho phép nhỏ nhất mà xe máy chấp nhận. Xe máy chỉ làm việc trong vùng từ η_p đến η_{max} . Chế độ này có tỉ số truyền i_p , thông thường $\eta_p = 75 \rightarrow 85 \%$. Để dễ hiểu thông số này thường được cho bằng cách kí hiệu trong hệ số biến đổi moment. Ví dụ : K_{p80} tức là $\eta_p = 80 \%$.

d. Đường đặc tính trên trục dẫn:

Biến tốc thường làm việc với động cơ. Để xây dựng đặc tính làm việc phối hợp giữa động cơ và biến tốc ta xây dựng đặc tính trên trục chủ động của biến tốc.

Đường đặc tính trên trục dẫn là đường biểu diễn mối quan hệ giữa M_1 và n_1 khi tỉ số truyền i không đổi .

Do: $M_1 = \lambda_1 \gamma_1 D_1^5 n_1^2$ nên một biến tốc nhất định sẽ có γ_1 , D_1 không đổi . Tương ứng với λ_1 nào đó sẽ có M_1 tỉ lệ với n_1^2 . Như vậy ta lập đặc tính quy dẫn trước rồi xây dựng đường đặc tính trên trục dẫn .

Xét 2 trường hợp :

$\lambda_1 = \text{const}$ và λ_1 thay đổi ($\pi > 1$) .

Đặc tính ngoài toàn phần của biến mô thủy lực : Các đặc tính trên đều xây dựng ở chế độ làm việc bình thường của biến tốc, ta gọi là chế độ kéo. Ngoài ra biến tốc có thể được làm việc với những chế độ khác nhau, vì vậy phải khảo sát đặc tính toàn phần.

Do tác dụng của M_{can} trên trục TB, có khi bánh TB quay ngược chiều với bánh B ta gọi đó là chế độ quay ngược. Trong chế độ này cột áp TB tác dụng ngược trở lại cột áp bơm .

Lưu lượng dòng cơ bản : $Q = Q_B + Q_T$ sẽ giảm dần vì Q_T ngược chiều Q_B , $Q = 0$ tại một giá trị nào đó của M_{can} , sau đó dòng chảy đổi chiều nhưng M_T và M_B không đổi dấu, giá trị của M_B không thay đổi nhiều. Khi $Q = 0$, do ma sát nên M_T và M_B không giảm tới 0 .

Chế độ vượt: Tại chế độ này TB quay cùng chiều với Bơm nhưng nhanh hơn. Bơm đóng vai trò của TB và TB sẽ đóng vai trò của Bơm. Năng lượng truyền từ trục bị động sang trục chủ động.

Trong chế độ này $M_T \downarrow \rightarrow 0$, $H_T > H_B$, $Q \downarrow \rightarrow 0$, sau đó dòng chất lỏng đổi chiều chuyển động từ TB sang Bơm. M_T đổi dấu còn M_B giảm, sau đó đổi dấu và lại tăng. Các chế độ này thường xuất hiện khi ô tô lên xuống dốc.

Chương 4 TRUYỀN ĐỘNG THỦY CƠ

4.1. Đặt vấn đề.

Cùng với hộp số cơ khí trong hệ thống truyền lực của ô tô, ngày nay trên nhiều ô tô có trang bị hệ thống truyền lực thủy cơ.

Hệ thống truyền lực thủy cơ thông thường dùng 3 loại chủ yếu sau đây:

Ly hợp thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí

Biến mô thủy lực

Biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí

Dùng các loại truyền động kể trên trong hệ thống truyền lực của ô tô có ưu điểm rõ rệt như:

Điều khiển ô tô nhẹ nhàng

Tăng tốc ô tô nhanh chóng và êm dịu

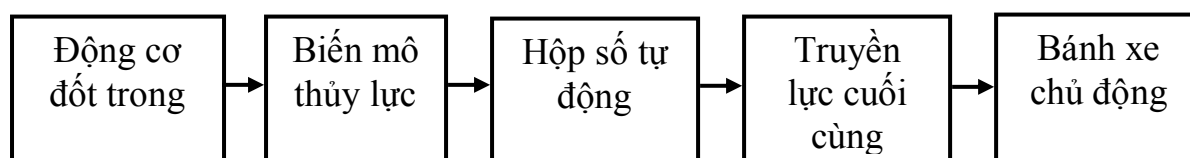
Nâng cao chất lượng kéo của ô tô và tính kinh tế nhiên liệu của chúng

Nâng cao được tính năng động cơ của ô tô

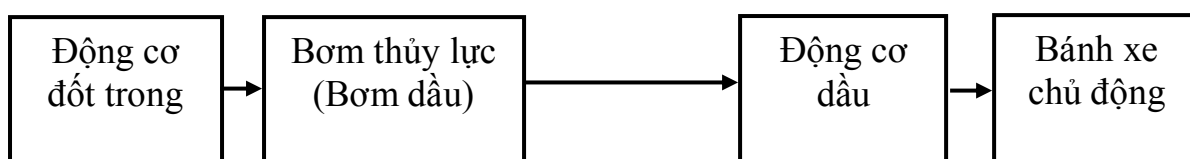
Giảm được tải trọng động lên hệ thống truyền lực của ô tô

4.2. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy cơ.

Truyền động thủy cơ với ô tô dùng hộp số tự động:



Truyền động thủy cơ với ô tô dùng động cơ dầu:



Câu hỏi thảo luận chương 3.

Câu 1. Trình bày khái niệm và phân loại Máy cánh dẫn và truyền động thủy động?

Câu 2. Trình bày các đặc tính của biến mô thủy lực?

Câu 3. Trình bày các đặc tính của biến mô kết hợp?

Câu 4. Trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính tổng hợp?

Câu 5. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính quy dẫn?

Câu 6. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị biến mô thủy lực?

Câu 7. Trình bày nguyên lý hoạt động của biến mô thủy lực?

4.3. Phương pháp xây dựng đặc tính kéo của ô tô có truyền động thủy cơ.

4.3.1. Xác định sự làm việc đồng thời của động cơ đốt trong và biến mô thủy lực.

Những yếu tố ảnh hưởng đến chất lượng kéo của ô tô:

Ảnh hưởng của ly hợp thủy lực đến chất lượng kéo của ô tô: Chúng ta biết rằng chất lượng kéo của ô tô phụ thuộc vào tỷ số truyền của hộp số. Khi gài mỗi tay số, sẽ xác định được quan hệ giữa vận tốc của ô tô và vận tốc quay của trục khuỷu động cơ. Ở một số điều kiện làm việc, ly hợp ma sát có khả năng bị trượt và các chi tiết của chúng bị nóng lên làm hư hỏng bề mặt ma sát, vì vậy nó không thể bị trượt với thời gian dài được. Nếu trong hệ thống truyền lực thay ly hợp ma sát bằng ly hợp thủy lực thì có khả năng làm việc trong điều kiện bị trượt lâu dài giữa bánh chủ động (bánh bơm) và bánh bị động (bánh tua bin); nó còn cho phép trục khuỷu động cơ quay ở số vòng quay cao một cách ổn định khi ô tô chuyển động ở tốc độ thấp. Nhờ đó, nó có thể tăng tốc độ một cách nhanh chóng vì sự tăng tốc được tiến hành ở những giá trị lớn của mô men.

Đồ thị minh họa đặc tính kéo của ô tô với hệ thống truyền lực có đặt ly hợp ma sát và ly hợp thủy lực (hộp số cơ khí có 3 số truyền).

Trên đồ thị ta nhận thấy: Nếu trong hệ thống truyền lực dùng ly hợp thủy lực thì ô tô có khả năng làm việc ổn định ở tốc độ rất nhỏ,

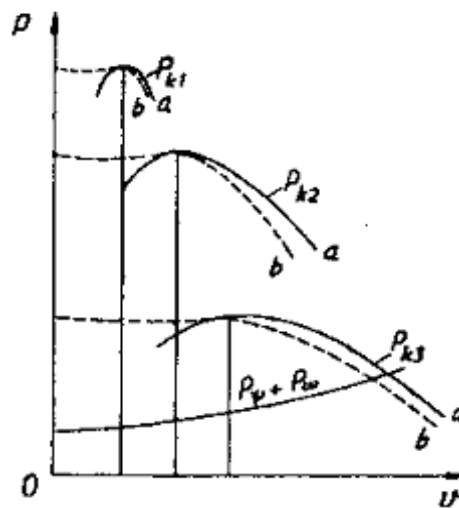
Như vậy nó làm tốt đặc tính kéo của ô tô ở tốc độ thấp và khả năng tăng tốc của nó nhanh hơn, êm dịu hơn

Ảnh hưởng của biến mô thủy lực đến chất lượng kéo của ô tô

Trong hệ thống truyền lực của ô tô ta thay biến mô thủy lực vào vị trí của ly hợp ma sát và hộp số có cấp nhằm thực hiện truyền lực vô cấp.

Bộ biến mô thủy lực làm nhiệm vụ thay đổi vô cấp tự động tỉ số truyền của hệ thống truyền lực theo trị số của các lực cản chuyển động bên ngoài khi động cơ làm việc ở một chế độ ổn định và cho phép tiến hành tăng tốc ô tô một cách êm dịu, không ngắt dòng công suất truyền tới các bánh xe chủ động.

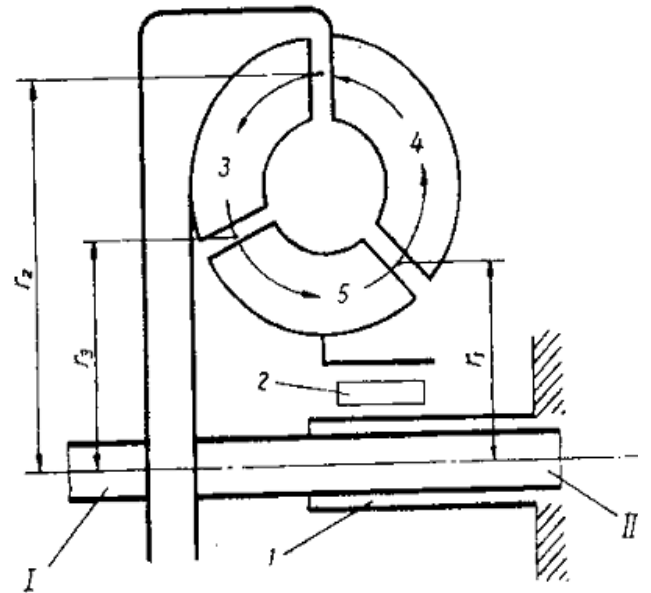
Truyền mômen xoắn trong biến mô thủy lực cũng như trong ly hợp thủy lực được thực hiện bằng việc sử dụng động năng của chất lỏng tuần hoàn trong các bánh xe công tác của biến mô hay ly hợp thủy lực.



Hình 4 - 1: Đồ thị đặc tính kéo của ô tô

- a) Khi đặt ly hợp ma sát
- b) Khi đặt ly hợp thủy lực

Sơ đồ cấu tạo của biến mô thủy lực gồm có: Bánh bơm ly tâm 4 được dẫn động quay từ trục khuỷu động cơ I; bánh tuabin 3 nối với các bánh xe chủ động của ô tô qua hệ thống dẫn động cơ khí II và bánh xe phản ứng 5 nối với moayơ cố định 1 nhờ khớp nối một chiều 2.



Hình 4 -2: Sơ đồ biến mô thủy lực

Tất cả ba bánh xe công tác của bộ biến mô thủy lực: bánh bơm, gọi là vòng tuần hoàn; trên vòng tuần hoàn này có sự chuyển động liên tục của dòng chất lỏng từ bánh bơm qua bánh tuabin, từ bánh tuabin qua bánh phản ứng và từ bánh phản ứng ngược trở lại bánh bơm khi bánh bơm đã quay.

Dòng chất lỏng chảy từ bánh bơm đập vào các cánh của bánh tuabin, do đó bánh xe tuabin quay quanh trục của nó và làm trục II quay.

4.3.2. Xây dựng đặc tính ra của biến mô.

Dựa vào lý thuyết về máy thủy lực người ta đã chứng minh được rằng : khi biến mô thủy lực làm việc ở chế độ ổn định thì tổng số mômen xoắn tác dụng lên các bánh công tác của nó bằng không, nghĩa là :

$$M_3 + M_4 + M_5 = 0$$

Hay: $- M_3 = M_4 + M_5$ (4 - 1)

Trong đó:

M_3, M_4, M_5 – Mômen xoắn của bánh tuabin, bánh bơm và bánh phản ứng.

Dấu (-) đặt trước mômen xoắn của bánh tuabin, chứng tỏ rằng bánh xe tuabin là phản ứng bị động.

Từ phương trình (4 - 1), ta nhận thấy rằng do có mômen xoắn M_5 của bánh xe phản ứng mà có sự biến đổi mômen xoắn từ trục bánh bơm tới trục bánh tuabin.

Mômen M_5 hình thành là do các cánh của bộ phận phản ứng cố định làm thay đổi hướng của dòng chảy chất lỏng chảy từ bánh tuabin quay trở lại bánh bơm. Nếu bộ phận bánh xe phản ứng có khả năng quay tự do trong dòng chất lỏng thì việc biến đổi mômen xoắn sẽ không xảy ra và biến mô thủy lực trở thành ly hợp thủy lực.

Tác dụng biến đổi mômen của biến mô thủy lực được đặc trưng bằng hệ số biến

mô và kí hiệu là K_{BM} :
$$K_{BM} = \frac{M_T}{M_B}$$
 (4 - 2)

Trong đó:

M_T – Mômen xoắn ở trục tuabin.

M_T – Mô men xoắn ở trục bánh bơm.

Hệ số biến mô K_{bm} thay đổi tự động phụ thuộc và điều kiện làm việc của ô tô. Khi lực cản chuyển động bên ngoài tăng lên, vận tốc ô tô giảm xuống thì hệ số biến mô sẽ tăng lên. Hệ số biến mô có giá trị lớn nhất khi trục của bánh tuabin bị hãm lại hoàn toàn, nghĩa là bánh tuabin không quay. Ngược lại khi lực cản chuyển động giảm đi, vận tốc ô tô tăng lên, do đó số vòng quay của trục tuabin tăng lên thì hệ số biến mô giảm xuống. Tính chất tự động làm việc thay đổi mômen xoắn của biến mô thủy lực là do tác động của dòng chất lỏng lên các cánh của bánh tuabin bị thay đổi khi thay đổi số vòng quay của nó. Đặc tính thay đổi và giá trị lớn nhất của hệ số biến mô phụ thuộc và chủng loại và kết cấu của biến mô thủy lực.

Tỷ số giữa số vòng quay của trục bị động (trục bánh tuabin) n_T và số vòng quay của trục bị động (trục bánh bơm) n_B được gọi là tỷ số truyền động của biến mô thủy lực, ký hiệu là i_{BM} .

$$i_{BM} = \frac{n_T}{n_B} \quad (4-3)$$

Hiệu suất của biến mô thủy lực được biểu thị bằng biểu thức sau :

$$\eta_{BM} = \frac{n_T}{n_B} = \frac{M_{TnT}}{M_{TnB}} = K_{BM} i_{BM} \quad (4-4)$$

Trong đó:

N_T – Công suất phát ra tại bánh tuabin của biến mô thủy lực;

N_B – Công suất phát ra tại bánh bơm

Khi biến mô thủy lực làm việc ở chế độ ly hợp thủy lực thì hệ số biến mô có thể xem như bằng 1. Hiệu suất của biến mô trong trường hợp này sẽ là :

$$\eta_{li} = \frac{n_T}{n_B} \quad (4-5)$$

Ở đây:

η_{li} – Hiệu suất ly hợp thủy lực.

Qua công thức (4 - 5) ta có thể nhận xét rằng, khi trên trục của bánh tuabin có tải trọng tác dụng thì luôn luôn có sự trượt giữa bánh bơm và bánh tuabin ($n_T < n_B$).

Tải trọng tác dụng càng tăng thì sự trượt càng tăng và hiệu suất của ly hợp càng giảm. Ở trường hợp giới hạn, bánh tuabin có thể bị dừng hẳn trong khi bánh bơm vẫn quay.

Giá trị mômen xoắn của bánh bơm và bánh tuabin phụ thuộc và chủng loại biến mô thủy lực, kích thước của nó, số vòng quay của bánh bơm và chất lỏng được sử dụng trong biến mô thủy lực. Các giá trị này được tính như sau:

$$M_B = \lambda_1 \cdot \gamma \cdot n_B^2 \cdot D^5$$

$$M_T = \lambda_2 \cdot \gamma \cdot n_B^2 \cdot D^5$$

Ở đây:

D – Đường kính ngoài của khoang công tác của biến mô;

γ – Trọng lượng riêng của chất lỏng chứa bên trong biển mô thủy lực;

λ_1 – Hệ số mômen sơ cấp của biển mô thủy lực

λ_2 – Hệ số mômen thứ cấp của biển mô thủy lực

Đối với mỗi loại biển mô thủy lực thì hệ số λ_1, λ_2 có giá trị riêng của nó và được xác định bằng thực hiện.

Từ biểu thức (4 - 5), chia biểu thức dưới cho biểu thức trên ta được:

$$\lambda_2 = \lambda_1 \frac{M_T}{M_B} \quad (4-6)$$

Trong biểu thức (4 - 6), cần lưu ý rằng, hệ số mômen sơ cấp của biển mô thủy lực λ_1 đặc trưng cho tính chất thay đổi tải trọng tác dụng trên trục bánh bơm khi thay đổi tải trọng trên trục bánh tuabin.

Nếu $\lambda_1 \approx \text{const}$ thì biển mô thủy lực được gọi là loại “không nhảy”; nếu λ_1 thay đổi thì biển mô thủy lực được gọi là loại “nhảy”. Trong hệ thống truyền lực của ô tô, nếu có trang bị biển mô loại “nhảy”, khi lực cản chuyển động của ô tô tăng lên thì vận tốc góc của trục bánh bơm cũng như vận tốc góc của trục khuỷu động cơ sẽ tự động giảm xuống, dẫn đến mômen xoắn của động cơ tăng lên trong khi độ mở của bướm ga không thay đổi. Ngược lại khi giảm lực cản chuyển động của ô tô thì vận tốc góc của trục khuỷu động cơ cũng như vận tốc chuyển động của ô tô sẽ tự động tăng lên.

Sự thay đổi của các thông số của biển mô thủy lực trong quá trình làm việc theo tỉ số truyền động i_{bm} được biểu diễn bằng đồ thị và được gọi là đường đặc tính không thứ nguyên của biển mô thủy lực.

Trên hình 4 - 3 trình bày đồ thị đặc tính không thứ nguyên của một loại biển mô thủy lực đặt trong hệ thống truyền lực của ô tô.

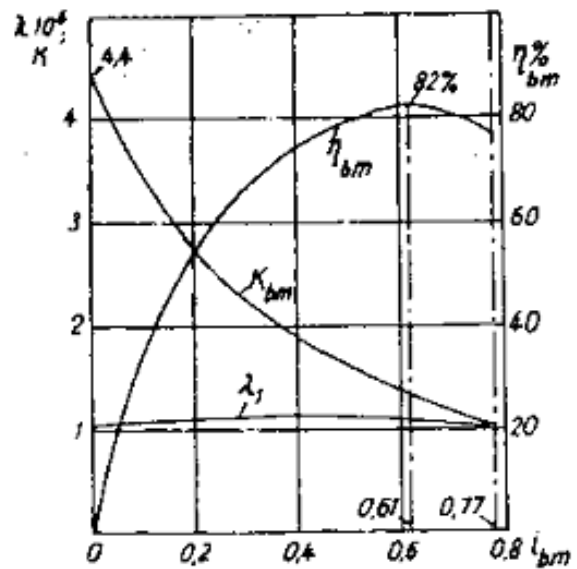
4.3.3. Tính toán đặc tính kéo của ô tô dựa vào đặc tính ra của biển mô thủy lực.

Do không có sự nối cứng giữa trục khuỷu động cơ và hệ thống truyền lực của ô tô khi có biển mô thủy lực, do đó việc tính toán các chỉ tiêu về động lực học của ô tô cần phải phân tích sự làm việc động thời giữa động cơ và biển mô thủy lực.

Để giải quyết vấn đề này, ta tiến hành các bước sau :

* Xây dựng đường đặc tính mômen của động cơ:

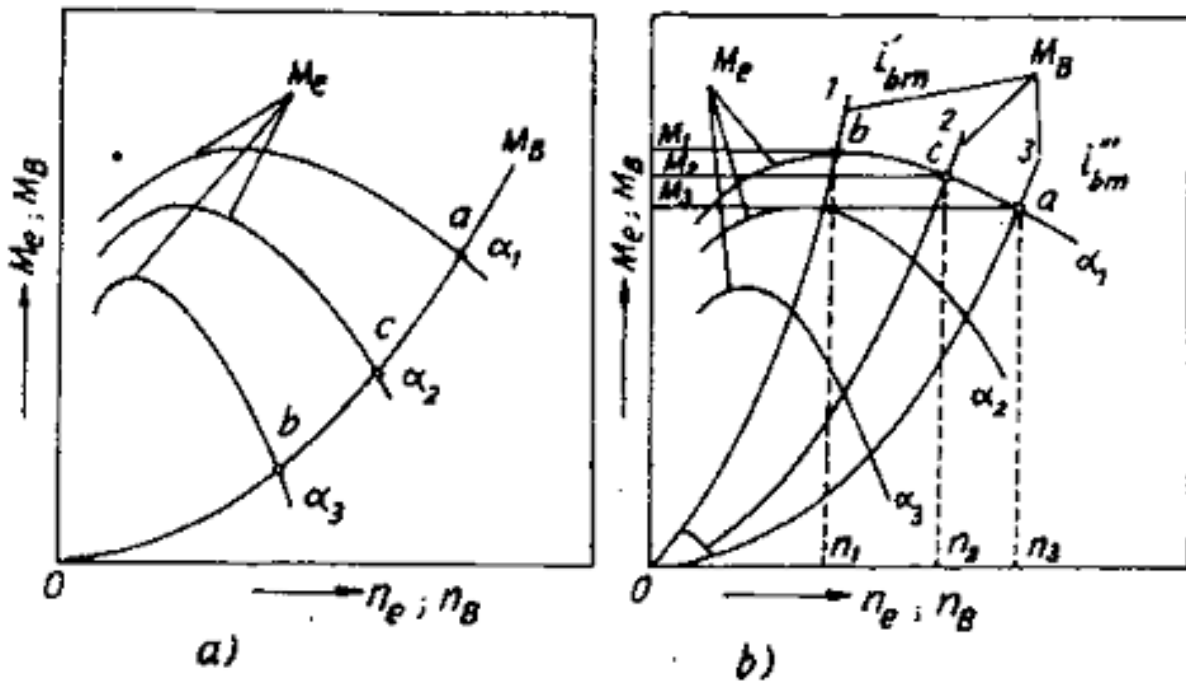
$$M_e = f(n_e) \text{ với } n_e = n_b$$



Hình 4 - 3: Đồ thị đặc tính không thứ nguyên của biển mô thủy lực

* Cho một giá trị bất kì của tỉ số truyền động i_{bm} rồi căn cứ vào đường đặc tính không thứ nguyên của biến mô thủy lực, tìm được một trị số λ_1 tương ứng.

* Sau đó cho một vài giá trị số vòng quay của trục bánh bơm n_B và theo công thức (4 - 5), ta tìm được các giá trị mômen phát ra trên trục bánh bơm M_B tương ứng với một trị số i_{bm} . Theo công thức (4- 5) thì mômen phát ra trên bánh bơm phụ thuộc bậc hai vào số vòng quay của chúng, do đó đường cong này là một đường bậc 2 (đường parabol). Tương tự như trên, ta cho các tỉ số truyền động khác nhau của biến mô i_{bm} rồi tìm được các trị số λ_1 và tính được các trị số mômen khác nhau của trục bánh bơm $M_B = f(n_B)$. Các đường đặc tính mômen xây dựng theo các bước trên được biểu hệ thống động cơ – biến mô thủy lực.



Hình 4 - 4: Đồ thị đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ có biến mô thủy lực

a) Loại không nhảy; b) Loại nhảy

Sự làm việc ổn định đồng thời của toàn cụm động cơ và biến mô thủy lực chỉ có thể có được ở những giao điểm của đường cong mô men của bánh bơm M_B với các đường cong mômen của động cơ M_e (các điểm a, b, c trên đồ thị hình 45). Như vậy, rõ ràng là ứng với mỗi góc mở khác nhau của bướm ga sẽ được một chế độ làm việc chung thích hợp của cụm động cơ và biến mô thủy lực. Chế độ này là không thay đổi và không phụ thuộc vào điều kiện chuyển động của ô tô.

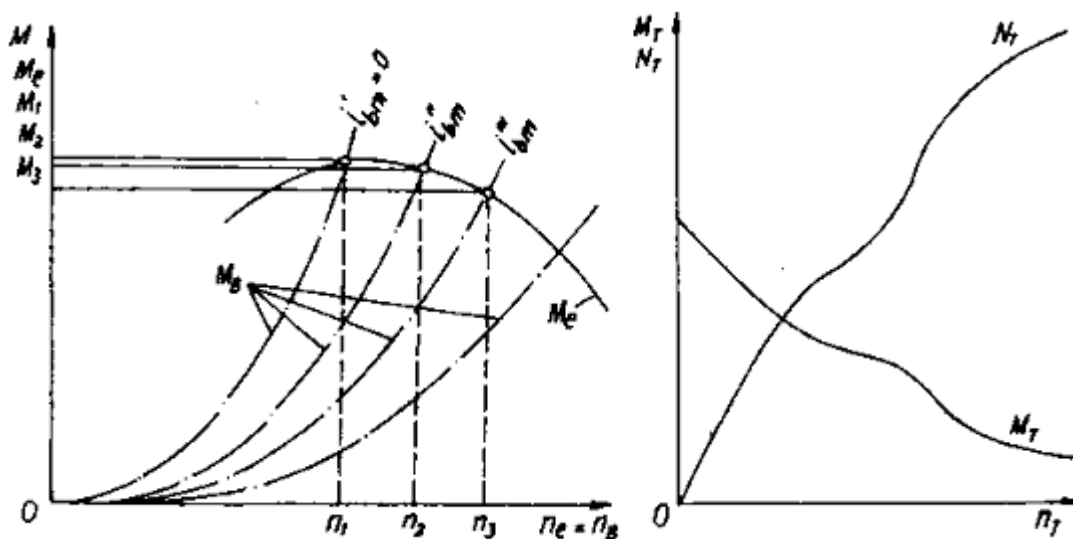
Ví dụ trên đồ thị hình 45b, khi động cơ làm việc ở số vòng quay n_1 , ta có mômen tương ứng trên trục bánh bơm là M_1 , ta sẽ xác định được số vòng quay trên trục bánh tuabin là $n_{T1} = n_1 \cdot i_{bm}$; $M_{T1} = M_1 \cdot K_{bm}$; ... $n_{T3} = n_3 \cdot i_{b''m}$; $M_{T3} = M_3 \cdot K_{b''m}$... Cần chú ý rằng các giá trị hệ số biến mô K_{bm} , ... , $K_{b''m}$ được lấy từ đường đặc tính không thứ nguyên tương ứng với tỉ số truyền động của nó.

Khi đã biết được các giá trị của n_T và M_T , ta xác định công suất trên trục tuabin theo công thức:

$$N_T = M_T \cdot n_T \quad ; \quad W$$

Đồ thị biểu diễn quan hệ phụ thuộc giữa công suất và mômen phát ra ở trục bánh tuabin với số vòng quay của nó $N_T = f(n_T)$ và $M_T = f(n_T)$ được gọi là đường đặc tính ra của hệ thống động cơ-biến mô thủy lực (hình 46).

Khi đã có đồ thị đặc tính ra của hệ thống động cơ – biến mô thủy lực, ta tiến hành tính toán các chỉ tiêu động cơ lực học của ô tô với biến mô thủy lực theo phương pháp giống như tính toán đối với ô tô có hệ thống truyền lực cơ khí bình thường.



Hình 4 - 5: Đồ thị đặc tính ra của hệ thống động cơ có biến mô thủy lực

Vận tốc của ô tô :
$$v = \frac{2\pi n_T r_b}{60 i_t} \quad (m/s)$$

Trị số lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động:
$$P_k = \frac{M_T i_T \eta}{r_b}$$

Trong đó:

i_t – Tỷ số truyền của phần truyền lực cơ khí nằm giữa biến mô thủy lực và các bánh xe chủ động.

η – Hiệu suất của phần truyền lực cơ khí nằm giữa biến mô thủy lực và các bánh xe chủ động có tính đến sự tiêu hao năng lượng để dẫn động bơm dầu cung cấp cho hệ thống biến mô thủy lực và hệ thống điều khiển hộp số cơ khí.

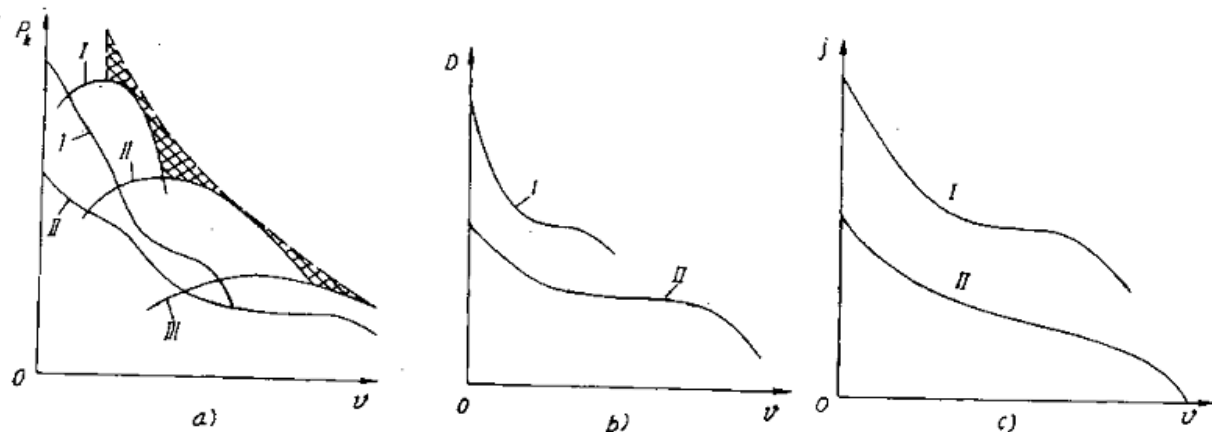
Nếu như hiệu suất của biến mô thủy lực xem như không đổi và bằng hiệu suất của hộp số cơ khí thông thường thì sự thay đổi của lực kéo tiếp tuyến P_k là hàm số của vận tốc $P_k \approx f(v)$ được biểu thị bằng đường nét đứt trên hình (H47a).

Trong nhiều trường hợp, ở ô tô lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ động là rất lớn so với ô tô cùng loại có hộp số cơ khí (phần gạch chéo). Phần lực kéo dư này đảm bảo làm tốt hơn lên tính chất động lực học của ô tô có biến mô thủy lực. Tuy nhiên hiệu suất của biến mô thủy lực không phải là không đổi và ở khu vực có tốc độ góc lớn thì hiệu suất nhỏ. Vì vậy trong thực tế thì lực kéo tiếp tuyến phát ra ở các bánh xe chủ

động khi có biến mô thủy lực được thay đổi và nhỏ hơn so với lực kéo khi có hộp số cơ khí. Hậu quả đó ảnh hưởng xấu đến tính chất động lực học của ô tô.

Nhân tố động lực học D , quãng đường tăng tốc S và thời gian tăng tốc t của ô tô có biến mô thủy lực cũng được tính toán giống như đối với loại truyền lực cơ khí, chỉ khác là đối với truyền lực cơ khí ta sử dụng mômen của động cơ M_e , còn khi có biến mô thủy lực, ta sử dụng mômen phát ra tại trục tuabin M_T và số vòng quay của trục tua bin n_T . Đồ thị hình (Hình 4 -6 b) biểu thị nhân tố động lực học D và hình (Hình 4 - 6c) biểu thị gia tốc của ô tô có truyền lực học với biến mô thủy lực.

Đối với ly hợp thủy lực, các chỉ tiêu động lực học của ô tô được tính toán cũng giống như khi tính toán với biến mô thủy lực.



Hình 4 -6: Đồ thị đặc tính động lực học của ô tô có biến mô thủy lực kết hợp với hộp số cơ khí có 3 số truyền

a) Đồ thị lực kéo P_k ; b) Đồ thị đặc tính động lực học D ; c) Đồ thị gia tốc

Câu hỏi thảo luận chương 4

- Câu 1. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính kéo của ô tô?
- Câu 2. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ có biến mô thủy lực loại không nhảy?
- Câu 3. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ có biến mô thủy lực loại nhảy?
- Câu 4. So sánh sự giống và khác nhau giữa 2 đồ thị đặc tính tải trọng của hệ thống động cơ có biến mô thủy lực?
- Câu 5. Vẽ và trình bày nội dung, ý nghĩa của đồ thị đặc tính ra của ô tô?

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Lê Văn Quỳnh; *Bài giảng và tập bản vẽ trang bị thủy lực trên ô tô – máy kéo*; Đại học kỹ thuật công nghiệp; 2006.
- [2] Phạm Vy, Lê Văn Quỳnh; *Tập bản vẽ trang bị thủy lực trên ô tô – máy kéo*; Nhà xuất bản Đại học Bách khoa Hà Nội; 2004.
- [3] PGS.TS Nguyễn Khắc trai; *Hệ thống gầm xe con*; Nhà xuất bản Giao thông vận tải Hà Nội; 2000.
- [4] PGS.TS Nguyễn Khắc trai; *Hệ thống truyền lực xe con*; Nhà xuất bản Giao thông vận tải Hà Nội; 2000.
- [5] PGS.TS Nguyễn Trọng Hoan; *Truyền động thủy khí trên ô tô – máy kéo*; Nhà xuất bản Đại học Bách khoa Hà Nội; 2004.