

MỤC LỤC

4. BƠM THỂ TÍCH.....	4
4.1. Các thông số của bơm thể tích	4
4.1.1. Lưu lượng.....	4
4.1.2. Áp suất:	5
4.1.3. Hiệu suất và công suất:	6
4.2. Bơm piston	7
4.2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc	7
4.2.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bơm piston	8
4.2.3. Phân loại bơm piston.....	8
4.2.4. Đường đặc tính bơm piston.....	9
4.2.5. Số vòng quay giới hạn của bơm piston	9
4.3. Bơm rô to	10
4.3.1. Khái niệm chung về bơm rô to.....	10
4.3.2. Bơm bánh răng	11
4.3.3. Bơm trục vít	12
4.3.4. Bơm cánh gạt	15
4.3.5. Bơm vòng.....	16
4.4. Bơm piston – rô to.....	17
4.4.1. Bơm piston – rô to hướng kính	17
4.4.2. Bơm piston – rô to hướng trục	19
5. BƠM TRONG HỆ THỐNG.....	20
5.1. Giới thiệu về bơm và hệ thống.....	20
5.2. Những khó khăn trong việc đánh giá và thẩm định bơm.....	21
5.3. Triển vọng tiết kiệm năng lượng trong việc sử dụng bơm.....	22
5.3.1. Chọn đúng bơm.....	22

5.3.2. Biến thiên vận tốc để điều chỉnh tốc độ dòng chảy	23
5.3.3. Ghép song song nhiều bơm.....	26
5.3.4. Sử dụng van điều chỉnh dòng chảy	27
5.3.5. Sử dụng van hồi (by – pass).....	28
5.3.6. Phương pháp đóng ngắt bơm	28
5.3.7. Thay đổi đường kính cánh bơm	29
6. PHƯƠNG PHÁP CHỌN BƠM	30
6.1. Thiết kế hệ thống bơm	31
6.1.1. Loại chất lỏng.....	31
6.1.2. Đường đặc tính của hệ thống	32
6.1.3. Các cách vận hành của hệ thống	32
6.1.4. Sự thay đổi của hệ thống trong tương lai	33
6.2. Chọn bơm, loại truyền động và thiết bị phụ.....	33
6.2.1. Loại bơm	33
6.2.2. Yêu cầu tự môi bơm.....	33
6.2.3. Yêu cầu cột áp và lưu lượng khác nhau	34
6.2.4. Yêu cầu cao áp (trên khả năng của bơm ly tâm đơn cấp)	34
6.2.5. Khả năng hiệu chỉnh chính xác	35
6.2.6. Đặc tính của chất lỏng.....	35
6.2.7. Vật liệu làm bơm.....	35
6.2.8. Chọn phương pháp truyền động.....	36

DANH SÁCH CÁC HÌNH

Hình 4.1: Nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng đơn.....	7
Hình 4.2. Nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng kép.	9
Hình 4.3: Đường đặc tính của bơm piston.	9
Hình 4.4. Nguyên lý làm việc của bơm bánh răng.....	11
Hình 4.5. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài (trái) và ăn khớp trong (phải).	12
Hình 4.6. Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to 2 trục vít.....	13
Hình 4.7. Bơm rô to 2 trục vít 2 đầu hút.	13
Hình 4.8. Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to 3 trục vít.....	14
Hình 4.9. Bơm rô to 3 trục vít một cửa hút (trái) và 2 cửa hút (phải).....	14
Hình 4.10: Cấu tạo một bơm rô to 3 trục vít.....	15
Hình 4.11: Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm cánh gạt (2 cánh).	15
Hình 4.12: Bơm cánh gạt 6 cánh.....	16
Hình 4.13: Nguyên lý làm việc của một bơm vòng 3 lobe.	17
Hình 4.14: Bơm vòng 1 lobe (trái) và nhiều lobe (phải).....	17
Hình 4.15: Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to hướng kính.....	18
Hình 4.16.: Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to hướng trục.....	19
Hình 5.1: Các thiết bị của một hệ thống bơm cụ thể.....	21
Hình 5.2: Đường đặc tính một bơm ly tâm điển hình của nhà cung cấp.	23
Hình 5.3: Hiệu quả của việc sử dụng bộ biến tần.	26
Hình 5.4: Đường đặc tính của các bơm hoạt động song song.	27
Hình 5.5: Điều chỉnh lưu lượng của bơm bằng van.....	28
Hình 5.6. Phương pháp cắt bớt cánh bơm ở một bơm ly tâm.	30
Hình 6.1: Chọn loại bơm dựa vào số vòng quay đặc trưng.	33

DANH SÁCH CÁC BẢNG

Bảng 5.1. So sánh các phương pháp điều chỉnh lưu lượng trên bơm.	30
---	----

4. BƠM THỂ TÍCH

4.1. Các thông số của bơm thể tích

Các thông số làm việc cơ bản của bơm thể tích có một số đặc điểm khác với các thông số của bơm cánh dẫn.

Theo nguyên lý, áp suất chất lỏng trong máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc tải trọng ngoài. Nếu buồng làm việc hoàn toàn kín, thì lưu lượng của máy không phụ thuộc vào áp suất, còn áp suất có thể tăng lên bao nhiêu cũng được tùy thuộc vào áp suất phụ tải và công suất bơm. Khi đó lưu lượng của máy thủy lực thể tích chỉ phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của piston. Nếu vận tốc piston không thay đổi thì lưu lượng cũng thay đổi.

Thực tế, buồng làm việc không thể kín tuyệt đối với mọi trị số áp suất. Khi tải trọng làm việc tăng đến mức nào đó sẽ xuất hiện sự chảy rò chất lỏng, nếu tiếp tục tăng tải thì lưu lượng của máy sẽ hoàn toàn mất mát do rò rỉ. Ngoài ra, áp suất làm việc còn bị hạn chế do sức bền của máy.

Do vậy, để đảm bảo sự làm việc bình thường của máy, phải hạn chế áp suất làm việc tối đa bằng cách dùng van an toàn (van sẽ tự động thải chất lỏng để giảm áp suất làm việc khi tải trọng quá lớn).

4.1.1. Lưu lượng

- Lưu lượng lý thuyết Q_1 (lưu lượng chưa kể tới sự chảy rò) bằng tổng của thể tích làm việc của máy trong một đơn vị thời gian.

$$Q_1 = q_1 \cdot n$$

q_1 = lưu lượng riêng của máy, là thể tích làm việc của máy trong một chu kỳ.

n = số chu kỳ làm việc của máy trong một đơn vị thời gian (thường bằng số vòng quay của trục máy).

Q_1 là lưu lượng tính trong cả quá trình trong một đơn vị thời gian nên còn gọi là lưu lượng trung bình lý thuyết. Khác với máy thủy lực cánh dẫn, lưu lượng tức thời của máy thủy lực thể tích thay đổi theo thời gian, kể cả khi máy làm việc ổn định.

4.1.2. Áp suất:

Cột áp của máy thủy lực thể tích được tạo nên chủ yếu bởi sự thay đổi áp suất tĩnh của chất lỏng khi chuyển động qua máy. Do đó, trong máy thủy lực thể tích thường dùng áp suất để biểu thị khả năng làm việc của máy.

Cột áp H và áp suất p liên hệ với nhau bằng công thức thủy tĩnh học cơ bản:

$$H = \frac{p}{\gamma}$$

γ – trọng lượng riêng của chất lỏng làm việc.

Áp suất trong buồng làm việc có liên quan đến lực tác dụng hoặc moment quay của máy.

- Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến, áp suất làm việc p tác dụng lên piston tạo nên áp lực P :

$$P = p \cdot F$$

F : diện tích làm việc của mặt piston.

- Đối với máy thủy lực thể tích có chuyển động tịnh tiến, áp suất làm việc p tác dụng lên roto tạo nên moment quay M :

$$M = K_M \cdot p$$

K_M – hằng số đối với máy, phụ thuộc vào kết cấu và kích thước máy được gọi là hệ số moment.

Hệ số k_M có thể suy ra từ công thức tính công suất lý thuyết. Nếu bỏ qua tổn thất:

$$N = N_1$$

$$N_1 = \gamma \cdot Q_1 \cdot H$$

Thay $H = p/\gamma$ vào phương trình trên

$$N_1 = Q_1 \cdot p$$

Mặt khác: $M = \frac{Q_1}{\omega} p$

Vậy $k_M = \frac{Q_1}{\omega} = \frac{q_1 n}{2\pi n} = \frac{q_1}{2\pi}$

K_M thực tế $< k_M$ lý thuyết và phụ thuộc vào hiệu suất η .

Trường hợp xét đến các tổn thất thì moment quay của bơm được xác định theo công thức:

$$pQ = \eta M \omega$$

$$M = \frac{Q}{\eta \omega} p = \frac{k_M}{\eta} p$$

4.1.3. Hiệu suất và công suất:

Hiệu suất toàn phần của máy thủy lực xác định theo công thức chung:

$$\eta = \eta_Q \eta_c \eta_H$$

Đối với bơm thể tích, tổn thất thủy lực tương đối nhỏ (vì động năng nhỏ) nên thường cho $\eta_H = 1$. Do đó:

$$\eta = \eta_Q \eta_c$$

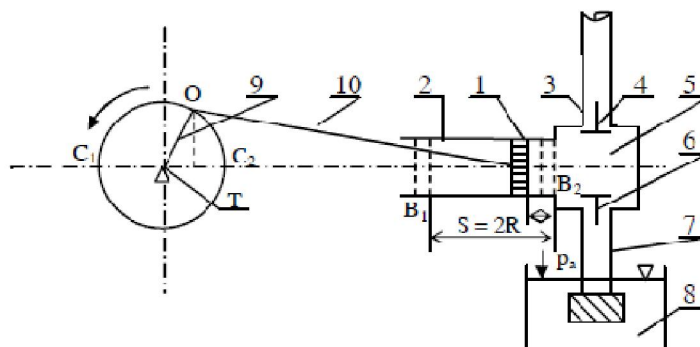
Công suất làm việc của bơm thường được xác định bằng các thông số thủy lực:

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} = \frac{p Q}{\eta}$$

4.2. Bơm piston

4.2.1. Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Bơm piston làm việc theo nguyên lý thể tích, được thể hiện cụ thể trong hình 4.1:



Hình 4.1: Nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng đơn.

Bơm piston được truyền động bởi động cơ, chuyển động quay của trục động cơ được biến đổi thành chuyển động tịnh tiến của piston 1 trong xi lanh 2.

Nếu tay quay quay từ vị trí điểm C_2 quay theo chiều mũi tên đến điểm C_1 thì piston di chuyển về phía trái, thể tích buồng làm việc 5 tăng dần, áp suất p trong đó giảm đi và bé hơn áp suất ở mặt thoáng bể chứa p_a ($p < p_a$). Do đó chất lỏng từ bể hút qua van hút 6 vào buồng làm việc 5, trong khi đó van đẩy 4 đóng. Đó là quá trình hút của bơm.

Sau đó, tay quay tiếp tục quay từ điểm C_1 đến điểm C_2 , piston đổi chiều chuyển động sang phải, thể tích buồng làm việc giảm dần làm áp suất tăng lên, van hút 6 bị đóng, van đẩy 4 mở để chất lỏng chảy vào ống đẩy thực hiện quá trình đẩy của bơm. Quá trình hút và đẩy của bơm piston diễn ra gián đoạn và xen kẽ lẫn nhau, tạo nên quá trình làm việc liên tục của bơm. Một quá trình hút và đẩy kế tiếp nhau gọi là một chu trình làm việc của bơm.

4.2.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng của bơm piston

Ưu điểm:

- ✓ Có thể tạo nên áp suất lớn.
- ✓ Bơm được các loại chất lỏng có độ nhớt cao.
- ✓ Cấu tạo đơn giản.

Nhược điểm:

- ✓ Chuyển động của chất lỏng qua bơm không đều, do đó lưu lượng của bơm bị dao động.
- ✓ Kết cấu của bơm tương đối cồng kềnh.

Phạm vi sử dụng: Bơm piston thường được sử dụng khi cần áp suất cao hoặc rất cao (từ 200 at trở lên) và lưu lượng tương đối nhỏ.

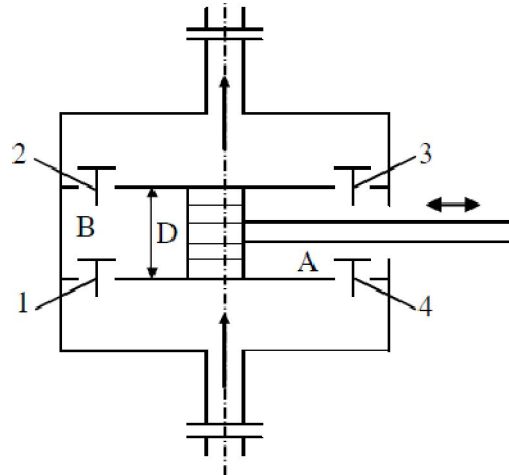
4.2.3. Phân loại bơm piston

a) Bơm tác dụng đơn (bơm tác dụng một chiều)

Trong loại bơm này, chất lỏng làm việc ở về một phía của piston, một chu kì làm việc của piston chỉ có một quá trình hút và đẩy nối tiếp. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm tác dụng đơn được thể hiện cụ thể trong hình 4.2.

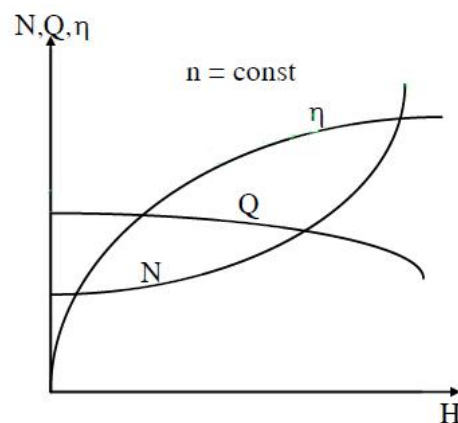
b) Bơm tác dụng kép (bơm tác dụng hai chiều)

Trong loại bơm này, piston làm việc cả hai phía, do đó có hai buồng làm việc A và B, hai van hút 1,4 và hai van đẩy 2,3. Trong một chu trình làm việc của bơm có hai quá trình hút và hai quá trình đẩy (khi buồng A hút thì buồng B đẩy và ngược lại).



Hình 4.2. Nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng kép.

4.2.4. Đường đặc tính bơm piston



Hình 4.3: Đường đặc tính của bơm piston.

Đối với bơm piston có $n = \text{const}$, ta thường biểu diễn các thông số làm việc theo H vì khi lưu lượng Q không đổi thì việc điều chỉnh chế độ làm việc của bơm được thực hiện bằng cách thay đổi áp suất làm việc.

4.2.5. Số vòng quay giới hạn của bơm piston

Một trong các yếu tố quan trọng ảnh hưởng đến điều kiện để không xảy ra hiện tượng xâm thực là số vòng quay làm việc của bơm. Do đó cần xác định số vòng

quay làm việc giới hạn của bơm $n_{\max}$. Để bơm làm việc được, số vòng quay cho phép $[n] < n_{\max}$

Đối với bơm nước, $[n] = 100 \div 200$ rpm.

Số vòng quay cho phép $[n]$ phải giảm khi nhiệt độ chất lỏng trong bơm tăng. Nếu bơm làm việc với số $[n]$ cố định thì khi nhiệt độ chất lỏng tăng thì phải giảm chiều cao hút z_h .

4.3. Bơm rô to

4.3.1. Khái niệm chung về bơm rô to

Bơm rô to là loại bơm mà trong đó bộ phận làm việc chính trực tiếp trao đổi áp năng với dòng chất lỏng qua máy là bộ phận có chuyển động quay như bánh răng, trục quay có cánh gạt, ... gọi chung là rô to.

Rô to có chuyển động tròn đều tạo ra dòng chảy tương đối đều. Lưu lượng và áp suất của dòng chảy trong các bơm rô to dao động ít hơn so với dòng chảy trong các loại bơm piston.

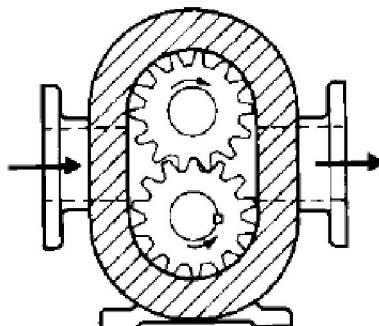
Áp suất làm việc trong các bơm rô to thường cao hơn so với các bơm cánh dẫn nhưng thấp hơn so với các bơm piston, thông thường là $20 \div 50$ at.

- ✓ Bơm rô to có các ưu điểm chung sau đây:
- ✓ Kết cấu đơn giản, kích thước nhỏ và gọn nhẹ, chỉ tiêu kinh tế tốt (rẻ).
- ✓ Làm việc chắc chắn, tin cậy và có tuổi bền cao.
- ✓ Có thể làm việc với số vòng quay lớn.
- ✓ Công suất trên một đơn vị trọng lượng lớn.

Các ưu điểm chủ yếu trên đây làm cho các bơm rô to được sử dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy và động lực ứng với các điều kiện kỹ thuật phù hợp, trong các hệ thống truyền động và truyền lực bằng dầu hoặc trong các bộ phận điều khiển bằng các cơ cấu thủy lực.

4.3.2. Bơm bánh răng

a) Cấu tạo và nguyên lý làm việc



Hình 4.4. Nguyên lý làm việc của bơm bánh răng.

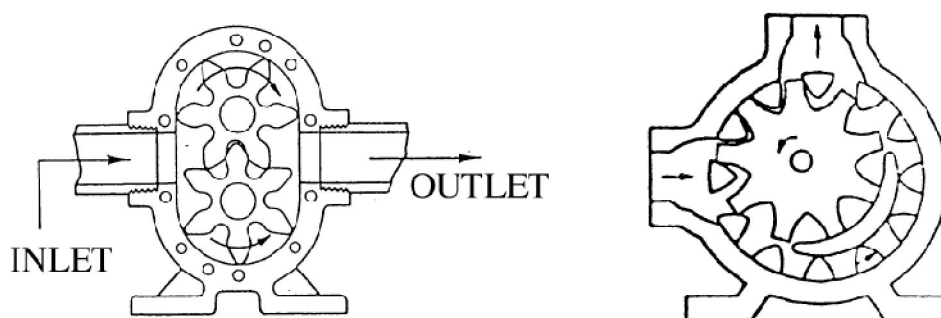
Sơ đồ kết cấu bơm bánh răng đơn giản thường có 2 bánh răng. Khi làm việc, bánh răng chủ động quay, kéo bánh răng bị động quay theo chiều mũi tên. Chất lỏng chứa đầy trong các rãnh giữa bánh răng và vỏ bơm sẽ được chuyển từ vùng hút đến vùng đẩy vòng theo vỏ bơm. Vì thể tích chứa chất lỏng trong vùng đẩy giảm khi các bánh răng của cặp bánh răng vào khớp, nên chất lỏng bị ép và dồn vào ống đẩy với áp suất cao, đó là quá trình đẩy. Đồng thời với quá trình đẩy, xảy ra quá trình hút như sau: khi các răng ra khớp, thể tích chứa chất lỏng tăng, áp suất chứa chất lỏng giảm xuống thấp hơn áp suất trên mặt thoáng làm cho chất lỏng chảy liên tục qua ống hút vào bơm. Quá trình hút và đẩy chất lỏng xảy ra đồng thời và liên tục.

Trong thực tế, luôn có khe hở giữa đỉnh răng với vỏ bơm, giữa các mặt răng. Các khe hở này tạo nên tổn thất lưu lượng trong bơm bánh răng (chất lỏng theo khe hở chảy ngược về vùng hút) hạn chế khả năng tăng áp suất làm việc của bơm. Nếu áp suất phụ tải cao quá mức thì có thể lưu lượng của bơm hoàn toàn bị tổn thất. Vì vậy, để hạn chế áp suất làm việc tối đa, cần bố trí van an toàn trên ống đẩy.

Bơm bánh răng thường được ứng dụng trong các máy thủy lực (máy ép, máy nâng, cần cẩu, máy đào đất,...), hệ thống điều khiển tự động, đặc biệt trong công nghệ người máy, trong bôi trơn các bộ phận chuyển động của các máy.

b) Phân loại bơm bánh răng

Có 2 loại bơm bánh răng: bơm bánh răng ăn khớp trong và bơm bánh răng ăn khớp ngoài.



Hình 4.5. Bơm bánh răng ăn khớp ngoài (trái) và ăn khớp trong (phải).

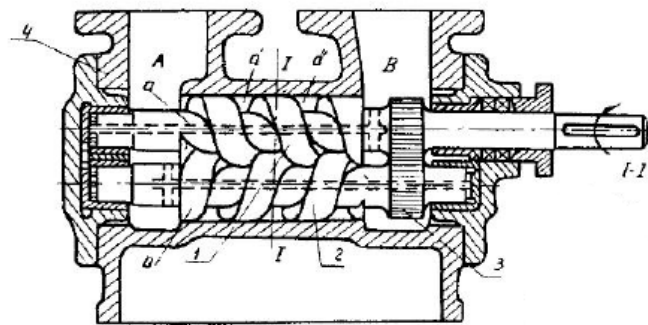
d) Biện pháp khắc phục hiện tượng tổn thất lưu lượng

Các biện pháp sau đây dùng để khắc phục hiện tượng tổn thất lưu lượng do khe hở đã nêu trên đây:

- Tạo áp suất thích hợp trong vùng hút, không để áp suất ở vùng hút nhỏ hơn áp suất do lực ly tâm sinh ra khi bánh răng quay, bằng cách đặt bơm thấp hơn mức chất lỏng trong bể hút hoặc tăng áp suất mặt thoáng của bể hút.
- Hình dáng và kích thước của đường dẫn chất lỏng vào vùng hút phải hợp lý. Vận tốc chất lỏng vào vùng hút không nên quá $2 \div 3$ m/s. Đường dẫn đến vùng hút nên có kết cấu hình loa, một cạnh mở rộng dần cho đến khi bằng chiều rộng của bánh răng ở miệng vùng hút.
- Hạn chế vận tốc làm việc của bánh răng. Vận tốc ở vòng đầu đỉnh răng không nên quá $6 \div 8$ m/s, vì có thể gây hiện tượng xâm thực.

4.3.3. Bơm trục vít

a) Bơm 2 trục vít

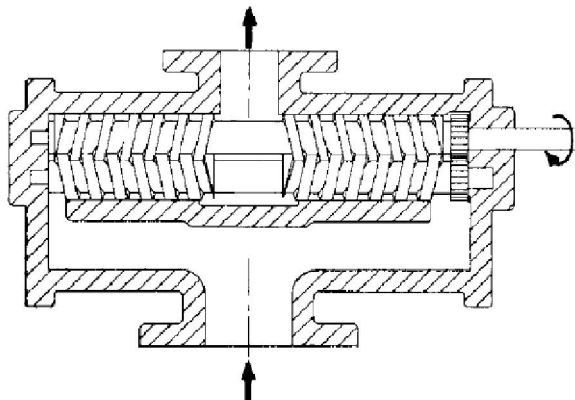


Hình 4.6. Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to 2 trục vít.

Trục vít chủ động 1 có ren hình chữ nhật, chiều ren phải ăn khớp với trục vít bị động 2 có chiều ren trái. Cuối 2 trục vít có lắp 2 bánh răng 3 cũng ăn khớp với nhau, Các trục vít được định vị bằng các ổ trục đặt trong vỏ bơm 4. Vỏ bơm có vùng hút A và vùng đẩy B. Khe hở giữa các trục vít và vỏ bơm rất nhỏ.

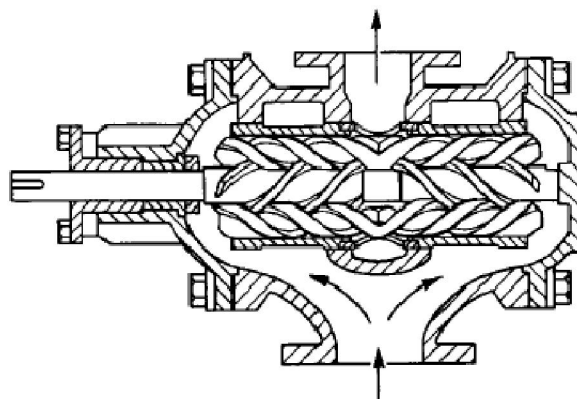
Khi bơm làm việc, chất lỏng ở vùng hút A điền đầy rãnh then và sẽ bị đẩy dần dần đến vùng đẩy B khi hai trục vít ăn khớp lẫn nhau.

Trên đây là bơm rô to 2 trục vít một đầu hút, ngoài ra, còn có bơm rô to 2 trục vít 2 đầu hút như hình 4.8 dưới đây.



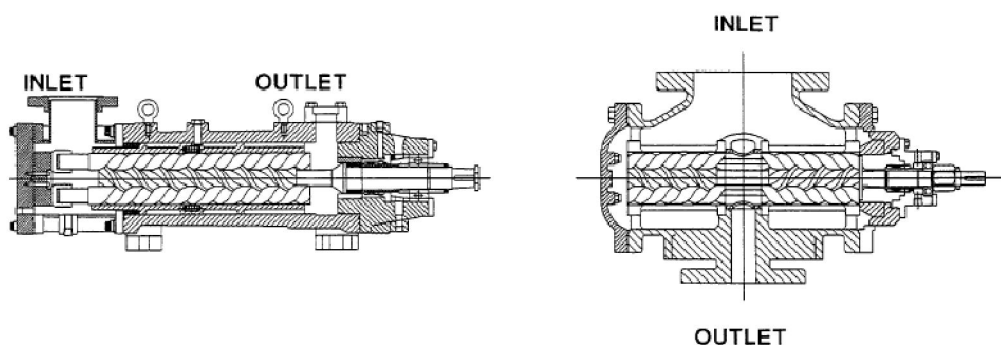
Hình 4.7. Bơm rô to 2 trục vít 2 đầu hút.

b) Bơm 3 trục vít

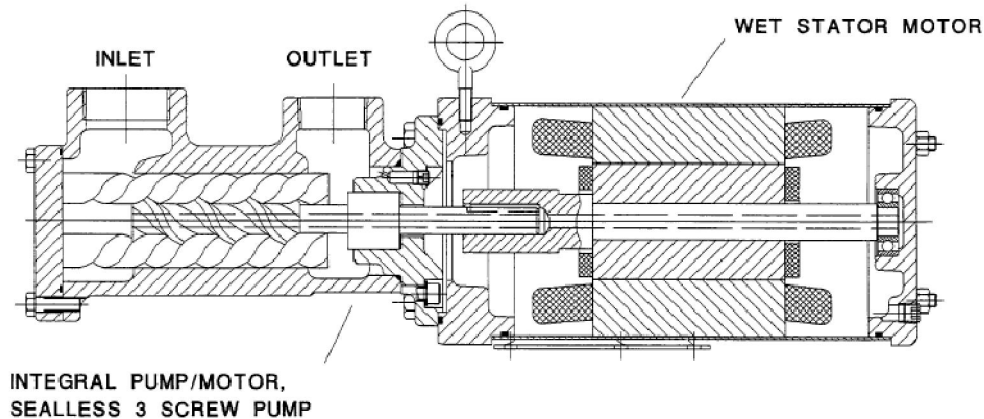


Hình 4.8. Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to 3 trục vít.

Kết cấu và nguyên lý làm việc của bơm 3 trục vít nói chung tương tự với bơm 2 trục vít, điều khác biệt là trục vít chủ động ăn khớp với 2 trục vít bị động. So với bơm 2 trục vít, bơm 3 trục vít có thể tích làm việc được làm kín tốt hơn, do đó hiệu suất lưu lượng lớn hơn; góc nâng của mỗi ren có thể tăng lên, dẫn đến hiệu suất cơ khí cũng cao hơn. Như vậy bơm 3 trục vít có hiệu suất và tính năng làm việc cao hơn bơm 2 trục vít, có thể đạt đến các trị số giới hạn.



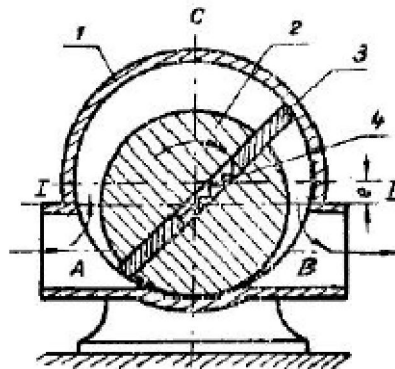
Hình 4.9. Bơm rô to 3 trục vít một cửa hút (trái) và 2 cửa hút (phải).



Hình 4.10: Cấu tạo một bơm rô to 3 trục vít.

4.3.4. Bơm cánh gạt

Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm cánh gạt đơn giản (2 cánh gạt) được minh họa trong hình 4.11 dưới đây



Hình 4.11: Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm cánh gạt (2 cánh).

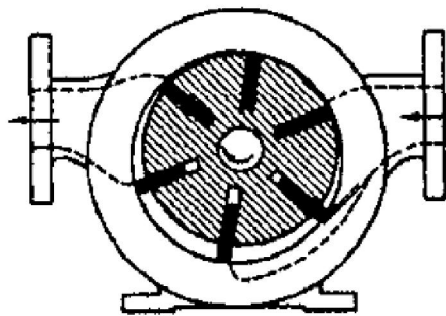
Bơm gồm vỏ hình trụ 1 trong đó có rô to 2. Tâm của vỏ và rô to lệch nhau một khoảng cách e . Khi rô to quay, các bản phẳng này trượt trong các rãnh của rô to và gạt chất lỏng nên được gọi là cánh gạt. Phần không gian giới hạn bởi vỏ bơm và rô to được gọi là thể tích làm việc.

Nhờ lực đẩy của lò xo 4, các cánh gạt 3 luôn luôn tựa sát vào thành vỏ bơm. Giả sử bơm làm việc theo chiều mũi tên, thể tích chứa chất lỏng từ A đến C tăng, áp suất

trong chất lỏng giảm, do đó chất lỏng sẽ bị hút vào bơm. Khi cánh gạt di chuyển từ C đến B, sẽ làm giảm thể tích chứa chất lỏng, do đó làm tăng áp suất và đẩy chất lỏng vào ống đẩy.

Nhược điểm của bơm cánh gạt là lưu lượng không đều, nhỏ nhất khi cánh gạt ở vị trí I và lớn nhất khi cánh gạt ở vị trí C – C. Để lưu lượng bơm đồng đều hơn, cần tăng số cánh gạt trong bơm (từ 4 đến 12 cánh).

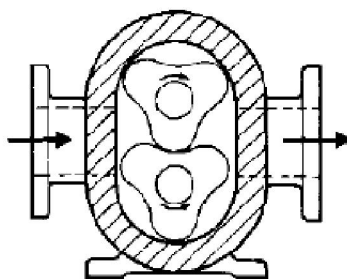
Hình 4.13 dưới đây là một bơm cánh gạt 6 cánh.



Hình 4.12: Bơm cánh gạt 6 cánh.

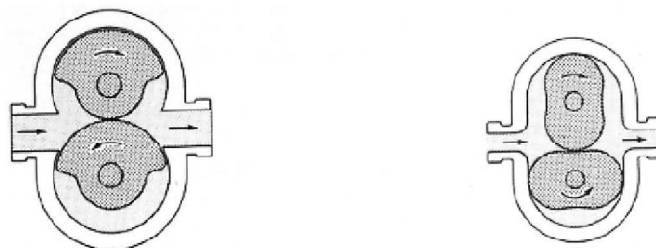
4.3.5. Bơm vòng

Nguyên lý làm việc của bơm vòng cũng tương tự như với nguyên lý làm việc của bơm bánh răng ăn khớp ngoài, nhưng ở đây không có một trục dẫn động và một trục bị động, mà cả 2 trục hoạt động độc lập với nhau.



Hình 4.13: Nguyên lý làm việc của một bơm vòng 3 lobe.

Khi bơm làm việc, 2 trục quay theo chiều như trên hình sẽ hút chất lỏng vào các rãnh được tạo nên bởi rô to và vỏ bơm, sau đó đẩy chúng vào ống đẩy. Tùy theo cấu tạo có thể có bơm vòng 1 lobe hay nhiều lobe (hình 29).

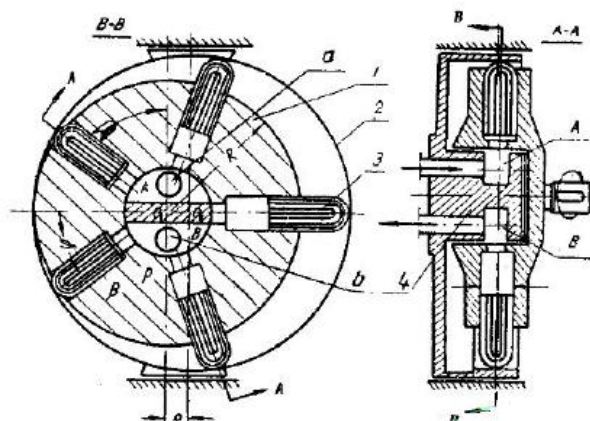


Hình 4.14: Bơm vòng 1 lobe (trái) và nhiều lobe (phải).

4.4. Bơm piston – rô to

4.4.1. Bơm piston – rô to hướng kính

Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm piston – rô to hướng kính được mô tả trong hình 4.15 dưới đây.



Hình 4.15: Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to hướng kính.

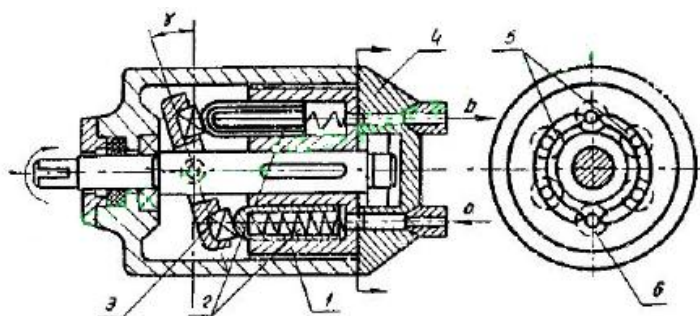
Bơm gồm 2 phần: phần quay (rô to) 1 đặt lệch tâm trong phần cố định (stato) 2. Rô to là khối trụ tròn, trong đó các xi lanh và piston trụ 3 không có cần (thanh đẩy) phân bố đều theo kiểu hướng kính. Do sự bố trí lệch tâm theo khoảng cách e nên khi rô to quay, các piston quay theo rô to và đồng thời chuyển động tịnh tiến trong các xi lanh.

Trong bơm, quá trình hút được thực hiện khi các piston chuyển động hướng ra khỏi tâm rô to; chất lỏng được hút qua rô to vào các xi lanh nhờ có lỗ dẫn a vào vùng hút A. Khi piston bị thành stato ép, chuyển động hướng về tâm thì chất lỏng bị nén vào vùng đẩy B và chảy ra ngoài theo lỗ dẫn b trên stato, thực hiện quá trình đẩy của bơm. Vùng hút A và vùng đẩy B là hai rãnh hình bán nguyệt cách nhau bằng một vách bố trí ở giữa stato trong trục phân phối 4 và được thông ra ngoài qua các lỗ dẫn a, b.

Để bơm làm việc bình thường, khi rô to quay các đầu piston phải luôn luôn tỳ vào thành stato, do đó, nhiều khi phải dùng bơm phụ gọi là bơm cấp để đẩy chất lỏng vào vùng hút với áp suất đủ để đẩy piston tỳ vào thành stato trong quá trình hút.

4.4.2. Bơm piston – rô to hướng trục

Nguyên lý làm việc của bơm piston – rô to hướng trục cũng tương tự như bơm piston – rô to hướng kính, nhưng kết cấu có hơi khác (hình 4.16).



Hình 4.16.: Cấu tạo và nguyên lý làm việc bơm rô to hướng trục.

Trong bơm piston – rô to hướng trục, các lỗ xi lanh phân bố đều trên rô to 1 nhưng không hướng kính mà song song với nhau theo hướng trục rô to. Piston 2 trong xi lanh luôn luôn được đẩy và tựa một đầu vào đĩa cố định nằm nghiêng 3 bằng các lò xo đặt trong xi lanh. Khi rô to quay, các piston quay theo, vì một đầu piston luôn luôn tựa vào mặt đĩa nghiêng nên các piston cũng đồng thời chuyển động tịnh tiến tương đối với xi lanh. Các lỗ xi lanh ở mặt cuối rô to được lắp sát với nắp cố định 4. Trong nắp này có hai rãnh hình vòng cung 5 được ngăn cách nhau bởi hai gờ 6, hai rãnh này được thông với hai lỗ để dẫn chất lỏng ra vào a,b. Khi rô to quay theo chiều mũi tên thì rãnh 5 bên trái là cửa hút A, rãnh bên phải là cửa đẩy B.

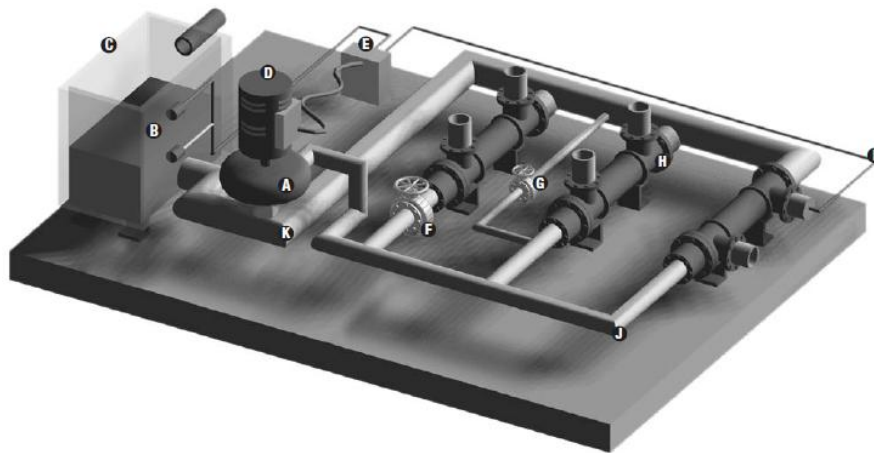
5. BƠM TRONG HỆ THỐNG

5.1. Giới thiệu về bơm và hệ thống

Hệ thống bơm tiêu thụ hơn 20% năng lượng điện trên toàn thế giới, 20 – 25% năng lượng trong các ngành công nghiệp.

Một hệ thống bơm gồm có các thiết bị chính sau đây:

- ✓ Bơm.
- ✓ Nguồn động lực chính: động cơ điện, động cơ diesel hoặc hệ thống khí nén.
- ✓ Hệ thống đường ống để vận chuyển chất lỏng.
- ✓ Hệ thống van dùng để điều chỉnh lưu lượng.
- ✓ Thiết bị kết nối, dụng cụ đo đạc và điều khiển.
- ✓ Thiết bị sử dụng với những yêu cầu khác nhau về lưu lượng, cột áp,...và do đó sẽ là cơ sở để chọn các thiết bị trong hệ thống bơm, ví dụ như bộ trao đổi nhiệt, thùng chứa, hệ thống máy thủy lực,...



Hình 5.1: Các thiết bị của một hệ thống bơm cụ thể.

- | | |
|--------------------------------|------------------------|
| A – Bơm; | G – Van by-pass; |
| B – Bộ chỉ thị mức nước; | H – Bộ trao đổi nhiệt; |
| C – Bể cấp nước; | I – Đường đo đặc; |
| D – Động cơ bơm; | J – Ống đẩy của bơm; |
| E – Bộ điều khiển động cơ bơm; | K – Ống hút của bơm. |
| F – Van bướm; | |

5.2. Những khó khăn trong việc đánh giá và thẩm định bơm

Trong thực tế, rất khó để đánh giá và thẩm định các đặc tính của bơm, vì các lý do chính sau đây:

- Thiếu các đặc tính kỹ thuật của bơm: Bảng đặc tính kỹ thuật được đòi hỏi trong việc đánh giá bơm. Hầu hết các công ty không cung cấp các tài liệu kỹ thuật gốc chứa các thông tin đó và do đó, việc tính toán và thẩm định các thông số như lưu lượng và cột áp không thể được thực hiện một cách chính xác.
- Khó khăn trong việc đo đặc dòng lưu chất: Có rất nhiều phương pháp để tính toán dòng lưu chất. Trong hầu hết các trường hợp, tốc độ dòng chảy được tính toán gián tiếp thông qua loại chất lỏng, cột áp và kích cỡ ống..., nhưng phương pháp này có

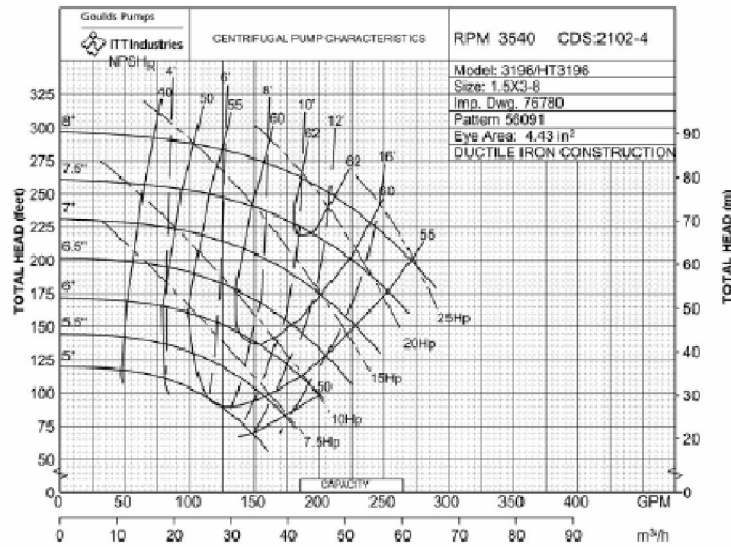
hệ số chính xác không cao. Một phương pháp khác là người ta lấy thể tích bể chứa chia cho thời gian bơm đầy bể chứa. Tuy nhiên phương pháp này chỉ được sử dụng bơm đang hoạt động và phải đóng van đẩy của bơm lại. Phương pháp chính xác và nhanh nhất để đo đặc dòng chảy của bơm là sử dụng lưu lượng kế siêu âm.

c) Không cân chỉnh dụng cụ đo một cách hợp lý: Việc cân chỉnh các áp kế ở đường hút và đường đẩy và cân chỉnh các dụng cụ đo khác là rất quan trọng để đem lại kết quả đo chính xác. Nhưng không phải lúc nào sự cân chỉnh cũng được thực hiện, và thay vào đó người ta sử dụng một số hệ số chính xác. Điều đó sẽ dẫn đến sự thiếu chính xác trong việc tính toán và đánh giá bơm.

5.3. Triển vọng tiết kiệm năng lượng trong việc sử dụng bơm

5.3.1. Chọn đúng bơm

Trong khi chọn bơm, nhà cung cấp cố gắng chọn được loại bơm mà có đường đặc tính càng phù hợp với đường đặc tính của hệ thống được cung cấp bởi người sử dụng càng tốt. Điểm làm việc của bơm (POP) là giao điểm giữa đường đặc tính của bơm và đặc tính của hệ thống. Tuy nhiên, trường hợp điểm POP nằm trong các điều kiện hoạt động lý tưởng là rất khó xảy ra. Ví dụ, khi ta chặn bớt van đẩy, đường trở lực của hệ thống sẽ di chuyển sang phía bên trái và kéo theo điểm POP di chuyển theo (hình 4.19).



Hình 5.2: Đường đặc tính một bơm ly tâm điển hình của nhà cung cấp.

Điểm làm việc hiệu quả (BEP) của bơm là điểm mà bơm hoạt động khi có đường kính bánh công tác là lớn nhất, nói cách khác, đó chính là điểm mà bơm có hiệu suất cao nhất. Tất cả mọi điểm bên phải hay bên trái điểm BEP đều có hiệu suất thấp hơn. Điểm BEP sẽ bị ảnh hưởng khi ta chọn bơm có kích thước lớn hơn yêu cầu. Lý do là khi đó, lưu lượng qua bơm sẽ bị điều chỉnh bằng nhiều phương pháp, như là đóng bớt van hoặc sử dụng đường by – pass và điều đó sẽ làm trở lực cục bộ tăng lên dẫn đến trở lực của toàn hệ thống cũng tăng theo. Kết quả là đường đặc tính của hệ thống di chuyển sang bên trái và cắt đường đặc tính của bơm tại một điểm khác. Lúc này, điểm BEP cũng thấp hơn so với ban đầu. Nói cách khác, hiệu suất của bơm giảm xuống do lưu lượng ở cửa ra đã giảm xuống nhưng năng lượng tiêu hao thì lại không đổi. Biện pháp khắc phục là có thể dùng bộ truyền động hai hoặc nhiều cấp, điều chỉnh số vòng quay thấp hơn, dùng bánh công tác nhỏ hơn hoặc cắt bớt bánh công tác.

5.3.2. Biến thiên vận tốc để điều chỉnh tốc độ dòng chảy

a) Vai trò số vòng quay của rô to

Trong một bơm ly tâm, bánh công tác quay sẽ tạo ra cột áp. Vận tốc biên của bánh công tác chịu sự ảnh hưởng trực tiếp của số vòng quay rô to, vì vậy nên thay đổi số vòng quay của rô to sẽ ảnh hưởng trực tiếp đến đường đặc tính của bơm.

Các thông số đặc tính của bơm (lưu lượng Q , cột áp H , công suất N) sẽ thay đổi ứng với các số vòng quay khác nhau của rô to. Để đảm bảo an toàn cho bơm tại các tốc độ khác nhau, ta cần phải biết được mối quan hệ giữa chúng. Và mối quan hệ này được thể hiện rõ ràng trong Định luật đồng dạng:

Lưu lượng Q tỷ lệ bậc 1 đối với số vòng quay n :

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \frac{n_M}{n_N} * \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^3$$

Cột áp H tỷ lệ bậc 2 đối với số vòng quay n :

$$\frac{H_M}{H_N} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 * \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^2$$

Công suất N tỷ lệ bậc 3 đối với số vòng quay n

$$\frac{N_M}{N_N} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 * \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^5$$

Như được thể hiện trong định luật trên, nếu số vòng quay của rô to tăng lên gấp 2 lần thì năng lượng tiêu thụ sẽ tăng lên 8 lần. Vì vậy, chỉ cần giảm số vòng quay của rô to một ít thì sẽ dẫn đến kết quả là một lượng lớn năng lượng tiêu thụ được giảm đi. Đây là cơ sở cho phương pháp tiết kiệm năng lượng bằng cách thay đổi số vòng quay.

Có thể thấy rõ ràng là phương pháp thay đổi số vòng quay luôn luôn hiệu quả hơn phương pháp sử dụng van điều chỉnh. Bởi vì van điều chỉnh có thể giảm được lưu lượng của bơm nhưng năng lượng tiêu thụ thì vẫn không thay đổi. Ngoài ra, số vòng quay giảm còn đem lại những lợi ích như sau:

- ✓ Tuổi thọ bạc đạn được tăng lên. Đó là vì bạc đạn đỡ một áp lực sinh ra do bánh công tác, mà áp lực này lại tỷ lệ với bình phương số vòng

quay rô to. Đối với bơm, tuổi thọ bạc đạn tỷ lệ bậc 7 với số vòng quay rô to.

- ✓ Rung động, tiếng ồn được giảm bớt và tuổi thọ đệm kín được tăng lên.

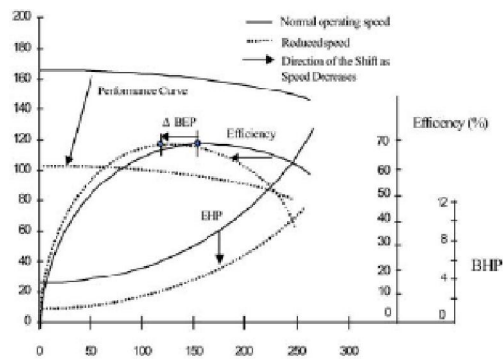
b) Sử dụng bộ điều tốc

Như đã đề cập ở trên, điều chỉnh tốc độ quay của rô to là phương pháp hiệu quả nhất để điều chỉnh lưu lượng của bơm, vì khi tốc độ quay giảm thì năng lượng tiêu thụ cũng giảm theo. Phương pháp thường được sử dụng nhất để điều chỉnh số vòng quay của rô to là sử dụng bộ điều tốc VSD (Variable Speed Drive).

Bộ điều tốc cho phép số vòng quay của rô to được thay đổi một cách vô cấp, thường được sử dụng trong 2 hệ thống:

- ✓ Bộ điều tốc cơ bao gồm bộ ly hợp thủy lực, khớp nối thủy lực và bộ đai và pulley điều chỉnh được.
- ✓ Bộ điều tốc điện bao gồm bộ ly hợp điện, bộ điều chỉnh động cơ rô to dây quấn và bộ biến tần VFDs (Variable Frequency Drivers), trong đó phương pháp biến tần hiện đang được sử dụng rộng rãi và phổ biến nhất.

Trong nhiều hệ thống, phương pháp biến tần có ý nghĩa rất lớn trong việc cải thiện năng suất làm việc của bơm ở những điều kiện làm việc khác nhau. Sự hiệu quả của việc giảm số vòng quay của rô to được thể hiện trong hình 34



Hình 5.3: Hiệu quả của việc sử dụng bộ biến tần.

Như được thể hiện trong hình trên, khi bộ biến tần giảm số vòng quay của rô to xuống, đường đặc tính $Q - H$ và đường công suất di chuyển xuống dưới, trong khi đường hiệu suất di chuyển về phía bên trái.

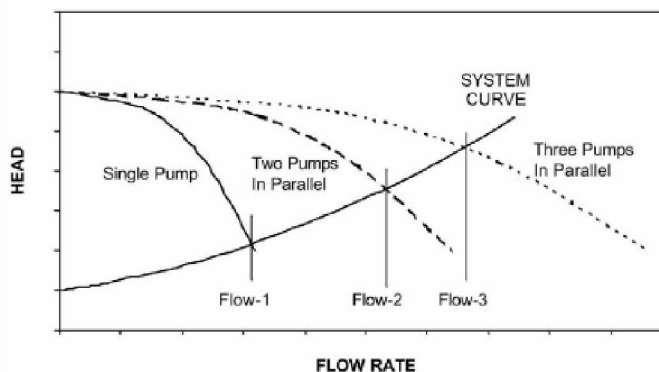
Các điểm thuận lợi của phương pháp biến thiên vận tốc trong việc tiết kiệm năng lượng là:

- ✓ Điều chỉnh lưu lượng một cách nhanh chóng và dễ dàng.
- ✓ Tăng độ bền cho hệ thống vì hao mòn trong bơm, bạc đạn và đệm kín sẽ giảm đi.
- ✓ Giảm chi phí đầu tư và bảo trì vì van điều khiển, đường bypass và bộ khởi động thông thường không còn cần thiết nữa.
- ✓ Công suất khởi động không cần cao, chấp nhận động cơ khởi động với dòng thấp hơn.

5.3.3. Ghép song song nhiều bơm

Vận hành 2 bơm song song với nhau và tắt một bơm khi nhu cầu giảm xuống là phương pháp có ý nghĩa đáng kể trong việc tiết kiệm năng lượng. Ghép song song nhiều bơm là phương án được lựa chọn khi tĩnh áp chiếm hơn 50% tổng áp. Hình 35 thể hiện đường đặc tính của bơm khi hoạt động riêng lẻ, 2 bơm hoạt động song song

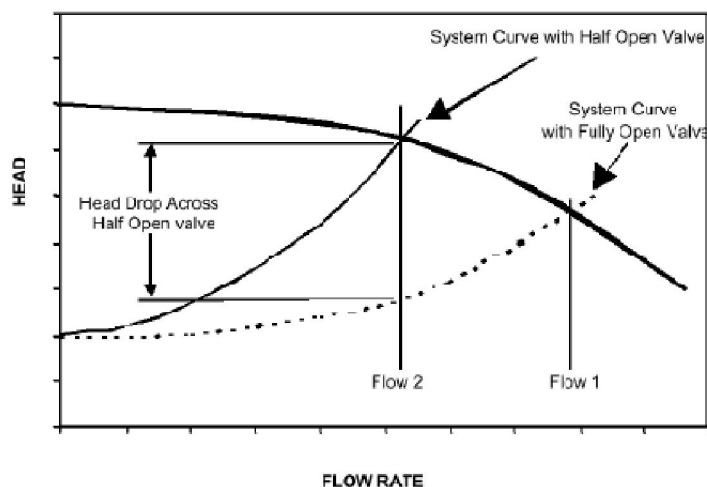
và 3 bơm hoạt động song song. Nó chỉ ra rằng đường đặc tính của hệ thống không thay đổi khi các bơm vận hành song song và lưu lượng của hệ thống là tổng lưu lượng của các bơm thành phần.



Hình 5.4: Đường đặc tính của các bơm hoạt động song song.

5.3.4. Sử dụng van điều chỉnh dòng chảy

Một phương pháp khác để điều chỉnh lưu lượng của hệ thống là đóng bớt van ở đường đẩy. Phương pháp này làm giảm lưu lượng của hệ thống nhưng lại không giảm năng lượng tiêu thụ, vì tĩnh áp của hệ thống bị tăng lên. Hình 36 thể hiện sự di chuyển của đường đặc tính hệ thống khi van đẩy bị đóng bớt một nửa.



Hình 5.5: Điều chỉnh lưu lượng của bơm bằng van.

5.3.5. Sử dụng van hồi (by – pass)

Lưu lượng của bơm cũng có thể được giảm bớt bằng cách lắp đặt một đường hồi về. Trong phương pháp này, đường dẫn của bơm được chia ra làm 2 nhánh: một nhánh vận chuyển chất lỏng đến nơi sử dụng, trong khi nhánh còn lại hồi chất lỏng về lại bể chứa. Nói cách khác, có một lượng chất lỏng bị bơm ngược trở lại nguồn. Phương pháp này ít được sử dụng do nó hao phí năng lượng của lượng nước bị hồi về.

5.3.6. Phương pháp đóng ngắt bơm

Một phương pháp đơn giản và hiệu quả trong việc giảm lưu lượng của bơm là sử dụng van đóng ngắt, sử dụng khi bơm hoạt động một cách không thường xuyên và liên tục. Ví dụ như, khi bơm được sử dụng để bơm đầy một bể chứa với một tốc độ không đổi. Trong hệ thống này, bộ điều khiển được cài đặt sao cho bơm sẽ khởi động khi mực nước là thấp nhất và ngưng hoạt động khi mực nước đã dâng lên đến mức cao nhất.

5.3.7. Thay đổi đường kính cánh bơm

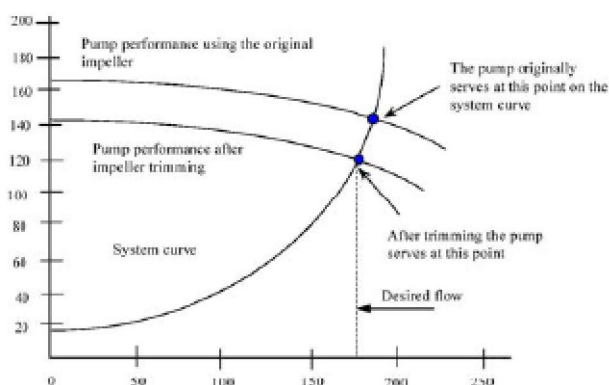
Thay đổi đường kính cánh bơm sẽ dẫn đến sự thay đổi theo tỷ lệ của vận tốc biên cánh bơm, từ đó làm thay đổi lưu lượng qua bơm. Mỗi quan hệ này cũng được thể hiện rõ qua Định luật đồng dạng:

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \frac{n_M}{n_N} * \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^3$$

Thay đổi đường kính cánh bơm là một phương pháp hiệu quả để điều chỉnh lưu lượng qua bơm, tuy nhiên, trước khi lựa chọn phương án này cần phải cân nhắc các vấn đề sau:

- ✓ Phương án này không thể sử dụng trong trường hợp hệ thống cần lưu lượng thay đổi.
- ✓ Cánh bơm không nên bị cắt quá 25% so với kích thước cũ, vì nó sẽ dẫn đến việc bơm bị rung do xâm thực và vì vậy làm giảm hiệu suất của bơm.
- ✓ Phải duy trì sự cân bằng cho bơm, vì vậy các cánh bơm phải được cắt đều như nhau.

Thay đổi cách bơm khác đôi khi cũng là một phương án hiệu quả hơn việc cắt bớt cánh bơm, tuy nhiên chi phí lại cao hơn và đôi khi không thể thực hiện được do cánh quạt mới quá nhỏ. Hình 37 thể hiện rõ sự thay đổi của đường đặc tính của bơm và điểm làm việc của bơm khi cắt bớt đường kính của một bơm ly tâm.



Hình 5.6. Phương pháp cắt bớt cánh bơm ở một bơm ly tâm.

Bảng 5.1. So sánh các phương pháp điều chỉnh lưu lượng trên bơm.

Thông số	Phương án điều chỉnh lưu lượng		
	Van điều chỉnh	Cắt cánh bơm	VFD
Đường kính cánh bơm (mm)	430	375	430
Cột áp (m H ₂ O)	71,7	42	34,5
Hiệu suất (%)	75,1	72,1	77
Lưu lượng (m ³ /hr)	80	80	80
Công suất tiêu thụ (kW)	23,1	14	11,6

6. PHƯƠNG PHÁP CHỌN BƠM

Việc chọn bơm trong một hệ thống có thể bao gồm các bước chính sau:

- ✓ Thiết kế hệ thống bơm.
- ✓ Lựa chọn bơm và loại truyền động.
- ✓ Xác định các đặc tính kỹ thuật của bơm.

- ✓ Tham khảo báo giá.
- ✓ Đánh giá đấu thầu.
- ✓ Tiến hành mua bơm.

Trong quá trình xác định các thiết bị trong hệ thống bơm, người kỹ sư cần biết được các yêu cầu của hệ thống, đường đặc tính của hệ thống, trên cơ sở đó chọn lựa loại bơm, các đặc tính kỹ thuật, xác định các phương pháp kiểm tra, kiểm nghiệm, yêu cầu nhà thầu cung cấp các bản vẽ cần thiết để xác định yêu cầu đối với nhà cung cấp.

Sau khi hoàn thành các bước trên, người kỹ sư cần đưa ra báo giá đối với các nhà thầu, tiến hành đấu thầu để chọn nhà cung cấp và đặt hàng.

6.1. Thiết kế hệ thống bơm

Bước này nhằm để xác định các yêu cầu và điều kiện của hệ thống mà bơm hoạt động.

6.1.1. Loại chất lỏng

Việc mô tả một cách toàn diện loại chất lỏng được vận chuyển phải được thực hiện. Đó bao gồm các đặc tính kỹ thuật như độ nhớt, tỷ trọng, áp suất bay hơi, tính kềm, khả năng ăn mòn, độ bay hơi, khả năng bắt lửa, và tính độc hại. Tùy thuộc vào các quá trình của hệ thống mà một trong các đặc tính đó sẽ có ảnh hưởng quan trọng đến việc thiết kế hệ thống bơm. Dưới đây là một vài dẫn chứng:

- ✓ Khả năng ăn mòn của chất lỏng sẽ ảnh hưởng tới việc lựa chọn vật liệu làm bơm.
- ✓ Nếu chất lỏng có lẫn các tạp chất, việc chọn loại đệm kín và kết cấu chống mài mòn cần phải được xem xét lại.
- ✓ Chất lỏng có tính chất độc hại có thể cần thiết sử dụng đệm kín kép theo qui định của nhà nước và cân nhắc các yếu tố an toàn.

- ✓ Các chất khí lẫn vào chất lỏng được hút vào bơm sẽ ảnh hưởng đến cột áp của bơm.

Bơm phải hoạt động trong khoảng điều kiện cho phép của các đặc tính vật lý và hóa học, những ảnh hưởng khác như trong điều kiện nhiệt độ và áp suất khác đều không được chấp nhận.

6.1.2. Đường đặc tính của hệ thống

Người kỹ sư cần hiểu rõ về các quá trình và hệ thống mà bơm sẽ hoạt động trong đó và thiết kế sơ bộ về sơ đồ thiết bị, đường ống và dụng cụ đo. Bản thiết kế này sẽ thể hiện đường kính và chiều dài sơ bộ của ống, lưu lượng trong hệ thống, van, khớp nối và tất cả các thiết bị khác tạo nên trở lực của hệ thống. Những bản vẽ đó sẽ được dùng để tính toán kích thước cuối cùng của ống và trở lực của hệ thống.

Với các thông tin trên, ta có thể thiết lập được đường đặc tính của hệ thống, chỉ ra được mối liên hệ giữa lưu lượng và cột áp của hệ thống. Trong quá trình xác định trở lực của hệ thống, ta cần tính toán thêm vào cho phù hợp sự ăn mòn và đóng cặn khi bơm làm việc trong tương lai.

Vì trở lực của hệ thống là một hàm số của tốc độ dòng chảy, kích thước ống và các thiết bị khác nên mỗi phần riêng của hệ thống sẽ có đường đặc tính riêng. Người ta thường nối các đường đặc tính riêng để tạo thành đường đặc tính tổng hợp của hệ thống. Cột áp của bơm được chọn phải nằm phía trên đường đặc tính của hệ thống trong tất cả các điểm làm việc và điều kiện khác nhau của dòng chảy.

6.1.3. Các cách vận hành của hệ thống

Việc xem xét các cách vận hành của hệ thống là rất quan trọng trong việc xác định các thiết bị của hệ thống. Phân tích các cách vận hành khác nhau của bơm như vận hành liên tục hay gián đoạn, các bơm ghép song song hay nối tiếp,... sẽ là cơ sở để quyết định số lượng bơm cần thiết, cột áp, lưu lượng,...

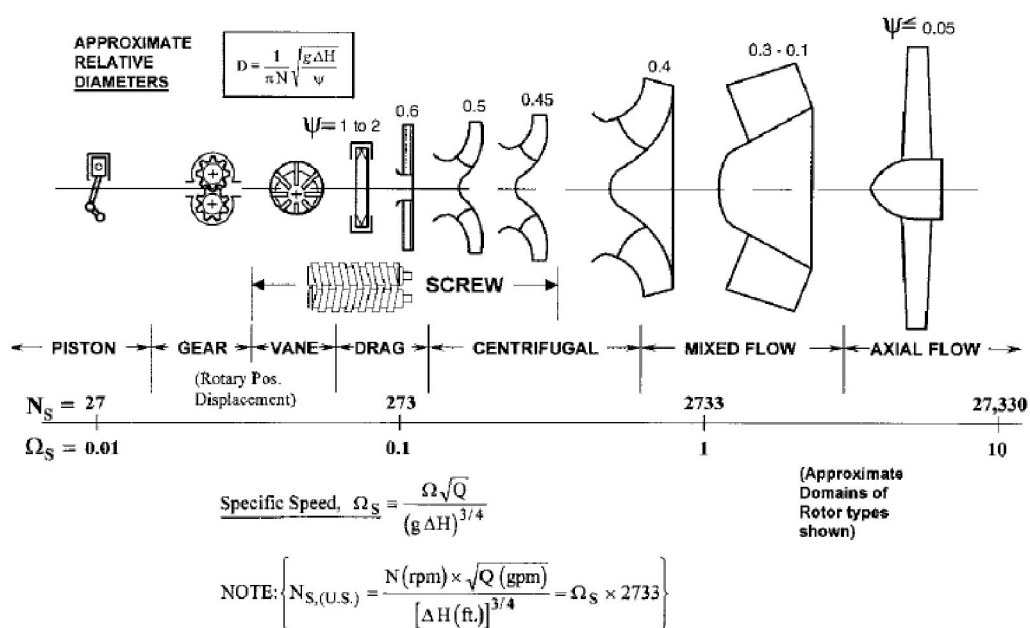
6.1.4. Sự thay đổi của hệ thống trong tương lai

Yếu tố cuối cùng cần phải được xem xét là các khả năng mà hệ thống sẽ thay đổi trong tương lai. Khi mà sự thay đổi của hệ thống trong tương lai có thể được dự đoán trước ở một mức độ chắc chắn nào đó, hệ thống sẽ được thiết kế ứng với sự dự đoán đó.

6.2. Chọn bơm, loại truyền động và thiết bị phụ

6.2.1. Loại bơm

Người ta thường chọn loại bơm dựa vào số vòng quay đặc trưng.



Hình 6.1: Chọn loại bơm dựa vào số vòng quay đặc trưng.

6.2.2. Yêu cầu tự mỗi bơm

Nếu bơm hút chất lỏng từ một nguồn nằm phía dưới miệng hút của bơm, đôi khi yêu cầu tự mỗi bơm là cần thiết. Các loại bơm thể tích như bơm piston, bơm trục vít

hoặc bơm bánh răng có khả năng tự mỗi bơm trong phạm vi công suất thấp. Cũng có một vài loại bơm ly tâm được thiết kế đặc biệt để tự mỗi bơm trong trường hợp này.

6.2.3. Yêu cầu cột áp và lưu lượng khác nhau

Bơm ly tâm và hướng trục có khả năng hoạt động trong những điều kiện lưu lượng và cột áp khác nhau. Bằng cách quan sát đường đặc tính của bơm, ta có thể dễ dàng xác định được vùng lưu lượng và cột áp mà bơm làm việc. Cột áp của hệ thống có thể được thay đổi bằng cách điều tiết van đẩy hoặc bằng cách sử dụng phương pháp thay đổi số vòng quay của bơm.

6.2.4. Yêu cầu cao áp (trên khả năng của bơm ly tâm đơn cấp)

Tùy theo yêu cầu của lưu lượng, cả bơm ly tâm hoặc bơm hướng trục đều có thể thực hiện được yêu cầu khác nhau cho cột áp cao. Nếu một lưu lượng tương đối thấp được yêu cầu, cả bơm bánh răng ăn khớp trong tốc độ cao hoặc bơm piston đều có thể được chọn. Khi phải lựa chọn một trong hai phương án trên, một số vấn đề sau được cân nhắc:

- ✓ Liệu sự rung động trong bơm piston sẽ gây hại cho sự vận hành của hệ thống? Liệu bộ giảm chấn có đủ để ngăn chặn tác hại đó?
- ✓ Liệu chất lỏng có đủ sạch để tránh xảy ra hiện tượng ăn mòn quá sớm trong xi lanh và piston.

Nếu cả lưu lượng cao và cột áp cao đều được yêu cầu, một bơm ly tâm nhiều tầng cánh có thể được sử dụng. Các thiết kế khác nhau của loại bơm này sẽ phù hợp với những điều kiện làm việc đặc biệt khác nhau (nhiệt độ cao, lạnh sâu, trong nước, hydrocarbon,...).

6.2.5. Khả năng hiệu chỉnh chính xác

Trong quá trình làm việc với lưu lượng thấp, mà ở đó đòi hỏi sự chính xác trong việc đo lưu lượng, sử dụng một bơm định lượng là phù hợp. Loại bơm này cũng có thể cung cấp những lưu lượng khác nhau. Một số loại bơm đã biết như bơm bánh răng, bơm piston kiểu trụ trượt, bơm màng có thể được sử dụng kết hợp với các phương pháp điều tốc để điều chỉnh với các lưu lượng khác nhau.

6.2.6. Đặc tính của chất lỏng

Các đặc tính của chất lỏng như độ nhớt, tỷ trọng, áp suất bay hơi, độ bền hóa học và tạp chất là những yếu tố quan trọng cần phải xem xét khi chọn lựa bơm. Bơm có khả năng vận chuyển nhiều loại chất lỏng. Bơm trục vít thường được dùng để bơm những loại dung dịch nhão như kem đánh răng, bơ đậu phộng hoặc dầu gội đầu chứ không phải là sự lựa chọn tốt nhất cho việc bơm nước và xăng. Bơm rô to và các loại bơm thể tích khác thường được dùng trong các hệ thống điều khiển thủy động, nhưng ít được dùng trong các hệ thống nước sinh hoạt. Bơm cánh gạt có thể được dùng để bơm nhựa đường nóng hoặc trong các hệ thống bôi trơn bằng dầu. Chọn lựa kiểu bơm tốt nhất cho một loại chất lỏng nhất định thường rất khó, thông thường là dựa vào kinh nghiệm.

6.2.7. Vật liệu làm bơm

Loại vật liệu được chọn phụ thuộc vào chất lỏng vận chuyển và môi trường làm việc. Khả năng chịu đựng được ăn mòn và gỉ sét rất quan trọng trong việc lựa chọn vật liệu làm bơm. Người kỹ sư phải xác định được loại vật liệu nào là phù hợp và kinh tế nhất trong từng trường hợp cụ thể. Các yêu cầu như hoạt động liên tục hay gián đoạn, giới hạn vận hành hoặc tuổi thọ của bơm phải được cân nhắc cẩn thận khi chọn vật liệu làm bơm.

Bơm thường được làm bằng gang xám, gang dẻo, đồng thau, thép carbon, thép hợp kim và nhiều khi là vật liệu composit hoặc các hợp kim đặc biệt khác như Monel, Hastelloy và Titanium. Ngoài ra cần phải xem xét các yếu tố về tuổi thọ làm việc và độ an toàn. Gang xám không được sử dụng trong trường hợp vỏ bơm phải chịu áp suất cao vì nó có đặc điểm là giòn và dễ bị nứt gãy khi bị sốc nhiệt. Trong những trường hợp như vậy, vỏ bơm phải được làm các vật liệu có độ bền dẻo cao như thép carbon hay thép hợp kim.

6.2.8. Chọn phương pháp truyền động

Chọn phương pháp truyền động có ý nghĩa quan trọng tương tự như chọn bơm. Các yếu tố ảnh hưởng đến phương pháp truyền động là giá thành đầu tư, các phương pháp truyền động khả dụng và khả năng vận hành ổn định.

Nếu yếu tố giá thành được xem xét đầu tiên thì động cơ điện tốc độ không đổi phương pháp kinh tế nhất. Để đảm bảo yêu cầu vận hành ổn định, ta có thể sử dụng đồng thời một bơm truyền động bằng hơi nước và một bơm động cơ điện dự phòng. Trong các bơm cứu hỏa, cần thiết phải có một bộ ắc qui khởi động và động cơ diesel để hoàn toàn không phụ thuộc vào nguồn điện bên ngoài. Bộ điều tốc có giá thành cao hơn nhưng lại có ý nghĩa đáng kể trong việc tiết kiệm năng lượng. Nếu bơm được truyền động bằng tua bin hơi, chi phí đầu tư sẽ cao hơn do phải lắp đặt thêm hệ thống đường ống và chi phí bảo trì định kì.

7. BÀI TẬP

BT01: Tìm 02 tài liệu về khảo nghiệm bơm. Tóm tắt 5 – 7 gạch đầu dòng. Đặt 2 câu hỏi cho tài liệu này.

BT02. Đọc tài liệu đính kèm (types of fans). Tóm tắt bằng tiếng Việt (5-7 dòng). Đặt 3 câu hỏi.