

T.S LÊ XUÂN HOÀ – Th.S NGUYỄN THỊ BÍCH NGỌC

GIÁO TRÌNH
BƠM
QUẠT
MÁY NÉN

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP HỒ CHÍ MINH
9/2004

LỜI NÓI ĐẦU

“Bơm, quạt, máy nén” là một trong những môn học chuyên ngành quan trọng của sinh viên ngành “Công nghệ Nhiệt – Điện lạnh”. Cuốn sách này được biên soạn nhằm đáp ứng yêu cầu của sinh viên Trường đại học Sư phạm kỹ thuật về sách tài liệu chuyên ngành.

Sách “Bơm, quạt, máy nén” gồm 8 chương có nội dung đề cập đến các lý thuyết cơ bản về các loại máy bơm chất lỏng và chất khí, các loại máy quạt và máy nén khí dùng trong công nghiệp và dân dụng, làm cơ sở cho sinh viên chuyên ngành “Công nghệ Nhiệt – Điện lạnh” hiểu rõ về các loại bơm, quạt, máy nén thông dụng dùng trong các nhà máy nhiệt điện và trong thực tế.

Sách sẽ phục vụ tốt cho việc giảng dạy, học tập và nghiên cứu trong các trường đại học kỹ thuật nói chung và Trường đại học Sư phạm kỹ thuật thành phố Hồ Chí Minh nói riêng.

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	3
Mục lục	5
Chương I: Mở đầu	9
1.1- Vài nét về lịch sử phát triển bơm, quạt, máy nén	9
1.2- Định nghĩa và phân loại	10
1.3- Các thông số làm việc cơ bản	12
Bài tập	15
Chương II: Khái niệm chung về bơm	18
2.1- Định nghĩa và phân loại	18
2.2- Các thông số làm việc cơ bản	19
Bài tập	26
Chương III: Bơm cánh dẫn	31
3.1- Khái niệm chung về bơm cánh dẫn	31
3.2- Bơm ly tâm	37
3.2.1- Khái niệm chung	37
3.2.2- Phương trình làm việc của bơm ly tâm	38
3.2.3- Ảnh hưởng của kết cấu cánh đến cột áp của bơm ly tâm	40
3.2.4- Lưu lượng và hiệu suất lưu lượng	45
3.2.5- Đường đặc tính của bơm ly tâm	46
3.2.6- Ứng dụng đồng dạng trong bơm ly tâm	50
3.2.7- Số vòng quay đặc trưng	53
3.2.8- Hiện tượng xâm thực	54
3.2.9- Kiểm tra bơm	55
3.2.10- Điều chỉnh chế độ làm việc của bơm	56
3.2.11- Ghép bơm ly tâm	58
3.2.12- Lực dọc trục trong bơm ly tâm - Cách khắc phục lực dọc trục	60
3.3- Bơm hướng trục	65
3.3.1- Cấu tạo và phạm vi sử dụng	65
3.3.2- Phương trình làm việc	66
3.3.3- Hình dạng cánh	67

Mục lục

6

3.3.4-	Đường đặc tính	69
3.3.5-	Điều chỉnh chế độ làm việc	70
Bài tập		70
Chương IV:	Bơm thể tích	86
4.1-	Khái niệm chung về bơm thể tích	86
4.1.1-	Khái niệm chung	86
4.1.2-	Các thông số làm việc cơ bản của bơm thể tích	87
4.2-	Bơm piston	89
4.2.1-	Cấu tạo, nguyên lý làm việc	89
4.2.2-	Phân loại	90
4.2.3-	Cách tính lưu lượng của bơm piston	91
4.2.4-	Chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm. Phương trình Becnuli, cách khắc phục	95
4.2.5-	Áp suất của bơm trong quá trình hút	98
4.2.6-	Áp suất của bơm piston trong quá trình đẩy	101
4.2.7-	Vòng quay giới hạn của bơm piston	103
4.2.8-	Đường đặc tính	103
4.3-	Bơm roto	105
4.3.1-	Khái niệm chung	105
4.3.2-	Bơm bánh răng	106
4.3.3-	Bơm trục vít	115
4.3.4-	Bơm cánh gạt	118
4.3.5-	Bơm chân không vòng nước	123
4.4-	Bơm piston-roto	125
4.4.1-	Khái niệm chung, ưu nhược điểm, phân loại	125
4.4.2-	Bơm piston-roto hướng kính	126
4.4.3-	Bơm piston-roto hướng trục	133
Bài tập		136
Chương V:	Quạt	147
5.1-	Khái niệm chung về quạt	147
5.2-	Quạt ly tâm	150
5.2.1-	Kết cấu và một số chi tiết chính	150
5.2.2-	Các thông số của quạt ly tâm	151
5.2.3-	Đường đặc tính của quạt ly tâm	155

5.2.4- Điều chỉnh quạt	157
5.2.5- Lựa chọn quạt theo điều kiện cho trước	160
5.2.6- Phân loại quạt và một số chi tiết chính của quạt ly tâm	160
5.2.7- Ảnh hưởng của tạp chất khí đến sự làm việc của quạt	163
5.3- Quạt trục	166
5.3.1- Những chú ý về quạt trục	166
5.3.2 - Các phương trình cơ bản của quạt trục	168
5.3.3- Những thông số của quạt trục	173
5.3.4- Quạt trục nhiều cấp	176
5.3.5- Điều kiện làm việc của quạt trục	177
5.3.6- Đặc tính của quạt trục	177
5.3.7- Điều chỉnh lưu lượng	178
Chương VI: Khái niệm chung máy nén	180
6.1- Khái niệm chung	180
6.2- Nhiệt động học máy nén	183
Chương VII: Máy nén cánh dẫn	195
7.1- Máy nén cánh dẫn ly tâm	195
7.1.1- Nguyên lý làm việc của máy nén ly tâm	195
7.1.2- Phương trình làm việc của cấp máy nén	196
7.1.3- Tính toán lại đường đặc tính	198
7.2- Máy nén trục	201
7.2.1- Cấu tạo chung của máy nén trục, cấu tạo cấp	201
7.2.2- Tính chất, những thông số đặc trưng	202
Chương VIII: Máy nén thể tích	208
8.1- Máy nén piston	208
8.1.1- Đồ thị công (hay đồ thị chỉ thị)	208
8.1.2- Ảnh hưởng của khoảng không chết	209
8.1.3- Cách bố trí máy nén nhiều cấp	210
8.2- Máy nén roto	213
8.2.1- Cấu tạo, nguyên lý làm việc	213
8.2.2- Các thông số cơ bản	214
8.3- Điều chỉnh chế độ làm việc của máy nén	216

Mục lục

8

8.3.1- Yêu cầu	216
8.3.2- Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay	216
8.3.3- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp	217
8.3.4- Điều chỉnh bằng cách mở van nạp	217
8.3.5- Thay đổi thể tích khoảng không chết	218
8.3.6- Một số phương pháp điều chỉnh khác	219
Tài liệu tham khảo	220

Copyright © Truong DH Su pham Ky thuat TP. Ho Chi Minh

CHƯƠNG I: MỞ ĐẦU

1.1- VÀI NÉT VỀ LỊCH SỬ PHÁT TRIỂN BƠM, QUẠT, MÁY NÉN

Bơm, quạt, máy nén thuộc loại các máy thủy lực và máy thủy khí.

Máy thủy lực thô sơ đã có từ thời cổ xưa. Guồng nước là máy thủy lực đầu tiên. Guồng nước lợi dụng năng lượng của nước để kéo các cối xay lương thực hoặc đưa nước vào đồng ruộng, đã được sử dụng khoảng 3000 năm trước công nguyên.

Các máy hút nước có sử dụng sức người và vật được sử dụng ở Ai Cập hàng mấy ngàn năm trước công nguyên.

Bơm piston được dùng ở thế kỷ thứ I trước công nguyên. Bơm piston có loại xích vô cùng được dùng rộng rãi ở Cai-rô để lấy nước ở độ sâu 91,5m vào thế kỷ thứ 5-6 trước công nguyên.

Nói chung trước thế kỷ thứ 17 máy thủy khí rất thô sơ và ít loại.

Bơm piston:

- Năm 1640 nhà vật lý học người Đức là Ôttô Henrich đã sáng chế ra bơm piston đầu tiên để bơm khí và nước dùng trong công nghiệp.
- Khoảng năm 1805 nhà bác học người Anh là Niu Kơmen đã phát minh ra bơm piston để lấy nước trong các nhà máy khai thác mỏ, dùng xilanh hơi ngưng tụ để tạo lực cần thiết trên trục máy nhờ áp suất khí quyển.
- Năm 1840-1850 nhà bác học người Mỹ là Vortington đã giả thiết cơ cấu của bơm hơi mà trong đó piston của bơm và động cơ hơi được phân bố trên một trục chung, sự chuyển động của piston được điều chỉnh nhờ một hệ thống phân bố hơi đặc biệt.

Máy cánh dẫn:

Trong những năm 1751-1754 nhà bác học Euler đã viết về lý thuyết cơ bản của tuabin nước nói riêng và của máy thủy khí cánh dẫn nói chung, làm cơ sở để hơn 80 năm sau, vào năm 1830 nhà bác học người Pháp là Phuôc-nây-rôn đã chế tạo thành công tuabin nước đầu tiên và vào năm 1831 nhà bác học người Nga là Xablucôp đã sáng chế ra bơm ly tâm và quạt ly tâm đầu tiên. Đây chính là những bước nhảy lớn trong lịch sử phát triển các máy năng lượng.

Bơm nhiều cấp:

Nhà Bác học vĩ đại người Anh là Reynolds khi nghiên cứu cấu tạo của bơm nhiều cấp đã đưa vào những thiết bị định hướng cánh dẫn xuôi và ngược. Năm 1875 đã phát minh ra loại bơm tương tự như loại bơm nhiều cấp hiện đại ngày nay.

Máy nén:

- Phát minh bơm không khí và dạng đơn giản của máy nén hiện đại với một chu kỳ nén gắn liền với tên tuổi của nhà vật lý vĩ đại người Đức là Gerike vào năm 1640. Sự hoàn thiện máy nén ở thế kỷ 18-19 đã thúc đẩy sự phát triển của công nghiệp quặng mỏ và luyện kim.
- Vào cuối thế kỷ 18 ở Anh nhà bác học Vinkinson đã sáng chế ra máy nén piston 2 xilanh, nhà bác học Uatt đã chế tạo thành công máy hút không khí có truyền động bằng hơi.
- Máy nén nhiều cấp có làm lạnh trung gian xuất hiện ở Pháp vào khoảng những năm 30 của thế kỷ 19.
- Máy nén nhiều cấp có làm lạnh trung gian giữa các cấp nén xuất hiện ở Đức vào năm 1849 do nhà bác học Raten sáng chế ra.

Quạt:

Vào năm 1831 nhà bác học Nga Xablucôp sáng chế ra quạt ly tâm đầu tiên dùng để làm mát hầm mỏ và làm sạch máy.

Đặc biệt là 80 năm gần đây, lý thuyết về thủy khí động lực phát triển rất mạnh, có nhiều thành tựu to lớn trong việc ứng dụng các phát minh về lĩnh vực máy thủy khí.

Ngày nay máy thủy khí có rất nhiều loại với nhiều kiểu dáng khác nhau được dùng trong mọi lĩnh vực của đời sống cũng như trong công nghiệp và nông nghiệp. Để đáp ứng nhu cầu về năng lượng ngày càng to lớn của công nghiệp hiện đại, ngày nay người ta đã chế tạo được các tuabin cỡ lớn có công suất đến 500.000 kW hoặc lớn hơn. Số lượng bơm, quạt, máy nén cũng như tuabin các chủng loại khác nhau đã được sản xuất hàng năm lên đến hàng triệu chiếc.

1.2- ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI

1.2.1- Định nghĩa

Bơm là máy để di chuyển dòng môi chất và tăng năng lượng của dòng môi chất. Khi bơm làm việc năng lượng mà bơm nhận được từ động cơ sẽ chuyển hoá thành thế năng, động năng và trong một chừng mực nhất định thành nhiệt năng của dòng môi chất.

Máy để bơm chất khí, tùy thuộc vào áp suất đạt được được gọi là quạt, máy hút khí và máy nén khí.

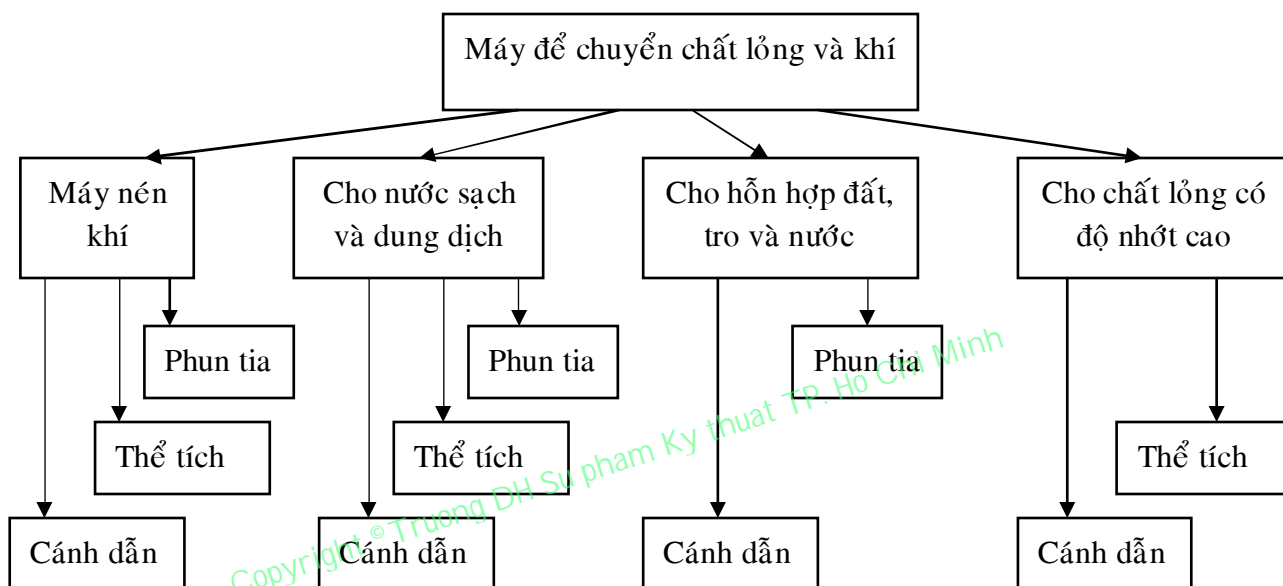
Quạt là máy để di chuyển chất khí với cơ số tăng áp $\epsilon < 1,15$ (ϵ - tỷ số giữa áp suất cửa ra và áp suất cửa vào của máy) hay áp suất đạt được $p < 1500 \text{ mmH}_2\text{O}$.

Máy hút khí là máy làm việc với $\epsilon > 1,15$ hay áp suất đạt được $p > 1500 \text{ mmH}_2\text{O}$ nhưng không có làm lạnh nhân tạo.

Máy nén khí là máy làm việc với $\epsilon > 1,15$ hay áp suất đạt được $p > 1500 \text{ mmH}_2\text{O}$ và có làm lạnh nhân tạo ở nơi xảy ra quá trình nén khí.

1.2.2- Phân loại

a- Phân loại theo nguyên tắc tác dụng của máy với dòng môi chất trong quá trình làm việc



Hình 1.1 - Sơ đồ phân loại theo nguyên tắc tác dụng của máy với dòng môi chất.

b- Phân loại theo tính chất trao đổi năng lượng và cấu tạo

Bơm có ba loại:

1. Bơm cánh dẫn: gồm
 - Bơm ly tâm
 - Bơm hướng trục
 - Bơm hướng chéo
 - Bơm xoáy
2. Bơm thể tích: gồm
 - Bơm piston
 - Bơm roto
 - Bơm piston-roto
3. Bơm phun tia

Quạt chỉ có loại cánh dẫn gồm:

1. Quạt ly tâm
2. Quạt trục

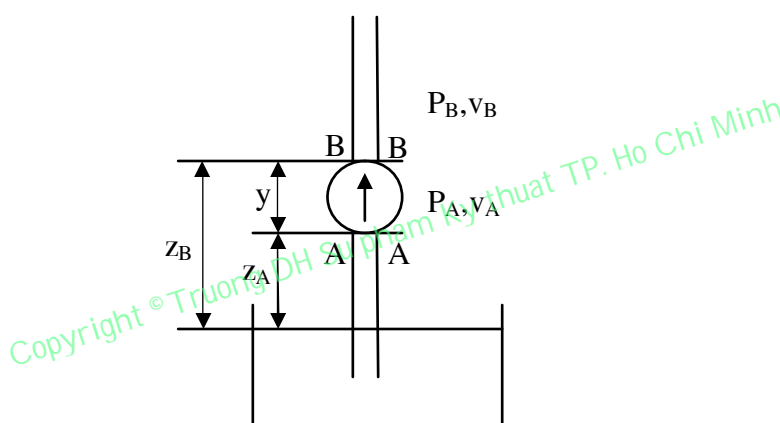
Máy nén có ba loại:

1. Máy nén cánh dẫn: gồm

- Máy nén ly tâm
 - Máy nén trục
2. Máy nén thể tích: gồm
- Máy nén piston
 - Máy nén roto
3. Máy nén phun tia

1.3 - CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN

1.3.1- Cột áp



Hình 1.2 – Sơ đồ máy thủy khí trong hệ thống

Khả năng trao đổi năng lượng của máy thủy khí với dòng môi chất được thể hiện bằng mức chênh lệch năng lượng đơn vị của dòng môi chất ở 2 mặt trước và sau máy.

Năng lượng đơn vị tại mặt cắt A-A:

$$e_A = z_A + \frac{p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_A v_A^2}{2g}$$

Năng lượng đơn vị tại mặt cắt B-B:

$$e_B = z_B + \frac{p_B}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2}{2g}$$

Trong đó: z - độ cao hình học

p, v – áp suất và vận tốc của dòng chảy

α - hệ số điều chỉnh động năng

Chênh lệch năng lượng đơn vị của dòng môi chất qua máy thủy khí giữa A và B là:

$$\Delta e_{BA} = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g}$$

- Nếu $\Delta e_{BA} > 0$ - dòng môi chất được máy cấp cho năng lượng, vậy máy là bơm (chất lỏng hoặc khí).
- Nếu $\Delta e_{BA} < 0$ - máy được dòng môi chất cấp cho năng lượng, vậy máy là động cơ thủy khí.

Vậy cột áp của máy thủy khí là năng lượng đơn vị của dòng môi chất trao đổi với máy thủy khí. Cột áp của máy thủy khí là:

$$H = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g} \quad (1.1)$$

Thành phần thế năng đơn vị gọi là cột áp tĩnh, ký hiệu H_t :

$$H_t = z_B - z_A + \frac{p_B - p_A}{\gamma} \quad (1.2)$$

Thành phần động năng đơn vị gọi là cột áp động, ký hiệu H_d :

$$H_d = \frac{\alpha_B v_B^2 - \alpha_A v_A^2}{2g} \quad (1.3)$$

Vậy: $H = H_t + H_d \quad (1.4)$

1.3.2- Lưu lượng

Định nghĩa:

Lưu lượng là lượng môi chất chuyển động qua máy trong một đơn vị thời gian. Tùy thuộc đơn vị đo có lưu lượng thể tích, lưu lượng khối lượng, lưu lượng trọng lượng.

- Tính bằng đơn vị thể tích, ký hiệu Q gọi là lưu lượng thể tích, có đơn vị đo là m^3/s , m^3/h , l/s .
- Tính bằng đơn vị khối lượng, ký hiệu M gọi là lưu lượng khối lượng, có đơn vị đo là kg/s , kg/h .

$$M = \rho Q$$

- Tính bằng đơn vị trọng lượng, ký hiệu G gọi là lưu lượng trọng lượng, có đơn vị đo là N/s , N/h , kG/s .

$$G = \gamma Q = \rho g Q = gM \quad (1.5)$$

1.3.3- Công suất và hiệu suất

Cần phân biệt rõ hai loại công suất:

- Công suất thủy lực

- Công suất trên trục

a- Công suất thủy lực: ký hiệu N_{tl} (có đơn vị đo là W) là cơ năng mà dòng chất lỏng trao đổi với máy thủy lực trong một đơn vị thời gian.

Công suất thủy lực được tính bằng tích của cột áp với lưu lượng trọng lượng của máy.

$$N_{tl} = GH = \gamma QH \quad (1.6)$$

b- Công suất làm việc: ký hiệu N (có đơn vị đo là W) là công suất trên trục của máy khi máy làm việc. Công suất thủy lực khác công suất trên trục. Quá trình làm việc trong máy càng hoàn thiện thì N và N_{tl} càng ít khác nhau.

- Đối với bơm: $N > N_{tl}$

$$N = \frac{N_{tl}}{\eta} = \frac{\gamma QH}{\eta} \quad (1.7)$$

Hệ số $\eta < 1$ gọi là hiệu suất của bơm.

- Đối với động cơ: $N < N_{tl}$

$$N = \eta N_{tl} = \eta \gamma QH \quad (1.8)$$

Hệ số $\eta < 1$ gọi là hiệu suất của động cơ thủy lực.

c- Hiệu suất của máy thủy lực, ký hiệu η (đo bằng % hoặc không có đơn vị đo) dùng để đánh giá tổn thất năng lượng trong quá trình máy trao đổi năng lượng với dòng môi chất.

Từ công thức (1.7) và (1.8) ta có:

$$\eta_B = \frac{N_{tl}}{N} \quad (1.9)$$

$$\eta_D = \frac{N}{N_{tl}} \quad (1.10)$$

Trong điều kiện làm việc, các hiệu suất phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố: loại máy, kích thước và cấu tạo của máy, loại môi chất chuyển động trong máy, chế độ làm việc của máy, các đặc tính của mạng mà máy làm việc trong đó.

Để đánh giá hiệu năng lượng của hệ thống chung gồm có máy và động cơ của nó, người ta còn sử dụng hiệu suất của hệ thống η_{ht} :

$$\eta_{ht} = \frac{N_{tl}}{N_{ĐĐ}}$$

Trong đó $N_{ĐĐ}$ – công suất điện để khởi động động cơ.

Để tính hiệu suất chung của máy thủy lực, người ta đánh giá thông qua các dạng tổn thất.

e- Tổn thất năng lượng trong máy thủy lực: có 3 dạng

- Tổn thất cột áp của dòng môi chất chảy qua máy gọi là tổn thất thủy lực, được đánh giá bằng hiệu suất thủy lực, còn gọi là hiệu suất cột áp, ký hiệu η_H
- Tổn thất do ma sát của các bộ phận cơ khí trong máy thủy lực gọi là tổn thất cơ khí, được đánh giá bằng hiệu suất cơ khí, ký hiệu η_{CK}
- Tổn thất do rò rỉ môi chất làm giảm lưu lượng làm việc của máy gọi là tổn thất lưu lượng được đánh giá bằng hiệu suất lưu lượng, ký hiệu η_Q

Hiệu suất chung của máy thủy lực là:

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_Q \cdot \eta_{CK} \tag{1.11}$$

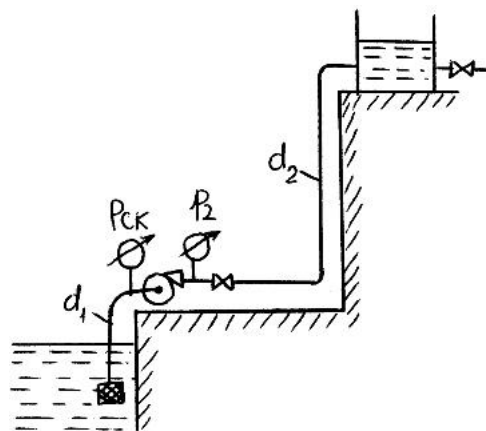
BÀI TẬP

Bài I-1

Một máy thủy lực (bơm nước) tiêu hao công suất trên trục $N = 18,9 \text{ kW}$, hiệu suất của máy $\eta = 0,71$. Xác định các thông số của bơm: lưu lượng, cột áp.

Biết áp suất dư tại cửa ra của bơm $\frac{P_2}{\gamma} = 50,8 \text{ m}$ và độ chân không ở cửa vào

$\frac{P_{CK}}{\gamma} = 3 \text{ m}$, đường kính ống hút $D_1 = 100 \text{ mm}$, đường kính ống đẩy $D_2 = 75 \text{ mm}$, $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$.



Hình 1.3

Giải:

1) Công thức tính cột áp:

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \text{ bỏ qua độ cao hình học theo đề bài}$$

Hay

$$H = \frac{P_{AK} + P_{CK}}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

Vận tốc v_1, v_2 được xác định từ phương trình liên tục: $Q = v_1 S_1 = v_2 S_2$

Ta có:
$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad ; \quad v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2}$$

Thay các giá trị vào ta được phương trình đường đặc tính lưới:

$$H = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} + \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_2^4} - \frac{16Q^2}{2g\pi^2 d_1^4} = 53,8 + Q^2 \left(\frac{16}{2,9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,075^4} - \frac{16}{2,9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,1^4} \right)$$

$$H = 53,8 + 3437,3Q^2$$

2) Công thức tính công suất tiêu hao trên trục: $N = \frac{\gamma Q H}{\eta}$

Hay
$$H = \frac{N\eta}{\gamma Q} = \frac{18,9 \cdot 10^3 \cdot 0,71}{9,81 \cdot 10^3 \cdot Q} = \frac{1,379}{Q}$$

Kết hợp 2 phương trình cột áp, ta thu được phương trình bậc 3 theo lưu lượng Q:

$$53,8 + 3437,3Q^2 = \frac{1,379}{Q} \quad \text{hay} \quad 3437,3Q^3 + 53,8Q - 1,379 = 0$$

Giải phương trình ta thu được: $Q = 0,025 \text{ m}^3/\text{s} = 25 \text{ l/s}$

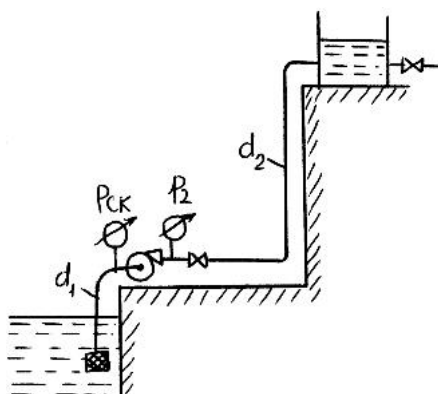
Vậy cột áp sẽ là: $H = 53,8 + 3437,3 \cdot 0,025^2 = 55,95 \text{ m}$

Đáp số: $Q = 25 \text{ l/s} ; H = 55,95 \text{ m}$

Bài I-2

Một máy bơm nước tiêu hao công suất trên trục $N = 5,5 \text{ kW}$. Tính các thông số : cột áp, lưu lượng và hiệu suất của bơm. Biết áp suất dư ở cửa ra của bơm $\frac{p_2}{\gamma} = 20 \text{ m}$ (cột nước)

và áp suất chân không tại cửa vào của bơm $\frac{p_{CK}}{\gamma} = 4 \text{ m}$, tốc độ trong đường ống đẩy $v = 4 \text{ m/s}$, đường kính ống đẩy $d_2 = 75 \text{ mm}$, đường kính ống hút $d_1 = 100 \text{ mm}$.



Hình 1.4

Đáp số: $Q = 17,65 \text{ l/s}$; $H = 24,56\text{m}$; $N = 4,24\text{kW}$; $\eta = 0,75$

Bài I-3

Một máy bơm nước có tỷ số $\frac{H_d}{H_t} = 0,01475$ có áp suất ra $\frac{P_2}{\gamma} = 60\text{m}$; áp suất vào

$\frac{P_{CK1}}{\gamma} = 3\text{m}$ đường kính ống hút $D_1 = 200\text{mm}$, đường kính ống đẩy $D_2 = 150\text{mm}$.

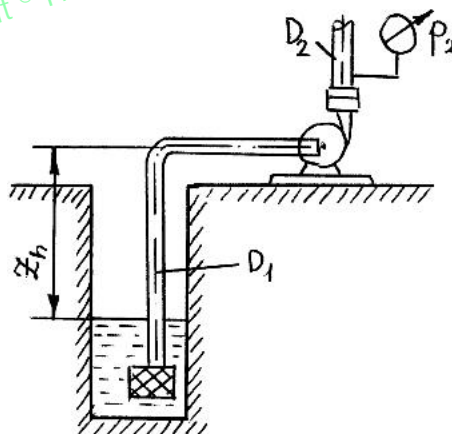
Xác định các thông số của bơm: H , Q , N . Biết hiệu suất $\eta = 76\%$ và $\Delta z_{1-2} = 0$.

Đáp số: $H = 64\text{m}$; $Q = 92 \text{ l/s}$; $N = 76\text{kW}$

Bài I- 4

Một bơm nước đặt cách bề mặt hút A với độ cao hút $z_h = 1,36\text{m}$. Hệ số tổn thất trong đường ống hút $\xi = 4$.

Tính các thông số của bơm: lưu lượng , cột áp và công suất trên trục. Biết áp suất dư ở cửa ra của bơm $\frac{P_2}{\gamma} = 81,86\text{m}$ và chân không ở cửa vào bơm $H_{CK} = 4\text{m}$; đường kính ống hút và đẩy $D_1 = 300\text{mm}$, $D_2 = 200\text{mm}$; hiệu suất của bơm $\eta = 76\%$.



Hình 1.5

Đáp số: $Q = 820 \text{ m}^3/\text{h}$; $H = 88\text{m}$; $N = 259 \text{ kW}$.

CHƯƠNG II : KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM

2.1- ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI

2.1.1- Định nghĩa

Bơm là máy để tạo ra dòng chất lỏng. Hay nói cách khác, bơm là máy dùng để di chuyển chất lỏng và tăng năng lượng của dòng chất lỏng. Khi bơm làm việc năng lượng mà bơm nhận được từ động cơ sẽ chuyển hoá thành thế năng, động năng và trong một chừng mực nhất định thành nhiệt năng của dòng chất lỏng.

Vậy bơm là loại máy thuỷ lực dùng để biến đổi cơ năng của động cơ thành năng lượng để vận chuyển chất lỏng hoặc tạo nên áp suất cần thiết trong hệ thống truyền dẫn thuỷ lực.

2.1.2- Phạm vi sử dụng

Bơm được sử dụng rộng rãi trong nhiều lãnh vực:

- Trong nông nghiệp: bơm là thiết bị không thể thiếu để thực hiện thuỷ lợi hoá chăn nuôi trồng trọt.
- Trong công nghiệp: bơm được sử dụng trong các công trình khai thác mỏ, quặng dầu hay các công trình xây dựng.
- Hiện nay trong kỹ thuật vận chuyển, phát triển xu hướng dùng bơm và đường ống dẫn để vận chuyển các sản phẩm của ngành khai thác mỏ (quặng dầu), hoá chất, nguyên vật liệu xây dựng, ... và đó là phương tiện vận chuyển thuận lợi và kinh tế.
- Trong ngành chế tạo máy, bơm được sử dụng phổ biến, nó là một trong những bộ phận chủ yếu của hệ thống điều khiển và truyền động thuỷ lực trong máy.

2.1.3- Phân loại

a. *Theo nguyên lý làm việc và cấu tạo của bơm* (tương tự như phân loại ở trên)

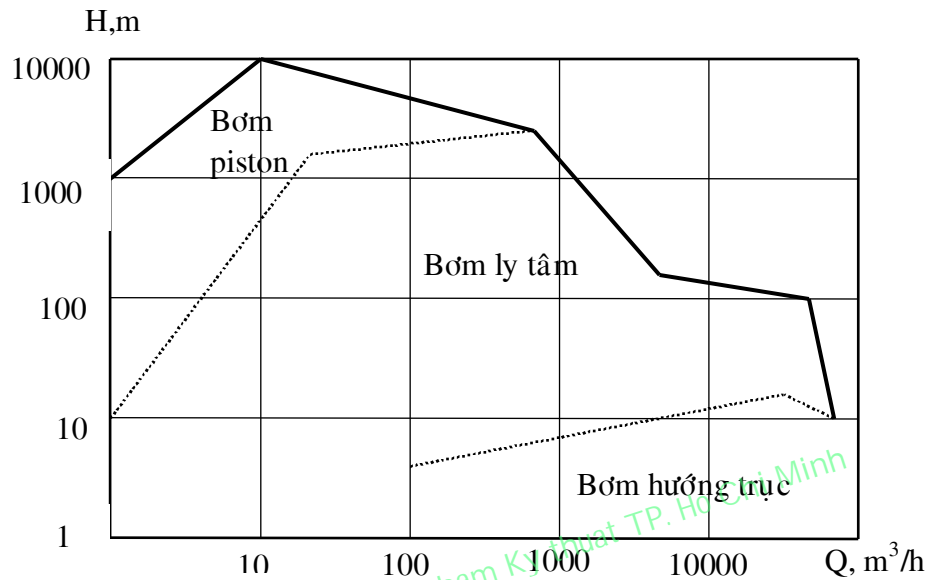
b. *Theo công dụng:*

- Bơm cấp nước nổi hơi (trong các nhà máy nhiệt điện)
- Bơm dầu (trong các hệ thống truyền động thuỷ lực)
- Bơm nhiên liệu
- Bơm cứu hoả
- Bơm hoá chất..

c. *Theo phạm vi cột áp và lưu lượng sử dụng:*

Người ta chia bơm thành các loại: bơm có cột áp cao, trung bình hoặc thấp; bơm có lưu lượng lớn, trung bình hoặc nhỏ.

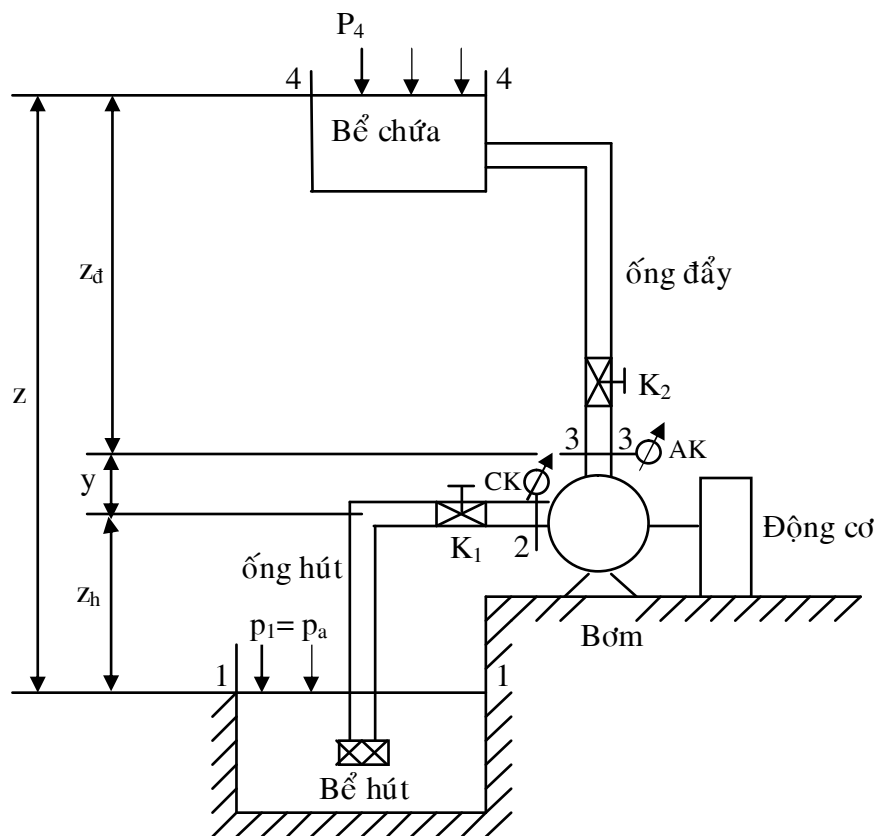
Trong kỹ thuật có 3 loại bơm được sử dụng rộng rãi là bơm ly tâm, bơm hướng trục và bơm piston. Biểu đồ phân bố phạm vi sử dụng của các loại bơm thông dụng trên được thể hiện trên hình 2.1



Hình

2.1 – Phạm vi sử dụng của các loại bơm thông dụng

2.2 - CÁC THÔNG SỐ LÀM VIỆC CƠ BẢN



Hình 2.2 – Sơ đồ hệ thống bơm

Bơm bao giờ cũng làm việc trong một hệ thống đường ống. Để biết rõ công dụng, quá trình làm việc và các thông số cơ bản của bơm, ta nghiên cứu sơ đồ thiết bị của một bơm làm việc trong hệ thống đơn giản trên hình 2.2

Khi bơm làm việc, chất lỏng từ bể hút qua lưới chắn rác theo ống hút đi vào bơm. Sau khi qua bơm, chất lỏng được bơm cấp cho năng lượng chảy vào ống đẩy để lên bể chứa. Từ bể chứa chất lỏng được phân phối về các nơi tiêu thụ. Trong hệ thống truyền động thủy lực, chất lỏng sau khi ra khỏi bơm có áp suất cao, qua bộ phận phân phối đi vào động cơ thủy lực để thực hiện các chuyển động của những cơ cấu làm việc.

Bơm có 5 thông số làm việc cơ bản: lưu lượng Q, cột áp H, công suất N, hiệu suất η và cột áp hút cho phép $[H_{CK}]$. Ta sẽ lần lượt nghiên cứu các thông số này.

2.2.1- Lưu lượng

Là lượng chất lỏng mà bơm vận chuyển được trong một đơn vị thời gian.

Tùy thuộc đơn vị đo có 3 loại lưu lượng: lưu lượng thể tích Q có đơn vị đo là m³/s, l/s, m³/h...; lưu lượng khối lượng M có đơn vị đo là kg/s, kg/h, g/s...; lưu lượng trọng lượng G có đơn vị đo là N/s, N/h, kG/s,...

Lưu lượng của bơm được xác định bằng các dụng cụ đo trung bình lắp trên ống đẩy như ống Venturi, lưu lượng kế kiểu màng chắn hoặc các dụng cụ đo trung bình bằng thùng lường hoặc cân đặt ở cuối ống đẩy. Các loại dụng cụ đo này chỉ xác định được giá trị trung bình của lưu lượng trong một đơn vị thời gian nào đó.

2.2.2- Cột áp: ký hiệu H (m)

Là năng lượng đơn vị mà bơm truyền được cho chất lỏng. Từ sơ đồ hệ thống làm việc của bơm (hình 2.2), ta có:

$$\begin{aligned}
 H &= e_{ra} - e_{vào} = e_3 - e_2 \\
 H &= \left(z_h + y + \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} \right) - \left(z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \right) \\
 H &= y + \frac{p_3 - p_2}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \tag{2.1}
 \end{aligned}$$

Trong đó: p_2, p_3 – là các áp suất tuyệt đối

$$p_2 = p_a - p_{CK} ;$$

$$p_3 = p_a + p_{AK}$$

p_{CK}, p_{AK} – là trị số áp suất đọc được trên chân không kế và áp kế.

$$\text{Do đó: } \frac{P_3 - P_2}{\gamma} = \frac{P_{AK} + P_{CK}}{\gamma}$$

Công thức tính cột áp của bơm sẽ thành:

$$H = y + \frac{P_{AK} + P_{CK}}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} \quad (2.2)$$

Trong hệ thống bơm ta lấy hệ số hiệu chỉnh động năng $\alpha = 1$ vì dòng chảy trong hệ thống bơm có tiết diện ống nhỏ và vận tốc nước lớn người ta thường coi là dòng chảy rối và được gọi là dòng chảy rối kích thước bé.

Nếu đường kính ống hút và đường kính ống đẩy bằng nhau và không trích lưu lượng trên đường ống đẩy thì $v_2 = v_3$ và khoảng cách y có thể bỏ qua ($y \approx 0$) thì trị số cột áp có thể xác định bằng các trị số đọc được của áp kế và chân không kế lắp ở miệng vào và ra của bơm:

$$H = \frac{P_{AK} + P_{CK}}{\gamma} \quad (2.3)$$

Khi không có các số liệu đo được cụ thể của bơm đang làm việc như p_{CK} , p_{AK} ... mà chỉ có các số liệu yêu cầu của hệ thống làm việc như p_1 , p_4 , z ... ta có thể tính cột áp yêu cầu của bơm theo các giá trị năng lượng ở bể hút và bể chứa như sau:

Viết phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (1-1) và (2-2):

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{wh} \quad (2.4)$$

$$\text{Hay } \frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - \left(z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_{wh} \right) \quad (2.5)$$

h_{wh} – tổng tổn thất năng lượng ở ống hút.

Từ đây ta thấy, nếu $p_1 = p_a$ và v_1 nhỏ thì áp suất ở miệng vào của bơm $p_2 < p_a$ tức là p_2 phải được đo bằng *chân không kế*.

Phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (1-1) và (2-2) còn được viết đơn giản là:

$$e_1 = e_2 + h_{wh} \quad \text{hay} \quad e_2 = e_1 - h_{wh}$$

Tương tự ta viết phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (3-3) và (4-4):

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = z_d + \frac{p_4}{\gamma} + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd} \quad (2.6)$$

$$\text{Hay } \frac{p_3}{\gamma} = \frac{p_4}{\gamma} - \frac{v_3^2}{2g} + \left(z_d + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd} \right) \quad (2.7)$$

h_{wd} – tổng tổn thất năng lượng ở ống đẩy.

Ta thấy, thường $\frac{v_3^2}{2g}$ nhỏ hơn $\left(z_d + \frac{v_4^2}{2g} + h_{wd}\right)$ rất nhiều nên $p_3 > p_4$; nếu $p_4 = p_a$ thì $p_3 > p_a$ tức là áp suất ở miệng ra của bơm phải được đo bằng *áp kế*.

Phương trình năng lượng Bernoulli cho mặt cắt (3-3) và (4-4) còn được viết đơn giản là:

$$e_3 = e_4 + h_{wd}$$

Thay e_2 và e_3 vào phương trình cột áp, ta có:

$$\begin{aligned} H &= e_3 - e_2 = (e_4 + h_{wd}) - (e_1 - h_{wh}) \\ &= e_4 - e_1 + h_{wh} + h_{wd} = e_4 - e_1 + h_w \end{aligned}$$

Hay
$$H = z_4 - z_1 + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w$$

$$H = z + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} + \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w \tag{2.8}$$

$h_w = h_{wh} + h_{wd}$ - tổng tổn thất năng lượng trong hệ thống.

Từ công thức (2.4) ta thấy cột áp yêu cầu của bơm dùng để khắc phục:

- Chênh lệch độ cao hình học giữa mặt thoáng bể chứa và bể hút, còn gọi là độ cao dâng z
- Độ chênh áp suất trên mặt thoáng bể chứa và bể hút $\frac{p_4 - p_1}{\gamma}$
- Độ chênh động năng giữa bể chứa và bể hút $\frac{v_4^2 - v_1^2}{2g}$
- Tổn thất năng lượng trong hệ thống đường ống h_w .

Cột áp của bơm làm việc trong một hệ thống cũng chính là cột áp của hệ thống.

Các thành phần z và $\frac{p_4 - p_1}{\gamma}$ là những đại lượng không thay đổi đối với một hệ thống cho trước, do đó:

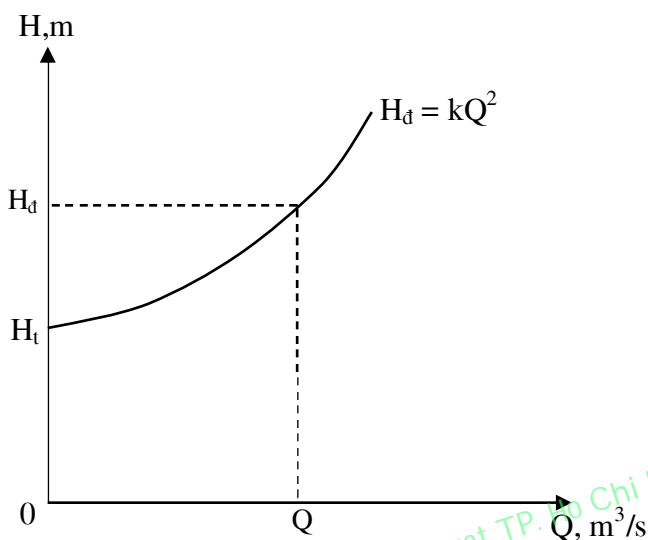
$$H_t = z + \frac{p_4 - p_1}{\gamma} \quad \text{gọi là cột áp tĩnh của hệ thống} \tag{2.9}$$

Còn các số hạng $\frac{v_4^2 - v_1^2}{2g}$ và h_w là những đại lượng thay đổi theo lưu lượng của hệ thống, tức là phụ thuộc vận tốc dòng chất lỏng trong ống, do đó:

$$H_d = \frac{v_4^2 - v_1^2}{2g} + h_w \quad \text{- gọi là cột áp động của hệ thống} \tag{2.10}$$

Vậy:
$$H = H_t + H_d \tag{2.11}$$

Nếu biểu diễn bằng đồ thị phương trình cột áp của hệ thống (2.8) ta sẽ được đường cong biểu thị đặc tính làm việc của hệ thống gọi là *đường đặc tính của hệ thống* hay còn gọi là *đường đặc tính lưới*.



Hình 2.3 - Đường đặc tính lưới

2.2.3- Công suất và hiệu suất

Theo (1.6) ta có công thức tính hiệu suất thuỷ lực của bơm là:

$$N_{tl} = GH = \gamma QH \tag{2.12}$$

γ - khối lượng riêng của chất lỏng, tính bằng N/m^3

Q - lưu lượng của bơm, m^3/s

H - cột áp toàn phần của bơm, m

Muốn tạo được N_{tl} (còn gọi là công suất có ích) thì trục bơm phải có công suất lớn hơn, vì trong khi làm việc bơm phải tiêu hao một phần năng lượng để bù vào các tổn thất thuỷ lực và tổn thất ma sát giữa các bộ phận làm việc của bơm, ...

$$N = \frac{N_{tl}}{\eta} = \frac{\gamma QH}{\eta} \tag{2.13}$$

$\eta < 1$ là hiệu suất toàn phần của bơm, %

$$\text{Hiệu suất là: } \eta = \frac{N_{tl}}{N} = \frac{\gamma QH}{N} \tag{2.14}$$

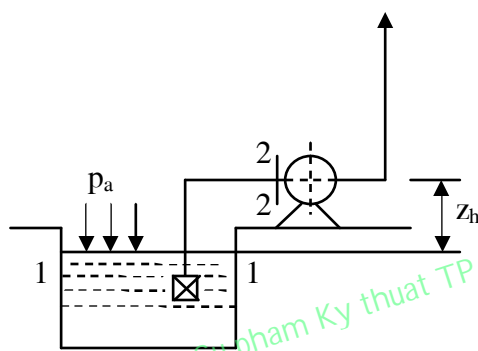
Khi chọn động cơ để kéo bơm, cần phải chọn công suất của động cơ N_{dc} lớn hơn công suất tại trục N để đề phòng trường hợp quá tải và bù vào tổn thất do truyền động từ động cơ đến bơm.

$$N_{dc} = k.N \tag{2.15}$$

$k > 1$ – hệ số an toàn phụ thuộc từng loại bơm, động cơ và công suất làm việc.

2.2.4- Cột áp hút và chiều cao hút cho phép

Khả năng làm việc của bơm phụ thuộc rất nhiều vào quá trình hút của bơm. Trong quá trình bơm hút chất lỏng, bánh công tác phải tạo được độ chênh áp nhất định giữa miệng hút của bơm và mặt thoáng của bể hút. Độ chênh áp này gọi là *cột áp hút* của bơm, nhờ nó mà chất lỏng chảy từ bể vào bơm.



Hình 2.4 – Sơ đồ lưới trên đường ống hút

$$H_h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} \quad (2.16)$$

p_1, p_2 - áp suất ở mặt thoáng của bể hút và lối vào của bơm

Nếu $p_1 = p_a$ (áp suất khí trời) thì cột áp hút bằng cột áp chân không tại lối vào của bơm.

$$H_h = H_{CK} = \frac{p_a - p_2}{\gamma} \quad (2.17)$$

Thay phương trình (2.4) vào phương trình trên ta có:

$$H_h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \quad (2.18)$$

Ta thấy cột áp hút của bơm dùng để khắc phục chiều cao hút z_h , tổn thất trên ống hút h_w và tạo nên động năng cần thiết của dòng chảy ở miệng vào của bơm $v_2^2/2g$. Suy ra cột áp hút tùy thuộc vào trị số áp suất trên mặt thoáng của bể hút mà áp suất này lại có giới hạn nhất định.

Trường hợp $p_1 = p_a$ theo công thức (2.18) ta thấy khả năng hút tối đa của bơm ứng với khi áp suất $p_2 = 0$ là:

$$H_{h\max} = H_{CK\max} = \frac{P_a}{\gamma} \cong 10mH_2O$$

Vậy điều kiện để bơm làm việc được là:

$$H_h = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w < H_{CK\max} \tag{2.19}$$

Thực tế cột áp hút của bơm khi $p_1 = p_a$ không bao giờ đạt được đến 10 mH₂O vì áp suất ở miệng ra của bơm khi nhỏ đến một mức nào đó bằng áp suất hơi bão hoà của chất lỏng tại nhiệt độ làm việc thì sẽ gây ra hiện tượng xâm thực trong bơm.

Hiện tượng xâm thực

Khi chất lỏng ở một nhiệt độ nhất định sẽ sôi và bốc hơi bão hoà dưới một áp suất nhất định. Áp suất này gọi là áp suất hơi bão hoà p_{bh} .

Bảng áp suất hơi bão hoà của nước:

Nhiệt độ, t°C	0	10	20	30	40	60	80	100	120
$\frac{p_{bh}}{\gamma}, m$	0,06	0,12	0,24	0,48	0,75	2,03	4,83	10,33	20,2

Như vậy ở một nhiệt độ nào đó, khi áp suất trong chất lỏng bằng áp suất hơi bão hoà p_{bh} thì chất lỏng sẽ sôi, tạo nên nhiều bọt khí trong dòng chảy. Các bọt khí này bị dòng chảy cuốn vào những vùng có áp suất $p > p_{bh}$, sẽ ngưng tụ lại đột ngột thành những giọt chất lỏng có thể tích nhỏ hơn rất nhiều so với thể tích của bọt khí. Do đó trong dòng chảy xuất hiện những khoảng trống cục bộ, thu những phần tử chất lỏng xung quanh xô tới với vận tốc rất lớn, làm cho áp suất tại đó đột ngột tăng lên rất cao, có khi tới hàng ngàn atmôtphe. Áp suất cục bộ này có thể làm vỡ bề mặt kim loại, phá hỏng các bộ phận làm việc của máy. Hiện tượng này gọi là hiện tượng xâm thực, thường xảy ra trong các máy thuỷ lực có áp suất nhỏ, nhiệt độ cao. Nhất là ở nơi chất lỏng có vận tốc và áp suất thay đổi đột ngột.

Khi hiện tượng xâm thực xảy ra, dòng chảy bị gián đoạn, gây tiếng động bất thường và máy bị rung nhiều, lưu lượng, cột áp và hiệu suất của máy bị giảm đột ngột. Hiện tượng xâm thực kéo dài sẽ làm các bộ phận làm việc của máy bị phá hỏng.

Để tránh hiện tượng xâm thực, cần thoả mãn điều kiện:

$$\frac{p_2}{\gamma} > \frac{p_{bh}}{\gamma}$$

Cho nên để tránh hiện tượng xâm thực, đối với từng loại bơm được sản xuất ra, trong các tài liệu kỹ thuật đều có ghi cột áp chân không cho phép $[H_{CK}]$ ứng với $p_a = 1 \text{ at}$ và $t = 20^\circ\text{C}$.

Điều kiện để bơm có đầy đủ khả năng hút là:

$$H_h = z_h + \frac{v_2^2}{2g} + h_w \leq [H_{CK}] \quad (2.20)$$

Vậy chiều cao hút cho phép của bơm là:

$$[z_h] = [H_{CK}] - \frac{v_2^2}{2g} - h_w \quad (2.21)$$

Nếu không có giá trị $[H_{CK}]$ thì $[z_h]$ phải được tính theo *điều kiện không xảy ra hiện tượng xâm thực*.

Ta biết rằng, điều kiện để không xảy ra hiện tượng xâm thực là cột áp toàn phần tại lối vào của bơm, nơi có áp suất nhỏ nhất, nguy hiểm nhất phải lớn hơn áp suất hơi bão hoà của chất lỏng tại nhiệt độ làm việc.

Ta có:
$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta h \quad (2.22)$$

Δh – cột áp chống xâm thực

Mặt khác, từ công thức (2.4), ta có:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} - z_h - h_w$$

Thay vào biểu thức trên ta có chiều cao hút cho phép của bơm là:

$$[z_h] = \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta h + h_w \right) \quad (2.23)$$

Cột áp chống xâm thực Δh được xác định bằng thực nghiệm, nó phụ thuộc vào số vòng quay và lưu lượng của bơm. Theo Rutđơnhep, ta có:

$$\Delta h \geq 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{C} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (2.24)$$

n – số vòng quay trong một phút của bánh công tác

Q – lưu lượng tính bằng m^3/s

C – hệ số phụ thuộc vào đặc điểm kết cấu của bơm, có giá trị thay đổi trong khoảng $800 \div 1000$. C lấy giá trị càng lớn thì điều kiện chống xâm thực của bơm càng tốt.

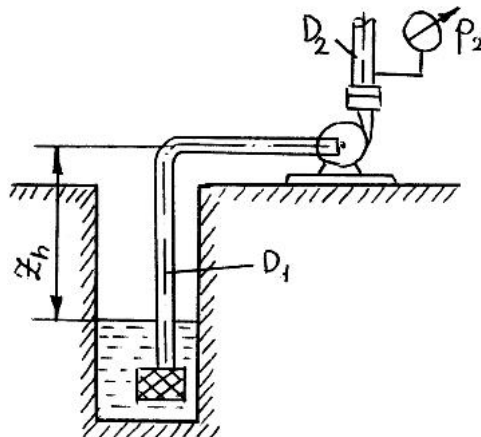
BÀI TẬP

Bài II-1

Một máy bơm nước tiêu hao một công suất trên trục $N = 66 \text{ kW}$, hiệu suất $\eta = 81\%$, lưu lượng $Q = 500m^3/h$ và cột áp chân không cho phép của bơm $[H_{CK}] = 5,5 \text{ m}$

Tính chiều cao hút cho phép của bơm $[Z_h]$, biết hệ số tổn thất trên đường ống hút $\xi_h = 5$ và đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau $D_1 = D_2 = 250\text{mm}$.

Tính cột áp và áp suất tại cửa ra của bơm.



Hình 2.5

Giải:

1) Chiều cao hút cho phép của bơm tính theo công thức:

$$[Z_h] = [H_{CK}] - \left(\frac{v_h^2}{2g} + \xi_h \frac{v_h^2}{2g} \right); \text{ bỏ qua tổn thất dọc đường và lấy dấu "="}$$

Vận tốc trên đường ống hút được tính theo lưu lượng và vận tốc: $v_h = \frac{4Q}{\pi D_h^2}$

Với $Q = 500\text{m}^3/\text{h} = 0,139\text{ m}^3/\text{s}$; $D_h = D_1 = 250\text{mm} = 0,25\text{m}$ thay vào:

$$v_h = \frac{4 \cdot 0,139}{\pi \cdot 0,25^2} = 2,83\text{m/s} \text{ hay } \frac{v_h^2}{2g} = \frac{2,83^2}{2 \cdot 9,81} = 0,4\text{m}$$

Vậy chiều cao hút là: $[Z_h] = 5,5 - (0,4 + 5 \cdot 0,4) = 3,1\text{m}$

2) Từ công thức tính công suất trên trục: $N = \frac{\gamma Q H}{\eta}$ hay $H = \frac{N \eta}{\gamma Q}$

Cột áp của bơm là: $H = \frac{66 \cdot 10^3 \cdot 0,81}{9,81 \cdot 10^3 \cdot 0,139} = 39,2\text{m}$

3) Áp suất tại cửa vào của bơm tính từ phương trình Bernoulli tại mặt cắt trên mặt thoáng của bể hút và mặt cắt tại lối vào bơm:

$$\frac{p_a}{\gamma} = Z_h + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + \xi_h \frac{v_2^2}{2g}$$

Hay
$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - Z_h - \frac{v_2^2}{2g} - \xi_h \frac{v_2^2}{2g} = 10 - 3,1 - 0,4 - 5 \cdot 0,4 = 4,5m$$

Từ công thức:
$$H = y + \frac{p_3 - p_2}{\gamma} + \frac{v_3^2 - v_2^2}{2g} = \frac{p_3 - p_2}{\gamma}$$

Vậy áp suất tại cửa ra của bơm là:

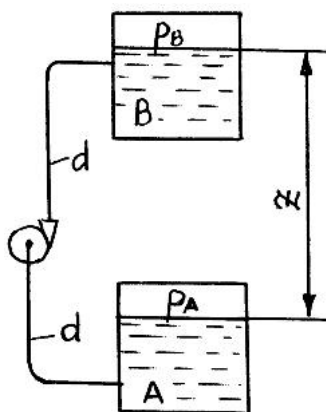
$$\frac{p_3}{\gamma} = H + \frac{p_2}{\gamma} = 39,2 + 4,5 = 43,7m$$

Đáp số: $[Z_h] = 3,1m$; $H = 39,2m$; $\frac{p_2}{\gamma} = 43,7m$

Bài II-2

Một bơm tiêu hao một công suất trên trục $N = 76 \text{ kW}$, bơm nước từ bể kín A có áp suất nhỏ hơn khí trời $\frac{p_{CK}}{\gamma} = 4m$ lên bể kín B có áp suất áp kế $\frac{p_{AK}}{\gamma} = 10m$. Độ chênh giữa 2 bể $z = 40m$.

Tính lưu lượng và cột áp của bơm. Biết hiệu suất của bơm $\eta = 76\%$, tổn thất toàn bộ trong hệ thống lưới $\sum h_w = 10m$, đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau.



Hình 2.6

Giải:

+ Phương trình đường đặc tính lưới:

$$H = z + \frac{p_B - p_A}{\gamma} + \frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} + \sum h_w$$

$$\frac{p_B - p_A}{\gamma} = \frac{p_{AK} + p_{CK}}{\gamma} = 14m \quad ;$$

$$\frac{v_B^2 - v_A^2}{2g} = 0 \quad \text{vì đường kính ống hút và ống đẩy bằng nhau.}$$

$$H = 40 + 14 + 0 + 10 = 64\text{m}$$

+ Lưu lượng:

Từ công thức tính công suất: $N = \frac{\gamma QH}{\eta}$

Ta có: $Q = \frac{N\eta}{\gamma H} = \frac{76 \cdot 10^3 \cdot 0,76}{9,81 \cdot 10^3 \cdot 64} = 0,092\text{m}^3/\text{s} = 92\text{l/s}$

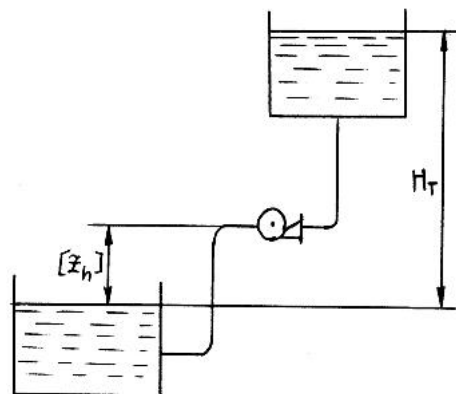
Đáp số: $H = 64\text{m}$; $Q = 92\text{ l/s}$.

Bài II-3

Bơm ly tâm đặt với độ cao hút $[z_h] = 3,795\text{m}$, tổn thất trong ống hút $\sum h_{wh} = 1,505\text{m}$.

Áp suất toàn phần ở miệng ra $\frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} = 74,7\text{m}$.

Xác định cột áp của bơm và tổn thất trên đường ống đẩy. Biết độ cao giữa 2 bể chứa $H_T = 68\text{m}$; đường kính ống hút và đường kính ống đẩy bằng nhau.

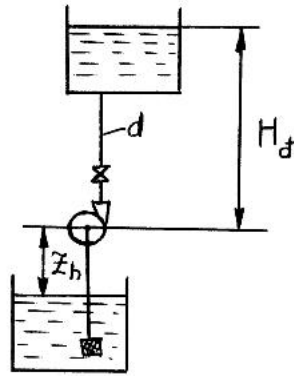


Hình 2.7

Đáp số: $H = 80\text{m}$; $\sum h_{wh} = 10,495\text{m}$.

Bài II-4

Xác định công suất của một động cơ kéo bơm, lưu lượng $Q = 400\text{l/s}$ có độ cao hút $z_h = 3,5\text{ m}$, tổn thất trong ống hút $\sum h_{wh} = 0,7\text{m}$, độ cao ống đẩy $H_d = 50\text{m}$, tổn thất trong đường ống đẩy $\sum h_{wd} = 5,8\text{m}$, hiệu suất của bơm $\eta = 80\%$.



Hình 2.8

Hướng dẫn: Tính công suất của động cơ theo công thức sau: $N_{dc} = k.N_B$, trong đó $k = 1,05$.

Đáp số: $N_{dc} = 282 \text{ kW}$.

Copyright © Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh

CHƯƠNG III: BƠM CÁNH DẪN

3.1- KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM CÁNH DẪN

3.1.1- Khái niệm chung

Trong lịch sử phát triển của máy thủy lực thì máy thủy lực cánh dẫn ra đời tương đối muộn so với máy thủy lực thể tích. Năm 1640, bơm piston đầu tiên do nhà bác học người Đức sáng chế đã ra đời và được dùng để bơm nước và khí trong công nghiệp. Nhưng mãi đến năm 1830 nhà bác học người Pháp Phuôcnâyron mới chế tạo thành công tuabin nước. Sau đó năm 1831 và 1832 nhà bác học người Nga Xablucốp sáng chế ra bơm và quạt ly tâm. Đó là những máy thủy lực cánh dẫn đầu tiên. Nhưng hiện nay máy thủy lực cánh dẫn được sử dụng phổ biến nhất và phạm vi sử dụng ngày càng được mở rộng.

Máy thủy lực cánh dẫn bao gồm các loại bơm và động cơ cánh dẫn như: bơm ly tâm, bơm hướng trục, các loại tuabin nước...

Trong máy thủy lực cánh dẫn việc trao đổi năng lượng giữa máy với chất lỏng được thực hiện bằng năng lượng thủy động của dòng chất lỏng chảy qua máy.

3.1.2- Nguyên lý làm việc và cấu tạo chung

Bộ phận quan trọng và điển hình nhất của bơm cánh dẫn là bánh công tác. Bánh công tác được cấu tạo từ các bản cánh thường có dạng mặt cong gọi là cánh dẫn và các bộ phận cố định chúng. Trong bánh công tác các cánh dẫn được ghép chặt với trục, khi làm việc bánh công tác quay trong môi trường chất lỏng.

Bánh công tác của bơm quay được là nhờ động cơ kéo bên ngoài và trong quá trình đó, do có các cánh dẫn mà cơ năng của động cơ truyền được cho chất lỏng, tạo nên dòng chảy liên tục qua bánh công tác. Chênh lệch năng lượng thủy động của chất lỏng ở lối ra và lối vào của bánh công tác chính bằng cơ năng của bơm đã truyền cho chất lỏng (chưa kể tới tổn thất).

3.1.3- Phân loại bánh công tác

Theo phương chuyển động của dòng chất lỏng từ lối vào đến lối ra của cánh dẫn, bánh công tác cánh dẫn được chia thành bốn loại sau:

- Bánh công tác ly tâm hoặc hướng tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác từ tâm ra ngoài hoặc từ ngoài vào tâm theo phương bán kính.
- Bánh công tác hướng trục: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo phương song song với trục.
- Bánh công tác tâm trục hoặc trục tâm: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác theo hướng tâm rồi chuyển sang hướng trục hoặc ngược lại.
- Bánh công tác hướng chéo: chất lỏng chuyển động qua bánh công tác không theo hướng tâm cũng không theo hướng trục mà theo hướng xiên (chéo).

3.1.4- Các loại vận tốc ,tam giác vận tốc

Quĩ đạo chuyển động của các phần tử chất lỏng qua bánh công tác cánh dẫn rất phức tạp nhưng để đơn giản tính toán, người ta giả thiết:

- Dòng chảy qua bánh công tác bao gồm các dòng nguyên tố như nhau
- Quĩ đạo chuyển động tương đối của các phần tử chất lỏng trong bánh công tác theo biên dạng cánh dẫn.

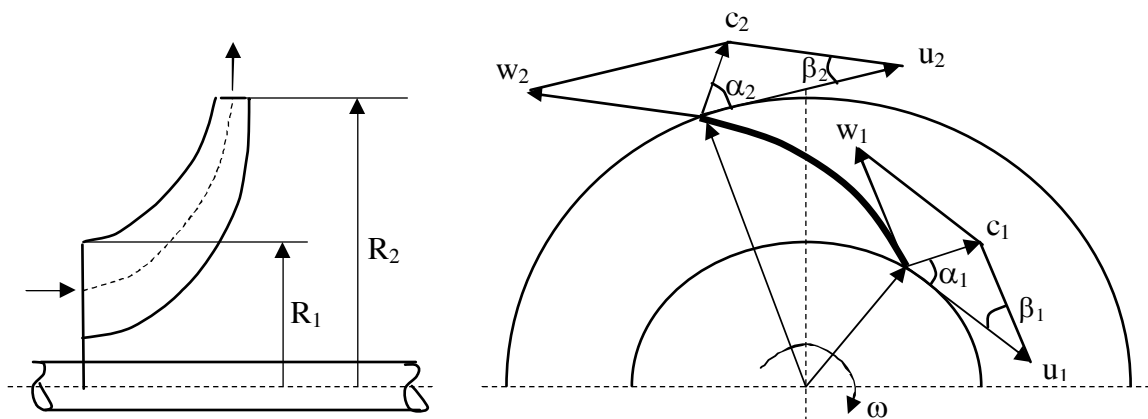
Điều kiện để có dòng chảy như giả thiết trên là:

- Bánh công tác có số cánh dẫn nhiều vô cùng và mỗi cánh dẫn mỏng vô cùng (cánh dẫn không có chiều dày)
- Chất lỏng làm việc là chất lỏng lý tưởng.

Với giả thiết trên, chuyển động tuyệt đối của mỗi phần tử chất lỏng qua bánh công tác có thể phân tích thành 2 chuyển động đồng thời: chuyển động theo (quay tròn cùng bánh công tác) và chuyển động tương đối (theo biên dạng cánh dẫn).

Chuyển động của các phần tử chất lỏng qua bánh công tác được đặc trưng bằng các vận tốc:

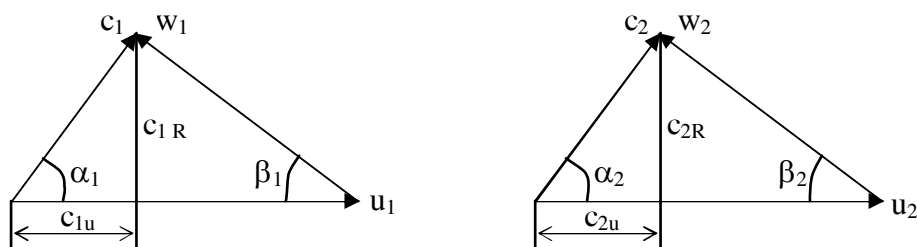
- \vec{c} - vận tốc tuyệt đối
 - \vec{u} - vận tốc theo (của chuyển động theo), có phương thẳng góc với bán kính
 - \vec{v} - vận tốc tương đối, có phương tiếp tuyến với biên dạng cánh dẫn.
- $$\vec{c} = \vec{u} + \vec{v} \tag{3.1}$$



Hình 3.1 – Biểu diễn các loại vận tốc

Hình 3.1 biểu thị vận tốc của các phần tử chất lỏng ở lối vào và lối ra của bánh công tác bơm ly tâm.

Chỉ số (1) và (2) biểu thị chỗ chất lỏng bắt đầu vào và ra khỏi bánh công tác. Để tiện việc nghiên cứu các thành phần vận tốc của dòng chảy, ta dùng các tam giác vận tốc thay cho các hình bình hành vận tốc. Ta có các tam giác vận tốc ở lối vào và ra của bánh công tác:



Hình 3.2 – Tam giác vận tốc

Khi dùng tam giác vận tốc để biểu thị các thông số động học của chất lỏng ngoài các ký hiệu \vec{c} , \vec{u} , \vec{w} ta còn đưa vào các ký hiệu sau:

α - góc giữa \vec{u} và \vec{c}

β - góc giữa \vec{w} và \vec{u} theo hướng ngược lại, biểu thị góc bố trí cánh dẫn

β_1 - gọi là góc vào, β_2 - gọi là góc ra

c_u - hình chiếu của \vec{c} lên phương \vec{u} ;

c_R - hình chiếu của \vec{c} lên phương vuông góc với \vec{u} .

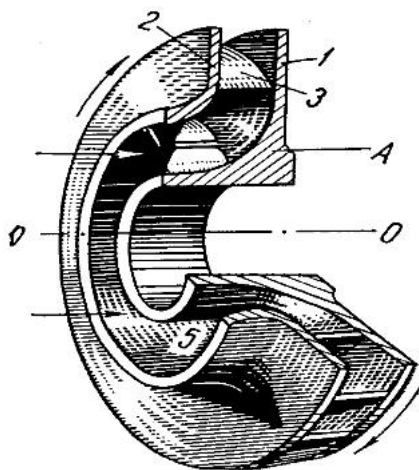
Trong các bánh công tác ly tâm hoặc hướng tâm phương của c_R bao giờ cũng đi qua tâm của bánh công tác gọi là thành phần vận tốc hướng kính.

Trong bánh công tác hướng trục c_R hướng theo phương trục.

3.1.5- Phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn

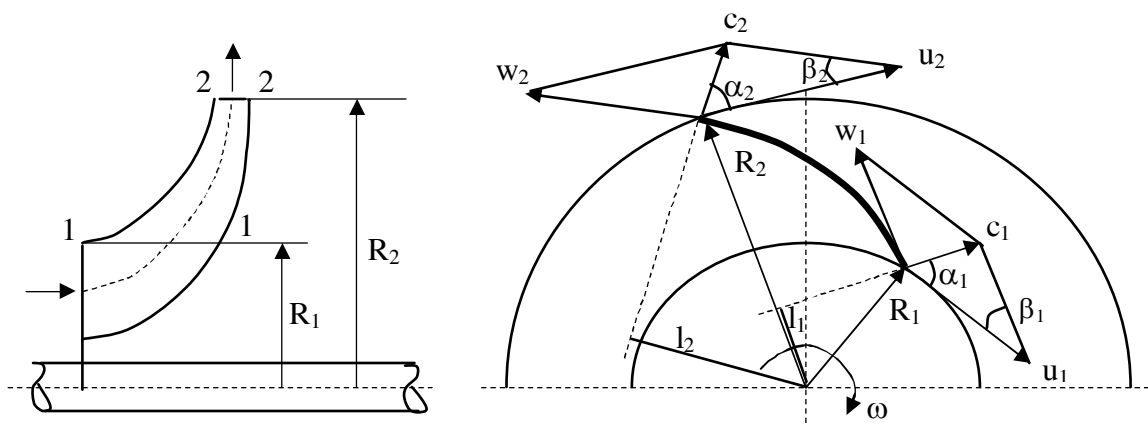
a- Phương trình moment

Mặt cắt của một bánh công tác cánh dẫn:



Hình 3.3 – Mặt cắt của bánh công tác

- | | |
|------------------|------------------------|
| 1. Bánh công tác | 2. Đĩa trước (đĩa phụ) |
| 3. Cánh dẫn | 4. Đĩa sau (đĩa chính) |
| 5. Rãnh cánh | |



Hình 3.4 – Các thành phần vận tốc và tam giác vận tốc

Ứng dụng định lý cơ học về biến thiên moment động lượng, ta có thể phát biểu đối với dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác như sau:

“ Biến thiên moment động lượng của khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác trong một đơn vị thời gian đối với trục quay của bánh công tác thì bằng tổng moment ngoại lực tác dụng lên khối chất lỏng đó đối với trục, tức là bằng moment quay của bánh công tác”.

Xét một dòng nguyên tố trong khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác của bơm ly tâm. Dòng nguyên tố có lưu lượng dQ , động lượng của nó tại mặt cắt (1-1) là:

$$d\vec{K}_1 = d(m.c_1) = \rho.dQ.c_1$$

Tương tự tại mặt cắt (2-2) là:

$$d\vec{K}_2 = d(m.c_2) = \rho.dQ.c_2$$

m, ρ - khối lượng và khối lượng riêng của chất lỏng

c - vận tốc thuyết đối.

Moment động lượng của dòng nguyên tố đối với trục quay của bánh công tác tại mặt cắt (1-1) và (2-2) là:

$$d\vec{L}_1 = d\vec{K}_1.l_1 = \rho.dQ.c_1.R_1.\cos\alpha_1$$

$$d\vec{L}_2 = d\vec{K}_2.l_2 = \rho.dQ.c_2.R_2.\cos\alpha_2$$

Biến thiên moment động lượng của dòng nguyên tố chất lỏng trong một đơn vị thời gian:

$$\Delta L = dL_2 - dL_1 = \rho.dQ.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1)$$

Vì ta đã giả thiết các dòng nguyên tố chảy qua bánh công tác là như nhau, nên biến thiên moment động lượng của toàn bộ khối chất lỏng chuyển động qua bánh công tác bằng tổng biến thiên moment động lượng của các dòng nguyên tố:

$$\Sigma \Delta L = \Sigma \rho.dQ.(c_2.R_2 \cos\alpha_2 - c_1.R_1 \cos\alpha_1)$$

$$= \rho \cdot \sum dQ \cdot (c_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1)$$

$$= \rho \cdot Q_1 \cdot (c_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1)$$

Q_1 – lưu lượng chảy qua bánh công tác và chính bằng lưu lượng lý thuyết.

Gọi M là moment do ngoại lực tác dụng lên trục quay, tức là moment quay của trục thì:

$$M = \sum \Delta L$$

$$M = \rho \cdot Q_1 \cdot (c_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2 - c_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1) \quad (3.2)$$

Vậy phương trình moment quay của bánh công tác có dạng tổng quát là:

$$M = \rho \cdot Q_1 \cdot (\pm c_2 \cdot R_2 \cos \alpha_2 \mp c_1 \cdot R_1 \cos \alpha_1) \quad (3.4)$$

Hàng dấu trên cho máy bơm và hàng dấu dưới cho tuabin.

b- Phương trình cột áp

Ta đã biết, cột áp H của máy thủy lực cánh dẫn là năng lượng đơn vị của dòng chất lỏng trao đổi với máy thủy lực, nó chính là công của một đơn vị trọng lượng chất lỏng trao đổi với máy.

Hơn nữa, công suất thủy lực của máy quan hệ với cột áp là:

$$N_{tl} = \gamma Q_1 H_{1\infty} = \rho g Q_1 H_{1\infty} \quad (3.5)$$

$H_{1\infty}$ - cột áp của máy ứng với trường hợp dòng chảy qua máy thỏa mãn các giả thiết đã nêu, tức là không có tổn thất và bánh công tác có số cánh dẫn nhiều vô cùng, còn gọi là cột áp lý thuyết vô cùng.

Mặt khác, công suất trên trục quay là:

$$N = M \cdot \omega \quad (3.6)$$

Nếu không kể tới tổn thất, thì công suất thủy lực bằng công suất trên trục quay, do đó:

$$\rho g Q_1 H_{1\infty} = M \cdot \omega$$

Thay trị số của M theo công thức (3.4) vào và biến đổi, ta có:

$$H_{1\infty} = \frac{(\pm c_2 R_2 \cos \alpha_2 \mp c_1 R_1 \cos \alpha_1) \cdot \omega}{g} \quad (3.7)$$

Ta thay $R_1 \omega = u_1$, $R_2 \omega = u_2$

và $R_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$, $R_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$ vào biểu thức trên, ta thu được:

$$H_{1\infty} = \frac{(\pm u_2 c_{2u} \mp u_1 c_{1u})}{g} \quad (3.8)$$

Đây là *phương trình cơ bản của máy thủy lực cánh dẫn* còn gọi là *phương trình Euler*.

c- Ý nghĩa năng lượng của phương trình cơ bản

Từ các tam giác vận tốc ta có:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_{1u}$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2 \cos \alpha_2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_{2u}$$

Từ đây ta rút ra:

$$u_1c_{1u} = \frac{1}{2}(c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$u_2c_{2u} = \frac{1}{2}(c_2^2 + u_2^2 - w_2^2)$$

Thay vào phương trình cơ bản ta được:

- Đối với bơm: $H_{l\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$

- Đối với động cơ: $H_{l\infty} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$

Số hạng $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ hay $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ - là phần thay đổi động năng đơn vị của dòng chảy khi đi qua bánh công tác, nó biểu thị thành phần cột áp động $H_{l\infty d}$.

Số hạng $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ hay $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}$ - tỷ lệ với số vòng quay và đường kính bánh công tác, nó biểu thị thành phần cột áp tĩnh tương đối được tạo thành do lực ly tâm tác dụng lên dòng chảy. Trong trường hợp bơm hướng trục $R_1 = R_2$, thì số hạng này bằng không.

Số hạng $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ hay $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ - phụ thuộc độ mở rộng máng dẫn của bánh công tác, đối với bơm $w_1 > w_2$, chứng tỏ một phần động năng biến thành áp năng.

Do đó, cột áp tĩnh là:

$$H_{l\infty t} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$$

Vậy: $H_{l\infty} = H_{l\infty d} + H_{l\infty t} \tag{3.9}$

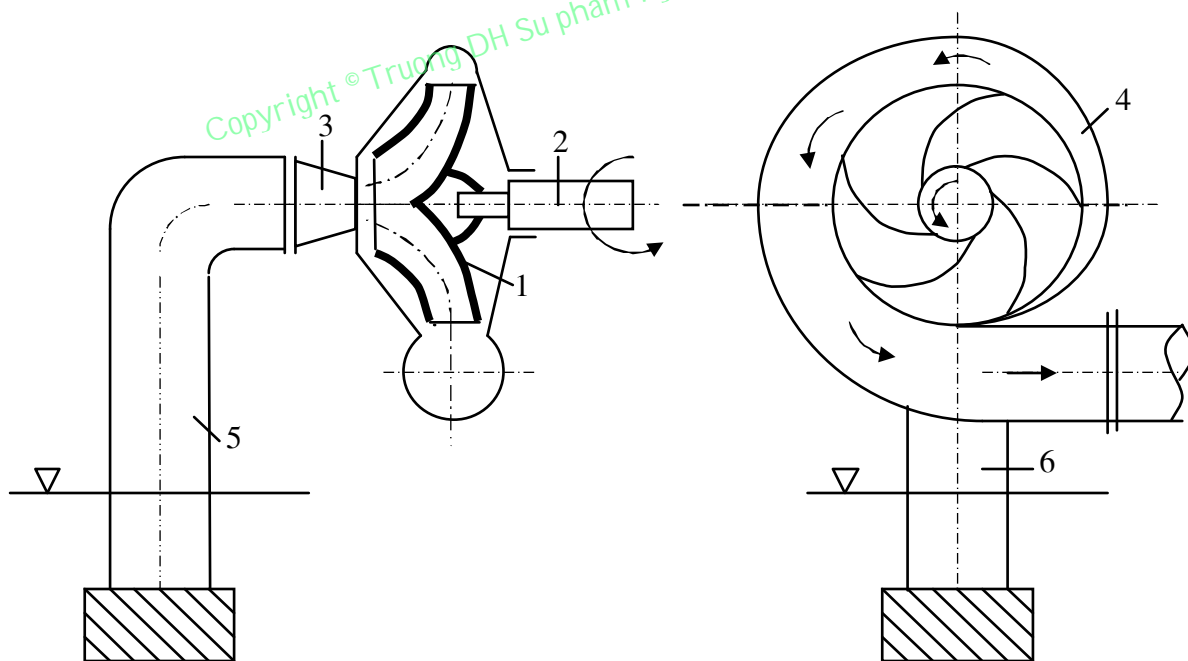
3.2 - BƠMLY TÂM

3.2.1- khái niệm chung

Ưu điểm cơ bản của bơm ly tâm:

- Bơm được nhiều loại chất lỏng như nước, dầu, nhiên liệu, hoá chất,... kể cả các hỗn hợp của chất lỏng và chất rắn.
- Phạm vi sử dụng lớn và năng suất cao, cụ thể:
 - Cột áp H từ 10 mH₂O đến hàng ngàn mH₂O
 - Lưu lượng Q từ 2 ÷ 70.000 m³/h
 - Công suất từ 1 ÷ 6000 kW
 - Số vòng quay từ 730 ÷ 6000 v/ph.
- Kết cấu nhỏ gọn, chắc chắn, làm việc tin cậy.
- Hiệu suất η của bơm tương đối cao so với các loại bơm khác: $\eta = 0,65 \div 0,90$.
- Chỉ tiêu kinh tế tốt (giá thành tương đối rẻ).

Sơ đồ kết cấu của một bơm ly tâm đơn giản biểu thị trên hình 3.5



Hình 3.5 – Sơ đồ kết cấu của bơm ly tâm

Bơm ly tâm gồm các bộ phận chủ yếu sau:

- | | |
|---------------------------|--|
| 1 - Bánh công tác | 2 - Trục bơm |
| 3 - Bộ phận dẫn hướng vào | 4 - Bộ phận dẫn hướng ra (còn gọi là buồng xoắn ốc) |
| 5 - Ống hút | 6 - Ống đẩy |

Trước khi cho bơm làm việc cần phải làm cho thân bơm trong đó có bánh công tác và ống hút được điền đầy chất lỏng, gọi là *quá trình môi bơm*.

Quá trình làm việc:

Khi bơm làm việc, bánh công tác quay, các phần tử chất lỏng ở trong bánh công tác dưới ảnh hưởng của lực ly tâm bị dồn từ trong ra ngoài chuyển động theo các máng dẫn và đi vào ống đẩy với áp suất cao hơn, đó là quá trình đẩy của bơm. Đồng thời ở lối vào của bánh công tác tạo nên một vùng có áp suất chân không, và dưới tác dụng của áp suất ở bể chứa lớn hơn áp suất ở lối vào của bơm, chất lỏng ở bể hút liên tục bị hút vào bơm theo ống hút. Đó là quá trình hút của bơm. Quá trình hút và đẩy của bơm là các quá trình liên tục, tạo nên dòng chảy liên tục qua bơm.

Bộ phận dẫn hướng ra, có dạng xoắn ốc nên gọi là buồng xoắn ốc là để dẫn chất lỏng từ bánh công tác ra ống đẩy được điều hoà, ổn định và còn có tác dụng biến một phần động năng của dòng chất lỏng thành áp năng cần thiết.

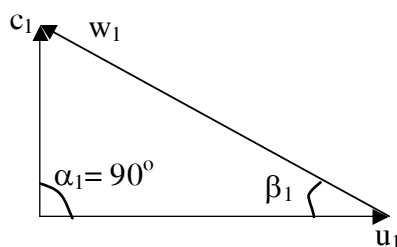
3.2.2- Phương trình làm việc của bơm ly tâm

a- Phương trình cơ bản của bơm ly tâm (phương trình cột áp):

Bơm ly tâm là một dạng của bơm cánh dẫn, từ phương trình cơ bản của máy thuỷ lực cánh dẫn, áp dụng cho bơm cánh dẫn ta có:

$$H_{1\infty} = \frac{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})}{g} \tag{3.10}$$

Trong các bơm ly tâm hiện đại, đa số các bánh công tác có kết cấu lối vào hoặc bộ phận dẫn hướng vào sao cho dòng chất lỏng ở lối vào của máng dẫn chuyển động theo hướng kính, nghĩa là \vec{c} vuông góc với \vec{u} tức là $\alpha_1 = 90^\circ$, để cột áp của bơm có lợi nhất ($c_{1u} = 0$). Tam giác vận tốc ở lối vào là tam giác vuông, ta có:



Hình 3.6 – Tam giác vận tốc ở lối vào của bánh công tác

Khi đó phương trình cơ bản của bơm ly tâm có dạng là:

$$H_{1\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \tag{3.11}$$

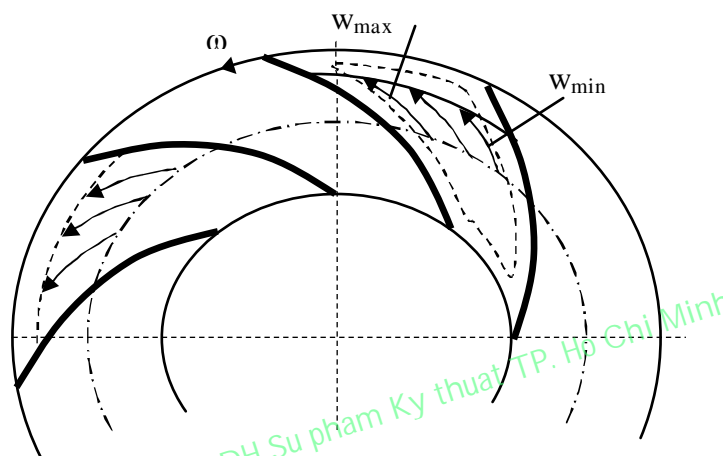
b- Cột áp thực tế:

Ta đã biết, phương trình cơ bản của bơm ly tâm được lập từ điều kiện giả thiết lý thuyết:

- Cánh dẫn nhiều vô cùng và mỏng vô cùng
- Chất lỏng là lý tưởng.

Với giả thiết thứ nhất ta có vận tốc phân bố đều trên các mặt cắt của dòng chảy qua các máng dẫn. Với giả thiết thứ hai ta bỏ qua tổn thất của dòng chảy trong các máng dẫn. Vì thế nên cột áp tính theo phương trình cơ bản gọi là cột áp lý thuyết ứng với số cánh dẫn nhiều vô cùng ($H_{l\infty}$).

Thực tế, cánh dẫn có chiều dày nhất định từ 2 ÷ 20mm và số cánh dẫn hữu hạn từ 6 ÷ 12 cánh gây nên sự phân bố vận tốc không đều trên các mặt cắt của dòng chảy, tạo nên các dòng xoáy các dòng quấn trong máng dẫn. Điều này thể hiện trên hình (3.7)



Hình 3.7 – Phân bố vận tốc trong máng dẫn

Mặt khác, chất lỏng có độ nhớt do đó gây nên tổn thất trong dòng chảy. Vì vậy cột áp thực tế nhỏ hơn cột áp $H_{l\infty}$.

Cột áp thực tế của bơm ly tâm H được tính theo công thức sau:

$$H = \epsilon_Z \cdot \eta_H \cdot H_{l\infty} \tag{3.12}$$

ϵ_Z – hệ số kể tới ảnh hưởng của số cánh dẫn hữu hạn đến cột áp, gọi là hệ số cột áp; bằng lý thuyết về dòng xoáy và thực nghiệm, năm 1931 viện sĩ Prôtskua đã xác định ϵ_Z đối với bơm ly tâm theo công thức sau:

$$\epsilon_Z = 1 - \frac{\pi}{Z} \sin \beta_2 \tag{3.13}$$

Z – số cánh dẫn của bánh công tác.

Với Z và β_2 thông thường thì trị số trung bình của hệ số cột áp $\epsilon_Z \approx 0,8$.

η_H – hệ số kể tới tổn thất năng lượng của dòng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác, nó phụ thuộc vào rất nhiều yếu tố như kích thước, kết cấu của bánh công tác và bộ phận hướng dòng... gọi là hiệu suất cột áp của bánh công tác.

Với bơm ly tâm: $\eta_H = 0,7 \div 0,9$.

Trường hợp kể tới ảnh hưởng của số cánh dẫn hữu hạn đến cột áp, ta có cột áp lý thuyết ứng với số cánh dẫn hữu hạn là:

$$H_1 = \epsilon_Z \cdot H_{l\infty} \tag{3.14}$$

Cột áp thực tế của bơm ly tâm là:

$$H = \varepsilon_z \cdot \eta_H \cdot \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (3.15)$$

Đối với bơm có kết cấu và số vòng quay thông thường thì:

$$\varepsilon_z \cdot \eta_H \cdot c_{2u} = \varepsilon_z \cdot \eta_H \cdot c_2 \cos \alpha_2 \approx \psi \cdot \left(\frac{u_2}{2} \right)$$

Vậy trong tính toán gần đúng, có thể xác định cột áp thực tế của bơm ly tâm theo biểu thức:

$$H = \frac{\psi \cdot u_2^2}{2g} \quad (3.16)$$

ψ - hệ số cột áp thực tế.

3.2.3 – Ảnh hưởng của kết cấu cánh đến cột áp của bơm ly tâm

Hình dạng bố trí kết cấu của cánh dẫn chủ yếu phụ thuộc vào góc β_1 và β_2 tức là góc vào và ra của cánh dẫn. Ta xét ảnh hưởng của các góc này đến cột áp của bơm ly tâm.

a- Ảnh hưởng của góc β_1

Góc vào β_1 là góc bố trí cánh dẫn cũng là góc biểu thị phương của vận tốc tương đối ở lối vào của bánh công tác. Trường hợp có lợi nhất về cột áp của bơm thì tam giác vận tốc ở lối vào là tam giác vuông có $\alpha_1 = 90^\circ$. Từ hình (3.6), ta thấy β_1 chỉ phụ thuộc vào u_1 và c_1 , ta có:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (3.17)$$

Theo phương trình cơ bản của bơm ly tâm $H_{1\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$ ta thấy góc β_1 không ảnh hưởng trực tiếp đến cột áp của bơm ly tâm. Nhưng nếu β_1 không thích hợp sẽ gây ra va đập dòng chảy với cánh dẫn ở lối vào bánh công tác ảnh hưởng xấu đến hiệu suất và cột áp của bơm.

Người ta thường chọn $\beta_1 = 15^\circ \div 30^\circ$.

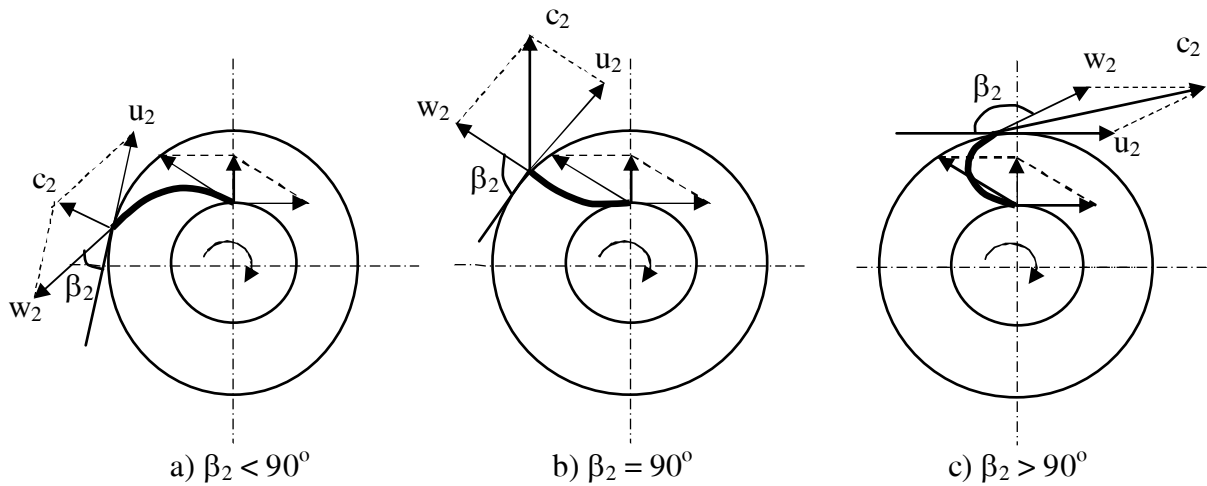
b- Ảnh hưởng của góc β_2

Lý thuyết và thực nghiệm chứng tỏ rằng trị số của β_2 có ảnh hưởng trực tiếp đến phương và giá trị của các thành phần vận tốc của dòng chảy trong máng dẫn, do đó có ảnh hưởng quyết định đến cột áp toàn phần H và các cột áp thành phần H_t và H_d của bơm. Vì vậy đối với bánh công tác bơm ly tâm, góc β_2 có ý nghĩa đặc biệt quan trọng.

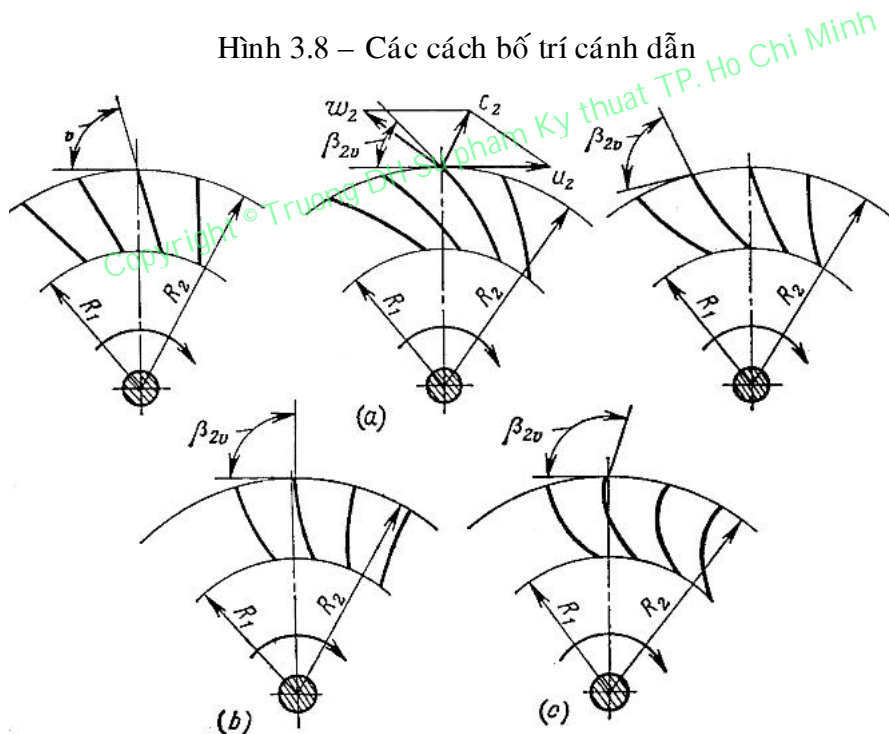
Tùy theo trị số của β_2 , bánh công tác có 3 cách bố trí cánh dẫn:

- $\beta_2 < 90^\circ$: cánh dẫn cong về phía sau (so với u) – gọi là bánh công tác có cánh dẫn ngoặt sau (a) – loại a thường gặp ở bơm để bơm các chất lỏng như nước, dầu,...
- $\beta_2 = 90^\circ$: cánh dẫn hướng kính ở lối ra – gọi là bánh công tác có cánh dẫn hướng kính (b).

- $\beta_2 > 90^\circ$: cánh dẫn cong về phía trước – gọi là bánh công tác có cánh dẫn ngoặt trước (c)
 – loại b,c thường gặp ở quạt và máy nén để bơm các chất khí



Hình 3.8 – Các cách bố trí cánh dẫn



Hình 3.9 – Hình dạng cánh dẫn của bánh công tác

Ngoài ra trong thực tế, người ta còn chế tạo hình dạng cánh dẫn của bánh công tác rất đa dạng, hình 3.9 biểu diễn một số loại cánh dẫn có góc ra β_2 khác nhau:

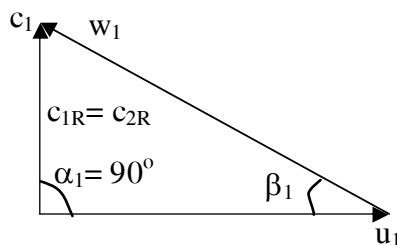
Để hiểu rõ vai trò của β_2 đối với cột áp của bơm ta xét 3 bánh công tác ly tâm có:

- kích thước như nhau
- góc vào β_1 như nhau
- số vòng quay làm việc như nhau
- góc ra β_2 khác nhau.

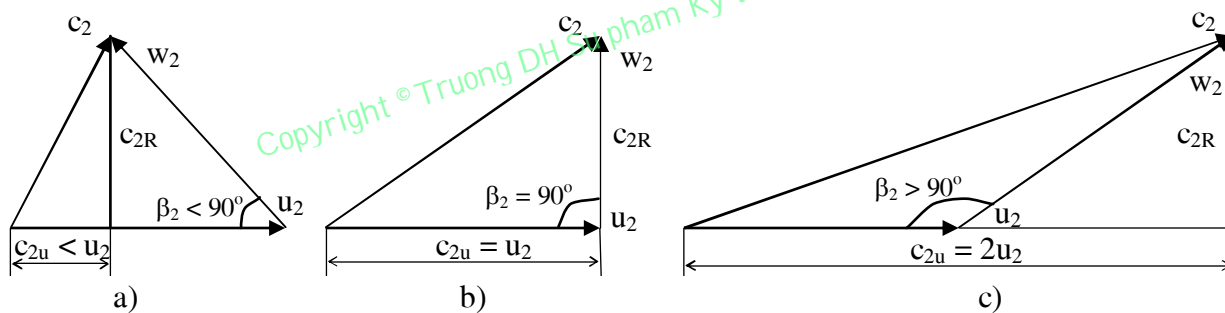
Ta khảo sát cột áp do từng loại bánh công tác tạo nên với các kiểu cánh dẫn nói trên. Khi vẽ các tam giác vận tốc cho kiểu bánh công tác này ta cần chú ý:

- Các bánh công tác có β_1 , kích thước lối vào, lưu lượng và số vòng quay làm việc như nhau nên có tam giác vận tốc ở lối vào như nhau.
- Các bánh công tác có đường kính ngoài D_2 và vòng quay làm việc như nhau nên chúng có vận tốc vòng u_2 bằng nhau.

Ta có các tam giác vận tốc là:



Hình 3.10 – Tam giác vận tốc ở lối vào



Hình 3.11 – Tam giác vận tốc ở lối ra

Từ phương trình cơ bản của bơm ly tâm $H_{1\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$, ta thấy trong cả 3 trường hợp có u_2 như nhau nên $H_{1\infty}$ chỉ phụ thuộc vào c_{2u} . Ta xét sự thay đổi của cột áp $H_{1\infty}$ trong cả 3 trường hợp trên.

* Khi $\beta_2 < 90^\circ$

Từ tam giác vận tốc biểu thị trên hình a, ta có:

$$c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot g \beta_2 \tag{3.18}$$

Thay vào phương trình cơ bản (3.11) ta được:

$$H_{1\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot g \beta_2}{g} \tag{3.19}$$

Ta thấy, khi $c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot g \beta_2 = 0$ tức là:

$$\cot g \beta_2 = \frac{u_2}{c_{2R}} \quad \text{hoặc} \quad \beta_2 = \arctg \frac{c_{2R}}{u_2}$$

thì $H_{1\infty} = 0$ nghĩa là bơm làm việc không có cột áp.

Vậy muốn bơm làm việc tạo được cột áp thì cánh dẫn của bánh công tác phải có $\beta_2 > \beta_{2min} = \arctg \frac{c_{2R}}{u_2}$. Và ta nhận thấy $H_{1\infty}$ tăng theo tỷ lệ thuận với β_2 .

* Khi $\beta_2 = 90^\circ$

Lúc này tam giác vận tốc ở lối ra là tam giác vuông được biểu thị trên hình b, nên $c_{2u} = u_2$ do đó ta có:

$$H_{1\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g}$$

Thường trong bơm ly tâm trị số của c_R thay đổi rất ít từ lối vào đến lối ra của bánh công tác nên ta có:

$$c_{2R} = c_{1R} = c_1$$

Khi đó cột áp động là:

$$H_{1\text{od}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_{2R}^2}{2g}$$

Từ hình b, ta có: $c_2^2 - c_{2R}^2 = u_2^2$, nên:

$$H_{1\text{od}} = \frac{u_2^2}{2g} \tag{3.20}$$

Mà cột áp tĩnh là: $H_{1\text{ot}} = H_{1\infty} - H_{1\text{od}}$ nên ta thu được:

$$H_{1\text{ot}} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g}$$

Tức là: $H_{1\text{od}} = H_{1\text{ot}} = \frac{H_{1\infty}}{2} = \frac{u_2^2}{2g}$ (3.21)

Ta tiếp tục tăng β_2 lên nữa ta thấy:

* Khi $\beta_2 > 90^\circ$

Từ hình c, ta có $c_{2u} > u_2$. ta khảo sát trường hợp khi $c_{2u} = 2u_2$, lúc đó:

$$H_{1\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{u_2(2u_2)}{g} = \frac{2u_2^2}{g}$$

Như vậy $H_{1\infty} = H_{1\text{od}}$ và do đó $H_{1\text{ot}} = 0$ tức là không có cột áp tĩnh.

Nếu ta tiếp tục tăng β_2 lên nữa thì $c_{2u} > 2u_2$ lúc đó $H_{1\text{od}} > H_{1\infty}$ tức là cột áp động lớn hơn cột áp toàn phần hay nói cách khác cột áp tĩnh có trị số âm.

Trong thực tế, bơm không thể làm việc được với $H_{1\text{ot}} \leq 0$ vì khi đó bơm không có khả năng đẩy chất lỏng. Vậy muốn cho bơm làm việc được thì góc ra β_2 của cánh dẫn trong bánh công tác không được lớn quá một giá trị giới hạn nào đó, tức là:

$$\beta_2 \leq \beta_{2max}$$

Vậy để cho bơm làm việc được thì trị số của góc β_2 phải thỏa mãn điều kiện:

$$\beta_{2min} < \beta_2 < \beta_{2max} \tag{3.22}$$

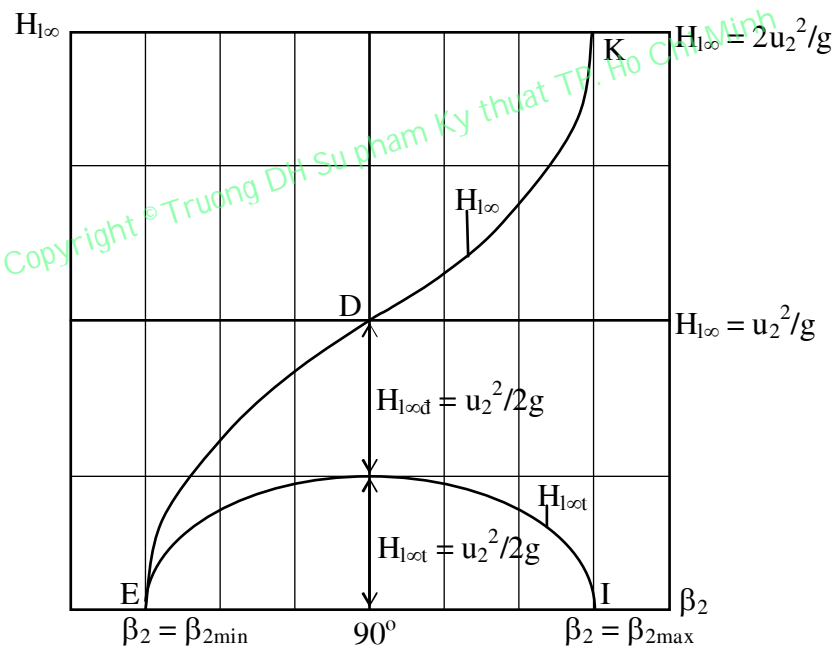
Quan hệ giữa cột áp lý thuyết của bơm và trị số của góc β_2 được biểu thị trên hình 4.8.

Đường EK chỉ sự thay đổi của cột áp toàn phần theo phương trình:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot g \beta_2}{g} \tag{3.23}$$

Đường EI chỉ sự thay đổi của cột áp tĩnh theo phương trình:

$$H_{l\cot} = \frac{u_2^2}{2g} - \frac{(c_{2R} \cot g \beta_2)^2}{2g} \tag{3.24}$$



Hình 3.12 - Quan hệ giữa cột áp lý thuyết của bơm và trị số của góc β_2

Qua đồ thị ta thấy, góc β_2 càng lớn thì cột áp lý thuyết của bơm càng lớn, bơm có khả năng truyền cơ năng cho chất lỏng càng nhiều. Nhưng trong kỹ thuật cần giải quyết sao cho cơ năng mà bơm truyền cho chất lỏng là có lợi nhất, nghĩa là có hiệu quả cao nhất và đáp ứng được các yêu cầu làm việc khác nhau về cột áp động và cột áp tĩnh. Tùy khả năng làm việc khác nhau của bơm mà chọn β_2 thích hợp.

Bơm ly tâm làm việc trong phạm vi:

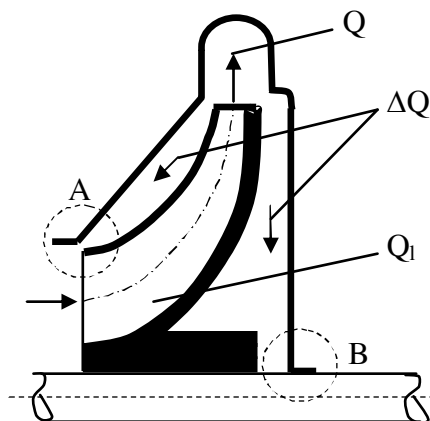
$$H_{l\cot} = (0,7 \div 0,8) H_{l\infty}$$

$$H_{l\infty d} = (0,2 \div 0,3) H_{l\infty}$$

Tức là ứng với $\beta_2 = 15^\circ \div 30^\circ$.

Trong trường hợp đặc biệt $\beta_2 = 50^\circ$.

3.2.4- Lưu lượng và hiệu suất lưu lượng



Hình 3.13 – Lưu lượng chất lỏng trong bánh công tác

Lưu lượng chất lỏng chảy qua bánh công tác của máy thủy lực cánh dẫn nói chung và bơm ly tâm nói riêng được xác định theo công thức:

$$Q_1 = c_R \cdot \pi \cdot D \cdot b \quad (3.25)$$

b – chiều rộng máng dẫn ứng với đường kính D của bánh công tác (thường là tại lối ra)

D - đường kính D của bánh công tác

c_R – hình chiếu vận tốc tuyệt đối lên phương vuông góc với u .

Lưu lượng qua bánh công tác xem như lưu lượng lý thuyết Q_1 của bơm. Lưu lượng thực tế Q qua ống đẩy nhỏ hơn Q_1 vì không phải tất cả chất lỏng sau khi ra khỏi bánh công tác đều đi vào ống đẩy mà có một phần nhỏ ΔQ chảy trở về lối vào bánh công tác hoặc rò rỉ ra ngoài qua các khe hở của các bộ phận lót kín “A” và “B” được biểu thị trên hình vẽ (3.13)

Vậy:
$$Q_1 = Q + \Delta Q$$

Để đánh giá tổn thất lưu lượng của bơm người ta dùng hiệu suất lưu lượng η_Q :

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (3.26)$$

$\eta_Q < 1$ – phụ thuộc vào kết cấu và chất lượng làm việc của các bộ phận lót kín. Thường đối với bơm ly tâm:

$$\eta_Q = 0,95 \div 0,98$$

Bơm có lưu lượng càng lớn thì η_Q càng cao.

3.2.5- Đường đặc tính của bơm ly tâm

Các thông số của bơm như H , Q , N , η thay đổi theo các chế độ làm việc của bơm với số vòng quay n không đổi hoặc thay đổi.

Các quan hệ $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$ biểu thị đặc tính làm việc của bơm. Được biểu diễn dưới dạng giải tích gọi là phương trình đặc tính. Biểu diễn dưới dạng đồ thị gọi là *đường đặc tính* của bơm.

Các đường đặc tính ứng với số vòng quay làm việc không đổi ($n = \text{const}$) gọi là *đường đặc tính làm việc*, ứng với nhiều số vòng quay ($n = \text{var}$) gọi là *đường đặc tính tổng hợp*.

Trong 3 đường đặc tính nêu trên, quan trọng hơn cả là đường đặc tính cột áp $H = f(Q)$, nó cho ta biết khả năng làm việc của bơm nên gọi là *đường đặc tính cơ bản*.

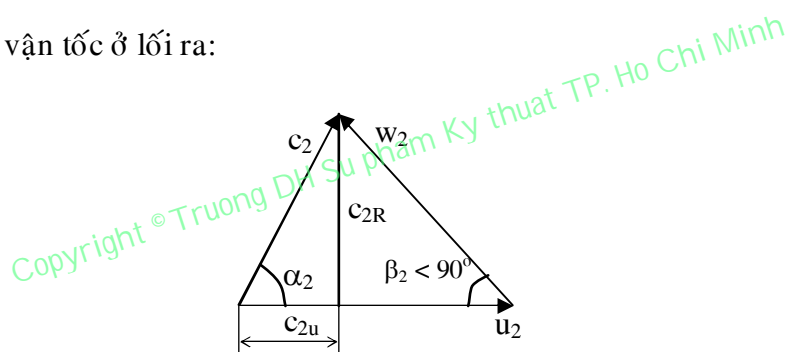
Từ đường $H = f(Q)$ ta có thể suy ra $N = f(Q)$ và $\eta = f(Q)$.

a- Đường đặc tính lý thuyết

Từ phương trình cơ bản ta có thể xây dựng đường đặc tính lý thuyết của bơm ly tâm.

Theo công thức (3.11):
$$H_{\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

Từ tam giác vận tốc ở lối ra:



Hình 3.14 – Tam giác vận tốc ở lối ra

Ta có:
$$c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot \beta_2$$

Mặt khác, từ công thức lưu lượng lý thuyết (4.16) ta rút ra được:
$$c_R = \frac{Q_1}{\pi D_2 b_2}$$

Thay các biểu thức trên vào công thức cột áp lý thuyết, ta thu được:

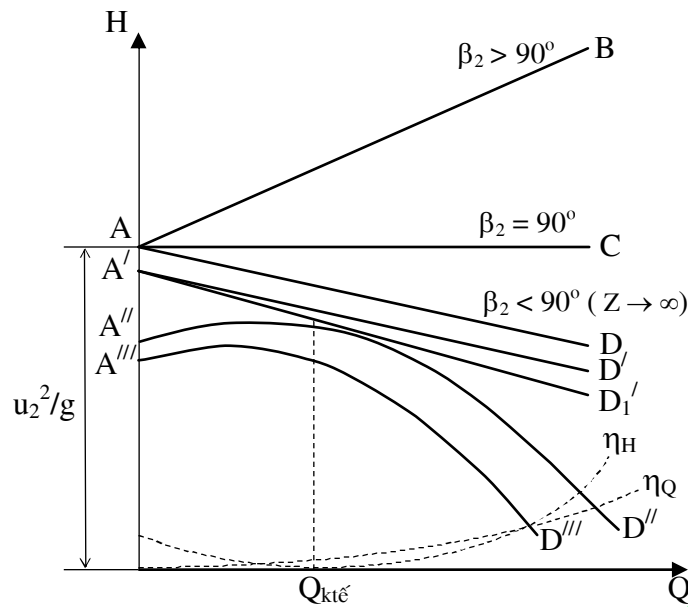
$$H_{\infty} = \frac{u_2^2 - u_2 c_{2R} \cot \beta_2}{g} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 \cdot \cot \beta_2}{D_2 \cdot b_2 \cdot g \cdot n} \cdot Q_1$$

Đối với một bơm cho trước thì u_2 , b_2 , D_2 là những đại lượng không đổi nên phương trình đường đặc tính cơ bản lý thuyết có dạng:

$$H_{\infty} = a - b \cdot \cot \beta_2 \cdot Q_1 \tag{3.27}$$

a , b – là những hằng số dương.

Đường biểu diễn phương trình này gọi là đường đặc tính cơ bản lý thuyết. Đó là một đường không đi qua gốc tọa độ, hệ số góc của nó tùy thuộc vào trị số góc ra của cánh dẫn β_2 . Trong trường hợp tổng quát đối với máy thủy lực, ta có 3 dạng đường đặc tính lý thuyết thể hiện trên hình vẽ.



Hình 3.15 – Đường đặc tính lý thuyết và đường đặc tính tính toán

- Nếu $\beta_2 < 90^\circ$ thì $\cotg \beta_2 > 0$, ta có đường AD
- Nếu $\beta_2 = 90^\circ$ thì $\cotg \beta_2 = 0$, ta có đường AC
- Nếu $\beta_2 > 90^\circ$ thì $\cotg \beta_2 < 0$, ta có đường AB

Đối với bơm ly tâm, ta có $\beta_2 < 90^\circ$ do đó đường đặc tính của bơm ly tâm là đường nghịch biến bậc nhất AD. Đây là đường đặc tính cơ bản lý thuyết của bơm ly tâm khi chưa kể tới số cánh dẫn hữu hạn và tổn thất.

- Nếu kể tới số cánh dẫn hữu hạn, đường đặc tính trở thành đường A'D', biểu diễn:

$$H_1 = \epsilon_Z \cdot H_{1\infty}$$

Trong đó $\epsilon_Z < 1$ - là hệ số kể tới số cánh dẫn hữu hạn.

- Nếu kể tới tổn thất lưu lượng η_Q , đường đặc tính trở thành đường A'D₁'
- Nếu kể tới các loại tổn thất thủy lực của dòng chất lỏng qua bánh công tác, ta biết các loại tổn thất thủy lực này đều tỷ lệ với bình phương của vận tốc, tức cũng là bình phương của lưu lượng thì đường đặc tính trở thành đường cong bậc hai A''D'':

- Khi $Q = Q_{kt}$ (ứng với lưu lượng thích hợp nhất) thì h_w có giá trị nhỏ nhất ($h_w \approx 0$) :

$$\eta_H = 1.$$

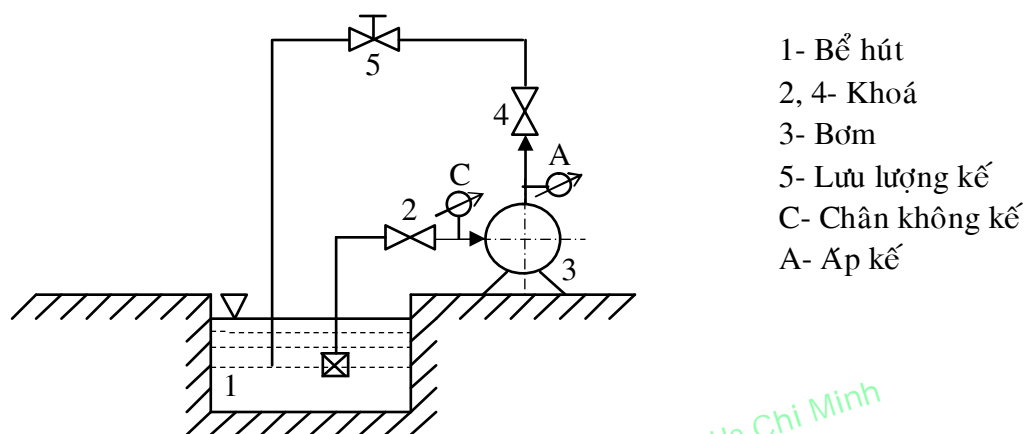
- Khi $Q > Q_{kt}$ hay $Q < Q_{kt}$ thì tổn thất h_w đều tăng.

- Nếu kể tới tổn thất cơ khí thì đường đặc tính dịch về phía trái và thấp hơn A''D'' một chút, đó là đường A'''D''' - Đây chính là đường đặc tính cơ bản tính toán của bơm ly tâm.

b- Đường đặc tính thực nghiệm

Việc xây dựng đường đặc tính tính toán rất phức tạp khó khăn, bởi vậy trong kỹ thuật thường xây dựng các đường đặc tính bằng các số liệu đo được khi khảo nghiệm trên các máy cụ thể – đó là đường đặc tính thực nghiệm.

Sơ đồ hệ thống thí nghiệm bơm ly tâm biểu thị trên hình (3.16).



Hình 3.16 - Sơ đồ hệ thống thí nghiệm bơm ly tâm

- 1- Bể hút
- 2, 4- Khoá
- 3- Bơm
- 5- Lưu lượng kế
- C- Chân không kế
- A- Áp kế

Muốn xây dựng được các đường đặc tính thực nghiệm của bơm ly tâm thì phải cho bơm làm việc trong một hệ thống thí nghiệm như hình vẽ.

Trình tự tiến hành thí nghiệm để xây dựng đường đặc tính gồm các bước sau:

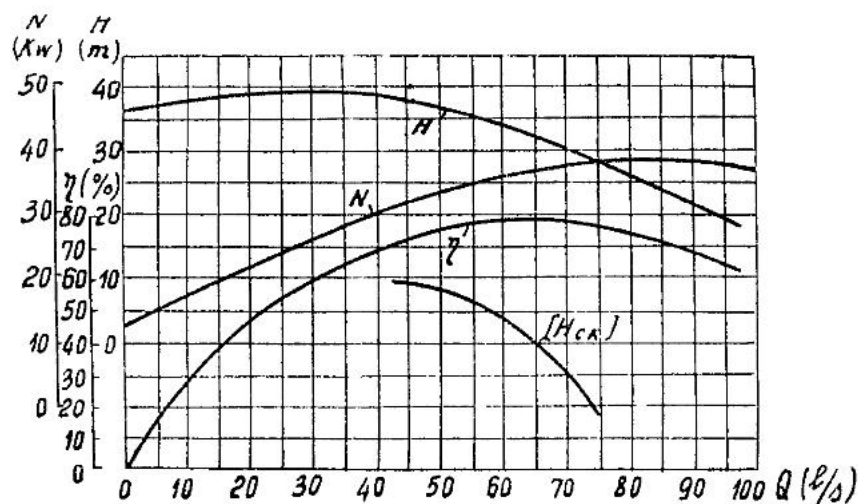
1. Mở khoá 2 ở ống hút và cho bơm làm việc cho đến khi số vòng quay của trục bơm đạt tới trị số yêu cầu, trong khi đó khoá 4 ở ống đẩy vẫn đóng ($Q = 0$). Từ các trị số đo được lúc này ở áp kế A và chân không kế C, ta suy ra cột áp H của bơm ở chế độ “không tải”
2. Mở dần khoá 4 ở ống đẩy để tăng lưu lượng của bơm cho đến khi đạt tới trị số cực đại. Trong quá trình thay đổi lưu lượng, số vòng quay làm việc không đổi. Tại mỗi vị trí mở của khoá 4, ta đo được các số liệu thí nghiệm của bơm và động cơ điện để tính ra lưu lượng Q, cột áp H và công suất của động cơ điện N_{dc} .

Tại mỗi điểm làm việc ta tính được công suất thuỷ lực của bơm. So sánh công suất thuỷ lực và công suất đo được trên trục của bơm ta suy ra được hiệu suất của bơm.

Như vậy, từ các số liệu thí nghiệm, ta có thể xây dựng được các đường đặc tính thực nghiệm của bơm ly tâm H-Q, N-Q, η -Q. Các đường đặc tính thực nghiệm của bơm về hình dạng nói chung cũng giống như đường đặc tính tính toán, nhưng không trùng nhau (do có một số loại tổn thất mà trong khi tính toán ta không đánh giá hết được).

Đối với bơm ly tâm, ngoài 3 đường đặc tính trên còn có thêm đường biểu diễn quan hệ cột áp chân không cho phép với lưu lượng $[H_{CK}] = f(Q)$.

Đường đặc tính thực nghiệm có dạng như sau:



Hình 3.17 - Đường đặc tính thực nghiệm

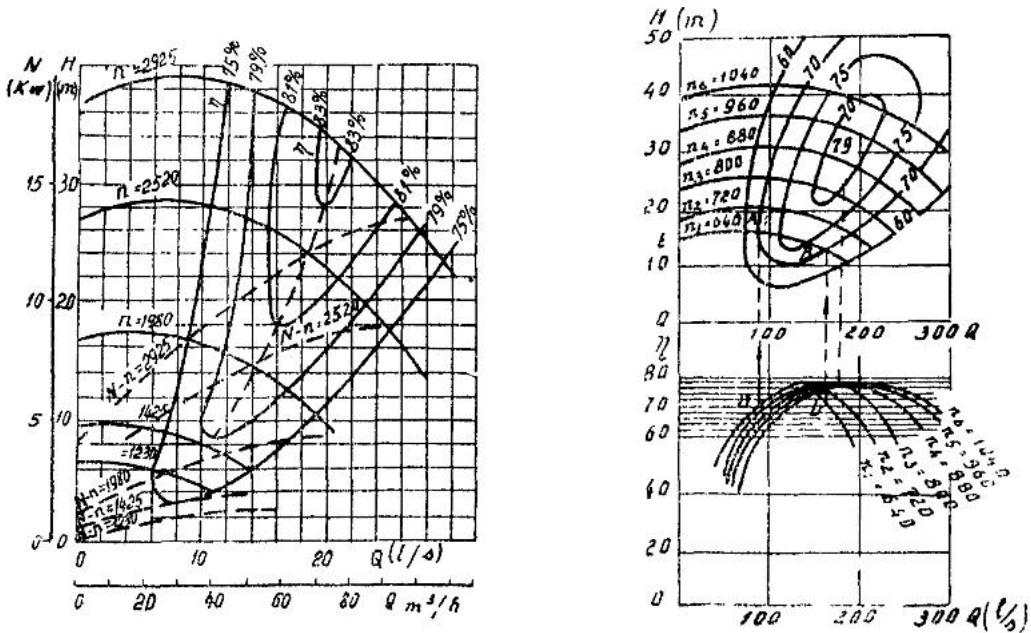
Công dụng của đường đặc tính làm việc của bơm:

- Qua các đường đặc tính H-Q, η -Q, N-Q ta thấy được khu vực làm việc có lợi nhất ứng với hiệu suất cao nhất [η_{max} hoặc $\eta = (\eta_{max} - 7\%)$]
- Qua hình dạng của đường đặc tính ta biết được tính năng làm việc của bơm để sử dụng bơm cho hợp lý.
- Đường đặc tính $[H_{CK}] = f(Q)$ để tính toán ống hút và xác định vị trí đặt bơm một cách hợp lý.

c- Đường đặc tính tổng hợp

Mỗi đường đặc tính làm việc được xây dựng với một số vòng quay làm việc không đổi của bơm. Nếu thay đổi vòng quay làm việc thì đường đặc tính làm việc cũng thay đổi theo. Để biết được nhanh chóng các thông số Q, H, N, η của bơm thay đổi như thế nào khi n thay đổi, người ta dựng đường đặc tính tổng hợp.

Đường đặc tính tổng hợp của bơm là đường biểu diễn các quan hệ Q-H, N-H với các số vòng quay làm việc khác nhau, trên đó các điểm làm việc cùng hiệu suất được nối với nhau thành những đường cong gọi là *đường cùng hiệu suất*.



Hình 3.18 - Đường đặc tính tổng hợp của bơm

3.2.6 – Ứng dụng đồng dạng trong bơm ly tâm

Ta biết rằng, khi số vòng quay làm việc n của bơm thay đổi thì các thông số làm việc khác của bơm cũng thay đổi theo.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng, khi một bơm ly tâm với số vòng quay thay đổi ít (dưới 50% so với số vòng quay định mức) thì hiệu suất của bơm thay đổi tương đối ít, có thể xem như không đổi $\eta = \text{const}$. Mặt khác các tam giác vận tốc đều tỷ lệ với số vòng quay, nên các tam giác vận tốc sẽ đồng dạng với nhau. Do đó các chế độ làm việc khác nhau của bơm trong trường hợp này xem như các trường hợp tương tự.

Theo lý thuyết về tương tự, hai chế độ làm việc gọi là tương tự nhau khi chúng thoả mãn 3 điều kiện tương tự:

Ta xét một máy mô hình và một máy nguyên hình, ký hiệu: chỉ số M - mô hình, N - nguyên hình.

1. Tiêu chuẩn tương tự hình học:

$$\frac{D_M}{D_N} = \frac{b_M}{b_N} = \dots = \lambda_L = \text{const}$$

2. Tiêu chuẩn tương tự động học:

$$\frac{u_M}{u_N} = \frac{c_M}{c_N} = \frac{w_M}{w_N} = \dots = \lambda_v = \text{const}$$

3. Tiêu chuẩn tương tự động lực:

$$\frac{P_M}{P_N} = \frac{F_M}{F_N} = \dots = \lambda_F = \text{const}$$

Ta có thể vận dụng các quan hệ tương tự này để tìm mối quan hệ giữa Q, H, N theo số vòng quay n.

Gọi H_M, Q_M, N_M là cột áp, lưu lượng và công suất ứng với số vòng quay n_M ;

H_N, Q_N, N_N là cột áp, lưu lượng và công suất ứng với số vòng quay n_N .

a - Phương trình đồng dạng lưu lượng

Ta có phương trình lưu lượng của bơm ly tâm:

$$Q = c_R \cdot \pi \cdot D \cdot b$$

Theo kết cấu của bánh công tác, b tỷ lệ với D nên có thể viết:

$$b = k_1 \cdot D$$

k_1 – hệ số tỷ lệ

c_R cũng tỷ lệ với vận tốc u, nên:

$$c_R = \varphi \cdot u = \varphi \cdot \frac{\pi}{60} \cdot D \cdot n$$

φ - hệ số tỷ lệ

Thay vào biểu thức của Q ta được:

$$Q = \varphi \cdot k_1 \cdot \frac{\pi^2 \cdot D^3}{60} \cdot n \quad \text{hay} \quad \frac{Q}{D^3 \cdot n} = \frac{\pi^2}{60} \cdot \varphi \cdot k_1 = \varphi \cdot k$$

Khi ta có tương tự hình học thì $k = \text{const}$, có tương tự động học thì $\varphi = \text{const}$, do đó:

$$\frac{Q}{D^3 \cdot n} = \text{const} \quad \text{hay:} \quad \frac{Q_M}{Q_N} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^3 \cdot \frac{n_M}{n_N}$$

$$\frac{D_M}{D_N} = \lambda_L - \text{là tiêu chuẩn tương tự hình học}$$

$$\text{Lúc đó ta có: } \frac{Q_M}{Q_N} = (\lambda_L)^3 \cdot \frac{n_M}{n_N} \quad (3.28)$$

Khi ta tính cho các chế độ làm việc của cùng một bơm thì $\lambda_L = 1$, phương trình có dạng:

$$\frac{Q_M}{Q_N} = \frac{n_M}{n_N} \quad (3.29)$$

b- Phương trình đồng dạng cột áp

Theo phương trình cơ bản của bơm ly tâm ta có:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{1}{g} \cdot u_2^2 \cdot \frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 D^2 n^2 \frac{c_{2u}}{u_2}$$

hay:
$$\frac{H_{l\infty}}{D^2 n^2} = \frac{1}{g} \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 \frac{c_{2u}}{u_2} = \text{const}$$

vì
$$\left\{ \begin{matrix} \frac{u_M}{u_N} = \frac{c_M}{c_N} = \text{const} \Rightarrow \frac{c_M}{u_M} = \frac{c_N}{u_N} = \text{const} \Leftrightarrow \frac{c_{2u}}{u_2} = \text{const} \end{matrix} \right\}$$

Như vậy ta được:

$$\frac{H_{l\infty M}}{H_{l\infty N}} = \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^2 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 = \lambda_L^2 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \tag{3.30}$$

Khi $\lambda_L = 1$
$$\frac{H_{l\infty M}}{H_{l\infty N}} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^2 \tag{3.31}$$

c- Phương trình đồng dạng công suất

Ta có: $N = \gamma Q H_{l\infty}$

Vậy:
$$\frac{N_M}{N_N} = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \frac{Q_M}{Q_N} \frac{H_{l\infty M}}{H_{l\infty N}} = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \left(\frac{D_M}{D_N} \right)^5 \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 = \frac{\gamma_M}{\gamma_N} \cdot \lambda_L^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3$$

Khi với cùng một chất lỏng làm việc, ta có:

$$\frac{N_M}{N_N} = \lambda_L^5 \cdot \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \tag{3.32}$$

Khi $\lambda_L = 1$:
$$\frac{N_M}{N_N} = \left(\frac{n_M}{n_N} \right)^3 \tag{3.33}$$

Trong thực tế, ngoài số vòng quay làm việc thay đổi còn có thể gặp trường hợp trọng lượng riêng γ của chất lỏng thay đổi, đường kính ngoài D của bánh công tác thay đổi. Để đáp ứng yêu cầu sử dụng, thường khi cần giảm cột áp và tăng lưu lượng so với định mức, người ta có thể gọt bớt đường kính D (chỉ trong phạm vi 10%) thì hiệu suất của bơm coi như không đổi. Ta có thể xem các chế độ làm việc của bơm trong trường hợp này là các chế độ làm việc tương tự.

Gọi Q_1, H_1, N_1 – là lưu lượng, cột áp và công suất ứng với D' , γ_1 và n_1

Q_2, H_2, N_2 – là lưu lượng, cột áp và công suất ứng với D'' , γ_2 và n_2 .

Ta có quan hệ tương tự của một bơm ly tâm như bảng sau:

Các thông	Khi γ thay đổi	Khi n thay đổi	Khi D thay đổi	Khi γ, n, D thay đổi
-----------	-----------------------	------------------	------------------	-----------------------------

số				
Lưu lượng Q	$Q_2 = Q_1$	$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} Q_1$	$Q_2 = \left(\frac{D''}{D'}\right)^3 Q_1$	$Q_2 = \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D''}{D'}\right)^3 Q_1$
Cột áp H	$H_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} H_1$	$H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 H_1$	$H_2 = \left(\frac{D''}{D'}\right)^2 H_1$	$H_2 = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \left(\frac{D''}{D'}\right)^2 H_1$
Công suất N	$N_2 = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} N_1$	$N_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 N_1$	$N_2 = \left(\frac{D''}{D'}\right)^3 N_1$	$N_2 = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \left(\frac{D''}{D'}\right)^3 N_1$

3.2.7- Số vòng quay đặc trưng

Để đặc trưng cho một hệ thống, người ta dùng một máy mẫu tương trưng (máy mô hình). Quy định của máy bơm mô hình có các thông số sau:

$H_s = 1$ m cột chất lỏng

$Q_s = 0,075$ m³/s

$N_s = 0,736$ kW (tương đương 1 mã lực)

η_s – hiệu suất có lợi nhất

n_s – số vòng quay đặc trưng, v/ph.

Bất kỳ máy thủy lực nào được chế tạo ra cũng phải tương tự với máy mô hình cùng hệ thống, các thông số làm việc của máy đó và của máy mô hình quan hệ với nhau theo luật tương tự, tức là:

$$\frac{Q_s}{Q} = (\lambda_L)^3 \cdot \frac{n_s}{n} \quad (1)$$

$$\frac{H_s}{H} = \lambda_L^2 \left(\frac{n_s}{n}\right)^2 \quad (2)$$

$$\frac{N_s}{N} = \lambda_L^5 \left(\frac{n_s}{n}\right)^3 \quad (3)$$

Kết hợp công thức (1) và (2), rút λ_L và cho bằng nhau, ta thu được công thức:

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (3.34)$$

n – số vòng quay, v/ph

Q – lưu lượng, m³/s

H – cột áp, m

Kết hợp công thức (2) và (3), rút λ_L tương tự như trên, ta thu được công thức:

$$n_s = \frac{1,167 \cdot n \cdot N^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (3.35)$$

N – công suất , kW

Nếu n tính theo mã lực, ta có:

$$n_s = \frac{n \cdot N^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (3.36)$$

Muốn biết một máy thuỷ lực cánh dẫn nào thuộc hệ thống của máy mô hình nào, người ta dùng số vòng quay đặc trưng n_s tính theo các công thức trên để phân biệt, nên n_s được gọi là số vòng quay đặc trưng.

Ví dụ: $n_s = 40 \div 80$ v/ph – bơm ly tâm tỷ tốc chậm $\frac{D_2}{D_0} = 3,5$

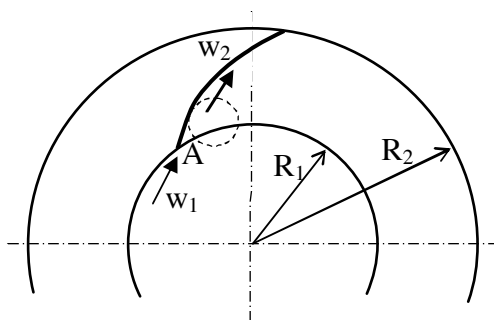
$n_s = 140 \div 300$ v/ph – bơm ly tâm tỷ tốc nhanh $\frac{D_2}{D_0} = 1,3 \div 1,1$

$n_s = 600 \div 1800$ v/ph – bơm hướng trục $\frac{D_2}{D_0} = 0,8 \div 0,6$

3.2.8- Hiện tượng xâm thực

Áp suất dòng chất lỏng chảy qua bơm luôn luôn thay đổi và không bằng nhau trong từng điểm riêng rẽ trên mặt cắt của dòng chảy.

Trong những bơm thông thường, áp suất nhỏ nhất là ở gần lối vào của bánh công tác ở phía lõm của cánh dẫn, tức là ở chỗ nào vận tốc tương đối W và động năng ứng với nó $W^2/2$ đạt được giá trị lớn nhất (vùng A trên hình).



Hình 3.19 – Vùng xảy ra xâm thực

Nếu ở vùng A áp suất bằng hay nhỏ hơn áp suất hơi bão hoà của chất lỏng trong bơm, thì sẽ xuất hiện hiện tượng xâm thực. Hiện tượng này sẽ lan rộng ra các vùng lân cận của dòng chảy.

Hiện tượng xâm thực có hại không chỉ vì nó huỷ hoại kim loại mà còn vì máy làm việc khi có xâm thực sẽ làm giảm rất lớn hiệu suất.

Bơm làm việc khi có xâm thực rất ồn, rung mạnh và khi cường độ xâm thực lên cao xuất hiện sự va đập sẽ rất có hại cho bơm.

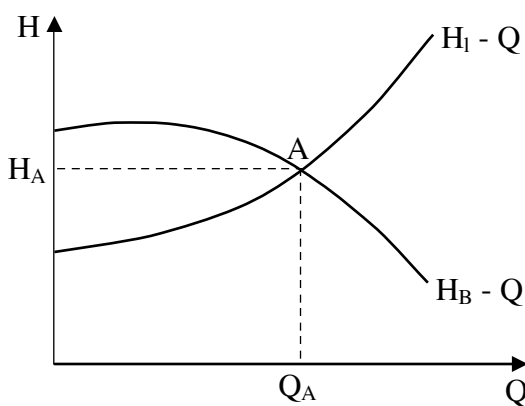
Biện pháp khắc phục:

- Hạn chế vận tốc chất lỏng trong dòng chảy của bơm
- Ứng dụng hình dáng tiện lợi cho dòng chảy và cho mặt cắt của bánh công tác
- Sử dụng bơm ở chế độ gần với chế độ đã tính toán trước
- Một biện pháp quan trọng trong việc chống xâm thực của bất kỳ loại bơm nào đó là cần có độ cao hút thích hợp, mà với độ cao hút này không xảy ra xâm thực gọi là độ cao hút cho phép (đã được tính toán ở phần bơm cánh dẫn).

3.2.9 – Kiểm tra bơm

1. Chọn bơm đúng yêu cầu kỹ thuật, dựa vào đường đặc tính của bơm, trong đó đặc biệt chú ý đường đặc tính cơ bản (H-Q).
2. Các thiết bị và đồng hồ đo áp suất, đo chân không, đo điện cần có đầy đủ. Cần lắp van một chiều ở ống hút và ống đẩy để dễ dàng khi môi và khởi động bơm.
3. Trước khi cho bơm làm việc phải môi bơm
4. Trước khi bơm khởi động phải kiểm tra dầu mỡ trong bơm và động cơ, các mối ghép bulông, hệ thống điện.
5. Khi khởi động bơm, cho động cơ quay ổn định rồi mới từ từ mở khoá ở ống đẩy (nhưng với bơm áp suất thấp thì ngược lại, mở khoá ở ống đẩy rồi mới khởi động nếu không động cơ khó khởi động và dễ bị quá tải).
6. Khi bơm làm việc, cần theo dõi đồng hồ đo, chú ý nghe tiếng máy để kịp thời phát hiện những bất thường để xử lý kịp thời.
7. Khi chuẩn bị tắt máy, làm thứ tự động tác ngược với khi cho máy chạy: đóng van ở ống đẩy trước, tắt máy sau.
8. Khi bơm làm việc chất lỏng không lên hoặc lên ít, cần dừng máy và kiểm tra lại:
 - Các van hoặc khoá ở ống đẩy và ống hút.
 - Lưới chắn rác có bị lấp kín hoặc miệng ống hút không ở đúng độ sâu cần thiết cách mặt thoáng của bể hút.
 - Bánh công tác quay ngược (bơm điện có thể bị đấu dây ngược pha).

3.2.10 – Điều chỉnh chế độ làm việc của bơm



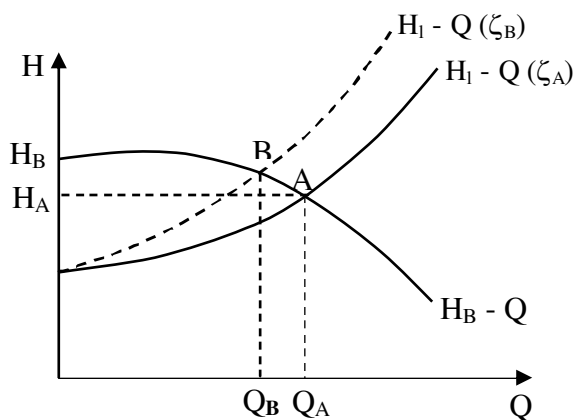
Hình 3.20 – Điểm làm việc

Điểm làm việc của bơm là giao điểm của hai đường đặc tính của bơm và của hệ thống trong cùng một hệ tọa độ.

Quá trình thay đổi điểm làm việc của bơm theo một yêu cầu nào đó gọi là quá trình điều chỉnh.

Có hai phương pháp điều chỉnh:

a- Điều chỉnh bằng khoá



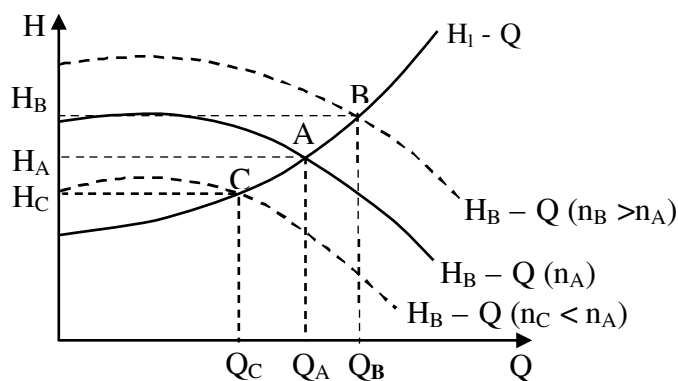
Hình 3.21 - Điều chỉnh bằng khoá

Điều chỉnh bằng khoá tạo nên sự thay đổi đường đặc tính lưới bằng cách điều chỉnh (đóng hoặc mở) khoá ở ống đẩy để thay đổi lưu lượng của hệ thống (không điều chỉnh ở ống hút vì dễ gây ra hiện tượng xâm thực).

- Khi mở khoá hoàn toàn ta có điểm làm việc A (H_A, Q_A).
- Khi đóng bớt khoá lại thì tổn thất khoá sẽ tăng lên ($\zeta_A \Rightarrow \zeta_B$), lưu lượng của hệ thống giảm, nghĩa là đường đặc tính lưới sẽ thay đổi dốc hơn, trong khi đặc tính bơm không đổi. Do đó điểm làm việc từ A chuyển đến B (H_B, Q_B).

Phương pháp này đơn giản, thuận tiện nhưng không kinh tế vì gây thêm tổn thất.

b- Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay của trục bơm



Hình 3.22 - Điều chỉnh bằng thay đổi số vòng quay

Nội dung của phương pháp này là thay đổi đường đặc tính riêng của bơm bằng cách thay đổi số vòng quay của trục bơm.

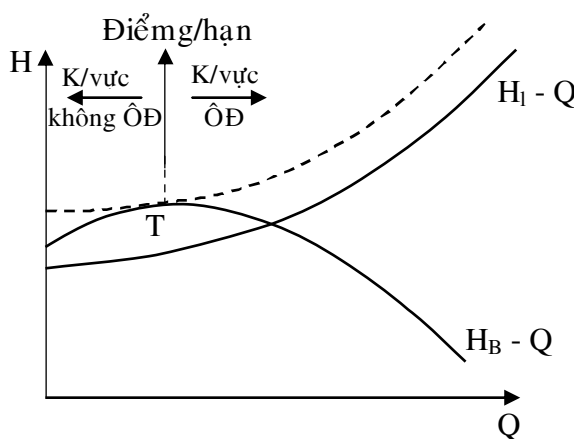
Điểm làm việc A(H_A, Q_A) ứng với số vòng quay làm việc n_A . Khi tăng số vòng quay đến $n_B > n_A$ thì đường đặc tính của bơm sẽ khác đi trong khi đó đường đặc tính lưới không thay đổi, điểm làm việc từ A chuyển đến B (H_B, Q_B).

Phương pháp này dùng cho bơm có thiết bị thay đổi số vòng quay. Phương pháp này kinh tế hơn so với phương pháp trên. Nhưng đối với bơm không có thiết bị thay đổi số vòng quay làm việc thì phương pháp trên thông dụng hơn.

Đôi khi người ta kết hợp cả hai phương pháp trên.

c- Khu vực điều chỉnh

Ta thấy rằng muốn điều chỉnh bơm thì phải thay đổi đường đặc tính lưới hoặc thay đổi đường đặc tính bơm. Nhưng thực tế không phải có thể điều chỉnh điểm làm việc về bất cứ điểm nào trên đường đặc tính của bơm.



Hình 3.23 - Khu vực điều chỉnh

Ví dụ: Trên hình vẽ, có một bơm làm việc trong hệ thống với các đường đặc tính như đã được thể hiện, trong đó đường đặc tính của bơm có dạng lồi. Điểm T là điểm giới hạn chia

đường đặc tính ra làm hai khu vực: bên phải điểm T là khu vực làm việc ổn định, còn bên trái điểm T tùy theo vị trí của đường đặc tính lưới, bơm có thể làm việc không ổn định gọi là *khu vực làm việc không ổn định của bơm*.

Thực nghiệm chứng tỏ rằng:

- Không thể điều chỉnh bơm trong khu vực không ổn định.
- Khi khởi động bơm, cần hạ thấp $H_{lưới}$ để điểm làm việc của bơm không rơi vào khu vực không ổn định.

Đối với các bơm quan trọng như bơm cao áp cấp nước cho nồi hơi (nhà máy nhiệt điện), yêu cầu về đường đặc tính của bơm là không có vùng làm việc không ổn định, tức là đường đặc tính có dạng dốc đứng hoặc thoải.

Vị trí của điểm giới hạn T phụ thuộc vào góc β_2 . Góc β_2 càng nhỏ thì khu vực làm việc không ổn định càng nhỏ.

3.2.11 - Ghép bơm ly tâm

Có hai cách ghép bơm: ghép song song và ghép nối tiếp.

a- Ghép song song: (khi hệ thống có yêu cầu lưu lượng lớn hơn lưu lượng của một bơm)

Điều kiện để các bơm ghép có thể làm việc được là:

- Các bơm phải làm việc với cùng cột áp: $H_1 = H_2 = \dots = H_i$
- Để xác định lưu lượng của bơm ghép song song làm việc trong một hệ thống, ta cần xây dựng đường đặc tính chung của các bơm ghép ($H-Q_C$) và biết đường đặc tính lưới ($H_{lưới}-Q$).

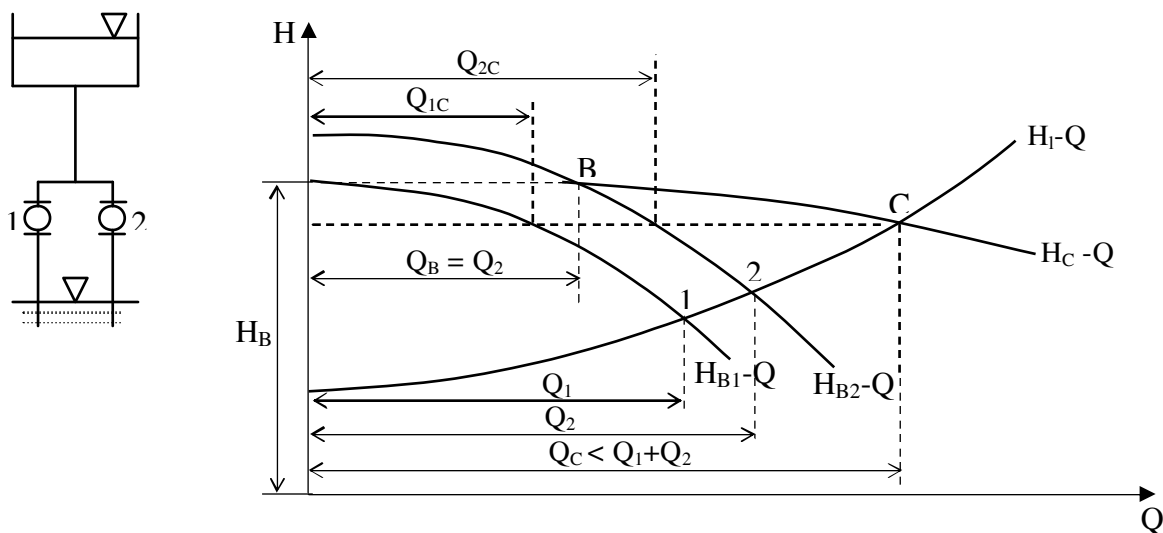
Đường đặc tính chung của các bơm ghép song song ($H-Q_C$) trong hệ thống được xây dựng bằng cách cộng các lưu lượng với cùng một cột áp (cộng các hoành độ trên cùng tung độ).

Ví dụ: Khảo sát hai bơm có đường đặc tính khác nhau: (H_1-Q) và (H_2-Q) ghép song song, ta thấy với mọi cột áp $H > H_B$ trong hệ thống chỉ có bơm 2 làm việc. Khi $H = H_B$ cả hai bơm đều cùng làm việc nhưng lưu lượng của hệ thống chỉ bằng lưu lượng của bơm 2 ứng với điểm B ($Q_B = Q_2$) (hình 3.24)

Điểm C là điểm làm việc của các bơm ghép trong hệ thống. Khi đó bơm 1 làm việc với Q_1^C , bơm 2 làm việc với Q_2^C . Vậy: Tổng lưu lượng của hai bơm ghép song song trong hệ thống nhỏ hơn tổng lưu lượng của hai bơm đó khi làm việc riêng rẽ cũng trong hệ thống đó.

$$Q_C = Q_1^C + Q_2^C < Q_1 + Q_2$$

(vì hệ thống làm việc với nhiều bơm ghép song song có cột áp lớn hơn do lưu lượng trong hệ thống tăng lên so với khi từng bơm riêng rẽ làm việc trong hệ thống).

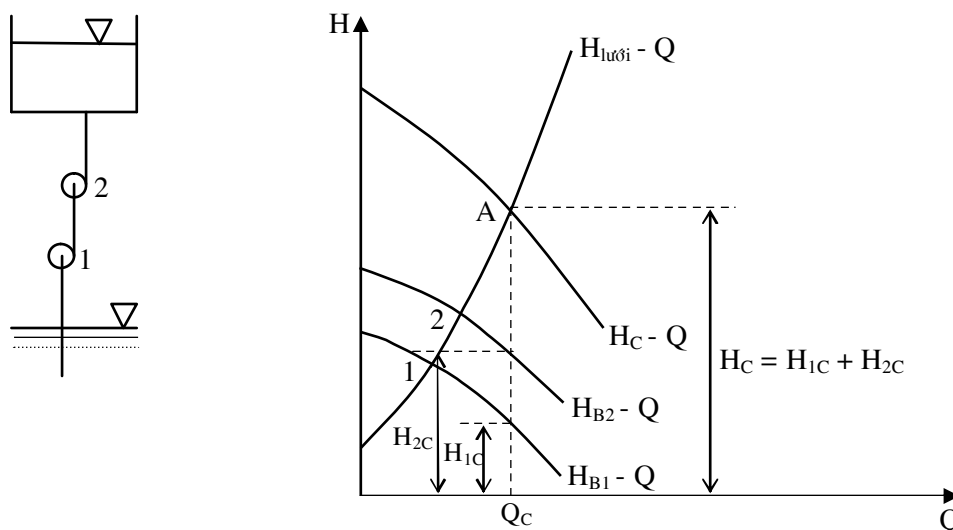


Hình 3.24 - Ghép song song

Nhận xét:

- Điều chỉnh hệ thống có các bơm ghép song song tương đối phức tạp khi các bơm ghép có đường đặc tính khác nhau nhiều \Rightarrow Do vậy cần ghép các bơm có đường đặc tính gần giống nhau.
- Ghép bơm song song có hiệu quả lớn khi đường đặc tính của chúng thoải (có độ dốc nhỏ) và đường đặc tính của lưới không dốc lắm \Rightarrow Ta cần ứng dụng ghép song song trong các hệ thống bơm cần có cột áp thay đổi ít khi lưu lượng thay đổi nhiều.
- Số lượng bơm ghép song song để tăng lưu lượng có giới hạn nhất định, được xác định bởi đường đặc tính chung và đường đặc tính lưới.

b- Ghép nối tiếp: (khi hệ thống có yêu cầu cột áp lớn hơn cột áp của một bơm)



Hình 3.25 – Ghép nối tiếp

Điều kiện ghép nối tiếp:

- Các bơm ghép phải làm việc với lưu lượng như nhau: $Q_1 = Q_2 = \dots = Q_i$
- Cột áp làm việc khi $Q = \text{const}$:

$$H_C = H_1 + H_2 + \dots + H_i$$

- Đường đặc tính chung của các bơm ghép ($H_C - Q$) được xây dựng bằng cách cộng các cột áp của riêng từng bơm với cùng một lưu lượng (cộng các tung độ trên cùng một hoành độ)

Khảo sát hai bơm 1, 2 có đường đặc tính khác nhau ghép nối tiếp làm việc trong một hệ thống.

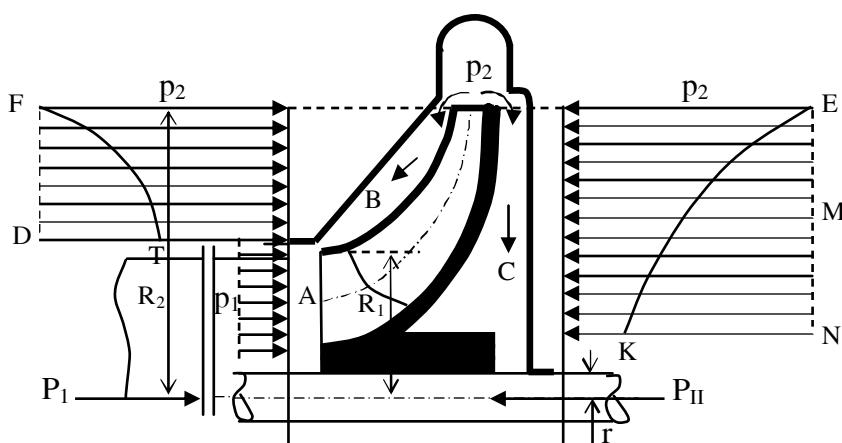
Điểm A (giao điểm của đường đặc tính chung và đường đặc tính lưới) là điểm làm việc của các bơm ghép trong hệ thống, xác định lưu lượng Q và cột áp H của hai bơm ghép.

Khi ghép nối tiếp nên chọn bơm và hệ thống có đường đặc tính dốc nhiều mới có hiệu quả cao, vì khi thay đổi lưu lượng ít đã tăng được cột áp theo yêu cầu.

Chú ý: Khi ghép hai bơm 1 và 2 nối tiếp liền nhau cần chú ý là bơm 2 phải làm việc với áp suất cao hơn bơm 1, vì vậy nếu không đủ sức bền bơm sẽ bị hỏng. Do đó phải chọn trên đường ống đẩy của bơm 1 điểm nào có áp suất không gây nguy hiểm cho bơm 2 để ghép.

3.2.12 – Lực dọc trục trong bơm ly tâm – cách khắc phục lực dọc trục

Khi bơm làm việc, bánh công tác của bơm chịu tác dụng của các áp lực theo hướng trục. Ta sẽ khảo sát các lực này.



Hình 3.26 - Lực dọc trục trong bơm ly tâm

Khi bơm làm việc, chất lỏng ở bọng hút A chuyển động theo phương song song với trục vào bánh công tác dưới áp suất khá nhỏ p_1 . Sau khi vào bánh công tác, dòng chất lỏng ngoặt 90° và trở thành thẳng góc với trục. Áp suất chất lỏng tăng dần đến trị số p_2 ở lối ra, $p_1 \ll p_2$. Dưới tác dụng của p_2 , một phần chất lỏng rò rỉ qua các khe hở giữa bánh công tác và thân bơm B và C. Nếu bỏ qua sự quay của chất lỏng trong khe hở B và C thì có thể xem gần

đúng áp suất trong các khe đó bằng p_2 . Do đó áp lực hướng trục tác dụng lên đĩa sau của bánh công tác hướng về phía trái là:

$$P_{tr} = p_2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - r^2)$$

Và áp lực hướng trục tác dụng lên đĩa trước bánh công tác, hướng về bên phải là:

$$P_{ph} = p_2 \cdot \pi \cdot (R_2^2 - R_1^2) + p_1 \cdot \pi \cdot (R_1^2 - r^2)$$

Vì $p_2 \gg p_1 \Rightarrow P_{tr} \gg P_{ph}$. Do đó áp lực dọc trục có xu hướng đẩy bánh công tác về phía ngược với hướng chuyển động của chất lỏng vào bánh công tác.

$$P_I = P_{tr} - P_{ph} = \pi \cdot (p_2 - p_1) \cdot (R_1^2 - r^2)$$

Hoặc:
$$P_I = \pi \cdot \gamma \cdot H_1 \cdot (R_1^2 - r^2)$$

Trong thực tế, do sự quay của chất lỏng theo các đĩa của bánh công tác trong các khe hở B và C nên áp suất trong các khe giảm dần từ ngoài vào trong (từ $R_2 \rightarrow R_1$) theo các đường parabol.

Ngoài P_I ra, còn có lực hướng trục P_{II} tác dụng lên bánh công tác theo hướng của dòng chảy (ngược với P_I), P_{II} xuất hiện do chất lỏng thay đổi phương chuyển động ở lõi vào của bánh công tác (từ hướng trục sang hướng kính), có thể tính theo định luật động lượng:

$$P_{II} = m \cdot C_o = \frac{\gamma \cdot Q_1}{g} \cdot C_o$$

m – khối lượng chất lỏng chuyển động qua bánh công tác, $m = \frac{\gamma \cdot Q_1}{g}$

C_o – vận tốc chất lỏng ở bọng hút của bánh công tác.

Vậy áp lực tổng cộng áp dụng trên một bánh công tác của bơm là:

$$P = P_I - P_{II}$$

Đối với bơm nhiều cấp có số bánh công tác là i thì tổng áp lực hướng trục là:

$$A = iP$$

* Nếu roto của bơm bố trí thẳng đứng (bơm trục đứng) thì công thức tính tổng áp lực hướng trục A ở trên cần bổ sung thêm thành phần trọng lượng của roto G :

$$A = iP \pm G$$

Dấu \pm tùy thuộc vào sự bố trí miệng vào và ra của bơm, gây nên các áp lực hướng trục cùng hay ngược chiều với trọng lượng G của roto.

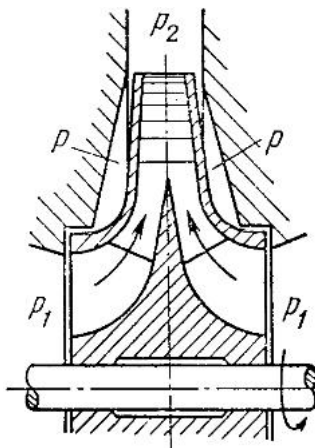
Tác hại của lực hướng trục

Lực hướng trục trong bơm làm mòn các ổ chặn tạo nên sự sai lệch các khe hở trong bơm và làm cho roto cọ vào thân bơm khi làm việc gây ảnh hưởng xấu đến hiệu suất và làm hỏng bơm.

Cách khắc phục

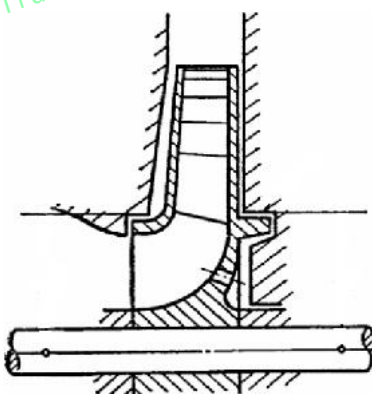
1. Đối với bơm có một bánh công tác:

- Dùng bánh công tác có hai miệng hút.



Hình 3.27 – Bánh công tác hai miệng hút

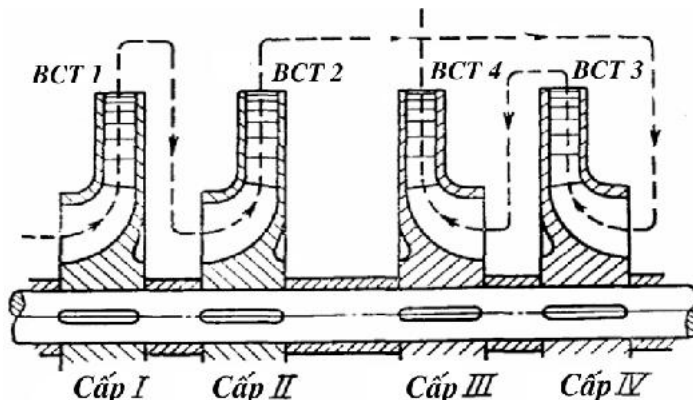
- Cấu tạo vành lót kín thứ hai chia khe hở giữa thân bơm và đĩa sau của bánh công tác thành hai phần. Phần trên thông với bọng đẩy có áp suất $p \approx p_2$, phần dưới thông với bọng hút bằng các lỗ khoan trên đĩa sau bánh công tác. Nhược điểm của phương pháp này là làm giảm hiệu suất lưu lượng η_Q .



Hình 3.28 - Cấu tạo vành lót kín thứ hai giữa thân bơm và đĩa sau

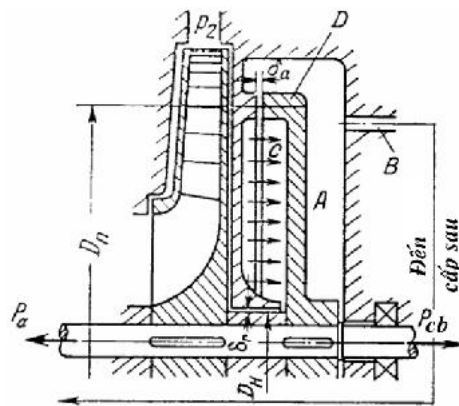
2. Đối với bơm có nhiều bánh công tác:

- Bố trí bánh công tác thành các cặp đối xứng nhau.



Hình 3.29 - Bố trí bánh công tác thành các cặp đối xứng

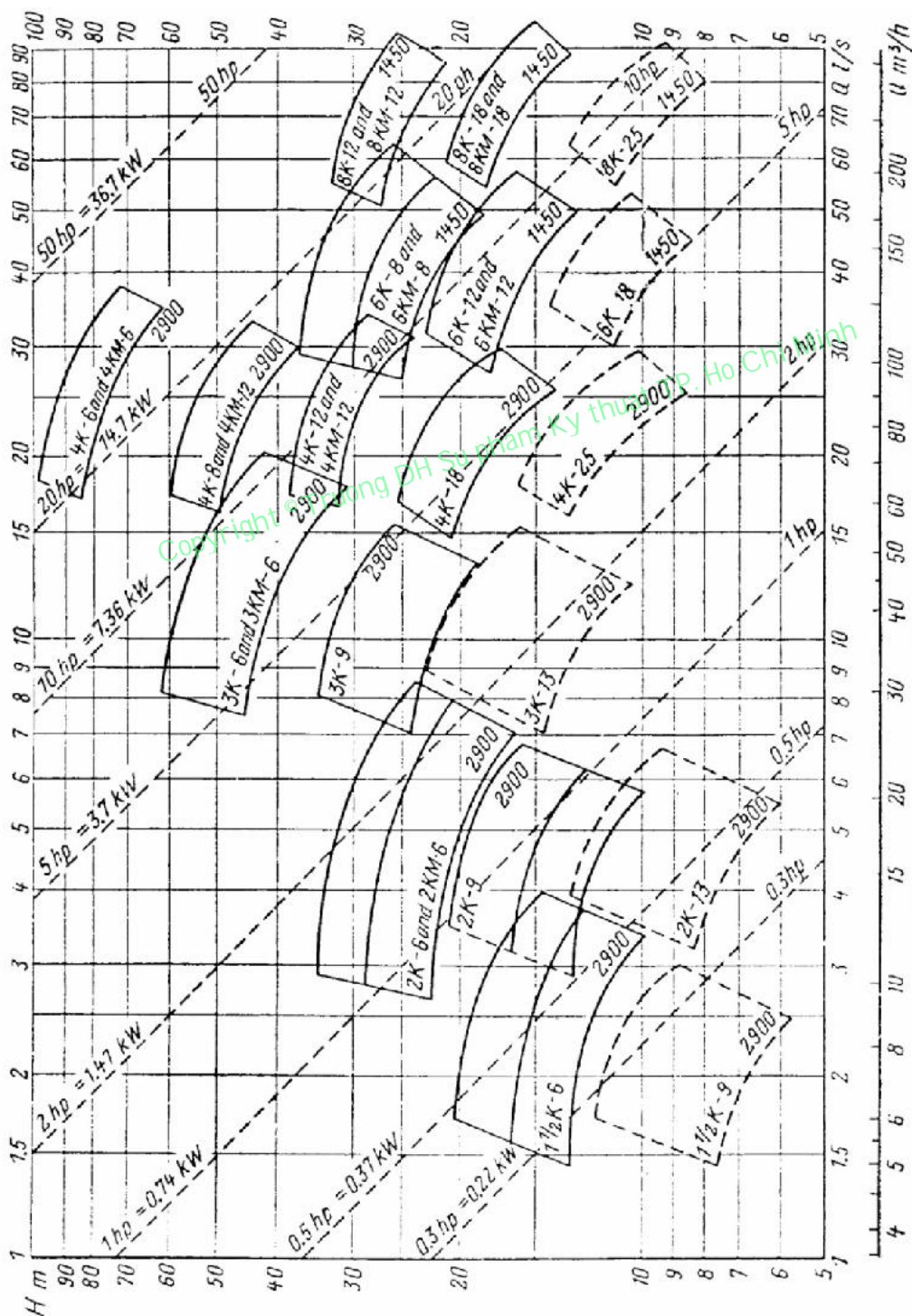
- Dùm piston cân bằng.
- Dùm đĩa cân bằng.



Hình 3.30 – Đĩa cân bằng

Copyright © Truong DH Su pham Ky thuat TP. Ho Chi Minh

Chọn bơm theo điều kiện cho trước



Chọn bơm theo điều kiện cho trước

Hình 3.31 – Chọn bơm theo lưu lượng và cột áp cho trước

3.3- BƠM HƯỚNG TRỰC

3.2.1- Cấu tạo và phạm vi sử dụng

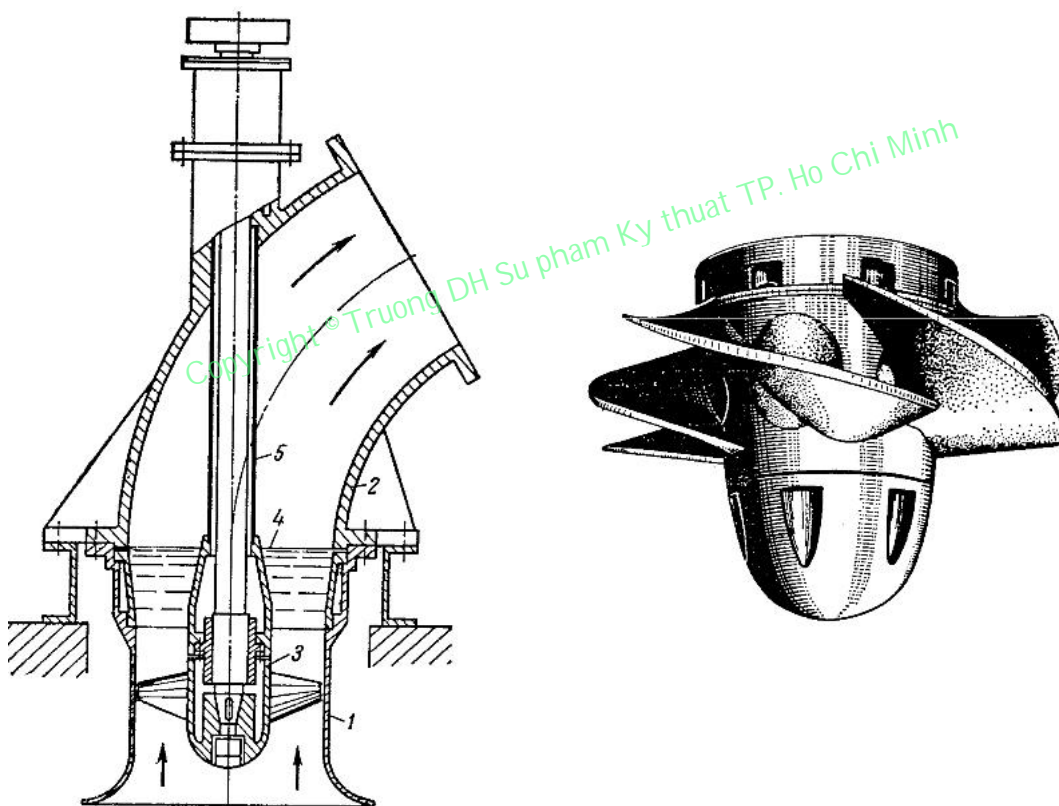
a- Phạm vi sử dụng

Bơm hướng trục có phạm vi sử dụng rất rộng rãi khi cần lưu lượng lớn và cột áp thấp, cụ thể:

- Lưu lượng : $Q = 0,1 \div 25 \text{ m}^3/\text{s}$
- Cột áp: $H = 4 \div 10 \text{ mH}_2\text{O}$

Đặc biệt có khi $H = 22 \text{ m}$.

b- Cấu tạo và nguyên lý



Hình 3.32 - Sơ đồ kết cấu bơm hướng trục

Sơ đồ kết cấu bơm hướng trục

- | | | |
|--------------------------|------------------|-------------|
| 1. Bộ phận dẫn hướng vào | 2. Thân bơm | |
| 3. Bánh công tác | 4. Mực chất lỏng | 5. Trục bơm |

Kết cấu của bơm hướng trục đơn giản và chắc chắn. Nó gồm có phần động và phần tĩnh.

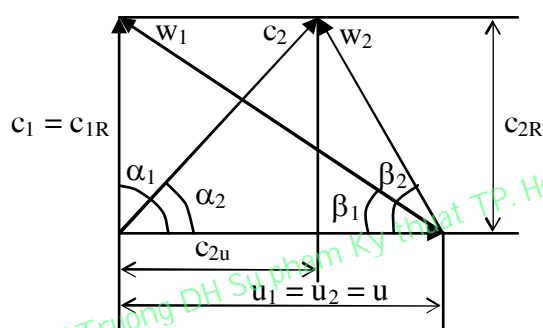
Phần quay (phần động) gồm bánh công tác gắn liền với trục. Bánh công tác hình khối trụ có gắn các cánh dẫn mặt cong phân bố đều xung quanh. Thường số cánh dẫn của bánh công tác từ 3 ÷ 6 cánh. Phần đứng yên (phần tĩnh) là vỏ bơm có dạng hình trụ rỗng, phía

trong có các cánh dẫn hướng và bộ phận đỡ trục. Phía trên bộ phận dẫn hướng thân bơm uốn cong để tiện bố trí các bộ phận dẫn động trục bơm.

Trục của bơm hướng trục thường được nối trực tiếp với động cơ điện. Khi bơm làm việc, bánh công tác quay trong môi trường chất lỏng và do có các cánh dẫn mặt cong dạng công xôn (cong theo không gian 3 chiều) nên chất lỏng được hút vào bơm và di chuyển theo phương song song với trục với lưu lượng lớn.

3.3.2- Phương trình làm việc

Tương tự như bơm ly tâm, ta có thể vẽ tam giác vận tốc ở lối vào và lối ra của bánh công tác bơm hướng trục theo hình vẽ dưới đây. Trong đó $u_2 = u_1 = u$; $c_{1R} = c_{2R}$



Hình 3.33 - Tam giác vận tốc

Ta biết phương trình cơ bản đối với bơm cánh dẫn nói chung là:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \tag{3.37}$$

Áp dụng cho bơm hướng trục, ta có:

$$u_1 = u_2 = u$$

$$c_{1u} = 0 \text{ (vì ở lối vào bánh công tác, dòng chất lỏng chưa có chuyển động quay)}$$

Vậy phương trình cơ bản viết cho bơm hướng trục là:

$$H_{l\infty} = \frac{u \cdot c_{2u}}{g} \tag{3.38}$$

Hoặc:
$$H_{l\infty} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \tag{3.39}$$

Hai phương trình (3.37) và (3.38) là các phương trình cơ bản của bơm hướng trục. Vậy cột áp của bơm hướng trục tạo nên do sự chênh lệch về trị số của các thành phần vận tốc tương đối và tuyệt đối ở lối ra và lối vào của bánh công tác.

So sánh phương trình làm việc của bơm ly tâm và bơm hướng trục, ta thấy cột áp của bơm hướng trục không có thành phần lực ly tâm $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$ tham dự, mà thành phần này đối với bơm ly tâm rất quan trọng vì là thành phần chủ yếu để tạo nên cột áp của bơm.

Cột áp thực tế của bơm hướng trục:

$$H = \frac{1}{K_H^2} \cdot \frac{u^2}{2g} \tag{3.40}$$

$K_H = 0,0244.n_s^{2/3}$ - hệ số cột áp thực tế

n_s – số vòng quay đặc trưng, v/ph.

3.3.3- Hình dạng cánh

Do tính chất đã nêu ở trên mà bơm hướng trục có những đặc điểm sau:

- Cột áp của bơm hướng trục không thể lớn bằng cột áp của bơm ly tâm.
- Cột áp tĩnh của bơm hướng trục chỉ do độ mở rộng các máng dẫn của bánh công tác tạo nên ($w_1 > w_2$).

$$H_{\text{tổng}} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \tag{3.41}$$

Do vậy các máng dẫn của bánh công tác phải có độ mở rộng thích đáng để tạo nên cột áp tĩnh cần thiết cho bơm ($w_1 \gg w_2$). Điều này gây nên các tổn thất phụ thêm, vì lực quán tính của dòng chảy qua máng dẫn có vận tốc thay đổi lớn. Để giảm tổn thất phụ thêm này, các máng dẫn của bơm hướng trục cần được gia công chính xác và có độ nhẵn bề mặt cao ($\nabla 5 \div \nabla 7$).

- Từ (3.38) ta thấy, muốn dòng chất lỏng qua bánh công tác của bơm hướng trục được cân bằng ổn định thì cánh dẫn phải có kết cấu sao cho cột áp của mỗi dòng nguyên tố chất lỏng được tạo nên bởi cánh dẫn ở mọi vị trí phải như nhau, nghĩa là:

$$H_{\text{tổng}} = \frac{u \cdot c_{2u}}{g} = \text{const} \text{ với mọi bán kính } R \tag{3.42}$$

Muốn vậy, $u \cdot c_{2u} = \text{const} \tag{3.43}$

Tức là, nếu u tăng dần từ trong ra ngoài thì c_{2u} cũng phải giảm dần từ trong ra ngoài theo hướng kính của bánh công tác.

Từ tam giác vận tốc:

$$c_{2u} = u - c_R \cot g\beta_2$$

$$u = c_R \cot g\beta_1$$

Suy ra $c_{2u} = c_R (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \tag{3.44}$

Thay (3.44) vào (3.38) ta có:

$$H_{1\infty} = \frac{u}{g} \cdot c_R (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \tag{3.45}$$

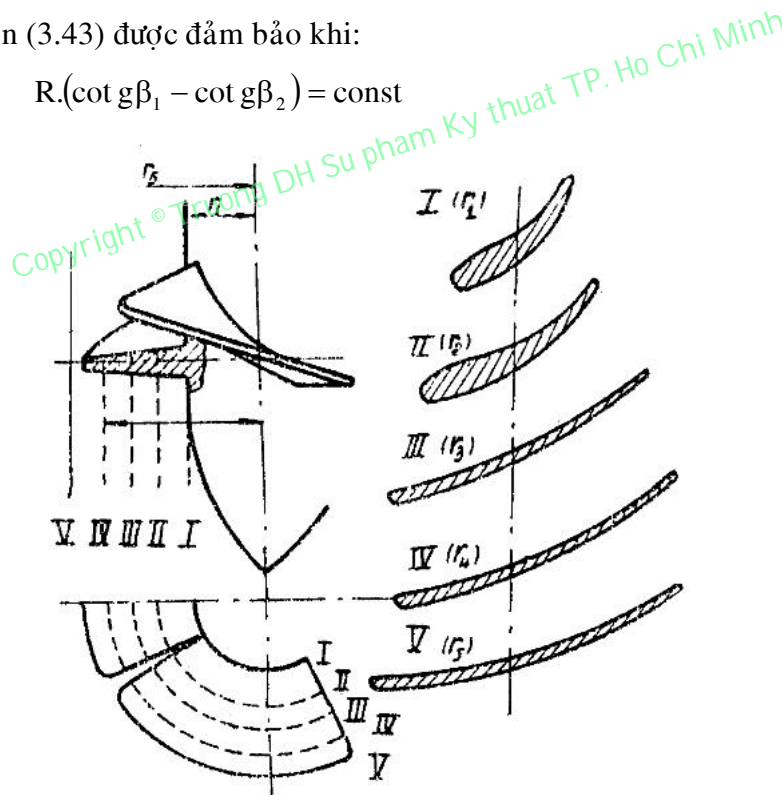
Hoặc
$$H_{1\infty} = \frac{\pi \cdot n \cdot c_R}{30g} \cdot R (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \tag{3.46}$$

Trong đó $\frac{\pi \cdot n \cdot c_R}{30g} = \text{const}$ (đối với một bơm nhất định $n = \text{const}$, $c_R = \text{const}$)

Từ biểu thức (3.46) ta thấy:

1. Bánh công tác của bơm hướng trục chỉ tạo được cột áp khi cánh dẫn có các góc ra lớn hơn góc vào ($\beta_2 > \beta_1$) tức là mặt cánh dẫn không thể là mặt phẳng mà là mặt cong. Trị số của β_1 và β_2 càng khác nhau nhiều thì độ cong của cánh dẫn càng lớn.
2. Nếu hai bơm làm việc có cột áp như nhau, bơm nào có số vòng quay làm việc ít hơn thì cánh dẫn của bánh công tác của bơm đó phải có độ cong lớn hơn.
3. Điều kiện (3.43) được đảm bảo khi:

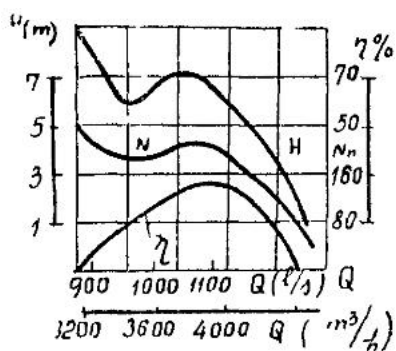
$$R \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) = \text{const}$$



Hình 3.34 - Thiết diện mặt cắt cánh dẫn

Do đó các cặp trị số (β_1, β_2) không cố định mà thay đổi theo bán kính R , nghĩa là độ cong cánh dẫn không đồng đều ở mọi nơi, mà phía trong sát bầu độ cong cánh dẫn sẽ lớn nhất và giảm dần từ trong ra ngoài theo hướng kính. Độ cong cánh dẫn nhỏ nhất ứng với bán kính lớn nhất. Vì độ cong thay đổi như vậy nên mặt cánh dẫn là mặt cong theo 3 chiều không gian, tức dạng xoắn vỏ đồ.

3.3.4- Đường đặc tính



Hình 3.35 - Đường đặc tính thực nghiệm

Đường đặc tính thực nghiệm của bơm hướng trục có những nét khác với bơm ly tâm.

Trên hình (3.35) thể hiện đường đặc tính làm việc của bơm hướng trục có cánh dẫn cố định với số vòng quay không đổi.

Trong các bơm hướng trục cỡ lớn thường gặp trường hợp cánh dẫn của bánh công tác có thể thay đổi được góc độ bằng các cơ cấu cơ khí bố trí bên trong bầu bánh công tác để điều chỉnh lưu lượng bơm. Bánh công tác như vậy gọi là bánh công tác có cánh dẫn điều chỉnh được. Đối với loại bơm này đường đặc tính làm việc được xây dựng với các góc độ khác nhau của cánh dẫn.

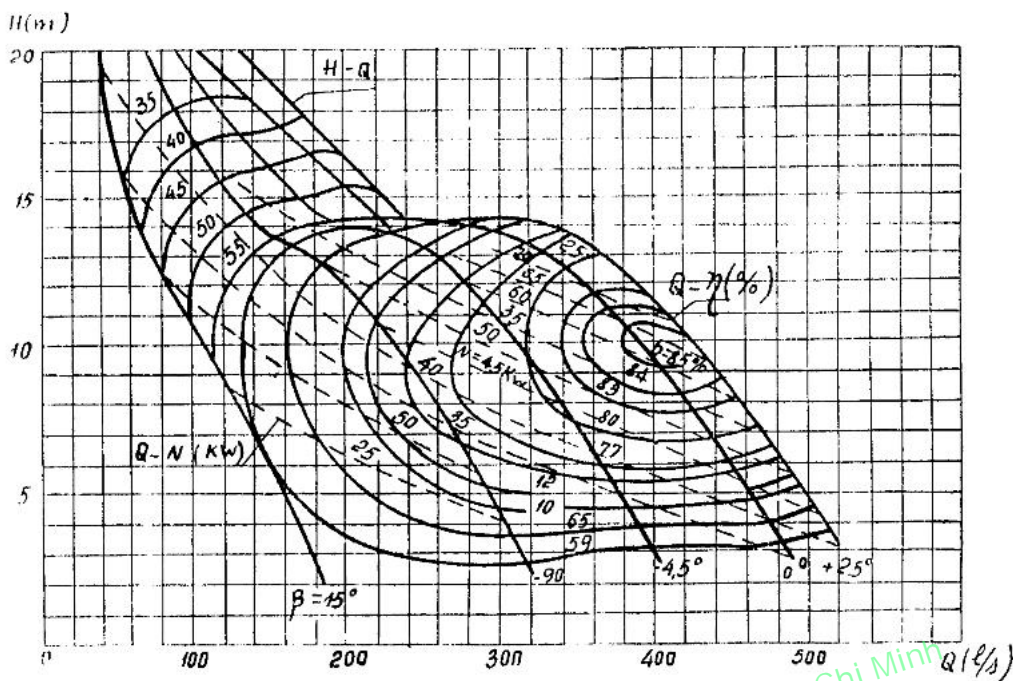
So sánh đường đặc tính làm việc của bơm hướng trục với bơm ly tâm ta thấy có những điểm khác nhau:

1. Đường đặc tính H – Q có độ dốc lớn hơn, nhất là ở 2 đầu. Ở khoảng giữa có thể có điểm uốn hoặc điểm gãy. Cột áp càng tăng khi lưu lượng càng giảm và lớn nhất khi đóng khoá hoàn toàn trên ống đẩy ($Q = 0$), $H_{\max} = H_{Q=0}$.
2. Đường đặc tính N – Q cũng có hình dạng tương tự như H – Q. Khi $Q = 0$ thì $N = N_{\max}$. Công suất N_{\max} có thể vượt từ 1,5 ÷ 2 lần công suất làm việc bình thường của bơm.

Đường đặc tính H – Q và N – Q có hai đặc điểm nói trên vì khi lưu lượng trong bánh công tác nhỏ thì xuất hiện dòng chảy hướng kính từ trong ra ngoài tạo nên dòng xoáy vòng ở buồng chứa bánh công tác, dòng xoáy này có cường độ lớn nhất khi $Q = 0$. Do ảnh hưởng của dòng xoáy mà cột áp và công suất tăng khi lưu lượng giảm.

3. Phạm vi làm việc tối ưu của bơm hướng trục tương đối hẹp. Nếu bơm làm việc với lưu lượng khác lưu lượng định mức không nhiều lắm về cả hai phía (lớn hơn hoặc nhỏ hơn) thì hiệu suất bơm đều giảm rất nhiều.

Đường đặc tính tổng hợp của bơm hướng trục thể hiện trên hình 3.36



Hình 3.36 - Đường đặc tính tổng hợp

3.3.5- Điều chỉnh chế độ làm việc

Do các đặc điểm trên của đường đặc tính của bơm hướng trục, không nên đóng khoá ở ống đẩy và không nên điều chỉnh bơm bằng khoá. Trong bơm hướng trục nên dùng các biện pháp điều chỉnh khác để bơm có thể làm việc với hiệu suất tương đối cao.

Thông thường có các phương pháp điều chỉnh bơm hướng trục sau:

1. Điều chỉnh số vòng quay làm việc của bơm, khi có khả năng thay đổi được số vòng quay làm việc của động cơ.
2. Dùng khớp nối thuỷ lực cho phép thay đổi số vòng quay làm việc của bơm trong khi số vòng quay của động cơ vẫn không đổi.

Vận hành và lắp ráp bơm hướng trục cũng tương tự như đối với bơm ly tâm.

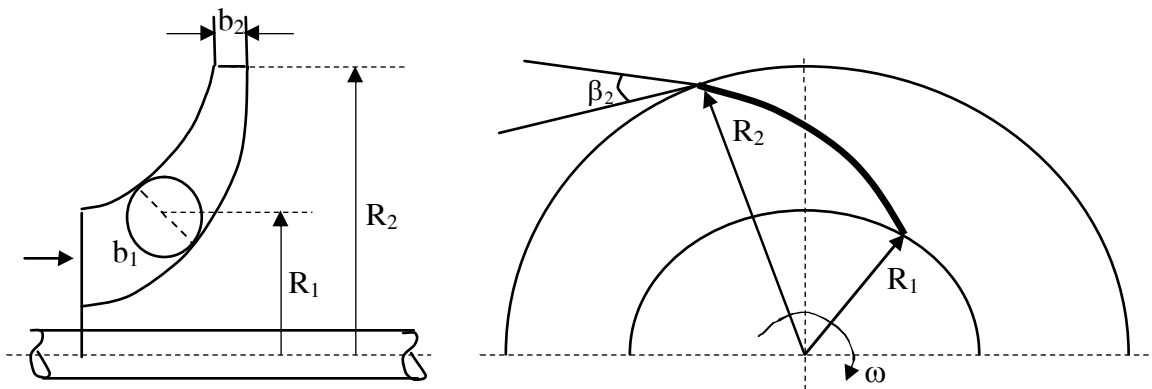
BÀI TẬP

Bài III-1

Bánh công tác bơm ly tâm có các kích thước chính: $2R_1 = 100\text{mm}$; $2R_2 = 250\text{mm}$; $b_1 = 55\text{mm}$; $b_2 = 23,7\text{mm}$. Lưu lượng $Q = 72,5 \text{ l/s}$; $n = 1450 \text{ v/ph}$.

Xây dựng tam giác vận tốc ở cửa ra và cửa vào của dãy cánh cho dòng nguyên tố trung bình. Biết các góc đặt cánh $\beta_1 = 32^\circ$; $\beta_2 = 23^\circ$.

Tính các vận tốc thành phần c_{1u} ; c_{2u} và các góc α_1 ; α_2 .



Hình 3.37

Giải:

Để xây dựng tam giác vận tốc, cần xác định các vận tốc thành phần:

+ vận tốc kinh tuyến: $c_R = \frac{Q}{F}$

$$c_{1R} = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{2\pi R_1 b_1} = \frac{72,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,1 \cdot 0,055} = 4,2 \text{ m/s}$$

$$c_{2R} = \frac{Q}{F_2} = \frac{Q}{2\pi R_2 b_2} = \frac{72,5 \cdot 10^3}{\pi \cdot 0,25 \cdot 0,0237} = 3,9 \text{ m/s}$$

+ vận tốc vòng : $u = \omega \cdot R$

$$u_1 = \omega \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} R_1 = \frac{\pi \cdot 1450}{30} \cdot 0,05 = 7,6 \text{ m/s}$$

$$u_2 = \omega \cdot R_2 = \frac{\pi \cdot n}{30} R_2 = \frac{\pi \cdot 1450}{30} \cdot 0,125 = 19 \text{ m/s}$$

Từ các thông số c_{1m} , u_1 , β_1 và c_{2m} , u_2 , β_2 xây dựng các tam giác vận tốc:

+ xác định các vận tốc thành phần c_{1u} , c_{2u} và các góc α_1 , α_2 .

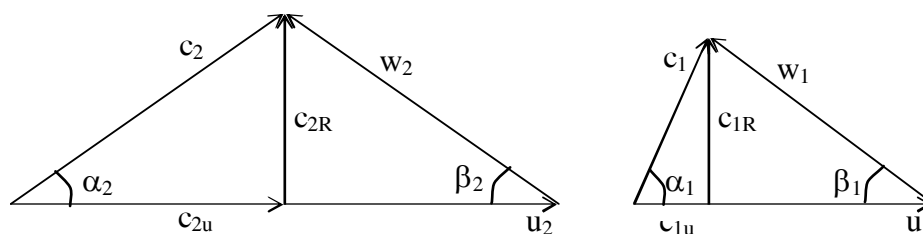
$$c_{1u} = u_1 - c_{1R} \cot \beta_1 = 7,6 - 4,2 \cdot 1,6 = 0,9 \text{ m/s}$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2R} \cot \beta_2 = 19 - 3,9 \cdot 2,355 = 9,83 \text{ m/s}$$

$$\text{tg} \alpha_1 = \frac{c_{1R}}{c_{1u}} = \frac{4,2}{0,9} = 4,67 \quad \alpha_1 = 77^\circ 55'$$

$$\text{tg} \alpha_2 = \frac{c_{2R}}{c_{2u}} = \frac{3,9}{9,83} = 0,397 \quad \alpha_2 = 21^\circ 40'$$

+ vẽ tam giác vận tốc

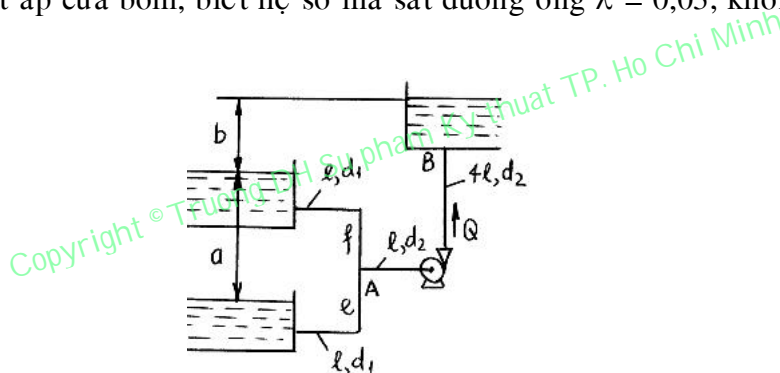


Hình 3.38

Bài III-2

Bơm ly tâm hút nước từ 2 bể có mức nước chênh nhau một độ cao $a = 1\text{m}$ lên bể trên cùng có độ cao $b = 5\text{m}$ (so với mức nước sát bên dưới) với lưu lượng $Q_B = 10\text{ l/s}$, theo các nhánh đường ống $l = 5\text{m}$; $d_1 = 50\text{mm}$; $d_2 = 75\text{mm}$.

Xác định cột áp của bơm, biết hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$; không tính tổn thất cục bộ.



Hình 3.39

Giải : Cột áp của bơm:
$$H = a + b + \sum h_{AB} + \sum h_c = b + \sum h_{AB} + \sum h_f \quad (1)$$

Trong đó: $\sum h_{AB}$ - tổn thất trong đường ống từ A đến B

$\sum h_c$ - tổn thất trong nhánh e

$\sum h_f$ - tổn thất trong nhánh f

Từ hệ phương trình (1) ta có:

$$a + \sum h_c = \sum h_f$$

$$\sum h_c = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{v_c^2}{2g} = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{Q_c^2}{2gS_1^2} = K_1 Q_c^2$$

$$\sum h_f = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{v_f^2}{2g} = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{Q_f^2}{2gS_1^2} = K_1 Q_f^2$$

Hay
$$a + K_1 Q_c^2 = K_1 Q_f^2 \quad (2)$$

Ta có:
$$Q = Q_f + Q_c \quad \text{hay} \quad Q_c = Q - Q_f \quad (3)$$

Thay Q_c vào (2): $a + K_1(Q - Q_f)^2 = K_1 Q_f^2$

Rút ra: $a + K_1 Q^2 - 2K_1 Q Q_f = 0$

$$Q_f = \frac{Q}{2} + \frac{a}{2QK_1} \tag{4}$$

Hay $K_1 = \lambda \frac{1}{d_1} \frac{1}{2gS_1^2} = 0,03 \frac{5}{0,05} \frac{16}{2,9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,05^4} = 3,97 \cdot 10^4$

Thay các đại lượng K_1 và Q vào (4) ta có:

$$Q_f = \frac{Q}{2} + \frac{a}{2QK_1} = 5 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 3,97 \cdot 10^4}$$

$$= 5 \cdot 10^{-3} + 1,26 \cdot 10^{-3} = 6,26 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 6,26 \text{ l/s}$$

$$Q_c = Q - Q_f = 10 - 6,26 = 3,74 \text{ l/s}$$

$$H = b + \sum h_{AB} + \sum h_f = 5 + 0,03 \cdot \frac{5}{0,075} \cdot \frac{10^2 \cdot 10^{-6}}{2,9,81 \cdot \pi^2 \cdot 0,075^5} + 3,97 \cdot 10^4 \cdot 6,26^2 \cdot 10^{-6}$$

$$= 5 + 2,65 + 1,55 = 9,2 \text{ m}$$

Đáp số: $H = 9,2 \text{ m}$.

Bài III-3

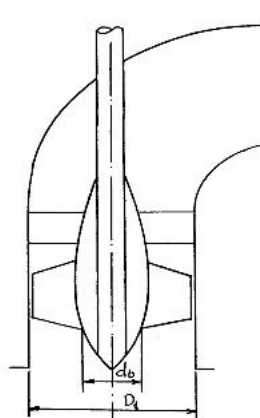
Bánh công tác bơm ly tâm có bán kính ngoài $R_2 = 200 \text{ mm}$, bán kính trong $R_1 = 100 \text{ mm}$, chiều rộng ở cửa vào $b_1 = 100 \text{ mm}$, chiều rộng ở cửa ra $b_2 = 50 \text{ mm}$. Góc ra của cánh $\beta_2 = 20^\circ$.

Xác định moment và cột áp lý thuyết trong trường hợp $c_{1u} = 0$ và số cánh lớn vô cùng. Biết số vòng quay $n = 2135 \text{ v/ph}$, lưu lượng $Q = 240 \text{ l/s}$.

Moment và cột áp lý thuyết thay đổi bao nhiêu khi ta giảm lưu lượng xuống một nửa.

Sử dụng hình 3.37.

Bài III-4



Hình 3.40

Bánh công tác của bơm hướng trục có đường kính ngoài $D = 600\text{mm}$ và đường kính bầu $d_b = 0,2 D$.

Xây dựng tam giác vận tốc cho dòng nguyên tố trung bình và tính các vận tốc thành phần c_m, c_u . Cho biết các đại lượng: $Q = 750 \text{ l/s}$; $n = 730 \text{ v/ph}$; $w_1 = 13,25 \text{ m/s}$; $w_2 = 71 \text{ m/s}$.

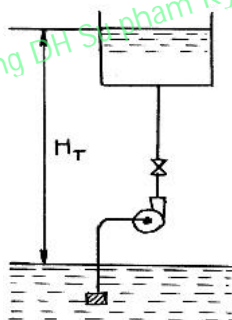
Hướng dẫn: Bán kính dòng nguyên tố trung bình: $R_{tb} = \frac{R + r_b}{2}$

Đáp số: $c_{1m} = c_{2m} = 2,76 \text{ m/s}$; $c_{1u} = 0,77 \text{ m/s}$; $c_{2u} = 7,2 \text{ m/s}$.

Bài III-5

Một bơm nước làm việc với số vòng quay $n = 1450 \text{ v/ph}$ tiêu hao công suất trên trục $N = 21 \text{ kW}$, hiệu suất $\eta = 0,78$. Độ cao giữa hai mức nước $H_T = 16 \text{ m}$, tổn thất toàn bộ $\Sigma h = 0,5H_T$.

Xác định các thông số cột áp, lưu lượng của bơm và độ cao hút cho phép $[z_h]$, biết hệ số chống xâm thực $C = 900$. Nhiệt độ của nước $t = 20^\circ$ và tổng tổn thất trong ống hút $\Sigma h_h = 1/8 \Sigma h$. Nếu ta tăng số vòng quay lên $n' = 1740 \text{ v/ph}$ thì các đại lượng $Q, H, [z_h]$ thay đổi bao nhiêu?



Hình 3.41

Đáp số: $H = 24 \text{ m}$; $Q = 69,5 \text{ l/s}$; $[z_h] = 5,62 \text{ m}$.

$H' = 34,56 \text{ m}$; $Q' = 83,4 \text{ l/s}$; $[z_h] = 4,33 \text{ m}$.

Bài III-6

Một bơm ly tâm có đường kính ngoài $D_2 = 300\text{mm}$, $n = 1450 \text{ v/ph}$, lưu lượng $Q = 1266\text{m}^3/\text{h}$ và cột áp $H = 31\text{m}$.

Để tăng lưu lượng và cột áp, tăng đường kính ngoài $D_2' = 1,5D_2$ và tăng số vòng quay $n' = 1,5n$.

1. Tính các thông số lưu lượng Q' , cột áp H' và công suất trên trục N' , biết hiệu suất của bơm $\eta = 83\%$.

2. Không thay đổi đường kính ngoài, ta thay đổi số vòng quay n sao cho công suất của máy chỉ bằng $1/2$ công suất ban đầu.

Đáp số: 1) $Q' = 649 \text{ m}^3/\text{h}$; $H' = 157 \text{ m}$; $N' = 274 \text{ Kw}$; 2) $n'' = 1150\text{v/ph}$.

Bài III-7

Máy bơm nước tiêu hao một công suất trên trục $N = 70 \text{ kW}$. Số vòng quay $n = 960 \text{ v/ph}$, cột áp $H = 28\text{m}$.

Xác định số vòng quay n' và lưu lượng Q' sao cho lưu lượng này của bơm giảm đi 25% so với lưu lượng ban đầu. Biết hiệu suất của bơm $\eta = 0,863$.

Đáp số: $n' = 720 \text{ v/ph}$; $Q' = 0,165 \text{ m}^3/\text{s}$.

Bài III-8

Một máy bơm nước có cột áp $H = 15\text{m}$, số vòng quay $n = 1450 \text{ v/ph}$, hiệu suất $\eta = 81\%$.

Xác định lưu lượng và công suất của bơm. Biết số vòng quay đặc trưng $n_s = 146 \text{ v/ph}$.

Đáp số: $Q = 41,7 \text{ l/s}$; $N = 7,6 \text{ kW}$.

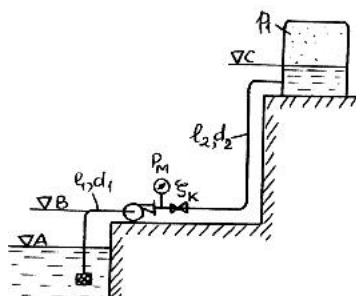
Bài III-9

Bơm ly tâm đặt trên độ cao $\nabla B = 4\text{m}$, bơm nước từ bể dưới $\nabla A = 2\text{m}$ lên bể kín $\nabla C = 14\text{m}$, có áp suất dư $p_1 = 1,2\text{at}$

Xác định lưu lượng , cột nước và công suất trên trục. Biết áp suất $p_{AK} = 25\text{mH}_2\text{O}$, đường kính ống $d_1 = 100\text{mm}$, $d_2 = 80\text{mm}$, chiều dài ống $l_1 = 6\text{m}$, $l_2 = 60\text{m}$, hiệu suất của bơm $\eta = 70\%$.

Trong lúc tính lấy hệ số ma sát ống $\lambda_1 = 0,025$; $\lambda_2 = 0,028$. Hệ số cản của lưới $\xi_l = 7$ và hệ số cản của khoá $\xi_K = 8$.

Xây dựng đường đo áp cho hệ thống.



Hình 3.42

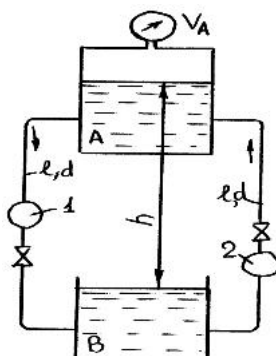
Đáp số: $Q = 7,17 \text{ l/s}$; $H = 27,46 \text{ m}$; $N = 2,76 \text{ kW}$

Bài III-10

Trong trạm thí nghiệm, bơm 1 bơm nước từ bể B lên bể A kín với độ cao $h = 5\text{m}$. Trong bể A có áp suất chân không $\frac{p_{CK}}{\gamma} = V_A = 8\text{m}$. Đường ống mỗi nhánh có chiều dài là $l = 10\text{m}$ và đường kính $d = 50\text{mm}$. Bơm 2 bơm nước từ bể A trở về bể B cùng lưu lượng như bơm 1, $Q = 6 \text{ l/s}$.

Xác định cột áp của mỗi bơm, biết hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$ và tổng hệ số tổn thất cục bộ trong mỗi nhánh $\xi = 6,5$.

Tính độ chân không V_A trong bể A sao cho cột áp của 2 bơm bằng nhau.



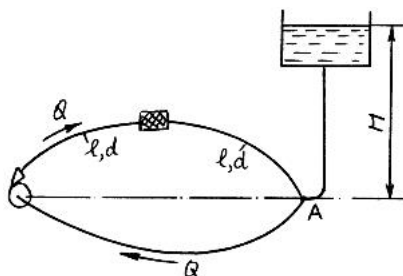
Hình 3.43

Đáp số: $H_A = 3m$; $H_B = 9m$; $V_A = \frac{P_{CK}}{\gamma} = 5m$.

Bài III-11

Nước chảy trong một hệ kín gồm có một bơm và một bộ làm nguội có hệ số cản $\xi = 20$. Tổng chiều dài của các ống nối $4l = 40m$, đường kính ống $d = 40mm$, hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,02$. Điểm A trên đường ống nối với bình bổ sung có độ cao $H = 6m$.

1. Xác định cột áp, công suất của bơm. Biết lưu lượng $Q = 3,76 \text{ l/s}$, hiệu suất của bơm $\eta = 0,7$.
2. Xây dựng đường đo áp cho hệ thống, xác định áp suất ở cửa vào của bơm.
3. Xác định độ cao H nhỏ nhất sao cho trong hệ thống không có chân không.



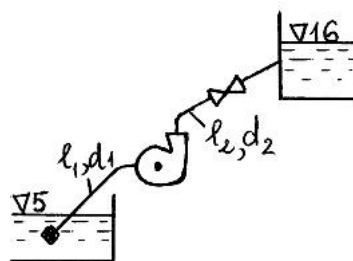
Hình 3.44

Đáp số: 1. $H = 18,2m$; $N = 0,96kW$; 2. $\frac{P_v}{\gamma} = 1,14m$; 3. $H_{min} = 4,6m$.

Bài III-12

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 1600 \text{ v/ph}$ bơm nước từ bể dưới có độ cao $\nabla 5m$ lên bể trên có độ cao $\nabla 16m$ theo đường ống hút $l_1 = 10m$; $d_1 = 100mm$, đường ống đẩy $l_2 = 30m$; $d_2 = 75mm$. Biết hệ số ma sát của các đường ống $\lambda_1 = 0,025$; $\lambda_2 = 0,027$ và hệ số tổn thất cục bộ trong các đường ống $\xi_1 = 2$; $\xi_2 = 12$.

1. Xác định lưu lượng, cột áp, công suất trên trục bơm với số vòng quay $n = 1600 \text{ v/ph}$.
2. Xác định số vòng quay n_1 của bơm để tăng lưu lượng lên 50%.



Hình 3.45

Đường đặc tính bơm với $n = 1600$ v/ph

Q (l/s)	0	2	4	6	8	10	12	14	16
H (m)	14,9	15,4	15,5	14,9	14	12,2	10,1	8	4,3
$\eta\%$	0	40	65	74	75	70	61	42	22

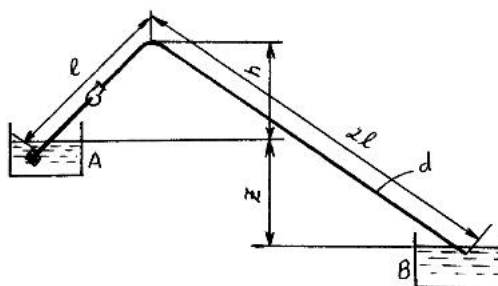
Hướng dẫn: Sau khi xác định lưu lượng của bơm Q_b , từ giao điểm của đường $1,5Q_b$ với đường đặc tính lưới xác định hệ số K của đường parabol tương tự $H = KQ^2$. Đường này cắt đường đặc tính bơm ($n = 1600$ v/ph) tại một điểm. Lấy các thông số của điểm này và giao điểm của đường $1,5Q_b$ với đường đặc tính lưới để tính số vòng quay n_1 .

Đáp số: 1. $Q_b = 7,3$ l/s ; $H = 14,4$ m ; $N = 1,37$ kW.

2. $n_1 = 1900$ v/ph.

Bài III-13

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 1450$ v/ph bơm nước từ bể A đến bể B theo đường ống xi phông có độ dài $3l = 75$ m, đường kính $d = 50$ mm. Độ chênh mức nước trong hai bể $Z = 8$ m, điểm cao nhất của ống xi phông nằm cách mức nước bể A là $h = 5$ m.



Hình 3.46

1. Xác định lưu lượng, cột áp, công suất trên trục bơm. Biết rằng hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,025$; không tính tổn thất cục bộ và cột áp vận tốc.
2. Bơm đặt trước hay sau xi phông ? Tại sao ?
3. Xác định lưu lượng trong ống xi phông nếu bơm không làm việc.

4. Xác định cột áp chân không ở điểm cao nhất của ống xi phông khi bơm làm việc và bơm không làm việc.

Đường đặc tính bơm với $n = 1450$ v/ph

Q(l/s)	0	2	4	6	8	10
H(m)	13,2	14,2	13,2	10	4	-
$\eta(\%)$	-	40	60	60	40	-

Đáp số: 1. $Q = 6$ l/s ; $H = 10$ m ; $\eta = 60\%$.

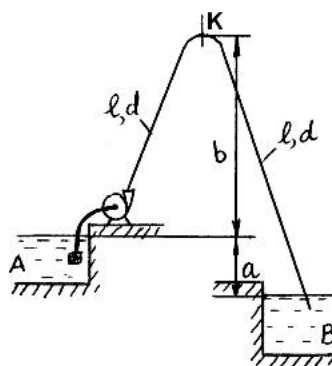
2. Đặt trước.

3. $Q = 4$ l/s. 4. Độ chân không khi có bơm: 1m; khi không có bơm: 7,67m.

Bài III-14

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 2900$ v/ph bơm nước từ bể A đến bể B theo đường ống xi phông có độ dài $2l = 20$ m, đường kính $d = 40$ mm, hệ số ma sát của các đường ống $\lambda = 0,03$. Độ chênh mức nước trong hai bể $a = 2$ m, điểm cao nhất của ống xi phông K cách mức nước bể A là $b = 8$ m.

Xác định số vòng quay nhỏ nhất của bơm sao cho áp suất tại điểm K không nhỏ hơn áp suất khí trời.



Hình 3.47

Bảng đặc tính với số vòng quay $n = 2900$ v/ph

Q(l/s)	1	2	4	6	8	10	11
H(m)	30	30	29	27	22	15	11
$\eta(\%)$	-	30	65	75	66	45	-

Hướng dẫn: Xây dựng đường đặc tính lưới: $H = -a + \lambda \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}$ sau đó viết phương trình

cho áp suất tại điểm K bằng áp suất khí trời $\frac{P_K}{\gamma} = H'_b - b - KQ^2 = 0$.

Trong đó: K - hệ số đặc trưng tổn thất từ bơm đến điểm K ;
 $H'_b; Q'$ - cột áp và lưu lượng của bơm ứng với số vòng quay n' cần xác định.

Áp dụng các công thức tương tự cột áp và lưu lượng, ta sẽ có phương trình xác định số vòng quay n' .

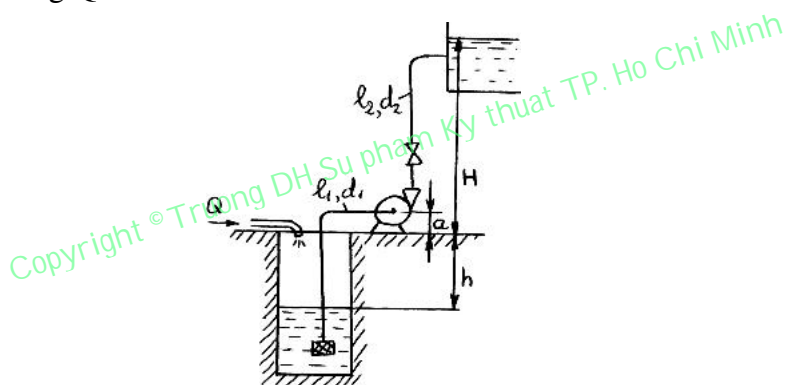
Đáp số: $n' = 2500$ v/ph.

Bài III-15

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 1450$ v/ph bơm nước từ giếng lên bể chứa có độ cao $H = 12$ m theo đường ống $l_1 = 8$ m; $d_1 = 100$ mm, $l_2 = 16$ m; $d_2 = 75$ mm; với $\lambda_1 = 0,03$; $\lambda_2 = 0,035$; $\xi_1 = 6$; $\xi_2 = 10$.

1.Xác định độ sâu h của mức nước không đổi trong giếng, biết lưu lượng bổ sung $Q = 8$ l/s.

2.Xác định số vòng quay, lưu lượng của bơm để nước trong giếng không tràn ra ngoài, khi có lưu lượng bổ sung $Q = 8$ l/s.



Hình 3.48

Đường đặc tính bơm với $n = 1450$ v/ph

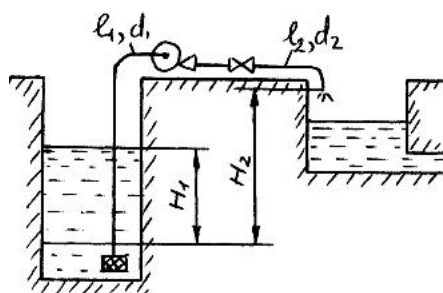
Q (l/s)	0	2	4	6	8	10	12	14	16
H (m)	22	22,4	22,6	22,4	21,5	20	18	15	11
$\eta\%$	0	37	58	71	75	74	68	56	37

Đáp số: 1. $h = 6,13$ m;
 2. $n' = 1260$ v/ph; $Q = 6,95$ l/s.

Bài III-16

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng bơm nước mạch từ giếng sâu sang giếng khác theo một đường ống mềm tổng chiều dài $l = l_1 + l_2 = 7$ m, $d = 0,1$ m.

Xác định thời gian bơm để mức nước trong giếng hạ xuống $H_1 = 3$ m, biết độ chênh mức nước cuối cùng giữa hai giếng là $H_2 = 4$ m, diện tích của giếng sâu $6,25$ m², hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,04$, tổng hệ số cản cục bộ trong ống hút $\xi_1 = 6$, trong ống đẩy $\xi_2 = 4$.



Hình 3.49

Bảng đường đặc tính

Q(l/s)	0	10	20	30	40	50
H(m)	9	10,8	10,8	9	6,5	3

Hướng dẫn: thời gian cần tìm xác định từ lưu lượng trung bình của lưu lượng ban đầu và lưu lượng cuối: $Q_{tb} = \frac{Q_1 + Q_2}{2}$

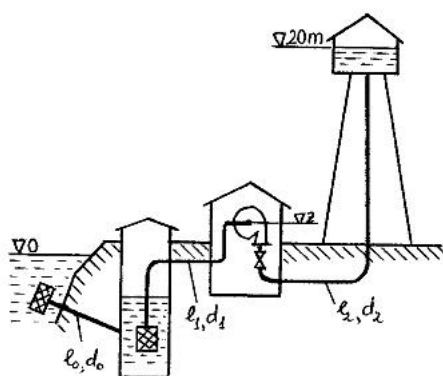
Đáp số: t = 12,4 ph.

Bài III-17

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay n = 900 v/ph bơm nước từ bể dưới có mức nước ∇ = 0 qua một giếng trung gian rồi lên bể chứa trên có mức nước ∇ = 20m.

1. Xác định số vòng quay, công suất của bơm, biết lưu lượng Q = 60 l/s; các thông số đường ống: l₀ = 10m; l₁ = 10m; l₂ = 100m; d₀ = 0,2m; d₁ = 0,2m; d₂ = 0,15m; λ = 0,03; đối với tất cả các đường ống. Không tính tổn thất cục bộ.

2. Xác định chiều cao hút, biết độ chân không cho phép ở cửa vào của bơm [H_{CK}] = 6m.



Hình 3.50

Bảng đường đặc tính với số vòng quay n = 900 v/ph

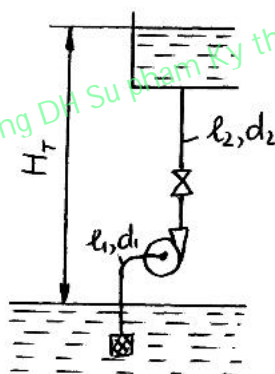
$Q_B(l/s)$	0	10	20	30	40	50	60	70
$H_B(m)$	12,5	13,25	13,5	13,25	12,5	11	9,5	7,5
$\eta\%$	0	45	67	77	82	82	75	60

Đáp số: 1. $n' = 1440v/ph$; $N = 23,4 kW$; 2. $[z_h] = 5,25m$.

Bài III-18

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng với số vòng quay $n = 900 v/ph$ bơm nước lên cao $H_T = 6m$ theo đường ống có $l_1 = 20m$; $d_1 = 0,2m$, $l_2 = 100m$; $d_2 = 0,15m$; với $\lambda_1 = 0,02$; $\lambda_2 = 0,025$.

1. Xác định lưu lượng của bơm khi làm việc với số vòng quay $n = 900 v/ph$.
2. So sánh công suất của bơm khi giảm lưu lượng đi 25% bằng hai cách: điều chỉnh bằng tiết lưu và thay đổi số vòng quay.



Hình 3.51

Bảng đường đặc tính với số vòng quay $n = 900 v/ph$

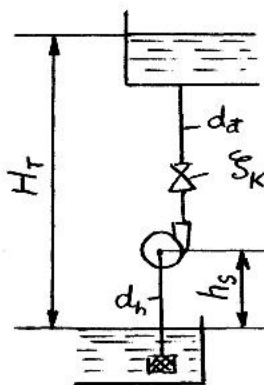
$Q_B(l/s)$	0	10	20	30	40	50	60	70
$H_B(m)$	12,5	13,4	13,6	13,4	13	11,6	9,7	7,5
$\eta\%$	0	45	67	78	81	79	74	60

Đáp số: 1. $Q_B = 47 l/s$. 2. $N = 5,6kW$ (tiết lưu) ; $N = 3,9 kW$ (thay đổi n)

Bài III-19

Bơm ly tâm có đường đặc tính đã cho trong bảng bơm nước lên độ cao $H_T = 15m$. Bơm đặt ở độ cao hút $h_h = 4m$. Đường kính ống hút $d_h = 100mm$ và đường kính ống đẩy $d_d = 80mm$, tổng hệ số tổn thất trên đường ống hút $\xi_h = 6$ và trên đường ống đẩy $\xi_d = 22$ (chưa kể hệ số tổn thất của khoá).

Xác định lưu lượng lớn nhất theo độ cao hút đã cho, giá trị hệ số cản của khoá với lưu lượng lớn nhất và công suất của bơm.



Hình 3.52

Bảng đường đặc tính

$Q_B(l/s)$	0	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
$H_B(m)$	45	47,5	49	48	47	44,7	40,5	35,5	29,5	23	15
$[H_{CK}](m)$	35	33	33	30	27,5	25	23	20,5	17,5	14	10
$\eta\%$	-	-	60	65	68	69,5	70	69,5	68	65	60

Hướng dẫn: Giao điểm của đường đặc tính độ chân không cho phép $[H_{CK}] = f(Q)$ với đường biểu diễn độ chân không trước cửa bơm chính là điểm tương ứng với đại lượng lưu lượng lớn nhất.

Độ chân không trước cửa bơm là hàm của lưu lượng được biểu thị theo công thức:

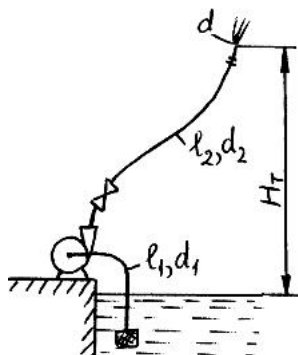
$$\frac{P_{CK}}{\gamma} = z_h + h_h + \frac{v_h^2}{2g}$$

Trong đó: $h_h = \xi_h \frac{v_h^2}{2g}$ - tổng tổn thất trong đường ống hút.

Đáp số: $Q = 16 l/s$; $\xi_K = 4,6$; $N = 6,85 kW$.

Bài III-20

Bơm cứu hoả có đường đặc tính cho trong bảng với $n = 3000 v/ph$, bơm nước lên độ cao $H_T = 16m$. Xác định công suất và lưu lượng của bơm, biết đường kính ống nối mềm $d_1 = 100mm$, $l_1 = 6m$ ($\lambda_1 = 0,025$; $\xi_1 = 4$), $d_2 = 90mm$, $l_2 = 40m$ ($\lambda_2 = 0,035$; $\xi_2 = 10$). Vòi phun cuối ống mềm có đường kính $d = 40mm$, hệ số tổn thất $\xi = 0,08$.



Hình 3.53

Hướng dẫn: Cột áp của bơm:

$$H = H_T + \sum h + \frac{v^2}{2g}$$

Trong đó: $\sum h$ – tổng tổn thất

$\frac{v^2}{2g}$ - cột áp vận tốc của dòng chảy ra khỏi vòi phun.

Bảng đường đặc tính với $n = 3000$ v/ph

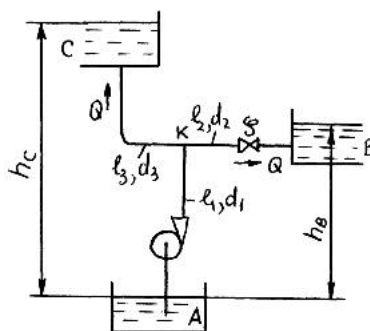
Q_B (l/s)	0	5	10	15	20	25	30	35
H_B (m)	140	140	136	130	121	110	98	83
$\eta\%$	0	34	55	68	75	77	73	65

Đáp số: $Q = 32,2$ l/s ; $N = 40,6$ kW.

Bài III-21

Bơm ly tâm bơm nước từ bể A lên hai bể B và C có độ cao $h_B = 20$ m; $h_C = 25$ m với lưu lượng trong mỗi nhánh $Q_B = Q_C = Q = 4$ l/s. Đường ống AK có chiều dài $l_1 = 100$ m, $d_1 = 75$ mm; đường ống KC và KB có độ dài $l_2 = l_3 = 50$ m và $d_2 = d_3 = 50$ mm. Hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,025$.

Xác định hệ số cản của khoá ξ sao cho đảm bảo lưu lượng trong hai nhánh bằng nhau và công suất hữu ích của bơm.



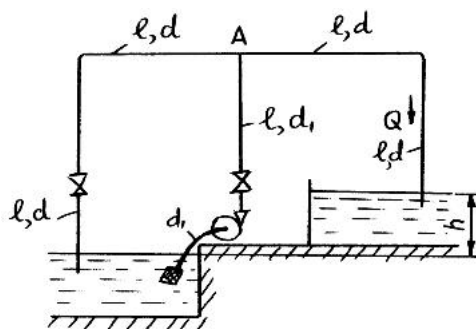
Hình 3.54

Đáp số: $\xi = 23,6$; $N_B = 2,8$ kW.

Bài III-22

Bơm ly tâm bơm nước theo hệ thống đường ống ($l = 5$ m, $d_1 = 70$ mm) đến điểm A chia làm hai nhánh có đường kính ống $d = 50$ mm và có độ dài $2l$ đối với mọi nhánh. Lưu lượng trong nhánh phải $Q = 10$ l/s ; độ cao $h = 1$ m.

Xác định công suất trên trục bơm. Biết hiệu suất $\eta = 0,8$; hệ số ma sát đường ống $\lambda = 0,03$ và hệ số cản trong ống hút $\xi_h = 4$.



Hình 3.55

Đáp số: $N = 4$ kW.

Bài III-23

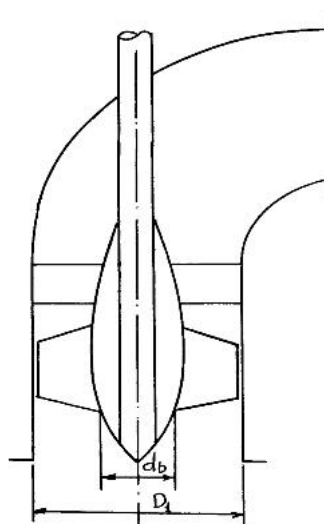
Bơm hướng trục có lưu lượng $Q = 14400$ m³/h, cột áp $H = 21,8$ m, $n = 585$ v/ph, hiệu suất $\eta = 80\%$, cột áp dự trữ chống xâm thực $\Delta h_1 = 10$ m.

Tính công suất trên trục bơm và chiều cao hút cho phép nếu tăng lưu lượng lên 25%. Cho tổn thất trong đường ống hút $h_h = 2$ m và nhiệt độ nước $t = 20^\circ\text{C}$.

Đáp số: $N = 2100$ kW ; $[z_h] = -9$ m.

Bài III-24

Bơm hướng trục có lưu lượng $Q = 1300$ m³/h, $n = 580$ v/ph.



Hình 3.57

1. Xác định đường kính ngoài, đường kính bầu của bơm, biết vận tốc thành phần $c_m = 3,28 \text{ m/s}$; tỷ số $d_b/D = 0,5$.

2. Xác định cột nước thực và công suất của bơm, biết góc $\alpha_1 = 90^\circ$; $\beta_2 = 23^\circ 40'$ của dòng nguyên tố trung bình $D_{tb} = (D + d_b)/2$; $\eta = 84\%$; $\eta_{CK} = 97,6\%$.

Đáp số: 1) $D = 450 \text{ mm}$; $d_b = 225 \text{ mm}$.
 2) $H = 2,5 \text{ m}$; $N = 10,52 \text{ kW}$.

Bài III-25

Bơm hướng trục làm việc trong một trạm bơm có cột áp $H = 12,3\text{m}$, lưu lượng $Q = 15 \text{ m}^3/\text{s}$, $n = 250\text{v/ph}$ và hệ số xâm thực $\sigma = 0,615$. Sau khi xây dựng lại trạm lưu lượng tăng lên $Q = 19,6 \text{ m}^3/\text{s}$.

Xác định công suất, cột áp dự trữ chống xâm thực Δh của bơm trong điều kiện mới, biết hiệu suất của bơm $\eta = 0,8$.

Hướng dẫn: Cột áp dự trữ chống xâm thực được xác định theo công thức: $\sigma = \frac{\Delta h}{H}$

Đáp số: $N = 5060 \text{ kW}$; $\Delta h = 12,7 \text{ m}$.

CHƯƠNG IV : BƠM THỂ TÍCH

4.1- KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM THỂ TÍCH

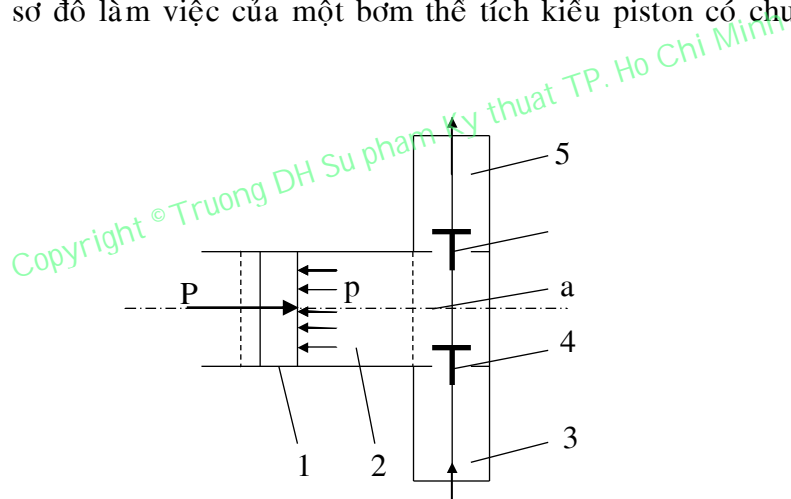
4.1.1- Khái niệm chung

Máy thủy lực thể tích nói chung bao gồm : bơm thể tích và động cơ thủy lực thể tích. Bơm thể tích đẩy chất lỏng bằng áp suất thủy tĩnh, còn động cơ thủy lực thể tích thì biến áp năng của dòng chất lỏng thành cơ năng của nó.

Về nguyên tắc, bất kỳ máy thủy lực thể tích nào cũng có thể làm việc thuận nghịch tức là làm được cả 2 nhiệm vụ: bơm và động cơ.

a- Cấu tạo và nguyên lý làm việc

(nghiên cứu sơ đồ làm việc của một bơm thể tích kiểu piston có chuyển động tịnh tiến)



Hình 4.1 - Sơ đồ làm việc của một bơm thể tích kiểu piston

Khi piston 1 sang trái, thể tích buồng làm việc a tăng lên, áp suất ở đây giảm, nên chất lỏng từ ống hút 3 qua van một chiều 4 vào xi lanh 2. Khi piston 1 sang phải, dưới áp lực P của piston, chất lỏng trong xi lanh bị nén với áp suất p qua van một chiều 6 vào ống đẩy 5. Phần thể tích buồng làm việc thay đổi để hút và đẩy chất lỏng gọi là thể tích làm việc.

b- Phân loại bơm thể tích

Bơm thể tích gồm nhiều loại.

Theo công dụng, có thể chia làm hai loại:

- Bơm nước và các loại chất lỏng khác.
- Bơm dầu dùng trong các hệ thống truyền động.

Theo kết cấu và dạng chuyển động, có thể chia ra 3 loại chủ yếu:

- Bơm piston (chuyển động tịnh tiến)
- Bơm piston-rotor (vừa có chuyển động tịnh tiến vừa có chuyển động quay)
- Bơm rotor (chuyển động quay)

4.1.2- Các thông số làm việc cơ bản 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 của 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 của 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 không thay đổi.

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

a- 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:

$$Q_1 = q_1 \cdot n \quad (4.1)$$

q_1 - lưu lượng riêng của máy (trong một chu kỳ), nó cũng chính 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.

b- Áp suất

Ta biết, 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 tải của máy.

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

$$H = \frac{p}{\gamma} \quad (4.2)$$

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:

$$P = p.F \quad (4.3)$$

F - diện tích làm việc của mặt piston.

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

$$M = k_M.p \quad (4.4)$$

k_M - là hằng số đối với một máy nhất định phụ thuộc vào kết cấu và kích thước máy, gọi là *hệ số moment*

Hệ số k_M có thể suy từ công thức tính công suất lý thuyết. Nếu không kể tới tổn thất, ta có:

$$N = N_1$$

$$N_1 = \gamma Q_1 H \quad (4.5)$$

Thay $H = p/\gamma$ vào (4.5), ta được: $N_1 = Q_1.p \quad (4.6)$

Mặt khác: $N_1 = \omega M$, nên $M = \frac{Q_1}{\omega} p \quad (4.7)$

So sánh (4.4) và (4.7), ta có: $k_M = \frac{Q_1}{\omega} = \frac{q_1 n}{2\pi n} = \frac{q_1}{2\pi} \quad (4.8)$

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

Moment quay M theo (4.7) là trường hợp lý thuyết (chưa kể tới tổn thất), trong trường hợp kể tới tổn thất thì moment quay của bơm được xác định theo công thức sau:

$$pQ = \eta M \omega ;$$

Hay $M = \frac{Q}{\eta \omega} p = \frac{k_M}{\eta} p \quad (4.9)$

c - Hiệu suất và công suất

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

$$\eta = \eta_Q \eta_C \eta_H \quad (4.10)$$

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

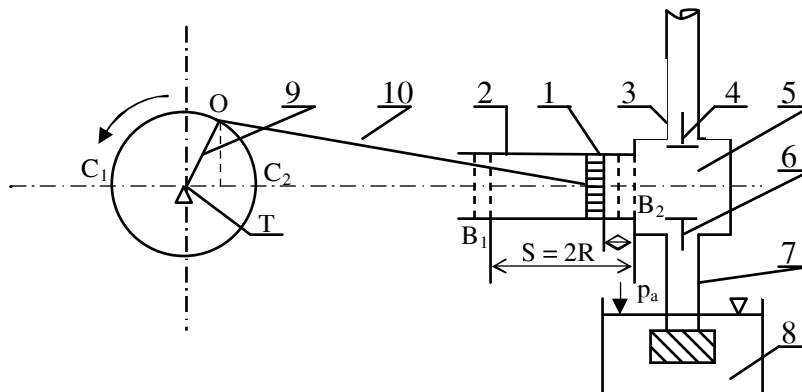
$$\eta = \eta_Q \eta_C \quad (4.11)$$

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

$$N = \frac{\gamma Q H}{\eta} = \frac{p Q}{\eta} \quad (4.12)$$

4.2- BƠM PISTON

4.2.1- Cấu tạo, nguyên lý làm việc



Hình 4.2 – Cấu tạo và nguyên lý làm việc của bơm piston tác dụng đơn

Bơm piston được kéo bởi động cơ, chuyển động quay của trục động cơ được biến đổi thành chuyển động tịnh tiến của piston 1 trong xilanh 2 nhờ hệ thống thanh truyền tay quay với hành trình $S = 2R$ (R- chiều dài tay quay)

Hai điểm B_1, B_2 của piston tương đối với hai vị trí C_1, C_2 của tay quay. Khi trong buồng làm việc 5 chứa đầy chất lỏng, nếu tay quay từ vị trí C_2 quay theo chiều mũi tên thì piston di chuyển từ B_2 về phía trái. Thể tích buồng 5 tăng dần, áp suất p trong đó giảm đi và bé hơn áp suất 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. Khi piston chuyển động từ $B_2 \rightarrow B_1$ bơm thực hiện quá trình hút. Khi tay quay đến vị trí C_1 (piston đến vị trí B_1) thì quá trình hút của bơm kết thúc.

Sau đó, tay quay tiếp tục quay từ $C_1 \rightarrow C_2$, piston đổi chiều chuyển động từ $B_1 \rightarrow B_2$. Thể tích buồng làm việc giảm dần, áp suất chất lỏng tăng lên, van hút 6 bị đóng, van đẩy 4 mở chất lỏng chảy vào ống đẩy. Quá trình piston di chuyển từ $B_1 \rightarrow B_2$ gọi là quá trình đẩy.

Như vậy, cứ một vòng quay của tay quay thì bơm thực hiện được 2 quá trình hút, đẩy liên nhau. Nếu tay quay tiếp tục quay thì bơm lại lặp lại quá trình hút và đẩy như cũ. Do đó quá trình hút và đẩy của bơm piston gián đoạn và xen kẽ với nhau. Một quá trình hút và đẩy kế tiếp nhau gọi là một chu kỳ làm việc của bơm.

Khả năng tự hút của bơm piston:

Khác với bơm ly tâm, bơm piston không cần phải mồi, bơm có thể tự hút được.

Gọi W_0 là thể tích không khí ở ống hút và buồng làm việc (khi piston ở B_2). Nếu piston di chuyển đến B_1 thì không khí giãn ra với thể tích lớn hơn, bằng $W_0 + FS$ (FS - thể tích xilanh). Cho rằng không khí giãn nở đoạn nhiệt, thì áp suất không khí lúc bấy giờ trong buồng làm việc là $p < p_a$:

$$p = p_a \cdot \frac{W_0}{W_0 + FS} < p_a$$

Do $p < p_a$ nên chất lỏng từ bể hút chảy vào ống hút và dâng lên được một độ cao:

$$h = \frac{p_a - p}{\gamma} \quad (\text{chưa kể tới tổn thất})$$

Nếu piston tiếp tục làm việc, chất lỏng từ bể hút sẽ dâng dần theo ống hút và điền đầy bơm. Khi đó xem như bơm đã tự mỗi xong.

Ưu điểm của bơm piston:

- Có thể tạo nên áp suất lớn.
- Cấu tạo đơn giản.

Khuyết điểm:

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

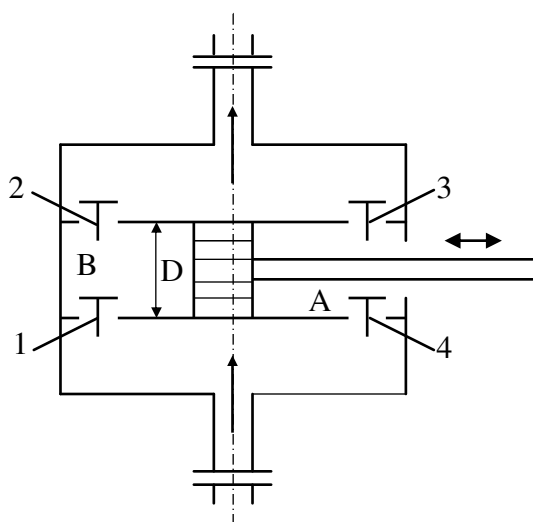
Khi áp suất nhỏ hoặc trung bình, thường dùng bơm ly tâm có lợi thế hơn. Khi cần áp suất cao hoặc rất cao (từ 200 at trở lên) và lưu lượng tương đối nhỏ thì bơm piston chiếm ưu thế.

4.2.2- Phân loại

a - Theo hình dáng piston: 2 loại

- Bơm piston đĩa: piston có dạng hình đĩa, mặt xung quanh của piston tiếp xúc với thành nên bơm là piston giáp thành.
- Bơm piston trụ: piston có dạng trụ với đường kính tương đối nhỏ, mặt xung quanh không tiếp xúc với thành.

b- Theo số lần tác dụng:



Hình 4.3 – Bơm piston tác dụng hai phía

- Bơm tác dụng đơn hay còn gọi bơm tác dụng một chiều. Trong loại bơm này, chất lỏng làm việc ở về một phía của piston. Một chu kỳ làm việc của piston chỉ có một quá trình hút và một quá trình đẩy nối tiếp nhau.
- Bơm tác dụng kép, hay còn gọi bơm tác dụng 2 chiều. Trong loại bơm này, piston làm việc cả hai phía, do đó có hai buồng làm việc A và B, 2 van hút 1, 4 và 2 van đẩy 2,3. Trong một chu kỳ làm việc của bơm có 2 quá trình hút và 2 quá trình đẩy (khi buồng A hút thì buồng B đẩy và ngược lại).
- Bơm tác dụng nhiều lần: có 2 loại
 - Bơm tác dụng 3 lần: Trong một chu kỳ làm việc (một vòng quay của trục bơm) loại bơm này có 3 quá trình hút và 3 quá trình đẩy. Nó chính là do 3 bơm tác dụng đơn ghép lại với nhau, các piston được dẫn động bằng một trục khuỷu, có chung một ống hút và một ống đẩy. Để có dao động lưu lượng nhỏ nhất, các tay quay được bố trí lệch nhau 1 góc 120°.
 - Bơm tác dụng 4 lần: nó cũng là do 2 bơm tác dụng kép ghép lại với nhau. Tay quay của 2 bơm đặt lệch nhau 1 góc 90°.

c- Theo áp suất:

- Bơm áp suất thấp : $p < 10 \text{ at}$
- Bơm áp suất trung bình: $p = 10 \div 20 \text{ at}$
- Bơm áp suất cao : $p > 20 \text{ at}$

d- Theo lưu lượng:

- Lưu lượng nhỏ : $Q < 15 \text{ m}^3/\text{h}$
- Lưu lượng trung bình : $Q = 15 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$
- Lưu lượng lớn : $Q > 60 \text{ m}^3/\text{h}$

4.2.3- Cách tính lưu lượng của bơm piston

a-Lưu lượng lý thuyết trung bình

Đối với bơm tác dụng đơn, thể tích làm việc trong một chu kỳ là:

$$q = FS \tag{4.13}$$

Đối với bơm tác dụng kép:

$$q = S(2F - f) \tag{4.14}$$

Trong đó: $F = \frac{\pi D^2}{4}$ - diện tích làm việc của mặt piston

D - đường kính piston

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \text{ - diện tích mặt cắt cần piston}$$

d - đường kính cần piston

S - hành trình của piston

Vậy theo (4.1), lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm piston tác dụng đơn là:

$$Q_1 = \frac{qn}{60} = \frac{FSn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (4.15)$$

Của bơm tác dụng kép là:

$$Q_1 = (2F - f) \cdot \frac{Sn}{60} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (4.16)$$

n - số vòng quay trong một phút của trục bơm.

b- Lưu lượng trung bình thực

Lưu lượng trung bình thực bao giờ cũng nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết đã tính ở trên vì những nguyên nhân sau:

- Bộ phận lót kín của bơm và ở các van không thể đảm bảo tuyệt đối kín khi bơm làm việc.
- Sự đóng mở chậm của van hút và van đẩy trong quá trình hút và đẩy kế tiếp nhau.
- Không khí lọt vào bơm.

Vì vậy lưu lượng thực trung bình của bơm piston là:

$$Q = \eta_Q Q_1 \quad (4.17)$$

η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm phụ thuộc vào các nguyên nhân kể trên.

- $\eta_Q = 0,85 \div 0,90$ - đối với bơm nhỏ (có đường kính piston $D < 150\text{mm}$)
- $\eta_Q = 0,90 \div 0,95$ - đối với bơm vừa ($D \approx 150 \div 300\text{mm}$)
- $\eta_Q = 0,95 \div 0,98$ - đối với bơm lớn ($D > 300\text{mm}$)

c- Lưu lượng tức thời

Theo lý thuyết thủy lực, ta có thể xác định lưu lượng của bơm piston tác dụng đơn tại một thời điểm bất kỳ:

$$Q = Fv \quad (4.18)$$

v - vận tốc tức thời của dòng chất lỏng trong bơm, cũng chính là vận tốc tức thời của piston.

Vậy: sự biến đổi lưu lượng của bơm phụ thuộc vào sự thay đổi của vận tốc piston. Khảo sát chuyển động của piston của bơm truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền tay quay theo hình vẽ, gọi:

F - diện tích của piston

φ - góc quay của tay quay

R - bán kính quay (chiều dài) của tay quay

l - chiều dài của thanh truyền

x - khoảng cách từ mặt làm việc của piston đến vị trí giới hạn B₂.

Nếu chiều dài của thanh truyền lớn hơn chiều dài của tay quay nhiều, thường > 10 lần (R/l ≤ 0,1) khi đó có thể xem như:

$$x = C_2T = R - R\cos\varphi$$

$$x = R(1 - \cos\varphi) \tag{4.19}$$

Trong đó: $\varphi = \omega.t$ (ω - vận tốc góc, t - thời gian)

Vận tốc tức thời của piston là:

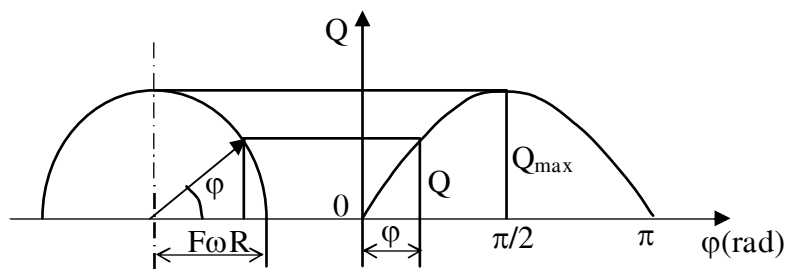
$$v = \frac{dx}{dt} = R \sin\varphi \frac{d\varphi}{dt}$$

Do đó: $v = \omega R \sin\varphi \tag{4.29}$

Lưu lượng tức thời của bơm tác dụng đơn là:

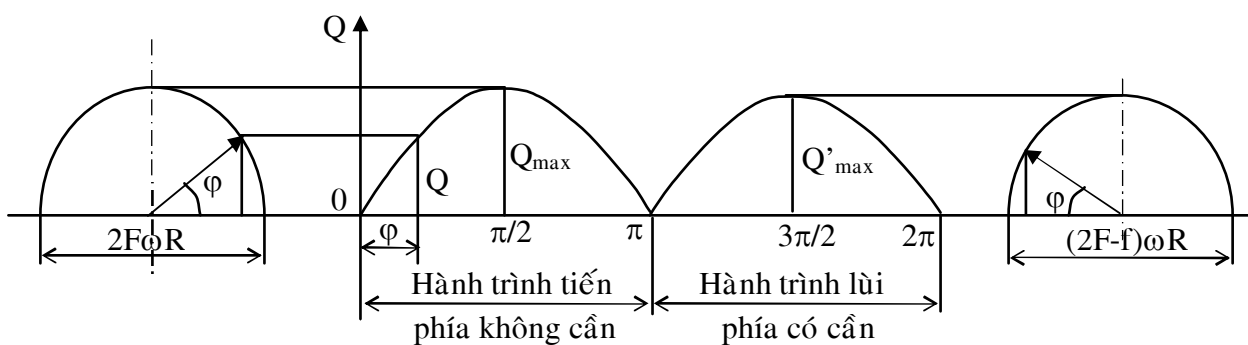
$$Q = F\omega R \sin\varphi \tag{4.21}$$

Ta thấy, lưu lượng tức thời của bơm piston dao động theo hàm sin và đạt giá trị cực đại (Q_{\max}) khi $\varphi = \pi/2$, cực tiểu ($Q_{\min} = 0$) khi $\varphi = 0$.



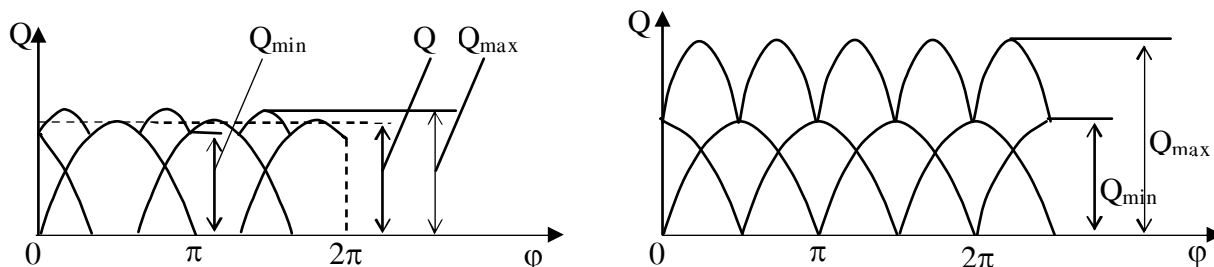
Hình 4.4 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng đơn

Bằng cách lập luận tương tự như trên, ta có thể vẽ được biểu đồ lưu lượng tức thời $Q = f(\varphi)$ của bơm piston có tác dụng kép.



Hình 4.5 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng kép

Qua biểu đồ lưu lượng $Q = f(\varphi)$ của bơm piston tác dụng đơn và kép, ta thấy lưu lượng của bơm dao động trong phạm vi lớn. Để có lưu lượng đều hơn (dao động ít hơn), người ta dùng bơm piston có tác dụng 3 lần hoặc 4 lần. Biểu đồ lưu lượng của bơm tác dụng 3 lần hoặc 4 lần có thể xây dựng bằng cách cộng các biểu đồ lưu lượng của các bơm đơn và các bơm kép:



Hình 4.6 - Sơ đồ dao động lưu lượng của bơm piston tác dụng 3 lần và 4 lần

Qua các biểu đồ lưu lượng, ta thấy bơm piston tác dụng 3 lần có lưu lượng đều nhất. Thực tế bơm có tác dụng lớn hơn 4 lần ít được chế tạo.

Để đánh giá mức độ không đều của lưu lượng bơm piston, người ta dùng hệ số không đều về lưu lượng ψ

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q} \tag{4.22}$$

* Đối với bơm tác dụng đơn:

$$Q_{\max} = FR \frac{2\pi n}{60} \quad \text{khi} \quad \varphi = \frac{\pi}{2}, \omega = \frac{2\pi n}{60}, \sin \frac{\pi}{2} = 1$$

Trong trường hợp tổng quát Q được tính như sau:

$$Q = \frac{\int_0^{\pi} f(x) dx}{2\pi} = F \cdot 2R \cdot \frac{n}{60} \tag{4.23}$$

trong đó : $f(x) = FR\omega \sin \varphi$

Nhưng vì từ $\pi \div 2\pi$ lưu lượng bằng 0. Do đó Q cho cả chu kỳ sẽ là:

$$Q = F2R \frac{n}{60}$$

Vậy hệ số lưu lượng không đều của bơm piston tác dụng đơn là:

$$\psi = \frac{FR \frac{2\pi n}{60}}{FR \frac{n}{60}} = \pi = 3,14$$

* Bơm tác dụng kép và bơm tác dụng bốn lần có: $\psi = \frac{\pi}{2} = 1,57$

* Bơm tác dụng 3 lần: $\psi = \frac{\pi}{3} = 1,05$

Vậy bơm tác dụng 3 lần có ψ nhỏ nhất, điều này phù hợp với nhận xét qua các biểu đồ lưu lượng.

4.2.4- Chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm. Phương trình Bernoulli, cách khắc phục

a- Phương trình Bernoulli cho dòng chất lỏng trong bơm

Chuyển động không ổn định:

Ta biết rằng, vận tốc chuyển động của chất lỏng trong bơm phụ thuộc vận tốc chuyển động của piston $v = f(t)$, có gia tốc $\frac{dv}{dt} \neq 0$.

Chất lỏng chuyển động có gia tốc thay đổi theo thời gian dọc theo dòng chảy. Gia tốc này có thể (+) hoặc (-) $\left(\frac{dv}{dt} \gg 0\right)$. Như vậy khối chất lỏng có khối lượng m chuyển động trong bơm sẽ chịu tác dụng của một lực quán tính là:

$$I_{qt} = -m \cdot \frac{dv}{dt} \tag{4.24}$$

(dấu (-) biểu thị lực quán tính ngược chiều với gia tốc).

Lực quán tính tác dụng lên dòng chảy trong bơm có ảnh hưởng không tốt đến bơm, đường ống và các bộ phận khác.

Theo (4.24), ta thấy nếu tại một thời điểm nào đó, khối chất lỏng đang chuyển động có gia tốc cùng chiều với chiều chuyển động, thì lúc đó lực quán tính sẽ tác dụng ngược lại chiều chuyển động. Lúc này lực quán tính đóng vai trò một lực cản tăng thêm đối với dòng chất lỏng.

Nhưng nếu gia tốc ngược chiều chuyển động, thì lực quán tính sẽ tác dụng cùng chiều với chiều chuyển động, lúc đó khối chất lỏng được bổ xung thêm một số năng lượng. Năng lượng này có tác dụng khắc phục những lực cản khác.

Vì vận tốc piston thay đổi có chu kỳ nên gia tốc dv/dt cũng thay đổi có chu kỳ cả về phương diện trị số tuyệt đối, do đó lực quán tính sinh ra trong bơm piston chính là một tải trọng động có chu kỳ, tác động vào các bộ phận của bơm và hệ thống.

Vậy dòng chảy trong bơm piston là *dòng không ổn định*. Do vậy trong phương trình năng lượng của dòng chảy không ổn định phải có thành phần của lực quán tính.

Phương trình Bernoulli:

Xét dòng nguyên tố chất lỏng chuyển động trong bơm từ mặt cắt 1 đến mặt cắt 2 bất kỳ nào đó. Vì dòng không ổn định nên biến thiên năng lượng đơn vị toàn phần từ mặt cắt 1

đến 2 của dòng chảy là để khắc phục lực cản và ngoài ra còn để khắc phục lực quán tính xuất hiện trên đoạn 1-2.

Nếu $m = 1/g$ là khối lượng của một đơn vị trọng lượng chất lỏng thì lực quán tính tác dụng lên nó là $:\frac{1}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t}$.

Do đó ta có thể viết phương trình chuyển động của dòng nguyên tố của chuyển động chất lỏng trong bơm piston là:

$$\frac{\partial}{\partial S} \left(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} \right) + \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{1}{g} \cdot \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \quad (4.25)$$

Trong đó: $\partial \sigma / \partial S$ - biến thiên của năng lượng do sức cản dọc theo dòng chảy,
 v - vận tốc trung bình của dòng chảy.

Tích phân phương trình (4.25) ta sẽ được pt Bernouli cho toàn dòng không ổn định trong bơm piston:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \Sigma h + \frac{1}{g} \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S = \text{const} \quad (4.26)$$

Thành phần $\frac{1}{g} \cdot \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S$ xuất hiện do có lực quán tính trong dòng chảy, thành phần này cũng được biểu thị bằng cột chất lỏng, do vậy nên được gọi là *cột áp quán tính*, ký hiệu h_{qt} :

$$h_{qt} = \frac{1}{g} \cdot \int \frac{\partial v}{\partial t} \partial S \quad (4.27)$$

Cột áp quán tính có thể gây ra hiện tượng xâm thực và làm hư hỏng các thiết bị của bơm và hệ thống. Vì vậy cần phải nghiên cứu các quy luật biến thiên của áp suất tại buồng công tác của bơm trong quá trình làm việc.

b- Cách khắc phục chuyển động không ổn định của chất lỏng trong bơm piston

Tác hại của chuyển động không ổn định trong bơm:

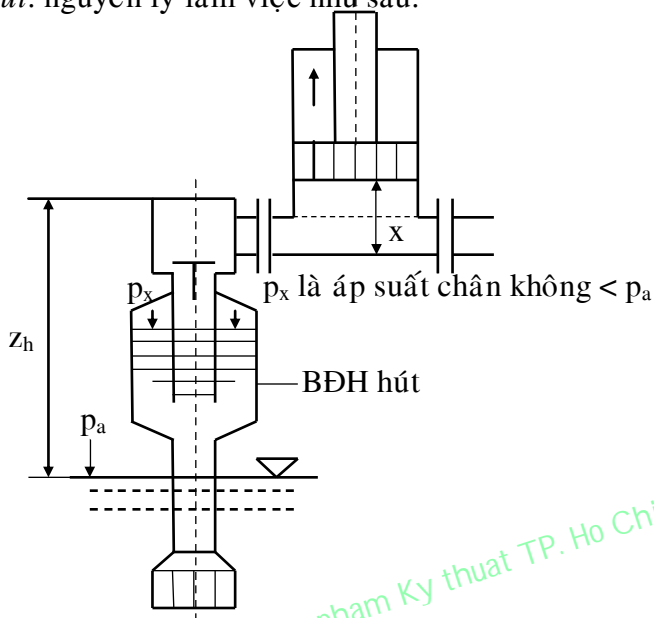
- Làm tăng tổn thất thủy lực
- Gây chấn động
- Nếu bơm làm việc trong hệ thống ống dài có thể xuất hiện va đập thủy lực làm hỏng các bộ phận của bơm và hệ thống.
- Trường hợp hệ thống nhiều bơm cùng làm việc, có thể xuất hiện hiện tượng cộng hưởng biên độ dao động của áp suất.

Biện pháp khắc phục chuyển động không ổn định: 3 biện pháp

1. Dùng bơm tác dụng hai chiều (bơm tác dụng kép).
2. Dùng bơm ghép. Như ở phần trên ta thấy, hệ số không đều về lưu lượng của các bơm piston ghép nhỏ hơn của bơm tác dụng đơn rất nhiều.
3. Dùng bình không khí để điều hòa lưu lượng và áp suất. Bình không khí điều hòa lưu lượng và áp suất (gọi tắt là *bình điều hòa*) có kết cấu rất đơn giản. Đó chính là những bình chứa kín đặt ngay sát trên ống hút và ống đẩy.

Bình điều hòa lắp trên ống hút gọi là bình điều hòa hút, bình điều hòa lắp trên ống đẩy gọi là bình điều hòa đẩy.

Bình điều hòa hút: nguyên lý làm việc như sau:



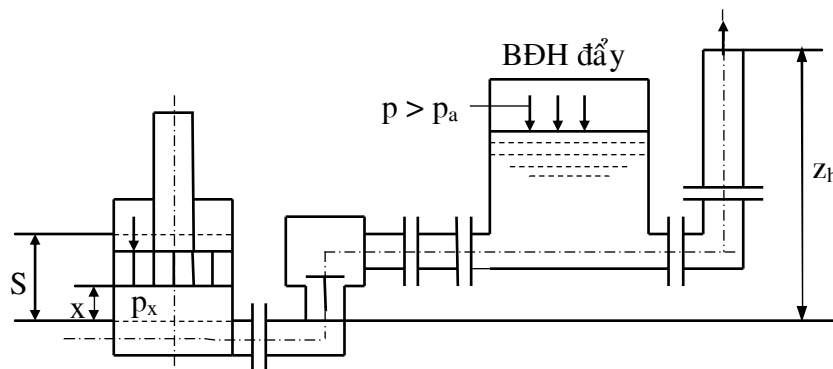
Hình 4.7 - Bình điều hòa hút

Trong các quá trình làm việc của bơm, một phần chất lỏng được tích lũy lại trong bình điều hòa. Nếu kích thước bình đủ lớn thì dao động chất lỏng trong bình sẽ nhỏ. Hơn nữa trên mặt thoáng của chất lỏng trong bình luôn luôn có không khí và có áp suất chân không. Vị thế mà chất lỏng chảy từ ống hút lên bình một cách liên tục và có thể xem như dòng chảy ổn định. Chuyển động không ổn định chỉ xuất hiện trên một đoạn từ bình chứa đến mặt piston. Do đó lực quán tính trong ống hút chỉ xuất hiện trên một đoạn ngắn từ bình điều hòa đến bơm \Rightarrow giảm được tổn thất năng lượng trong ống hút.

Đặt bình điều hòa trên ống hút cho phép:

- Tăng thêm được chiều cao hút của bơm.
- Tăng số vòng quay làm việc của bơm.
- Giảm được dao động áp suất của bơm trong quá trình hút.

Bình điều hòa đẩy: bình điều hòa đẩy làm việc như sau:



Hình 4.8 - Bình điều hòa đẩy

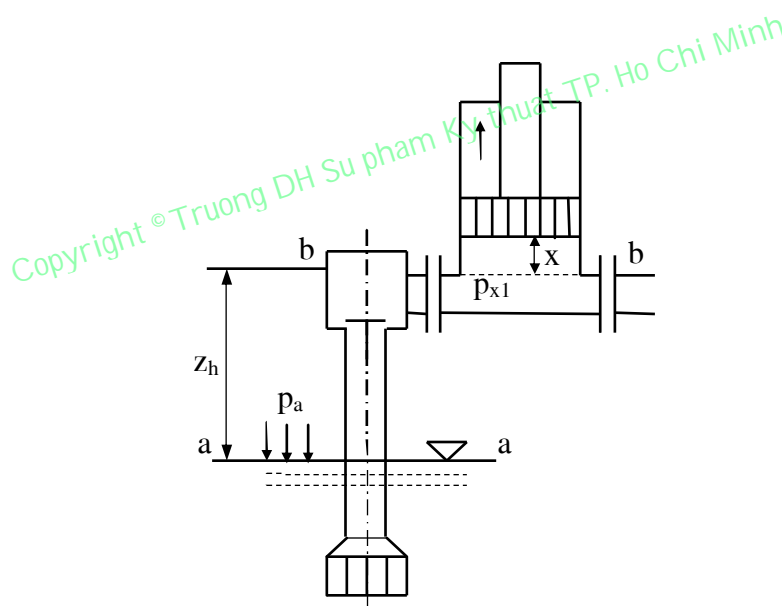
Trong quá trình đẩy một phần lưu lượng của bơm (phần lớn hơn lưu lượng trung bình) được tích lũy lại trong bình, mức chất lỏng sẽ dâng lên, nén khối không khí ở phần trên của bình, tạo nên áp suất lớn. Khi van đẩy đóng nhờ có áp suất lớn của khối không khí bị nén trong bình, nên chất lỏng được tiếp tục đẩy ra ống đẩy, vì vậy dao động của lưu lượng và áp suất trong ống đẩy được giảm đi, dòng chảy điều hòa hơn.

Cũng như bình điều hòa hút, bình điều hòa đẩy có tác dụng làm giảm lực quán tính trong ống đẩy của bơm piston. Lực quán tính chỉ còn xuất hiện trên một đoạn ngắn từ bơm đến bình điều hòa.

Để bình điều hòa đẩy có tác dụng, cần phải bảo đảm thường xuyên một lượng không khí cần thiết nhất định ở trong bình.

4.2.5- Áp suất của bơm trong quá trình hút

Áp suất của bơm trong quá trình hút có ảnh hưởng lớn đến khả năng hút và điều kiện làm việc của bơm.



Hình 4.9 - Sơ đồ đường ống hút

Để tìm áp suất của bơm trong quá trình hút, ta vận dụng phương trình Bernoulli cho dòng chất lỏng không ổn định:

$$z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \Sigma h + \frac{1}{g} \int \frac{\partial v}{\partial t} \cdot \partial S = \text{const}$$

Viết phương trình Bernoulli cho 2 mặt cắt a-a và b-b, lấy mặt chuẩn tại a-a, z = 0 và cho rằng mặt cắt a-a đủ lớn để v_a ≈ 0:

$$\frac{p_a}{\gamma} = z_h + \frac{p_{x1}}{\gamma} + \frac{v_{x1}^2}{2g} + \Sigma h_h + h_{qt} \tag{4.28}$$

Trong phương trình:

p_x1 - áp suất ở buồng làm việc trong quá trình hút.

v_{x1} - vận tốc chất lỏng trong buồng làm việc, cũng chính là vận tốc của piston.

Σh_h - tổng tổn thất cột áp trên toàn bộ chiều dài ống hút. Trong trường hợp tổng quát (ống hút có nhiều đoạn nối với những đường kính khác nhau) ta có:

$$\Sigma h_h = h_{vh} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{v_i^2}{2g} + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{v_i^2}{2g} \quad (4.29)$$

Trong đó:

λ, ζ - các hệ số tổn thất đường ống và cục bộ.

v_i - vận tốc của chất lỏng trong các đoạn ống nối tương ứng trên ống hút có diện tích mặt cắt là f_i .

$$v_i = v_1 \cdot \frac{F}{f_i} \quad (4.30)$$

l_i, d_i - chiều dài và đường kính các đoạn ống nối của ống hút.

Thay v_i theo v_{x1} ta có thể viết Σh_h như sau:

$$\Sigma h_h = h_{vh} + \frac{v_{x1}^2}{2g} T_h \quad (4.31)$$

Với:

$$T_h = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \left(\frac{F}{f_i}\right)^2 + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \left(\frac{F}{f_i}\right)^2 \quad (4.32)$$

T_h - gọi là hệ số tổn thất tương đương của ống hút.

h_{vh} - tổn thất năng lượng tại van hút.

h_{qth} - cột áp quán tính trên ống hút.

Theo công thức cột áp quán tính ta có:

$$h_{qth} = \frac{1}{g} \cdot \int_0^{L_h+x} \frac{\partial v_{x1}}{\partial t} \cdot dl$$

L_h - gọi là chiều dài tương đương của ống hút.

Vì vận tốc v_{x1} chỉ phụ thuộc thời gian, nên: $\frac{\partial v_{x1}}{\partial t} = \frac{dv_{x1}}{dt}$

và

$$h_{qth} = \frac{L_h + x}{g} \cdot \frac{dv_{x1}}{dt}$$

Trong trường hợp tổng quát thì:

$$h_{qth} = \left(\frac{L_h + x}{g}\right) \cdot \frac{dv_{x1}}{dt} \quad (4.33)$$

với:
$$L_h = \sum_{i=1}^m \frac{F}{f_1} \cdot l_1 \tag{4.34}$$

Thay (4.31), (4.33) vào (4.26) và biến đổi, ta có áp suất ở trong buồng làm việc của bơm đối với trường hợp tổng quát là:

$$\frac{p_{x1}}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left[z_h + h_{vh} + (1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} + \left(\frac{L_h + x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x1}}{dt} \right] \tag{4.35}$$

Từ pt (4.35) ta thấy, đối với những số hạng trong ngoặc vuông, trừ cột áp quán tính $\frac{L_h + x}{g} \cdot \frac{dv_{x1}}{dt}$ là đại lượng đổi dấu, còn lại là những đại lượng dương (+). Vì thế nên áp suất ở buồng làm việc trong quá trình hút p_{x1} (nếu $h_{qt} > 0$) sẽ nhỏ hơn áp suất mặt thoáng ở bể hút p_a : $p_{x1} < p_a$.

Nếu $p_{x1} < p_{bh}$ thì sẽ sinh ra sự gián đoạn của dòng chất lỏng trong bơm, chất lỏng có thể tách rời khỏi piston, làm giảm lưu lượng của bơm. Ngoài ra còn gây ra hiện tượng xâm thực trong bơm, làm hỏng các bộ phận của bơm.

Muốn cho p_{x1} lớn thì cần có áp suất p_a lớn và các số hạng trong ngoặc vuông nhỏ:

- z_h nên chọn trong phạm vi càng nhỏ càng tốt, trong thực tế $z_h \leq 4 \div 5m$. Nếu bơm có bộ phận lót kín bảo đảm, có thể chọn $z_h < 0$ (đặt bơm dưới mặt thoáng của bể hút).
- $(1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} > 0 \Rightarrow$ để tăng khả năng hút cần chọn sao cho càng nhỏ càng tốt, tức là giảm đến mức tối thiểu tổn thất cục bộ và chọn ống hút ngắn nhất trong phạm vi có thể. Nhân tố ảnh hưởng quan trọng đến tổn thất là vận tốc chuyển động của piston.
- h_{vh} : lúc bắt đầu mở khóa rất lớn. Cần làm van nhẹ và tăng diện tích mặt cắt thoát của chất lỏng.
- L_h nhỏ khi đường kính ống hút lớn và chiều dài ống hút nhỏ.
- Trị số của gia tốc dv/dt phụ thuộc vận tốc piston, khi vòng quay của bơm càng lớn thì gia tốc sinh ra lực quán tính càng lớn. Vậy muốn giảm cột áp quán tính để tăng khả năng hút của bơm, phải chọn ống hút ngắn nhất và có đường kính lớn; số vòng quay của trục bơm không được quá lớn: $n = 100 \div 200$ v/ph.

Qua sự phân tích ở trên, ta thấy: áp suất trong quá trình hút của bơm p_{x1} min khi piston mới bắt đầu chuyển động ($x = 0$) và p_{x1} max khi $x = S$ (cuối hành trình). Do đó, điều kiện làm việc bình thường của bơm không có hiện tượng xâm thực trong quá trình hút là:

$$\left(\frac{p_{x1}}{\gamma} \right)_{x=0} \geq \left(\frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \right)$$

Tức là:
$$\frac{p_a}{\gamma} - (z_h + h_{vh} + h_{qt\max}) \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \tag{4.36}$$

$$(1 + T_h) \cdot \frac{v_{x1}^2}{2g} = 0 \quad \text{khi } x = 0 \text{ và } v_{x1} = 0$$

Đối với bơm piston được truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền tay quay thì $x = 0$ có:

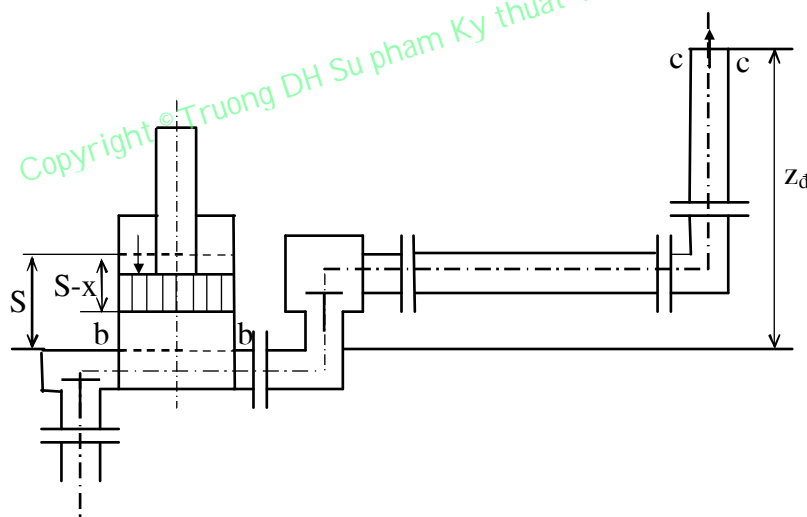
$$h_{qt \max} = \frac{L_h}{g} \omega^2 R$$

Do đó:
$$\frac{P_a}{\gamma} - \left[z_h + h_{vh} + \frac{L_h}{g} \omega^2 R \right] \geq \frac{P_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \quad (4.37)$$

4.2.6- Áp suất của bơm piston trong quá trình đẩy

Tương tự như đối với quá trình hút, ta viết pt Bernoulli cho dòng chảy không ổn định giữa 2 mặt cắt b-b và c-c, lấy b-b làm mặt chuẩn ($z_b = 0$; $z_c = z_d$; p_c, v_c - áp suất và vận tốc dòng chảy tại nơi cần cung cấp chất lỏng).

Ta có:
$$\frac{P_{x2}}{\gamma} + \frac{v_{x2}^2}{2g} = z_d + \frac{P_c}{\gamma} + \frac{v_c^2}{2g} + \sum h_d + h_{qtd} \quad (4.38)$$



Hình 4.10 - Sơ đồ đường ống đẩy

Trong đó:

p_{x2}, v_{x2} - áp suất và vận tốc chất lỏng trong buồng công tác tại thời điểm đang xét trong quá trình đẩy.

$\sum h_d$ - tổng tổn thất cột áp trên toàn bộ chiều dài ống đẩy, xác định giống như trong quá trình hút:

$$\sum h_d = h_{vd} + \frac{v_{x2}^2}{2g} \cdot T_d \quad (4.39)$$

T_d - hệ số tổn thất tương đương của ống đẩy, xác định tương tự T_h theo (4.32).

h_{vd} - tổn thất năng lượng tại van đẩy.

H_{qtd} - cột áp quán tính trên ống đẩy (từ b-b đến c-c) xác định theo công thức sau:
(tương tự quá trình hút)

$$h_{qtd} = \left(\frac{L_d + S - x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x2}}{dt} \quad (4.40)$$

L_d - chiều dài tương đương của ống đẩy, xác định tương tự L_h ;

S - là hành trình piston.

Thay các giá trị vào và biến đổi, ta được áp suất trong buồng làm việc của bơm piston trong quá trình đẩy là:

$$\frac{p_{x2}}{\gamma} = \frac{p_c}{\gamma} + \left[z_d + h_{vd} + (T_d - 1) \cdot \frac{v_{x2}^2}{2g} + \left(\frac{L_d + S - x}{g} \right) \cdot \frac{dv_{x2}}{dt} \right] \quad (4.41)$$

Trong (4.41) ta thấy: $\frac{p_{x2}}{\gamma}$ trong quá trình đẩy là tổng của $\frac{p_c}{\gamma}$ và các độ cao biểu thị bởi các số hạng trong ngoặc vuông. Phân tích tương tự như đối với quá trình hút, ta thấy: p_{x2} có giá trị lớn nhất khi piston bắt đầu đẩy ($x = S$) và min khi $x = 0$. Những lúc đó gia tốc của piston trong bơm có trị số âm (-) và trị số cột áp quán tính là max:

$$\left(\frac{p_{x2}}{\gamma} \right)_{\min} = \frac{p_c}{\gamma} + (z_d + h_{vd} - h_{qt \max}) \quad (4.42)$$

Rõ ràng là khi $h_{qt \max} = \left(\frac{L_d + S}{g} \right) \omega^2 R$ thì trong buồng công tác của bơm có thể xuất hiện chân không $\left(\frac{p_{x2}}{\gamma} < 10,3mH_2O \right)$ và xảy ra xâm thực $\left(\frac{p_{x2}}{\gamma} \leq \frac{p_{bh}}{\gamma} \right)$.

Do đó, điều kiện bảo đảm bơm piston làm việc bình thường (không gây ra xâm thực) trong quá trình đẩy là:

$$\left(\frac{p_{x2}}{\gamma} \right)_{x=0} \geq \left(\frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \right) \quad (4.43)$$

Đối với bơm piston được truyền dẫn bằng cơ cấu thanh truyền tay quay:

$$\frac{p_c}{\gamma} + \left[z_d + h_{vd} - \frac{L_d + S}{g} \omega^2 R \right] \geq \frac{p_{bh}}{\gamma} + \Delta.h \quad (4.44)$$

Vậy muốn chống hiện tượng xâm thực trong quá trình đẩy cần có những biện pháp sau:

- Giảm chiều dài ống đẩy (nên giảm các đoạn nằm ngang)
- Tăng diện tích mặt cắt ống đẩy (biện pháp này đơn giản và có hiệu quả tốt).
- Giảm diện tích mặt cắt piston (F), bán kính tay quay (R) và số vòng quay làm việc.

4.2.7- 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} .

Giải pt (4.37), thay $\omega = \frac{2\pi.n}{60}$, trong điều kiện có xâm thực ta có:

$$n_{max(1)} = \sqrt{\frac{895}{L_h R} \left(\frac{p_a - p_{bh}}{\gamma} - \Delta.h - z_h - h_{vh} \right)} \quad (4.45)$$

895 - là số hạng thu được khi ta nhân 30^2 với g và chia cho $\pi^2 = 9,86$. Tức là:

$$\frac{900 \times 9,81}{9,86} = 895$$

Tương tự như trên ta tính được số vòng quay giới hạn cho phép của bơm trong quá trình đẩy $n_{max(2)}$ từ điều kiện (4.45):

$$n_{max(2)} = \sqrt{\frac{895}{L_d R} \left(\frac{p_c - p_{bh}}{\gamma} - \Delta.h + z_d + h_{vd} \right)} \quad (4.46)$$

Số vòng quay cho phép $[n]$ của bơm piston không được lớn hơn trị số bé nhất của $n_{max(1)}$ và $n_{max(2)}$:

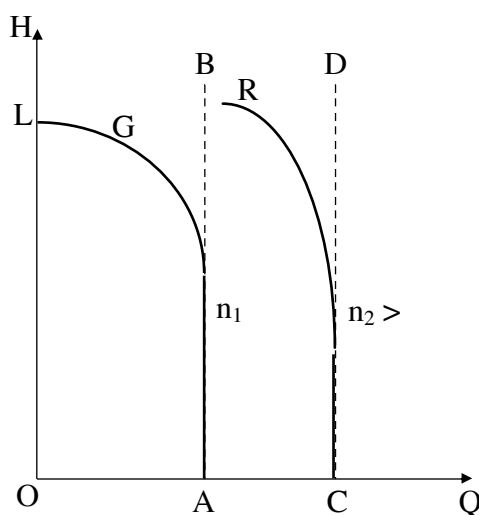
$$[n] \leq n_{max(1),(2)}$$

Với bơm nước, thường $[n] = 100 \div 200$ v/ph.

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 tăng thì sẽ phải giảm chiều cao hút (z_h)

4.2.8- Đường đặc tính

a- Đường đặc tính làm việc cơ bản của bơm piston $H = f(Q)$ với 2 số vòng quay làm việc khác nhau $n_2 > n_1$

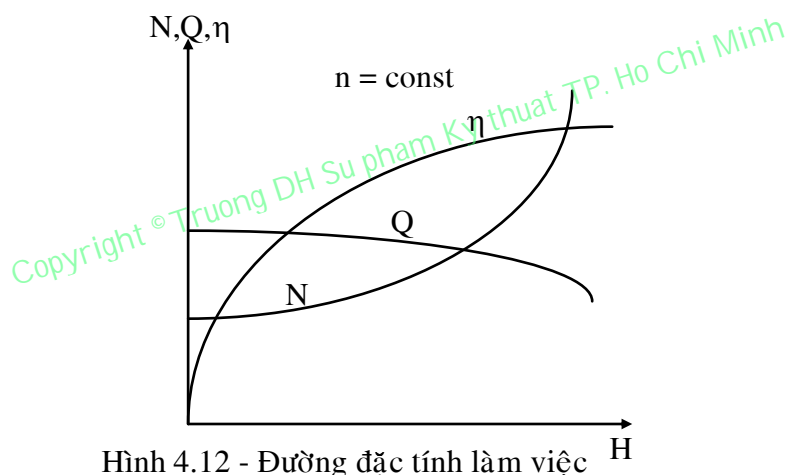


Hình 4.11 - Đường đặc tính lý thuyết

Theo lý thuyết của máy thủy lực thể tích, cột áp không phụ thuộc lưu lượng. Nên đường đặc tính lý thuyết của bơm được biểu diễn bằng các đường AB và CD song song trục OH. Nhưng đường đặc tính thực nghiệm thì không hoàn toàn như vậy. Chúng được biểu diễn bằng các đường AG và CR, khi cột áp (áp suất) của bơm tăng lên thì lưu lượng có giảm đi. Điều này dễ hiểu vì khi áp suất tăng thì tổn thất lưu lượng (do chất lỏng rò rỉ qua bộ phận làm kín) tăng, làm giảm lưu lượng thực của bơm.

Nếu áp suất làm việc quá lớn thì lưu lượng của bơm có thể mất mát hoàn toàn vì rò rỉ, hoặc van an toàn được mở để xả chất lỏng về bể hút. Áp suất và lưu lượng lúc này được biểu diễn bằng đoạn GL, điểm L ứng với thời điểm van an toàn được mở. Sự chênh lệch giữa đường đặc tính cột áp lý thuyết và thực nghiệm càng nhiều khi n càng lớn, vì khi đó tổn thất lưu lượng tăng không phải chỉ do rò rỉ mà còn do sự đóng mở của các van đẩy và hút không kịp thời làm giảm lưu lượng thực của bơm.

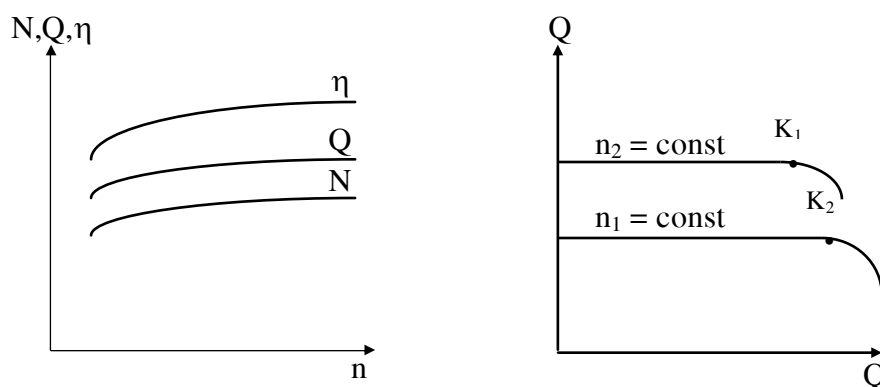
b- Đường đặc tính làm việc $Q = f(H)$, $N = f(H)$, $\eta = f(H)$ ứng với $n = \text{const}$.



Hình 4.12 - Đường đặc tính làm việc

Đối với máy thủy lực thể tích có $n = \text{const}$, 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 loại máy này thường được thực hiện bằng cách thay đổi áp suất làm việc. Khi áp suất làm việc của bơm không đổi ($H = \text{const}$), nếu số vòng quay n tăng thì lưu lượng Q, công suất N và hiệu suất lưu lượng cũng tăng.

c- Đường đặc tính $\eta = f(n)$; $Q = f(n)$; $N = f(n)$ khi $H = \text{const}$.



Hình 4.13 - Đường đặc tính làm việc thay đổi theo n

d- Đường đặc tính xâm thực của bơm piston theo hai số vòng quay khác nhau $n_1 \neq n_2$: Đường đặc tính xâm thực cho ta biết khả năng làm việc bình thường (không xảy ra xâm thực) của bơm ứng với số vòng quay không đổi.

Các điểm K_1, K_2 là các điểm giới hạn phạm vi làm việc an toàn của bơm ứng với các trị số áp suất chân không giới hạn $\Delta H = H_{CK}$. Nếu độ chân không trong bơm vượt quá các trị số giới hạn thì

bơm sẽ làm việc trong tình trạng bị xâm thực.

Từ đường đặc tính xâm thực, ta có thể xác định chiều cao hút cho phép của bơm theo công thức:

$$[z_h] = [H_{CK}] - \frac{v_2^2}{2g} - \Sigma h_h \quad (4.47)$$

4.3- BƠM ROTO

4.3.1- Khái niệm chung

Các loại bơm roto ra đời vào khoảng cuối thế kỷ trước, sớm hơn bơm piston roto. Trong 60 năm trở lại đây, chúng được dùng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy và động lực.

Bơm roto có nhiều loại, nhiều kiểu khác nhau. Nhưng chúng ta chỉ nghiên cứu các loại phổ biến sau đây:

- Bơm bánh răng
- Bơm trục vít
- Bơm cánh gạt
- Bơm chân không vòng nước

Trong các loại bơm này (trừ bơm chân không vòng nước) đều có thể biến thành động cơ thủy lực, nếu ta nạp vào chúng dòng chất lỏng có áp suất đủ lớn.

Trong bơm roto, 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 roto. Roto có chuyển động tròn đều tạo ra dòng chảy tương đối đều. Lưu lượng và áp suất của dòng chảy trong các máy roto dao động ít hơn so với dòng chảy trong các máy thủy lực piston.

Áp suất làm việc trong các bơm roto thường cao hơn so với các bơm cánh dẫn nhưng thấp hơn so với các bơm piston, thông thường là $20 \div 150$ at.

Ưu điểm chung của bơm roto là:

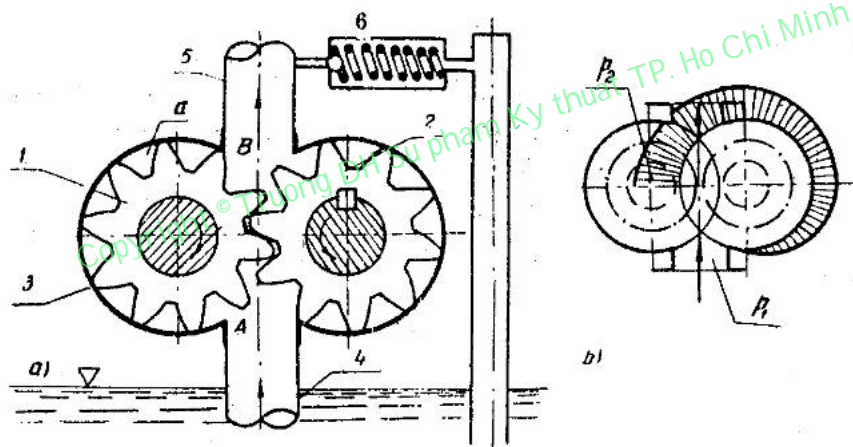
- Kết cấu đơn giản
- Kích thước nhỏ, gọn nhẹ

- Có tuổi bền cao
- Làm việc chắc chắn, tin cậy
- Có thể làm việc với số vòng quay lớn
- Công suất trên 1 đơn vị trọng lượng lớn
- Có chỉ tiêu kinh tế tốt (rẻ)

Các ưu điểm chủ yếu trên đây làm cho các bơm roto được sử dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy và động lực ứng với các điều kiện kỹ thuật phù hợp, ví dụ như 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, nguyên lý làm việc



Hình 4.14 – Sơ đồ cấu tạo bơm bánh răng

Cấu tạo của bơm có từ 2 bánh răng trở lên ăn khớp với nhau, có thể ăn khớp ngoài hoặc ăn khớp trong. Số răng thường gặp $Z = 8 \div 12$ răng.

Sơ đồ kết cấu của 1 bơm bánh răng đơn giản nhất thường có 2 bánh răng như hình vẽ.

Bánh răng chủ động 1 gắn liền trên trục chính của bơm ăn khớp với bánh răng bị động 2, cả 2 bánh răng đều đặt trong vỏ bơm 3. Khoảng trống A giữa vỏ bơm, miệng ống hút 4 và 2 bánh răng gọi là *bọng hút*; khoảng trống B giữa vỏ bơm, miệng ống đẩy 5 và 2 bánh răng gọi là *bọng đẩy*. Khi bơm làm việc bánh răng chủ động quay, kéo bánh răng bị động quay theo chiều mũi tên (như hình vẽ), chất lỏng chứa đầy trong các rãnh a giữa các răng ngoài vùng ăn khớp được chuyển từ bọng hút qua bọng đẩy vòng theo vỏ bơm (theo chiều chuyển động của bánh răng). Vì thể tích chứa chất lỏng trong bọng đẩy giảm khi các răng của cặp bánh răng vào khớp, nên chất lỏng bị chèn ép và dồn vào ống đẩy 5 với áp suất cao. Quá trình này gọi là *quá trình đẩy* của bơm. Đồng thời với quá trình đẩy thì ở trong bọng hút xảy ra *quá trình hút* như sau: khi các răng ra khớp, thể tích chứa chất lỏng tăng, áp suất chất lỏng giảm xuống thấp hơn áp suất trên mặt thoáng của bể hút làm cho chất lỏng chảy qua ống hút 4 vào bơm. Quá trình hút và đẩy chất lỏng xảy ra đồng thời và liên tục.

* Nếu trong bơm không có khe hở thì áp suất chất lỏng chỉ tăng khi nào nó được chuyển đến bọng đẩy. Vậy áp suất do bơm tạo nên chỉ phụ thuộc vào áp suất phụ tải (áp suất trong ống đẩy).

* Nhưng thực tế bao giờ cũng có khe hở:

- giữa đỉnh răng với vỏ bơm;
- giữa mặt đầu bánh răng với vỏ bơm;
- giữa các mặt răng.

Do đó chất lỏng được tăng áp suất sớm hơn trước khi đến bọng đẩy. Chính các khe hở gây nên tổn thất lưu lượng trong bơm bánh răng (chất lỏng theo khe hở chảy ngược trở về bọng 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, người ta bố trí van an toàn 6 trên ống đẩy.

b - Lưu lượng trung bình của bơm bánh răng



Hình 4.15 - Sơ đồ ăn khớp của các răng

Lưu lượng trung bình của bơm bánh răng tính theo công thức:

$$Q = q.n \tag{4.48}$$

Trong đó: q - lưu lượng riêng của bơm trong 1 chu kỳ;

n - số chu kỳ trong 1 đơn vị thời gian.

Tính lưu lượng riêng q :

Giả sử thể tích của 1 rãnh bằng thể tích của 1 răng.

Gọi a là thể tích của 1 răng:

$$a \approx \frac{t}{2} . h . b$$

Trong đó:

t - bước của răng; $t = \frac{\pi . D}{Z}$;

D - đường kính vòng lăn;

h - chiều cao ăn khớp; $h = 2m$; m - môđun của bánh răng;

Z - số răng;

b - chiều dài răng (chiều rộng răng).

Vậy:
$$a \approx \frac{\pi \cdot D}{2Z} 2mb$$

Khi 2 bánh răng quay 1 vòng, thể tích chất lỏng được chuyển qua bơm từ bọng đẩy đến bọng hút là $2Za$.

Vậy lưu lượng của bơm với số vòng quay n trong 1 đơn vị thời gian là:

$$Q_1 = 2Zan = 2\pi \cdot Dmbn \tag{4.49}$$

Nếu số răng của bánh răng không như nhau thì lấy số răng Z_1 của bánh răng chủ động để tính.

Đối với bánh răng có số răng nhỏ $Z = 6 \div 12$ thì thể tích của rãnh lớn hơn thể tích của răng, khi đó trong công thức trên người ta thay π bằng hệ số 3,5. Ta có:

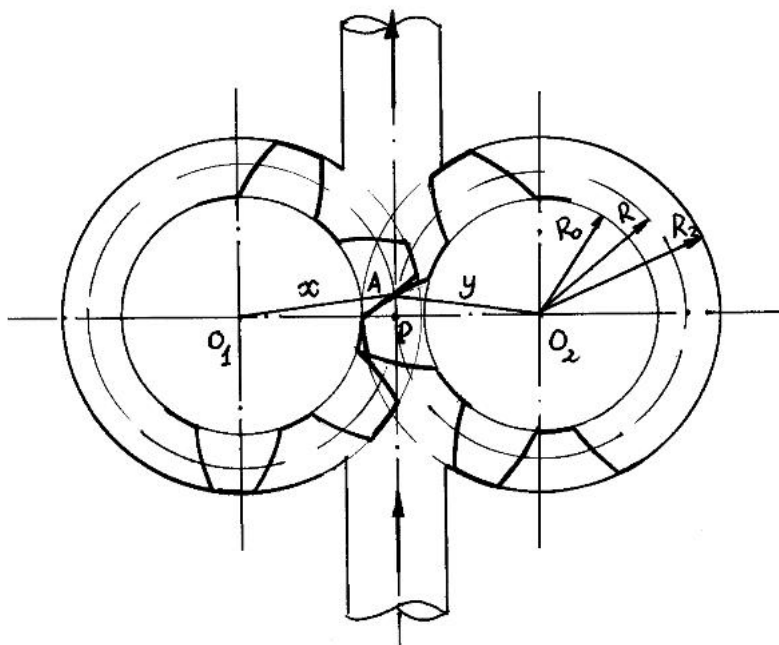
$$Q_1 = 7Dmbn \tag{4.50}$$

Mà $m = \frac{d}{Z}$, nên lưu lượng có thể tính theo công thức sau:

$$Q_1 = 7 \frac{D^2}{Z} bn \tag{4.51}$$

c - Mômen quay và lưu lượng tức thời của bơm bánh răng - Dao động lưu lượng

1. Mômen quay của bơm bánh răng:



Hình 4.16 - Sơ đồ xác định moment quay của các bánh răng

P – tâm ăn khớp

A – điểm ăn khớp;

R_0 - bán kính vòng tròn cơ sở;

R - bán kính vòng lăn;

R_2 - bán kính vòng đầu đỉnh răng.

Trong quá trình bơm bánh răng làm việc, cặp bánh răng quay và ăn khớp với nhau tại điểm ăn khớp A. Phía trên điểm A thông với bọng đẩy có áp suất bọng đẩy p_2 , trong khi đó phía dưới điểm A thông với bọng hút sẽ có áp suất tại bọng hút p_1 . Dưới tác dụng của độ chênh áp $p = p_2 - p_1$, trên trục quay của bánh răng chủ động và bánh răng bị động chịu mômen quay M_1 và M_2 tác động lên O_1 và O_2 .

Gọi x - khoảng cách từ A đến O_1 ;

y - khoảng cách từ A đến O_2 .

* Đối với bánh răng chủ động:

Ta biết áp lực tác dụng các mặt răng đối diện thì cân bằng (triệt tiêu) nhau, nếu áp suất tác dụng lên các mặt đối diện bằng nhau. Như vậy đối với các răng ở ngoài vùng ăn khớp thì thỏa mãn điều này, còn đối với các răng ở tại vùng ăn khớp ta thấy:

Xét rãnh răng của bánh răng chủ động: áp suất tại A_1A_1' và A_2A_2' cân bằng (đều có áp suất hút) còn đoạn A_1A_1'' chịu áp suất đẩy, đoạn A_2A_2'' chịu áp suất hút. Như vậy tại rãnh răng này chịu tác dụng của độ chênh áp $p = \Delta p = p_2 - p_1$

Vậy bánh răng chủ động chịu 1 áp lực là: $P_1 = p \cdot \text{diện tích tác dụng} = p \cdot (A_1A_1'' \cdot b) = p \cdot (R_2 - x) \cdot b$

* Đối với bánh răng bị động: tương tự ta xét 2 mặt đối B_1B_1'' và B_2B_2''

đoạn $B_2'B_2''$: áp suất đẩy ; đoạn $B_1'B_1''$: áp suất hút

Như vậy tại trên phần diện tích $B_1'B_1''$ cũng chịu độ chênh áp $p = p_2 - p_1$

Vậy bánh răng bị động chịu áp lực là: $P_2 = p \cdot (B_1'B_1'' \cdot b) = p \cdot (R_2 - y) \cdot b$

Moment quay do các áp lực P_1 và P_2 gây nên trên bánh răng chủ động và bánh răng bị động là:

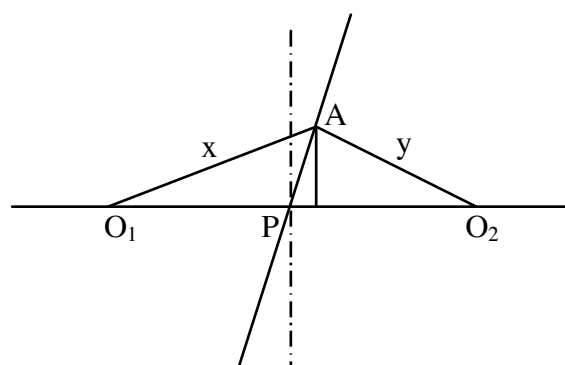
$$M_1 = P_1 \cdot \rho = p \cdot (R_2 - x) \cdot b \cdot \frac{R_2 + x}{2} = p \cdot \frac{R_2^2 - x^2}{2} \cdot b \quad (4.52)$$

Tương tự: $M_2 = P_2 \cdot \rho = p \cdot (R_2 - y) \cdot b \cdot \frac{R_2 + y}{2} = p \cdot \frac{R_2^2 - y^2}{2} \cdot b \quad (4.53)$

Moment tổng cộng M tác dụng lên các trục của bơm bánh răng sẽ là: $M = M_1 + M_2$

Hay: $M = \frac{p \cdot b}{2} [2R_2^2 - (x^2 + y^2)] \quad (4.54)$

* Ta sẽ xác định giá trị $x^2 + y^2$



Hình 4.17 - Điểm ăn khớp và tâm ăn khớp

Gọi l - là khoảng cách từ điểm ăn khớp A đến tâm ăn khớp P.

Ta có: $x^2 = (R + c)^2 + k^2$

$y^2 = (R - c)^2 + k^2$

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

Thay vào phương trình moment ta có:

$$M = p.b.(R_2^2 - R^2 - l^2) \tag{4.55}$$

Đối với bánh răng thông thường thì $R_2 = R + m$; nên:

$$M = p.b.(2Rm + m^2 - l^2) \tag{4.56}$$

Từ biểu thức trên ta thấy: M phụ thuộc vào khoảng cách l .

Khi $l = l_{\max}$ thì moment có trị số nhỏ nhất:

$$M_{\min} = p.b.(2Rm + m^2 - l_{\max}^2) \tag{4.57}$$

Khi $l = 0$ thì moment có trị số lớn nhất:

$$M_{\max} = p.b.(2Rm + m^2)$$

Theo công thức trên ta có thể xác định được trị số của moment tức thời tác dụng lên trục bơm. Sự dao động của moment quay ảnh hưởng xấu đến sức bền và điều kiện làm việc của bơm. Ta biết trị số M tỷ lệ với công suất trên trục bơm, mà công suất lại ảnh hưởng đến áp suất và lưu lượng của bơm, do đó sự dao động của moment quay M gây nên sự dao động lưu lượng và áp suất.

2. Lưu lượng tức thời của bơm bánh răng- Dao động lưu lượng

Ta biết:

- Công suất trên trục của bơm tại thời điểm trục bơm có moment quay tức thời M là:

$$N = M.\omega \ ; \ \omega = \text{const} - \text{vận tốc góc của trục bơm.}$$

- Mặt khác công suất bơm phụ thuộc lưu lượng tức thời Q:

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H = p \cdot Q \quad ;$$

$p = \text{const}$ - chênh lệch áp suất ở bọng đẩy và bọng hút.

Suy ra: $M \cdot \omega = p \cdot Q$

Hay:
$$Q = \frac{M \cdot \omega}{p} = \frac{p \cdot b \cdot (2Rm + m^2 - l^2) \omega}{p} = (2Rm + m^2 - l^2) \cdot b \cdot \omega$$

Vậy:
$$Q = (2Rm + m^2 - l^2) \cdot b \cdot \omega \tag{4.58}$$

Suy ra: lưu lượng tức thời của bơm bánh răng thay đổi phụ thuộc khoảng cách l tương tự như moment.

Khi $l = 0$, bơm có lưu lượng lớn nhất:

$$Q_{\max} = (2Rm + m^2) \cdot b \cdot \omega \tag{4.59}$$

Khi $l = l_{\max}$, bơm có lưu lượng nhỏ nhất:

$$Q_{\min} = (2Rm + m^2 - l_{\max}^2) \cdot b \cdot \omega \tag{4.60}$$

Vậy: Lưu lượng tức thời của bơm bánh răng thay đổi một cách có chu kỳ từ Q_{\min} đến Q_{\max} . Biên độ dao động của bơm bánh răng phụ thuộc khoảng cách l và do đó phụ thuộc số răng và hệ số trùng khớp của cặp bánh răng.

Đối với bơm bánh răng thẳng có thể xác định biên độ dao động lưu lượng A theo công thức gần đúng sau:

$$A = \frac{\pi^2}{Z^2} \cdot \epsilon \cdot \omega^2 \cdot R_o^2 \cdot b \tag{4.61}$$

ϵ - hệ số trùng khớp;

Z - số răng;

b - chiều dài răng (chiều rộng bánh răng);

ω - vận tốc góc của bánh răng chủ động;

R_o - bán kính vòng cơ sở.

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

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{tb}} \tag{4.62}$$

Hệ số dao động lưu lượng của bơm bánh răng trụ có thể tính theo công thức gần đúng:

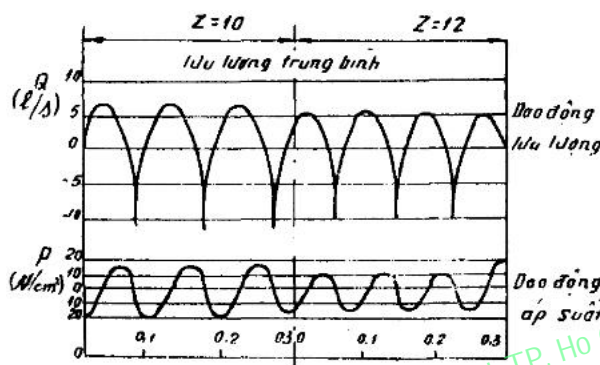
$$\delta = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{Z} \tag{4.63}$$

α - góc ăn khớp của cặp bánh răng; đối với bánh răng tiêu chuẩn $\alpha = 20^\circ$.

Như vậy δ phụ thuộc vào số răng Z .

So với các loại bơm piston và piston roto, thì bơm bánh răng có hệ số dao động lưu lượng nhỏ hơn nhiều.

Biểu đồ dao động lưu lượng và áp suất của bơm bánh răng có số răng $Z = 10$ và $Z = 12$.



Hình 4.18 - Biểu đồ dao động lưu lượng và áp suất

Dao động lưu lượng gây ra dao động áp suất, ảnh hưởng xấu đến sự làm việc của bơm và của hệ thống truyền động thủy lực.

d - Cách khắc phục một số nhược điểm của bơm bánh răng

1. Hiện tượng dao động lưu lượng

Có một số biện pháp:

- Dùng bánh răng có số răng lớn.

Nhược điểm là phải tăng đường kính bánh răng.

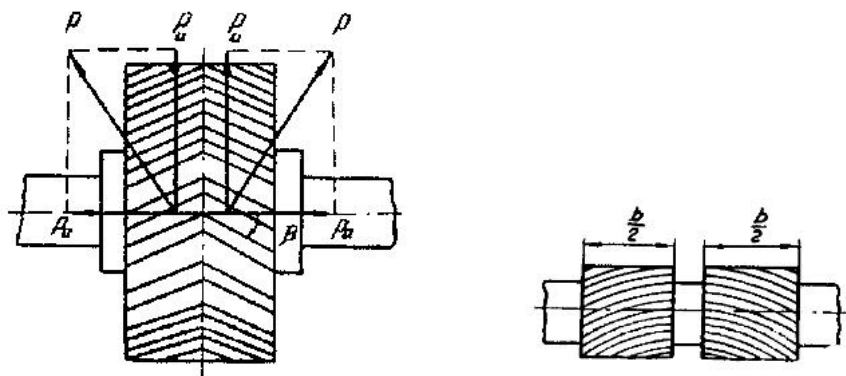
- Dùng bánh răng nghiêng: ở bánh răng nghiêng toàn bộ chiều dài tiếp xúc không vào và ra khớp cùng một lúc mà vào và ra khớp từ từ nên lưu lượng của bơm đều hơn (dao động ít hơn) và bơm làm việc êm hơn. Hệ số dao động lưu lượng của bơm bánh răng nghiêng nhỏ hơn so với bơm bánh răng thẳng; nó tùy thuộc vào góc nghiêng của răng. *Nhược điểm* của bánh răng nghiêng là khi làm việc xuất hiện lực chiều trục P_a . Góc nghiêng β và áp suất làm việc của bơm càng lớn thì lực chiều trục càng lớn, gây hư hỏng ổ trục và đòi hỏi bơm phải có kết cấu phức tạp để khắc phục lực đó. Trong kỹ thuật thường dùng bơm bánh răng nghiêng có $\beta = 20^\circ \div 30^\circ$ và áp suất $p = 3 \div 5$ at.

- Dùng bánh răng chữ V:

Bánh răng chữ V có đầy đủ ưu điểm của bánh răng nghiêng nhưng ở đây lực chiều trục tự khử. Vì vậy dùng bánh răng chữ V phát huy được ưu điểm của bánh răng nghiêng bằng cách tăng β của răng có thể tới 35° đến 45° . Do đó nó có áp suất làm việc cao hơn $p = 20 \div 40$ at.

Nhược điểm có kết cấu phức tạp, chế tạo đắt tiền.

Để khắc phục nhược điểm này của bánh răng chữ V, người ta dùng 2 cặp bánh răng nghiêng bố trí đối xứng trên cùng 1 trục.



Hình 4.19 - Bánh răng chữ V

2. Hiện tượng chất lỏng bị nén ở chân răng khi bơm làm việc.

* Khi 1 cặp răng vào khớp

* Khi 2 cặp răng vào khớp

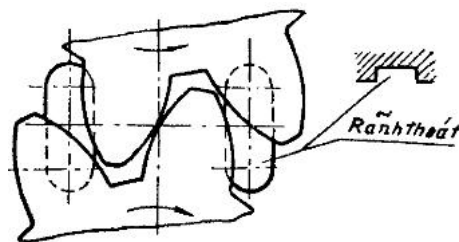


Hình 4.20 - Chất lỏng bị nén ở chân răng

Khi bơm làm việc, một phần chất lỏng bị giữ lại ở chân răng khi các răng ăn khớp với nhau. Nếu giữa các mặt răng khi ăn khớp không có khe hở thì phần chất lỏng này bị nén lại. Khi cặp bánh răng sắp kết thúc quá trình vào khớp thì áp suất của chất lỏng này lớn nhất vì thể tích chứa chúng nhỏ nhất. Nhưng khi cặp răng ra khớp thì thể tích đó lớn dần, áp suất giảm, xuất hiện áp suất chân không. Kết quả là có một phần mặt răng khi vào khớp và ra khớp chịu thêm tải trọng phụ do dầu gây ảnh hưởng xấu đến sức bền của răng, bánh răng và ổ trục (ổ trục bị mòn không đều). Ngoài ra chất lỏng trong các thể tích bị nén nóng lên và khi áp suất giảm chất lỏng bốc hơi, sủi bọt gây hiện tượng xâm thực và nếu chất lỏng là dầu dễ bị biến chất (ôxy hóa).

Biện pháp khắc phục:

- Làm các rãnh “thoát” trên thành vỏ bơm ở phía trong ngang vị trí ăn khớp của 2 bánh răng. Các rãnh này có thể thông với bọng hút hoặc bọng đẩy. Các chất lỏng bị nén sẽ đi qua các rãnh này mà về bọng hút hoặc bọng đẩy, do đó không gây nên tải trọng phụ. Nếu rãnh thông với bọng hút thì tổn thất lưu lượng tăng, hiệu suất lưu lượng giảm khoảng 7%.



Hình 4.21 - Kết cấu rãnh thoát trong bánh răng

- Khoan các lỗ thoát hướng kính ở chân răng

Các lỗ này thông với các rãnh trên trục dẫn chất lỏng đến bọng hút hoặc bọng đẩy.

Hai biện pháp này đòi hỏi kết cấu phức tạp, chế tạo khó, làm giảm độ kín của các thể tích làm việc do đó hiệu suất giảm.



Hình 4.22 - Kết cấu lối thoát hướng kính ở chân răng

- Dùng bánh răng nghiêng hoặc chữ V: là biện pháp tốt vì sự vào và ra khớp của các cặp răng được thực hiện từ từ nên chất lỏng ở chân răng không bị bao kín trong khu vực bị nén (ở vùng ăn khớp). Muốn thể bánh răng phải có góc ăn khớp β và chiều rộng b phù hợp sao cho khi đầu này của cặp răng bắt đầu ra khớp thì đầu kia vẫn ở vùng vào khớp.

3. Hiện tượng tổn thất và cách khắc phục

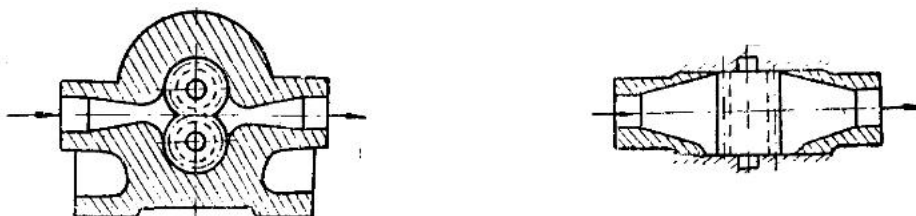
Trong bơm bánh răng có 2 loại tổn thất:

- Tổn thất cơ khí: do masat trên các bề mặt làm việc của các chi tiết trong bơm.
- Tổn thất lưu lượng: do các thể tích làm việc không kín (dẫn đến rò rỉ) và do chất lỏng không điền đầy thể tích các rãnh răng, do bị dòng chảy ngược (chất lỏng chảy trong khe hở giữa vòng đỉnh răng và thành vỏ bơm ngược với chiều quay của bánh răng vì áp suất ở bọng đẩy lớn hơn áp suất ở bọng hút).

Biện pháp làm cho chất lỏng điền đầy các rãnh răng:

- Tạo áp suất thích hợp trong bọng hút, không để áp suất ở bọng 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 bọng hút phải hợp lý. Vận tốc của chất lỏng vào bọng hút không nên quá $2 \div 3$ m/s. Đường dẫn đến bọng hút có kết cấu hình “loa”, một cạnh mở rộng dần cho bằng bề rộng của

bánh răng ở miệng bơm hút, và cung tròn của bơm hút không nên nhỏ quá 1/8 toàn bộ vòng bao bánh răng.



Hình 4.23 - Kết cấu đường dẫn chất lỏng vào bơm 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

Bơm trục vít được sử dụng nhiều trong công nghiệp vì có ưu điểm cơ bản như sau:

- Lưu lượng điều hòa, ít dao động hơn lưu lượng của các máy thủy lực bánh răng, kể cả bánh răng nghiêng.
- Hiệu suất tương đối cao.
- Kết cấu nhỏ gọn, chắc chắn, làm việc tin cậy, không ồn.
- Có thể làm việc với số vòng quay lớn và áp suất cao.

Người ta đã sản xuất bơm trục vít có số vòng quay $n = 18000$ vg/ph và $p = 200$ at.

- Moment quán tính nhỏ nhất so với tất cả các loại máy thủy lực thể tích khác có cùng công suất. Do đó máy làm việc có độ nhạy cao.
- Phạm vi sử dụng rộng rãi: $Q = 3 \div 12000$ l/ph ; $N = 1 \div 1500$ kw.

Cấu tạo, nguyên lý làm việc

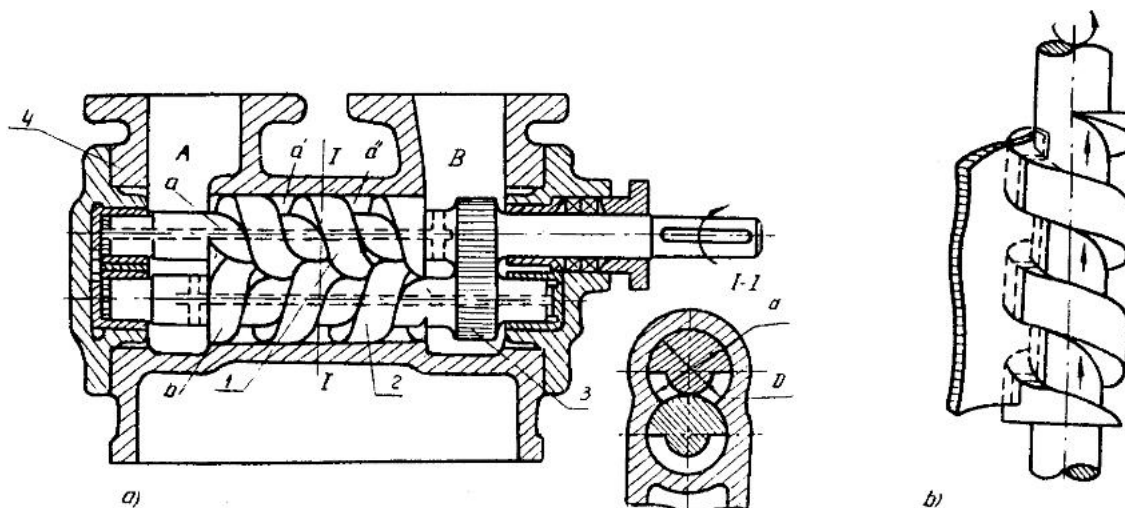
Bộ phận chủ yếu của máy thủy lực trục vít gồm 2 hoặc 3 trục vít ăn khớp với nhau đặt trong một vỏ máy cố định có lối dẫn chất lỏng vào và ra. Khe hở giữa các trục vít và vỏ máy rất nhỏ. Trục vít thường có 1 hoặc 2 mối ren và biên dạng ren thường có 3 loại: ren chữ nhật, ren hình thang, và ren sicloit.

Bơm và động cơ có kết cấu giống nhau và có thể làm việc thuận nghịch. Để tiện, ta nghiên cứu các loại bơm trục vít trước, sau đó ta suy ra động cơ.

a- Bơm 2 trục vít

Cấu tạo:

Trục vít chủ động 1 có ren 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 bơm hút A và bơm đẩy B. Khe hở giữa các trục vít và vỏ bơm rất nhỏ.



Hình 4.24 - Sơ đồ cấu tạo của bơm hai trục vít

Nguyên lý làm việc của bơm trục vít

Chất lỏng ở bọng hút A điền đầy rãnh ren ở vị trí a, khi trục vít quay 1 vòng, thân ren b của trục vít kia ăn khớp với rãnh ren a và đẩy khối chất lỏng trong đó từ vị trí a đến vị trí a' và từ a' khi trục vít quay 1 vòng nữa tiếp theo thì lại chuyển đến a''. Cứ như thế chất lỏng được chuyển từ bọng hút đến bọng đẩy.

Bơm 2 trục vít ren vuông (hoặc hình thang) ở trên có nhược điểm là khó bảo đảm kín thể tích làm việc, do đó tổn thất lưu lượng và tổn thất thủy lực nhiều, tổn thất cơ khí lớn, hiệu suất cơ khí thấp. Vì vậy, bơm 2 trục vít có ren chữ nhật (hoặc hình thang) có áp suất và lưu lượng làm việc hạn chế: $p = 100 \text{ at}$, $Q = 20 \div 40 \text{ l/ph}$.

Bơm trục vít cũng như bơm bánh răng nghiêng, khi làm việc phát sinh tải trọng hướng trục, tác dụng lên ổ trục, làm giảm tuổi thọ bơm. Để làm giảm tải trọng hướng trục, người ta làm rãnh hoặc dùng các trục vít có 2 phần ren ngược chiều nhau.

Cứ mỗi vòng quay thì trục vít chuyển được 1 khối chất lỏng có thể tích bằng thể tích rãnh ren trong một bước ren t. Nếu gọi F là diện tích mặt cắt ngang của rãnh ren, ta có lưu lượng lý thuyết riêng của bơm trục vít là:

$$q_1 = F.t \tag{4.63}$$

* Vậy lưu lượng lý thuyết Q_1 máy bơm trong một giây là:

$$Q_1 = \frac{n.q_1}{60} = \frac{n.F.t}{60} \tag{4.64}$$

Diện tích F có thể xác định gần đúng như sau:

$$F = \frac{\pi.(D^2 - d^2)}{4} \tag{4.65}$$

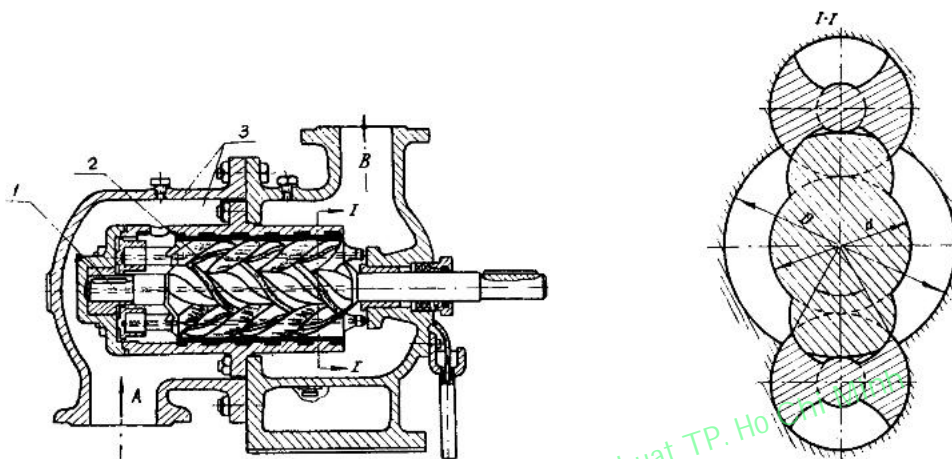
Trong đó: D, d - đường kính của đỉnh và chân ren trục vít.

* Lưu lượng thực tế trong một giây của bơm 2 trục vít là:

$$Q = Q_1 \cdot \eta_Q = \frac{\eta_Q \cdot t \cdot n \cdot \pi}{240} (D^2 - d^2) \quad (4.66)$$

Trong đó: η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm 2 trục vít, thường $\eta_Q = 0,75 \div 0,85$.

b - Bơm 3 trục vít



Hình 4.25 - Sơ đồ cấu tạo của bơm ba trục vít

Kết cấu và nguyên lý làm việc của bơm 3 trục vít nói chung tương tự bơm 2 trục vít. Chỉ khác là trục vít chủ động 1 ăn khớp với 2 trục vít bị động 2 và thân bơm 3 có 2 lần vỏ để tản nhiệt được tốt hơn. Trên hình vẽ là mặt cắt ngang của bơm 3 trục vít siclôit ăn khớp nhau. Ta thấy so với 2 trục vít, thì 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 làm lớn, 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 tới các trị số giới hạn.

* Lưu lượng của bơm 3 trục vít: tương tự như bơm 2 trục vít, xác định theo công thức gần đúng:

$$Q = \frac{d^3 \cdot n \cdot \eta_Q}{14,5} \quad (4.67)$$

Trong đó:

Q - lưu lượng thực tế của bơm trong 1 phút;

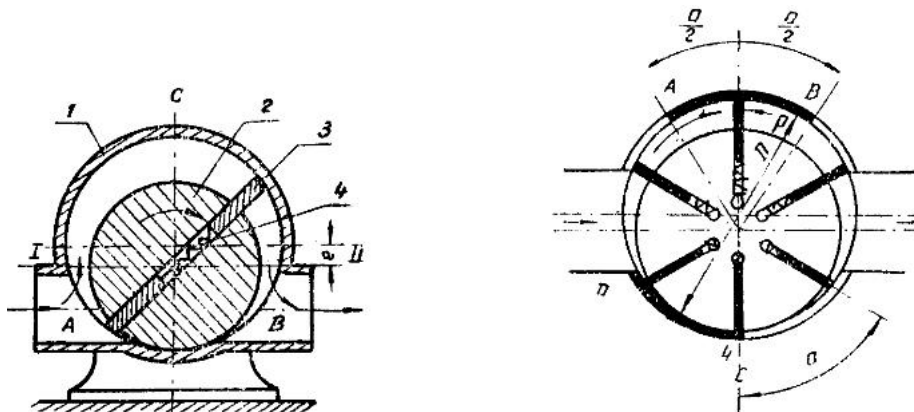
n - số vòng quay của bơm trong 1 phút;

η_Q - hiệu suất lưu lượng; $\eta_Q = 0,80 \div 0,95$;

d - đường kính chân ren của trục vít chủ động.

4.3.4 - Bơm cánh gạt

a. Cấu tạo, nguyên lý làm việc



Hình 4.26 - Sơ đồ cấu tạo của bơm cánh gạt

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

Hình vẽ là sơ đồ kết cấu của bơm cánh gạt đơn giản nhất (có 2 cánh gạt). Nhờ lực đẩy của lò xo 4 các cánh gạt 3 luôn tỳ sát vào thành vỏ bơm. Giả sử khi bơm làm việc quay theo chiều mũi tên, thể tích chứa chất lỏng từ A đến C tăng, áp suất trong chất lỏng giảm, do đó chất lỏng bị hút vào bơm. Khi cánh gạt di chuyển từ C đến B, nó làm giảm thể tích chứa chất lỏng, do đó làm tăng áp suất và đẩy chất lỏng vào ống đẩy.

Để chất lỏng không chảy ngược từ bọng đẩy về lại bọng hút và không bị “chẹt” trong các thể tích làm việc thì vị trí của các cánh gạt và của roto phải bố trí sao cho khi cánh gạt này bắt đầu gạt chất lỏng (ở vị trí I) thì cánh gạt kia cũng vừa thôi không gạt chất lỏng nữa (ở vị trí II). Do đó lưu lượng bơm không đều, nhỏ nhất khi cánh gạt ở vị trí I và lớn nhất khi cánh gạt ở vị trí C-C. Để cho lưu lượng bơm đều hơn, người ta tăng số cánh gạt trong bơm (từ 4 đến 12 cánh).

Trên hình vẽ là sơ đồ kết cấu của bơm 6 cánh gạt. Các gờ chắn AB, CD ngăn không cho chất lỏng từ buồng đẩy ngược về buồng hút, gờ chắn AB phải có chiều dài thích hợp sao cho khi một cánh gạt bắt đầu vào vị trí A thì cánh gạt trước nó phải vừa đến vị trí B.

Các bơm khảo sát ở trên, trong một chu kỳ làm việc (1 vòng quay của roto) thực hiện được 1 lần đẩy và 1 lần hút, nên gọi là *bơm tác dụng đơn*.

Để giảm bớt tải trọng ở trên ổ trục và nâng cao áp suất làm việc, người ta dùng *bơm cánh gạt tác dụng kép*. Bơm tác dụng kép chỉ khác bơm tác dụng đơn ở vỏ bơm. Mặt trong của vỏ bơm không phải là mặt trụ, tâm của roto trùng với tâm của vỏ, bơm có 2 bọng hút và 2 bọng đẩy bố trí đối xứng với tâm vỏ.

* Đối với bơm tác dụng đơn:

Áp suất làm việc $p \leq 20$ at

Lưu lượng làm việc từ $5 \div 150$ l/s

Số vòng quay làm việc $n = 1000 \div 2000$ vg/ph

* Đối với bơm tác dụng kép:

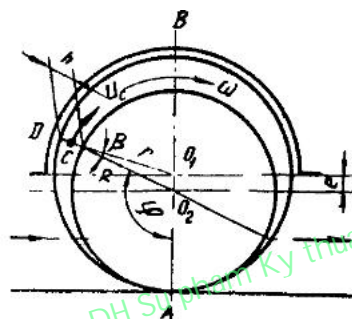
Áp suất làm việc $p \leq 70$ at

Lưu lượng làm việc từ $5 \div 200$ l/s

Hiệu suất của bơm cánh gạt nói chung : $\eta = 0,5 \div 0,8$.

Tuy vậy bơm có ưu điểm là kết cấu nhỏ gọn, đơn giản, có khả năng điều chỉnh được lưu lượng.

b - Lưu lượng, cách điều chỉnh lưu lượng



Hình 4.27 - Sơ đồ xác định lưu lượng

Gọi: R - khoảng cách từ O_2 của roto đến mặt tiếp xúc của vỏ bơm;

r - bán kính mặt làm việc của vỏ bơm;

h - chiều dài mặt làm việc của cánh gạt;

b - chiều rộng cánh gạt;

C - trọng tâm phần làm việc của cánh gạt;

φ - góc quay của roto kể từ đường tâm thẳng đứng AB.

Ta các định một số thông số hình học và động học của bơm.

Vì góc β rất nhỏ có thể coi $\cos\beta = 1$, ta có:

$$h = e + EO_2 \quad ; \quad \text{mà } EO_2 = e \cdot \cos(EO_2O_1) = e \cdot \cos(180^\circ - \varphi) = -e \cdot \cos\varphi$$

$$\text{nên } h = e - e \cos\varphi$$

$$= e \cdot (1 - \cos\varphi)$$

Vận tốc trượt tương đối của cánh gạt trong rãnh:

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

Trong đó: $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ - vận tốc góc của roto

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

$$u = \overline{O_2C} \cdot \omega$$

Trong đó: $\overline{O_2C} = R - 0,5h$; với $R = DE + EO_2 = r \cos \beta - e \cos \varphi$

$$\begin{aligned} O_2C &= r \cos \beta - e \cos \varphi - 0,5h \\ &= r \cos \beta - e \cos \varphi - 0,5e(1 - \cos \varphi) \end{aligned}$$

Nếu coi $\cos \beta \approx 1$ thì ta có:

$$O_2C = r - 0,5e(1 + \cos \varphi)$$

Hay: $u = \omega[r - 0,5e(1 + \cos \varphi)]$ (4.68)

Lưu lượng tức thời:

Nếu không kể tới ảnh hưởng của chiều dày cánh gạt, ta có:

$$\begin{aligned} Q_{\varphi_0} &= u \cdot b \cdot h \\ Q_{\varphi_0} &= [r - 0,5e(1 + \cos \varphi)] \cdot \omega \cdot b \cdot (1 - \cos \varphi) \end{aligned} \quad (4.69)$$

Từ công thức trên ta thấy lưu lượng tức thời của bơm thay đổi theo góc quay của roto:

Khi $\varphi = 90^\circ$ và $\varphi = 270^\circ$ thì $Q_{\varphi_0} = Q_{\min} = (r - 0,5e) \cdot \omega \cdot b \cdot e$ (4.70)

Khi $\varphi = 180^\circ$ thì $Q_{\varphi_0} = Q_{\max} = 2 \cdot r \cdot \omega \cdot b \cdot e$ (4.71)

(một cánh gạt chỉ làm việc với φ từ giá trị 90° đến 270° còn từ 270° đến 90° cánh gạt kia làm việc, quay theo chiều kim đồng hồ)

Hệ số dao động lưu lượng:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} \approx 2 \quad (4.72)$$

Ta thấy đối với bơm 2 cánh gạt lưu lượng tức thời thay đổi khá nhiều.

Đối với bơm nhiều cánh gạt, ví dụ: khi $Z = 6$ thì:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = 1,07 \Rightarrow \text{lưu lượng đều hơn} \quad (4.73)$$

Lưu lượng trung bình:

* Lưu lượng trung bình trong một vòng quay q (lưu lượng riêng)

Gọi q_0 - lưu lượng riêng của bơm khi chưa kể tới ảnh hưởng chiều dày cánh gạt;

q' - lượng giảm lưu lượng riêng do ảnh hưởng của chiều dày cánh gạt trong một

vòng quay.

Ta có: $q = q_0 - q'$

Nếu số cánh gạt Z đủ lớn, ta có thể sử dụng biểu thức sau:

$$q = 2eb(2\pi r - \delta Z) \quad ; \quad \delta - \text{chiều dày cánh gạt.}$$

* Nếu gọi n là số vòng quay của bơm trong một phút, thì lưu lượng trung bình lý thuyết của bơm trong một giây là:

$$Q_1 = \frac{n \cdot q}{60}$$

$$Q_1 = \frac{n \cdot e \cdot b}{30} (2\pi \cdot r - \delta \cdot Z) \tag{4.74}$$

Vậy: lưu lượng thực tế của bơm cánh gạt tác dụng đơn là:

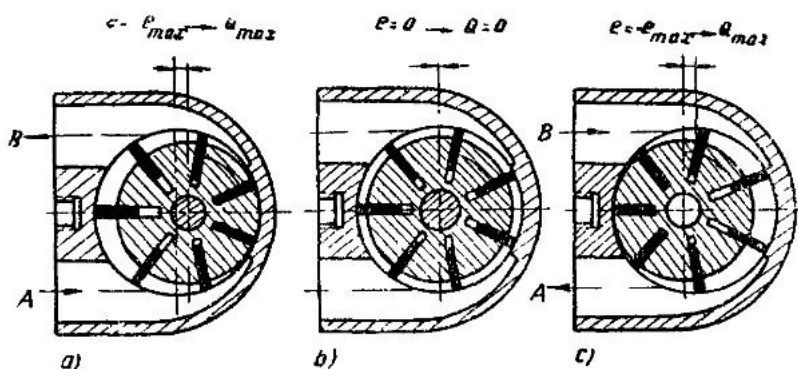
$$Q = \frac{n \cdot e \cdot b \cdot \eta_Q}{30} (2\pi \cdot r - \delta \cdot Z) \tag{4.75}$$

Thường $\eta_Q = 0,8 \div 0,9$

Điều chỉnh lưu lượng

Ưu điểm của bơm cánh gạt tác dụng đơn là có thể điều chỉnh được lưu lượng khi số vòng quay làm việc của roto không đổi.

Tương tự như bơm piston - roto hướng kính, lưu lượng của bơm cánh gạt có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi trị số của độ lệch tâm e. Ngoài ra, nếu thay đổi dấu của e thì còn có thể đảo chiều làm việc của bơm.

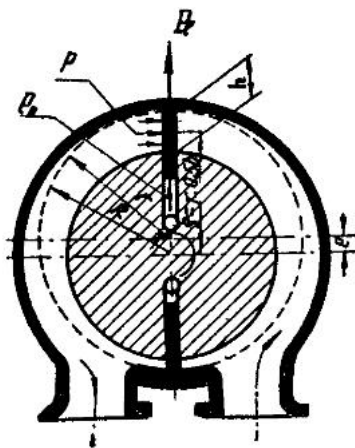


Hình 4.28 - Điều chỉnh lưu lượng bằng thay đổi độ lệch tâm

Trên hình vẽ là sơ đồ điều chỉnh bơm cánh gạt. Khi có vị trí tương đối của roto trong vỏ bơm như trên hình a) thì chất lỏng được chuyển từ A tới B với $e = e_{max}$ thì $Q = Q_{max}$. Khi đẩy vỏ bơm sang phải, e giảm dần, lưu lượng giảm dần và cho đến khi $e = 0$ thì $Q = 0$. Mặc dù roto vẫn quay với vận tốc góc và chiều quay không thay đổi. Nếu tiếp tục đẩy vỏ bơm sang phải thì e đổi dấu, chiều chuyển động của chất lỏng thay đổi từ B đến A và khi lưu lượng của bơm lớn nhất thì $e = e_{max}$.

c - Lực tác dụng lên cánh gạt

Hình vẽ trong trường hợp $\varphi = 180^\circ$.



Hình 4.29 - Lực tác dụng lên cánh gạt

Trên cánh gạt có những lực tác dụng sau:

* Lực ly tâm, bằng tích số của khối lượng cánh gạt m với gia tốc ly tâm a_n (đặt ở khối tâm, cách tâm quay một quãng ρ):

$$P_1 = m.a_n$$

Vì

$$a_n = \rho.\omega^2 = \left(R - \frac{h}{2} \right).\omega^2 = \left(r.\cos\beta - e.\cos\varphi - \frac{h}{2} \right).\omega^2 = \left(r - \frac{h}{2} - e.\cos\varphi \right).\omega^2$$

Nên:
$$P_1 = m.\omega^2.\left(r - \frac{h}{2} - e.\cos\varphi \right)$$

Thay $h = e(1 - \cos\varphi)$ vào biểu thức trên, ta có:

$$\begin{aligned} P_1 &= m.\omega^2.\left[r - e.\cos\varphi - \frac{1}{2}.e.(1 - \cos\varphi) \right] \\ &= m.\omega^2[r - 0,5e(1 + \cos\varphi)] \end{aligned} \tag{4.76}$$

Ta thấy lực ly tâm thay đổi theo góc quay của roto.

Khi $\varphi = 180^\circ$ thì $P_{1max} = m.r.\omega^2$

Vậy lực ly tâm luôn luôn đẩy cánh gạt về phía thành vỏ bơm.

* Lực quán tính P_q do gia tốc chuyển động tương đối a của cánh gạt trong rãnh roto tạo nên:

$$P_q = -m.a$$

Vì
$$a = \frac{d^2h}{dt^2} = e.\omega^2.\cos\varphi$$

Nên
$$P_q = -m.e.\omega^2.\cos\varphi \tag{4.77}$$

Trị số và dấu của P_q thay đổi theo góc quay của roto. Khi $\varphi = 0 \div 90^\circ$ và $\varphi = 270^\circ \div 360^\circ$ thì P_q kéo cánh gạt về tâm (ngược chiều lực ly tâm). Khi $\varphi = 90^\circ \div 180^\circ$ và $\varphi = 180^\circ \div 270^\circ$ thì P_q lại cùng chiều với P_1 đẩy cánh gạt về phía vỏ bơm.

$$\text{Khi } \varphi = 180^\circ \text{ thì } P_{q\max} = m.e.\omega^2 \tag{4.78}$$

* Nếu các đầu rãnh phía trong của roto thông với bọng đẩy thì cánh gạt còn chịu 1 áp lực đẩy P_p về phía thành vỏ bơm do độ chênh áp suất của bơm $p = p_2 - p_1$ gây ra:

$$P_p = p.b.\delta \quad ; \delta - \text{chiều dày cánh gạt.}$$

Ngoài ra trên cánh gạt còn có lực quán tính Côriôlit (do gia tốc Côriôlit) và lực masat (giữa cánh gạt và rãnh roto) tác dụng. Lực quán tính Côriôlit có phương thẳng góc với cánh gạt, vì thế nó làm tăng lực masat giữa cánh gạt và rãnh roto.

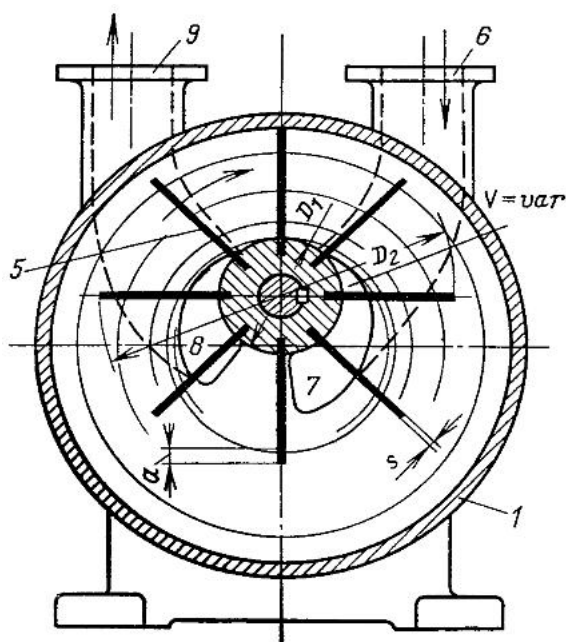
Ta thấy tổng các lực tác dụng lên cánh gạt có trị số lớn nhất P_{\max} khi $\varphi = 180^\circ$. Nếu bỏ qua lực masat, ta có lực tổng cộng lớn nhất P_{\max} tác dụng lên cánh gạt là:

$$\begin{aligned} P_{\max} &= P_p + P_{l\max} + P_{q\max} \\ &= p.b.\delta + m.r.\omega^2 + m.e.\omega^2 \\ &= p.b.\delta + m.\omega^2 (r + e) \end{aligned} \tag{4.79}$$

Lực P_{\max} là nguyên nhân gây ra sự mài mòn đầu làm việc của cánh gạt và mặt làm việc của vỏ bơm làm bơm chóng hỏng. Ngoài ra P_{\max} còn phụ thuộc vào chiều dày của cánh gạt δ . Để hạn chế P_{\max} người ta làm cánh gạt có chiều dày không quá 3mm.

4.3.5 - Bơm chân không vòng nước

a- Cấu tạo, nguyên lý làm việc



Hình 4.30 - Sơ đồ cấu tạo bơm chân không vòng nước

Trong kỹ thuật nhiều khi phải tạo chân không. Loại bơm chân không đơn giản nhất là bơm chân không có vòng nước.

Bơm gồm có một vỏ hình trụ tròn 1 trong đó có roto 2. Trên roto có gắn cố định các cánh gạt. Tâm của vỏ và roto lệch nhau một khoảng e . Trong vỏ 1 có nước. Khi roto quay các cánh gạt khuấy nước và dưới tác dụng của lực ly tâm, nước tạo thành 1 hình vành khăn bao quanh vỏ làm kín bơm. Ở mặt bên của vỏ bơm có miệng hút a thông với miệng đẩy b thông với ống đẩy. Hình dạng và vị trí của miệng hút và miệng đẩy như trên hình vẽ. Khi bơm làm việc thì vòng nước phải choán toàn bộ mặt cắt AB. Khi cánh gạt quay theo chiều mũi tên từ AB đến CD, thể tích chứa không khí giữa roto và vòng nước tăng, áp suất tại đó giảm, không khí bị hút vào bơm qua miệng hút. Từ CD đến AB thể tích không khí giữa roto và vòng nước giảm, không khí bị cánh gạt nén lại với áp suất cao hơn ở bọng hút và bị đẩy qua miệng đẩy vào ống đẩy.

Khi roto quay như vậy, áp suất ở miệng hút của bơm giảm dần tạo nên độ chân không ngày càng cao trong ống hút.

Nguyên lý làm việc của bơm chân không vòng nước cũng là nguyên lý làm việc của bơm cánh gạt tác dụng đơn. Về kết cấu, bơm chân không vòng nước khác với bơm cánh gạt ở chỗ các cánh gạt không trượt trong các rãnh của roto và không tỳ vào thành vỏ bơm vì buồng làm việc được làm kín bằng vòng nước.

b - Lưu lượng không khí do bơm chân không vòng nước hút

Giả thiết rằng vòng nước có chiều dày không đổi, nghĩa là đường giới hạn trong của vòng nước là đường tròn, đồng tâm với vỏ bơm, thì sơ đồ làm việc của bơm chân không vòng nước giống hệt bơm cánh gạt tác dụng đơn có đường kính vỏ bơm bằng đường kính trong của vòng nước.

Do đó công thức tính lưu lượng trung bình của bơm chân không vòng nước có thể suy ra từ công thức tính lưu lượng của bơm cánh gạt tác dụng đơn, chỉ khác là thay bán kính vỏ bơm cánh gạt (r) bằng đường kính trong của vòng nước:

$$Q = \frac{n.e.b.\eta_Q}{30} (2\pi.(r_0 + e) - \delta.Z) \tag{4.80}$$

Trong đó:

- n - số vòng quay của roto (vg/ph)
- e - độ lệch tâm của roto và vỏ bơm;
- b - chiều rộng của cánh gạt;
- δ - chiều dày của cánh gạt;
- Z - số cánh gạt;
- r_0 - bán kính trục roto ($r_0 = d_0/2$)
- η_Q - hiệu suất lưu lượng của bơm chân không vòng nước ; $\eta_Q = 0,7 \div 0,8$.

c- Lượng nước cần thiết trong bơm

Để cho bơm chân không làm việc được bình thường cần phải luôn luôn duy trì trong bơm một thể tích nước V, sao cho khi bơm làm việc nó làm kín được mặt AB. Nghĩa là vòng nước thường xuyên có thể tích bằng thể tích của khối trụ rỗng mà đường kính ngoài bằng đường kính roto (kể cả cánh gạt) và đường kính trong bằng đường kính của trục roto:

$$V = b \left[\frac{\pi}{4} (d^2 - d_0^2) - Z.\delta.l \right] \quad (4.81)$$

Trong đó: Z.δ.l - thể tích các cánh gạt của roto.

Thực tế, khi bơm làm việc mặt trong của vòng nước không hoàn toàn tròn và đồng tâm với vỏ bơm (vì roto đặt lệch tâm với vỏ bơm) nên không thể tránh khỏi một phần nước bị cánh gạt gạt qua miệng đẩy ra khỏi bơm. Vì thế nên cần phải bổ sung nước cho bơm để làm kín. Lưu lượng nước bổ sung này thông thường khoảng 0,25 ÷ 0,3 m³/h. Lượng nước bổ sung này còn có tác dụng làm nguội bơm.

4.4- BƠM PISTON-ROTO

4.4.1- Khái niệm chung, ưu nhược điểm, phân loại

Bơm kiểu piston-roto là loại bơm thể tích mới ra đời và bắt đầu được sử dụng nhiều vào những năm 1925 ÷ 1935, khi mà truyền động thủy lực bắt đầu được ứng dụng rộng rãi trong các ngành chế tạo máy công cụ, máy bay và tàu thủy.

Đặc điểm của bơm piston-roto:

- Tạo được áp suất cao với lưu lượng không lớn lắm;
- Có khả năng thay đổi lưu lượng một cách dễ dàng, trong khi vẫn giữ nguyên áp suất và số vòng quay làm việc (áp suất làm việc không phụ thuộc vào lưu lượng và số vòng quay);
- Hiệu suất tương đối cao;
- Phạm vi điều chỉnh lớn;
- Số vòng quay làm việc tương đối lớn nên có khả năng nối trực tiếp với các động cơ điện thông thường.

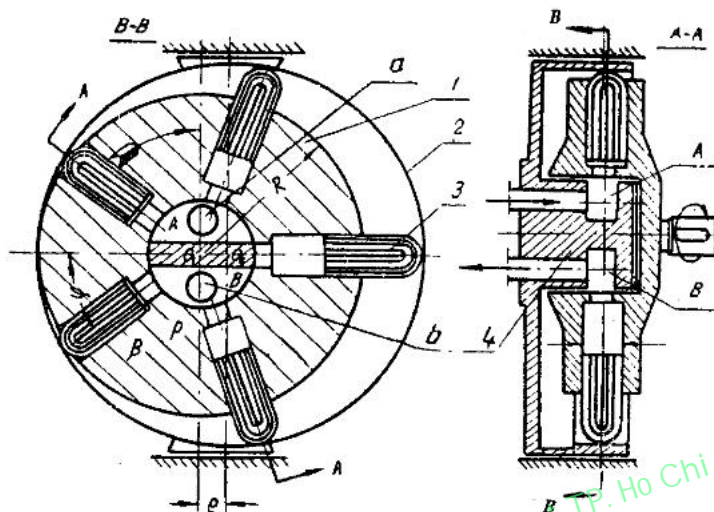
Bơm và động cơ piston-roto có kết cấu hoàn toàn như nhau, trừ những trường hợp đặc biệt. Trong thực tế bơm piston-roto nào cũng có thể làm việc như một động cơ nếu dẫn vào nó một dòng chất lỏng có áp suất đủ lớn.

Bơm piston-roto có thể chia làm 2 loại:

- Bơm piston-roto hướng kính
- Bơm piston-roto hướng trục

4.4.2 - Bơm piston - roto hướng kính

a - Cấu tạo, nguyên lý làm việc



Hình 4.31 - Sơ đồ cấu tạo bơm piston-roto hướng kính

Máy gồm có 2 phần; phần quay (roto) 1 đặt lệch tâm trong phần cố định (stato) 2. Roto là một khối trụ tròn, trong đó các xilanh và piston trụ 3 không có cần phân bố đều theo hướng kính (kiểu bố trí hình sao). Do sự bố trí lệch tâm này một khoảng e nên khi roto quay, các piston quay theo roto và đồng thời chuyển động tịnh tiến trong các xilanh.

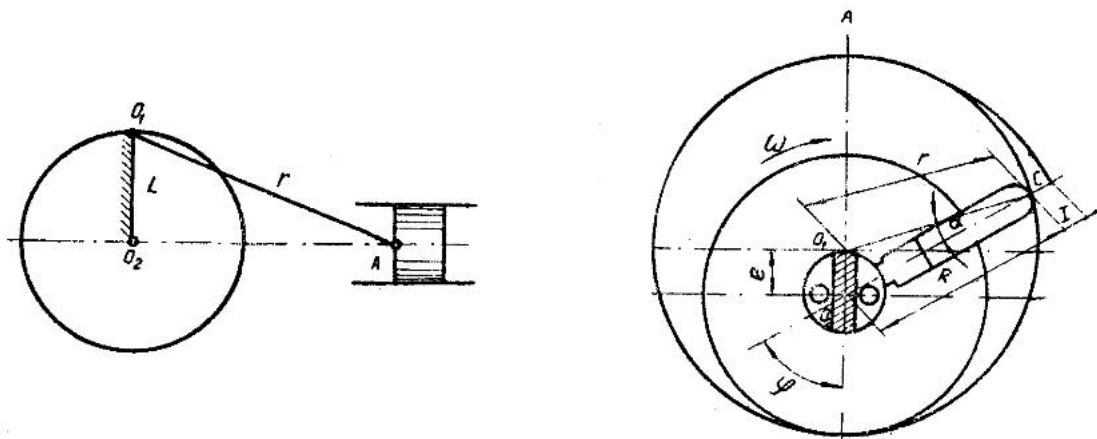
Trong bơm quá trình hút được thực hiện khi các piston chuyển động hướng ra khỏi tâm roto; chất lỏng được hút qua roto vào các xilanh nhờ có lỗ dẫn a vào bọng hút A . Khi piston bị thành stato ép, chuyển động hướng về tâm thì chất lỏng bị nén vào bọng đẩy B và chảy ra ngoài theo lỗ dẫn b trên stato, thực hiện quá trình đẩy của bơm. Bọng hút A và bọng đẩy B là 2 rãnh hình bán nguyệt được ngăn cách nhau bằng một vách bố trí ở giữa stato trong trục phân phối 4 và được thông ra ngoài bởi 2 lỗ dẫn a, b . Trường hợp này ứng với khi roto quay theo chiều kim đồng hồ. Nếu roto quay ngược chiều kim đồng hồ thì bọng hút là B và bọng đẩy là A .

Để bơm làm việc được bình thường, khi roto 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 bọng hút với áp suất đủ để đẩy piston tỳ vào thành stato trong quá trình hút.

b- Phương trình chuyển động của piston:

(là cơ sở cho việc tính toán lưu lượng và lực tác dụng trong bơm)

Trên hình vẽ là sơ đồ nguyên lý chuyển động của bơm piston-roto hướng kính, cũng là nguyên lý chuyển động của cơ cấu thanh truyền tay quay trong đó tay quay L cố định, còn xilanh thì quay tròn quanh tâm O_2 với vận tốc góc không đổi, và điểm A của piston thì quay quanh O_1 với bán kính r .



Hình 4.32 - Sơ đồ nguyên lý chuyển động của bơm piston-rotor hướng kính

Trong bơm piston-rotor hướng kính thì thanh truyền r được thay bằng một vành stato có tâm trùng với O₁. Khi rotor quay quanh O₂ thì đồng thời piston cũng thực hiện được chuyển động tịnh tiến trong xilanh.

Ta xét thời điểm ban đầu, piston ở vị trí A. Khi rotor quay theo chiều kim đồng hồ thì piston có chuyển động hướng vào tâm. Sau khoảng thời gian t, piston quay theo rotor được một góc φ đến vị trí C, và khi đó piston đã chuyển động tịnh tiến tương đối đối với xilanh một đoạn là x:

$$x = r + e - R$$

Mà $R = e \cos \varphi + r \cos \alpha$

Suy ra $x = (r + e) - (e \cos \varphi + r \cos \alpha)$

Ta cần biến đổi để đưa góc α về góc φ, ta có:

Từ hình vẽ, suy ra: $r \sin \alpha = e \sin \varphi$

Hay $\sin \alpha = \frac{e}{r} \sin \varphi$

Và $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi}$

Khai triển biểu thức cos α theo nhị thức Newton và bỏ các số hạng bậc 3 trở đi, ta có:

$$\cos \alpha = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi$$

Thay vào biểu thức của R ta có:

$$R = e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right)$$

Thay vào biểu thức của x ta có:

$$x = r + e - e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right)$$

Rút gọn lại, ta có phương trình chuyển động của piston trong bơm piston-rotô hướng kính:

$$x = e \left(1 - \cos \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.82)$$

Ta có thể xác định được vận tốc chuyển động của piston từ phương trình trên.

Vận tốc chuyển động tương đối của piston trong xilanh:

$$v = \frac{dx}{dt} = e \cdot \omega \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin 2\varphi \right) \quad (4.83)$$

Vì số hạng thứ 2 rất bé so với số hạng thứ 1 nên có thể bỏ qua và tính v theo công thức sau:

$$v = e \cdot \omega \cdot \sin \varphi \quad (4.84)$$

Vậy vận tốc tương đối v phụ thuộc vào φ và có trị số lớn nhất là:

$$v_{\max} = e \cdot \omega \quad (4.85)$$

Trị số trung bình của v trong quá trình piston chuyển động vào tâm:

$$v_{tb} = \frac{\int_0^\pi e \cdot \omega \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi}{\pi} = \frac{2}{\pi} e \cdot \omega \quad (4.86)$$

Sự dao động vận tốc tương đối v được đánh giá bằng tỷ số:

$$\frac{v_{\max}}{v_{tb}} = \frac{\pi}{2} \quad (4.87)$$

Vận tốc của đầu piston theo vành stato:

$$v_d = R \cdot \omega$$

$$v_d = e \cdot \omega \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.88)$$

Vậy: Vận tốc chuyển động của piston luôn luôn thay đổi trong quá trình roto quay.

c - Lưu lượng

1. Lưu lượng trung bình

Lưu lượng của bơm piston-rotô phụ thuộc vào kích thước xilanh, số xilanh và số vòng quay của roto.

Trong một vòng quay của roto, lượng chất lỏng mà một piston có đường kính là d đẩy

được là:
$$\frac{\pi.d^2}{4}.2e$$

Nếu bơm có Z piston thì lưu lượng lý thuyết của bơm trong một chu kỳ làm việc (lưu lượng riêng) là:

$$q_1 = \frac{\pi.d^2}{4}.2e.Z \tag{4.89}$$

Vậy lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm với số vòng quay n trong một đơn vị thời gian:

$$Q_1 = q_1.n = \frac{\pi.d^2}{4}.2e.Z.n \tag{4.90}$$

2. Lưu lượng tức thời

Lưu lượng tức thời do mỗi piston tạo nên thay đổi theo thời gian và tỷ lệ thuận với vận tốc tương đối của piston trong xilanh:

$$q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4}.v \tag{4.91}$$

Thay biểu thức của v vào biểu thức ở trên, ta có:

$$q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4}.e.\omega \left(\sin \varphi + \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin 2\varphi \right)$$

$$q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4}.e.\omega \sin \varphi \tag{4.92}$$

Lưu lượng tức thời của bơm được xác định bằng tổng lưu lượng tức thời do các piston ở buồng đẩy tạo nên. Nếu toàn bộ số piston của bơm là Z và số lượng piston có ở buồng đẩy là (m+1) thì ta có lưu lượng tức thời của bơm là:

$$Q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4}.e.\omega. [\sin \varphi + \sin(\varphi + a) + \dots + \sin(\varphi + ma)]$$

Trong đó: a - là góc giữa hai trục của piston liền nhau ở tâm; $a = \frac{2\pi}{Z}$

Vậy:
$$Q_\varphi = \frac{\pi.d^2}{4}.e.\omega. \sum_{i=0}^m \sin(\varphi + ia) \tag{4.93}$$

Ta thấy, lưu lượng tức thời thay đổi theo góc quay của roto.

Ta có thể tìm được trị số góc quay φ ứng với giá trị cực đại Q_{max} bằng cách lấy đạo hàm biểu thức trên theo φ và cho bằng không, ta có:

$$\cos \varphi + \cos(\varphi + a) + \dots + \cos(\varphi + ma) = 0$$

Hay:
$$\cos \varphi + \cos \varphi \cdot \cos a - \sin \varphi \cdot \sin a + \dots + \cos \varphi \cdot \cos ma - \sin \varphi \cdot \sin ma = 0$$

Rút ra:
$$\cos \varphi.(1 + \cos a + \cos 2a + \dots + \cos ma) - \sin \varphi.(\sin a + \dots + \sin ma) = 0$$

Suy ra:
$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{1 + \cos a + \dots + \cos ma}{\sin a + \dots + \sin ma} \quad (4.94)$$

Góc φ ứng với $Q = Q_{\max}$ gọi là *góc dao động của bơm*

Khi $\varphi = 0$ thì $Q_{\varphi} = Q_{\min}$

Để đánh giá mức độ dao động không đều của bơm, ta có hệ số không đều về lưu lượng:

$$\psi = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (4.95)$$

Ngoài ra còn dùng hệ số dao động lưu lượng để đánh giá sự dao động lưu lượng:

$$\delta = \frac{Q_{\varphi \max} - Q_{\varphi \min}}{Q} \quad (4.96)$$

$$\delta = \psi - \frac{Q_{\varphi \min}}{Q} \quad (4.97)$$

Thực nghiệm chứng tỏ, khi số piston (Z) của bơm lớn thì δ nhỏ. Và δ của bơm có Z lẻ bao giờ cũng nhỏ hơn của bơm có Z chẵn.

Sự dao động của lưu lượng có ảnh hưởng đến sự dao động của áp suất trong hệ thống mà bơm làm việc. Tuy nhiên so với bơm piston thì hệ số dao động lưu lượng của bơm piston-rotor nhỏ hơn nhiều.

Để điều chỉnh lưu lượng của bơm piston-rotor người ta dùng cách thay đổi độ lệch tâm e tương tự như bơm cánh gạt (Q tỷ lệ bậc nhất với e):

$$e = 0 \quad \text{thì} \quad Q = 0$$

$$e = e_{\max} \quad \text{thì} \quad Q = Q_{\max}$$

Vậy lưu lượng của máy ứng với độ lệch tâm e là:

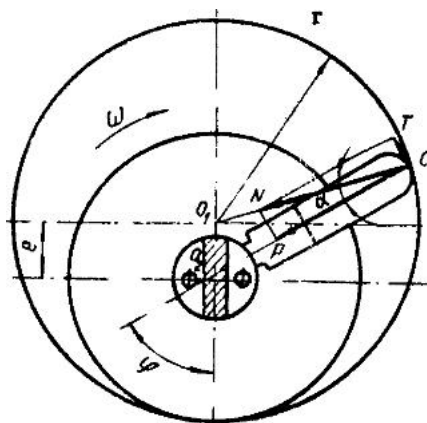
$$Q = Q_{\max} \cdot \frac{e}{e_{\max}} \quad (4.98)$$

Ký hiệu:
$$\varepsilon = \frac{e}{e_{\max}} \quad \text{gọi là hệ số điều chỉnh} \quad (4.99)$$

Ta có:
$$Q = \varepsilon \cdot Q_{\max} \quad (4.100)$$

3. Moment quay

Áp suất làm việc gây nên các lực tác dụng lên các bộ phận của bơm. Ta cần nghiên cứu các lực tác dụng để tính được công suất yêu cầu của bơm, đồng thời thấy được nguyên nhân gây hư hỏng các bộ phận làm việc chính để có biện pháp ngăn ngừa hư hỏng và sử dụng bơm tốt.



Hình 4.33 - Sơ đồ tính moment quay

Từ hình vẽ ta thấy: khi roto quay, vành stato tác dụng lên đầu piston một lực N hướng tâm O_1 , ép chất lỏng trong xi lanh. Nếu áp suất trong xi lanh là p thì áp lực tác dụng lên piston là P (theo phương của trục piston):

$$P = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad ; \quad d - \text{đường kính piston.} \quad (4.101)$$

Lực P như nhau đối với mọi piston trong buồng đẩy.

Phân tích N thành 2 thành phần:

- P' có phương song song trục piston;
- T có phương vuông góc với trục piston gọi là *lực vòng*.

Lực P' tạo nên áp suất p trong xilanh, nếu bỏ qua lực ma sát giữa piston và xilanh thì $P = P'$. Thành phần lực vòng T tạo nên moment cản trên trục roto của bơm.

Từ hình vẽ, ta có:

$$T = P \cdot \text{tg} \alpha$$

$$N = \frac{P}{\cos \alpha}$$

Ta đã có:
$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 \varphi}$$

$$T = P \cdot \text{tg} \alpha = P \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}$$

Với:
$$\sin \alpha = \frac{e}{r} \sin \varphi$$

Thay vào phương trình T :

$$T = P \cdot \frac{\frac{e}{r} \sin \varphi}{\sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} \quad (4.102)$$

Vì $\sin^2 \varphi \ll \sin \varphi$ và $\frac{e^2}{r^2}$ là số hạng nhỏ, có thể bỏ qua.

Do đó:
$$T = P \cdot \frac{e}{r} \cdot \sin \varphi \quad (4.103)$$

Vậy: lực vòng T thay đổi theo góc quay φ

$$\varphi = 0 \quad \text{thì} \quad T = 0$$

$$\varphi = 90^\circ \quad \text{thì} \quad T = T_{\max}$$

$$\varphi = 90^\circ \div 180^\circ \quad T \text{ giảm từ } T_{\max} \text{ đến } T_{\min} = 0$$

Moment quay tạo nên bởi lực vòng T tác dụng lên một piston là:

$$M = T \cdot R \quad (4.104)$$

$$M = \frac{P \cdot \frac{e}{r} \sin \varphi}{\sqrt{1 - \frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi}} \cdot e \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} - \frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \right) \quad (4.105)$$

Nếu $\frac{e^2}{r^2} \sin^2 \varphi \cong 0$ và $\frac{1}{2} \frac{e}{r} \sin^2 \varphi \cong 0$ (vì là các đại lượng vô cùng bé bậc cao)

Ta có:
$$M = P \cdot \frac{e^2}{r} \sin \varphi \cdot \left(\cos \varphi + \frac{r}{e} \right) \quad (4.106)$$

Moment quay của roto bằng tổng moment của các piston có ở trong bọng đẩy khi bơm làm việc:

$$M = \sum T \cdot R \quad (4.107)$$

Nhận xét:

+ Moment quay M thay đổi theo φ một cách có chu kỳ.

+ Trị cực tiểu của M phụ thuộc vào Z:

VD: $Z = 5; M_{\min} = 0,94 M_{TB}$

$$Z = 7; M_{\min} = 0,96 M_{TB}$$

$$Z = 9; M_{\min} = 0,98 M_{TB}$$

+ Tương tự dao động lưu lượng, moment quay dao động càng ít nếu Z càng lớn.

+ M tỷ lệ thuận với độ lệch tâm e; M càng lớn khi e càng lớn; M = 0 khi e = 0. Do vậy có thể điều chỉnh được moment quay M bằng cách thay đổi độ lệch tâm e trong khi áp suất p không đổi. Đây là phương pháp chủ yếu để điều chỉnh bơm piston-rotô hướng kính:

$$M_{\max} \Rightarrow e_{\max}$$

$$M \Rightarrow e$$

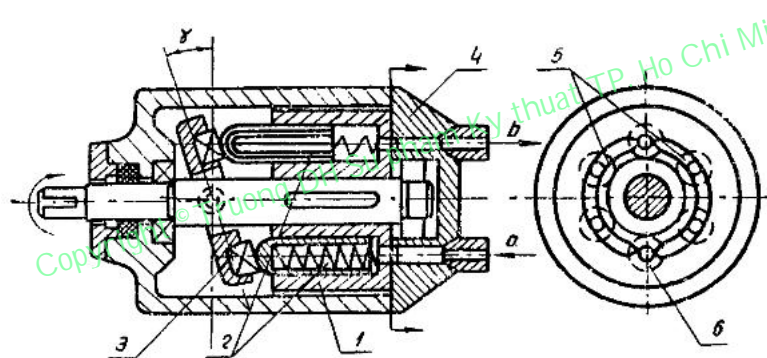
$$\text{Vậy: } M = \frac{e}{e_{\max}} M_{\max} = \varepsilon \cdot M_{\max} \quad (4.108)$$

Trong đó : ε - hệ số điều chỉnh của máy.

4.4.3 - Bơm piston - roto hướng trục

a - Cấu tạo và phân loại

1. Cấu tạo



Hình 4.34 - Sơ đồ cấu tạo bơm piston-rotô hướng trục

Nguyên lý làm việc của máy này cũng tương tự như bơm piston-rotô hướng kính, nhưng kết cấu có hơi khác.

Trong bơm piston-rotô hướng trục, các lỗ xilanh phân bố đều trên roto 1 nhưng không theo hướng kính mà song song với nhau theo hướng trục roto. Piston 2 trong xilanh luôn luôn được đẩy tỳ một đầu vào đĩa cố định đặt nghiêng 3 bằng các lóo đặt trong xilanh. Khi roto quay, các piston quay theo. Vì một đầu piston luôn luôn phải tỳ vào mặt đĩa nghiêng nên các piston cũng đồng thời chuyển động tịnh tiến tương đối với xilanh. Các lỗ xilanh ở mặt cuối roto được lắp sát với một nắp cố định 4. Bên 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 roto quay theo chiều mũi tên thì rãnh 5 bên trái là bọng hút A, rãnh bên phải là bọng đẩy B.

2. Phân loại

Bơm piston-rotô hướng trục có thể chia làm 2 loại:

- Bơm piston-rotô hướng trục có đĩa nghiêng
- Bơm piston-rotô hướng trục có roto bố trí nghiêng.

Để thực hiện chuyển động tương đối của các piston trong xilanh thì roto quay tròn và đĩa nghiêng cố định hoặc ngược lại. Nhưng để việc phân phối chất lỏng được tiện lợi, kết cấu

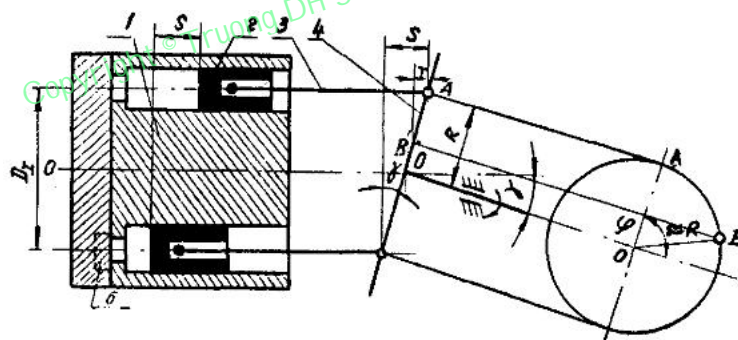
bơm đơn giản thì thường roto chuyển động quay và đĩa nghiêng cố định.

Sự điều chỉnh bơm piston-roto hướng trục được thực hiện bằng cách thay đổi góc nghiêng của đĩa so với đường tâm của trục roto.

3. Ưu điểm:

- Các bọng hút và đẩy có điều kiện bố trí riêng biệt trên đĩa phân phối, nên có thể chế tạo với kích thước lớn mà không làm tăng kích thước chung của máy. Do đó cho phép nâng cao số vòng quay để tăng lưu lượng. Vì thế các loại bơm piston-roto hướng trục có trọng lượng trên một đơn vị công suất nhỏ hơn 2 đến 3 lần so với bơm piston-roto hướng kính.
- Moment quán tính tương đối nhỏ. Điều này có ý nghĩa quan trọng khi sử dụng máy làm động cơ.
- Bơm piston-roto hướng trục có hiệu suất lưu lượng cao $\eta_Q = 0,96 \div 0,98$. Do vậy hiệu suất chung cao $\eta = 0,95$.

b.- Phương trình chuyển động



Hình 4.35 - Sơ đồ nguyên lý chuyển động của piston

Nguyên lý chuyển động của piston trong xilanh của bơm piston-roto hướng trục cũng theo nguyên lý chuyển động của thanh truyền tay quay.

Piston 2 và xilanh 1 cùng chuyển động quanh trục của bơm, nhưng tay quay 4 quay xung quanh trục của nó (trong kết cấu cụ thể của máy tay quay 4 chính là đĩa nghiêng). Nhờ có mặt phẳng quay của tay quay (đĩa nghiêng) bố trí nghiêng một góc γ so với trục của bơm nên tạo ra được chuyển động tương đối giữa piston và xilanh với hành trình S. Vậy chỉ cần piston và xilanh quay hoặc đĩa nghiêng quay.

Giả sử khi đĩa nghiêng quay từ A đến B, ta được quãng đường chuyển động x của piston trong xilanh là:

$$\begin{aligned}
 x &= A'B' \cdot \sin \gamma = (OA - OB') \cdot \sin \gamma \\
 &= (OA - OB \cos \varphi) \cdot \sin \gamma \\
 &= (R - R \cos \varphi) \cdot \sin \gamma = R \cdot (1 - \cos \varphi) \sin \gamma
 \end{aligned}$$

Trong đó: R - bán kính quay của tay quay (đĩa nghiêng)

Vận tốc chuyển động tương đối của piston là:

$$v = \frac{dx}{dt} = R \cdot \omega \cdot \sin \varphi \cdot \sin \gamma$$

Vậy: vận tốc v của piston trong máy hướng trục cũng thay đổi theo φ một cách tuần hoàn.

c - Lưu lượng:

1. Lưu lượng trung bình:

Thể tích chất lỏng mà một piston chuyển được trong một vòng quay của roto là:

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S \quad ; \quad S - \text{hành trình của piston; } d - \text{đường kính của xilanh.}$$

Nếu máy có Z piston thì lưu lượng của bơm trong một vòng quay là:

$$q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S \cdot Z \tag{4.109}$$

Vậy lưu lượng lý thuyết trung bình của bơm với số vòng quay n trong một đơn vị thời gian là:

$$Q_l = q \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S \cdot Z \cdot n \tag{4.110}$$

Mà: $S = D_x \cdot \text{tg} \gamma = D \cdot \sin \gamma$

Trong đó:

D_x - đường kính của roto trên đó phân bố các xilanh;

D - đường kính của đĩa nghiêng.

Cuối cùng biểu thức của Q_l có thể được viết dưới dạng:

$$Q_l = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S \cdot n \cdot D_x \cdot \text{tg} \gamma = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot Z \cdot n \cdot D \cdot \sin \gamma \tag{4.111}$$

2. Lưu lượng tức thời:

Lưu lượng tức thời do mỗi piston tạo nên thay đổi theo thời gian, phụ thuộc vận tốc tương đối v của piston trong xilanh:

$$q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot v \tag{4.112}$$

$$q_\varphi = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R \cdot \omega \cdot \sin \gamma \cdot \sin \varphi \tag{4.113}$$

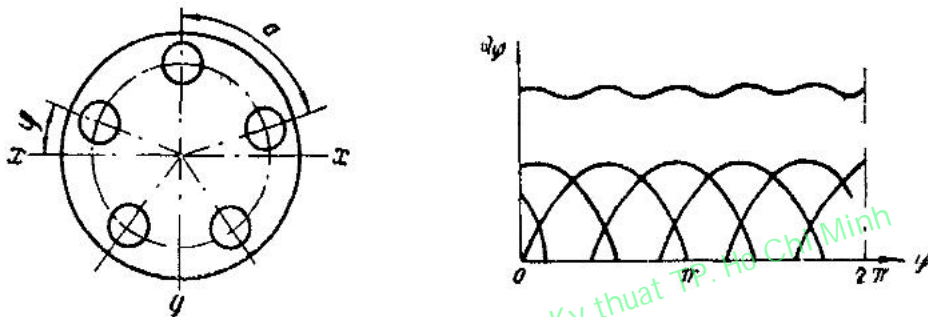
Lưu lượng tức thời của bơm (do tất cả mọi piston tạo nên) tại thời điểm nào đó:

$$Q_{\varphi} = \frac{\pi.d^2}{4}.R.\omega.\sin \gamma.[\sin \varphi + \sin(\varphi + a) + \dots + \sin(\varphi + ma)]$$

Hoặc:
$$Q_{\varphi} = \frac{\pi.d^2}{4}.R.\omega.\sin \gamma.\sum_{i=0}^m \sin(\varphi + ia) \tag{4.114}$$

Trong đó: a - góc giữa 2 piston ; a=2π/4

Đồ thị lưu lượng tức thời của loại máy piston-rotô hướng trục:



Hình 4.36 - Đồ thị dao động lưu lượng

Các công thức về hệ số không đều và hệ số dao động lưu lượng của bơm piston-rotô hướng trục tương tự như của máy hướng kính, vì lưu lượng tức thời của 2 loại máy này đều có đầy đủ các tính chất như nhau. Đối với bơm piston-rotô hướng trục, việc điều chỉnh lưu lượng được tiến hành bằng cách thay đổi góc nghiêng γ của đĩa.

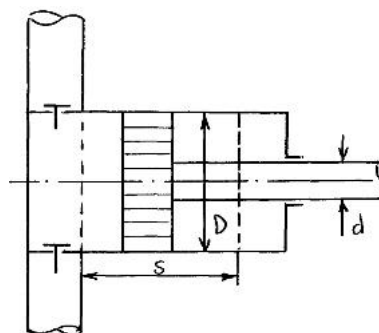
Chú ý: Đối với trường hợp piston không nối với đĩa nghiêng bằng khớp cầu mà chỉ tiếp xúc hoặc tỳ vào đĩa nghiêng khi máy làm việc thì các công thức tính toán ở trên vẫn đúng.

BÀI TẬP

Bài IV.1

Xác định các kích thước cơ bản của bơm piston tác dụng đơn theo các điều kiện sau: Lưu lượng của bơm $Q_b = 5 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất của chất lỏng làm việc $p = 20 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ dẫn động bơm $n_{đc} = 150 \text{ v/ph}$.

Giải:



Hình 4.37

Các kích thước cơ bản của bơm piston là đường kính piston, đường kính cần piston và hành trình piston.

Đường kính piston của bơm có thể xác định từ công thức tính lưu lượng của bơm (5.15):

$$Q_1 = \frac{qn}{60} = \frac{FSn}{60} = \frac{\pi D^2 S n}{240} = \frac{\pi D^3 K_S n}{240}$$

Trong đó: F – diện tích mặt piston;
 S – hành trình piston;
 n – số vòng quay của trục động cơ;
 D – đường kính piston;
 $K_S = \frac{S}{D}$ - hệ số tỷ lệ.

K_S chọn tùy theo áp suất của chất lỏng làm việc và vận tốc quay của trục động cơ. Hệ số K_S lớn chọn cho bơm cao áp và có số vòng quay nhỏ, hệ số K_S nhỏ chọn cho bơm thấp áp và có số vòng quay lớn. Thông thường K_S có giá trị trong khoảng 1,5 ÷ 3, có thể lấy $K_S < 1,5$ hoặc $K_S > 3$ tùy theo điều kiện làm việc của bơm.

Từ công thức trên suy ra đường kính piston của bơm:

$$D = \sqrt[3]{\frac{240Q_{lb}}{\pi K_S n}} = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_b}{K_S n \eta_Q}}$$

Hiệu suất η_Q trong khi tính toán có thể chọn sơ bộ theo lưu lượng của bơm:

$Q < 15 \text{ m}^3/\text{h}$ chọn $\eta_Q = 0,85 \div 0,9$
 $Q = 15 \div 60 \text{ m}^3/\text{h}$ chọn $\eta_Q = 0,90 \div 0,95$
 $Q > 60 \text{ m}^3/\text{h}$ chọn $\eta_Q = 0,95 \div 0,98$

Bơm thiết kế có $Q = 5 \text{ m}^3/\text{h} < 15 \text{ m}^3/\text{h}$, vì vậy ta chọn $\eta_Q = 0,85$. Bơm có áp suất $p = 20 \text{at}$ thuộc loại bơm thấp áp, nên ta chọn $K_S = 1,5$.

Đường kính piston có giá trị là:

$$D = 4,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{1390}{1,5 \cdot 150 \cdot 0,85}} = 8,25 \text{cm}$$

(trong công thức trên ta thay $Q_b = 1390 \text{ cm}^3/\text{s} = 5 \text{ m}^3/\text{h}$).

Lấy tròn đường kính theo tiêu chuẩn, $D = 80 \text{mm}$; ta xác định hành trình S sao cho bảo đảm được lưu lượng của bơm:

$$S = \frac{4q}{\pi D^2}$$

Lưu lượng riêng của bơm:

$$q_b = \frac{Q_b}{\eta_Q \cdot n} = \frac{5 \cdot 10^6}{60 \cdot 0,85 \cdot 150} = 655 \text{ cm}^3 / \text{vg}$$

Vậy:
$$S = \frac{4q}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 655}{3,14 \cdot 8^2} = 13,0 \text{ cm} = 130 \text{ mm}$$

Đường kính cần piston xác định theo tỷ số $K_d = \frac{d}{D}$ chọn theo áp suất, ta có bảng sau:

$p \leq 15 \text{ at}$	$15 < p \leq 50 \text{ at}$	$50 < p \leq 80 \div 100 \text{ at}$
$\frac{d}{D} = 0,3 \div 0,35$	$\frac{d}{D} = 0,5$	$\frac{d}{D} = 0,7$

Chọn $K_d = 0,5$; vậy $d = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ mm}$.

Công suất của bơm:

$$N_b = p \cdot Q_b = \frac{20 \cdot 9,81 \cdot 10^4 \cdot 5}{3600} = 2,73 \cdot 10^3 \text{ W} = 2,73 \text{ kW}$$

(trong đó p tính bằng N/m^2 , Q_b tính bằng m^3/s)

Công suất của động cơ:

$$N_{dc} = \frac{N_b}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{2,73}{0,85 \cdot 0,95} = 3,56 \text{ kW}$$

Bài IV.2

Xác định các thông số làm việc cơ bản của bơm piston tác dụng đơn cho biết:

Đường kính piston $D = 145 \text{ mm}$, hành trình piston $S = 450 \text{ mm}$, công suất trên trục động cơ $N_{dc} = 56,8 \text{ kW}$, số vòng quay làm việc của động cơ $n_{dc} = 75 \text{ v/ph}$. Hiệu suất của bơm $\eta_Q = 0,98$; $\eta_{ck} = 0,96$

Giải:

Các thông số làm việc cơ bản của bơm là lưu lượng Q_b , áp suất của chất lỏng làm việc p , công suất của bơm N_b . Theo điều kiện bài toán ta có:

Lưu lượng riêng của bơm:

$$q_b = F \cdot S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 14,5^2}{4} \cdot 45 = 7400 \text{ cm}^3 / \text{vg}$$

Lưu lượng của bơm:

$$Q_b = q_b \cdot n \cdot \eta_Q = 7,4 \cdot 75 \cdot 0,98 = 5451 / \text{ph} = 9,08 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Công suất của bơm:

$$N_b = N_{dc} \cdot \eta_Q \cdot \eta_{ck} = 56,8 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 53,5 \text{ kW}$$

Áp suất của chất lỏng làm việc:

$$p = \frac{N_b}{Q_b} = \frac{53,5 \cdot 10^3}{9,08 \cdot 10^{-3}} = 5,892 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 60 \text{ at}$$

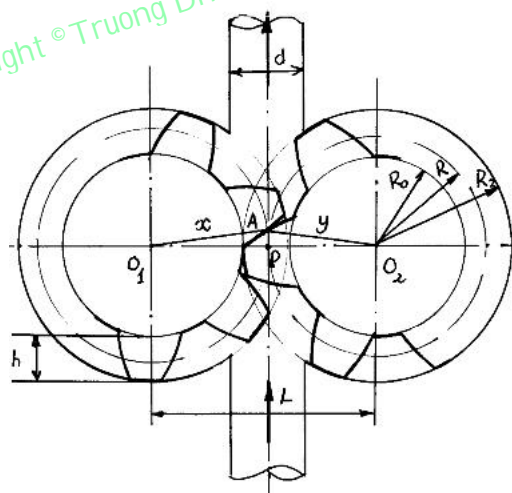
Bài IV.3

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm bánh răng cho biết:

Lưu lượng của bơm $Q = 60 \text{ l/ph}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 20 \text{ at}$, số vòng quay của trục bơm $n = 1450 \text{ v/ph}$, số răng của mỗi bánh răng $Z = 14$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,92$; $\eta_{ck} = 0,85$.

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm bánh răng là: môđun của bánh răng m , đường kính vòng lăn D , đường kính vòng đầu đỉnh D_2 , Đường kính vòng tròn cơ sở D_0 , chiều cao của răng h , chiều rộng của bánh răng b , khoảng cách giữa hai tâm bánh răng L , đường kính ống hút và ống đẩy d .



Hình 4.38

Môđun của bánh răng được xác định bằng nhiều phương pháp khác nhau, ta xét một trong các phương pháp đó.

Xuất phát từ biểu thức tính gần đúng lưu lượng của bơm, ta có:

$$Q = 7\eta_Q D m b n = 7\eta_Q \cdot m^3 \cdot \bar{b} \cdot Z^2 \cdot n \text{ ; cm}^3 / \text{ph}$$

Trong đó: D - đường kính vòng lăn, được xác định theo m và Z bằng : $D = m \cdot Z$

\bar{b} - chiều rộng tương đối của bánh răng ; $\bar{b} = \frac{b}{mZ}$ được chọn phụ

thuộc vào áp suất p của chất lỏng làm việc như sau:

p (at)	10	25	70
\bar{b}	$1 \div 0,65$	$0,7 \div 0,5$	$0,4 \div 0,25$

Từ biểu thức tính lưu lượng ở trên ta xác định được môđun m:

$$m = \sqrt[3]{\frac{Q}{7\eta_Q \bar{b} Z^2 n}} ; \text{cm}$$

Trong đó: Q tính bằng cm^3/ph ; n – v/ph.

Các kích thước khác của bánh răng được xác định theo m và Z như sau:

$$D_2 = m(Z + 2)$$

$$D_o = mZ \cos \alpha_o ; \alpha_o \text{ là góc ăn khớp của thước ren, thông thường } \alpha_o = 20^\circ.$$

$$h = 2m$$

$$b = bmZ$$

$$L = mZ$$

Đường kính của ống hút và ống đẩy được xác định theo lưu lượng chất lỏng qua bơm và vận tốc cho phép của dòng chất lỏng trong đường ống:

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}} , \text{mm}$$

Trong đó: Q- tính bằng l/ph ; v- bằng m/s.

Đối với ống hút $v_h \leq 1,5 \div 2 \text{ m/s}$

Đối với ống đẩy $v_d \leq 3 \div 5 \text{ m/s}$

Thay số vào các biểu thức trên ta xác định được các kích thước cơ bản của bơm:

+ Môđun của bánh răng:

$$m = \sqrt[3]{\frac{60.10^3}{7.0,92.0,6.14^2.1450}} = 0,38\text{cm} = 3,8\text{mm}$$

Trong đó: Q = 60 l/ph = $60.10^3 \text{ cm}^3/\text{ph}$; $\eta_Q = 0,92$; $\bar{b} = 0,6$; Z = 14 ; n = 1450v/ph.

Ta lấy tròn giá trị tính toán của m và lấy m = 4mm, khi đó \bar{b} có giá trị bằng:

$$\bar{b} = \frac{Q}{7\eta_Q Z^2 m^3 n} = \frac{60.10^3}{7.0,92.14^2.0,4^3.1450} = 0,51$$

+ Chiều rộng của bánh răng: $b = 0,51.4.14 = 28,5\text{mm}$

+ Đường kính vòng lăn: $D = m.Z = 4.14 = 56\text{mm}$

+ Đường kính vòng đầu đỉnh răng: $D_2 = 4(14+2) = 64\text{mm}$

+ Đường kính vòng tròn cơ sở: $D_o = 4.14.\cos 20^\circ = 52,5\text{mm}$

+ Khoảng cách tâm giữa 2 bánh răng: $L = 4.14 = 56\text{mm}$

+ Chiều cao của răng: $h = 2.4 = 8\text{mm}$

+ Đường kính của ống hút: $d_h = 4,6.\sqrt{\frac{60}{2}} = 25,3\text{mm}$

Ta lấy tròn giá trị d_h tính toán và lấy $d_h = 25\text{mm}$

+ Đường kính của ống đẩy: $d_d = 4,6.\sqrt{\frac{60}{4}} = 17,8\text{mm}$

Ta lấy tròn giá trị d_d tính toán và lấy $d_d = 20\text{mm}$

+ Công suất của bơm: $N = p.Q = \frac{20.9,81.10^4 .60.10^{-3}}{60.10^3} = 1,9\text{kW}$

+ Công suất của động cơ dẫn động bơm: $N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{1,9}{0,92.0,85} = 2,5\text{kW}$

Bài IV.4

Xác định các thông số làm việc cơ bản của bơm hai bánh răng và hệ số dao động lưu lượng của bơm, cho biết: môđun của bánh răng $m = 4,5\text{mm}$, số răng của mỗi bánh răng $Z = 13$, chiều rộng tương đối của bánh răng $\bar{b} = 0,86$; góc ăn khớp của thước ren $\alpha_o = 20^\circ$, áp suất của chất lỏng làm việc $p = 3,3\text{at}$; số vòng quay làm việc của trục bơm $n = 1450 \text{ v/ph}$; hiệu suất của bơm $\eta_Q = 0,65$; $\eta_{ck} = 0,645$.

Giải:

Các thông số làm việc cơ bản của bơm hai bánh răng là lưu lượng của bơm Q , áp suất của chất lỏng làm việc p , công suất N và hiệu suất η .

Lưu lượng trung bình của bơm có thể xác định theo công thức tương tự như trên, còn giá trị chính xác hơn được xác định theo công thức sau:

$$Q_{ltb} = 2\pi n b m^2 (Z + \sin^2 \alpha_o)$$

Lưu lượng cực đại và cực tiểu của bơm được xác định theo công thức đã cho trong lý thuyết. Hệ số dao động lưu lượng của bơm:

$$\delta_Q = \frac{Q_{lmax} - Q_{lmin}}{Q_{ltb}}$$

Thay các giá trị của Q_{lmax} , Q_{lmin} , Q_{ltb} vào biểu thức δ_Q ta có biểu thức sau:

$$\delta_Q = \frac{2,47 \cos^2 \alpha_o}{Z + \sin^2 \alpha_o}$$

+ Lưu lượng lý thuyết bằng:

$$Q_{ltb} = 2\pi n b m^2 (Z + \sin^2 \alpha_o) = 2.3,14.1450.0,45^2 .(13 + 0,117)$$

$$= 121000 \text{ cm}^3/\text{ph} = 121 \text{ l/ph.}$$

Trong đó: $n = 1450 \text{ v/ph}$

$$b = \bar{b} mZ = 0,86.4,5.13 = 50\text{mm} = 5 \text{ cm}$$

$$m = 0,45 \text{ cm}$$

$$Z = 13$$

$$\sin^2\alpha_0 = \sin^2 20^\circ = 0,117.$$

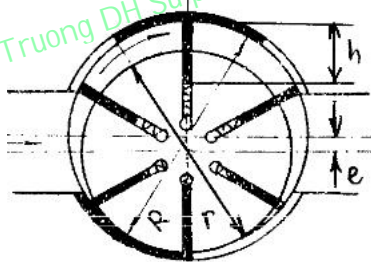
+ Lưu lượng thực trung bình của bơm:

$$Q_{tb} = Q_{ltb}\eta_Q = 121.0,65 = 78,6 \text{ l/ph}$$

Bài IV.5

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm cánh gạt tác dụng đơn theo các số liệu sau:

Lưu lượng của bơm $Q = 100 \text{ l/ph}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 30 \text{ at}$, số vòng quay của trục bơm $n = 960 \text{ v/ph}$, hiệu suất lưu lượng và hiệu suất cơ khí $\eta_Q = 0,90$; $\eta_{ck} = 0,96$.



Hình 4.39

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm cánh gạt là: bán kính roto r , bán kính trong của stato (bán kính vòng hướng) R , độ lệch tâm giữa roto và stato e , chiều rộng của cánh gạt b và chiều cao của cánh gạt h .

Bán kính trong của stato xác định từ biểu thức tính lưu lượng của bơm:

$$Q = 2ebn\eta_Q(2\pi R - \delta Z) \quad ; \text{ l/ph}$$

Ta suy ra:
$$R = \frac{Q + 2ebn\delta Z\eta_Q}{4\pi neb\eta_Q} \quad (*)$$

Nếu bỏ qua chiều dày cánh gạt δ thì ta có biểu thức tính R như sau:

$$R = \frac{Q}{4\pi neb\eta_Q} \quad (**)$$

Trong trường hợp không đòi hỏi độ chính xác cao thì ta có thể tính R theo công thức (**).

Nếu trong điều kiện ra của bài toán không cho trước các giá trị e, b, δ, Z ta có thể chọn các giá trị đó trong giới hạn sau:

$$e = 2 \div 10 \text{ mmb} = 10 \div 40 \text{ mm}$$

$$\delta = 2,0 \div 2,5 \text{ mm} \quad Z = 7 \div 16$$

+ Theo điều kiện ra của bài toán và chọn e = 4 mm; b = 25 mm; δ = 2,3 mm; Z = 12 ta tính được bán kính trong của stato theo công thức (*) là:

$$R = \frac{Q + 2ebn\delta Z\eta_Q}{4\pi neb\eta_Q} = \frac{100 \cdot 10^3 + 2,0 \cdot 4,2,5,0,23 \cdot 12 \cdot 960 \cdot 0,9}{4,3,14 \cdot 960 \cdot 0,4,2,5,0,9} = 9,7 \text{ cm} = 97 \text{ mm}$$

Lấy chẵn R = 100mm, khi đó ta có giá trị b bằng:

$$b = \frac{Q}{2en\eta_Q(2\pi R - \delta Z)} = \frac{100 \cdot 10^3}{2,0,4,960 \cdot 0,9 \cdot (2,3,14 \cdot 10 - 0,23,12)} = 2,41 \text{ cm} = 24,1 \text{ mm}$$

+ Bán kính của roto:

$$r = R - e = 100 - 4 = 96 \text{ mm}$$

+ Chiều cao phần làm việc của cánh gạt:

$$h_{lv} = 2e = 8 \text{ mm}$$

+ Chiều cao của cánh gạt: ta có $h_{lv} = 0,4h$, nên:

$$h = \frac{h_{lv}}{0,4} = \frac{8}{0,4} = 20 \text{ mm}$$

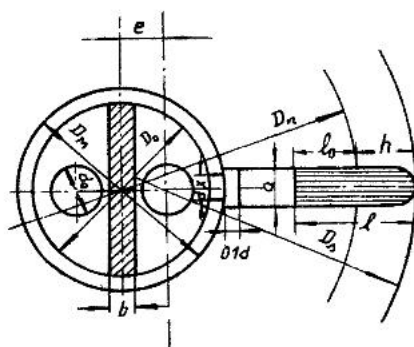
+ Công suất của bơm:

$$N = \frac{pQ}{1000} = \frac{30,9,81 \cdot 10^4 \cdot 100 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 60} = 4,9 \text{ kW}$$

+ Công suất trên trục bơm (công suất động cơ):

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \eta_{ck}} = \frac{4,9}{0,9 \cdot 0,96} = 5,66 \text{ kW}$$

Bài IV.6



Hình 4.40

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston roto hướng kính theo các số liệu sau: lưu lượng của bơm $Q = 40$ l/ph, áp suất của chất lỏng làm việc $p = 100$ at, số vòng quay của trục bơm $n = 960$ v/ph, hiệu suất của bơm $\eta_{ck} = \eta_Q = 0,95$; số dãy piston $i = 1$, số piston của dãy $z = 7$.

Giải:

Các kích thước cơ bản của bơm piston-roto hướng kính là đường kính piston d , chiều dài piston l , đường kính stato D_s , đường kính trục roto D_r , đường kính trục roto D_o , đường kính mayơ D_M , đường kính rãnh phân phối d_o và chiều dày vách ngăn b (hình vẽ).

Đường kính piston được xác định theo lưu lượng của bơm. Từ công thức (7.9):

$$Q_1 = q_1 \cdot n = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot 2e \cdot Z \cdot n$$

Ta suy ra:
$$d = \sqrt{\frac{2Q_1}{\pi e z n i}}$$

Đường kính piston đã xác định được lấy tròn theo tiêu chuẩn. Để giảm ứng suất tiếp xúc, đường kính piston thường có giá trị trong khoảng $d = 10 \div 25$ mm. Khi xác định đường kính d chọn e trong khoảng $3 \div 10$ mm. Trong trường hợp đầu bài không cho số dãy piston i và số piston trong dãy z , ta có thể chọn $z = 3; 5; 7$ và $i \leq 3$.

Chiều dài piston $l = 2(e + d)$, độ dài phần piston nằm trong xilanh $l_o = (1,5 \div 2)d$, khe hở giữa piston và xilanh $S = 0,015 \div 0,035$ mm.

Đường kính trong của stato $D_s = D_r + 2e$

Đường kính roto $D_r = D_M + 4(e + d)$

Đường kính mayơ trục $D_M = 1,5 D_o$

Đường kính trục roto $D_o = (4,5 \div 5)d$

Trục roto có từ 2 đến 4 rãnh phân phối chất lỏng dọc theo trục, đường kính rãnh là d_o xác định theo công thức:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_1}{\pi k v}}$$

Trong đó: k – số rãnh phân phối

v – vận tốc trung bình của dòng chảy.

Đối với bơm tự hút $v = 5 \div 6$ m/s.

Chiều rộng vách ngăn $b = d_k + 0,6$ cm, đường kính lỗ trong mayơ (lỗ dẫn chất lỏng vào xilanh) $d_k = (0,65 \div 0,7)d$.

- Xác định lưu lượng lý thuyết của bơm:

$$Q_{bl} = \frac{Q_b}{\eta_Q} = \frac{40}{0,95} = 42 \text{ l/ph}$$

- Đường kính của xilanh (piston):

$$d = \sqrt{\frac{2.42000}{3,14.0,6.7.960}} = 2,5\text{cm} = 25\text{mm}$$

Trong đó: e chọn bằng 6mm = 0,6cm

- Chiều dài piston : $l = 2(e + d) = 2(6 + 25) = 62\text{mm}$

- Đường kính trục roto: $D_o = (4,5 \div 5).25 = 112,5\text{mm}$

Lấy $D_o = 120\text{mm}$

- Đường kính máy trục $D_M = 1,5 D_o = 1,5.120 = 180\text{mm}$

- Đường kính roto $D_r = D_M + 4(e + d) = 180 + 4(6 + 25) = 304\text{mm}$

- Đường kính trong của stato $D_s = D_r + 2e = 304 + 2.6 = 316\text{mm}$

- Trục roto có từ 2 rãnh phân phối chất lỏng, đường kính rãnh d_o xác định theo công thức:

$$d_o = \sqrt{\frac{4Q_l}{\pi kv}} = \sqrt{\frac{4.42000}{3,14.2.300.60}} = 1,1\text{cm} = 11\text{mm}$$

Trong đó $v = 3\text{m/s} = 300\text{ cm/s}$.

- Đường kính lỗ trong của máy trục (lỗ dẫn chất lỏng vào xilanh)

$$d_k = (0,65 \div 0,7)d = (0,65 \div 0,7).25 = 162 \div 175\text{mm}$$

Lấy $d_k = 170\text{mm}$.

- Chiều rộng vách ngăn $b = d_k + 0,6\text{ cm} = 170 + 6 = 176\text{mm}$

- Công suất của bơm:

$$N = \frac{pQ}{1000} = \frac{100.9,81.10^4.40.10^{-3}}{1000.60} = 6,54\text{kW}$$

- Công suất của động cơ:

$$N_{dc} = \frac{N}{\eta_Q \cdot \eta_{ck}} = \frac{6,54}{0,95.0,95} = 7,26\text{kW} .$$

Bài IV.7

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng đơn cho biết:

Lưu lượng của bơm $Q_b = 0,6\text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 200\text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{dc} = 195\text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_{Qb} = 0,85$; $\eta_{ckb} = 0,95$.

Đáp số: Chọn $K_S = 4$; khi đó $D = 25\text{mm}$;

$d = 20\text{ mm}$; $S = 123\text{ mm}$; $N_b = 3,27\text{ kW}$;

$N_{dc} = 4,04\text{ kW}$.

Bài IV.8

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng kép cho biết:

Lưu lượng của bơm $Q_b = 16 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 3 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{đc} = 45 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_{Qb} = 0,9$; $\eta_{ckb} = 0,98$.

Hướng dẫn: Công thức tính đường kính suy ra từ công thức tính lưu lượng của bơm, ta có công thức sau:

$$D = 3,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_b}{\left(1 - \frac{K_d^2}{2}\right) \cdot K_s \cdot n \cdot \eta_Q}}$$

Đáp số: $D = 150\text{mm}$; $d = 50 \text{ mm}$; $S = 200 \text{ mm}$; $N_{đc} = 1,73 \text{ kW}$.

Bài IV.9

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng ba cho biết:

Lưu lượng của bơm $Q_b = 30 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 22 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{đc} = 105 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,9$; $\eta_{ck} = 0,95$.

Hướng dẫn: Đường kính của bơm piston tác dụng ba (có 3 xi lanh) xác định tương tự như đường kính của bơm piston tác dụng đơn. Lưu lượng của mỗi xi lanh bằng 1/3 lưu lượng của bơm.

Đáp số: $D = 120\text{mm}$; $d = 60 \text{ mm}$; $S = 157 \text{ mm}$; $N_b = 17,6 \text{ kW}$; $N_{đc} = 20,5 \text{ kW}$.

Bài IV.10

Xác định các kích thước cơ bản và công suất của bơm piston tác dụng bốn có hai xi lanh tác dụng kép cho biết:

Lưu lượng của bơm $Q_b = 20 \text{ m}^3/\text{h}$, áp suất chất lỏng làm việc $p = 5 \text{ at}$, số vòng quay của trục động cơ $n_{đc} = 203 \text{ v/ph}$. Hiệu suất thiết kế $\eta_Q = 0,9$; $\eta_{ck} = 0,95$.

Hướng dẫn: Đường kính của bơm piston tác dụng bốn (có 2 xi lanh tác dụng kép) xác định tương tự như đường kính của bơm piston tác dụng kép. Lưu lượng của mỗi xi lanh bằng 1/2 lưu lượng của bơm.

Đáp số: $D = 80\text{mm}$; $d = 40 \text{ mm}$; $S = 108 \text{ mm}$;
 $N_b = 13,6 \text{ kW}$; $N_{đc} = 14,2 \text{ kW}$.

CHƯƠNG V: QUẠT

5.1- KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY QUẠT

5.1.1 - Khái niệm chung

Quạt thuộc loại máy có cánh. Chúng được dùng để biến cơ năng của động cơ thành năng lượng để di chuyển môi chất và tạo cho nó một áp năng cần thiết.

Quạt bao giờ cũng làm việc trong hệ thống. Hệ thống bao gồm bình chứa, đường ống hút và đường ống đẩy. Quạt cùng với động cơ kéo nó được gọi là thiết bị quạt.

Đối với quạt, do áp suất sau nó không lớn hơn áp suất trước nó là bao nhiêu nên sự nén của môi chất có thể bỏ qua và việc tính toán quạt cũng được tiến hành tương tự như với bơm.

5.1.2 - Các thông số đặc trưng

Các thông số đặc trưng cho sự làm việc của quạt là: năng suất (lưu lượng), cột áp, công suất và hiệu suất.

a- Năng suất

Là lượng môi chất do quạt quạt được trong một đơn vị thời gian. Năng suất còn được gọi là *lưu lượng*.

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị trọng lượng (kg/s, N/s,...) thì được gọi là năng suất trọng lượng, ký hiệu là G.

Nếu lượng môi chất được đo bằng đơn vị thể tích (m^3/s , m^3/h , l/s ,...) thì gọi là năng suất thể tích, ký hiệu là Q.

Giữa G và Q có mối liên hệ:

$$G = \gamma \cdot Q \quad (5.1)$$

Thay trọng lượng riêng γ bằng thể tích riêng ϑ (nuy) ta có:

$$Q = \frac{G}{\gamma} = G \cdot \vartheta \quad (5.2)$$

b- Cột áp

Cột áp của quạt là lượng năng lượng do quạt cung cấp cho 1kg môi chất khi môi chất này chuyển động qua chúng. Cột áp được ký hiệu là H.

Về mặt hình học, cột áp của quạt được xem như chiều cao mà lượng chất lỏng có thể nâng lên được do năng lượng mà chúng nhận được và được đo bằng mmH₂O.

Để hiểu rõ thành phần của cột áp H, ta xét hình vẽ sau:

p_1 - áp suất trên mặt chất lỏng trong bình hút

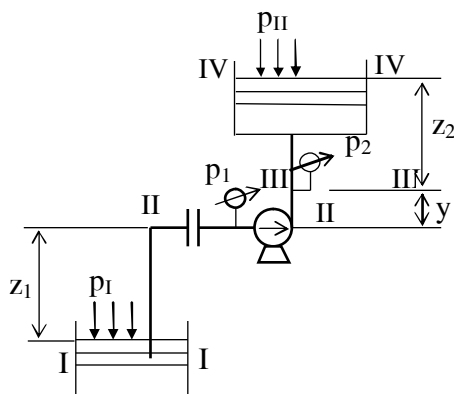
p_1 - áp suất trước đầu vào quạt

v_1 - vận tốc chất lỏng ở đầu vào

p_2 - áp suất đầu ra quạt

v_2 - vận tốc chất lỏng ở đầu ra

y - khoảng cách giữa hai điểm đo của đồng hồ chân không kế và đồng hồ áp kế
 p_{II} - áp suất trên mặt chất lỏng trong bình chứa



Hình 5.1 – Sơ đồ hệ thống của máy quạt

Giả sử: e_1 - năng lượng riêng của chất lỏng trước quạt

e_2 - năng lượng riêng của chất lỏng sau quạt

Từ định nghĩa về cột áp, ta có:

$$H = e_2 - e_1$$

Theo phương trình Becnulli, ta có:

$$e_1 = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 \quad \text{và} \quad e_2 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + y$$

Suy ra:
$$H = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + y \tag{5.3}$$

Đối với thiết diện I-I và II-II, ta có:

$$\frac{p_1}{\gamma} = z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + \sum h_1 \tag{5.4}$$

Đối với thiết diện III-III và IV-IV, ta có:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = z_2 + \frac{p_{II}}{\gamma} + \sum h_2 \tag{5.5}$$

Từ (5.4) và (5.5), ta được:

$$H = \frac{p_{II} - p_1}{\gamma} + z + \sum h \tag{5.6}$$

Trong đó:

$\sum h = \sum h_1 + \sum h_2$ - tổng tổn thất trên toàn bộ đường ống

$\sum h_1$ -tổn thất trên đường ống hút

$\sum h_2$ - tổn thất trên đường ống đẩy

$$z = z_1 + z_2 + y$$

Từ (5.6) ta thấy: cột áp được dùng để vượt hiệu số áp lực giữa hai bình, nâng chất lỏng lên một khoảng cách giữa hai bình Z và thắng trở lực trên các đường ống Σh .

Đối với quạt, do áp suất khí trước và sau quạt không khác nhau là mấy và tỷ trọng của khí nhỏ, ta có thể cho đại lượng:

$$H_t = \frac{P_{II} - P_I}{\gamma} + z = 0$$

$$H = \sum h$$

nghĩa là cột áp do quạt sinh ra chỉ dùng để thắng trở lực trên đường ống.

c- Công suất và hiệu suất

Trong thời gian quạt làm việc, môi chất được nhân từ quạt một số năng lượng. Năng lượng cung cấp liên tục cho dòng chảy này do động cơ truyền cho trục của quạt.

Công suất do động cơ truyền qua trục quạt gọi là *công suất trên trục*.

Năng lượng truyền cho dòng chất lỏng được gọi là năng lượng hữu ích. Năng lượng hữu ích trong một đơn vị thời gian gọi là *công suất hữu ích*.

Công suất hữu ích là:

$$N = G.H = \gamma.Q.H \quad ; \quad W \tag{5.7}$$

Trong đó: γ - được đo bằng N/m^3

G- được đo bằng N/s

Hay
$$N = \frac{G.H}{102} = \frac{\gamma.Q.H}{102} \quad ; \quad kGm/s \tag{5.8}$$

Trong đó: γ - được đo bằng kG/m^3

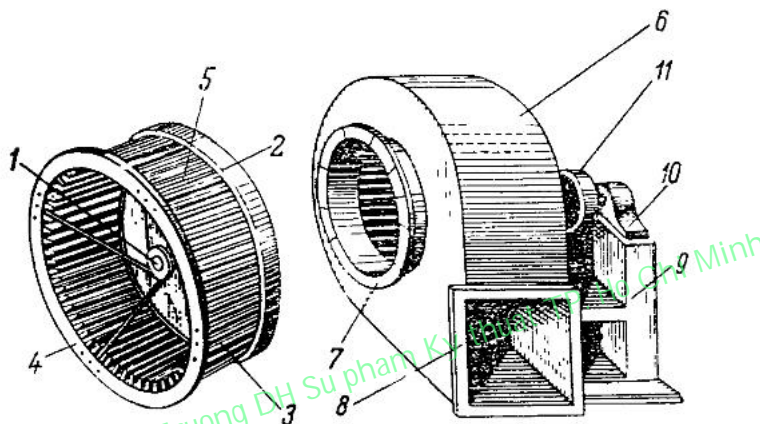
G- được đo bằng kG/s

Hiệu suất là:
$$\eta = \frac{N}{N_{dc}} \quad - \text{hiệu suất toàn phần.} \tag{5.9}$$

5.2 - QUẠT LY TÂM

5.2.1- Kết cấu và một số chi tiết chính

Quạt ly tâm được dùng để vận chuyển chất khí và tạo nên áp suất toàn phần không quá 1500kg/m^2 (khi $\rho = 1,2\text{ kg/m}^3$) và có hệ số tăng áp $\epsilon < 1,15$. Do áp suất bé như vậy, sự nén không ảnh hưởng nhiều đến sự làm việc của máy và tính bị nén của khí có thể bỏ qua. Bởi vậy các cơ sở lý thuyết của quạt cũng giống như bơm và chỉ khác nhau rất ít về kết cấu.



Hình 5.2 – Sơ đồ kết cấu của quạt

- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 1 – Trục | 6 – Thanh truyền động |
| 2 – Đĩa chính (đĩa sau) | 7 – Vỏ quạt |
| 3 – Cánh dẫn | 8 – Bộ quạt |
| 4 – Đĩa phụ (đĩa trước) | 9 – Ổ đỡ |
| 5 – Mạng cánh | 10, 11 – Ống ra, ống vào |

Kết cấu:

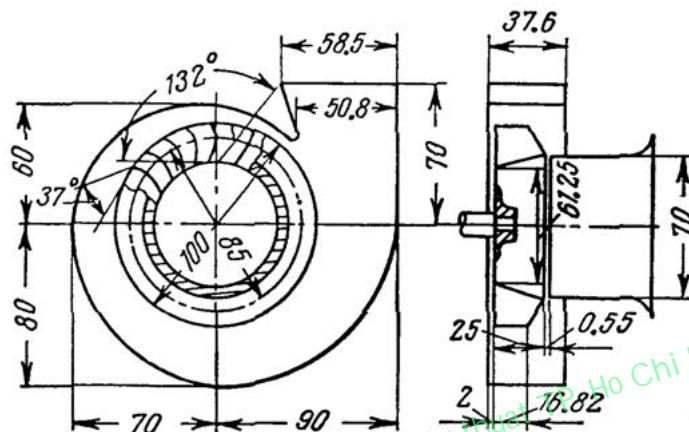
Bánh công tác của quạt được tạo bởi trục 1, được gắn chặt với đĩa chính 2. Các cánh dẫn làm việc 3 được gắn chặt với đĩa chính 2 và đĩa trước 4. Đĩa này đảm bảo độ cứng cần thiết của mạng cánh 5; 6 là thanh truyền động của quạt. Vỏ quạt 7 được gắn với bộ 8 trên đó có ổ đỡ 9 mang trục quạt có bánh công tác 10 và 11 là nắp kẹp của ống vào và ống ra.

Bánh công tác có cánh dẫn cong về phía trước sẽ có áp lực cao hơn bánh công tác có cánh thẳng hoặc cong về phía sau khi có cùng số vòng quay song hiệu suất thủy lực sẽ thấp hơn. Trong quạt thường dùng bánh công tác có cánh cong phía trước hoặc thẳng.

Cuối ống dẫn ra thường dùng đoạn ống chuyển tiếp có dạng loa để tiếp tục tăng áp khí sau khi ra khỏi vỏ.

Nguyên lý:

Dòng khí đi vào bánh công tác qua ống vào theo hướng dọc trục, sau đó sẽ quay 1 góc 90° và chuyển động trong rãnh cánh từ tâm ra ngoài. Sau khi ra khỏi bánh công tác, dòng khí đi vào vỏ xoắn ốc và đi ra ống ra.

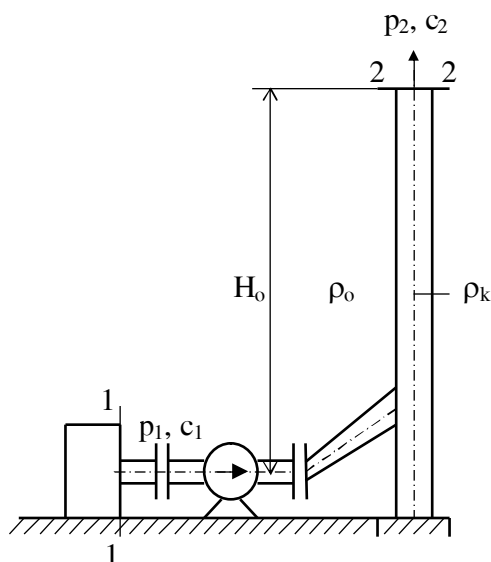


Hình 5.3 – Sơ đồ nguyên lý và tính toán

5.2.2 - Các thông số của quạt ly tâm

a - Áp suất quạt

Ta biết rằng, điều kiện để máy quạt có thể làm việc trong hệ thống ống dẫn, phụ thuộc rất lớn vào tính chất sau: chất khí (hoặc chất lỏng) phải thỏa mãn định luật bảo toàn năng lượng.



Hình 5.4 – Sơ đồ hệ thống quạt khí

Xét trường hợp: quạt và ống dẫn như trong hình vẽ, quạt quạt khói từ nồi hơi qua ống khói vào môi trường xung quanh.

Viết phương trình Bernoulli cho mặt cắt 1-2, ta có:

$$\frac{p_1}{\rho_k} + \frac{c_1^2}{2} + g.H = \frac{p_2}{\rho_k} + \frac{c_2^2}{2} + g.H_0 + g.\sum h$$

Với:

p_1, p_2 - áp suất tĩnh tuyệt đối tại đầu và cuối của dòng khí 1-2

ρ_k - khối lượng riêng trung bình của khí trên đoạn 1-2

c_1, c_2 - vận tốc tuyệt đối của khí ở mặt cắt 1-1 và 2-2

H - cột áp mà quạt đạt được

$\sum h$ - tiêu hao cột áp trên đoạn 1-2

H_0 - độ cao từ trục quạt đến miệng ống khói

Mà ta biết:

$$p_1 = p_{1t} + p_0 \quad ; \quad p_2 = p_{2t} + p_0 - \rho_0 g H_0$$

Với p_{1t}, p_{2t} - áp suất tĩnh (dư)

ρ_0 - khối lượng riêng của khí quyển trung bình theo độ cao của ống khói.

Sau khi biến đổi ta được:

$$H = \frac{p_{2t} - p_{1t}}{\rho_k \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum h - H_0 \left(\frac{\rho_0}{\rho_k} - 1 \right) \quad (5.10)$$

Biểu thức $H_0 \left(\frac{\rho_0}{\rho_k} \right)$ được gọi là *sức hút tự nhiên của hệ*.

Do sự phụ thuộc vào tỷ số ρ_0/ρ_k ; sức hút tự nhiên có thể dương (+) hay âm (-). Nếu $\rho_0 > \rho_k$ và $H_0 > 0$, thì sức hút tự nhiên sẽ dương (+) và nó sẽ làm giảm cột áp mà quạt cần thiết.

Khi $H_0 > 0$ và $\rho_0 < \rho_k$, sức hút tự nhiên âm (-) và làm tăng cột áp cần thiết và công suất trên trục quạt.

Khi $\rho_0 = \rho_k$ với mọi giá trị H_0 , ta có sức hút tự nhiên bằng không, lúc đó quạt làm việc với cột áp:

$$H = \frac{p_{2t} - p_{1t}}{\rho_k \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \sum h \quad (5.11)$$

Trong các thiết bị nồi hơi hiện đại của các trạm nhiệt điện, vì có hiệu số nhiệt điện của khí quyển và của khói lớn và vì độ cao của ống khói lớn (từ 350 ÷ 400m) nên sức hút tự nhiên của hệ xuất hiện rất lớn.

Để tính toán áp suất mà quạt đạt được một cách nhanh chóng người ta sử dụng phương pháp hệ số áp suất toàn phần.

Ta biểu diễn thành phần vận tốc c_{2u} theo hệ số xoắn $\mu_2 = \frac{c_{2u}}{u_2}$ ở lối ra và sử dụng phương trình cơ bản của máy ly tâm, ta có:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g} = \frac{1}{g} \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.12)$$

Đánh giá mất mát năng lượng trong quạt bằng cách tính hiệu suất thủy lực:

$$H = \eta_{tl} \cdot H_{l\infty} = \frac{1}{g} \eta_{tl} \cdot \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.13)$$

$$p = \rho \cdot g \cdot H = \eta_{tl} \cdot \rho \cdot \mu_2 \cdot u_2^2 \quad (5.14)$$

Sử dụng hệ số áp suất toàn phần:

$$\bar{p} = \frac{p}{\rho \cdot u_2^2} \quad (5.15)$$

Ta có: $\bar{p} = \eta_{tl} \cdot \mu_2$ (5.16)

Hay $\bar{p} = \eta_{tl} \cdot \mu_2$ (5.17)

Để tiện tính toán áp suất toàn phần với 3 loại cánh khác nhau, ta có thể sử dụng bảng dưới đây:

β_2	μ_2	η	\bar{p}
$> 90^\circ$	1,1 ÷ 1,6	0,60 ÷ 0,75	0,66 ÷ 1,2
$= 90^\circ$	0,85 ÷ 0,95	0,65 ÷ 0,8	0,60 ÷ 0,76
$< 90^\circ$	0,50 ÷ 0,80	0,70 ÷ 0,90	0,35 ÷ 0,72

Nếu dòng khí ở lối vào của quạt có các thông số là p_{1t} , c_1 và ở lối ra p_{2t} , c_2 thì áp suất toàn phần mà quạt đạt được là:

$$p = p_{2t} - p_{1t} + \rho \cdot \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \quad (5.18)$$

b - Lưu lượng của quạt ly tâm

Để so sánh quạt làm việc với các chất khí có nhiệt độ khác nhau, khối lượng riêng và áp suất khác nhau, lưu lượng được tính theo m^3 tiêu chuẩn, nghĩa là đo năng suất theo điều kiện tiêu chuẩn của không khí sạch ($p = 760 \text{ mmHg}$ và $t = 0^\circ\text{C}$). Khi đó, trọng lượng riêng của không khí tính bằng $\gamma_0 = 1,293 \text{ kG/m}^3$.

Lưu lượng tính theo m³ tiêu chuẩn có thể biểu diễn:

$$Q_0 = \frac{G}{\gamma_0} \quad , \quad m_{tc}^3/s \text{ hoặc } m_{tc}^3/h \quad (5.19)$$

G - lưu lượng trọng lượng tính theo kG/s hoặc kG/h

Sự liên hệ giữa lưu lượng Q₀ và lưu lượng thực tế được tính theo công thức:

$$Q_0 = Q \frac{\gamma}{\gamma_0} \quad (5.20)$$

Lưu lượng của quạt có thể tính theo điều kiện bình thường (p = 760 mmHg , t = 20°C , φ = 50% - độ ẩm tương đối của không khí).

$$Q' = Q \frac{\gamma}{\gamma'} \quad , \quad m^3/s \text{ , } m^3/h \quad (5.21)$$

Đối với không khí: γ' = 1,2 kG/m³

Vậy:
$$Q' = Q \frac{\gamma}{1,2} \quad (5.22)$$

c - Công suất và hiệu suất của quạt

Trong một số trường hợp, đặc trưng của quạt không phải là áp suất toàn phần mà là áp suất tĩnh p_t và tương ứng với nó là cột áp tĩnh H_t . Trong những trường hợp đó người ta đánh giá hiệu quả năng lượng của quạt bằng hiệu suất tĩnh η_t .

$$\eta_t = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_t}{N} = \frac{Q \cdot p_t}{N} \quad (5.23)$$

Vậy: Hiệu suất tĩnh là tỷ số giữa công suất có ích để tạo thành áp suất tĩnh với công suất mà động cơ truyền cho trục của quạt. Vì vậy η_t < η. Thường η_t = (0,7 ÷ 0,8) η.

Công suất cần thiết của quạt được tính theo công thức:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \quad (5.24)$$

Hiệu suất toàn phần thường lấy trong khoảng η = 0,75 ÷ 0,92.

Công suất của động cơ để kéo quạt được tính theo công thức sau:

$$N_{dc} = m \cdot \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta \cdot \eta_{td}} \quad (5.25)$$

m - hệ số dự trữ của công suất; m = 1,05 ÷ 1,2 ; công suất càng nhỏ cần chọn m càng lớn.

$$N_{dc} = m \cdot \frac{Q \cdot p}{\eta \cdot \eta_{td}}$$

η_{td} - hiệu suất truyền động; khi nối trực tiếp trực động cơ với trực quạt $\eta_{td} = 1$; khi truyền bằng cưa-roa hình nêm $\eta_{td} = 0,9 \div 0,95$.

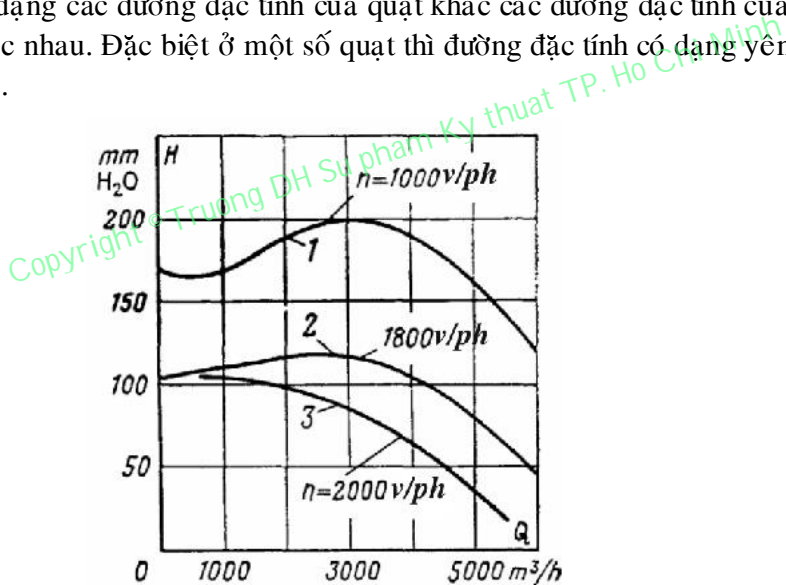
5.2.3 - Đường đặc tính của quạt ly tâm

Các đường đặc tính của quạt được xây dựng trực tiếp từ thực nghiệm với số vòng quay không đổi và đối với không khí có $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$.

Đối với các đường đặc tính được xây dựng với điều kiện chuẩn $p = 760 \text{ mmHg}$, $t = 20^\circ$ và $\varphi = 50\%$, khi tính toán trên thực tế chỉ có lưu lượng, cột áp và hiệu suất là không thay đổi, còn áp suất và công suất trên trục thay đổi tỷ lệ thuận với khối lượng riêng của khí, tức là:

$$p = p_o \cdot \frac{\rho}{1,2} \quad \text{và} \quad N = N_o \cdot \frac{\rho}{1,2} \quad (5.26)$$

Về mặt hình dạng các đường đặc tính của quạt khác các đường đặc tính của bơm do cấu tạo của bơm và quạt khác nhau. Đặc biệt ở một số quạt thì đường đặc tính có dạng yên ngựa do góc β_2 bé khi tỷ số D_2/D_1 bé.



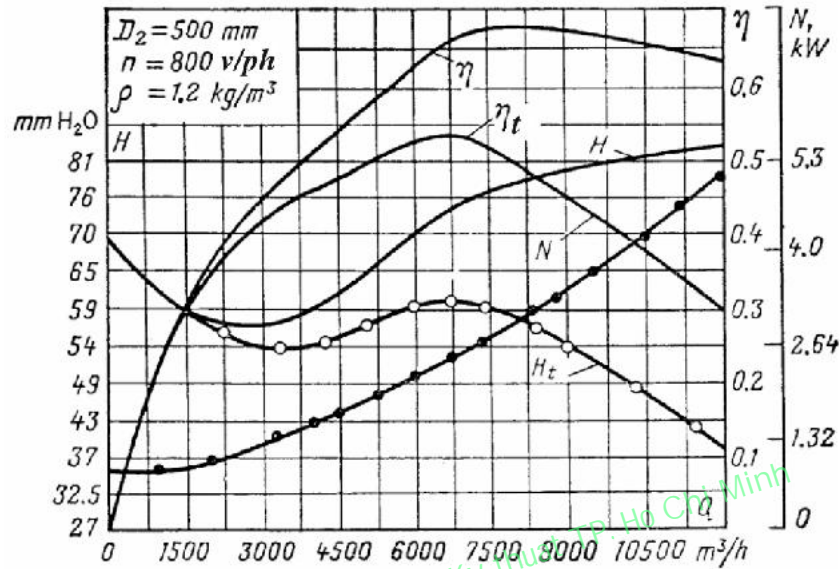
Hình 5.5 – Đường đặc tính của một số loại quạt ly tâm

1 - quạt CTA N°8

2 - quạt U6-46 N°4

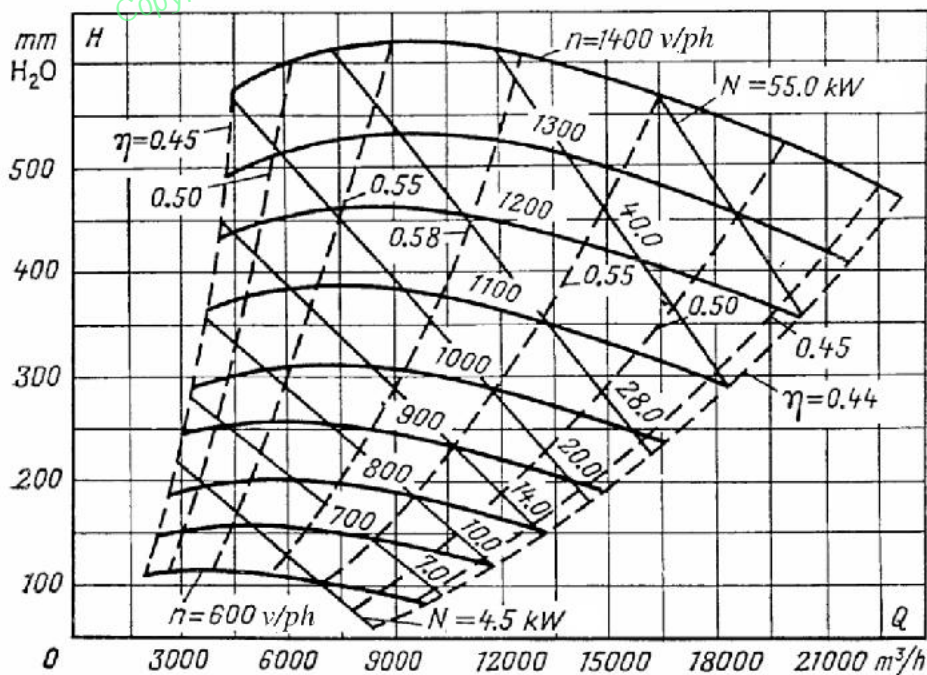
3 - quạt BPH N°4

* Đường đặc tính có thứ nguyên khi $n = \text{const}$



Hình 5.7 – Đường đặc tính khi $n = \text{const}$

* Đường đặc tính có thứ nguyên khi n thay đổi $n = \text{var}$ của quạt $\text{BB}\Delta\text{N}^{\circ}11$



Hình 5.8 - Đường đặc tính có thứ nguyên khi n thay đổi $n = \text{var}$

Trong khi thiết kế quạt, đường đặc tính không thứ nguyên được sử dụng rất rộng rãi. Đường đặc tính này chung cho cả một họ các máy có kích thước hình học tương tự. Đường đặc tính không thứ nguyên rất tiện dụng để tính kích thước làm việc của quạt từ những số liệu cho trước như:

D_2 - đường kính bánh công tác

n - số vòng quay làm việc, vg/ph.

Lúc đó ta có:

$$Q = k_Q \cdot \bar{Q} \quad \text{Trong đó: } k_Q = 0,785 D_2^2 u_2$$

$$H = k_H \cdot \bar{H} \quad k_H = u_2^2$$

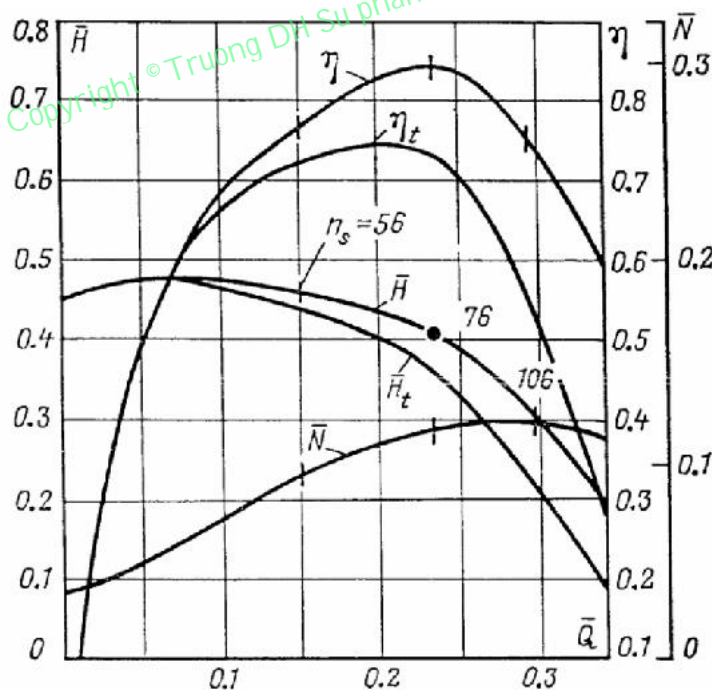
$$H_t = k_H \cdot \bar{H}_t$$

$$N = k_N \cdot \bar{N} \quad k_N = 0,785 \cdot \rho \cdot D_2^2 u_2^3$$

$$p = k_p \cdot \bar{p} \quad k_p = \rho \cdot u_2^2$$

$$\eta = \bar{\eta} \quad u_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n}{60}$$

* Đường đặc tính không thứ nguyên của quạt U4-76



Hình 5.9 - Đường đặc tính không thứ nguyên

5.2.4- Điều chỉnh quạt

Để điều chỉnh lưu lượng quạt, có 3 phương pháp sau:

- Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay
- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở lối vào và ra của quạt
- Điều chỉnh bằng các thiết bị định hướng ở cửa vào.

a - Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay

Ở đây thay đổi số vòng quay của quạt bằng cách thay đổi số vòng quay của động cơ kéo nó, hoặc khi số vòng quay của động cơ không đổi thì lắp thêm bộ phận thay đổi tốc độ. Trong cả hai trường hợp này, thiết bị quạt phức tạp và đắt thêm, vì vậy cách điều chỉnh này chỉ dùng đối với quạt lớn.

Trong một số trường hợp, để mỗi quạt người ta dùng động cơ điện. Loại động cơ này được điều chỉnh bằng cách thay đổi điện trở trong mạch của roto cho phép điều chỉnh đều đặn số vòng quay.

Trong giai đoạn hiện nay, để điều chỉnh quạt bằng cách thay đổi số vòng quay, người ta thường dùng động cơ truyền dẫn có thiết bị biến tốc. Phương pháp này dùng rất kinh tế.

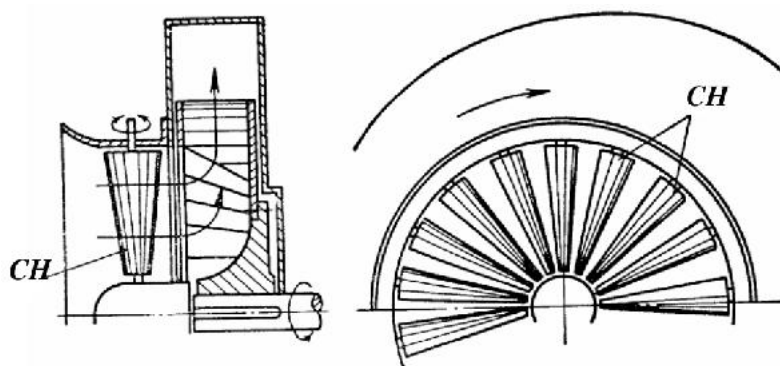
b - Điều chỉnh bằng tiết lưu

Phương pháp này được sử dụng khá rộng rãi vì đơn giản. Cách điều chỉnh tương tự như trong bơm.

c - Điều chỉnh bằng các thiết bị định hướng ở cửa vào

Ta thấy rằng năng lượng riêng mà quạt cung cấp cho dòng khí phần lớn là do điều kiện ở cửa vào của bánh công tác. Sự xoắn của dòng khí vào bánh công tác ảnh hưởng đến cột áp và với một đường đặc tính lưới nhất định, nó sẽ làm thay đổi lưu lượng của máy. Do vậy có thể điều chỉnh quạt bằng cách tác dụng lên dòng khí vào quạt bằng các thiết bị đặc biệt. Có hai loại thiết bị định hướng: loại hướng trục và loại hướng kính.

1. *Thiết bị định hướng hướng trục:* (dùng trong trường hợp dòng chảy ở lối vào bánh công tác là hướng trục)

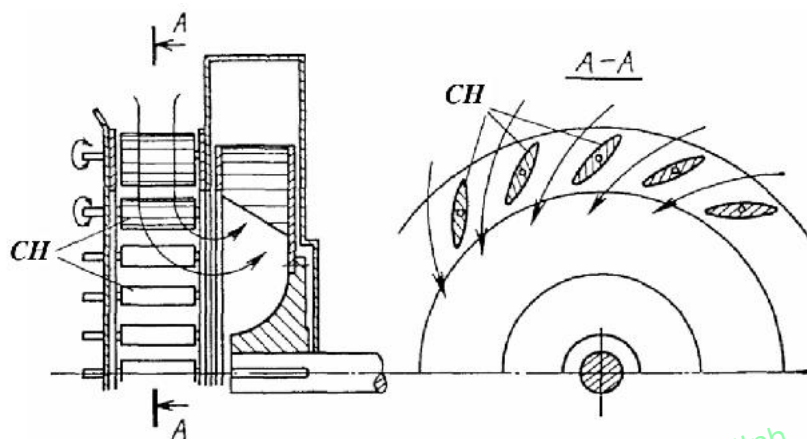


Hình 5.10 - Thiết bị định hướng hướng trục

Cánh dẫn với các trục hướng kính đồng thời quay nhờ một thiết bị đặc biệt. Một trong các vị trí đặc trưng của nó là ứng với vị trí cánh dẫn ở mặt phẳng chính phương (mở hoàn toàn) và lúc ấy dòng ở lối vào bánh công tác sẽ đi theo hướng trục, lưu lượng lúc này là lớn nhất Q_{max} . Một vị trí đặc trưng khác ứng với trường hợp các cánh dẫn này đóng hoàn toàn, nghĩa là $Q = 0$. Các vị trí trung gian cho ta các giá trị điều chỉnh.

Thiết bị này tiện lợi khi dòng chất khí đi vào quạt theo hướng dọc trục.

2. Thiết bị định hướng hướng kính: (dùng trong trường hợp dòng chảy ở lối vào bánh công tác là hướng kính)

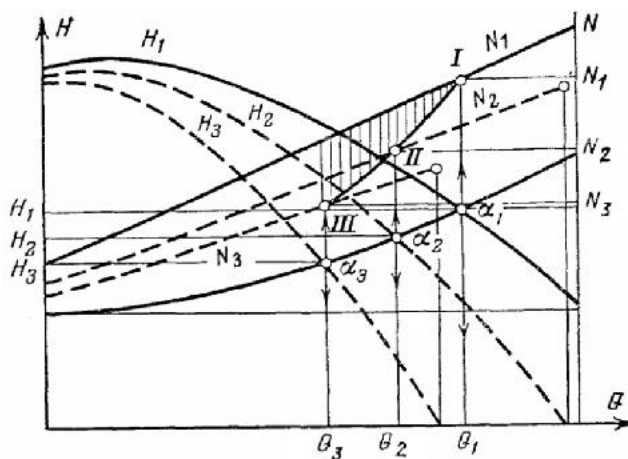


Hình 5.11 - Thiết bị định hướng hướng kính

Ở đây mạng lưới cánh hình trụ tròn, các cánh dẫn có dạng elip trụ có trục song song với trục roto của máy, mạng lưới này sẽ gây ra sự đổi hướng của dòng khối mặt phẳng chính phương. Sự lệch dòng được điều chỉnh bằng góc lệch giữa mặt phẳng trung bình của các cánh với mặt phẳng chính phương (là mặt phẳng đi qua trục quay của cánh). Từ hình vẽ ta thấy, thiết bị điều chỉnh hướng kính đòi hỏi dòng vào phải có hướng kính.

Thiết bị điều chỉnh đặt ngay ở cửa vào bánh công tác càng gần càng tốt, có như vậy hiệu quả điều chỉnh mới cao.

Trên hình 5.12 là đường đặc tính của cột áp, công suất khi $n = \text{const}$, ứng với 3 vị trí khác nhau của thiết bị định hướng ở cửa vào là H_1, H_2, H_3 và N_1, N_2, N_3 . Khi quạt làm việc với đường đặc tính lưới cho trước, ta có 3 điểm tương ứng A_1, A_2, A_3 , cho ta những giá trị tương ứng của lưu lượng Q_1, Q_2, Q_3 và công suất là N_1, N_2, N_3 . Ta xác định được các điểm I, II, III. Nối chúng ta được đường thay đổi công suất khi điều chỉnh bằng thiết bị định hướng hướng kính.



Hình 5.12 – Đồ thị thay đổi công suất khi điều chỉnh bằng thiết bị định hướng

Phương pháp này được dùng rộng rãi trong tất cả các loại quạt nhất là ở các loại quạt lớn. Nếu các thiết bị định hướng được thiết kế và gia công tốt, góc ngoặt của các cánh quạt hướng bé thì tổn thất do điều chỉnh sẽ ít và phương pháp điều chỉnh này có ưu việt hơn so với điều chỉnh bằng tiết lưu.

5.2.5 - Lựa chọn quạt theo điều kiện cho trước

Để lựa chọn quạt, người ta cho trước năng suất Q và áp suất p . Các đại lượng này được cho trong điều kiện làm việc của quạt. Các tham số đặc tính được cho theo điều kiện tiêu chuẩn, nghĩa là $t = 20^\circ\text{C}$, áp suất khí quyển $p_0 = 760\text{mmHg}$ và độ ẩm tương đối 50%.

Việc lựa chọn quạt theo cảm nang được tiến hành với độ dự trữ 5% về lưu lượng và 10% về áp suất, nghĩa là:

$$Q_K = 1,05 \cdot Q \quad \text{và} \quad p_K = 1,1 \cdot p \cdot \frac{\gamma_K}{\gamma} \quad (5.27)$$

Ở đây Q_K , p_K , γ_K - thông số trong điều kiện chuẩn đã cho.

Từ các giá trị của Q_K , p_K ta lựa chọn loại quạt cần thiết. Phương pháp này cho phép ta xác định loại quạt, kích thước quạt cũng như số vòng quay.

Để đặt hàng mua các loại quạt, thì ngoài loại quạt, kích thước và số vòng quay, cần phải biết các tham số phụ khác như: các thông số được dùng làm cơ sở để chọn quạt, chiều quay của roto, vị trí của ống hút và ống đẩy, loại động cơ được dùng để kéo, ...

Việc xác định η và N trong điều kiện làm việc và tính toán các kích thước hình học của nó có thể tiến hành theo các đặc tính không thứ nguyên và sơ đồ khí động của loại quạt đã chọn.

5.2.6- Phân loại quạt và một số chi tiết chính của quạt ly tâm

a- Phân loại quạt: Thường người ta phân loại quạt theo các tiêu chuẩn sau:

1. Theo áp suất do quạt tạo nên:

- Quạt áp suất thấp: Có áp suất toàn phần (hiệu số các áp suất toàn phần ở tiết diện ra và tiết diện vào) dưới 100 kG/m^2
- Quạt áp suất trung bình: có áp suất toàn phần từ $100 \div 200 \text{ kG/m}^2$
- Quạt có áp suất cao: áp suất toàn phần từ $300 \div 1200 \text{ kG/m}^2$

2. Theo hướng quay của bánh công tác:

- Quạt có hướng quay bên phải: khi bánh công tác quay theo chiều kim đồng hồ
- Quạt có hướng quay bên trái: khi bánh công tác quay ngược chiều kim đồng hồ

3. Theo số phía ống hút:

- Quạt một phía hút
- Quạt hai phía hút

4. Theo số vòng quay đặc trưng n_s :

- Quạt có số vòng quay đặc trưng bé: $n_s < 25$ vg/ph
- Quạt có số vòng quay đặc trưng trung bình: $n_s = 25 \div 50$ vg/ph
- Quạt có số vòng quay đặc trưng lớn: $n_s > 50 \div 80$ vg/ph

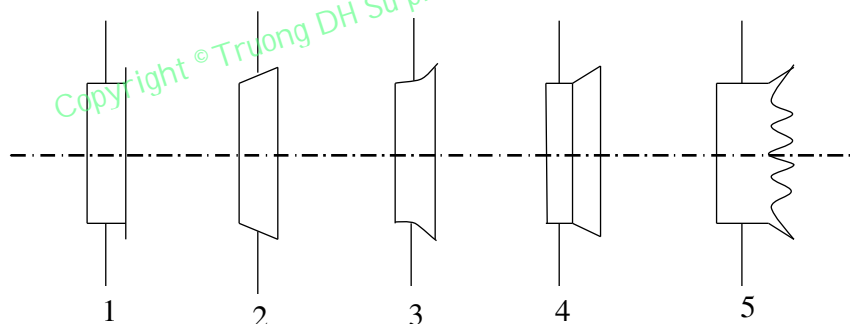
Ngoài ra, người ta còn phân loại quạt theo sơ đồ kết cấu, theo tính năng làm việc,...

b - Một số chi tiết của quạt ly tâm

Cách đưa dòng khí vào bánh công tác có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu quả, đến quá trình làm việc của quạt ly tâm.

Nếu phần vào của quạt tốt, có kết cấu đúng sẽ làm cho dòng khí phân bố đều đặn tại thiết diện vào của bánh công tác và đảm bảo cho nó có phụ tải đều đặn. Do vậy, một trong những bộ phận quan trọng của quạt là:

1. Ống vào



Hình 5.13 – Các loại ống vào

Ở lối vào của quạt có đặt ống vào. Hình dạng khác nhau của nó được thể hiện ở hình 5.13. Hình dạng hình học của ống vào phải đảm bảo để tổn thất năng lượng ở chỗ vào là bé nhất. Điều này được đảm bảo khi ống vào có hình dạng đều đặn (không gấp khúc).

Còn khi đặt quạt vào hệ thống các đường ống để quạt không khí đôi khi đòi hỏi phải đặt ở lối vào các hộp và ống có cấu tạo đặc biệt. Những chi tiết này phá hủy tính đối xứng của dòng ở chỗ vào và sự đều đặn của phụ tải của bánh công tác dẫn đến giảm hiệu suất.

Các hộp vào được sử dụng trong trường hợp hút từ hai phía. Do có hộp vào, các paliê (ổ bạc đỡ) của quạt trục được đặt ngoài đường khói (ở các quạt khói). Điều này rất quan trọng khi vận chuyển các khí nóng và việc kiểm tra lắp ráp các paliê cũng dễ dàng hơn.

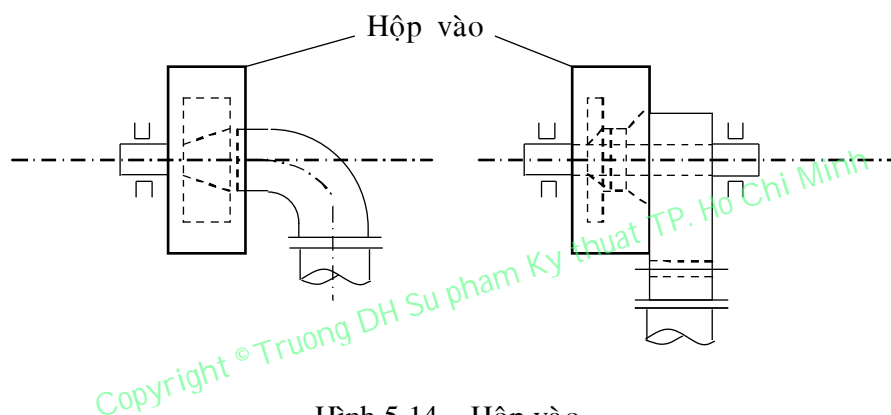
Đôi khi các hộp vào cũng được lắp ở quạt có hộp hút một phía, khi đó roto sẽ được lắp trên 2 gối, chiều rộng bánh công tác tăng và tốc độ vòng quay cũng tăng.

Trong trường hợp do lắp ráp phải uốn cong các đường ống trước quạt, thì cũng nên đặt hộp vào. Nếu ở cửa vào có thiết bị điều chỉnh thì tiện nhất nên đặt nó trong *hộp vào*.

Hộp vào phải có diện tích lớn. Đại lượng tương đối

$$i_H = \frac{\Omega_H}{\Omega_O} = 1,75 \div 2,25 \quad (5.28)$$

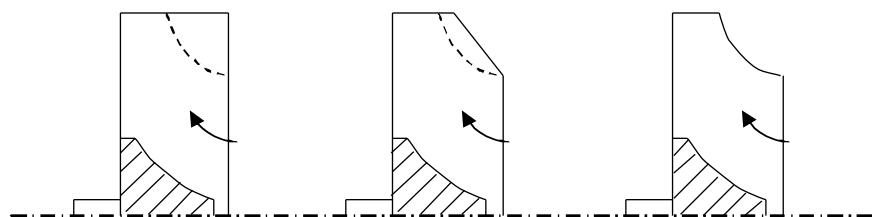
Trong đó: Ω_H - tiết diện của hộp; Ω_O - diện tích tiết diện vào của bánh công tác



Hình 5.14 – Hộp vào

Góc đặt α_H của hộp vào tốt nhất khi $\alpha_H = 90^\circ$.

2. Đĩa phụ



Hình 5.15 – Đĩa phụ

Hình dáng của đĩa phụ có ảnh hưởng rất lớn đến tổn thất năng lượng của dòng trong bánh công tác. Tổn thất sẽ ít nhất khi hình dáng đĩa phụ đều đặn và cạnh vào nghiêng.

3. Chiều rộng bánh công tác

Chiều rộng bánh công tác tăng thì chiều dài các lưu tuyến tăng, dẫn đến giảm độ cong của góc ngoặt, tổn thất năng lượng sẽ giảm.

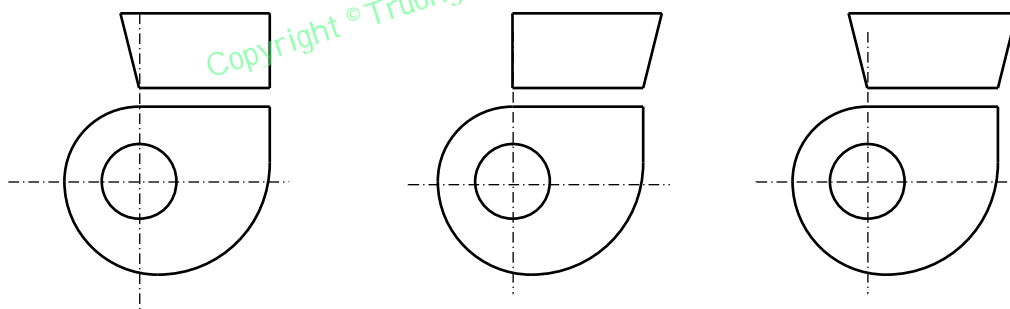
4. Vỏ quạt

Vỏ quạt thường có dạng xoắn ốc và trong một số ít trường hợp có dạng ống tăng áp vòng.

Trong vỏ xoắn ốc, không phải lúc nào tốc độ ra của khí sau quạt cũng giảm cho đến khi bằng tốc độ của dòng trong đường ống. Trong trường hợp như vậy, ở chỗ ra của quạt người ta đặt thêm ống tăng áp hình côn.

Ống ra xoắn ốc thường có dạng lược. Kinh nghiệm cho thấy, lược sẽ làm tăng tiếng ồn khi quạt làm việc và có thể làm giảm hiệu suất của nó.

Ống tăng áp hình côn ở chỗ ra sau ống xoắn ốc có dạng đối xứng với hình góc lệch đến 25° về phía bánh công tác.



Hình 5.16 – Vỏ quạt

5.2.7- Ảnh hưởng tạp chất khí đến sự làm việc của quạt

Trong một số trường hợp, chất khí do quạt vận chuyển có chứa các hạt cứng nhỏ. Ví dụ như khi vận chuyển khí nén, hút không khí có bụi, các thiết bị quạt khói.

Khi làm việc với loại khí có tạp chất này, bánh công tác cần có sức chống tốt đối với sự bào mòn của các hạt cứng có trong dòng chảy. Vì vậy, bánh công tác và may-ơ của nó phải được chế tạo từ những vật liệu cứng, chống mài mòn tốt. Số cánh của bánh công tác cần chọn ít, khoảng từ 6 ÷ 8 cánh để tháo rời và sửa chữa nhanh.

Ta cần xét ảnh hưởng của các hạt cứng chứa trong chất khí đến các thông số làm việc của quạt. Nồng độ các hạt cứng trong chất khí được đặc trưng bằng hệ số nồng độ khối lượng μ :

$$\mu = \frac{M_c}{M_k} \tag{5.29}$$

Trong đó:

M_c -khối lượng hạt cứng có trong chất khí dịch chuyển trong một giây, kg/s

M_k -khối lượng chất khí sạch của tạp chất dịch chuyển được trong một giây, kg/s

* Thực nghiệm cho thấy rằng *khí tạp chất có μ nhỏ và kích thước của hạt bụi nhỏ* thì cột áp và lưu lượng quạt cũng bằng như khi làm việc với khí sạch. Chỉ có khối lượng riêng ρ , áp suất p và công suất N là thay đổi.

Khối lượng riêng của hỗn hợp:

$$\rho_{hh} = \frac{M_c + M_k}{Q_{hh}} \quad (5.30)$$

Khối lượng riêng của khí sạch:

$$\rho_k = \frac{M_k}{Q_{hh}} \quad (5.31)$$

Ta có tỷ số các khối lượng riêng:

$$\frac{\rho_{hh}}{\rho_k} = \frac{M_c + M_k}{M_k} \quad (5.32)$$

Suy ra: $\frac{\rho_{hh}}{\rho_k} = 1 + \mu$

Tức là: $\rho_{hh} = \rho_k (1 + \mu)$ (5.33)

Tỷ số áp suất và công suất của quạt làm việc với tạp chất và với khí sạch là:

$$\frac{p_{hh}}{p_k} = \frac{\rho_{hh} g H_{hh}}{\rho_k g H_{hh}} = \frac{\rho_{hh}}{\rho_k} = 1 + \mu$$

Hay $p_{hh} = p_k (1 + \mu)$ (5.34)

$$\frac{N_{hh}}{N_k} = \frac{\rho_{hh} g H_{hh} Q_{hh}}{\rho_k g H_{hh} Q_{hh}} = \frac{\rho_{hh}}{\rho_k} = 1 + \mu$$

Hay $N_{hh} = N_k (1 + \mu)$ (5.35)

* Còn nếu quạt vận chuyển *tạp chất có những hạt cứng có kích thước lớn*, thì thành phần nằm ngang của vận tốc trong dòng chảy không đủ để giữ hạt cứng ở trạng thái lơ lửng nữa. Xảy ra sự va đập các hạt cứng vào bề mặt, sinh ra thêm tổn thất năng lượng phụ nữa để thắng lực ma sát của các hạt cứng với bề mặt. Lúc đó, tổn thất năng lượng trong bánh công tác tại ống vào và ra của quạt sẽ tăng lên, áp lực do quạt tạo nên giảm và công suất sẽ tăng.

Để tính áp suất và công suất của tạp chất trong trường hợp này, người ta dùng công thức bán thực nghiệm của Kalinukin:

$$p_{hh} = p_K (1 - k_p \mu) \quad (5.36)$$

$$N_{hh} = N_K (1 + k_N \mu) \quad (5.37)$$

Các hệ số điều chỉnh k_p và k_N được xác định bằng thực nghiệm. Khi kích thước của các hạt cứng hữu cơ khoảng từ 0,5 ÷ 3 mm thì:

$$k_p = 0,1 \div 0,45 \quad ; \quad k_N = 1,5 \div 1,7$$

Hiệu suất của quạt khi vận chuyển tạp chất là:

$$\eta_{hh} = \frac{Q_{hh} \cdot p_{hh}}{N_{hh}} = \frac{Q_{hh} \cdot p_K \cdot (1 - k_p \mu)}{N_K (1 + k_N \mu)} = \eta_K \frac{1 - k_p \mu}{1 + k_N \mu} \quad (5.38)$$

Vậy công suất trên trục máy khi vận chuyển hỗn hợp là:

$$N_{hh} = \frac{Q_{hh} \cdot p_{hh}}{\eta_{hh}} \quad (5.39)$$

Ta thấy, quạt dùng để vận chuyển hỗn hợp làm việc rất nặng nề (ví dụ: quạt khói trong các nhà máy nhiệt điện). Bột than và tro sẽ làm cánh quạt chóng bị hư hỏng. Quạt hư hỏng càng nhanh nếu cánh càng mỏng, số vòng quay càng lớn và kích thước các hạt cứng càng lớn. Thời gian làm việc của quạt khói còn phụ thuộc vào hình dạng cánh. Ví dụ: quạt có cánh dẫn nghiêng về phía sau sẽ ít bị hư hỏng hơn so với quạt có cánh dẫn nghiêng về phía trước trong cùng một điều kiện làm việc.

Các biện pháp chính để giảm sự hư hỏng của quạt khói:

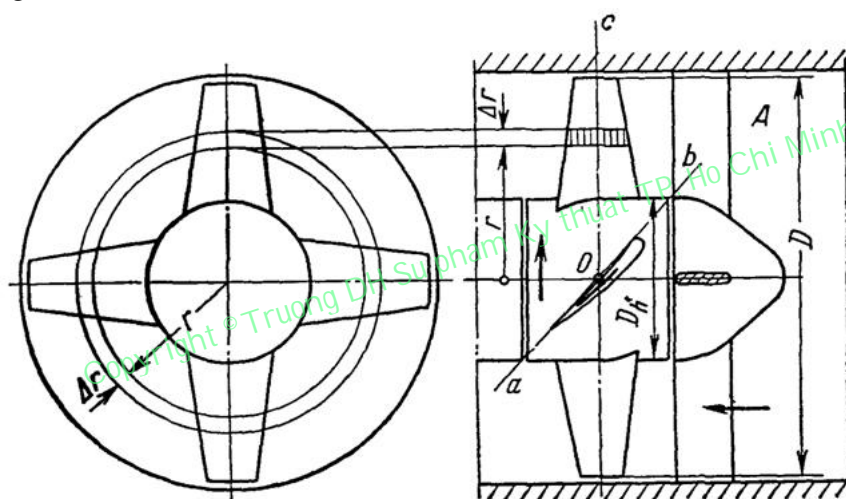
- Giảm số vòng quay.
- Tăng chiều dày của cánh đến 8 mm.
- Hàn thêm trên bề mặt cánh một miếng kim loại cứng chống mòn.
- Dùng các tấm mỏng để bảo vệ.
- Bảo vệ tường xoắn ốc bằng những tấm kim loại đặc biệt dày 10 ÷ 12 mm.
- Cải tiến các thiết bị lọc tro.
- Chọn hình dáng thích hợp cho cánh quạt.

5.3 - QUẠT TRỤC

5.3.1 - Những chú ý về quạt trục

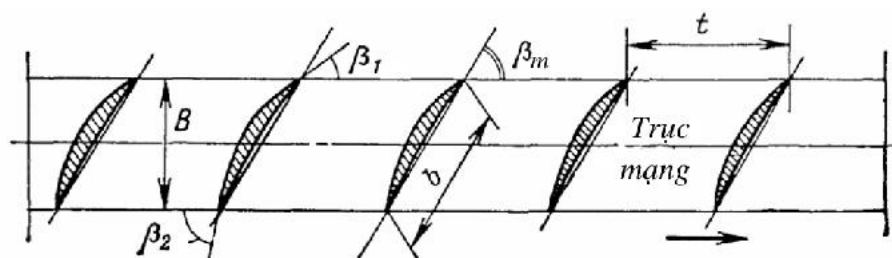
Trong các loại máy trục, cụ thể là quạt trục, sự truyền năng lượng từ quạt cho dòng chảy xảy ra nhờ sự giúp đỡ của bánh công tác có những cánh dẫn công-xôn được gắn chặt với ống lót. Vì bánh công tác của máy khi quay được giữ theo hướng trục, còn cánh dẫn của nó được gắn chắc dưới một góc nghiêng đối với mặt phẳng quay, nên bánh công tác vận chuyển chất lỏng (hay chất khí) dọc theo trục. Vì vậy nên dòng chảy có bị xoắn một phần.

Để khảo sát quá trình làm việc của máy trục, người ta sử dụng thuyết mạng prôfin cánh (mạng biên dạng cánh).



Hình 5.17 – Sơ đồ nguyên lý kết cấu của quạt trục

Cắt vòng bánh công tác theo mặt phẳng trụ bằng bán kính r và trải mặt phẳng này ra cùng các thiết diện cánh dẫn, ta thu được mạng prôfin phẳng của quạt trục.



Hình 5.18 – Mạng prôfin cánh dẫn

Các giá trị cơ bản, đặc trưng hình học của mạng là:

t - bước của cánh dẫn, đo theo hướng chuyển động của mạng;

b - độ dài dây cung của thiết diện cánh dẫn;

B - chiều rộng của mạng, đo song song với trục quay;

β_1, β_2 - góc ở cửa vào và ra của cánh dẫn, góc giữa dây cung cánh dẫn và trục mạng.

Có một số khái niệm cơ bản sau:

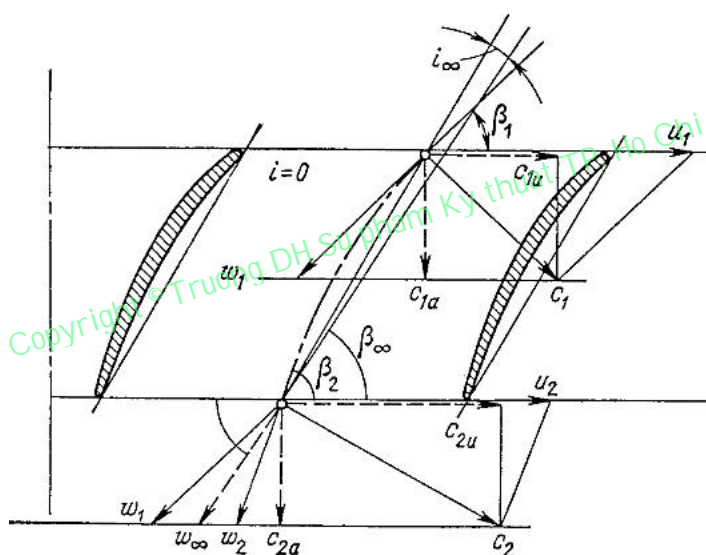
a - Mật độ của mạng: ký hiệu \bar{b} là tỷ số giữa dây cung và bước cánh dẫn.

$$\bar{b} = \frac{b}{t} \tag{5.40}$$

b - Bước tương đối của cánh dẫn: ký hiệu t' là đại lượng nghịch đảo của mật độ.

$$t' = \frac{1}{\bar{b}} = \frac{t}{b} \tag{5.41}$$

Khi xây dựng sơ đồ vận tốc ở cửa vào và ra, ta đưa vào các thông số động học cơ bản của dòng chảy qua mạng.



Hình 5.19 – Sơ đồ vận tốc của mạng

u_1, w_1, c_1 và u_2, w_2, c_2 tương ứng với vận tốc dịch chuyển, vận tốc tương đối, vận tốc tuyệt đối ở cửa vào và cửa ra.

β_1, β_2 - góc vào và góc ra.

i_1 - góc tiến của cánh dẫn của cửa vào (góc giữa tiếp tuyến của đường trung bình của mạng với vận tốc tương đối ở cửa vào).

i_2 - góc tiến của cánh dẫn của cửa ra

i_∞ - góc tiến của cánh dẫn của mạng (góc giữa dây cung của mạng và vec-tơ vận tốc tương đối trung bình w_∞).

Từ sơ đồ vận tốc này, ta suy ra: mạng prôfin làm thay đổi giá trị và hướng của vận tốc tương đối và tuyệt đối.

Điều khác biệt đặc trưng của quạt trục là sự xoắn của dòng chảy ($c_{2u} > c_{1u}$) và sự hiện diện của sự lưu lại của dòng chảy ở lối ra ($\sigma \neq 0$).

5.3.2 - Các phương trình cơ bản của quạt trục

a- Phương trình liên tục

Từ định luật bảo toàn khối lượng $dm = 0$ hay $m = \text{const}$; $m_1 = m_2$

Mà $m = \rho.Q = \rho.S.c$

Trong đó:

S - thiết diện mặt cắt của dòng chảy

c - vận tốc tuyệt đối của dòng chất lỏng.

Ta có phương trình dạng:

$$\rho_1.S_1.c_{1a} = \rho_2.S_2.c_{2a} \tag{5.42}$$

Ta ứng dụng phương trình này vào rãnh giữa các cánh, khi xét 1 cánh dẫn có độ dài Δr (xem hình 5.17)

Trong đoạn Δr , ta có thể giả thiết rằng vận tốc là không đổi. Diện tích của mặt cắt của cửa vào và ra là bằng nhau, tức là:

$$S_1 = S_2 = t.\Delta r$$

Trong phương trình trên, các véc tơ c_{1a} và c_{2a} tương ứng vuông góc với các thiết diện mặt cắt S_1 và S_2 . Vì vậy, khi ta giả thiết rằng S_1 và S_2 vuông góc với trục của máy, tức là có thể coi c_{1a} và c_{2a} là những thành phần chiếu trục của vận tốc tuyệt đối.

Từ hình vẽ ta có: $c_{1a} = w_{1a}$; $c_{2a} = w_{2a}$

Tức là: phương trình liên tục có thể được viết sau khi giản ước S_1 và S_2 là :

$$\rho_1.c_{1a} = \rho_2.c_{2a}$$

Hoặc: $\rho_1.w_{1a} = \rho_2.w_{2a} \tag{5.43}$

Đối với chất lỏng không nén được $\rho_1 = \rho_2$, ta được:

$$c_{1a} = c_{2a} = c_a ; w_{1a} = w_{2a} = w_a \tag{5.44}$$

a - Phương trình năng lượng

1. Phương trình năng lượng của chuyển động tương đối

Trong chuyển động tương đối của dòng môi chất qua bánh công tác của quạt trục năng lượng không được truyền cho dòng chảy. Ở đây chỉ xảy ra sự biến đổi động năng thành thế năng. Quá trình này gây ra sự tản mát năng lượng của dòng chảy. Khi thay đổi động năng riêng của chuyển động tương đối từ $\frac{w_1^2}{2}$ đến $\frac{w_2^2}{2}$ thì xảy ra sự thay đổi liên tục áp suất và khối lượng riêng, và phương trình năng lượng có thể viết:

$$\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \Delta L \ ; \tag{5.45}$$

Đối với quạt $\int_1^2 \frac{dp}{\rho} = C_p(T_2 - T_1)$

Trong đó: ΔL - năng lượng đã chuyển thành nhiệt năng.

Sự thay đổi thế năng được biểu thị bằng tích phân ở phần bên phải của biểu thức trên, có thể tính được trong trường hợp khi đã biết rõ mối quan hệ giữa ρ và p , tức là khi đã biết được quá trình nhiệt động ở rãnh giữa các cánh dẫn. Ở quạt, quá trình nhiệt động là đẳng nhiệt, còn ở máy nén trục là quá trình đa biến.

2. Năng lượng mà mạng cánh dẫn đã cung cho dòng chảy, có thể tính được theo phương trình cơ bản của máy ly tâm, mà ở đó $u_2 = u_1 = u$:

$$L_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \cdot \Delta c_u \quad (5.46)$$

Từ sơ đồ vận tốc, suy ra

$$\begin{aligned} c_{2u} &= u_2 - c_{2a} \cot \beta_2 \\ c_{1u} &= u_1 - c_{1a} \cot \beta_1 \end{aligned} \quad (5.47)$$

Thế (5.47) vào (5.46), có sử dụng biểu thức (5.44):

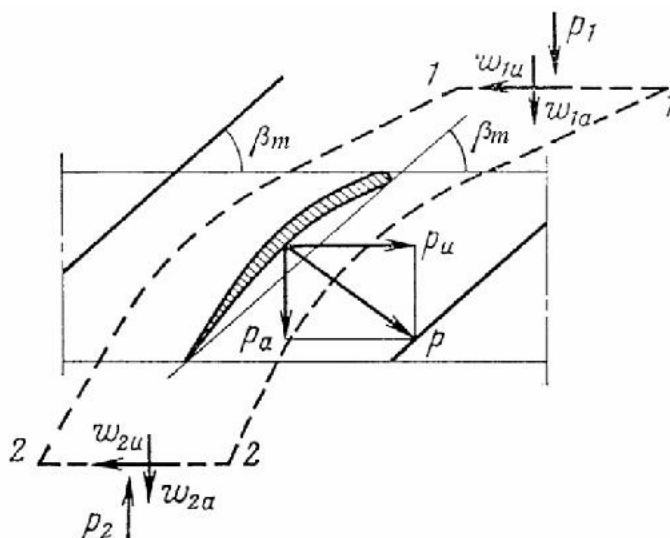
$$L_1 = u \cdot c_a (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) \quad (5.48)$$

3. Phương trình năng lượng của chuyển động tuyệt đối qua mạng lưới cánh dẫn của quạt trục có thể viết: $u \cdot c_a (\cot \beta_1 - \cot \beta_2) = C_p \cdot (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \quad (5.49)$

q - mất mát năng lượng vào môi trường bên ngoài.

c - Phương trình động lượng

Phương trình động lượng dùng để tính lực tương tác giữa dòng chảy và các cánh dẫn của quạt trục.



Hình 5.20 – Sơ đồ lực tác dụng lên mạng cánh

Giả sử đoạn cánh chiều dài Δr tác dụng lên dòng chảy một lực P (hình 5.17 và hình 5.20)

Các hình chiếu của lực này:

P_a - chiếu lên trục của quạt;

P_u - chiều lên trục của mạng.

Ta xét dòng chảy khi có chuyển động tương đối với độ dày bằng một bước của mạng.

Ta viết phương trình động lượng trên trục của quạt và trục của mạng cánh dẫn để xác định các lực thành phần P_a và P_u .

* Xác định P_a : Viết phương trình trên trục của quạt :

Qua thiết diện 1-1, lượng chất lỏng chảy qua trong một giây:

$$m = \Delta r.t.w_{1a}.\rho_1$$

Theo hướng trục của máy có động lượng bằng:

$$k_1 = m.w_{1a} = \Delta r.t.w_{1a}.\rho_1.w_{1a}$$

Tương tự đối với thiết diện 2-2

$$k_2 = m.w_{2a} = \Delta r.t.w_{2a}.\rho_2.w_{2a}$$

Nếu p_1 và p_2 là áp suất ở các thiết diện 1-1 và 2-2 của dòng chảy, thì áp lực gây ra bởi chúng tương ứng sẽ là: $\Delta r.t. p_1$ và $\Delta r.t. p_2$.

Xung lượng của các lực ngoài tác dụng lên dòng theo hướng vận tốc ban đầu bằng sự thay đổi động lượng của dòng, vì vậy, ta có phương trình cân bằng như sau:

$$P_1 + P_a - P_2 = k_1 - k_2$$

Thay vào ta được:

$$P_a + \Delta r.t. p_1 - \Delta r.t. p_2 = -(\Delta r.t.w_{2a}^2.\rho_2 - \Delta r.t.w_{1a}^2.\rho_1)$$

Dấu (-) ở phía phải của đẳng thức nói lên rằng: sự thay đổi động lượng của thể tích chất lỏng đang xét gây ra lực tác dụng lên cánh dẫn theo hướng ngược với P_a . Suy ra:

$$P_a = \Delta r.t(p_2 - p_1) + \Delta r.t(w_{2a}^2.\rho_2 - w_{1a}^2.\rho_1) \quad (5.50)$$

Đối với chất lỏng không nén được và theo phương trình (5.44), $\rho_1 = \rho_2$, $w_{1a} = w_{2a}$ ta có:

$$P_a = \Delta r.t(p_2 - p_1) \quad (5.51)$$

Mạng profin, mà dịch chuyển chất lỏng không nén được, không làm thay đổi vận tốc trục của dòng chảy; lực dọc trục tác dụng lên dòng chảy phân tán để tăng áp suất.

* Xác định P_u : ta viết phương trình động lượng trên trục của mạng:

Động lượng trong các thiết diện là:

$$k_1 = m.w_{1u} = \Delta r.t.w_{1a}.\rho_1.w_{1u}$$

$$k_2 = m.w_{2u} = \Delta r.t.w_{2a}.\rho_2.w_{2u}$$

Phương trình cân bằng có dạng:

$$P_u = -(\Delta r.t.w_{2a}.\rho_2.w_{2u} - \Delta r.t.w_{1a}.\rho_1.w_{1u})$$

Từ đó suy ra:

$$P_u = \Delta r.t(w_{1a}.\rho_1.w_{1u} - w_{2a}.\rho_2.w_{2u})$$

Sử dụng biểu thức (3.4) $w_{1a}.\rho_1 = w_{2a}.\rho_2$ ta có:

$$P_u = \Delta r.t.w_{1a}.\rho_1(w_{1u} - w_{2u}) \quad (5.52)$$

Lực tổng hợp, thu được bằng cách cộng hình học 2 lực P_a và P_u

d- Phương trình lưu số

Biểu thức chung cho quá trình tuần hoàn là:

$$\Gamma = \oint_S c \cdot \cos \alpha \cdot dS \quad ; \quad \alpha - \text{góc } (c, dS)$$

ta có thể sử dụng để dàng biểu thức này đối với profin của mạng.

Trên hình 5.20, ta xét vòng kín 1-1-2-2-1, ta tưởng tượng rằng: quá trình tuần hoàn chính là tổng của các tích phân sau:

$$\Gamma = \int_1^1 w_{1u} dt + \int_1^2 w dS - \int_2^2 w_{2u} dt - \int_2^1 w dS$$

w - vận tốc tương đối của dòng chảy.

Vì hai đường 1-2 và 2-1 về phương diện hình học là như nhau và vận tốc tại những điểm tương ứng bằng nhau, nên tích phân thứ 2 và thứ 4 bị triệt tiêu. Suy ra:

$$\Gamma = \int (w_{1u} - w_{2u}) dt$$

Mà w_{1u} và w_{2u} là không đổi tính trung bình theo bước cánh dẫn, nên:

$$\Gamma = (w_{1u} - w_{2u}) t \tag{5.53}$$

e- Thuyết Giukôpxki

Lực nâng cánh (với $l = 1$; l - chiều dài cánh) chuyển động trong không gian vô hạn, được xác định bằng thuyết Giukôpxki.

$$P_y = \rho \cdot w \cdot \Gamma \tag{5.54}$$

Trong đó:

w - vận tốc tương đối của dòng chảy

Γ - lưu số tuần hoàn theo vòng kín bao trùm cánh dẫn.

* Cánh dẫn được cách ly không thay đổi các thông số của dòng chảy: vận tốc tương đối trước cánh dẫn và sau nó bằng nhau.

* Mạng cánh dẫn, như ta thấy ở hình 5.19, thay đổi giá trị và hướng của vận tốc tương đối ($w_1 \neq w_2$).

Đó chính là sự khác biệt rõ ràng giữa cánh dẫn cô lập và mạng cánh dẫn.

Thuyết Giukôpxki cho cánh dẫn của mạng là:

$$P_y = \rho \cdot \Gamma \cdot w_\infty \tag{5.55}$$

P_y - lực nâng cánh

Từ hình 5.19, ta thấy rằng w_∞ là vec-tơ vận tốc trung bình:

$$\vec{w}_\infty = \frac{1}{2} (\vec{w}_1 + \vec{w}_2)$$

Trong trường hợp chảy qua mạng là chất khí có khối lượng riêng ρ , thì trong phương trình (5.55) có thể cho rằng ρ là khối lượng riêng trung bình số học ở cửa ra và cửa vào:

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$$

Và ta thấy rằng *hướng* của P_y *vuông góc* với vec-tơ w_∞ (hình 5.20).

f- Các hệ số khí động lực học

Người ta thường dùng một phương pháp khá phổ biến để tính toán lực tác dụng lên mạng cánh dẫn từ cách tính lực tác dụng lên cánh dẫn cô lập, ta có thể viết:

$$\begin{aligned} P_y &= C_y \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \\ P_x &= C_x \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \end{aligned} \tag{5.56}$$

Trong đó:

C_y, C_x - hệ số của lực nâng và của lực tương tác mặt chính diện cánh dẫn,

b - độ dài dây cung cánh dẫn,

ρ - khối lượng riêng của dòng.

P_y, P_x - lực nâng và lực tương tác mặt chính diện của dòng chảy và prôfin của mạng.

Hệ số C_x chỉ có thể xác định bằng thực nghiệm. Giá trị gần đúng của C_y có thể tính gần đúng bằng lý thuyết, còn giá trị chính xác thì bằng thực nghiệm.

* Xác định C_y gần đúng bằng thực nghiệm:

Từ (5.55) và phương trình đầu của (5.56), ta được:

$$\rho \cdot \Gamma \cdot w_\infty = C_y \cdot \rho \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2}$$

Suy ra:
$$\Gamma = C_y \cdot b \cdot \frac{w_\infty^2}{2}$$

Phương trình này cùng với phương trình (5.53) cho phép ta xác định được C_y

$$C_y = 2 \cdot \frac{t}{b} \cdot \frac{w_{1u} - w_{2u}}{w_\infty}$$

Từ hình 5.19 ta có:

$$w_{1a} = w_{2a} = \frac{w_{1u}}{\cot g \beta_1} = \frac{w_{2u}}{\cot g \beta_2} = w_\infty \sin \beta_\infty$$

Hay:
$$\frac{w_{1u}}{w_\infty} = \cot g \beta_1 \sin \beta_\infty$$

Và
$$\frac{w_{2u}}{w_\infty} = \cot g \beta_2 \sin \beta_\infty$$

Vì vậy:
$$C_y = 2 \cdot \frac{t}{b} \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \sin \beta_\infty \quad (5.57)$$

Đẳng thức này cho phép ta tính hệ số C_y theo các thông số đã biết cho trước của mạng prôfin.

Các giá trị chính xác C_y và C_x có thể xác định được bằng phương pháp thổi các mạng cánh dẫn có kích thước khác nhau với những góc tiến khác nhau; thực hiện đo vận tốc, khối lượng riêng và các lực P_y , P_x , sau đó tính C_y và C_x theo phương trình (5.56). Kết quả của quá trình thổi được biểu diễn bằng phương pháp đồ thị.

5.3.3- Các thông số của quạt trục

a- Áp suất

Cột áp lý thuyết mà bánh công tác của quạt trục đạt được, có thể được tính theo phương trình Euler:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g}$$

Ở đây có thể giả thiết $u_1 = u_2 = u$. Với điều kiện này ta có:

$$H_l = \frac{u}{g} (c_{2u} - c_{1u})$$

Đối với quạt ta đưa vào hệ số tiêu hao φ :

$$\varphi = \frac{c_a}{u} \quad (5.58)$$

Hệ số này được xác định lưu lượng thể tích chảy qua một đơn vị diện tích của thiết diện cắt của mạng cánh dẫn.

Từ tam giác vận tốc, ta có:

$$c_{1u} = u_1 - c_{1a} \cot g\beta_1$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2a} \cot g\beta_2$$

Với điều kiện $c_{1a} = c_{2a} = c_a$ ta được:

$$H_l = \frac{u}{g} \cdot c_a \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) = \frac{u^2}{g} \cdot \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (5.59)$$

Áp suất lý thuyết mà bánh công tác đạt được:

$$p_l = \rho \cdot g \cdot H_l = \rho \cdot u^2 \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (5.60)$$

Từ áp suất lý thuyết ta có thể tính được áp suất thực tế:

$$p = \eta_m p_l = \rho u^2 \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \cdot \eta_m \quad (5.61)$$

Với: η_m - hiệu suất của mạng cánh dẫn của quạt trục.

b- Hiệu suất

1. Hiệu suất của mạng cánh dẫn: η_m

$$\eta_m = \frac{P}{P + \Delta P} = \frac{P}{P_1} \quad (5.62)$$

Trong đó:

P và P_1 - áp suất thực tế và áp suất lý thuyết gia tăng được ở trong mạng,
 ΔP - mất mát áp suất trong mạng.

Nếu mạng tăng áp suất từ P_1 đến P_2 , thì:

$$\eta_m = \frac{P_2 - P_1}{P_2 - P_1 + \Delta P} \quad (5.63)$$

2. Tính hiệu suất mạng theo các thành phần lực

Đối với chất lỏng không nén được, từ phương trình năng lượng của chuyển động tương đối, ta có:

$$\frac{w_1^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \Delta L$$

Suy ra: $P_2 - P_1 + \Delta P = \rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (5.64)$

Từ sơ đồ vận tốc lối vào và ra, ta có:

$$w_1^2 = w_a^2 + w_{1u}^2$$

$$w_2^2 = w_a^2 + w_{2u}^2$$

$$\Rightarrow w_1^2 - w_2^2 = w_{1u}^2 - w_{2u}^2 = (w_{1u} - w_{2u})(w_{1u} + w_{2u})$$

Mà: $w_{1u} + w_{2u} = 2w_u = 2w_a \cot g\beta_\infty$

Vậy: $w_1^2 - w_2^2 = 2(w_{1u} - w_{2u})w_a \cot g\beta_\infty$

Hay: $\rho \cdot \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \rho \cdot (w_{1u} - w_{2u})w_a \cot g\beta_\infty \quad (5.65)$

Trong đó: β_∞ - góc giữa vec-tơ \vec{w}_∞ và trục mạng.

Sử dụng biểu thức (5.64) và biểu thức (5.65), ta được:

$$P_2 - P_1 + \Delta P = \rho \cdot (w_{1u} - w_{2u})w_a \cot g\beta_\infty \quad (5.66)$$

Hay: $P_2 - P_1 + \Delta P = \frac{P_u}{t \cdot \Delta r} \cot g\beta_\infty$

Trong đó: $P_u = \Delta r \cdot t \cdot \rho \cdot w_a \cdot (w_{1u} - w_{2u})$

Hay $\rho \cdot w_a \cdot (w_{1u} - w_{2u}) = \frac{P_u}{t \cdot \Delta r}$

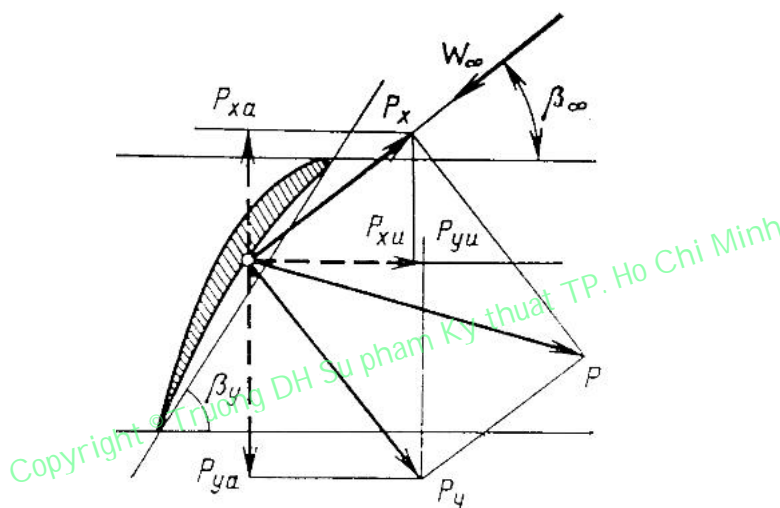
Từ (5.61) ta có:

$$p_2 - p_1 = \frac{P_a}{t \cdot \Delta r} \tag{5.67}$$

Suy ra:

$$\eta_m = \frac{\frac{P_a}{t \cdot \Delta r}}{\frac{P_u}{t \cdot \Delta r} \cot g \beta_\infty} = \frac{P_a}{P_u \cdot \cot g \beta_\infty} \tag{5.68}$$

3. Tính hiệu suất của mạng theo tính năng ngược



Hình 5.21 – Sơ đồ tính hiệu suất của mạng

Từ hình 5.21, ta có:

$$\begin{aligned} P_a &= P_y \cdot \cos \beta_\infty - P_x \cdot \sin \beta_\infty \\ P_u &= P_x \cdot \cos \beta_\infty + P_y \cdot \sin \beta_\infty \end{aligned} \tag{5.69}$$

Thế (5.69) vào (5.68) đồng thời chia cả tử và mẫu cho $P_y \cdot \cos \beta_\infty$, ta có:

$$\eta_m = \frac{1 - \mu \cdot \text{tg} \beta_\infty}{1 + \mu \cdot \cot g \beta_\infty} \tag{5.70}$$

Trong đó: $\mu = \frac{P_x}{P_y}$ - tính năng ngược của mạng.

Đối với cánh dẫn quạt trục $\mu = 0,02 \div 0,04$.

Với $\mu = 0,03$ và $\beta_m = 25^\circ \div 45^\circ$ thì $\eta_m = 0,9 \div 0,94$.

Để tăng hiệu suất của mạng quạt trục cần sử dụng loại rôfin có giá trị μ càng nhỏ càng tốt.

4. Hiệu suất cơ khí: tính đến tổn thất năng lượng do ma sát ở dầm, ổ bi và do ma sát đĩa.

$$\eta_{CK} = 0,94 \div 0,98$$

5. Hiệu suất thủy lực của cấp: $\eta_{11} = \frac{p_c}{p_1}$

Trong đó:

p_c - áp suất được tạo thành bởi cấp

$$p_c = \rho \cdot u^2 \cdot \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \cdot \eta_p + \Delta p_{KT} - \sum \Delta p \quad (5.71)$$

$\sum \Delta p$ - mất mát áp suất khi cung và khi thải;

η_p - hiệu suất cột áp;

Δp_{KT} - lượng áp suất tăng được trong quá trình thải do xảy ra hiệu ứng khuếch tán.

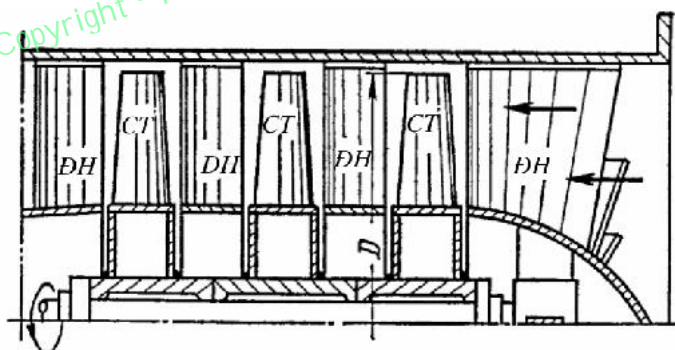
Đối với quạt trục: $\eta_{TL} = 0,75 \div 0,92$

6. Hiệu suất toàn phần của cấp $\eta = \eta_{TL} \cdot \eta_{CK} = 0,70 \div 0,90$

c- Công suất

Công suất trên trục của quạt là: $N = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000 \eta} \quad (5.72)$

5.3.4- Quạt trục nhiều cấp



Hình 5.22 – Sơ đồ quạt trục nhiều cấp

Phân tích công thức (5.60): $p_1 = \rho \cdot u^2 \cdot \varphi \cdot (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2)$, có thể thấy rằng áp suất được tạo nên bởi 1 bánh công tác quạt trục bị giới hạn bởi các yếu tố vận tốc và hình học. Trong các máy trục hiện đại của các thiết bị vận tải, người ta sử dụng vận tốc ở đầu các cánh dẫn của bánh công tác rất cao, đến 400m/s. Nhưng dù có như vậy, trong nhiều trường hợp vẫn không đảm bảo áp suất cần thiết. Khi đó người ta sử dụng máy nhiều cấp.

Quạt trục nhiều cấp có một số vòng đồng trục được đặt trên một trục chung (hình 5.22). Cứ giữa hai bánh công tác được đặt một thiết bị định hướng.

Công dụng của nó:

- Vận lại dòng ra từ bánh công tác.
- Cho dòng một hướng cần thiết để trao đổi năng lượng tích cực ở cấp sau.
- Biến đổi một phần cột áp động thành thế năng.

Thiết bị định hướng được làm từ những tấm cong đều có chiều dày biến đổi, có sức cản mặt trước nhỏ. Số cấp áp suất trong máy trục có khi lên đến 20 cấp.

5.3.5- Điều kiện làm việc của quạt trục

Các thành phần của cánh dẫn của quạt trục, ở những khoảng cách khác nhau cách tâm, quay với những vận tốc khác nhau. Vì vậy, cánh dẫn với chiều rộng không đổi và các góc ra vào không đổi tạo nên cột áp thay đổi theo chiều dài của cánh dẫn. Điều này dẫn đến sự di chuyển hướng kính của các phần tử chất lỏng trong dòng chảy của bánh công tác và sự tháo dẫn làm giảm hiệu suất của quạt.

Hiện tượng di chuyển hướng kính này đặc biệt rõ trong các cấp của quạt trục có độ dài cánh dẫn lớn. Vì vậy các cấp của quạt trục có độ dài cánh dẫn lớn thường được thiết kế từ điều kiện không có sự di chuyển hướng kính của dòng chất lỏng.

Ta biết rằng: trong các loại máy trục, nếu bỏ qua lực nhớt của dòng, thì điều kiện cân bằng hướng kính được thể hiện bằng đẳng thức:

$$r \cdot c_u = \text{const} \tag{5.73}$$

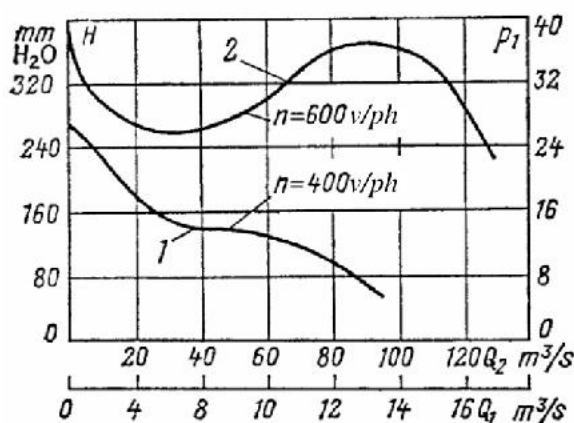
Công thức này có giá trị thực tế rất lớn. Điều kiện để không có sự chuyển động hướng kính chỉ thực hiện được khi không có sự thay đổi của quá trình tuần hoàn theo chiều dài cánh dẫn. Trong trường hợp này, mỗi một phần tử của dòng chảy chuyển động theo mặt trụ tròn của bán kính tương ứng.

Phương trình (5.73) là luận đề quan trọng nhất trong thuyết Giukôpxki. Thực hiện được biểu thức này trong quạt trục cho phép tăng rất nhiều hiệu suất của máy.

Ảnh hưởng của điều kiện (5.73) lên hình dạng kết cấu của cánh thể hiện ở chỗ cánh dẫn có dạng cong xoắn ốc với những góc β_1, β_2 thay đổi theo chiều dài cánh dẫn. Những cánh dẫn loại này được sử dụng rất rộng rãi, đặc biệt ở những máy ống lót có đường kính tương đối nhỏ.

Trong những máy ống lót có đường kính tương đối lớn, cánh dẫn được làm không cong, nhưng dây cung giảm từ trong ra ngoài.

5.3.6- Đặc tính của quạt trục



Hình 5.23 – Đường đặc tính của một số loại quạt trục
 1. Quạt thuộc sêri Y-12 N⁰16 2. Quạt thuộc sêri BC

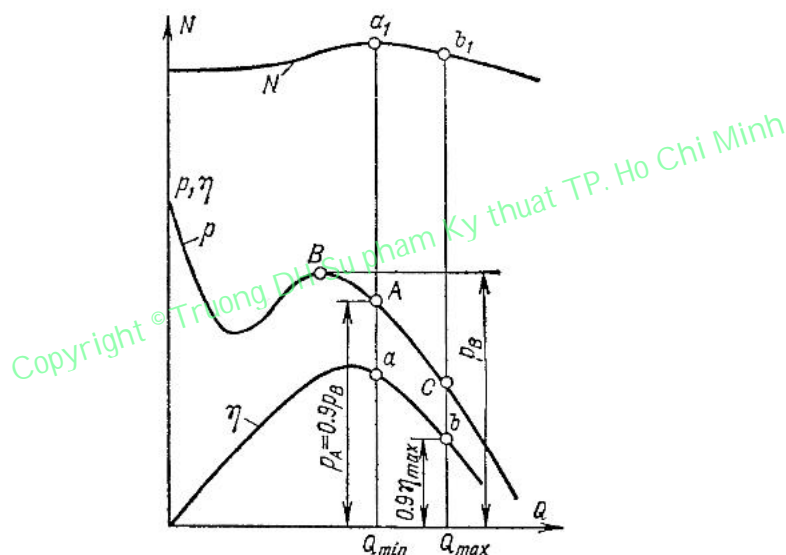
Tương tự như những máy ly tâm, đặc tính của máy trục (quạt trục) cho ta mối quan hệ giữa cột áp (áp suất), công suất trên trục và hiệu suất với lưu lượng.

Đường đặc tính thường được xây dựng bằng cách thử với số vòng quay không đổi và được tính với những số vòng quay khác nhau theo công thức tỷ lệ.

Dạng đường đặc tính được xác định nhờ kết cấu và các tính chất thủy khí động học của máy.

* Đường đặc tính quạt trục khi $n = \text{const}$

Khác với máy ly tâm, đường đặc tính cột áp của máy trục thường có dạng yên ngựa. Mặt khác ở những máy cột áp thấp, thường gặp dạng nghiêng của loại đường đặc tính này.



Hình 5.24 – Đường đặc tính của quạt trục cột áp thấp

Dạng yên ngựa trên đường đặc tính giải thích sự giảm của lực nâng cánh khi có lưu lượng nhỏ và góc tiến tăng và giải thích sự hiện diện của dòng thứ cấp.

Đường đặc tính công suất của quạt trục cho thấy sự giảm công suất khi tăng Q hoặc gần như nằm ngang (hình 5.24). Vì vậy khởi động quạt trục cho phép mở hoàn toàn van trên ống hút, tức là có chịu tải trọng.

Đường đặc tính hiệu suất của quạt trục có cánh dẫn làm việc được gắn chặt với ống lót có cực đại biểu hiện rõ. Khi chế độ làm việc bị lệch khỏi vị trí tối ưu, hiệu suất thay đổi đột ngột.

Phần làm việc của đường đặc tính được thành lập ở phần ổn định của nó (bên phải điểm B trên hình 5.24). Giá trị cực đại cho phép thấp nhất của hiệu suất khoảng $0,9 \eta_{\text{max}}$.

5.3.7 – Điều chỉnh lưu lượng

Điều chỉnh lưu lượng của quạt trục có thể được tiến hành bằng cách thay đổi số vòng quay, thay đổi góc quay của cánh dẫn làm việc bằng thiết bị hướng dòng ở cửa vào và bằng tiết lưu.

Cách thứ nhất có hiệu quả hơn cả.

Điều chỉnh bằng tiết lưu đặc biệt không kinh tế, vì lưu lượng bị giảm trong khi công suất không đổi hoặc tăng. Vì vậy tiêu hao năng lượng trên một đơn vị thể tích chất lỏng khi điều chỉnh bằng phương pháp này tăng.

Khi điều chỉnh quạt bằng góc quay cánh dẫn của bánh công tác hay bằng thiết bị hướng dòng ở cửa vào tiết kiệm rất lớn năng lượng trong quá trình truyền động. Khi điều chỉnh bằng góc quay cánh dẫn hoặc thiết bị hướng dòng rất tiện lợi trong việc sử dụng đường đặc tính điều chỉnh tiêu chuẩn.

Copyright © Truong DH Su pham Ky thuat TP. Ho Chi Minh

CHƯƠNG VI: KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY NÉN

6.1- KHÁI NIỆM CHUNG

6.1.1-Định nghĩa

Máy nén là máy để nén khí với cơ số tăng áp $\varepsilon > 1,15$ và có làm lạnh nhân tạo ở nơi xảy ra quá trình nén khí.

Công dụng của máy nén là nén khí và di chuyển khí nén đến nơi tiêu thụ theo hệ thống ống dẫn.

Máy nén dùng để tháo khí từ bình chân không và nén chúng đến áp suất khí quyển hoặc áp suất lớn hơn, được gọi là *bơm chân không*.

Các thông số cơ bản đặc trưng cho sự làm việc của máy nén là: lưu lượng thể tích Q (thường được tính trong điều kiện hút), áp suất đầu p_1 và áp suất cuối p_2 hoặc hệ số tăng áp $\varepsilon = p_2/p_1$, số vòng quay n và công suất N trên trục của máy nén.

6.1.2-Phân loại máy nén

* Theo nguyên lý làm việc có thể chia máy nén ra làm 3 loại:

- Máy nén thể tích.
- Máy nén cánh dẫn.
- Máy nén phun tia.

* Theo kết cấu

Máy nén thể tích có 2 loại:

- Máy nén piston.
- Máy nén roto.

Máy nén cánh dẫn có 2 loại:

- Máy nén ly tâm.
- Máy nén trục.

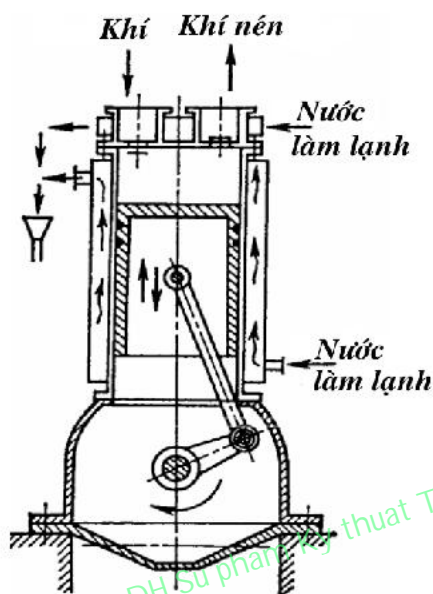
Ngoài ra còn có thể chia máy nén ra thành từng nhóm theo dạng chất khí làm việc, theo dạng truyền dẫn, ...

6.1.3- Sơ đồ kết cấu một số máy nén điển hình

* *Máy nén piston* (một piston với một cấp nén)

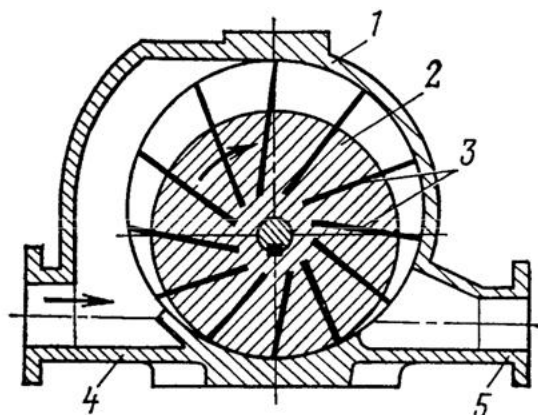
Với chuyển động tịnh tiến lên xuống của piston, các quá trình sau được thực hiện: Dẫn nở, Hút, Nén, Đẩy. Phương pháp tác dụng của máy nén piston dựa vào sự thải khí bằng piston, cho

phép xây dựng được những kết cấu với đường kính và hành trình piston nhỏ, có áp suất lớn khi lưu lượng bé.



Hình 6.1 – Máy nén piston

* Máy nén roto dạng tấm phẳng:



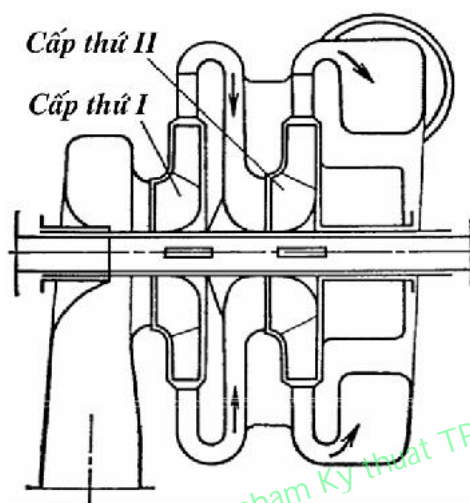
Hình 6.2 – Máy nén roto dạng tấm phẳng

- | | |
|------------------|------------|
| 1. Vỏ | 2. Roto |
| 3. Các tấm phẳng | 4. Ống hút |
| 5. Ống đẩy | |

Khi roto 2 quay, trong các rãnh dọc của roto, các tấm phẳng 3 có thể tự do di chuyển, khí được điền đầy trong khoảng không gian giữa các cánh được mang từ ống hút 4 đến ống đẩy 5 và được thải ra hệ thống ống dẫn.

Trục roto của máy nén có thể nối với trục của động cơ khởi động một cách trực tiếp không cần bộ truyền động. Điều này làm cho máy giản tiện, dễ dùng và làm giảm khối lượng của máy.

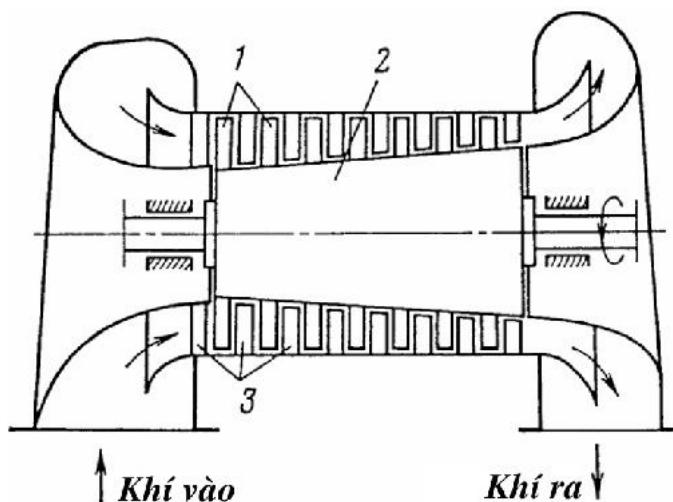
* Máy nén ly tâm:



Hình 6.3 – Máy nén ly tâm

Nguyên lý làm việc tương tự như bơm ly tâm. Trục của máy nén ly tâm nối với trục của động cơ khởi động (động cơ điện hoặc tuabin hơi nước) hoặc trực tiếp, hoặc qua truyền dẫn cơ học để tăng số vòng quay của trục máy nén nhằm giảm kích thước của máy nén và giảm khối lượng cũng như giảm giá máy.

* Máy nén trục:



Hình 6.4 – Máy nén trục

1. Cánh dẫn công tác (cánh dẫn động) 2. Roto 3. Cánh dẫn hướng dòng

Kết cấu gồm roto có gắn cánh dẫn làm việc, vỏ có gắn cánh dẫn hướng dòng cố định. Khí được hút vào ống hút, chuyển động dọc trục và đồng thời bị nén trong các cấp nén của cánh dẫn. Qua ống đẩy khí được đẩy vào hệ thống ống dẫn đến nơi tiêu thụ.

Để khởi động máy nén trục dùng động cơ điện, tuabin hơi nước hoặc tuabin khí.

6.2 - NHIỆT ĐỘNG HỌC MÁY NÉN

6.2.1- Quá trình nén khí

a- Phương trình cơ bản

Lý thuyết đơn giản nhất của máy nén dựa trên *thuyết nhiệt động học khí lý tưởng* thỏa mãn phương trình:

$$p = \rho.R.T \tag{6.1}$$

Khi áp suất cuối của quá trình nén khí lớn hơn 10^6N/m^2 có thể dùng phương trình trạng thái khí thực:

$$p = Z.\rho.R.T \tag{6.2}$$

Z - hệ số nén được, giá trị thực nghiệm của nó phụ thuộc vào các đại lượng không thứ nguyên p/p_{gh} và T/T_{gh} .

b- Các quá trình nhiệt động cơ bản được sử dụng trong thuyết máy nén

Khi kết hợp sử dụng định luật thứ nhất của nhiệt động học và phương trình trạng thái khí lý tưởng, ta thu được các phương trình của quá trình nén và giãn nở xảy ra trong máy nén:

* Quá trình đa biến: $\frac{p}{\rho^n} = \text{const}$ hay $p v^n = \text{const}$ (6.3)

* Quá trình đoạn nhiệt: $\frac{p}{\rho^k} = \text{const}$ hay $p v^k = \text{const}$ (6.4)

* Quá trình đẳng nhiệt: $\frac{p}{\rho} = \text{const}$ hay $p v = \text{const}$ (6.5)

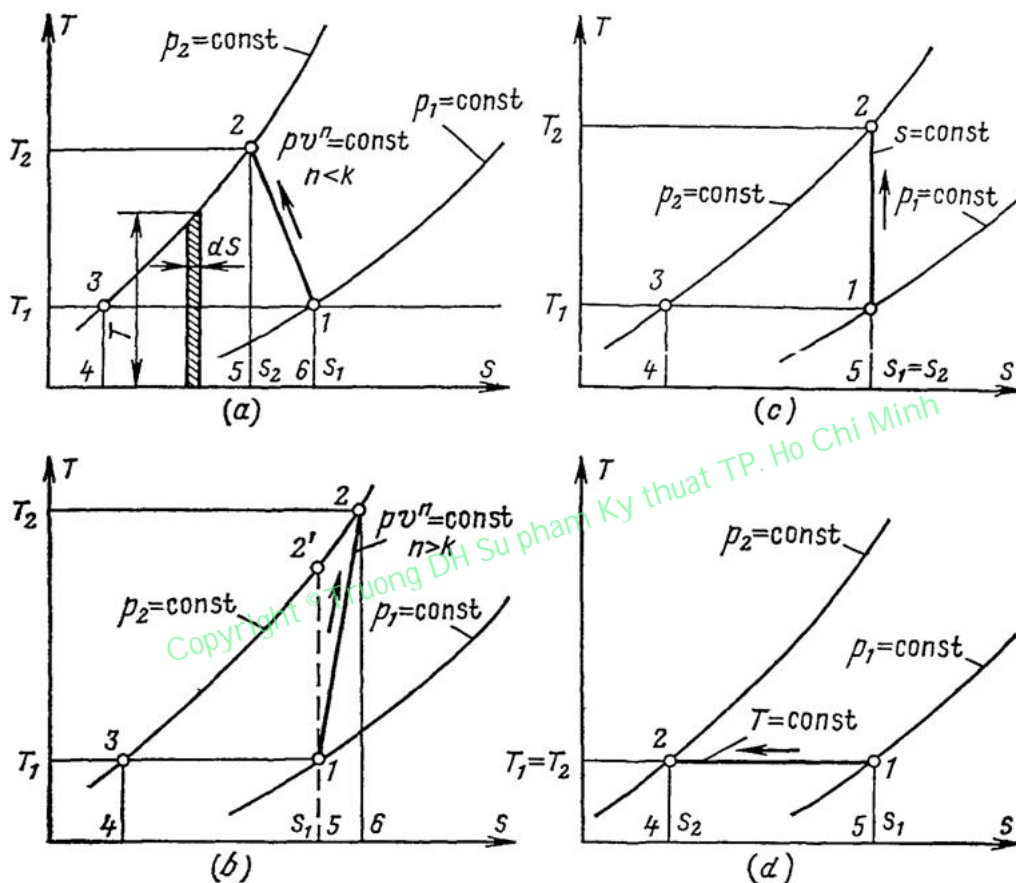
Quá trình đa biến là dạng tổng quát của quá trình nhiệt động học xảy ra trong máy nén phụ thuộc vào điều kiện bên ngoài và bên trong với chỉ số $n = 1,15 \div 1,8$.

Quá trình đoạn nhiệt là quá trình không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài; trong quá trình này có thể có sự tạo nhiệt lượng bên trong do công của ma sát khí và sự tạo xoáy. Quá trình đoạn nhiệt một cách nghiêm ngặt không thể thu được trong máy nén vì không thể cách ly nhiệt một cách hoàn toàn dòng khí với môi trường bên ngoài.

Quá trình đẳng nhiệt đặc trưng cho trạng thái đẳng nhiệt do không có sự trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài và không có sự tạo năng lượng bên trong dưới ảnh hưởng của ma sát khí trong dòng chảy. Trong các máy nén thực, quá trình đẳng nhiệt không thể xảy ra được.

c- Đồ thị T-S và p-v

* Đồ thị T-S: Các quá trình đã nêu trên rất tiện biểu thị bằng đồ thị trên trục T-S.



Hình 6.5 – Đồ thị T-S

Ở đây ta đưa ra những dạng cơ bản của quá trình nén:

- Quá trình đa biến $n < k$ đặc trưng cho máy nén có quá trình làm lạnh mạnh bằng nước (hình 6.5 a) (máy nén thể tích).
- Quá trình đa biến $n > k$ đặc trưng cho các máy nén có quá trình làm lạnh yếu bằng nước hoặc làm lạnh bằng không khí (hình 6.5 b) (máy nén cánh dẫn)

Quá trình đẳng entropy với $S = const$ (hình 6.5 c)

Quá trình đẳng nhiệt với $T = const$ (hình 6.5 d)

* Các quá trình c, d trong máy nén là không thể thực hiện được vì:

- Sự tạo thành nhiệt lượng do công của ma sát khí bên trong xuất hiện quá lớn.
- Không thể làm được kết cấu hệ thống lạnh của máy nén để cho hệ thống này đảm bảo được quá trình nén khí với nhiệt độ không đổi.

Do vậy trong thuyết máy nén, hai quá trình này chỉ sử dụng để đánh giá hiệu suất năng lượng của máy nén.

Quá trình nén trong các trường hợp trên là đường 1-2. Trong trường hợp *a, b* quá trình nén (áp suất tăng) dẫn theo sự thay đổi entropi và tăng nhiệt độ của khí; vì vậy entanpi tăng.

Trong quá trình nén đa biến với $n < k$:

- đường 1-2 là quá trình nén xảy ra ở vùng làm việc (trong xilanh, trong rãnh của bánh công tác và vỏ) của máy nén;
- đường 2-3 là quá trình làm lạnh đẳng áp của khí nén đang ra khỏi máy nén, quá trình này xảy ra ở bộ phận làm lạnh của máy nén và trong mạng lưới ống dẫn.

Theo định luật bảo toàn năng lượng: công mà máy nén cung cho dòng khí trong các quá trình nén và dẫn nở khí (không kể tới tổn thất cơ khí), bằng tổng nhiệt lượng lấy được từ khí trong các quá trình nén và quá trình làm lạnh đẳng áp.

Ta sử dụng định nghĩa cơ bản của entropi trong quá trình nhiệt động cơ bản:

$$dS = \frac{dQ}{T}$$

Đối với đường 1-2, và 2-3, ta có:

$$Q_{1-2} = \int_1^2 TdS \quad \text{và} \quad Q_{2-3} = \int_2^3 TdS$$

Biểu thức dưới dấu tích phân là những phân tố diện tích của các quá trình nén và làm lạnh, được biểu diễn trên đồ thị T-S. Suy ra, lượng năng lượng đơn vị được cung cho khí để thực hiện quá trình nén và dẫn nở khí bằng tổng của các diện tích 1-2-5-6 và 2-3-4-5.

Khi nén khí theo đa biến với $n > k$, thường đặc trưng cho máy nén với sự làm lạnh bằng không khí hoặc bằng nước cường độ thấp, diện tích 1-2-6-5 trong quá trình nén đa biến 1-2 là lượng nhiệt được tạo thành trong dòng chảy do ma sát khí và sự tạo xoáy.

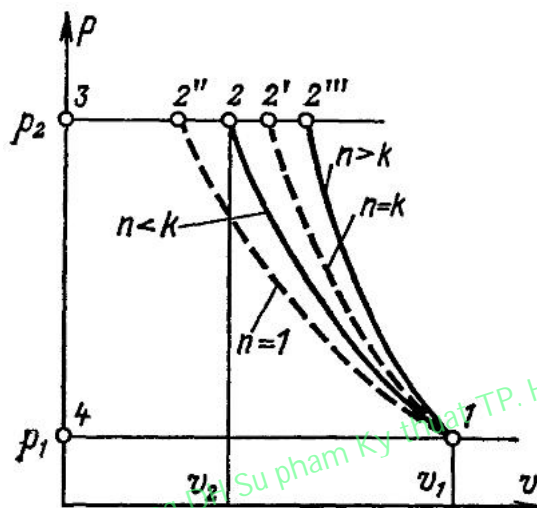
Năng lượng cung cho máy nén, dùng để chi phí cho các quá trình của máy nén (nén và dẫn nở) và cho công của ma sát khí trong dòng chảy. Công của các quá trình máy nén bằng diện tích 1-2-3-4-5. Suy ra, năng lượng toàn phần mà máy nén đã chi phí (không kể năng lượng đã sản ra để khắc phục tổn thất cơ khí và tổn thất lưu lượng), được biểu thị bằng diện tích 2-3-4-6 (hình b).

Nếu quá trình trong máy nén xảy ra theo đẳng entropi 1-2' thì sự hao tổn năng lượng toàn phần bằng diện tích 1-2'-3-4-5, tức là nhỏ hơn một diện tích 2'-2-6-5. Suy ra, sự tăng năng lượng, mà máy nén hao tổn, khi chuyển từ quá trình đẳng entropi sang quá trình đa biến thực với $n > k$, gây nên sự tăng tiêu thụ năng lượng bằng diện tích 2'-2-6-5. Rõ ràng, diện tích 1-2'-2 là năng lượng hao phí phụ trong quá trình nén và quá trình dẫn nở một thể tích, xuất hiện do kết quả của quá trình làm nóng khí trong khi a1t và tạo xoáy.

Đối với các quá trình đẳng entropi và đẳng nhiệt trên đồ thị T-S (hình c, d) thì sự minh họa trên cũng được sử dụng.

Năng lượng hao tổn trong quá trình nén đẳng nhiệt là nhỏ nhất (hình d), biểu thị bằng diện tích 1-2-4-5.

* Đồ thị $p-v$: trong một số trường hợp các quá trình của máy nén tiện nhất là biểu thị trên đồ thị $p-v$.



Hình 6.6 – Đồ thị $p-v$

Đường 1-2, quá trình nén đa biến với $n < k$;

Đường 2-3, quá trình làm lạnh, quá trình này một cách lý thuyết xảy ra theo đường đẳng áp $p = const$, nhưng thực tế có lệch khỏi đường đẳng áp.

Đường 1-2', biểu thị quá trình nén đẳng entropi;

Đường 1-2'', biểu thị quá trình nén đẳng nhiệt;

Đường 1-2''', biểu thị quá trình nén đa biến với $n > k$.

6.2.2- Phương trình năng lượng (công nén)

a- Công nén của quá trình đa biến

Năng lượng L , hao tổn trong quá trình của máy nén, khi nén và giãn nở 1kg khối lượng khí, được biểu diễn bằng diện tích trên đồ thị $p-v$ là diện tích giới hạn bởi các đường đẳng áp với áp suất đầu p_1 và áp suất cuối p_2 , đường nén đa biến và trục tọa độ (hình 6.6).

Đối với quá trình đa biến, ta có:

$$L = -\int_1^2 p dv + p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad ; \quad (6.6)$$

(dấu trừ trước dấu tích phân biểu thị p, v nghịch biến).

Từ phương trình nén đa biến $p \cdot v^n = p_1 \cdot v_1^n$, ta có: $p = \frac{p_1 \cdot v_1^n}{v^n}$

Thay vào phương trình (6.6), ta được:

$$L = -p_1 \cdot v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} + p_2 \cdot v_2 - p_1 \cdot v_1$$

Ta tiến hành biến đổi như sau:

$$\int_1^2 \frac{dv}{v^n} = \int_1^2 v^{-n} dv = \frac{v^{-n+1}}{-n+1} = -\frac{1}{n-1} \left(\frac{1}{v_2^{n-1}} - \frac{1}{v_1^{n-1}} \right)$$

Số hạng thứ nhất trong phương trình (6.6) sẽ là:

$$-\int_1^2 p dv = -p_1 v_1^n \int_1^2 \frac{dv}{v^n} = \frac{1}{n-1} \left(\frac{p_2 v_2^n}{v_2^{n-1}} - \frac{p_1 v_1^n}{v_1^{n-1}} \right) = \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1)$$

Vậy biểu thức năng lượng của quá trình đa biến là:

$$\begin{aligned} L &= \frac{1}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) + p_2 v_2 - p_1 v_1 = \frac{n}{n-1} (p_2 v_2 - p_1 v_1) \\ &= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) \end{aligned}$$

Ta có thể sử dụng các công thức của nhiệt động học sau:

$$\left(\frac{v_2}{v_1} \right)^n = \frac{p_1}{p_2} \quad \text{hay} \quad \frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{n}}$$

Như vậy:
$$\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{p_2}{p_1} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1-\frac{1}{n}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Hay:
$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \tag{6.7}$$

Mối liên hệ giữa áp suất và nhiệt độ trong quá trình đa biến được xác định bằng tỷ số:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \tag{6.8}$$

Vì vậy:
$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \tag{6.9}$$

Kết hợp phương trình trạng thái $p_1 v_1 = RT_1$ ta được:

$$L = \frac{n}{n-1} R(T_2 - T_1) \tag{6.10}$$

b- Công nén của quá trình đẳng entrôpi (đẳng nhiệt)

Phương trình đa biến và đẳng entrôpi (6.3) và (6.4) hoàn toàn tương tự, chỉ khác ở chỉ số. Vì vậy đối với quá trình đẳng entrôpi ta có thể viết phương trình:

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \tag{6.11}$$

Nếu áp dụng tỷ số: $\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_{2de}}{T_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$ (6.12)

Ta có: $L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left(\frac{T_{2de}}{T_1} - 1 \right)$ (6.13)

Hay: $L_{de} = \frac{k}{k-1} R(T_{2de} - T_1)$ (6.14)

Mà ta đã biết $R = C_p - C_v$ và $k = \frac{C_p}{C_v}$. Do đó phương trình (6.14) có thể viết là:

$$L_{de} = C_p (T_{2de} - T_1) = i_{2de} - i_1 \tag{6.15}$$

Phương trình này biểu diễn công của quá trình đẳng entrôpi của máy nén theo entanpi đầu và cuối của khí bị nén.

c- Công nén của quá trình đẳng nhiệt

Từ đồ thị p-v, ta có:

$$pv = p_1 v_1 = p_2 v_2$$

Thay vào phương trình (6.6), ta có:

$$L_{dn} = - \int_1^2 p dv$$

Mà đối với quá trình đẳng nhiệt, thỏa mãn biểu thức:

$$pv = p_1 v_1 \Leftrightarrow p = \frac{p_1 v_1}{v}$$

Suy ra: $L_{dn} = -p_1 v_1 \int_1^2 \frac{dv}{v} = -p_1 v_1 \ln v \Big|_1^2 = -p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = p_1 v_1 \ln \frac{v_1}{v_2} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}$

Hay ta có:
$$L_{dn} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \tag{6.16}$$

Ta có nhận xét rằng: các biểu thức đã viết ở trên cho phép ta xác định được tiêu hao năng lượng để duy trì các quá trình của máy nén, nhưng không cho ta biết sự phân bố năng lượng đã tiêu hao cho sự thay đổi của các thông số riêng rẽ của quá trình.

Để xác định được sự phân bố năng lượng cho sự thay đổi của các thông số, ta sử dụng điều kiện bảo toàn năng lượng: năng lượng tiêu hao trong các quá trình của máy nén dùng để thay đổi entanpi, động năng của khí và để khắc phục mất mát vào môi trường bên ngoài.

Điều kiện này có thể viết ở dạng tổng quát nhất đó là phương trình cân bằng năng lượng của các quá trình của máy nén:

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L = i_2 + \frac{c_2^2}{2} + q \tag{6.17}$$

Hay là:
$$L = i_2 - i_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q = C_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q \tag{6.18}$$

* Trong lý thuyết và tính toán máy nén còn sử dụng các thông số hãm:

Nếu một dòng khí đẳng entrôpi có nhiệt độ T và vận tốc C được hãm một cách hoàn toàn, tức là động năng của nó được biến thành nhiệt lượng và nhiệt độ của khí tăng lên đến T*, thì T* được gọi là nhiệt độ hãm.

Lúc đó cân bằng năng lượng là:

$$C_p T + \frac{c^2}{2} = C_p T^*$$

=>
$$T^* = T + \frac{c^2}{2C_p} \tag{6.19}$$

Vậy: năng lượng riêng của quá trình đẳng entrôpi được biểu diễn theo nhiệt độ hãm là:

$$L_{de} = C_p (T_2^* - T_1^*) = i_2^* - i_1^* \tag{6.20}$$

Áp suất hãm được xác định theo công thức:

$$p^* = p \left(\frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{6.21}$$

6.2.3- Công suất của máy nén

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{1000 \cdot \eta_o \cdot \eta_{CK}} ; \quad \text{kw} \tag{6.22}$$

Trong đó:

ρ - khối lượng riêng của khí lúc vào máy nén (kg/m^3)

Q- lưu lượng thể tích của máy nén (m^3/s)

L- năng lượng riêng của quá trình của máy nén (J/kg)

η_o - hiệu suất thể tích, khi tính đến mất mát thể tích khí do sự dò rỉ qua các vách làm kín

η_{CK} - hiệu suất cơ khí do khắc phục ma sát cơ khí và truyền dẫn của các cơ cấu cơ học phụ (ví dụ: bơm dầu, quạt, bơm của hệ thống lạnh,...)

6.2.4- Hiệu suất của máy nén

Hiệu quả của máy nén không thể đánh giá bằng hiệu suất năng lượng thông thường, tức là: tỷ số giữa năng lượng mà khí nhận được với năng lượng bị tiêu hao để duy trì quá trình của máy nén.

Theo phương trình (6.18):

+ Năng lượng bị tiêu hao là:

$$L = C_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q$$

Với điều kiện: $c_1 = c_2$ (ta giả thiết vận tốc khí không đổi)

$$L = C_p (T_2 - T_1) + q$$

+ Năng lượng mà khí nhận được trong quá trình của máy nén:

$$L - q = C_p (T_2 - T_1)$$

Hiệu suất năng lượng của máy nén là:

$$\eta = \frac{C_p (T_2 - T_1)}{C_p (T_2 - T_1) + q} \quad (6.23)$$

Khi ứng dụng biểu thức này đối với quá trình đẳng nhiệt của máy nén với $T_1 = T_2$, ta được $\eta = 0$.

Mà như trước đây ta đã chứng minh, rằng trong tất cả các quá trình có thể xảy ra được trong máy nén, thì quá trình đẳng nhiệt là quá trình có tiêu hao năng lượng ít nhất tức là quá trình kinh tế nhất. Nhưng theo (6.23) ta lại thu được $\eta = 0$.

Vậy nguyên nhân là đâu?

Ta đã biết: trong quá trình đẳng nhiệt của máy nén $C_p (T_2 - T_1) = 0$, suy ra entanpi của khí, khi ta so sánh nó như là đơn vị đo năng lượng, là không đổi. Mà đối với các quá trình nén khí, khi entanpi được bảo toàn giá trị của entanpi, quá trình của máy nén sẽ chuyển sang mức thế năng mới, tương ứng với áp suất p_2 cao hơn và nó cho phép khí có thể thực hiện được công khi đã nở đến áp suất ban đầu.

Suy ra, đánh giá năng lượng mà khí nhận được trong quá trình của máy nén bằng sự thay đổi entanpi là không có ý nghĩa, vì vậy khi bảo toàn entanpi không đổi thì khả năng thực hiện công của khí được tăng lên. Từ đây có thể nói rằng: *không cho phép đánh giá sự hoàn thiện của máy nén bằng giá trị của hiệu suất năng lượng thông thường.*

* Sự hoàn thiện của máy nén được đánh giá bằng *hiệu suất nhiệt động tương đối*. Đó là *hiệu suất đẳng nhiệt* η_{dn} và *hiệu suất đẳng entrôpi* η_{de} .

- o Nếu quá trình đa biến thực xảy ra với chỉ số n , với năng lượng riêng L , thì ta có:

$$\eta_{dn} = \frac{L_{dn}}{L} \tag{6.24}$$

$$\eta_{de} = \frac{L_{de}}{L} \tag{6.25}$$

- o η_{dn} dùng để đánh giá máy nén có quá trình làm lạnh mạnh bằng nước (ví dụ: máy nén piston và roto). Đối với loại máy nén này, quá trình đẳng nhiệt có năng lượng riêng nhỏ nhất và là quá trình chuẩn của máy.
- o Nhưng loại máy nén có làm lạnh yếu (ví dụ: máy nén ly tâm và máy nén trục) được đánh giá nhờ η_{de} . Có nghĩa là đối với những loại máy này, quá trình đẳng entrôpi là quá trình chuẩn và hoàn thiện nhất.

* Mọi liên hệ giữa hiệu suất đẳng entrôpi tương đối với các thông số hãm của quá trình.

Từ (6.1) và (6.11):

$$p = \rho.R.T$$

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Ta có:

$$L_{de} = \frac{k}{k-1} RT_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = C_p T_1^* \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Quá trình thực là đa biến và có biểu thức (6.18):

$$L = C_p(T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q$$

Khi viết theo thông số hãm với điều kiện $q = 0$, ta có:

$$L = C_p(T_2 - T_1) \tag{6.26}$$

Từ hai biểu thức này ta có:

$$\eta_{dc} = \frac{L_{dc}}{L} = \frac{\left(\frac{p_2^*}{p_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_2^*}{T_1^*} - 1} \quad (6.27)$$

* Công thức dùng để tính hiệu suất đẳng nhiệt tương đối, để đánh giá máy nén thể tích 1 cấp có làm lạnh mạnh bằng nước thu được từ (6.16) và (6.26):

$$\begin{aligned} L_{dn} &= p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \\ L &= C_p (T_2 - T_1) \end{aligned}$$

Vậy:

$$\eta_{dn} = \frac{R \ln \frac{p_2}{p_1}}{C_p \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)} \quad (6.28)$$

(ở đây sử dụng thông số hãm không có ý nghĩa vì mở đầu và kết thúc quá trình nén vận tốc dòng khí không đáng kể).

6.2.5- Làm lạnh trung gian và nén nhiều cấp

Áp suất mà máy nén tạo được khi làm việc trong sơ đồ công nghệ sản xuất đạt tới những giá trị rất lớn. Mặt khác, để tạo được áp suất cao trong một cấp của máy nén gặp khó khăn.

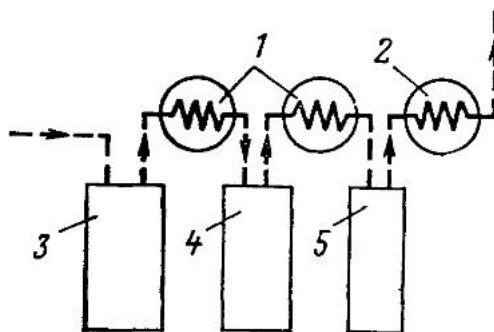
Nguyên nhân:

- Trong máy nén thể tích: là sự tăng quá mức nhiệt độ ở cuối quá trình nén, gây nên sự không thể thiết kế một máy nén có thể lấy nhiệt lượng từ khí nén đủ mạnh.
- Trong máy nén cánh dẫn: là không cho phép vận tốc cánh dẫn quá lớn, vì cánh dẫn được làm từ những vật liệu có độ bền xác định.

Vì vậy: để tăng áp suất trong quá trình nén người ta thường dùng:

- Làm lạnh khí trong quá trình nén
- Tiến hành nén khí ở những cấp nối tiếp, đồng thời thực hiện giảm nhiệt độ khí ở thiết bị lạnh được đặt ở giữa các cấp.

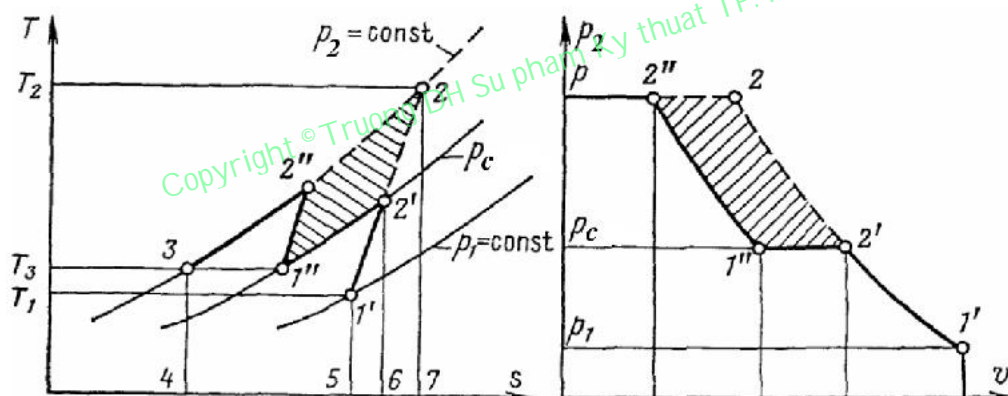
Sơ đồ chung của máy nén có các cấp nén:



Hình 6.7 – Sơ đồ nén nhiều cấp

1,2 – Thiết bị lạnh 3,4,5 – Cấp máy nén

Sử dụng máy nén có cấp với sự làm lạnh khí ở những thiết bị lạnh (TBL) giữa các cấp đưa lại tiết kiệm lớn năng lượng phải tiêu hao để dẫn động máy nén. Điều này thấy rõ trên đồ thị T-S và p-v của máy nén 2 cấp:



Hình 6.8 – Đồ thị T-S và p-v khi nén hai cấp

Nếu quá trình nén tiến hành trong 1 cấp, thì đường nén được biểu thị bằng đường đa biến có $n > k$: 1-2. Khi nén cũng ở trong khoảng áp suất ấy, ở 2 cấp được biểu thị bằng đường gấp khúc 1'-2'-1''-2'', được tạo bởi 2 đường đa biến 1'-2' và 1''-2'' và một đường đẳng áp 2'-1'', là quá trình làm lạnh ở thiết bị lạnh giữa cấp với áp suất cấp $p_c = \text{const}$. Trong 2 đồ thị, năng lượng tiết kiệm được từ quá trình nén 2 cấp có làm lạnh giữa cấp được biểu diễn bằng diện tích được gạch ngang 1''-2'-2-2''.

Trong máy nén hiện đại, người ta sử dụng:

1. Làm lạnh máy nén bằng cách đưa nước vào khoang được làm đặc biệt ở trong vỏ đúc gọi là *làm lạnh trong*. Phương pháp này làm tốt một cách đáng kể điều kiện tra dầu mỡ của máy nén piston. Còn bằng phương pháp này muốn tiết kiệm năng lượng và đưa quá trình nén về đẳng nhiệt không thực hiện được. Nguyên nhân là điều kiện trao đổi nhiệt giữa các dòng khí và nước lạnh gặp khó khăn.

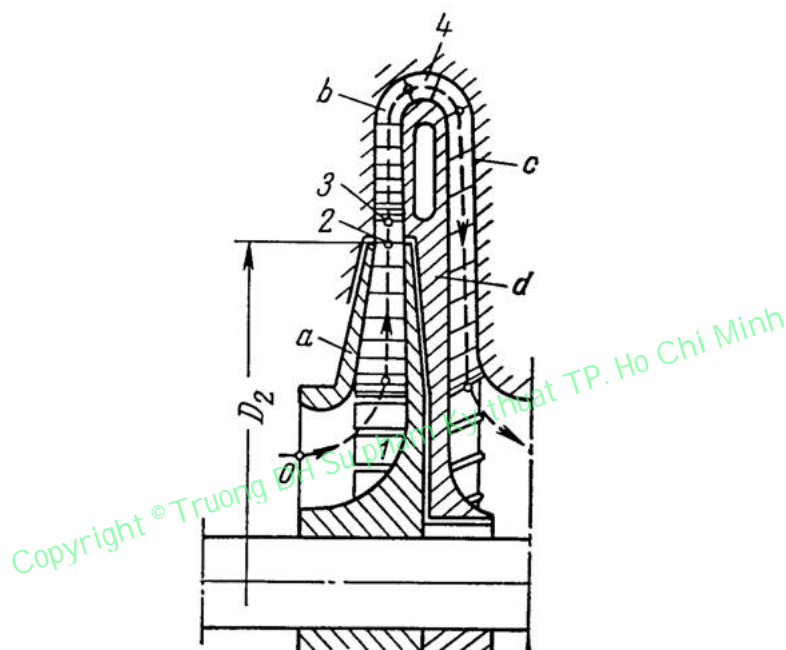
2. Làm lạnh ở trong thiết bị lạnh được đặt ở giữa hai cấp riêng rẽ gọi là *làm lạnh ngoài*. Với phương pháp này sử dụng thiết bị lạnh dạng ống có bề mặt tiếp xúc lớn có thể thu được tiết kiệm năng lượng tiêu hao 1 phần. Trong các máy nén ly tâm, các thiết bị lạnh thường được phân bố giữa các nhóm cấp để làm đơn giản kết cấu của thiết bị.
3. *Làm lạnh liên hợp* là kết hợp cả làm lạnh trong và làm lạnh ngoài. Phương pháp này có tính hiệu quả lớn nhất và được sử dụng rất rộng rãi mặc dù kết cấu phức tạp và tăng giá thiết bị.
4. Làm lạnh bằng *sự phun nước lạnh vào dòng khí trước cấp thứ nhất* của máy nén. Với phương pháp này nhiệt lượng khí được tiêu hao từng phần để làm bay hơi nước làm lạnh và nhiệt độ cuối quá trình nén bị giảm khá nhiều. Nhược điểm của phương pháp này là làm ẩm khí do đó trong một số trường hợp không thể dùng được.

Copyright © Truong DH Su pham Ky thuat TP. Ho Chi Minh

CHƯƠNG VII: MÁY NÉN CÁNH DẪN

7.1- MÁY NÉN CÁNH DẪN LY TÂM

7.1.1- Nguyên lý làm việc của máy nén ly tâm



Hình 7.1 – Sơ đồ nguyên lý của cấp máy nén ly tâm

- | | |
|-------------|-------------------------|
| 1.Đĩa chính | 5.Ống tăng áp |
| 2.Cánh dẫn | 6.Rãnh cánh hướng quay |
| 3.Đĩa phụ | 7.Rãnh cánh hướng ngược |
| 4.Trục | 8.Đoạn vào |

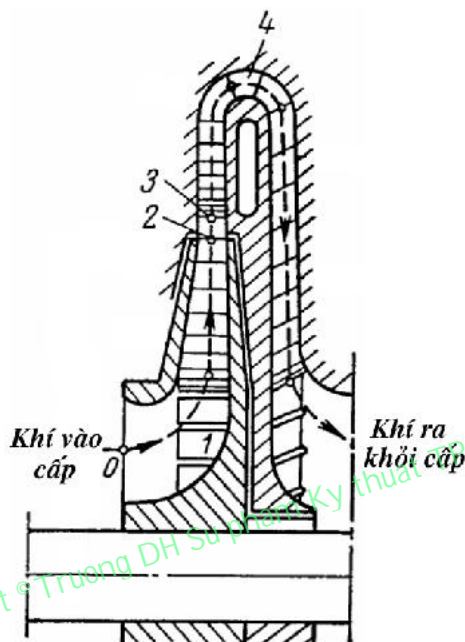
Trên sơ đồ là hình vẽ đơn giản của bánh công tác của máy nén ly tâm. Khí đi vào bánh công tác theo hướng trục (như hình vẽ) sau đó quay 1 góc 90° và đi vào rãnh cánh. Rãnh cánh được tạo nên bởi đĩa chính 1, các cánh dẫn 2 và đĩa phụ 3.

Cánh dẫn trong khi quay đã truyền cho khí một chuyển động quay. Ở đây lực ly tâm xuất hiện và đẩy các phân tử khí chuyển động từ trong ra ngoài và như vậy khí bị nén lại. Chuyển động tương đối của dòng khí trong máy nén ly tâm theo đường xoắn ốc. Sau khi ra khỏi bánh công tác, khí bị nén đi vào ống tăng áp 5 nằm bao quanh bánh công tác. Ở đây động năng biến thành thế năng, tức là áp lực tĩnh của không khí nén tăng. Ống tăng áp có thể có cánh hướng hoặc không có cánh hướng. Trong ống này khí nén cũng chuyển động theo đường xoắn ốc.

Nhờ có các cánh quạt hướng quay 6 và cánh quạt hướng ngược 7, khí nén được đưa vào bánh công tác qua tầng sau. Ở các cánh dẫn này dòng cũng bị xoắn theo chuyển động xoắn ốc. Đoạn vào 8 đảm bảo cho khí nén vào bánh công tác ở tầng sau được đều.

Tầng (hay cấp) máy nén bao gồm: bánh công tác, ống tăng áp, các cánh định hướng xuôi và ngược.

7.1.2- Phương trình làm việc của cấp máy nén



Hình 7.2 – Sơ đồ chuyển động của dòng khí trong cấp nén

Khi cho dòng khí chảy qua rãnh cánh của cấp, trạng thái của nó bị thay đổi do có sự trao đổi năng lượng giữa dòng khí và bánh công tác, do ma sát khí, do sự tạo thành xoáy và do có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài máy nén.

* Ta viết phương trình cân bằng của dòng khí trên đoạn 1-2(J/kg):

Năng lượng của khí tại mặt cắt 1 ở cửa vào bánh công tác trong kênh giữa cánh dẫn:

$$L_1 = \frac{c_1^2}{2} + C_p T_1$$

Năng lượng mà các cánh dẫn công tác đã truyền cho khí theo phương trình Euler:

$$L = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$

Năng lượng của khí ở thiết diện ra giữa các rãnh cánh dẫn:

$$L_2 = \frac{c_2^2}{2} + C_p T_2$$

Nếu qua bánh công tác, nhiệt lượng được truyền từ khí ra môi trường bên ngoài là q, thì phương trình cân bằng năng lượng là:

$$L_1 + L - q = L_2$$

Hay:
$$\frac{c_1^2}{2} + C_p T_1 + (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) - q = \frac{c_2^2}{2} + C_p T_2$$

Suy ra, nhiệt độ nén cuối cùng ở bánh công tác là:

$$T_{2de} = T_1 + \frac{1}{2C_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] - \frac{q}{C_p} \quad (7.1)$$

Khi giả sử quá trình là đẳng entrôpi, ta được:

$$T_{2de} = T_1 + \frac{1}{2C_p} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \quad (7.2)$$

Ngoài ra khi nén đẳng entrôpi ta có:

$$\frac{T_{2de}}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Từ (7.2) suy ra:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2C_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.3)$$

Phương trình (7.2) và (7.3) liên hệ các yếu tố nhiệt độ T, p và C_p với các kích thước hình học, số vòng quay và dạng cánh dẫn bánh công tác của máy nén. Các phương trình này không được khẳng định qua các thí nghiệm vì quá trình nén thực trong bánh công tác không phải là đẳng entrôpi.

Vận tốc lớn của dòng khí ở giữa các rãnh cánh của cấp gây nên những mất mát đáng kể do ma sát và tạo xoáy và sự chuyển hóa một phần năng lượng của dòng khí thành nhiệt lượng. Điều này dẫn đến quá trình nén thực có dạng quá trình đa biến với chỉ số n:

$$pv^n = \text{const}$$

Ngoài ra sự tản nhiệt từ dòng khí ở trong bánh công tác và môi trường bên ngoài không đáng kể. Đối với quá trình nén trong trường hợp này có thể cho q = 0 và:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.4)$$

Với n = 1,5 ÷ 1,62

Trong thực tế tính toán và đánh giá cấp của máy nén cánh dẫn ly tâm có làm lạnh yếu, người ta sử dụng hiệu suất đẳng entrôpi ($\eta_{de} = L_{de}/L$)

Từ hai công thức (7.1) và (7.4) với q = 0 và khi sử dụng biểu thức η_{de} qua cấp nén với các quá trình đẳng entrôpi và đa biến, ta được:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{\eta_{dc}}{2C_p T_1} [c_1^2 - c_2^2 + 2(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u})] \right\}^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.5)$$

$$\eta_{dc} = 0,8 \div 0,9$$

Phương trình (7.5) có thể sử dụng để tính toán áp suất cuối trong bánh công tác của cấp máy nén.

* *Thiết bị định hướng*

Trong các thiết bị định hướng của bánh công tác, năng lượng không được truyền cho dòng khí từ bên ngoài. Ở đây chỉ xảy ra sự biến đổi động năng thành thế năng hoặc ngược lại.

Nếu giả sử rằng sự trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài là không có, khi cân bằng năng lượng của dòng trên đoạn 3-4 sẽ là:

$$C_p T_3 + \frac{c_3^2}{2} = C_p T_4 + \frac{c_4^2}{2} \quad (7.6)$$

Từ đây suy ra:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{c_4^2}{c_3^2} \right) \quad (7.7)$$

Từ định luật: $R \cdot c_u = \text{const}$, suy ra:

$$\frac{c_4}{c_3} = \frac{R_3}{R_4} \quad ; \quad R_3, R_4 - \text{các bán kính.}$$

Ta có:

$$\frac{T_4}{T_3} = 1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \quad (7.8)$$

Giả sử quá trình là đa biến ta có: $\frac{p_4}{p_3} = \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n}{n-1}}$; suy ra:

$$p_4 = p_3 \left[1 + \frac{c_3^2}{2C_p T_3} \left(1 - \frac{R_3^2}{R_4^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (7.9)$$

Chỉ số n phụ thuộc vào điều kiện làm lạnh và đối với kết cấu máy nén thường $n = 1,5$.

7.1.3- Tính toán lại đường đặc tính

a- *Khi thay đổi số vòng quay*: (ứng dụng đồng dạng)

Cho đường đặc tính của máy nén với số vòng quay n_a . Yêu cầu dựng lại đường đặc tính với số vòng quay n_b nhỏ hơn hoặc lớn hơn n_a , khi thành phần khí và các thông số ban đầu không đổi.

Lưu lượng của máy nén được xác định theo phương trình liên tục bằng giá trị của vận tốc tuyệt đối, mà vận tốc này theo điều kiện đồng dạng động học tỷ lệ với vận tốc vòng, suy ra là tỷ

lệ với số vòng quay. Vì vậy với hệ số nén không lớn lắm, để tính toán lại lưu lượng có thể sử dụng công thức đồng dạng thông thường:

$$Q_b = Q_a \cdot \frac{n_b}{n_a} \quad (7.10)$$

Tính toán lưu lượng theo (7.10) không được chính xác lắm, mức độ sai càng lớn khi hệ số tăng áp càng lớn.

Từ phương trình cân bằng năng lượng của quá trình trong máy nén (liên hệ thế năng được cung cho cánh dẫn với năng lượng của dòng khí trong máy nén), suy ra trong quá trình đẳng entrôpi:

$$\left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \equiv n^2$$

n - số vòng quay của trục máy nén.

Vì vậy, đối với 2 số vòng quay n_a và n_b , có thể chấp nhận mối liên hệ sau:

$$\frac{\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \quad (7.11)$$

Suy ra, hệ số tăng áp với số vòng quay n_b :

$$\varepsilon_b = \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.12)$$

Đối với máy nén không khí công thức (7.12) có thể viết gần đúng như sau:

$$\varepsilon_b \approx \left[1 + \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^2 \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (7.13)$$

Theo những giá trị của lưu lượng đã tính toán tương ứng với ε_b , ta sẽ tính áp suất $p_b = p_1$, ε_b và xây dựng đường đặc tính cho chế độ ứng với n_b .

Để đơn giản và với chú ý rằng công suất của máy nén tỷ lệ với khối lượng riêng của khí, thì công suất của chế độ b được tính theo công thức gần đúng như sau:

$$N_b = \frac{\rho_b}{\rho_a} \left(\frac{n_b}{n_a} \right)^3 N_a \quad (7.14)$$

b- Khi thay đổi tính chất vật lý của khí

Tính chất vật lý của khí sử dụng trong bài toán đang xét được đặc trưng bằng các giá trị R , $k = C_p/C_v$, v .

Đường đặc tính đã cho của máy nén với nhiệt độ và áp suất ban đầu là T_{2a} và p_{1a} , làm việc với số vòng quay n_a với khí có các hằng số là R_a , k_a , v_a .

Yêu cầu tính toán lại đường đặc tính làm việc của máy nén khí số vòng quay không đổi, nhưng khí có các hằng số R_b, k_b, v_b và các thông số ban đầu là T_{2b} và p_{1b} .

Trường hợp thường gặp nhất là máy nén làm việc với khí 2 phân tử. Vì vậy ta giả sử $k_a = k_b = 1,41$.

Ảnh hưởng của số Re loại trừ và vì vậy ảnh hưởng của độ nhớt khi tính toán có thể bỏ qua.

Điều kiện tương tự cho ta hệ số lưu lượng là không đổi. Vì vậy:

$$\frac{c_{1a}}{u_{1a}} = \frac{c_{1b}}{u_{1b}} \quad \text{hay} \quad c_{1a} = c_{1b}$$

Từ đó suy ra: $S_1 c_{1a} = S_1 c_{1b} \quad \text{hay} \quad Q_{1a} = Q_{1b}$

Sự thay đổi các hằng số khí và nhiệt độ đầu không ảnh hưởng đến lưu lượng thể tích của máy nén.

Giả sử năng lượng riêng của các quá trình trong máy nén là đẳng entropi, không phụ thuộc vào điều kiện ban đầu, có thể viết:

$$\frac{k}{k-1} R_a T_{1a} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = \frac{k}{k-1} R_b T_{1b} \left(\varepsilon_b^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Từ đây suy ra:

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\varepsilon_a^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (7.15)$$

Hoặc ở dạng giản ước khi $k = 1,41$:

$$\varepsilon_b = \left[1 + \frac{R_a T_{1a}}{R_b T_{1b}} \left(\sqrt[3]{\varepsilon_a} - 1 \right) \right]^3 \quad (7.16)$$

Khi chọn trên đường đặc tính đã cho giá trị p_a với Q_a bất kỳ và xác định $\varepsilon_a = p_a/p_{1a}$ theo (7.16), ta tính được:

$$\varepsilon_b = \frac{p_b}{p_{1b}}$$

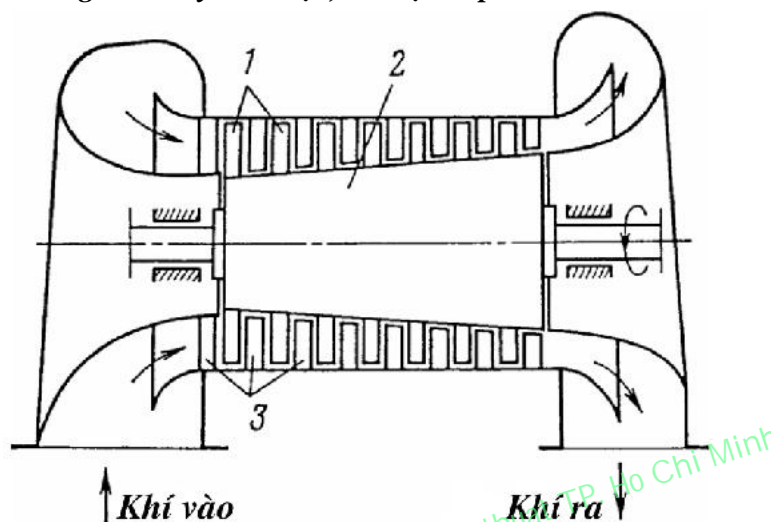
Từ đó suy ra: $p_b = \varepsilon_b p_{1b}$

Và từ giá trị p_b đã nhận được ta dựng đường đặc tính áp suất cần tìm.

Tính toán đường đặc tính công suất được tiến hành tương tự như trường hợp trên.

7.2- MÁY NÉN TRỰC

7.2.1- Cấu tạo chung của máy nén trực, cấu tạo cấp



Hình 7.3 – Sơ đồ cấu tạo chung của máy nén trực

1. Cánh dẫn làm việc 2. Roto trống 3. Cánh dẫn định hướng

Khác với máy nén ly tâm, ở máy nén trực khí nén chuyển động dọc theo trục.

Roto 1 có dạng trống. Trên roto có gắn các cánh dẫn làm việc 3. Các cánh dẫn định hướng cố định 4 được gắn trên thân máy 2. Những cánh dẫn này cũng được gắn ở trước cấp thứ nhất và sau cấp sau cùng.

Khí có các thông số ban đầu p_1, T_1, C_1 đi vào ống vào của máy nén, sau khi đi qua tất cả các cấp, chúng sẽ đi qua ống tăng áp, sau đó đi qua ống đẩy đến nơi tiêu thụ.

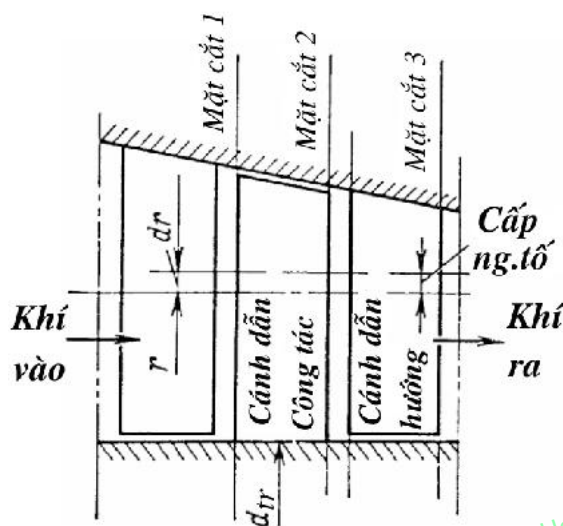
Ở ống vào có các cánh hướng dòng làm cho dòng hơi ngoặt về phía quay của roto hoặc về phía ngược lại tùy theo tính chất của từng tầng. Trong một số máy nén, bộ vào không có.

Trong các rãnh tăng áp của các cánh dẫn động, năng lượng của dòng sẽ tăng, tức là áp suất và vận tốc tăng.

Khi dòng khí chuyển động qua các cánh dẫn động xuất hiện lực $P = P_x + P_y$. Lực này có hướng ngược với hướng quay của bánh công tác và tạo ra công nén.

Còn trong các rãnh của cánh định hướng chỉ có sự biến động năng thành thế năng và giúp cho dòng khí có một hướng nhất định trước khi vào dãy cánh động sau.

Cấu tạo cấp máy nén trục



Hình 7.4 – Sơ đồ cấu tạo cấp máy nén trục

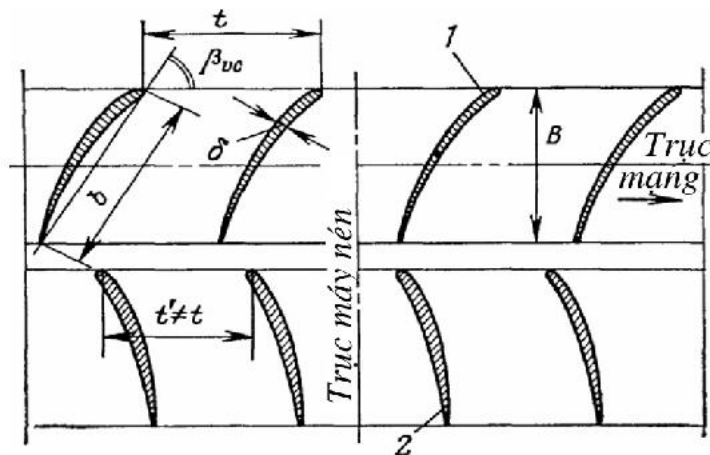
Máy nén trục được tạo bởi một số cấp áp suất. Mỗi cấp gồm một vành quay các cánh dẫn làm việc và một vành cố định các cánh dẫn hướng dòng tạo thành mạng cánh dẫn. Các cánh dẫn làm việc được gắn chặt vào các đĩa hay gắn chặt vào roto trống, còn các cánh dẫn hướng dòng được gắn chặt vào vỏ của máy nén.

Cấp đầu của máy nén có thể được làm có cánh dẫn hướng hoặc không có chúng. Còn cấp cuối cùng luôn luôn có cánh dẫn hướng dòng ra, mục đích của nó là để vận dòng và làm giảm mất mát năng lượng ở cửa ra.

7.2.2- Tính chất, những thông số đặc trưng

a- Năng lượng bánh công tác truyền cho dòng khí

Ta chia cấp bằng mặt phẳng trụ có độ dày Δr như hình vẽ (hình 7.4). Trong giới hạn độ dài của cấp nguyên tố, các tam giác vận tốc không thay đổi.



Hình 7.5 – Sơ đồ mạng profin cánh của máy nén trục

1. Cánh dẫn làm việc 2. Cánh dẫn định hướng

Bán kính của cấp nguyên tố $r = \text{const}$, năng lượng mà các cánh dẫn công tác của máy nén trực truyền cho dòng khí, khi $u_1 = u_2 = u$ được xác định theo công thức:

$$L_1 = u(c_{2u} - c_{1u}) = u \Delta c_u \quad (7.17)$$

Khi sử dụng phương trình liên tục và biểu thức hình học giữa các tam giác vận tốc, ta có:

$$c_{1u} = u_1 - c_{1a} \cot g\beta_1$$

$$c_{2u} = u_2 - c_{2a} \cot g\beta_2$$

$$c_{1a}\rho_1 = c_{2a}\rho_2 \quad \text{hay} \quad \frac{c_{2a}}{c_{1a}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}$$

Ta thu được:

$$L_1 = u \cdot c_{1a} \left(\cot g\beta_1 - \frac{\rho_1}{\rho_2} \cot g\beta_2 \right) \quad (7.18)$$

Cho gần đúng $\rho_1 \approx \rho_2$, ta có:

$$L_1 = u \cdot c_{1a} (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) \quad (7.19)$$

Nếu giả thiết rằng quá trình trong bánh công tác xảy ra không có mất mát thì năng lượng đã cung cho khí được xác định theo (7.18), (7.19).

Mà ta đã biết, sự gia tăng năng lượng được xác định bằng hiệu số entanpi của dòng hãm:

$$L_1 = i_2^* - i_1^*$$

$$\text{Suy ra:} \quad u \cdot c_{1a} (\cot g\beta_1 - \cot g\beta_2) = i_2^* - i_1^* \quad (7.20)$$

Phương trình này cho ta mối liên hệ giữa các thông số hình học và nhiệt động học.

b- Hiệu suất có ích của cấp nguyên tố

* Năng lượng mà máy nén cung cấp cho dòng khí để:

- Tăng áp suất
- Thay đổi động năng của dòng khí
- Khắc phục mất mát vào môi trường bên ngoài.

Do đó, phương trình năng lượng của dòng khí có dạng:

$$L_1 = \int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + l_{rt} + \int_2^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} + l_{dh} \quad (7.21)$$

với: $l_{rt} + l_{dh} = l_c$ mất mát năng lượng của cấp, gồm mất mát năng lượng ở rãnh công tác l_{rt} và ở thiết bị định hướng l_{dh} .

Phương trình cuối cùng đưa về dạng:

$$L_1 = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + l_c$$

* Năng lượng thực mà dòng khí nhận được ở cấp của máy nén là:

$$L = L_1 - l_c = \int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} \quad (7.22)$$

Sự hoàn thiện khí động của cấp được đánh giá bằng tỷ số L/L_1 , được gọi là hiệu suất có ích nội (được ký hiệu bằng chỉ số i)

$$\eta_i = \frac{L}{L_1} = \frac{\int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}}{\int_1^3 \frac{dp}{\rho} + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2} + l_c} \quad (7.23)$$

Nếu quá trình của cấp xảy ra theo đa biến, thì năng lượng riêng thực được tính theo biểu thức đã biết:

$$L = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + \frac{c_3^2 - c_1^2}{2}$$

Lúc đó hiệu suất có ích nội của cấp được tính theo biểu thức (7.23), được gọi là *hiệu suất có ích nội đa biến*, ký hiệu η_{db} .

* Để đánh giá sự hoàn thiện của máy nén có làm lạnh yếu người ta sử dụng hiệu suất đẳng entrôpi.

Đối với cấp của máy nén trục người ta dùng hiệu suất nội đẳng entrôpi, được tính theo các thông số hãm bằng biểu thức sau:

$$\eta_{ide} = \frac{\left(\frac{p_3^*}{p_1^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\frac{T_3^*}{T_1^*} - 1} \quad (7.24)$$

$$\eta_{ide} = \frac{i_{3de}^* - i_{1de}^*}{i_3^* - i_1^*} \quad (7.25)$$

Các giá trị η_{ide} và η_{db} của cấp máy nén trục khác nhau không quá 0,5%, vì vậy sử dụng η_{ide} trong thực tế là cho phép.

Đối với những cấp của máy nén trục làm việc ổn định, nén không khí, hệ số tăng áp $\varepsilon = 1,1 \div 1,3$ ta có:

$$\eta_{ide} = 0,85 \div 0,95$$

c- Hệ số hoạt tính của cấp

Các cấp của máy nén trục được đặc trưng bởi hệ số hoạt tính.

Hệ số hoạt tính thể hiện khả năng đạt được cột áp tĩnh của bánh công tác. Hệ số hoạt tính được xác định bằng tỷ số giữa cột áp tĩnh lý thuyết với cột áp lý thuyết toàn phần đạt được bởi cánh dẫn của bánh công tác. Gọi ρ là hệ số hoạt tính ta có:

$$\rho = \frac{H_{l\infty t}}{H_{l\infty}} = \frac{L_{l\infty t}}{L_{l\infty}} = \frac{u(c_{2u} - c_{1u}) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right)}{u(c_{2u} - c_{1u})}$$

Từ tam giác vận tốc, ta có:

$$c_1^2 = c_{1u}^2 + c_{1a}^2 \quad ; \quad c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2a}^2$$

Vì: $c_{1a} = c_{2a}$

Vậy: $c_2^2 - c_1^2 = c_{1u}^2 - c_{2u}^2 = (c_{1u} - c_{2u})(c_{1u} + c_{2u})$

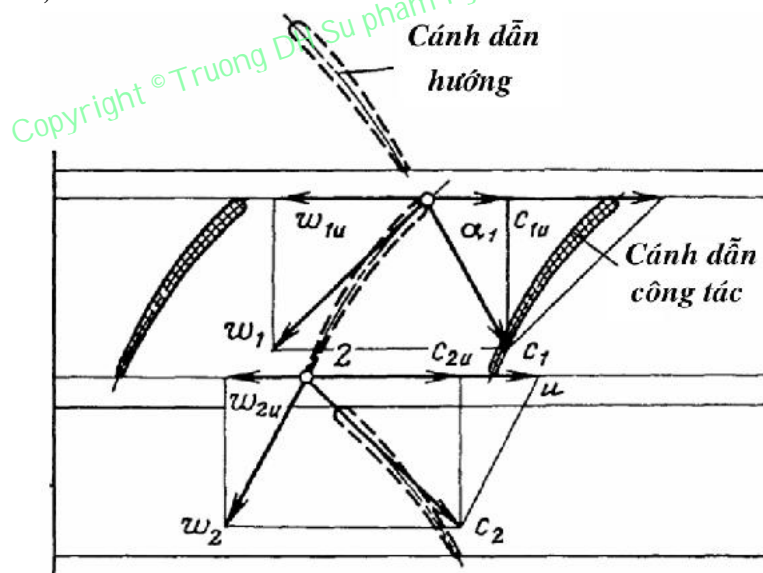
Ta thu được dạng đơn giản nhất của hệ số hoạt tính là:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} \tag{7.26}$$

Các cấp của máy nén trục thường có hệ số hoạt tính $\rho = 0,5 \div 1,0$

Ta sẽ xét sự đặc biệt của mạng cấp có hệ số hoạt tính là 0,5; 1,0; 0,75.

- Cấp có $\rho = 0,5$



Hình 7.6 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 0,5$

Từ (7.26) suy ra:

$$c_{1u} = u - c_{2u} \quad \text{và} \quad c_{2u} = u - c_{1u}$$

Tam giác vận tốc thỏa mãn điều kiện này thể hiện trên hình 7.6. Từ đó ta có tỷ số:

$$w_1^2 = c_{2u}^2 + c_a^2 \quad \text{và} \quad w_2^2 = c_{1u}^2 + c_a^2$$

Mạng cánh dẫn công tác làm tăng độ xoắn của dòng $c_{2u}^2 > c_{1u}^2$ suy ra $c_{1u}^2 - c_{2u}^2 < 0$ và $w_2^2 - w_1^2 < 0$. Từ đó suy ra: $w_2^2 < w_1^2$.

Bất đẳng thức này cho ta thấy rằng : các kênh giữa cánh dẫn của bánh công tác của cấp có $\rho = 0,5$ là khuếch tán.

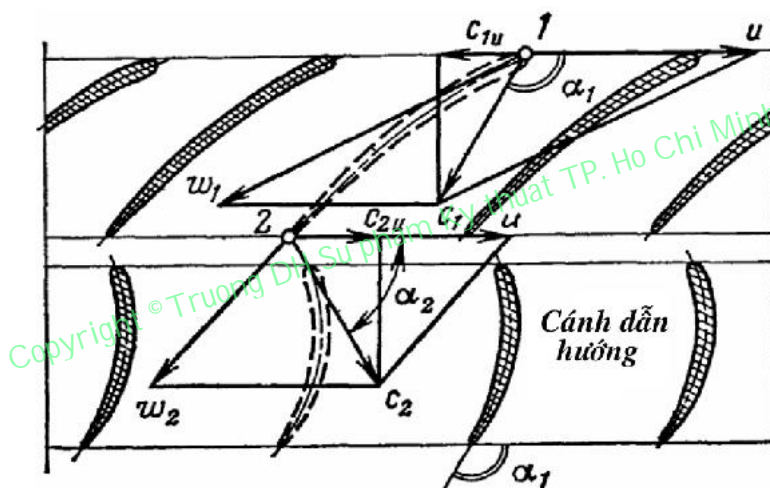
- Ở những ống khuếch tán xảy ra sự giảm vận tốc tương đối và có sự biến động năng của chuyển động tương đối thành thế năng.
- Hệ số hoạt tính $\rho = 0,5$ cho ta mối quan hệ giữa các thành phần vận tốc và dạng của rãnh cánh sao cho mất mát năng lượng trong cấp là ít. Điều này giải thích về sự sử dụng cấp có $\rho = 0,5$ ở loại máy nén trục ổn định.

* Cấp có $\rho = 1,0$

Từ phương trình (7.26) áp dụng cho trường hợp này ta có:

$$c_{1u} + c_{2u} = 0 \quad \text{hay} \quad c_{1u} = -c_{2u} \quad \text{hay} \quad |c_{1u}| = |c_{2u}|$$

Tam giác vận tốc ứng với trường hợp này được biểu diễn trên hình 7.7



Hình 7.7 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 1,0$

Từ tam giác vận tốc ta có các tỷ số hình học sau:

$$w_1^2 = c_a^2 + (u + c_{1u})^2$$

$$w_2^2 = c_a^2 + (u - c_{2u})^2$$

Từ đó suy ra $w_2 < w_1$

$$w_1^2 - w_2^2 = 4u \cdot c_{1u}$$

Vì vậy: sự tăng năng lượng trong quá trình nén ở bánh công tác của cấp không có sự mất mát là:

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = 2u \cdot c_{1u}$$

Từ tam giác vận tốc trên hình 13.5 với điều kiện $|c_{1u}| = |c_{2u}|$, suy ra:

$$c_1 = c_2 \quad \text{hay} \quad \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \Rightarrow \text{động năng không đổi}$$

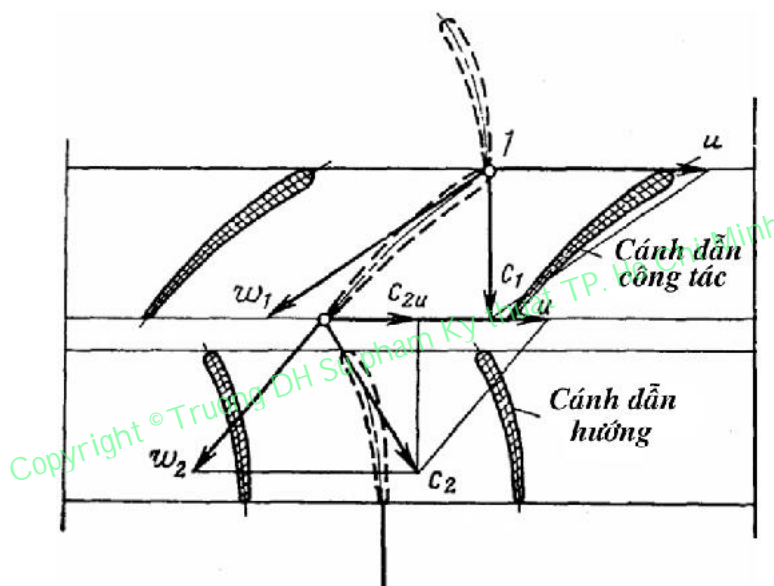
Vậy: năng lượng mà khí nhận được từ bánh công tác chuyển hóa hoàn toàn thành thế năng.

Trong cấp có $\rho = 1,0$ (100% hoạt tính) năng lượng nhận được ở cấp chỉ có ở dạng thế năng (áp suất). Quá trình nén xảy ra ở giữa các rãnh cánh của bánh công tác.

Trong trường hợp này, các rãnh cánh hướng dòng không làm thay đổi giá trị của vận tốc tuyệt đối nhưng chỉ làm thay đổi hướng của nó tương ứng với góc α_1 và α_2 .

* Cấp có lối vào và lối ra hướng trục ($\rho = 0,75$)

Ta xét trường hợp khi dòng khí được cho vào cấp và đi ra khỏi nó vào cấp sau theo hướng trục, tức là:



Hình 7.8 – Mạng cánh của cấp có $\rho = 0,75$

Dòng khí đi vào cấp theo hướng trục nên $c_{1u} = 0$

Giả sử rằng : $c_{2u} = 0,5u$ thay vào ta có:

$$\rho = 1 - \frac{c_{1u} + c_{2u}}{2u} = 1 - \frac{0,5u}{2u} = 1 - 0,25 = 0,75$$

Suy ra, ở rãnh cánh bánh công tác xảy ra sự tăng áp suất do kết quả của sự giảm động năng của chuyển động tương đối.

Năng lượng do sự tăng áp nếu chưa tính đến mất mát năng lượng ta có:

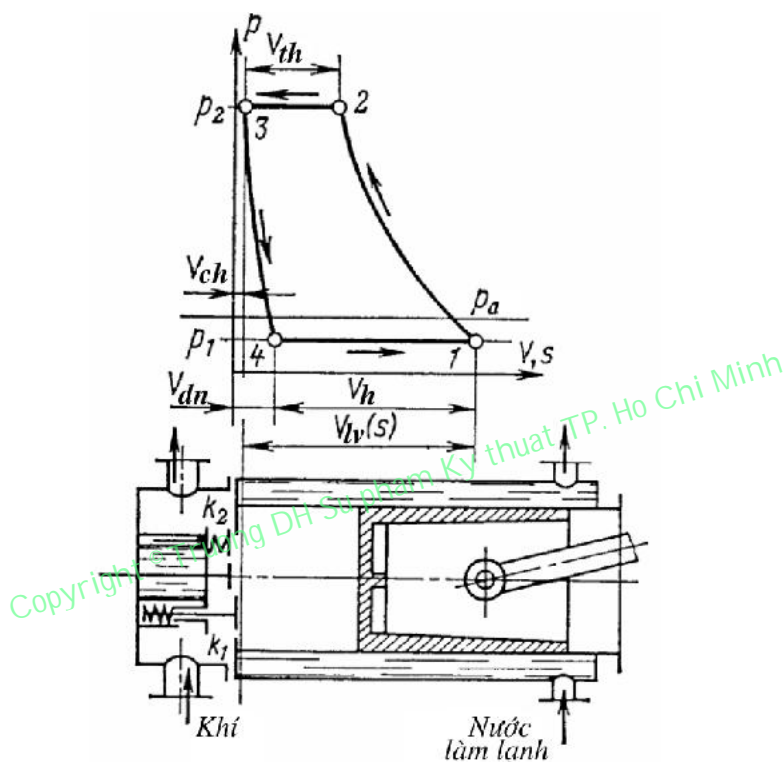
$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2} = \frac{c_a^2 + u^2 - c_a^2 - \frac{u^2}{4}}{2} = \frac{3}{8}u^2$$

Thiết bị định hướng của cấp có $\rho = 0,75$ có tính của ống khuếch tán, vì vậy ở đây xảy ra sự giảm vận tốc của chuyển động tuyệt đối từ $c_2 \rightarrow c_3 = c_1$. Kết quả của điều này là sự tăng áp suất tương đương với sự giảm động năng của chuyển động tuyệt đối.

CHƯƠNG VIII: MÁY NÉN THỂ TÍCH

8.1- MÁY NÉN PISTON

8.1.1- Đồ thị công (hay đồ thị chỉ thị)



Hình 8.1 - Sơ đồ máy nén và đồ thị chỉ thị

- | | |
|------------------------------|--------------------------|
| v_{th} - thể tích thải | v_{ch} - thể tích chết |
| v_{dn} - thể tích dẫn nở | v_h - thể tích hút |
| v_{lv} - thể tích làm việc | |

Ta sẽ theo dõi trình tự làm việc của máy nén dưới sự giúp đỡ của đồ thị $p = f(v)$, v -thể tích chứa trong xilanh được giới hạn bởi piston, nó phụ thuộc vào vị trí của piston.

Khi piston dịch chuyển từ phía phải sang phía trái, piston nén khí nằm trong xilanh. Van hút (hay còn gọi là van nạp) đóng trong suốt thời gian quá trình nén khí. Còn van đẩy đóng đến khi nào hiệu số giữa áp suất trong xilanh và áp suất trong ống đẩy thẳng được lực đẩy của lò xo. Khi điều này xảy ra, van đẩy mở và piston sẽ thải khí vào ống đẩy. Quá trình tăng áp suất biểu diễn trên đồ thị là đường 1-2, còn quá trình thải khí là đường 2-3.

Nếu p_2 là áp suất trong xilanh khi thải khí, thì thể tích khí thải được với áp suất p_2 là v_{th} .

Khi nén, nhiệt độ khí tăng, nhưng nước lạnh không lấy được một cách hoàn toàn lượng nhiệt do quá trình nén khí thải ra. Do vậy đường nén là đường đa biến: $pv^n = \text{const}$.

Còn đường 2-3, theo lý thuyết là đường đẳng áp $p_2 = \text{const}$. Nhưng thực tế do ảnh hưởng của quán tính của khối khí, do tác động của khóa và của lò so, áp suất của khí thải không giữ được không đổi.

Khi piston đến vị trí cận trái, nó không thải được toàn bộ khí, và một phần của khí v_{ch} vẫn còn lại trong xilanh (v_{ch} - gọi là thể tích chết hay thể tích có hại).

Vào đầu hành trình của piston sang phải, khóa đẩy đóng lại và một phần khí còn lại ở khoảng không chết v_{ch} sẽ dẫn nở theo đường 3-4. Đường dẫn nở là đường đa biến có chỉ số n_p , có phương trình:

$$p.v^{n_p} = \text{const} \tag{8.1}$$

Quá trình dẫn nở tiếp tục đến khi áp suất trong xilanh giảm đến $p_1 < p_0$, p_0 - áp suất ở trong khoảng không mà khí được hút vào.

Dưới ảnh hưởng của hiệu số áp suất $p_0 - p_1$, khóa hút mở và piston dịch chuyển sang phải, và sẽ xảy ra sự hút khí vào xilanh.

Áp suất p_1 luôn luôn nhỏ hơn p_0 vì có sự cản trở của tuyến hút. Quá trình hút được biểu diễn bằng đường đẳng áp 4-1.

Hình 8.1 là đồ thị chỉ thị lý thuyết của máy nén.

Đồ thị chỉ thị thực có khác so với đồ thị lý thuyết (chủ yếu ở đường hút và đường đẩy).

8.1.2- Ảnh hưởng của khoảng không chết

Xilanh của máy nén luôn được làm có khoảng không gian chết. Điều này cần thiết để tránh sự va đập của piston vào nắp máy khi hành trình của nó đến điểm cuối.

Khoảng không gian có hại thường được đánh giá bằng số phần trăm so với thể tích làm việc của xilanh và được gọi là thể tích tương đối của khoảng không chết:

$$a = \frac{v_{ch}}{v_{lv}} \tag{8.2}$$

Trong các loại máy nén 1 cấp hiện đại $a = 0.025 \div 0.06$ (khi khóa được phân bố ở nắp).

Trong khi nén nhiều cấp, các khóa được phân bố ở bề mặt sườn của xilanh $a \approx 0.2$.

* Sự hiện diện của khoảng không chết dẫn đến: quá trình hút không bắt đầu tại thời điểm bắt đầu của hành trình ngược của piston, mà ở thời điểm cuối của quá trình dẫn nở (tại điểm 4). Suy ra, thể tích hút v_h mà thực tế piston hút được nhỏ hơn thể tích làm việc của xilanh $v_h < v_{lv}$.

Thể tích của khoảng không chết có ảnh hưởng xấu đến sự thải của máy nén. Khi tăng giá trị tương đối của khoảng chết có thể dẫn đến đẳng thức:

$$a \left(\varepsilon^{n_p} - 1 \right) = 1$$

và lưu lượng tính theo biểu thức sau sẽ bằng 0:

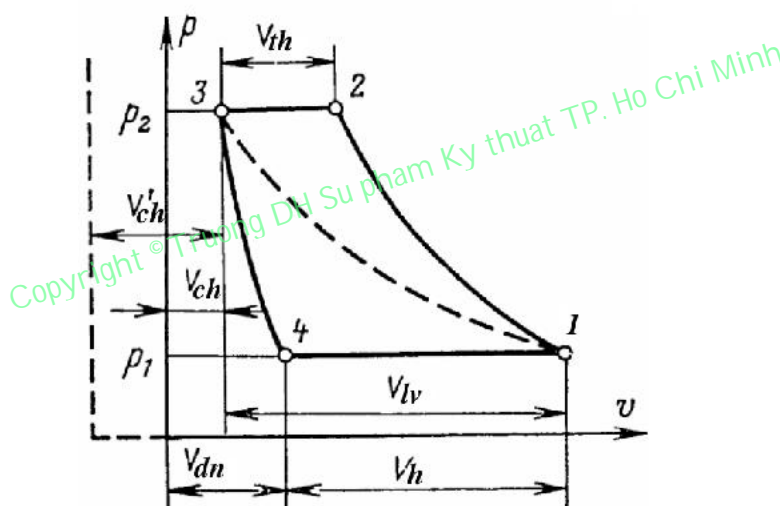
$$Q_l = \left[1 - a \left(\varepsilon^{n_p} - 1 \right) \right] \cdot \lambda_T \cdot \lambda_K \cdot v_{lv} \cdot n \quad (8.3)$$

Trong đó:

λ_T - hệ số nhiệt, tính ảnh hưởng của sự làm nóng khí khi hút từ bề mặt của khóa và thành xilanh;

λ_K - hệ số kín, tính ảnh hưởng của sự rò rỉ qua khóa và các vành đệm của piston và xilanh.

Điều này thấy rõ trên hình 8.2:



Hình 8.2 – Đồ thị chỉ thị khi thay đổi khoảng không chết

Khi tăng v_{ch} , trục tọa độ p dịch chuyển sang trái, đường nén đa biến phân bố rộng hơn và đến một giá trị giới hạn nào đó của v_{ch} điểm 2 sẽ trùng vào điểm 3. Thể tích thải bằng không, lúc đó đường nén và đường dẫn nở trùng nhau, máy nén không hút, không thải.

Khoảng không có hại ảnh hưởng đến sự thải càng lớn khi hệ số tăng áp càng lớn, vì vậy giá trị tương đối của khoảng không chết được chọn càng nhỏ khi hệ số tăng áp càng lớn.

8.1.3- Cách bố trí máy nén nhiều cấp

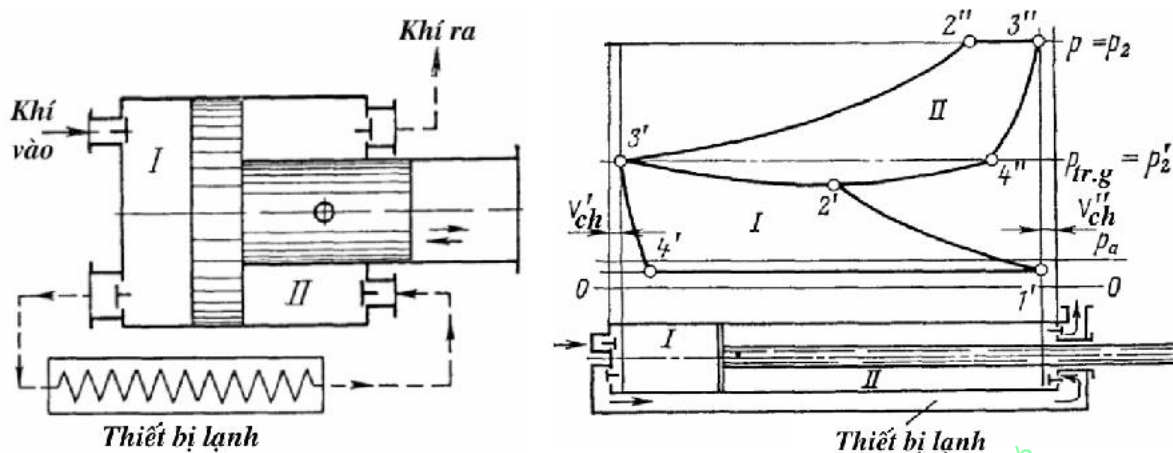
Máy nén nhiều cấp được làm theo 2 cách chính:

- loại có piston dạng vi sai và một số cấp nén trong một xilanh
- loại có nhiều cấp nén trong các xilanh riêng rẽ.

Ta xét một số trường hợp.

a- Máy nén 2 cấp có piston vi sai tác dụng 2 hướng

Trong máy nén loại này các cấp nén được bố trí theo 2 bên của piston. Nguyên lý làm việc có thể biểu diễn rõ ràng bằng đồ thị chỉ thị, được xây dựng chung cho cả 2 cấp.



Hình 8.3 – Sơ đồ và đồ thị công máy nén 2 cấp có piston vi sai tác dụng 2 hướng

Nếu giả sử rằng máy nén hút không khí từ khí quyển, thì đường hút của cấp đầu tiên sẽ nằm thấp hơn một chút so với đường áp suất khí quyển. Khi chuyển động của piston sang phải xảy ra quá trình hút vào cấp đầu theo đường 4'-1', nén và đẩy của cấp thứ 2 theo đường 3'-2'' và 2''-3''.

Khi piston bắt đầu di chuyển sang trái, ở cấp đầu xảy ra quá trình nén, còn ở cấp thứ 2 xảy ra quá trình giãn nở khí. Quá trình cuối xảy ra đến khi nào áp suất trong xilanh còn chưa đạt tới p_2' tại điểm 4''. Tại thời điểm này van hút của cấp thứ 2 mở và piston, khi chuyển động sang trái, sẽ hút khí từ khoảng không kín của thiết bị lạnh. Và lúc này áp suất khí sẽ giảm. Khi piston đã chiếm được vị trí xác định bởi điểm 2', áp suất khí ở thiết bị lạnh giảm đến chừng nào van đẩy của cấp thứ nhất mở và khí sẽ từ cấp thứ 1 qua thiết bị lạnh vào cấp thứ 2. Áp suất khí thay đổi theo đường 2'-3'.

Vào lúc đầu của hành trình về phía bên phải ở cấp thứ 1 xảy ra quá trình giãn nở khí theo đường đa biến 3'-4'.

Thể tích của các xilanh của cấp 1 và cấp 2 không bằng nhau, vì vậy đồ thị đang xét có tỷ lệ về trục hoành khác nhau.

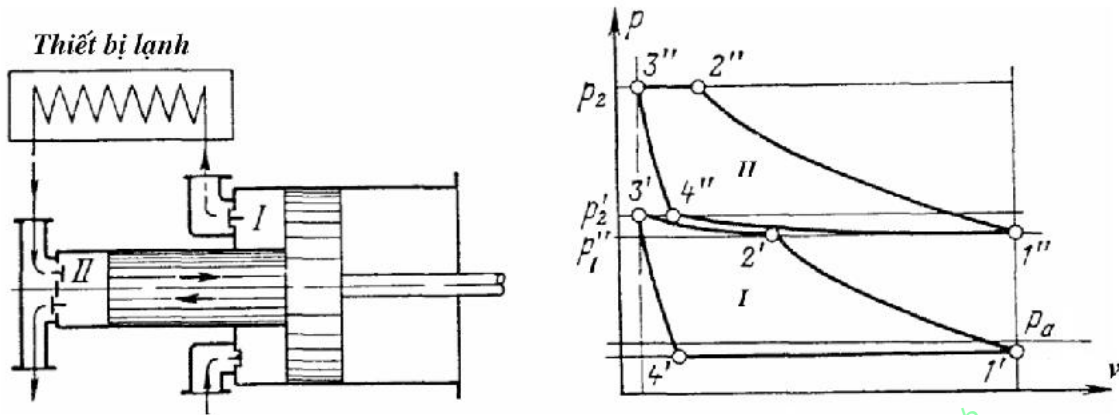
Trong máy nén loại này quá trình nén ở các cấp được thực hiện ở những hành trình khác nhau của piston, và vì vậy lực tác dụng lên các phần của khung được phân bố khá đều.

b- Máy nén 2 cấp có piston vi sai tác dụng 1 phía

Đặc biệt của máy nén loại này là sự phân bố cấp thứ nhất và cấp thứ 2 theo một phía của piston; điều này dẫn đến: quá trình hút cũng như quá trình đẩy xảy ra trong cả hai cấp là đồng thời.

Khi bắt đầu từ điểm 3'' trên hình 8.4, với chuyển động của piston về phía phải xảy ra quá trình giãn nở ở cấp thứ 2 đến áp suất p_2 , áp suất này được tạo ở thiết bị lạnh bởi cấp khí hành trình của piston sang phải. Ở vị trí của piston được xác định bởi điểm 4'', van hút của cấp thứ 2

mở và xảy ra quá trình hút khí từ thể tích kín của thiết bị lạnh. Đây cũng là quá trình giãn nở khí theo đường đa biến 4''-1''. Ở cuối quá trình này áp suất trong cấp thứ 2 giảm đến p_1' . Khi hành trình của piston tiếp tục sang trái ở cấp thứ 2 khí bị nén theo đường 1''-2'' và được thải ra theo đường 2''-3'' vào ống đẩy. Trong thời gian này ở cấp thứ nhất xảy ra quá



Hình 8.4 – Sơ đồ và đồ thị công máy nén 2 cấp có piston vi sai tác dụng 1 hướng

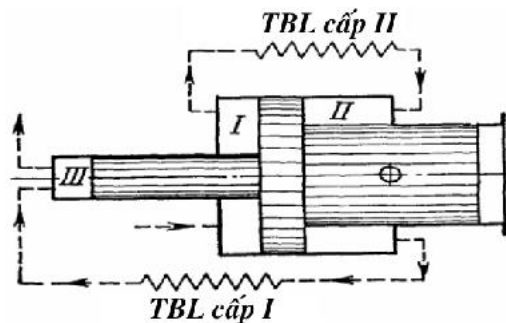
trình nén theo đa biến 1'-2' đến áp suất p_1' . Tại điểm 2' van đẩy của cấp thứ nhất mở và khí bị đẩy từ cấp vào khoang kín của thiết bị lạnh. Quá trình diễn ra theo đường đa biến 2'-3' và gây ra sự tăng áp suất từ p_1' đến p_2' . Khi hành trình piston sang phải xảy ra quá trình giãn nở và hút ở cấp thứ 1.

Trong máy nén loại này các khoang của cấp 1 và 2 luôn luôn được phân cách bằng những van đóng, nhưng vẫn có những quá trình, xảy ra đồng thời ở các khoang của một cấp nào đấy và của thiết bị lạnh.

Thiết bị lạnh: ngoài công dụng chính của nó là làm lạnh khí nén, nó còn đóng vai trò như một bình chứa tức là dung tích để nhận khí ra từ cấp thứ 1, sau đó xả khí vào cấp thứ 2.

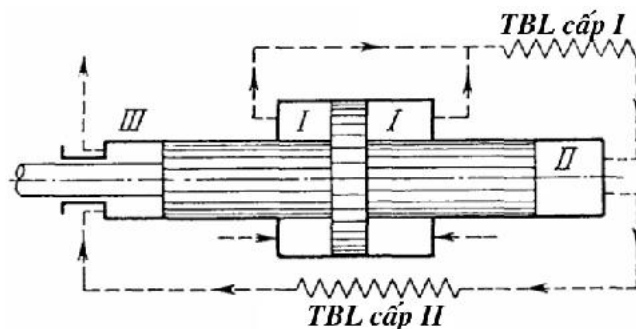
Trong máy nén có piston loại vi sai tác dụng 1 phía này, quá trình nén và thải khí xảy ra ở cả 2 cấp đồng thời, do đó trong phần khung của máy nén sinh ra những lực lớn phân bố không đều, đòi hỏi sử dụng bánh đà có khối lượng lớn để cân bằng các lực này. Sơ đồ này thường dùng trong một tổ hợp với sơ đồ thuận dòng đối với loại máy nén có số cấp lớn hơn 2.

c- Máy nén 3 cấp có piston vi sai



Hình 8.5 – Sơ đồ máy nén 3 cấp có piston vi sai

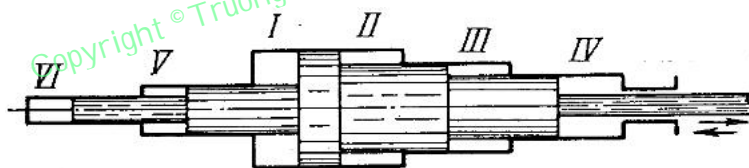
Các cấp của máy nén trên hình 8.5 được liên hợp sao cho cứ mỗi cặp cấp cạnh nhau tạo thành máy nén 2 cấp. Khi tạo được đẳng thức công của 2 cấp riêng rẽ là điều kiện của hiệu quả kinh tế, sơ đồ này cho ta sự phân bố không đều trên các phần của khung máy. Để giảm những lực này và phân bố chúng được đều hơn, người ta sử dụng sơ đồ máy nén 2 cấp có sự phân chia cấp thứ nhất.



Hình 8.6 – Sơ đồ máy nén 3 cấp piston vi sai có sự phân chia cấp thứ nhất

d- Máy nén nhiều cấp có piston vi sai

Khi sử dụng nguyên lý tạo cấp với piston có đường kính thay đổi, có thể thiết kế máy nén với khối lượng lớn các cấp.

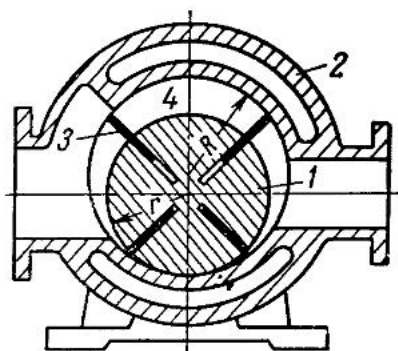


Hình 8.7 – Sơ đồ máy nén nhiều cấp piston vi sai

8.2- MÁY NÉN ROTO

8.2.1- Cấu tạo, nguyên lý làm việc

Ta có sơ đồ máy nén tấm phẳng:



Hình 8.8 – Sơ đồ cấu tạo máy nén tấm phẳng

- 1. Roto;
- 2. Thân máy ;
- 3. Các tấm phẳng được bố trí lệch tâm ;
- 4. Khoang kín được tạo bởi 2 tấm phẳng.

Máy nén roto thuộc vào loại máy nén thể tích, theo nguyên lý làm việc nó giống bơm roto. Loại máy nén roto được sử dụng rộng rãi nhất là máy nén roto tấm phẳng. Trong thời gian gần đây người ta cũng có sử dụng máy nén trục vít.

Khi roto 1 quay, các tấm phẳng tạo thành các khoang kín 4 và mang khí từ khoang hút sang khoang đẩy, đồng thời xảy ra quá trình nén khí.

Sơ đồ này có sự cân bằng khối lượng các chất di chuyển rất tốt, nó cho phép roto quay với số vòng quay lớn và có thể nối máy một cách trực tiếp với động cơ điện.

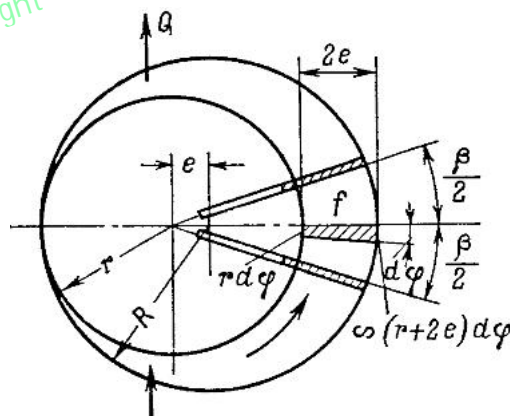
Trong quá trình làm việc của máy nén tấm phẳng, một khối lượng nhiệt lớn được tỏa ra do masat khí. Vì vậy khi hệ số tăng áp > 1,5 vỏ của máy được thiết kế có thiết bị làm lạnh bằng nước.

Máy nén tấm phẳng có thể sử dụng để hút khí hoặc hơi từ thể tích có áp suất nhỏ hơn áp suất khí quyển. Trong trường hợp này, máy nén gọi là *bơm chân không*. Chân không được tạo thành bởi bơm chân không tấm phẳng đạt tới 95%.

8.2.2- Các thông số cơ bản

a- Lưu lượng

Lưu lượng máy nén phụ thuộc vào kích thước hình học của nó và số vòng quay.



Hình 8.9 – Kích thước hình học cơ bản của máy nén tấm phẳng

Nếu giả sử các tấm phẳng hướng tâm, thì thể tích khí giữa 2 tấm sẽ là:

$$v = f.b$$

Trong đó:

f- diện tích cực đại của mặt cắt dọc giữa 2 tấm phẳng;

b- chiều rộng của tấm phẳng.

Có thể giả sử gần đúng:

$$df = \frac{rd\phi + (r + 2e)d\phi}{2} \cdot 2e = 2e(r + e)d\phi$$

Vì vậy:
$$f = \int_0^{\frac{\beta}{2}} 4e(r+e)d\varphi = 2e(r+e)\beta \quad (8.4)$$

Vì: $r+e=R$ và $\beta = \frac{2\pi}{Z}$; Z – số các tấm phẳng

Suy ra:
$$f = \frac{4\pi eR}{Z} \quad (8.5)$$

Thể tích khí giữa các tấm phẳng:

$$v = \frac{4\pi eRb}{Z} \quad (8.6)$$

Vậy lưu lượng thực của máy nén là:

$$Q = v.Z.n.\eta_Q = 4\pi.e.R.b.n.\eta_Q \quad (8.7)$$

η_Q – hiệu suất lưu lượng, thường lấy $\eta_Q = 0,5 \div 0,8$

Hiệu suất lưu lượng phụ thuộc vào mất mát bên trong qua các khe hướng tâm và hướng trục, cũng như chiều dày cánh và số cánh dẫn.

b - Lưu lượng máy nén trục vít

$$Q = (S_1.Z_1 + S_2.Z_2).l.n.\eta_Q \quad (8.5)$$

Trong đó: S_1, S_2 - diện tích các rãnh trục vít thứ nhất và thứ 2;

Z_1, Z_2 - số răng của các trục vít;

l - chiều dài của trục vít;

n - số vòng quay;

η_Q - hiệu suất lưu lượng.

c- Công suất và hiệu suất

* Công suất của cấp máy nén roto có làm lạnh mạnh bằng nước được tính theo công đẳng nhiệt:

$$N = \frac{N_{dn}}{1000.\eta_{dn}.\eta_{ck}} = \frac{p_1.Q_1.b.n.\varepsilon}{1000.\eta_{dn}.\eta_{ck}} \quad (8.6)$$

Trong đó: p_1 - áp suất đầu;

Q_1 - lưu lượng ở điều kiện hút;

b - chiều rộng tấm phẳng.

* Đối với máy nén được làm lạnh yếu bằng không khí

$$N = \frac{N_{de}}{1000 \cdot \eta_{de} \cdot \eta_{ck}} \quad (8.7)$$

Công suất đẳng entropi tính theo công thức sau:

$$N_{de} = \frac{k}{k-1} p_1 \cdot Q_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (8.8)$$

Tích các hiệu suất của máy nén nằm trong khoảng:

$$\eta_{dn} \cdot \eta_{ck} = 0,5 \div 0,6 \quad ; \quad \eta_{de} \cdot \eta_{ck} = 0,6 \div 0,7$$

Đối với loại máy nén trục vít, những giá trị này lớn hơn một chút do ma sát cơ khí giữa các trục vít nhỏ hơn (hầu như bằng không).

8.3 – ĐIỀU CHỈNH CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC CỦA MÁY NÉN

8.3.1- Yêu cầu

Lưu lượng khí từ hệ thống ống dẫn theo điều kiện tiêu thụ có thể thay đổi, vì vậy máy nén cần phải thay đổi lưu lượng thải để sao cho nó tương ứng với lưu lượng tiêu dùng của khí từ hệ thống ống. Cùng với điều này, trong mạng lưới cần phải đảm bảo áp suất yêu cầu tại nơi tiêu thụ. Điều chỉnh như vậy được gọi là điều chỉnh với áp suất không đổi.

Nhiệm vụ điều chỉnh là tác động lên máy nén mà tác động này sẽ làm cân bằng lưu lượng thải của nó với lưu lượng tiêu thụ khí của nơi tiêu thụ.

Xung đầu tiên để dẫn đến điều chỉnh thường là sự thay đổi áp suất ở mạng lưới, sinh ra do sự thay đổi lưu lượng tiêu thụ của khí. Ở trong các hệ thống điều chỉnh tốt, sự thay đổi áp suất rất nhỏ (khoảng 1% - 10% áp suất khí quyển).

8.3.2- Điều chỉnh bằng cách thay đổi số vòng quay

Từ công thức (8.3):

$$Q_1 = v_1 \cdot n = \left[1 - a \left(\varepsilon^{\frac{1}{n_p}} - 1 \right) \right] \lambda_T \cdot \lambda_K \cdot v_{iv} \cdot n$$

ta thấy rằng lưu lượng của máy nén có thể được điều chỉnh bằng sự thay đổi số vòng quay trục của máy nén. Phương pháp này kinh tế trong khi sử dụng, nhưng đòi hỏi động cơ truyền dẫn có thiết bị thay đổi số vòng quay. Vì vậy thay đổi lưu lượng bằng cách thay đổi số vòng quay của động cơ điện không được sử dụng rộng rãi.

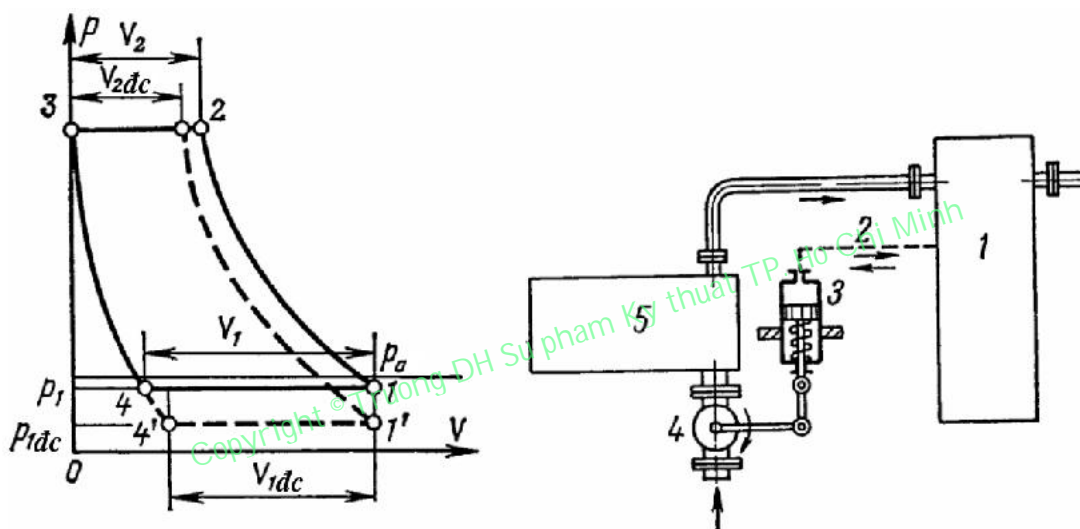
Phương pháp điều chỉnh này được sử dụng trong trường hợp truyền dẫn của máy nén từ động cơ hơi hoặc từ động cơ đốt trong, mà ở đó sự thay đổi số vòng quay được thực hiện khá dễ dàng.

8.3.3- Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp

Nếu ở tuyến hút của máy nén có đưa thêm các vật cản phụ thì máy nén sẽ giảm lưu lượng.

Giả sử dt 1-2-3-4 là đồ thị chỉ thị của máy nén khi không có vật cản điều chỉnh ở ống hút (hình 8.10). Ta sẽ cho thêm vào tuyến hút một vật cản phụ, làm giảm áp suất hút từ p_1 đến p_{1dc} , lúc đó quá trình dẫn nở là đường 3-4' và đường hút (hay nạp) là đường 4'-1.

Từ đồ thị ta thấy rằng, thể tích nạp sẽ giảm từ v_1 xuống v_{1dc} , còn thể tích thải từ v_2 xuống v_{2dc} . Tương ứng lưu lượng thải của máy nén thay đổi.



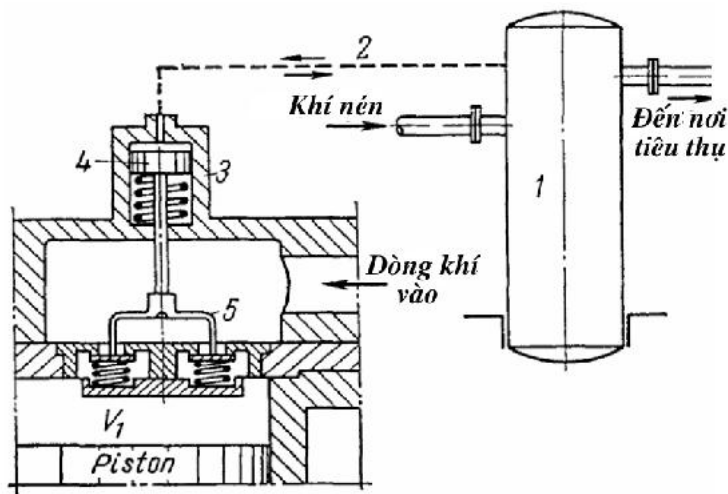
Hình 8.10 - Điều chỉnh bằng tiết lưu ở ống nạp

Sơ đồ điều chỉnh tự động loại này biểu diễn trên hình 8.10: Nếu lưu lượng tiêu thụ từ bể 1 của mạng lưới giảm thì với lưu lượng thải cho trước của máy nén 5, áp suất trong bể 1 sẽ tăng và khí sẽ được đưa theo ống 2 vào khoang của hệ thống cơ có piston 3, áp suất này sẽ tác động lên piston, piston nén lò so và làm đóng van tiết lưu 4; lưu lượng thải của máy nén sẽ giảm cho đến khi cân bằng với lưu lượng tiêu thụ từ bể. Phương pháp này đơn giản và tự động tác dụng, nên được sử dụng rộng rãi khi hệ số nén cao, nhưng hiệu quả về mặt năng lượng không lớn.

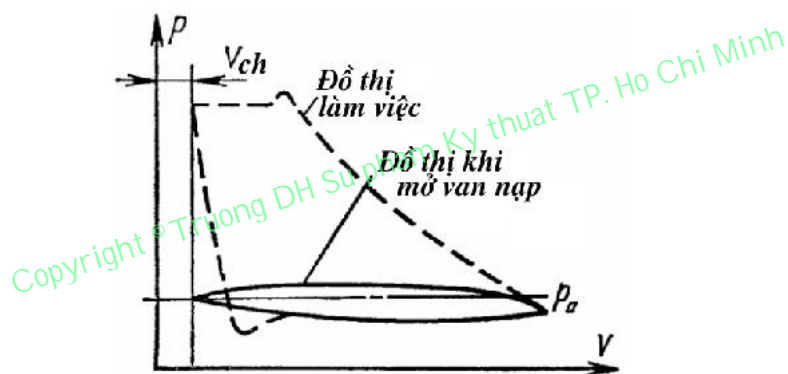
8.3.4- Điều chỉnh bằng cách mở van nạp

Nếu do sự giảm lưu lượng tiêu thụ từ mạng, áp suất ở 1 tăng lên, thì áp suất này khi được đưa theo ống xung 2 đến thiết bị cơ dạng piston 3 sẽ khắc phục được lực đẩy của lò so và piston 4 chuyển động xuống. Cán của piston có trục 5, các vôi của nó sẽ cản trở tấm phẳng của van nạp nằm tại đế. Lúc này quá trình nén sẽ không xảy ra bởi vì van nạp sẽ mở và khí từ xilanh sẽ bị thải vào đường ống nạp. Quá trình này sẽ xảy ra đến khi nào áp suất ở bể 1 còn chưa giảm và piston 4 sẽ không đẩy trục 5 và không cản trở tấm phẳng nằm tại đế. Tóm lại giảm lưu lượng đạt được ở đây nhờ sự thải lưu lượng.

Trên hình 8.12 là đồ thị chỉ thị của trường hợp này. Phương pháp điều chỉnh này rất đơn giản, nhưng hiệu suất năng lượng nhỏ vì khí thải chỉ cần 15% công suất toàn phần. Phương pháp này được sử dụng cho loại máy nén có hệ số nén và lưu lượng bất kỳ.



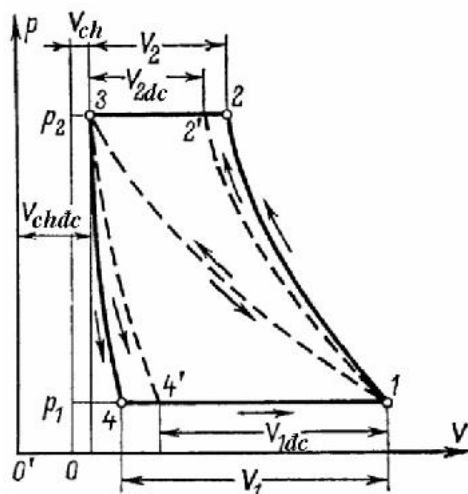
Hình 8.11 - Điều chỉnh bằng cách mở van nạp



Hình 8.12- Đồ thị công khí điều chỉnh bằng mở van nạp

Trong giai đoạn hiện nay, người ta sử dụng phương pháp mở khóa nạp ở từng hành trình của piston và có thể thay đổi được lưu lượng của máy nén từ giá trị định mức đến 0,1 giá trị định mức.

8.3.5- Thay đổi thể tích khoảng không chết



Hình 8.13 – Đồ thị công khi thay đổi thể tích khoảng không chết

Từ công thức (8.3), ta thấy rằng với v_{lv} , n , ϵ không đổi có thể điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi thể tích khoảng không chết (hình 8.13)

Với thể tích khoảng không chết v_{ch} , thể tích nạp khí là v_1 . Nếu tăng thể tích chết đến $v_{chdc} > v_{ch}$ thì đường đa biến dẫn nở, được xây dựng với vị trí mới của trục tọa độ O' , là đường 3-4' và thể tích nạp khí v_{1dc} sẽ nhỏ hơn v_1 .

Đường đa biến nén 1-2' sẽ tương ứng với thể tích khí thải $v_{2dc} < v_2$.

Trong trường hợp giới hạn, thể tích khoảng không chết có thể tăng đến mức đường đa biến dẫn nở và nén sẽ trùng nhau và đồ thị chỉ thị là đường 1-3. Và lúc đó máy nén sẽ không nạp và không thải: cả hai van đều đóng và trong xilanh xảy ra quá trình dẫn nở và nén một khối khí không đổi.

Ở phương pháp điều chỉnh này, kết cấu được chế tạo dưới dạng các khoang phụ có thể tích (dung tích) không đổi hoặc thay đổi, các khoang này được nối với khoảng không chết, có thể điều chỉnh bằng tay hoặc tự động.

Để thực hiện điều chỉnh lưu lượng một cách điều hòa, thể tích phụ của khoảng không chết phải được làm dưới dạng hốc hội tụ thể tích tạo bởi xilanh và piston.

Phương pháp này rất kinh tế và được sử dụng rộng rãi trong các máy nén có công suất lớn.

8.3.6- Một số phương pháp điều chỉnh khác:

Ngoài các phương pháp đã nêu trên còn dùng phương pháp:

- Đóng tắt máy (khi công suất trên trục dưới 200kW);
- Bằng cách đưa khí từ khoang nén vào khoang nạp;
- Bằng cách xả không tải từ mạng lưới qua van tự động.

Phương pháp đầu khá kinh tế, còn 2 phương pháp sau không kinh tế, nói chung rất ít dùng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. V.M. Cherkassky
Pumps, fans, compressors
Nhà xuất bản Mir Publishers, Moscow - 1980. (Tiếng Anh)
2. V.M. Cherkassky
Bơm, quạt, máy nén
Nhà xuất bản Năng lượng, Moscow – 1984. (Tiếng Nga)
3. Nguyễn Phước Hoàng - Phạm Đức Nhuận - Nguyễn Thạc Tân
Thủy lực và máy thủy lực, tập II
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp, Hà Nội - 1979
4. Ngô Vi Châu – Nguyễn Phước Hoàng – Vũ Duy Quang – Đặng Huy Chi – Võ Sĩ Huỳnh – Lê Danh Liên
Bài tập Thủy lực và máy thủy lực
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp, Hà Nội - 1976.
5. Nguyễn Văn May
Bơm, quạt, máy nén
Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật, Hà Nội – 1997.
6. Trần Sĩ Phiệt – Vũ Duy Quang
Thủy khí động lực kỹ thuật
Nhà xuất bản Đại học và trung học chuyên nghiệp, Hà Nội - 1979.
7. Nguyễn Hữu Chí
1000 bài toán thủy khí động lực
Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội – 1998.
8. Bộ môn thủy khí động lực
Giáo trình thủy lực và máy bơm
Trường đại học bách khoa Hà Nội 1968.