

CÁC LOẠI BƠM

Các loại bơm có thể làm việc theo các nguyên lý đã đề cập ở chương 2. Căn cứ theo nguyên lý hoạt động ta chia các loại bơm: bơm thể tích, bơm ly tâm, bơm cánh năng và bơm phun tia.

3.1. BƠM THỂ TÍCH

Căn cứ vào cấu tạo cụ thể ta có thể chia bơm thể tích thành các loại: bơm pittông, bơm bánh răng, bơm trục vít, bơm rôto cánh trượt, bơm quả bàng, bơm lác.

3.1.1. Bơm pittông

Căn cứ đặc điểm cấu tạo và hoạt động của bơm pittông, chúng ta có thể chia chúng thành các loại sau: bơm pittông tác dụng đơn, bơm tác dụng kép, bơm vi sai, bơm pittông quay hướng kính, bơm pittông quay hướng trục.

3.1.1.1. Bơm pittông tác dụng đơn

Nguyên tắc cấu tạo và hoạt động của loại bơm này thể hiện ở hình 3.1. Pittông 2 chuyển động qua lại trong xilanh 1 nhờ cơ cấu chuyển động gồm trục O, biên 5 và thanh truyền 4, con trượt. Dung tích xilanh nằm giữa hai điểm chết của pittông bằng dung tích chất lỏng trong mỗi lần hoạt động của pittông ở điều kiện lý thuyết (không có tổn thất thể tích). Khi pittông chuyển động sang phải thì van 8 đóng, van 7 mở, chất lỏng từ bể 11 được hút lên lòng xilanh. Khi pittông đến điểm chết bên phải thì hoàn thành quá trình hút. Sau đó pittông chuyển động ngược lại thì van 7 đóng và van 8 mở ra, chất lỏng sẽ được đẩy lên bể chứa 10. Khi pittông đến điểm chết trái thì quá trình đẩy hoàn thành. Như vậy cứ mỗi vòng quay của trục O thì bơm thực hiện được một chu trình hút và đẩy.

Khi trục O quay được một góc φ thì pittông 2 chuyển dịch được một quãng S được tính theo công thức:

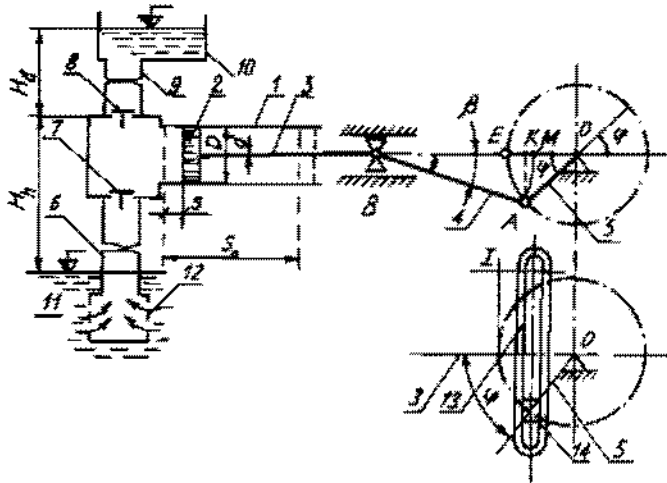
$$S = r(1 - \cos \varphi) \pm l(1 - \cos \beta), \text{ m}, \quad (3.1)$$

$r = \overline{OA}$ - bán kính quay, m;

$l = \overline{AB}$ - độ dài của thanh truyền, m;

dầu cồng khi pittông chuyển động từ trái qua phải; còn dầu trừ khí ngược lại.
 Từ hai tam giác BKA và OKA ta có:

$$l \sin \beta = r \sin \varphi. \quad (3.2)$$



Hình 3-1. Nguyên lý cấu tạo của bơm pittông tác dụng đơn:

- 1- xilanh; 2- pittông; 3- cán pittông; 4- thanh truyền; 5- biên; 6- ống hút; 7- van hút; 8- van đẩy; 9- ống đẩy; 10- bể chứa; 11- bể hút; 12- lưới lọc (gió); 13- culit (thay cho thanh truyền và con trượt).

Bằng biến đổi lượng giác và đặt $r/l = \lambda$ ta có công thức S:

$$S = r(1 - \cos \varphi \pm \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi), \text{ m}, \quad (3.3)$$

Trường hợp thanh truyền có chiều dài vô cùng thì $\beta = 0$; $\lambda = 0$ khi đó phương trình (3.3) sẽ trở thành:

$$S = r(1 - \cos \varphi), \text{ m} \quad (3.4)$$

Cơ cấu culit đáp ứng được điều kiện cho phương trình (3.4). Tuy vậy cơ cấu culit chỉ áp dụng cho máy có công suất nhỏ. Khi bơm (hoặc máy nén) có công suất vừa và lớn thì không dùng cơ cấu culit.

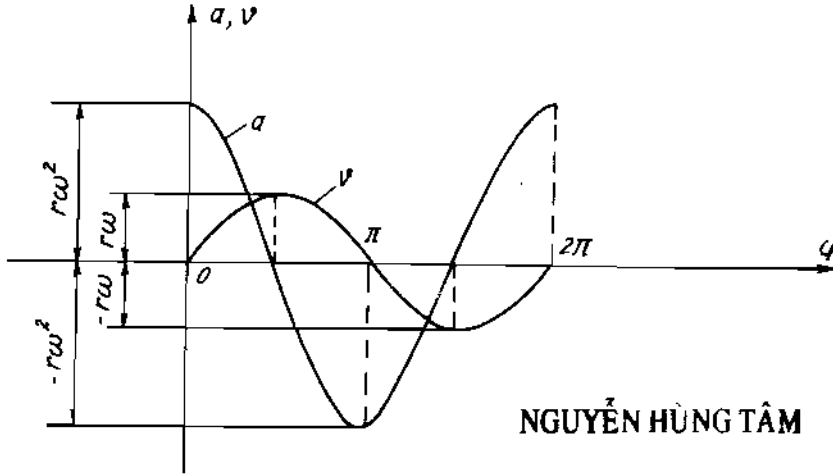
Từ phương trình (3.4) ta tính được vận tốc v của pittông:

$$v = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = r \cdot \omega \cdot \sin \varphi. \quad (3.5)$$

Gia tốc của pittông sẽ là a :

$$a = \frac{d^2S}{d\varphi^2} \cdot \frac{d^2\varphi}{dt^2} = r \omega^2 \cos \varphi. \quad (3.6)$$

Hình 3.2 biểu diễn hai đường cong v , a theo hai phương trình (3.5) và (3.6).



Hình 3.2. Đồ thị chuyển động của pittông.

Khoảng cách giữa hai điểm chết của pittông gọi là quãng chạy S của pittông. Năng suất lý thuyết của bơm pittông tác dụng đơn được tính theo công thức:

$$Q_{lt} = \frac{F.S.n}{60}, \text{ m}^3/\text{s}, \quad (3.7)$$

trong đó:

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ - diện tích tiết diện ngang của lòng xilanh, m^2 ;

D - đường kính trong của xilanh, m ;

S - quãng chạy của pittông, m ;

n - số vòng quay của trục chính, v/ph .

Pittông có thể là dạng tấm tròn (khi đường kính ngoài của pittông có giá trị lớn hơn chiều dài nhiều lần), khi ấy pittông phải có cán. Khi pittông có dạng thoi trụ có đường kính ngoài nhỏ hơn nhiều lần chiều dài của nó thì không dùng cán.

3.1.1.2. Bơm pittông tác dụng kép

Bơm pittông tác dụng kép có pittông dạng tấm. Cấu tạo và hoạt động của loại bơm này được thể hiện ở hình 3.3. Khi pittông chuyển động từ trái sang phải thì phía trái thực hiện quá trình hút, còn phía phải thực hiện quá trình đẩy và ngược lại.

Như vậy mỗi vòng quay của trục chính thì bơm thực hiện được hai lần hút và hai lần đẩy.

Do cán pittông chiếm chỗ nên mỗi lần hút đẩy của phía phải (phía có cán) kém hơn phía trái. Năng suất lý thuyết của bơm loại tác dụng kép được thể hiện ở biểu

thức:

$$Q_{tt} = \frac{(2F - f) \cdot S \cdot n}{60}, \text{ m}^3/\text{s}, \quad (3.8)$$

trong đó:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \text{diện tích tiết diện ngang của xilanh, m}^2;$$

$$f = \frac{\pi d^2}{4} - \text{diện tích tiết diện ngang của cán, m}^2;$$

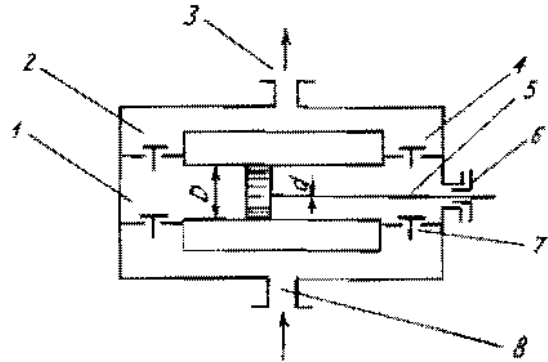
S - quãng chạy của pittông, m;

n - số vòng quay của trục chính, vg/ph.

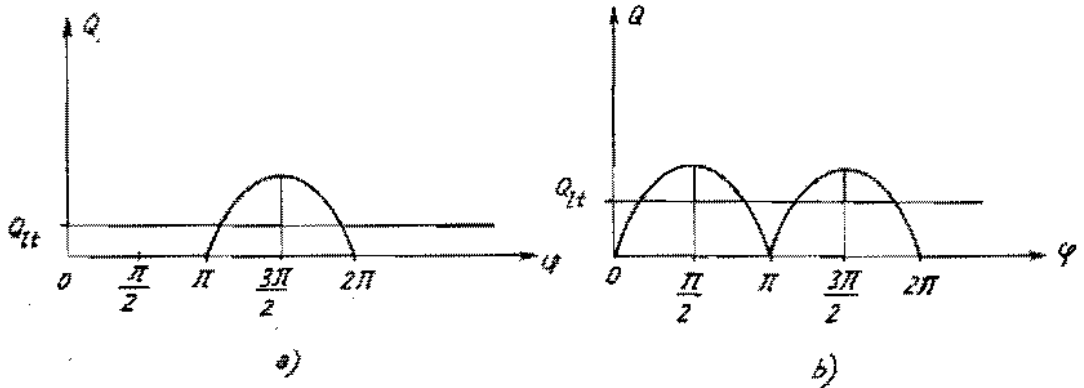
Bơm loại này có nhược điểm là: có chiều dài lớn; lực ép của pittông lên hai phía khác nhau; hộp chèn kín cho cán phức tạp và hay hỏng, nhiều van.

Ưu điểm chính của bơm này là năng suất cao hơn, dòng chảy của chất lỏng ít biến động hơn loại tác dụng đơn.

Hình 3.4 cho ta thấy sự khác nhau về năng suất thể tích của bơm tác dụng đơn và kép trong



Hình 3.3. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông tác dụng kép:
1;7 - các van hút; 2;4 - các van đẩy; 3;8 - cửa đẩy, cửa hút của bơm; 5- cán pittông; 6- hộp chèn.



Hình 3.4. Đồ thị lưu lượng của bơm pittông tác dụng đơn và tác dụng kép ở điều kiện lý thuyết.

một vòng quay của trục chính khi chúng có cùng đường kính xilanh và quãng chạy của pittông.

Trong thực tế bao giờ cũng có tổn thất lưu lượng do van đóng không kịp thời hoặc không kín; do hộp đệm không tốt. Mức độ tổn thất lưu lượng được thể hiện bởi hệ số hiệu dụng thể tích:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_{lt}} = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{Q_{lt} - \Delta Q}{Q_{lt}} \quad (3.9)$$

trong đó:

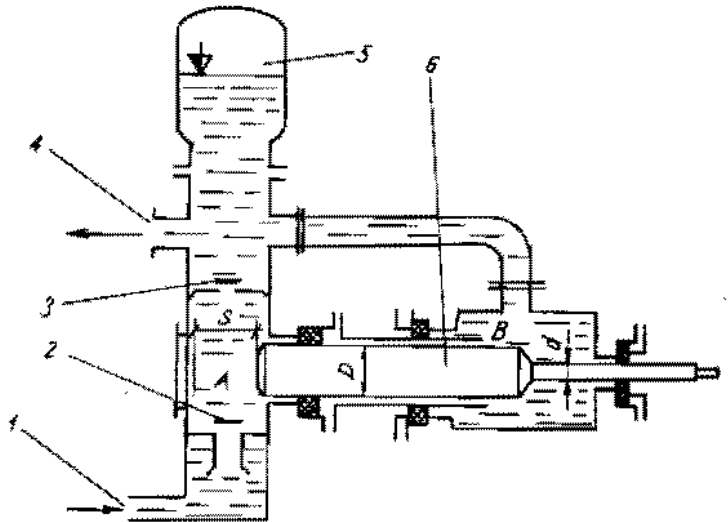
- Q - lưu lượng thực tế, m^3/s ;
- Q_{lt} - lưu lượng lý thuyết, m^3/s ;
- ΔQ - tổn thất, m^3/s .

Muốn cho lưu lượng của bơm được ổn định, không gây xung thủy lực ta thiết kế và chế tạo bơm tác dụng đơn có nhiều pittông sắp thẳng hàng; hướng kính; hướng trục.

3.1.1.3. Bơm vi sai

Bơm vi sai có cấu tạo gần giống như bơm pittông tác dụng kép nhưng khi hoạt động và lưu lượng mà nó hút và đẩy trong mỗi chu kỳ lại giống như bơm tác dụng đơn. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm vi sai được thể hiện ở hình 3.5.

Từ hình 3.5 ta thấy: khi pittông chuyển động sang phải thì chất lỏng từ khoang B được chảy vào ống đẩy với thể tích là V_1 còn khoang A sẽ hút chất lỏng với thể tích là V_2 .



Hình 3.5. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm vi sai:

- 1- cửa cấp nước cho bơm; 2- van hút; 3 - van đẩy;
- 4 - cửa đẩy; 5 - bầu khí; 6 - pittông.

$$V_1 = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot S, m^3; \quad V_2 = \frac{\pi D^2}{4} \cdot S, m^3, \quad (3.10)$$

trong đó:

- $d; D$ - đường kính cần và pittông, m;
- S - quãng chạy của pittông, m.

Khi pittông chuyển động từ phải sang trái thì từ khoang A chất lỏng sẽ chảy vào khoang B với thể tích là V_1 và đẩy vào ống dẫn lượng chất lỏng là hiệu $(V_2 - V_1)$. Như vậy cứ mỗi chu kỳ bơm hút và đẩy được lượng chất lỏng là V_2 . Khi ấy năng suất lý thuyết của bơm vì sai được tính theo công thức:

$$Q_{lt} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot \frac{n}{60}, \text{ m}^3/\text{s}. \quad (3.11)$$

Đối với loại bơm này, nếu tiết diện ngang của cán bằng 0,5 tiết diện ngang của pittông thì lượng chất lỏng chảy vào ống đẩy khi pittông chuyển động sang phải hay sang trái là bằng nhau.

Nếu chú ý thêm đến trọng lượng của các bộ phận chuyển động để xác định tiết diện ngang của cán thì công tiêu tốn khi pittông chuyển động sang phải hay sang trái là bằng nhau.

Khi ấy tải lên động cơ là đồng đều.

Bơm vì sai được áp dụng trong trường hợp lưu lượng nhỏ và vừa, áp suất không lớn.

3.1.1.4. Chiều cao hút, làm việc song song và công suất của bơm

1. Chiều cao hút

Chiều cao hút của bơm, ký hiệu là H_h (xem hình 3.6) phụ thuộc vào nhiều yếu tố như sau:

- áp suất tác dụng lên chất lỏng ở bể hút. Nếu bể hở thì áp suất này bằng áp suất khí quyển nơi đặt máy, ký hiệu là $B \equiv P_a$;

- tổn thất trở lực trong ống hút là H_T ;

- tổn thất do sự bay hơi của chất lỏng nếu áp suất trong ống hút đạt giá trị để nó bay hơi ở nhiệt độ tương ứng, ký hiệu là H_b ;

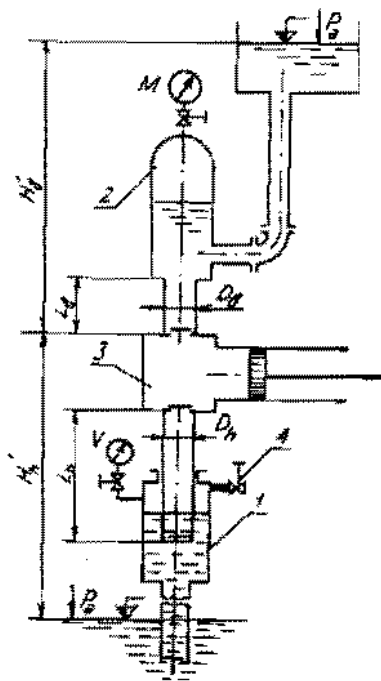
- do sức ỳ của chất lỏng, ký hiệu là J .

Quan hệ giữa chiều cao hút H_h và các yếu tố trên được thể hiện ở biểu thức:

$$H_h \leq B - (H_T + H_b + J) \quad (3.12)$$

Từ biểu thức (3.12) ta thấy:

Giá trị của B phụ thuộc áp suất khí quyển nơi đặt máy, hoặc là phụ thuộc vào áp suất nào đó trong thiết bị hay đường ống có chất lỏng cần hút. Giá trị của B tồn tại khách quan với hệ thống bơm và ống hút. Các giá trị trong ngoặc đơn phụ thuộc vào cấu tạo của bơm và hệ thống của nó khi nó làm việc và chất lỏng chảy từ bể hút lên ống đẩy có nhiệt độ là



Hình 3.6. Chiều cao hút của bơm pittông.

bao nhiêu.

$$H_T = \left(\lambda \frac{L}{D} + \sum_1^n \xi_i \right) \frac{W^2}{2g}, \quad (3.13)$$

trong đó:

λ - hệ số ma sát của chất lỏng với đường ống hút;

L, D - chiều dài, đường kính trong của ống hút, m;

$\sum_1^n \xi_i$ - trở lực cục bộ, phụ thuộc vào dạng và số lượng cục bộ;

W - vận tốc của chất lỏng chảy trong ống, m/s;

g - gia tốc trọng trường, m/s².

Áp suất tuyệt đối H_b khi chất lỏng bay hơi ở nhiệt độ tương ứng, nó phụ thuộc từng loại chất lỏng. Nếu là nước thì có thể tra ở bảng 3.1.

Bảng 3.1

$t, ^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50	75	100
H_b, m	0,05	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	4	10,33

Áp suất khí quyển $P_a = B$ được thể hiện ở bảng 3.2:

Bảng 3.2

Z, m	0	500	1000	1500	2000	2500
$B, \text{mH}_2\text{O}$	10,33	9,7	9,2	8,6	8,1	7,7

Từ bảng 3.1 và 3.2 ta thấy đối với nước đang sôi thì áp suất khí quyển chỉ đủ bù cho tổn thất bay hơi. Như vậy:

- giá trị của H_b tính từ biểu thức (3.12) sẽ là âm;

- khi ấy bơm phải đặt thấp hơn bể hút.

Giá trị của J được tính từ biểu thức:

$$J = \frac{4L_b}{\pi D_b^2} \cdot \frac{Q_{11} n}{30} \left(1 + \frac{r}{l} \right), \quad (3.14)$$

trong đó:

L_b, D_b - chiều dài, đường kính trong của đoạn ống hút mà chất lỏng chảy không ổn định (có sức ỳ), m;

Q_{11} - lưu lượng lý thuyết của bơm, m³/s;

n - số vòng quay của trục khuỷu, vg/ph;

r - bán kính tay quay (hoặc độ lệch tâm), m;

l - chiều dài tay biên, m.

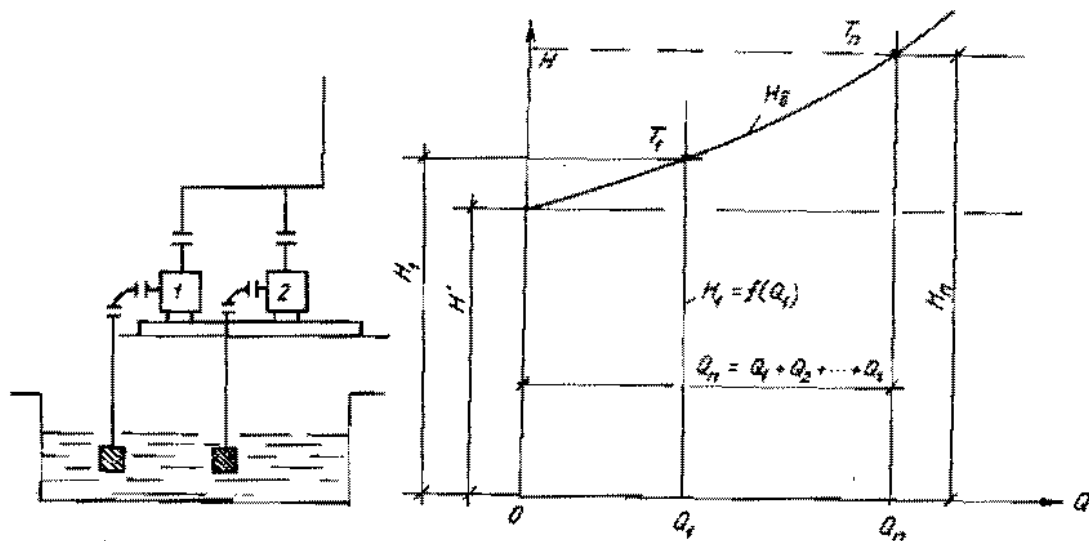
Từ biểu thức (3.14) ta thấy J phụ thuộc rất nhiều vào số vòng quay n . Nếu n có giá trị lớn dần tới làm giảm H_h trong biểu thức (3.12). Cách tốt nhất để bơm hút được là giảm số vòng quay n . Bảng 3.3 là quan hệ giữa H_h với số vòng quay n và nhiệt độ $t^{\circ}\text{C}$ của nước sạch (nếu nước không sạch thì lấy giá trị H_h thấp hơn).

Bảng 3.3

n, vg/ph	$t^{\circ}\text{C}$						
	0	20	30	40	50	60	70
	H_h, m						
50	7	6,5	6	5,5	4	2,5	0
60	6,5	6	5,5	5	3,5	2	0
90	5,5	5	4,5	4	2,5	1	0
120	4,5	4	3,5	3	1,5	0,5	0
150	3,5	3	2,5	2	0,5	0	0
180	2,5	2	1,5	1	0	0	0

2. Sự làm việc song song của bơm pittông

Lưu lượng Q của bơm pittông phụ thuộc vào kích thước (dung tích) làm việc cụ thể và số vòng quay của mỗi bơm. Chiều cao đẩy phụ thuộc vào độ bền của các chi tiết như



Hình 3.7. Sự làm việc song song của bơm pittông.

xilanh, pittông, biên, trục v.v. và công suất của động cơ kéo bơm. Chiều cao đẩy bao gồm chiều cao địa lý cần đẩy chất lỏng lên và tổng tổn thất trở lực của đường ống đẩy. Bơm phải tạo ra được lưu lượng Q cần thiết và áp lực đủ mạnh để thắng được chiều cao địa lý và tổn thất đường ống. Nếu thể tích làm việc của bơm không thay đổi, số vòng quay là ổn định thì lưu lượng Q không thay đổi (với chất lỏng không co dãn) khi áp suất (cột áp H) tăng. Quan hệ giữa lưu lượng Q và cột áp H là đường thẳng song song với trục tung (xem hình 3.7), $H_1 = f(Q_1)$.

Từ hình 3.7 ta thấy: điểm cắt nhau giữa đường đặc tính mang ống là H_0 và đường $Q_1 = \text{const}$ là T_1 , khi ấy áp lực của bơm là H_1 . Khi các bơm làm việc với nhau theo nguyên tắc song song thì điểm làm việc là T_n ứng với áp lực H_n và lưu lượng là $Q_n = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_i = \text{const}$. Như vậy khi làm việc song song thì từng bơm riêng vẫn cho năng suất đồng chảy (lưu lượng) như khi làm việc riêng rẽ nhưng áp lực thì mỗi bơm đều phải chịu là H_n . Vì vậy khi làm việc song song công suất của mỗi bơm phải lớn hơn khi làm việc riêng rẽ.

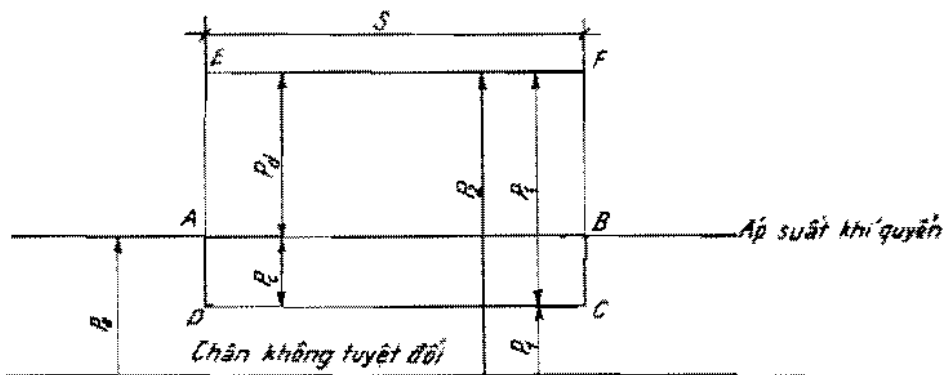
3. Công suất của bơm pittông

- Trước khi cho bơm pittông làm việc phải mở van chặn ở cửa đẩy và cửa hút của bơm. Trong trường hợp có thể thay đổi được số vòng quay thì nên tăng dần số vòng quay của trục bơm.

- Điều chỉnh lưu lượng của bơm pittông có thể thực hiện bằng sự thay đổi quãng chạy của pittông hoặc thay đổi số vòng quay của trục. Các khả năng này phải được thiết kế và chế tạo trước.

- Dừng bơm: dừng động cơ, khóa các van.

Công suất của bơm bao gồm công suất chỉ thị N_i , công suất hiệu dụng N_n , công suất động cơ N_d . Công suất chỉ thị được xác định từ đồ thị chỉ thị lý thuyết (không tính đến các tổn thất của các quá trình hút đẩy của bơm). Xem hình 3.8.



Hình 3.8. Đồ thị chỉ thị lý thuyết của bơm pittông:

P_1 - áp suất hút tuyệt đối; P_2 - áp suất đẩy tuyệt đối; P_i - áp suất chỉ thị;
 P_c - áp suất chân không; P_d - áp suất dư; P_a - áp suất khí quyển; S - quãng chạy của pittông.

Diện tích của hình chữ nhật DEFC được tính theo công thức:

$$F_i = \int_0^S (P_2 - P_1) dS = A_i \quad (3.15)$$

Công A_i là công tiêu tốn tính theo một vòng quay của trục bơm loại tác dụng đơn, nó được tính theo công thức:

$$A_i = F.P_1.S = \frac{\pi.D^2}{4} . P_1.S, \text{ N.m}, \quad (3.16)$$

trong đó:

D - đường kính trong của xilanh (đường kính của pittông), m.

Khi ấy công suất chỉ thị lý thuyết N_i được tính theo công thức:

$$N_i = \frac{F.P_1.S.n}{60.1000}, \text{ kW}, \quad (3.17)$$

trong đó:

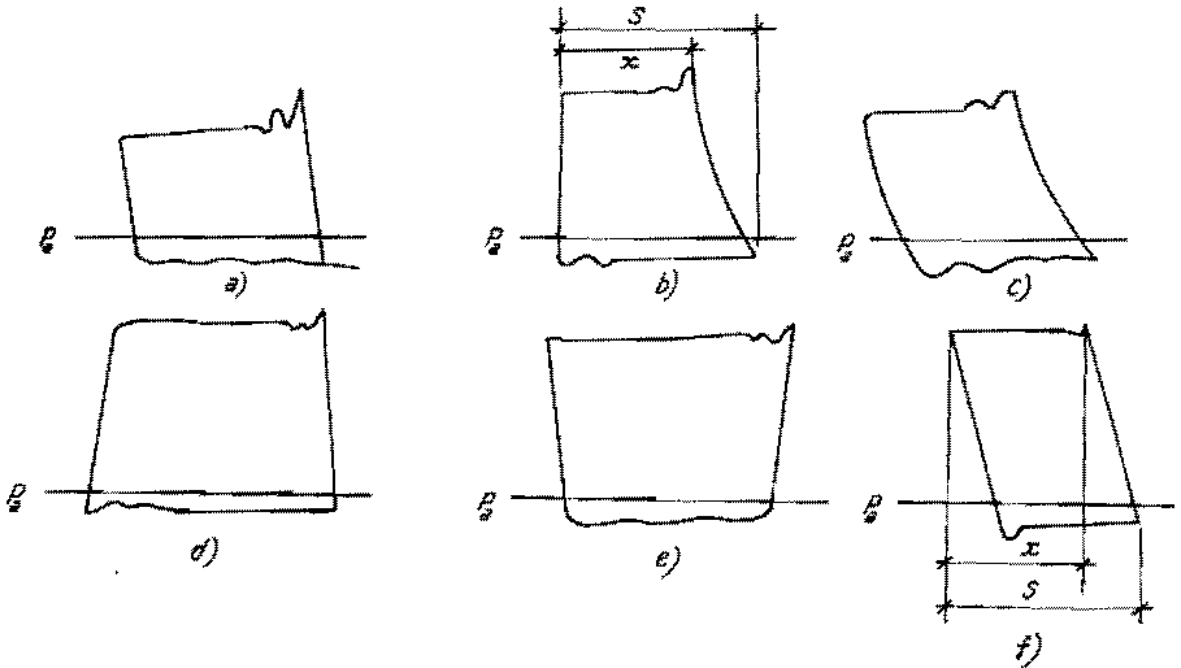
F - diện tích tiết diện ngang của pittông, m^2 ;

P_1 - áp suất chỉ thị, N/m^2 ;

S - quãng chạy của pittông, m;

n - số vòng quay của trục bơm, vg/ph.

Từ hình 3.8 ta có: diện tích ABCD tương ứng công hút; diện tích ABFE tương ứng



Hình 3.9. Đồ thị chỉ thị thực tế của bơm pittông.

công đẩy trong một chu kỳ (một vòng quay của trục).

Đồ thị chỉ thị ở hình 3.8 chỉ có trong điều kiện lý thuyết. Trong thực tế bao giờ cũng có tổn thất, nên đồ thị chỉ thị thực tế của bơm pittông bị méo mó đi (xem hình 3.9).

Các loại tổn thất đã gây nên những biến dạng trên đường chỉ thị:

a) do chiều cao hút lớn, van đẩy mở chậm;

b) bơm hút cả chất khí nên đường nén là đa biến, hệ số hiệu dụng thể tích tùy thuộc vào tỷ số x/S ;

c) trong chất lỏng có nhiều chất khí; cả khi hút và khi đẩy của bơm, giống như chất đàn hồi;

d) van hút đóng không kín, nên khi đẩy chất lỏng chảy ngược về bể hút, cuối quá trình đẩy áp suất giảm nhanh;

e) van đẩy hở (đóng không kín) nên áp suất hút đã tăng khi chưa hoàn thành quá trình hút;

f) không gian có hại trong xilanh của bơm lớn và chất lỏng có đàn hồi (co và dãn chút ít). Hệ số hiệu dụng thể tích phụ thuộc vào tỷ số x/S .

- Công suất chỉ thị lý thuyết đúng bằng công suất lý thuyết của bơm, nó được tính theo công thức:

$$N_i = N_{li} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ kW}, \quad (3.18)$$

trong đó:

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3 ;

g - gia tốc trọng trường, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$;

Q - lưu lượng của bơm, m^3/s ;

H - chiều cao thủy lực tính bằng mét cột chất lỏng (áp lực của bơm), m.

$1 \text{ m H}_2\text{O} = 9810 \text{ N/m}^2$;

$10 \text{ m H}_2\text{O} = 1 \text{ átmốtphê kỹ thuật} = 98100 \text{ N/m}^2$.

- Công suất thủy lực được tính theo công thức (3.19), nó bao hàm cả tổn thất thể tích và tổn thất áp lực của bơm:

$$N_{tl} = \frac{\rho \cdot g \cdot (Q + \Delta Q) \cdot (H + \Delta H)}{1000}, \text{ kW}, \quad (3.19)$$

trong đó:

ΔQ - tổn thất thể tích, m^3/s ;

ΔH - tổn thất áp lực, m.

- Công suất hiệu dụng là công suất đặt lên đầu ra của trục bơm, nó bao hàm cả tổn thất cơ học (ma sát ở các ổ bi và bạc). Nó được tính theo công thức:

$$N_h = \frac{N_{tl}}{\eta_m}, \text{ kW}, \quad (3.20)$$

trong đó: η_m - hệ số hiệu dụng cơ học.

- Công suất động cơ kéo bơm là N_d :

$$N_d = \frac{N_h}{\eta_{td}} = \frac{N_{ll}}{\eta} = \frac{N_{ll}}{\eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_m \cdot \eta_{td}}, \text{ kW}, \quad (3.21)$$

trong đó: $\eta_Q = 0,9 + 0,96$ - hệ số hiệu dụng thể tích;

$\eta_H = 0,75 + 0,96$ - hệ số hiệu dụng thủy lực;

$\eta_m = 0,92 + 0,98$ - hệ số hiệu dụng cơ học;

η_{td} - hệ số hiệu dụng của bộ truyền động;

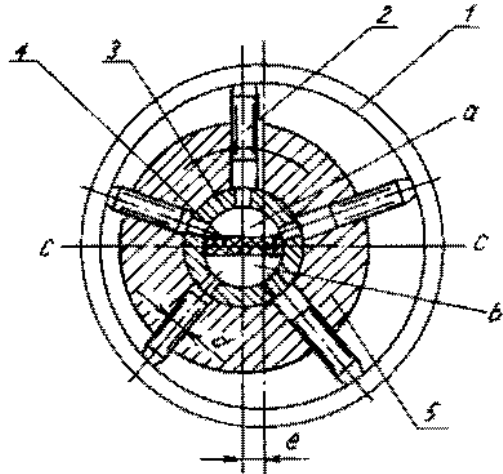
$\eta = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_m \cdot \eta_{td} = 0,6 + 0,85$ hệ số hiệu dụng tổng.

3.1.1.5. Bơm pittông quay

Bơm pittông quay gồm hai loại là bơm pittông quay hướng kính và bơm pittông quay hướng trục.

1. Bơm pittông quay hướng kính

Hình 3.10 thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng kính. Các pittông được lắp vào các lỗ khoan trên thân rôto (xilanh) theo chiều hướng kính. Tất cả các đường trục của xilanh trên cùng một mặt phẳng vuông góc với trục quay của rôto và cùng cắt nhau tại một điểm trên trục rôto. Trong bơm pittông hướng kính có thể có một hoặc nhiều lớp pittông hướng kính. Trong mỗi lớp có từ bốn pittông trở lên.

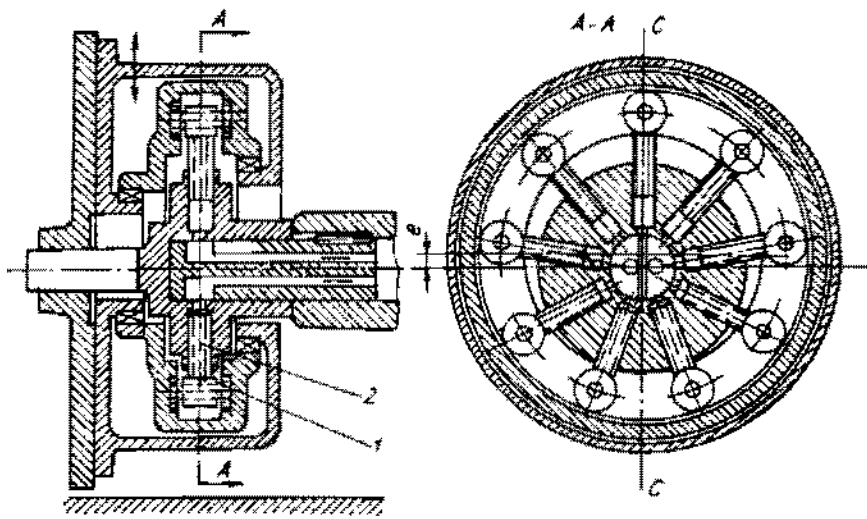


Hình 3.10. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng kính:

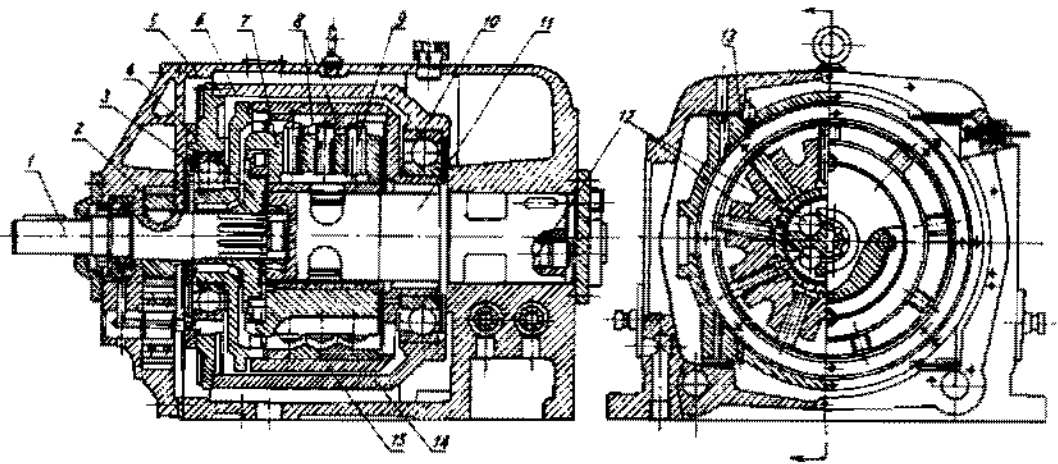
- 1- vành trụ; 2- pittông; 3- ống lót; 4- vách ngăn; 5- rôto.

Đuôi của các pittông 2 được tì trên mặt trong của vành trụ 1 đặt lệch tâm với rôto 5 một khoảng là e . Ống lót 3 được lắp chặt ép vào lòng rôto 5, khi bị mòn lòng do tiếp xúc với vách ngăn 4 có thể thay thế dễ dàng.

Khi rôto 5 quay theo chiều kim đồng hồ thì các pittông 2 cũng quay theo, đồng thời chuyển động qua lại trong xilanh tạo ra quá trình hút và đẩy chất lỏng. Vách ngăn 4 luôn đứng yên. Không gian trong ống lót 3 chia làm hai phần: phần trên vách ngăn 4 là cửa hút, phần dưới là cửa đẩy của bơm. Khi pittông đến vị trí phía trái của đường C-C là vừa hoàn thành quá trình đẩy và bắt đầu quá trình hút, còn khi tới vị trí bên



Hình 3.11. Cấu tạo của bơm pittông quay hướng kính.

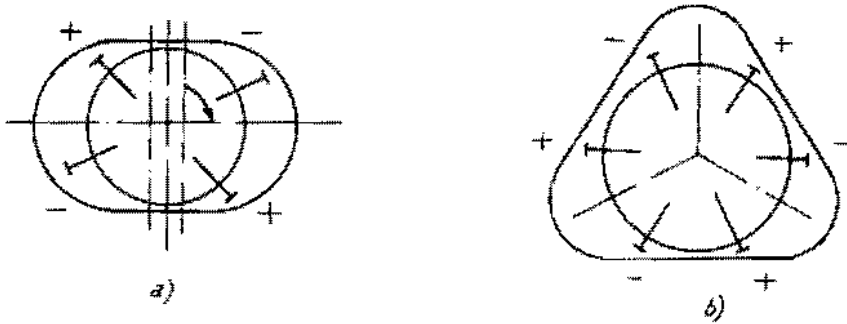


Hình 3.12. Cấu tạo của bơm pittông quay hướng kính nhiều lớp:
 1- trục bơm; 2- bơm đầu; 3- ổ bi; 4- khớp nối; 5- thân bơm; 6- stato; 7- rôto;
 8- vành nón; 9- pittông; 10- ổ bi; 11- khối trụ có khoan hai ống hút và hai
 ống đẩy; 12- lỗ hút và đẩy; 13- bộ phận trượt khí điều chỉnh độ lệch tâm;
 14;15- các khối trụ rỗng.

phải thì ngược lại. Quỹ đạo của mỗi pittông là $2e$. Sở dĩ pittông chuyển động qua lại trong xilanh là nhờ lực ly tâm và vành trụ 1 lệch tâm với rôto 5 . Có thể dùng lò xo trợ giúp cho lực ly tâm.

Để khắc phục lực ly tâm yếu dẫn tới khó hút được chất lỏng thì dùng kết cấu con lăn có trục quay vuông góc với trục pittông lắp vào dưới pittông và chạy trong rãnh tròn lệch tâm với rôto (xem hình 3.11).

Hình 3-12 thể hiện cấu tạo của bơm pittông hướng kính với ba lớp pittông, mỗi lớp có chín pittông. Bơm này có thể thay đổi được độ lệch tâm bằng cách điều chỉnh cho



Hình 3.13. Bơm pittông hướng kính tác dụng nhiều lần.

các vành tiếp xúc mặt nón 8 dịch sang phải hay sang trái (xem mặt cắt bên phải). Nhờ vậy mà thay đổi được lưu lượng của bơm. Bơm này có ưu điểm nữa là cho lưu lượng đồng đều. Nhược điểm là có cấu tạo phức tạp.

Hình 3.13 thể hiện nguyên lý cấu tạo của bơm pittông hướng kính tác dụng nhiều lần (a - tác dụng hai lần; b - tác dụng ba lần). Với vòng quay của trục bơm mỗi pittông thực hiện được nhiều lần hút và đẩy.

Năng suất thể tích của bơm pittông hướng kính tác dụng nhiều lần được tính theo công thức:

$$Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z \cdot S \cdot \frac{n}{60} \cdot i \cdot \eta_Q, \text{ dm}^3/\text{s}, \quad (3.22)$$

trong đó:

d - đường kính pittông, dm;

z - số pittông;

S - quãng chạy của pittông, dm;

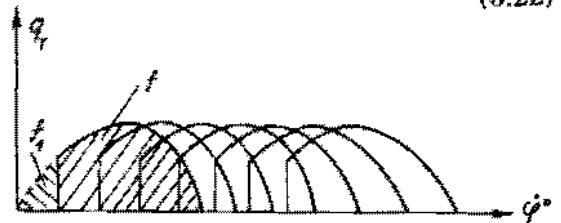
$S = 2e$;

e - độ lệch tâm, dm;

n - số vòng quay của trục bơm, vg/ph;

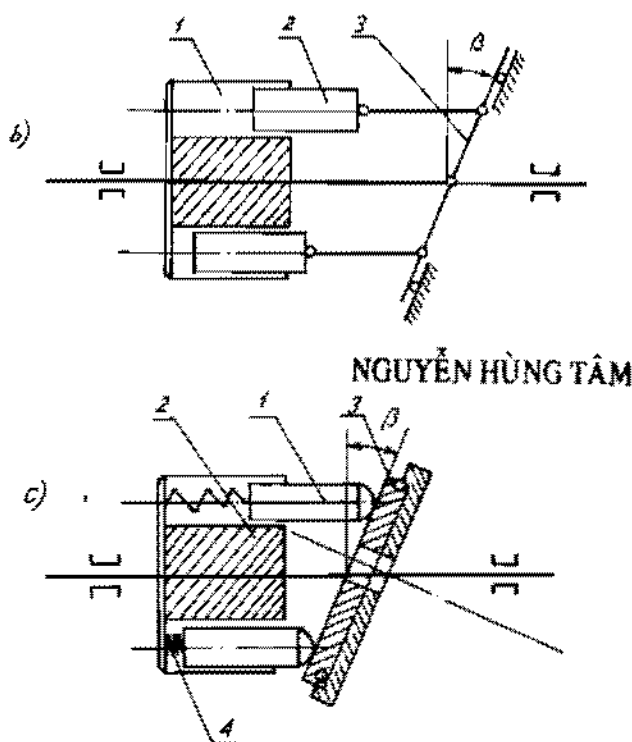
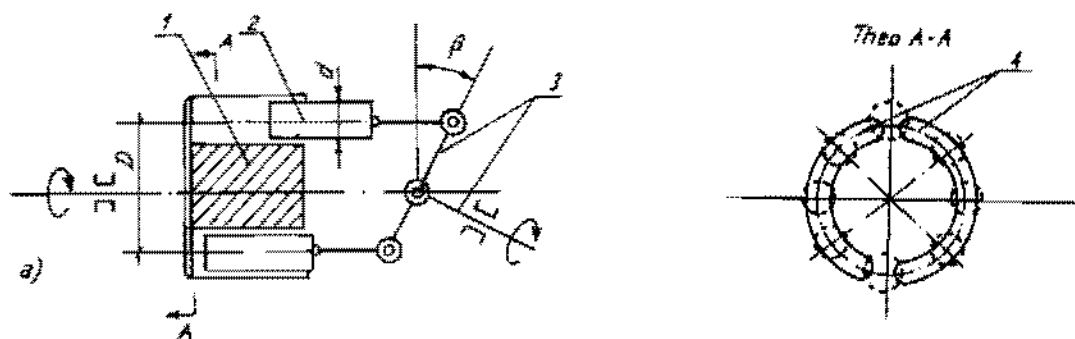
i - số lần tác dụng của pittông;

η_Q - hệ số hiệu dụng thể tích.



Hình 3.14. Đồ thị lưu lượng của bơm pittông quay;
 q_T - năng suất thể tích tức thời; φ^0 - góc quay của rôto.

Hình 3.14 thể hiện năng suất thể tích của mỗi pittông trong một vòng quay của rôto. Muốn tính lưu lượng của bơm tại thời điểm nào đó hoặc cho mỗi vòng quay ta chỉ việc cộng tung độ (lưu lượng tức thời) hoặc cộng các diện tích f . Diện tích f_1 là phần



Hình 3.15. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm pittông quay hướng trục:

- a) truyền động bằng cơ cấu: 1- rôto;
2- pittông; 3- cơ cấu cơ cấu; 4- rãnh hút và đẩy;
- b) dùng mặt phẳng nghiêng: 1- rôto;
2- pittông; 3- mặt phẳng nghiêng;
- c) dùng mặt phẳng nghiêng và lò xo: 1- pittông; 2- rôto; 3- mặt phẳng nghiêng; 4- lò xo.

thể tích tổn thất qua vách ngăn (quay lại khoang hút).

2. Bơm pittông quay hướng trục

Đây là loại bơm có nhiều pittông như bơm pittông quay hướng kính. Điểm khác với bơm hướng kính là các trục của các pittông đều song song với trục của rôto và cách trục rôto một khoảng là r pittông nằm trong lỗ khoan trong rôto. Các pittông được khớp với cơ cấu cơ cấu hoặc tì lên mặt phẳng nghiêng (xem hình 3.15). Nhờ vậy khi rôto quay sẽ mang theo pittông cùng quay và pittông còn chuyển động qua lại trong rôto. Cứ mỗi vòng quay của rôto thì mỗi pittông thực hiện được một lần hút và đẩy.

Năng suất thể tích của loại bơm này cũng phụ thuộc vào các yếu tố như: đường kính của pittông d ; số pittông z ; quãng chạy S và số vòng quay của rôto n :

$$Q_{lt} = \frac{z \pi d^2}{4} \cdot S \frac{n}{60}, \text{ dm}^3/\text{s}, \quad (3.23)$$

trong đó:

Q_{lt} - năng suất lý thuyết, dm^3/s ;

z - số pittông;

d - đường kính pittông, dm ;

n - số vòng quay của rôto, v/ph ;

S - quãng chạy của pittông, dm ;

$S = D \text{tg} \beta$;

D - đường kính vòng tròn đi qua trục các pittông, dm .

Nếu góc nghiêng $\beta = 0$ thì $S = 0$ và $Q_{lt} = 0$. Như vậy điều chỉnh được góc β thì điều chỉnh được Q_{lt} . Nếu góc β nằm bên trái đường thẳng đứng thì sẽ đổi chiều hút và đẩy của bơm.

Năng suất thể tích thực tế của bơm được tính theo công thức:

$$Q_{tt} = \frac{z \pi d^2}{4} \cdot S \frac{n}{60} \cdot \eta_Q, \text{ dm}^3/\text{s}, \quad (3.24)$$

trong đó:

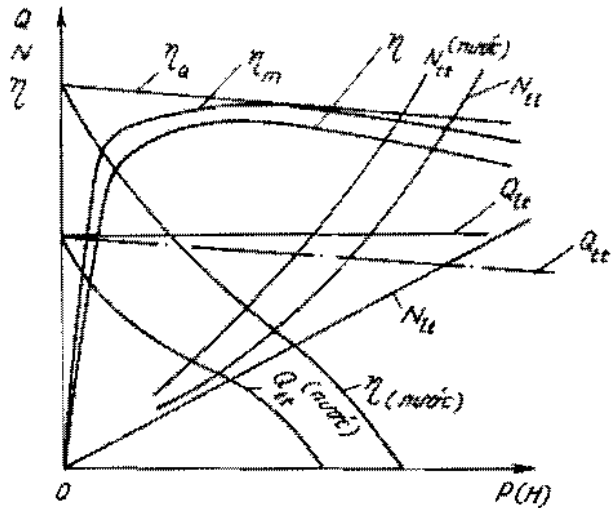
η_Q - hệ số hiệu dụng thể tích của bơm.

Hình 3.16, thể hiện các đường đặc tính của các bơm pittông quay (cả hướng kính và hướng trục).

Trục tung là các giá trị lưu lượng Q , công suất N và hệ số hiệu dụng η . Trục hoành là giá trị áp suất $P(H)$.

Nhìn hình 3.16 ta thấy: lưu lượng lý thuyết $Q_{lt} = \text{const}$ là đường thẳng song song với trục hoành. N_{lt} là công suất lý thuyết (đường thẳng đi qua gốc tọa độ).

Cũng từ hình 3.16 ta thấy: đối với chất lỏng có độ nhớt nhỏ (H_2O) thì hệ số hiệu dụng chung và năng suất thể tích thực tế giảm mạnh khi



Hình 3.16. Các đường đặc tính của bơm pittông quay hướng trục:

η_Q - đường hiệu dụng thể tích; η_m - đường hiệu dụng ma sát; η - đường hiệu dụng chung khi hệ số hiệu dụng áp suất $\eta_H \approx 1$; Q_{tt} - năng suất thể tích thực tế; N_{tt} - công suất thực tế (chính là công suất hiệu dụng $N_{tt} = N_h$).

tăng áp lực của bơm và công suất thực tế cấp cho bơm lại tăng nhanh. Đối với chất lỏng có độ nhớt lớn (như dầu mỡ) thì các giá trị η ; Q_{11} giảm ít và N_{11} tăng ít khi tăng $P(H)$.

Hình 3.17 thể hiện cấu tạo cụ thể của bơm pittông quay hướng trục.

Các bơm pittông loại này có năng suất thể tích từ 0,2 đến 25 m³/h với $\eta = 85 \div 98\%$; $n = 1000 \div 6500$ vg/ph, áp suất có thể đạt đến $P = 350$ kG/cm² ($= 350 \cdot 10^5$ N/m²).

3.1.2. Bơm bánh răng

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

Do không có van hút và đẩy nên bơm bánh răng có thể quay với vận tốc lớn ($n = 700 \div 5000$ vg/ph) nên nó thường nhận truyền động trực tiếp từ động cơ. Vì khi làm việc bơm bánh răng luôn tiếp xúc với dầu nhờn, dầu thủy lực nên tuổi thọ của nó cao. Các bề mặt làm việc của bơm phải được chế tạo với độ chính xác và độ bóng cao thì mới tạo được áp lực lớn và không tổn thất nhiều lưu lượng.

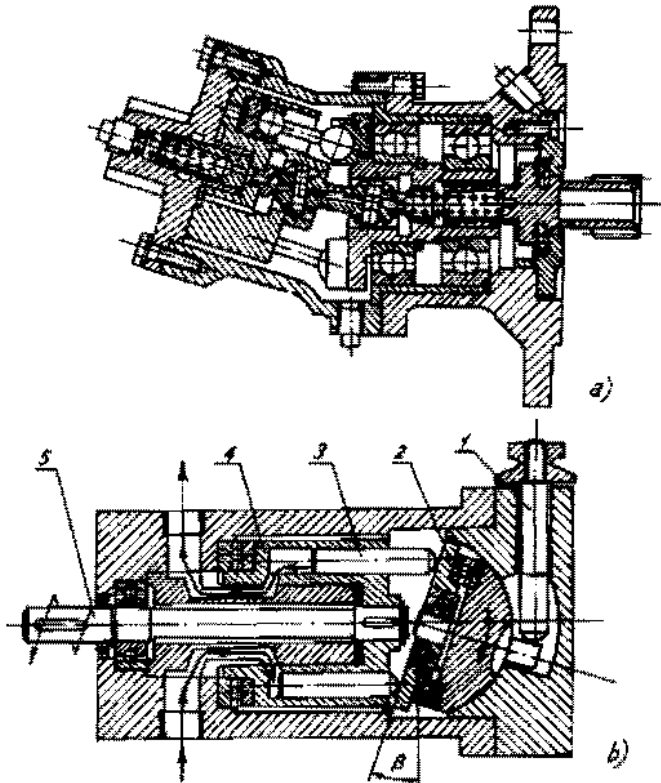
Hình 3.18 biểu diễn nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm bánh răng.

Năng suất thể tích lý thuyết Q_{11} của bơm bánh răng được tính theo công thức:

$$Q_{11} = \frac{2\pi \cdot D \cdot b \cdot n \cdot m}{60}, \text{ dm}^3/\text{s}, \quad (3.25)$$

trong đó:

- D - đường kính chia của hai bánh răng, dm;
- b - chiều rộng của bánh răng, dm;
- m - môđun của răng, dm;
- n - vòng quay của bánh răng, vg/ph.



Hình 3.17. Cấu tạo của bơm pittông quay hướng trục:

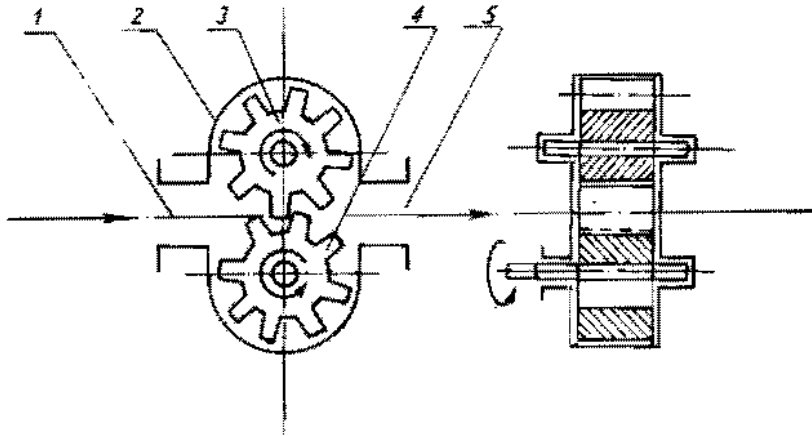
- a) không điều chỉnh được quãng chạy;
- b) điều chỉnh được:
- 1- điều chỉnh góc nghiêng β của mặt tì 2;
- 2- mặt tì của pittông; 3- pittông; 4- rôto có khoan lỗ xilanh; 5- trục quay.

Do có các khe hở giữa hai bánh răng, giữa vỏ và các bánh răng nên chất lỏng sẽ chui từ phía đẩy về phía hút. Sự tổn thất thể tích đó được đánh giá bằng η_Q . Năng suất thực Q_{th} của bơm được tính theo công thức:

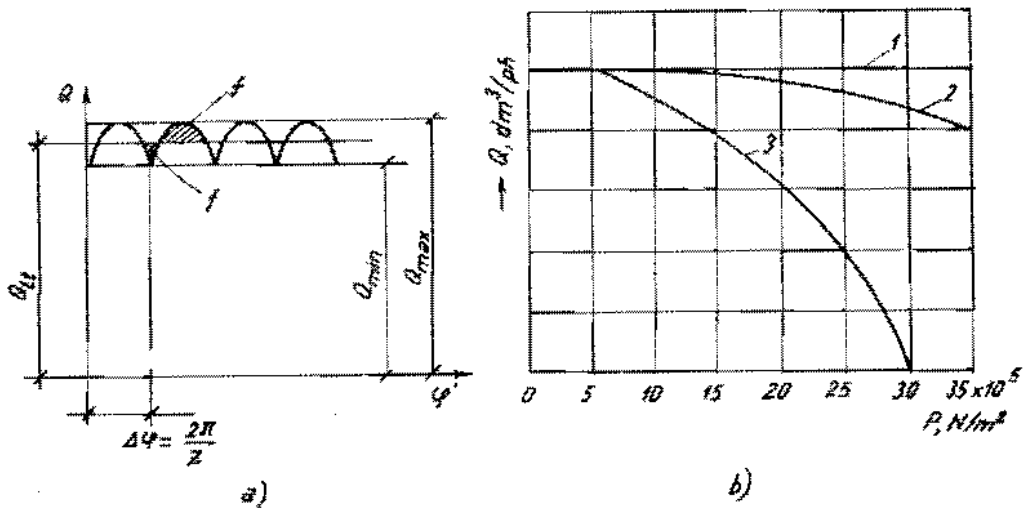
$$Q_{th} = \eta_Q \cdot Q_{tt}, \text{ dm}^3/\text{s}; \quad (3.26)$$

$$\eta_Q = 0,8 \div 0,95.$$

Hình 3.19a biểu diễn đặc tính lưu lượng tức thời của bơm bánh răng. Nó biểu diễn



Hình 3.18. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm bánh răng:
1- cửa hút; 2- vỏ bơm; 3- bánh bị dẫn; 4- bánh dẫn; 5- cửa đẩy.



Hình 3.19. Đặc tính của bơm bánh răng:
a) lưu lượng tức thời;
b) quan hệ giữa lưu lượng và áp suất.

quan hệ giữa lưu lượng Q và góc quay φ của bánh răng với hệ số ăn khớp $\epsilon = 1$. Lưu lượng lý thuyết Q_{ll} được tính trung bình giữa Q_{min} và Q_{max} , sao cho hai diện tích gạch chéo bằng nhau và bằng f . Hệ số không đồng đều được ký hiệu là δ :

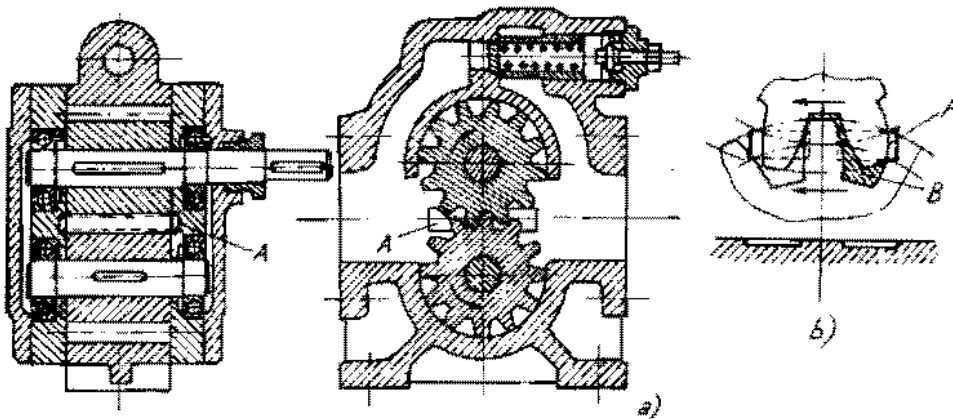
$$\delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{ll}} \cdot 100\%; \quad (3.27)$$

$$\delta = 8 + 25\%.$$

Số răng của mỗi bánh răng càng nhiều thì hệ số δ càng nhỏ.

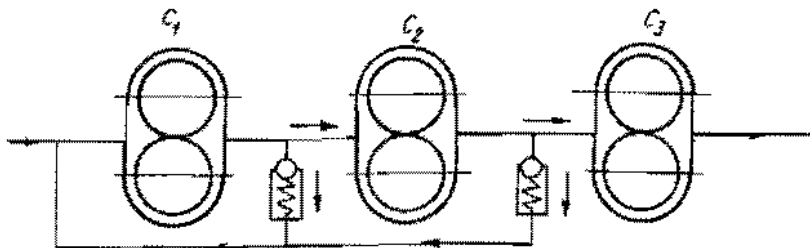
Hình 3.19b biểu diễn đặc tính về quan hệ giữa lưu lượng Q và áp lực P của bơm bánh răng. Đường thẳng 1 song song với trục hoành là đường lưu lượng lý thuyết, nó không phụ thuộc vào áp suất. Đường số 2 hơi cong xuống thể hiện có tổn thất thể tích khi áp suất tăng lên. Nếu khe hở lớn và khi chất lỏng ít nhất thì lưu lượng sẽ giảm mạnh khi tăng áp suất (đường cong 3). Trường hợp bơm làm việc lâu, bị mòn nhiều thì đường đặc tính giống đường 3.

Hình 3.20 thể hiện cấu tạo cụ thể của bơm bánh răng. Để khắc phục hiện tượng tải đột ngột lên bánh răng và gổĩ đỡ do chất lỏng bị kẹt lại giữa hai răng lúc cuối quá



Hình 3.20. Cấu tạo của bơm bánh răng:

- a) cấu tạo của bơm;
- b) thể hiện rãnh thông khử tải: A - rãnh thông; B - chất lỏng bị kẹt.



Hình 3.21. Bơm bánh răng mắc nối tiếp.

trình đẩy người ta khoét rãnh thông a (xem hình 3.20 b).

Muốn có áp lực cao ta mắc nối tiếp các cặp bơm bánh răng như hình 3.21. Trong trường hợp này bao giờ lưu lượng của bơm phía trước cũng cao hơn phía sau nên phải có van xả vòng trở về bể hút.

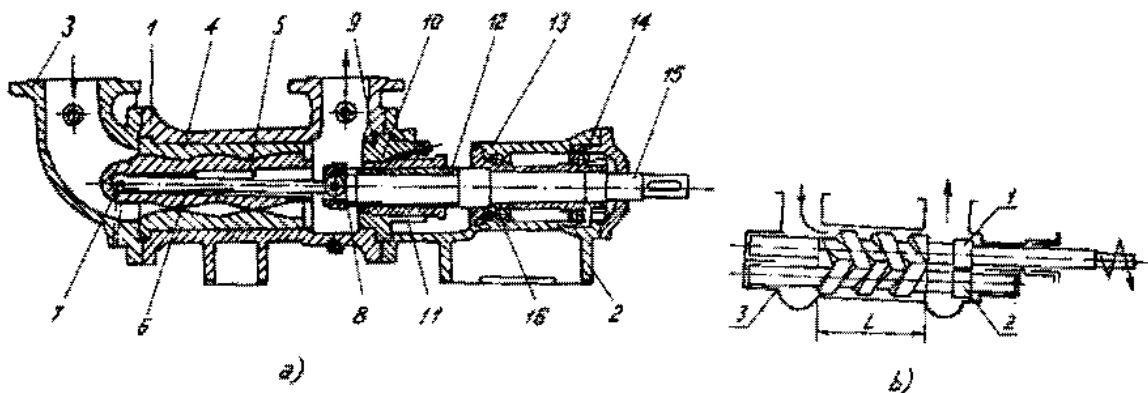
3.1.3. Bơm trục vít

Bơm trục vít có dải lưu lượng và áp suất rộng. Nó có lưu lượng từ 1 đến 15, thậm chí 100 dm^3/s , áp suất từ $(25 \div 175) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, số vòng quay 1000 - 10000 v/ph . Bơm loại này làm việc êm, ổn định, tuổi thọ cao. Cũng vì vậy mà bơm trục vít được ứng dụng rất rộng rãi trong các máy ép thủy lực. Bơm trục vít khó chế tạo vì nó đòi hỏi độ chính xác cao, khó sửa chữa hồi phục. Bơm trục vít không có hệ số không đồng đều.

Bơm trục vít được cấu tạo từ hai hoặc ba trục vít ăn khớp với nhau, một trong số chúng là trục dẫn còn các trục khác bị dẫn. Chúng được đặt trong khoang của thân bơm sao cho khe hở giữa đỉnh cánh trục vít thân là nhỏ nhất. Khi bơm làm việc thì chất lỏng được hút từ đầu này và đẩy về đầu kia của cặp trục vít. Phần không gian rãnh của mỗi trục luôn chứa đầy chất lỏng và luôn chuyển động từ phía hút sang phía đẩy.

Nếu là bơm hai trục vít thì việc truyền chuyển động từ trục dẫn sang trục bị dẫn nhờ cặp bánh ăn khớp (xem hình 3.22b). Để ăn khớp được thì các trục vít có chiều ngược nhau. Khi bơm gồm ba trục vít ăn khớp nhau thì trục dẫn là trục giữa (xem hình 3.23) và đường kính ngoài của hai trục vít cạnh bằng đường kính trong của trục nằm giữa.

Bơm một trục vít do hãng Netzsch của Cộng hòa liên bang Đức chế tạo. Bơm này có ưu điểm chính là bơm được cả các dung dịch đặc như bùn, mật, ri đường, hoa quả nghiền lẫn hạt, thối nghiền, bột nhào v.v... Chính vì vậy mà nó được ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp hóa, thực phẩm v.v...



Hình 3.22. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm trục vít:

- a) bơm một trục vít: 1 - vỏ; 2 - giá; 3 - cửa hút; 4 - xilanh (stato); 5 - trục vít (rôto); 6 - trục caođăng; 7 - khớp nối; 8 - khớp nối; 9 - hộp đệm kín; 10 - đệm kín; 11 - hộp chèn; 12 - ống lót; 13 - thân ổ đỡ; 14; 15 - ổ bi; 15 - trục chính;
- b) bơm hai trục vít: 1 - bánh răng dẫn; 2 - bánh răng bị dẫn; 3 - thân bơm.

Lưu lượng thực của bơm là Q_{11} được tính từ phương trình:

$$Q_{11} = \frac{3}{240} \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot t \cdot n \cdot \eta_Q, \text{ dm}^3/\text{s}, \quad (3.28)$$

trong đó:

D, d - đường kính đỉnh và chân của trục vít nằm giữa, dm;

t - bước vít, dm;

n - số vòng quay, vg/ph;

η_Q - hệ số hiệu dụng thể tích;

$$\eta_Q = 85 + 95\%.$$

Từ phương trình (3.28) ta thấy: muốn thay đổi lưu lượng của bơm trục vít chỉ có mỗi cách thay đổi số vòng quay n .

Áp suất P của bơm tạo ra cho chất lỏng phụ thuộc vào các khe hở giữa hai trục vít với khoang thân bơm và giữa chúng với nhau, cũng với chiều dài L của trục vít.

$P \leq 20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	ứng với	$L = (1,2 + 2)t;$	}	(3.29)
$P = (20 + 60) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	-	$L = (3 + 5)t;$		
$P = (60 + 200) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$	-	$L = (5 + 9)t$		

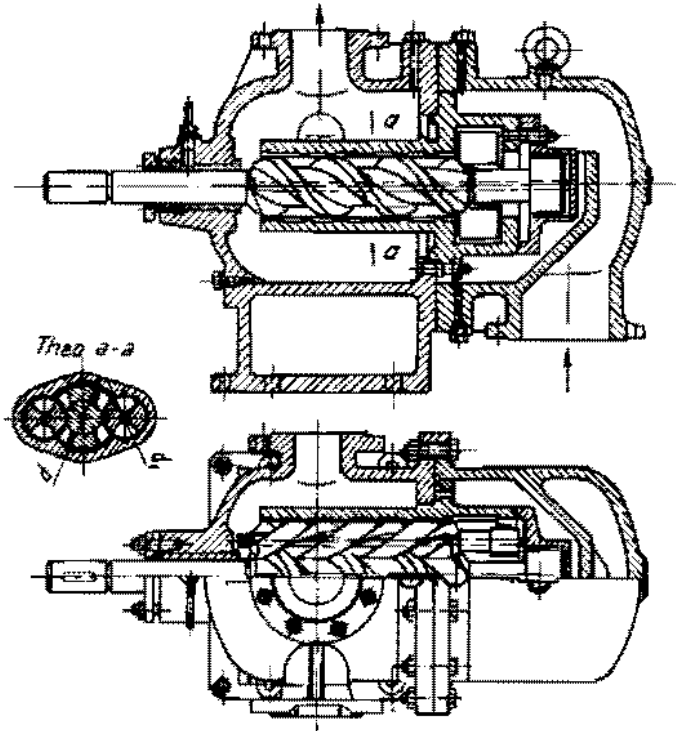
trong đó: t - bước vít.

Hệ số hiệu dụng chung của bơm là $\eta = \eta_Q \cdot \eta_{11} = 60 + 95\%$.

3.1.4. Bơm rôto cánh trượt

Bơm rôto cánh trượt thường có lưu lượng từ 0,25 đến 20 m³/h áp suất đạt từ $(15 + 100) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm rôto cánh trượt được thể hiện ở hình 3.24 và hình 3.25.

Hoạt động của bơm rôto cánh trượt cấp nước ngoài (hình 3.24) như sau: khi rôto quay với vận tốc đủ lớn để các cánh 1 dưới tác dụng của lực ly tâm tì sát cạnh ngoài vào mặt trụ của stato 4 có độ lệch tâm với rôto 3 là e . Các cánh 1 vừa quay theo rôto 3 vừa dịch chuyển qua lại trong rãnh 2 của rôto 3. Khi cánh 1 bắt đầu rời vị trí 1 thì



Hình 3.23. Cấu tạo của bơm ba trục vít.

quá trình hút bắt đầu. Cánh 1 đến vị trí II rồi vị trí III thì quá trình hút của mỗi khoang a nằm giữa hai cánh đã hoàn thành. Khi cánh rời vị trí III thì quá trình đẩy bắt đầu kết thúc khi cánh đến vị trí IV. Như vậy mỗi vòng quay của rôto 3 bơm sẽ cho một năng suất thể tích là q :

$$q = 2\pi R \cdot 2e \cdot b \cdot 2c \cdot Z \cdot b \cdot e, \text{ dm}^3/\text{vq.}$$

Năng suất thể tích lý thuyết (không có tổn thất) của bơm rôto cánh trượt sẽ là Q_{lt} :

$$Q_{lt} = q \cdot n = \frac{(2\pi R \cdot 2e \cdot b \cdot 2c \cdot Z \cdot b \cdot e)n}{60}, \text{ dm}^3/\text{s};$$

$$Q_{lt} = \frac{2e \cdot b \cdot n (2\pi R \cdot Z \cdot e)}{60}, \text{ dm}^3/\text{s.} \quad (3.30)$$

Năng suất thể tích thực của bơm sẽ là Q_{tt} :

$$Q_{tt} = Q_{lt} \cdot \eta_Q, \text{ dm}^3/\text{s.} \quad (3.31)$$

Từ các công thức trên ta thấy muốn thay đổi giá trị của Q_{tt} hay Q_{lt} người ta thường chế tạo bơm sao cho có thể thay đổi được độ lệch tâm e và số vòng quay n (xem hình 3.26).

Khi thay đổi chiều quay của rôto thì phía hút và đẩy sẽ thay đổi cho nhau.

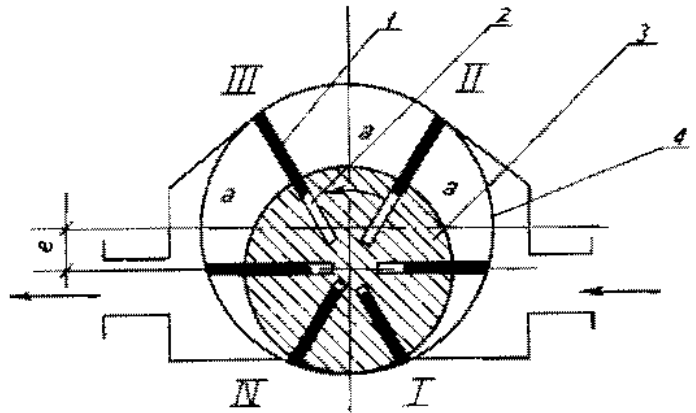
Trong các công thức trên:

R - bán kính của vỏ (stato), dm;

e - độ lệch tâm, dm;

b - chiều rộng của cánh, dm;

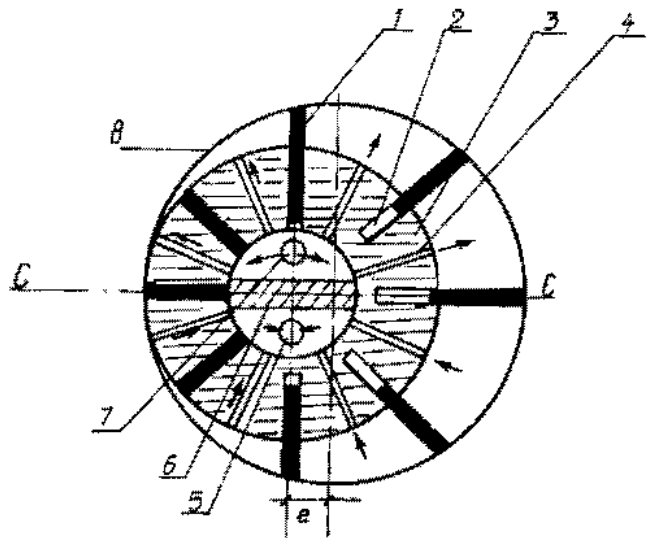
c - chiều dày cánh, dm;



Hình 3.24. Nguyên lý cấu tạo của bơm rôto cánh trượt:

1 - cánh trượt; 2 - rãnh chứa cánh;

3 - rôto; 4 - stato.



Hình 3.25. Bơm rôto cánh trượt có cửa hút và đẩy bên trong:

1 - cánh; 2 - rãnh chứa cánh; 3 - rôto; 4 - lỗ cho chất lỏng đi; 5 - cửa đẩy; 6 - vách ngăn; 7 - cửa hút; 8 - stato.

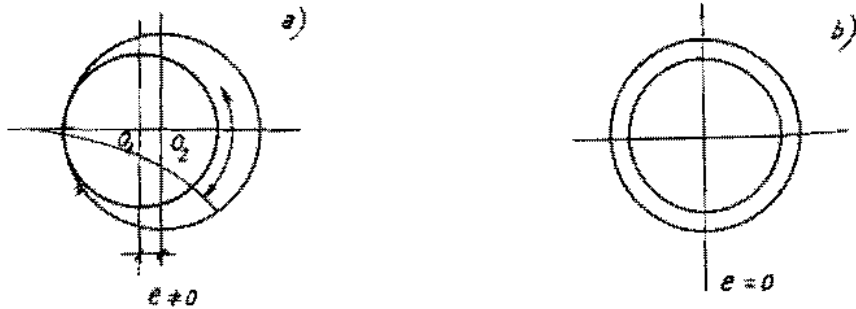
Z - số cánh;

n - số vòng quay của rôto, vg/ph;

η_Q - hệ số hiệu dụng thể tích;

$\eta_Q = 70 + 95\%$.

Công suất lý thuyết N_{lt} , công suất hiệu dụng N_h và công suất động cơ N_d của bơm rôto cánh trượt nối chung cũng được tính tương tự như ở các công thức (3.18); (3.20); (3.21).



Hình 3.26. Độ lệch tâm của bơm rôto cánh trượt:

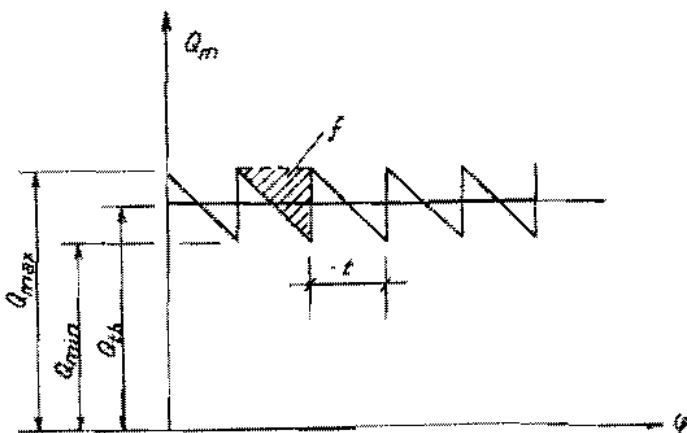
a) khi độ lệch tâm $e \neq 0$;

b) khi độ lệch tâm $e = 0$.

Đối với bơm rôto cánh trượt thì hệ số hiệu dụng cơ học (do ma sát) là $\eta_m = 90\%$. Hệ số hiệu dụng chung là $\eta = 85\%$.

Hình 3.27 thể hiện lưu lượng tức thời của bơm rôto cánh trượt. Diện tích f hình tam giác gạch chéo thể hiện phần chất lỏng bị cánh chiếm chỗ; t là bước góc của cánh.

$$f = b.h.e = b.2e.e, \text{ dm}^3. \quad (3.32)$$



Hình 3.27. Đặc tính lưu lượng tức thời của bơm rôto cánh trượt.

δ là hệ số không đồng đều về lưu lượng, nó được tính theo công thức:

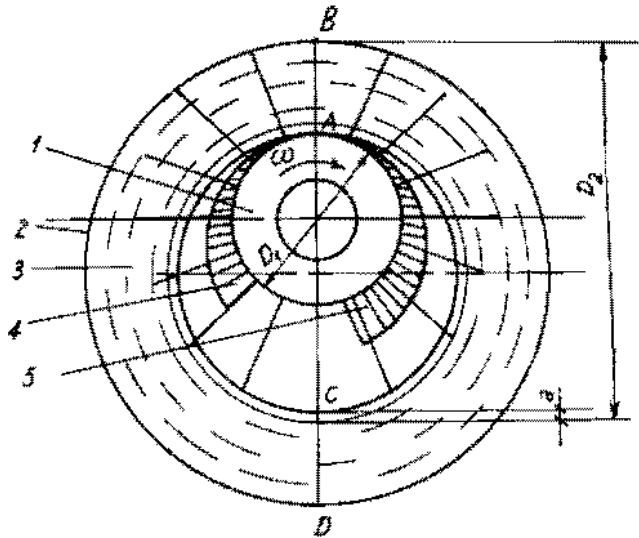
$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{tb}}} \cdot 100\% \quad (3.33)$$

Hình 3.25 thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm rôto cánh trượt có đường hút và đẩy chất lỏng ở tâm của rôto. Phía trên đường C - C là phía hút, còn phía dưới là phía đẩy của bơm. Khi đổi chiều quay của rôto thì hai phía đẩy hút đối chỗ cho nhau. Các bước tính toán cũng tương tự như trên. Cũng có thể làm rãnh 2 nghiêng về phía chiều tiến của cánh một góc $\beta = 6 + 15^\circ$ tùy thuộc vào độ lớn của bơm nhằm mục đích giảm lực ma sát giữa cánh và vỏ bơm.

3.1.5. Bơm vòng nước

Loại bơm này cũng làm việc theo nguyên lý thể tích. Nó thường được dùng để hút chất khí nhằm duy trì độ chân không nào đó trong các thiết bị cơ chẳng hạn. Cũng vì vậy mà bơm này còn được gọi là bơm chân không vòng nước. Độ chân không mà nó tạo ra được là từ -0,8 đến -0,9 átmốtphe (bằng 0,2 đến 0,1 átmốtphe áp suất tuyệt đối).

Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm chân không vòng nước được thể hiện ở hình 3.28. Bơm được cấu tạo gồm rôto có cánh 1 đặt trong vỏ bơm hình trụ 2 lệch tâm với rôto. Khi rôto 1 không quay thì nước sẽ tập trung ở phía dưới. Khi rôto 1 quay với vận tốc góc ω theo chiều kim đồng hồ thì các cánh của rôto sẽ gạt nước quay theo và nhờ lực ly tâm mà nước dạt thành vòng 3 bên trong vỏ bơm 2. Khi quay từ A đến C, các không gian giữa hai cánh kế tiếp nhau sẽ lớn dần, nhờ vậy mà bơm thực hiện quá trình hút khí ở nơi cần hút thông qua cửa 5. Khi quay từ C đến A thì các không gian giữa hai cánh nhỏ dần và đẩy chất khí qua cửa 4. Để bơm làm việc bình thường thì vòng nước phải luôn đủ để tại điểm C không làm thông áp giữa khoang đẩy và hút. Nếu khi làm việc nước bị hút dần do đi theo chất khí thì phải bổ sung đầy đủ. Loại bơm KBX của Nga thì lượng nước cần bổ sung là 200 - 300 l/h. Nhiệt độ của nước 40 - 50°C. Khe hở giữa rôto có cánh và vách ngang đầu cuối của bơm khoảng 100 micrông.



Hình 3.28. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm chân không vòng nước: 1- rôto có cánh; 2- vỏ bơm; 3- vòng nước; 4- cửa đẩy; 5- cửa hút.

Lưu lượng nước chuyển động qua mặt cắt ngang AB là Q được tính theo công thức:

$$Q = \frac{\pi}{4} [(D_2^2 - D_1^2) \cdot Zl_1 \epsilon] b \cdot \frac{n}{60}, \text{ m}^3/\text{s}, \quad (3.34)$$

trong đó:

D_1, D_2 - đường kính chân và đỉnh cánh của rôto, m;

Z - số cánh;

l_1 - chiều cao của cánh, m;

ε - chiều dày của cánh, m;

b - chiều rộng của cánh, m;

n - số vòng quay của rôto, vg/ph.

Thể tích hút lý thuyết của bơm là V_k^l tính theo công thức:

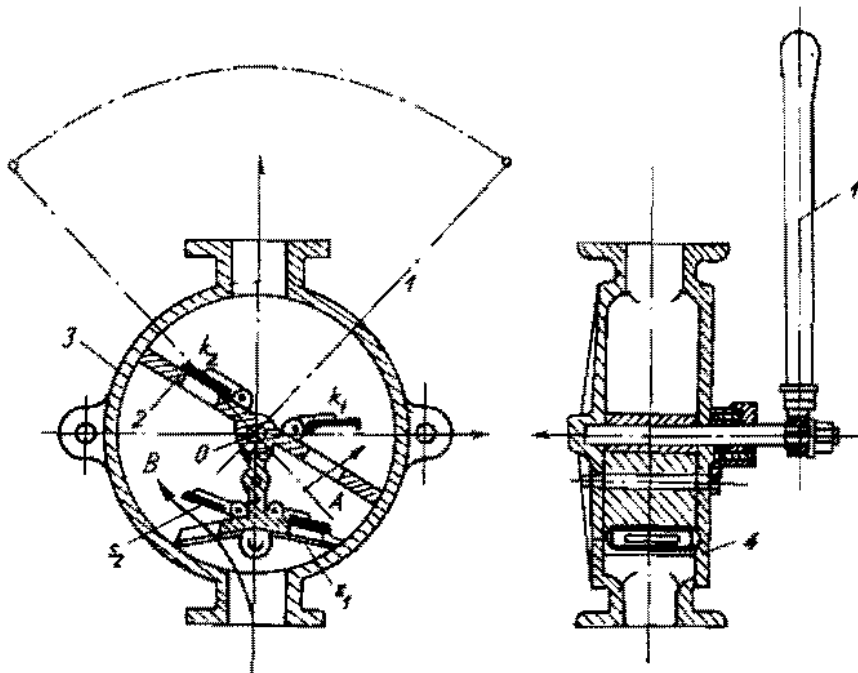
$$V_k^l = \left\{ \frac{\pi}{4} [(D_2 - \alpha)^2 - D_1^2] - Z(l_1 - \alpha)\varepsilon \right\} b \cdot \frac{n}{60}, \text{ m}^3/\text{s}; \quad (3.35)$$

α - phần chiều cao của cánh ngập trong nước tại điểm C để đảm bảo không thông áp giữa khoang đẩy và hút, m; nếu $\alpha = 0$ thì $Q = V_k^l$.

Thể tích hút thực của bơm là V_k :

$$V_k = \eta_v \cdot V_k^l, \text{ m}^3/\text{s}, \quad (3.36)$$

trong đó: η_v - hệ số hiệu dụng thể tích của bơm.



Hình 3.29. Nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm lác tay:
1- cần bơm; 2- vách ngăn di động; 3- vỏ bơm; 4- phần vỏ để tháo lắp bơm;
 k_1, k_2, s_1, s_2 - các van.

3.1.6. Bơm lắc

Hình 3.29 thể hiện cấu tạo và hoạt động của bơm lắc tay. Bơm này cũng làm việc theo nguyên lý thể tích. Khi dùng lực để gạt (lắc) cần 1 sang phải hoặc trái sẽ làm cho vách ngăn 2 (đóng vai trò pittông) cũng quay sang phải và trái. Khi vách 2 quay sang phải thì khoang B tăng thể tích nên áp suất giảm làm cho van s_2 mở, k_2 đóng; chất lỏng chảy vào khoang B. Đồng thời ở khoang A sẽ xảy ra quá trình ngược lại nên chất lỏng sẽ bị đẩy từ khoang A vào cửa đẩy của bơm. Khi vách 2 chuyển động ngược lại thì khoang A hút, còn khoang B đẩy.

Nếu dùng máy để đẩy cần 1 thì chiều cao hút của bơm có thể đạt đến 8 m, còn chiều cao đẩy đạt tới 40 - 50 m. Bơm loại này thường dùng cho công việc gia đình hay các cửa hàng bán xăng, dầu nhỏ.

3.2. BƠM LY TÂM

Bơm ly tâm được thiết kế và chế tạo dựa trên nguyên lý ly tâm (xem mục 2.2). Để thiết kế và chế tạo được bơm ly tâm khi làm việc có hiệu suất cao cần phải nghiên cứu cơ sở lý thuyết của nó.

3.2.1. Cơ sở lý thuyết của bơm ly tâm

3.2.1.1. Tam giác vận tốc và phương trình Bernuli với rãnh quay

Ta xét chuyển động của điểm vật chất (chất lỏng) M trong rãnh đang quay chung quanh trục Oz với vận tốc góc ω thể hiện ở hình 3.30. Khi rãnh quay quanh trục Oz sẽ làm cho chất lỏng trong rãnh cũng chuyển động quay theo và chảy trong rãnh. Tại thời điểm xét thì điểm vật chất M cách trục quay một quãng r gọi là bán kính quay. Điểm M có vận tốc vòng là U , vận tốc góc là ω , vận tốc tương đối so với rãnh là W , vận tốc tuyệt đối là C (xem tam giác vận tốc ở hình 3.31):

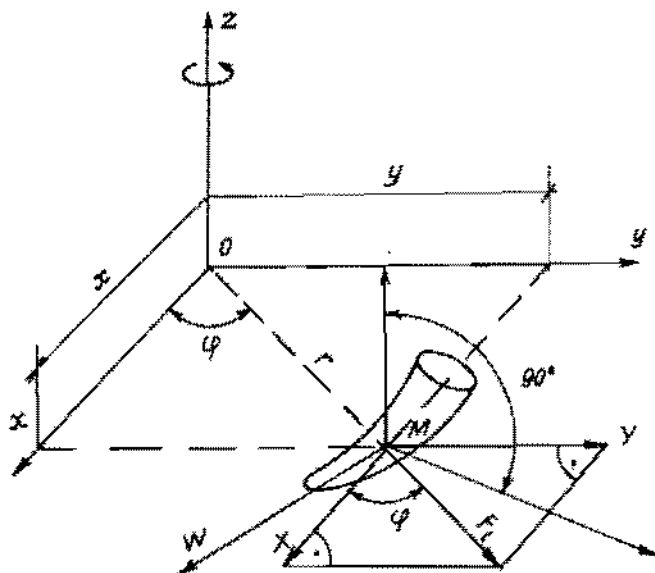
$$U = \omega r, \text{ m/s;}$$

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

trong đó:

n - số vòng quay của rãnh quanh trục Oz, vg/ph.

Vận tốc tương đối W được tính bởi lưu lượng Q của chất lỏng chia cho tiết diện



Hình 3.30. Lực tác dụng lên chất lỏng trong rãnh quay.

ngang f của rãnh:

$$W = \frac{Q}{f}, \text{ m/s.}$$

Vận tốc tuyệt đối C của điểm M là tổng hình học của vận tốc U và W :

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} = \vec{C}_u + \vec{C}_m \quad (3.37a)$$

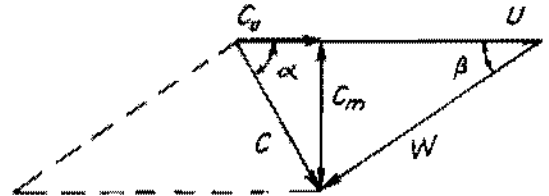
trong đó:

$$C_u = C \cos \alpha;$$

$C_m = C \sin \alpha$ là các hình chiếu của vận tốc tuyệt đối lên phương của U và vuông góc với phương U ;

β - góc giữa W và U , chính là góc giữa chiều dòng chảy tại điểm M trong rãnh so với phương của vận tốc vòng;

α - góc giữa C và U .



Hình 3.31. Tam giác vận tốc.

Từ hình 3.31 ta cũng có thể viết:

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2U.C.\cos\alpha = U^2 + C^2 - 2U.C_u,$$

$$\text{hay: } C^2 - W^2 + U^2 = 2U.C_u. \quad (3.37b)$$

Từ hình 3.30 và dựa trên phương trình Bernoulli ta viết được phương trình thủy động học cho chất lỏng chuyển động dưới tác dụng của ngoại lực:

$$d\left(\frac{W^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\rho g}\right) = \frac{Xdx + Ydy + Zdz}{\rho g}, \quad (3.38)$$

trong đó:

m - khối lượng của điểm vật chất M (phần tử chất lỏng), kg;

V - thể tích của phần tử M , m^3 ;

ρ - khối lượng riêng, kg/m^3 ;

$\gamma = \rho g$ - trọng lượng riêng, N/m^3 ;

x, y, z - tọa độ của điểm M ;

X, Y, Z - các hình chiếu của ngoại lực tính cho đơn vị thể tích, N;

$F = \gamma \cdot V = \rho g V$ - trọng lượng thể tích, N;

F_i - lực ly tâm tính cho một đơn vị thể tích, N/m^3 ;

$$x = r \cos \varphi;$$

$$y = r \sin \varphi;$$

$$x^2 + y^2 = r^2;$$

$$m = \rho V, \text{ kg};$$

$$a = \omega^2 r, \text{ m/s}^2;$$

$$F_i = \frac{ma}{V} = \frac{\rho V \omega^2 r}{V} = \rho \omega^2 r, \text{ N/m}^3;$$

$$X = F_1 \cos \varphi = \rho \omega^2 r \cos \varphi = \rho \omega^2 x;$$

$$Y = F_1 \sin \varphi = \rho \omega^2 r \sin \varphi = \rho \omega^2 y;$$

$$Z = \frac{F}{V} = - \frac{\rho g V}{V} = -\rho g.$$

Thay các giá trị trên vào (3.38) ta có:

$$d\left(\frac{W^2}{2g}\right) + d\left(\frac{P}{\rho g}\right) = \frac{1}{\rho g} (\rho \omega^2 x dx + \rho \omega^2 y dy - \rho g dz). \quad (3.39)$$

Sau khi tích phân và nhân với ρg ta sẽ có:

$$P + \rho \frac{W^2}{2} - \rho \frac{U^2}{2} + \rho g z = \text{const.} \quad (3.40)$$

Nếu rãnh không quay quanh trục Oz thì vận tốc vòng $U = 0$, khi đó ta có $W \equiv C$ và phương trình (3.40) trở thành:

$$P + \rho \frac{C^2}{2} + \rho g z = \text{const} \quad (3.41)$$

Đó chính là phương trình của Bernouli viết cho chất lỏng chảy trong rãnh (ống) không chuyển động.

3.2.1.2. Phương trình cơ bản và vận tốc riêng của guồng động

Guồng động là bộ phận chủ yếu trong bơm ly tâm. Nó có dạng tròn như bánh xe, bên trong có các rãnh hướng tâm kế tiếp nhau. Phần ngăn cách các rãnh kế tiếp nhau gọi là cánh guồng. Cánh có thể thẳng theo hướng kính, cong về phía trước hay phía sau so với chiều quay của guồng.

Hình 3.32 thể hiện nguyên lý cấu tạo và hoạt động của bơm ly tâm.

Trục 5 nhận truyền động từ động cơ sẽ làm cho guồng động 4 quay, chất lỏng chứa trong các rãnh của guồng cũng quay theo. Nhờ lực ly tâm mà chất lỏng sẽ từ bề hút 8 chuyển lên qua guồng động 4, qua bộ khuếch tán 2' vào rãnh góp 1' theo ống dẫn 6 lên bể 7. Trong quá trình chảy của chất lỏng từ điểm e đến điểm s được xác định như sau: từ e đến 1 là chảy trong rãnh không chuyển động; 1 - 2 chảy trong rãnh quay; 2 - s chảy trong rãnh không chuyển động. Phương trình chuyển động của chất lỏng trong các chặng trên như sau:

$$P_e + \rho \frac{C_e^2}{2} + \rho g z_e = P_1 + \rho \frac{C_1^2}{2} + \rho g z_1 + \rho g H_{e-1};$$

$$P_1 + \rho \frac{W_1^2}{2} - \rho \frac{U_1^2}{2} + \rho g z_1 = P_2 + \rho \frac{W_2^2}{2} - \rho \frac{U_2^2}{2} + \rho g z_2 + \rho g H_{1-2};$$

$$P_2 + \rho \frac{C_2^2}{2} + \rho g z_2 = P_s + \rho \frac{C_s^2}{2} + \rho g z_s + \rho g H_{2-s}.$$

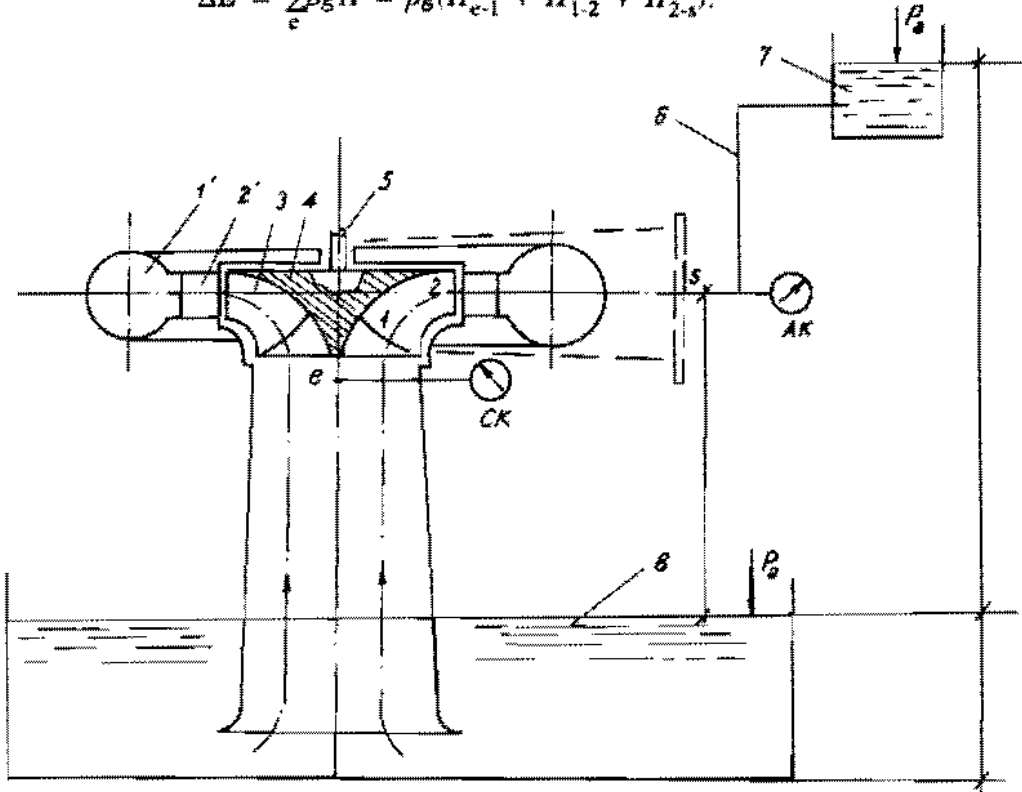
Cộng ba phương trình trên ta thu được phương trình sau:

$$E + \Delta E = \rho \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \rho \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \rho \frac{U_2^2 - U_1^2}{2},$$

trong đó:

ΔE - tổn thất trong kênh (rãnh) chảy:

$$\Delta E = \sum_c^8 \rho g H = \rho g (H_{c-1} + H_{1-2} + H_{2-s}).$$



Hình 3.32. Sự hoạt động của bơm ly tâm:

1'- rãnh góp hình xoáy ốc; 2'- bộ khuếch tán; 3- cánh guồng động; 4- guồng động; 5- trục guồng động; 6- ống đẩy; 7- bể đẩy; 8- bể hút; CK- chân không kế; AK- áp kế.

Giá trị của ΔE được đánh giá qua hệ số hiệu dụng áp suất η_H và ta có phương trình cơ bản dạng thứ nhất của guồng động như sau:

$$E = \eta_H \rho \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2} \right). \quad (3.42)$$

Các thành phần thuộc về phân tử của (3.42) được tính cho 1 m³ chất lỏng. Vì vậy để có thứ nguyên cho E (năng lượng) thì phải nhân chúng với m³. Khi ấy E có thứ nguyên như sau:

$$E = \frac{\text{kg.m}}{\text{s}^2} \cdot \text{m} = \text{N.m} = \text{J}.$$

Công suất tiêu tốn để có dòng chảy như trên là:

$$W = \frac{J}{s} \quad \text{hay kW} = 1000 W.$$

Đối với 1 m³ chất lỏng ta có:

$$1 \cdot \rho = \frac{N}{g} \quad \rightarrow N = 1 \cdot \rho g.$$

Chia hai vế của phương trình (3.42) cho N ta có

$$\frac{E}{N} = \frac{J}{N} = \frac{Nm}{N} = m = H = \eta_H \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right);$$

$$H = \eta_H \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \right), \text{ m.} \quad (3.43)$$

(3.43) là phương trình cơ bản dạng thứ nhất viết theo chiều cao cột chất lỏng.

Nếu có hai bể chứa chất lỏng, chiều cao giữa hai mặt thoáng là H, áp suất tác dụng lên hai mặt thoáng là như nhau, chất lỏng chảy tự do từ bể cao xuống bể thấp. Không tính đến tổn thất trở lực trong đường ống thì vận tốc của dòng chảy trong trường hợp này là vận tốc lý thuyết C₀:

$$C_0 = \sqrt{2gH} = \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta P}{\rho}}, \text{ m/s.} \quad (3.44)$$

trong đó:

ΔP - hiệu áp suất giữa hai mặt thoáng, N/m².

Tỷ số giữa các vận tốc C, W, U so với C₀ gọi là hệ số vận tốc hoặc các vận tốc riêng:

$$\left. \begin{aligned} K_{c1} &= \frac{C_1}{\sqrt{2gH}}; & K_{w1} &= \frac{W_1}{\sqrt{2gH}}; & K_{u1} &= \frac{U_1}{\sqrt{2gH}}; \\ K_{c2} &= \frac{C_2}{\sqrt{2gH}}; & K_{w2} &= \frac{W_2}{\sqrt{2gH}}; & K_{u2} &= \frac{U_2}{\sqrt{2gH}} \end{aligned} \right\} \quad (3.45)$$

Từ phương trình (3.43) ta dễ dàng thu được phương trình cơ bản dạng thứ hai:

$$\frac{1}{\eta_H} = K_{c2}^2 - K_{c1}^2 + K_{w1}^2 - K_{w2}^2 + K_{u2}^2 - K_{u1}^2 \quad (3.46)$$

Từ phương trình (3.37b) và (3.43) ta tìm được dạng thứ ba của phương trình cơ bản:

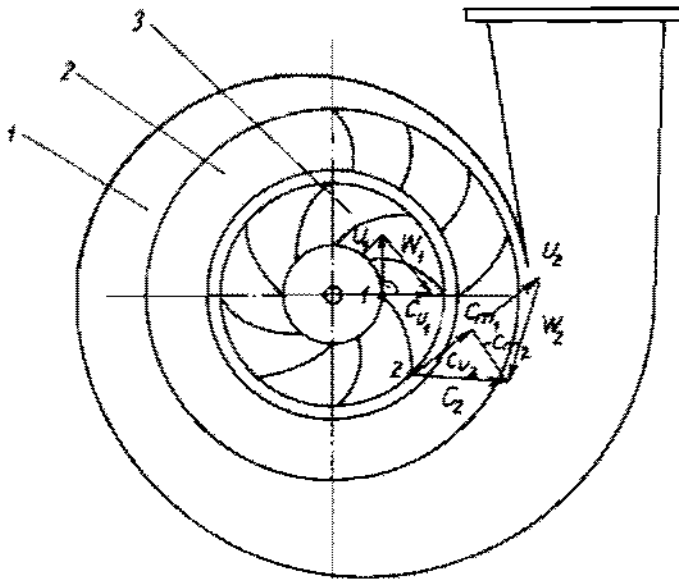
$$H = \eta_H \frac{1}{g} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) = \eta_H \cdot H_{11}, \text{ m;} \quad (3.47)$$

$$H_{11} = \frac{1}{g} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad (3.48)$$

trong đó:

H_H - áp suất lý thuyết tính theo mét cột chất lỏng.

Muốn có H lớn thì: $U_1 C_{u1} = 0$ tức là $C_{u1} = 0$ vì $U_1 \neq 0$



Hình 3.33. Các bộ phận chủ yếu của bơm ly tâm:

1 - rãnh xoáy (vỏ bơm); 2 - bộ khuếch tán; 3 - guồng động.

$C_{u1} = 0$ nghĩa là tam giác vận tốc ở cửa vào của guồng động phải là tam giác vuông (xem hình 3.33).

Từ điều kiện trên ($C_{u1} = 0$) ta tìm được dạng thứ tư của phương trình cơ bản cho guồng động là:

$$H = \eta_H \frac{1}{g} U_2 C_{u2} \rightarrow H_H = \frac{1}{g} U_2 C_{u2}; \quad (3.49)$$

$$H_H = \frac{H}{\eta_H} = H + \Delta H. \quad (3.50)$$

Thông qua điều kiện ở (3.45) ta xác định được các hệ số vận tốc sao cho bơm làm việc có hệ số hiệu dụng tính từ (3.46) có giá trị lớn nhất. Nghĩa là từ các đại lượng H, Q, n, N và các kích thước của guồng động cho phép dựng được các tam giác vận tốc để xác định các vận tốc C, U, W . Các vận tốc C và W được xác định sau khi đã xác định được C_m, U, β . Các vận tốc U và C_m được xác định phụ thuộc vào lưu lượng Q_H , số vòng quay n , đường kính D , chiều rộng của cánh b (khoảng cách giữa hai vách của guồng động), độ dày của cánh thông qua hệ số chặt hẹp λ :

$$U = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D}{2}, \text{ m/s}; \quad (3.51)$$

$$C_m = \frac{Q_{lt}}{\pi \cdot D \cdot b \lambda}, \text{ m/s}, \quad (3.52)$$

$$\lambda = 0,75 + 0,95.$$

Lưu lượng thực của bơm là Q nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết Q_{lt} một đại lượng là ΔQ . ΔQ là tổn thất lưu lượng do chất lỏng chảy ngược từ cửa đáy của guồng, qua khe hở giữa guồng và vỏ bơm về cửa hút của guồng. Tổn thất ΔQ được xác định qua hệ số tổn thất thể tích η_Q :

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q + \Delta Q}; \quad (3.53)$$

ΔQ phụ thuộc vào khe hở f giữa đường kính ngoài D_2 của guồng động và lợi của bộ khuếch tán hay lợi của rãnh xoáy vỏ bơm:

$$f = \frac{D_2}{2500} + 0,4 \text{ mm}. \quad (3.54)$$

3.2.1.3. Phương trình đồng dạng và vòng quay riêng

Hai máy bơm có dạng guồng động cùng một kiểu nhưng kích thước khác nhau, muốn có cùng giá trị hiệu dụng thủy lực η_H thì các hệ số vận tốc tương ứng phải bằng nhau và ngược lại. Như vậy từ phương trình (3.46) khi giữ nguyên η_H (ở giá trị cao) ta có thể tạo ra hàng loạt guồng động đồng dạng nhưng kích thước khác nhau. Khả năng này giúp cho các nhà thiết kế khi muốn có guồng động lớn với giá trị của η_H như ý muốn thì trước hết xây dựng guồng động mẫu để làm thí nghiệm xác định các hệ số vận tốc sau đó sẽ xây dựng guồng động có kích thước lớn. Từ điều kiện hai guồng động có các hệ số vận tốc tương ứng bằng nhau thì η_H là như nhau, ta thiết lập được phương trình đồng dạng.

Ví dụ: có hai bơm guồng động cùng dạng làm việc cùng chế độ, có cùng η_H đạt giá trị cao.

Bơm 1 có các đặc tính:

$$Q, \frac{\text{m}^3}{\text{s}}; H, \text{mH}_2\text{O}; N, \text{kW}; n, \text{vg/ph}; D, \text{m}.$$

Bơm 2 có đặc tính: $Q', \frac{\text{m}^3}{\text{s}}; H', \text{m H}_2\text{O}; N', \text{kW}; n', \text{vg/ph}; D', \text{m}.$

Cần tìm các quan hệ giữa các đại lượng trên sao cho $\eta_H = \eta'_H$. (Muốn có η cao cho mỗi bơm thông thường chỉ cần xét η_H vì η_Q và η_m có giá trị gần bằng 1).

Căn cứ dạng thứ hai của phương trình cơ bản ta viết được:

$$K_u = K'_u \quad \text{hay là} \quad \frac{\pi D n}{60\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D' n'}{60\sqrt{2gH'}} \quad \text{hay}$$

$$\frac{nD}{\sqrt{H}} = \frac{n'D'}{\sqrt{H'}} = n'_i \quad (3.55)$$

n' , gọi là số vòng quay quy về một mét vì nó thể hiện số vòng quay của guồng động với cột áp $H = 1\text{m}$ và đường kính $D = 1\text{m}$.

Nếu cho các hệ số vận tốc chảy qua tiết diện tròn có đường kính D và D' sẽ thu được lưu lượng quy về 1 m là Q'_1 .

$$K_{c_m} = \frac{4Q}{\pi D^2 \sqrt{2gH}}; \quad K'_{c_m} = \frac{4Q'}{\pi D'^2 \sqrt{2gH'}};$$

hay
$$\frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} = \frac{Q'}{D'^2 \sqrt{H'}} = Q'_1 \quad (3.56)$$

Nếu nhân và chia tử và mẫu số của phương trình trên với H, H' ta sẽ có công suất quy về một mét:

$$\frac{N}{D^2 \sqrt{H^3}} = \frac{N'}{D'^2 \sqrt{H'^3}} = N'_1, \quad (3.57)$$

trong đó:

$$N = K \cdot Q \cdot H, \text{ kW}; \quad N' = K \cdot Q' \cdot H', \text{ kW};$$

$$K = \frac{\rho g \eta}{1000}, \text{ N/m}^3.$$

Đối với mômen quay ta viết:

$$\frac{M'}{M} = \frac{N'}{\omega'} \cdot \frac{\omega}{N} = \frac{N' n}{N n'}$$

Các tỷ số n/n' ; N'/N được xác định từ (3.55) và (3.57) rồi thay vào phương trình trên, giản ước ta thu được mômen quy về một mét M'_1 :

$$\frac{M}{D^3 H} = \frac{M'}{D'^3 H'} = M'_1. \quad (3.58)$$

Nếu $D = D'$ (đường kính ngoài của guồng động bằng nhau) thì ta có:

$$\left. \begin{aligned} \frac{n'}{n} &= \sqrt{\frac{H'}{H}}; \\ \frac{Q'}{Q} &= \sqrt{\frac{H'}{H}} = \frac{n'}{n}; \\ \frac{N'}{N} &= \left(\frac{n'}{n}\right)^3; \\ \frac{N'}{N} &= \sqrt{\frac{H'}{H^3}}; \quad \frac{M'}{M} = \frac{H'}{H} \end{aligned} \right\} \quad (3.59)$$

Phương trình ở (3.59) được ứng dụng rất rộng rãi trong thực tế để xác định các đặc tính của bơm như Q', H', N' khi số vòng quay thay đổi từ n thành n' .

Vòng quay riêng:

Vòng quay riêng là hệ số; nó xác định đặc tính của các kiểu guồng động khác nhau và đưa ra khả năng hòa đồng được. Vòng quay riêng có hai loại:

- vòng quay riêng theo công suất là n_N khi N , kW;
- vòng quay riêng theo lưu lượng n_Q khi Q , m³/s.

Xem xét hai guồng động 1 và 2 có các đặc tính $D_1, Q_1, H_1; D_2, Q_2, H_2$ và $H_1 = H_2 = H$, cùng dạng.

Muốn có $U_1 = U_2$ thì:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (3.60)$$

Khi vận tốc hướng kính bằng nhau về hệ số và tiết diện ngang là tỷ lệ thuận với bình phương đường kính, ta có:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{hay} \quad \frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{Q_1}{Q_2}} \quad (3.61)$$

Từ (3.60) ta lại có:

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{Q_2}{Q_1}} \quad (3.62)$$

Vì hai guồng động cùng dạng nên chúng có cùng giá trị hiệu dụng $\eta_1 = \eta_2$. Từ (3.62) ta nhân và chia vế phải với $\sqrt{H} = \sqrt{H_1} = \sqrt{H_2}$:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sqrt{Q_2} \cdot \sqrt{H_2}}{\sqrt{Q_1} \cdot \sqrt{H_1}} = \sqrt{\frac{N_2}{N_1}} \quad (3.63)$$

Khi $H_1 = 1\text{m}$ thì $n_1 \rightarrow n'$ và $N_1 \rightarrow N'$;

$N_2 = 1\text{kW}$ thì $n_2 \rightarrow n_N$ ta có:

$$\frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{N_2}{N'}} = \sqrt{\frac{1}{P'}} = 1/\sqrt{N'}; \quad (3.64)$$

$$n_N = n' \sqrt{N'} \quad (3.65)$$

Khi thay n' và N' từ điều kiện (3.59) với điều kiện $H' = H_1 = 1\text{ m}$ ta có:

$$n_N = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}^3}} = \frac{n\sqrt{N}}{H^2 \sqrt{H}} \quad (3.66)$$

Từ (3.66) ta định nghĩa vòng quay riêng theo công suất như sau:

Vòng quay riêng n_N là vòng quay trong một phút của guồng động mô hình mẫu có công suất 1 kW làm việc với cột áp 1m có cùng hệ số hiệu dụng với guồng động có công suất N , kW làm việc ở cột áp H , m và quay n , vg/ph. Ta nói hai guồng động là cùng một dạng.

Công suất thực là N thì công suất lý thuyết sẽ là N_{II} :

$$N_{II} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ kW} \quad (3.67)$$

Đối với nước ta có: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ nên:

$$N_{II} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot Q \cdot H}{1000} = 9,81 \cdot Q \cdot H, \text{ kW},$$

trong đó:

$$Q, \text{ m}^3/\text{s};$$

$$H, \text{ mH}_2\text{O}.$$

Thay N_{II} vào (3.66) ta có công thức của n_N theo hệ SI như sau:

$$n_N = \frac{n\sqrt{N_{II}}}{H^4\sqrt{H}} = \frac{n\sqrt{9,81 \cdot Q \cdot H}}{H^4\sqrt{H}};$$

$$n_N = \sqrt{9,81} \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q} \cdot \sqrt{H}}{\sqrt{H} \cdot \sqrt{H}^4 \sqrt{H}} = 3,14 \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}};$$

$$n_N = 3,14 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}};$$

(3.68)

$$n_N = 3,65 \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \text{ theo hệ đo KMS},$$

trong đó:

$$n_N = 35 + 250 \text{ đối với bơm ly tâm};$$

$$= 250 + 500 \text{ đối với bơm hướng kính};$$

$$= 500 + 1000 \text{ đối với bơm cánh nâng (bơm hướng trục)}.$$

Vòng quay riêng theo lưu lượng của bơm được tính theo công thức:

$$n_Q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{n_N}{3,14}.$$

(3.69)

Đó là vòng quay của guồng mô hình mẫu làm việc với điều kiện $H = 1\text{m}$; $Q = 1\text{m}^3/\text{s}$.

Ví dụ:

Hãy xác định vòng quay riêng theo công suất của bơm khí nổ làm việc với $H = 250 \text{ m}$, $N = 10\,000 \text{ kW}$, $n = 600 \text{ vg/ph}$ và $\eta = 90\%$. Cho $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1000 \text{ kg/m}^3$.

Bài giải:

$$N_{II} = \frac{\rho g Q H}{1000} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot Q \cdot H}{1000}, \text{ kW} = 0,9 \cdot 10\,000 = 9000 \text{ kW};$$

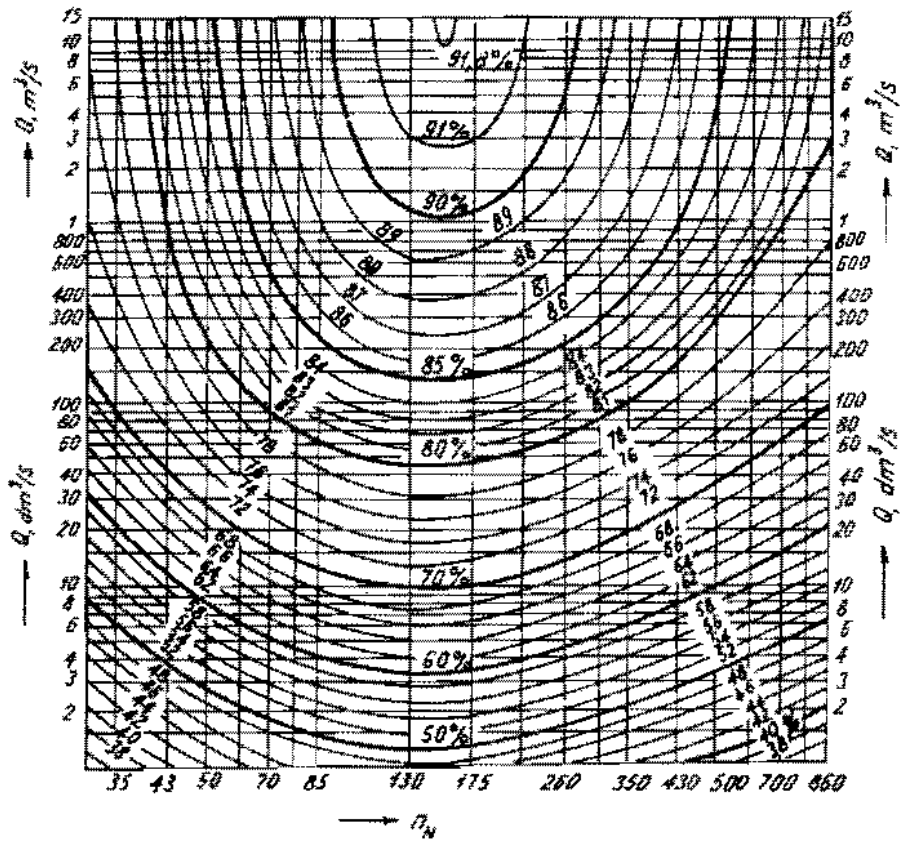
$$Q = \frac{9000}{9,81 \cdot 250} = 3,68 \text{ m}^3/\text{s};$$

$$n_N = 3,14 \frac{600\sqrt{3,68}}{250^{3/4}} = 58.$$

3.2.1.4. Hình dạng hướng kính của guồng động

Hình dạng hướng kính của guồng động được thể hiện bằng mặt cắt đứng đi qua

trục. Tìm dạng hướng kính chính là xác định hình dáng hai vách của guồng động. Không gian giữa hai vách được ngăn thành các rãnh nhờ các cánh guồng. Khi guồng quay thì lưu thể sẽ nhận năng lượng từ guồng và tạo thành dòng chảy từ bể hút qua ống hút vào guồng từ lỗ ở tâm và đi ra khỏi guồng ở phía vành ngoài.

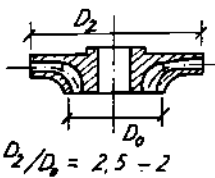
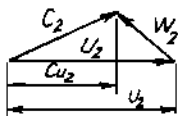
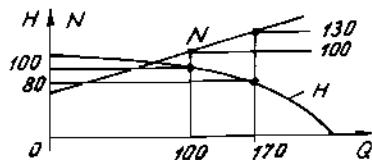
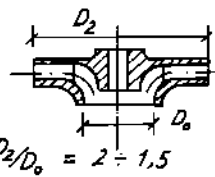
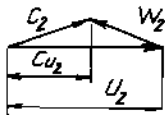
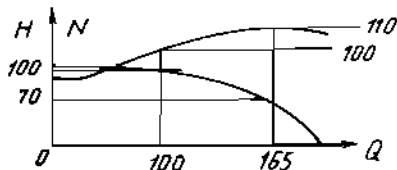
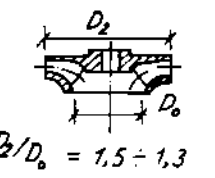
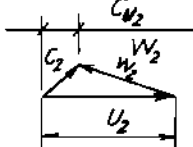
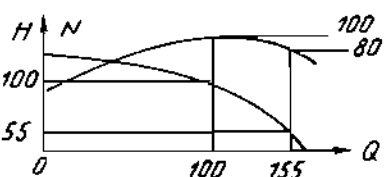
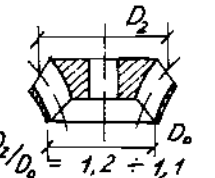
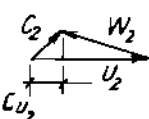
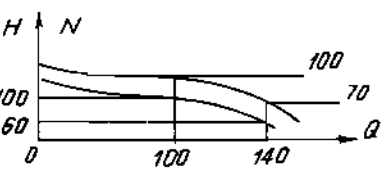
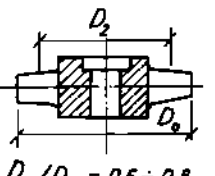
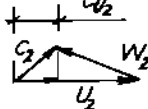
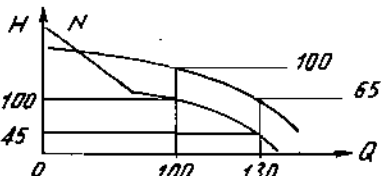


Hình 3.34. Quan hệ giữa vòng quay riêng với lưu lượng và hiệu suất của bơm ly tâm.

Hình dạng hướng kính của guồng động tùy thuộc vào loại máy được xác định bởi vòng quay riêng và tính chất của lưu thể là chất lỏng hay khí (với bơm là chất lỏng, còn quạt và máy nén là chất khí).

Đối với bơm có năm dạng hướng kính chính được thể hiện ở bảng 3.4.

Bảng 3.4

n_N	Hình dạng	Tam giác vận tốc	Các đường đặc tính
30-85	 $D_2/D_0 = 2,5 - 2$		
95-175	 $D_2/D_0 = 2 - 1,5$		
175-260	 $D_2/D_0 = 1,5 - 1,3$		
260-470	 $D_2/D_0 = 1,2 - 1,1$		
430-1000	 $D_2/D_0 = 0,5 - 0,8$		

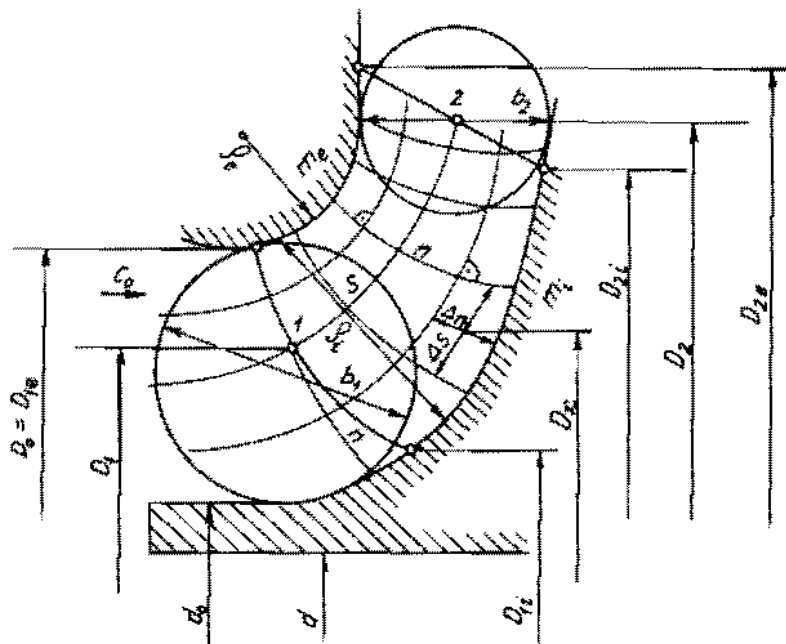
Muốn chọn dạng hướng kính trước hết phải tính n_N theo công thức (3.68) rồi sử dụng bảng 3.4.

Dạng đúng của guồng động theo hướng kính trong từng trường hợp cụ thể phải dựa trên mô hình mẫu mà ta biết được các hệ số vận tốc K_{UM} là hệ số vận tốc vòng, là cơ sở để xác định các đường kính ở cửa vào và ra của guồng động như D_{1j} ; D_{1c} ; D_{2i} D_{2c} (xem công thức (3.70) và hình 3.35).

$$D = \frac{60}{\pi n} K_{UM} \sqrt{2 \cdot g \cdot H}, \text{ m.} \quad (3.70)$$

Sau khi tính đến trục của guồng (trục bơm) kể cả ảnh hưởng của rãnh then ta tìm được đường kính d của trục tại chỗ lắp guồng động. Đường kính bầu lõi guồng là d_0 kể cả ảnh hưởng của rãnh then được tính theo công thức:

$$d_0 \approx (1,2 + 1,3)d, \text{ m.} \quad (3.71)$$



Hình 3.35. Dạng hướng kính của guồng động.

Kiểm tra vận tốc chất lỏng ở cửa vào là C_0 , xem hệ số của nó là K_{C_0} có bằng hệ số vận tốc của mẫu K_{C_0M} hay không:

$$K_{C_0} = \frac{4Q_{lt}}{\pi(D_0^2 - d_0^2)\sqrt{2gH}}, \quad (3.72)$$

trong đó:

$$Q_{lt} = \frac{Q}{\eta_0}, \text{ m}^3/\text{s};$$

Q - lưu lượng cần có của bơm, m^3/s ;

H - áp lực của bơm, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

η_0 - hệ số hiệu dụng thể tích;

Q_{lt} - lưu lượng lý thuyết của bơm.

Chiều rộng của vành khăn cửa vào của guồng là b_1 được tính theo công thức:

$$b_1 = \frac{Q_{11}}{\pi D_1 K_{C_{m_1}} \sqrt{2g} H \lambda}, \text{ m}; \quad (3.73)$$

Đối với bơm ly tâm có giá trị n_N đến 260 thì:

$K_{u_1} \approx 0,4 \div 0,5$; $K_{u_2} \approx 0,95 \div 1,1$ giá trị bé ứng với n_N bé và giá trị lớn ứng với n_N lớn.

Kiểm tra đường kính D_o thông qua C_o :

$$C_o = (0,06 + 0,08) \sqrt[3]{Q \cdot n^2}, \text{ m/s},$$

trong đó:

Q , m³/s;

n , vg/ph.

$$K_{C_{m_o}} = \frac{C_{m_o}}{\sqrt{2g} H}; \quad (3.74)$$

$$Q = \frac{\lambda_o \pi D_o^2 \cdot C_{m_o}}{4}, \text{ m}^3/\text{s}; \quad (3.75)$$

$$C_{m_o} = (U_{1c} - C_{u_o}) \operatorname{tg} \beta_{oc}, \text{ m/s};$$

λ_o là hệ số chặt hẹp (do độ dày của lưỡi chiếm chỗ):

$$\lambda_o = 1 - \frac{d_o^2}{D_o^2}. \quad (3.76)$$

Để tìm vòng quay riêng theo lưu lượng n_Q ta dựa vào công thức sau:

$$K_{C_{m_o}} = 0,0341 \left(\frac{\delta_r \cdot n_Q}{\sqrt{\lambda_o}} \operatorname{tg} \beta_{oc} \right)^{2/3}; \quad (3.77)$$

trong đó:

$$\delta_r = 1 - \frac{C_{u_o}}{U_{1c}}; \quad (3.78)$$

$$\beta_{oc} = 14 + 36^\circ.$$

Để chống xâm thực nên lấy $\beta_{oc} = 18^\circ$.

Khi đó công thức (3.77) trở thành:

$$K_{C_{m_o}} = (1,35 + 2,80) \cdot 10^{-2} \left(\frac{\delta_r \cdot n_Q}{\sqrt{\lambda_o}} \right)^{2/3} \quad (3.79)$$

Công thức (3.79) đúng cho cả bơm hướng trục.

Nếu guồng động là hoàn toàn hướng kính nghĩa là vận tốc của chất lỏng nằm trong mặt phẳng vuông góc với trục bơm, khi đó $\delta_r = 1$; $\lambda_o = 0,8$ nên ta có:

$$K_{C_{m_o}} = (1,48 + 3,05) \cdot 10^{-2} \cdot n_Q^{2/3}. \quad (3.80)$$

Sau khi đã xác định được dạng hướng kính và cạnh 1 và 2 cần kiểm tra chống xâm thực (sẽ đề cập ở mục sau).

Chiều rộng của rãnh guồng ở cửa ra là b_2 được xác định theo công thức:

$$b_2 = \frac{Q_{II}}{\pi \cdot D_2 \cdot K_{C_{m_2}} \sqrt{2g \cdot H \lambda_2}}, \text{ m,} \quad (3.81)$$

trong đó:

λ_2 - hệ số chặt hẹp (do chiều dày của cánh chiếm chỗ).

$$D_2 \approx \left(\frac{D_{2i} + D_{2e}}{2} \right), \text{ m.} \quad (3.82)$$

Bán kính các đường cong của hai vách guồng ρ_i và ρ_e được tính theo công thức:

$$\left. \begin{aligned} \rho_i &\approx (0,3 + 0,5) D_{2e}, \text{ m;} \\ \rho_e &\approx (0,1 + 0,2) D_{2e}, \text{ m.} \end{aligned} \right\} \quad (3.83)$$

Sự chảy trong guồng là tốt khi:

$$x \cdot \frac{\Delta n}{\Delta S} = \text{const.}$$

Các giá trị ở bảng 3.5 dùng để tạo dựng dạng hướng kính của guồng, được bổ sung thêm các giá trị thực nghiệm ở bảng 3.6. Hệ số K ở bảng 3.6 giúp ta tính được các đường kính D_{1i} , D_{2e} và b_1 , b_2 .

$$\left. \begin{aligned} D_{1i} &= K_{D_{1i}} \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{ m;} \\ D_{2e} &= K_{D_{2e}} \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{ m;} \\ b_1 &= K_{b_1} \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{ m;} \\ b_2 &= K_{b_2} \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{ m;} \\ \varphi &= K_\varphi \cdot K_{b_2} \cdot K_{D_2} \end{aligned} \right\} \quad (3.84)$$

trong đó:

φ - góc phát triển của cánh guồng ở hình chiếu bằng (đề cập ở phần sau).

D_{2i} - được xác định sau khi đã tính được D_{1i} .

3.2.1.5. Các tam giác vận tốc và dạng của cánh guồng

Ở mục 4 chúng ta đã đề cập đến dạng hướng kính của guồng động (chính là hình dạng của hai vách hình vành khăn cách nhau ở cửa vào là b_1 và ở cửa ra là b_2).

Trong mục này ta đề cập tới dạng của các vách phân chia không gian giữa hai vách hình vành khăn thành các kênh (rãnh) gọi là cánh guồng. Như vậy guồng động chính là tập hợp liên tiếp các kênh theo vòng tròn. Khi guồng quay, nghĩa là các kênh quay. Quá trình truyền năng lượng cho chất lỏng thỏa mãn phương trình Bernoulli với rãnh quay. Định luật bảo toàn năng lượng với dòng chảy của chất lỏng trong guồng động được đề cập ở phương trình (3.40) với điều kiện là: tiết diện ngang của các rãnh trong

Bảng 3.5

n_N	$\eta_H, \%$	K_{u_2}	$\frac{C_{u_2}}{U_2}$	$\frac{C_{m_2}}{U_2}$	$\frac{D_2}{D_0}$	Rãnh xoáy không có khuếch tán	Rãnh xoáy có khuếch tán	Số cánh	Vành trong	Vành ngoài
						b_2/D_2	b_2/D_2	Z	l/t	l/t
25	57	0,91	0,92	-	4,15	0,015	-	12	-	-
35	70	0,92	0,90	-	3,40	0,028	-	12	-	-
45	76	0,94	0,88	0,070	2,95	0,040	0,033	11	-	-
50	81	0,95	0,86	0,072	2,65	0,053	0,045	10	-	-
70	86	0,97	0,81	0,078	2,05	0,082	0,067	9	-	-
85	88	0,99	0,77	0,084	2,00	0,110	0,087	8	-	-
130	91	1,05	0,68	0,100	1,64	0,170	0,143	7	-	-
170	91	1,09	0,62	0,115	1,48	0,217	0,184	6	-	-
260	90	1,18	0,54	0,134	1,26	0,270	0,235	5	-	-
340	88	1,26	0,48	0,141	1,12	0,300	-	4	-	-
510	86	1,43	-	-	1,00	-	-	6	1,75	1,20
670	84	1,63	-	-	1,00	-	-	4	0,95	0,62
860	82	1,83	-	-	1,00	-	-	3	0,72	0,48
1000	78	2,09	-	-	1,00	-	-	2	0,63	0,42
1200	76	2,36	-	-	1,00	-	-	2	0,55	0,36

Bảng 3.6

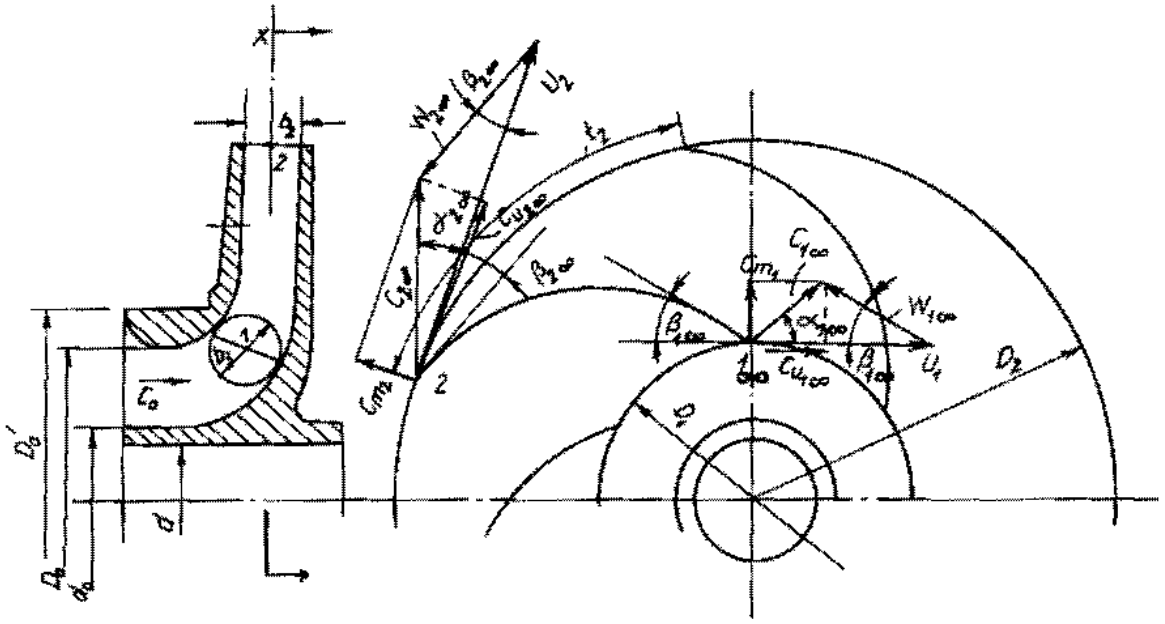
n_N	50	70	85	100	120	155	215	300	475
$K_{D_{11}}$	-	-	26	27	29	34	43	46	49
$K_{D_{20}}$	85	87	88	90	92	97	105	115	150
K_{b_1}	6	11	13	15	17	22	30	40	55
K_{b_2}	2,5	4,5	6	8	10	14,5	21	30	48
K_φ	0,50	0,28	0,20	0,135	0,10	0,07	0,048	0,04	0,02

gưỡng là rất nhỏ, nghĩa là số cánh guồng không giới hạn (là vô cùng nhiều). Có như vậy thì vận tốc tương đối của chất lỏng mới luôn có chiều song song với tiếp tuyến của cánh guồng (xem hình 3.36). Số cánh nhiều dẫn tới làm tăng ma sát giữa chất lỏng và cánh. Trong thực tế số cánh là có giới hạn nên khoảng cách giữa hai cánh liên tiếp là đáng kể (tiết diện ngang của rãnh là không nhỏ). Vì vậy khi làm việc thì vận tốc tương đối của lớp chất lỏng sát cánh mới song song với tiếp tuyến, còn lớp ở xa bị thay đổi và tạo xoáy (sẽ đề cập đến ở mục sau).

Do những điều trên nên khi dựng các tam giác vận tốc và tạo dạng cánh cần phân biệt hai trường hợp:

- số cánh là nhiều vô cùng, các giá trị khi tính có thêm ký hiệu ∞ (trừ vận tốc hướng kính và vận tốc vòng);
- số cánh là có giới hạn.

Dạng của cánh và các tam giác vận tốc được thể hiện ở hình 3.36.



Hình 3.36. Dạng của cánh guồng và tam giác vận tốc.

1. Số cánh là nhiều vô hạn

Vận tốc vòng và hướng kính của lưu thể tại điểm 1 và 2 được tính như sau:

$$\begin{aligned}
 U_1 &= \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_1}{2}, \text{ m/s}; & U_2 &= \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{D_2}{2}, \text{ m/s}; \\
 C_{m1} &= \frac{Q_{H1}}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \lambda_1}, \text{ m/s}; & C_{m2} &= \frac{Q_{H2}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2}, \text{ m/s},
 \end{aligned}
 \tag{3.85}$$

trong đó:

Q_H - lưu lượng lý thuyết của bơm, m^3/s ;

D_1, D_2 - đường kính guồng đi qua 1 và 2, m;

b_1, b_2 - chiều rộng của cánh tại 1 và 2 (cửa vào và cửa ra), m;

λ_1, λ_2 - hệ số chặt hẹp do độ dày của cánh ở cửa vào và ra gây nên.

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{t_1 \cdot \frac{\delta_1}{\sin\beta_{1\infty}}}{t_1} = 1 - \frac{\delta_1}{t_1 \sin\beta_{1\infty}} ; \\ \lambda_2 &= \frac{t_2 \cdot \frac{\delta_2}{\sin\beta_{2\infty}}}{t_2} = 1 - \frac{\delta_2}{t_2 \sin\beta_{2\infty}} , \end{aligned} \right\} \quad (3.86)$$

trong đó:

δ_1, δ_2 - độ dày của cánh ở cửa vào và ra, có thể chọn theo thực nghiệm hoặc theo tính bền, m,

t_1, t_2 - bước cánh ở cửa vào và ra (phụ thuộc vào D_1, D_2 và số cánh Z), m.

Có thể lấy giá trị gần đúng của λ_1 và λ_2 như sau:

$$\lambda_1 \approx 0,8 + 0,92;$$

$$\lambda_2 \approx 0,90 + 0,97.$$

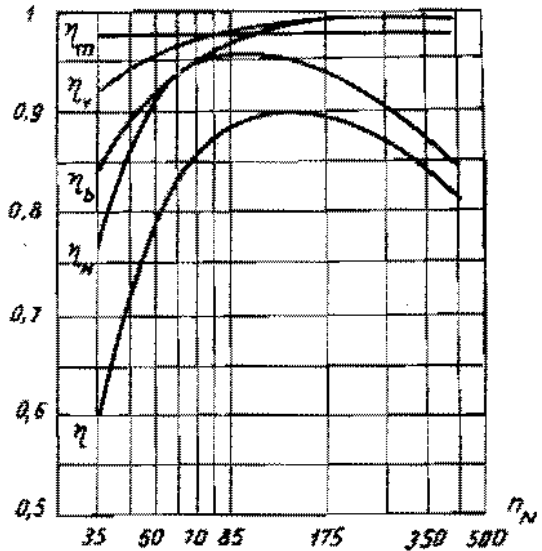
Chiều cao cột áp H được tính theo công thức:

$$H = \frac{\eta_H}{g} (U_2 C_{u2\infty} - U_1 C_{u1\infty}), \text{ m.} \quad (3.87)$$

Từ điều kiện muốn sự truyền năng lượng cho chất lỏng là lớn nhất thì $C_{u1\infty} = 0$, cho phép ta dựng tam giác vận tốc sau khi đã tính được U_1 và C_{m1} . Sau đó tìm được góc $\beta_{1\infty}$ ở cánh 1 của cánh.

Từ (3.85) ta tính được U_2 và C_{m2} . Từ bình 3.37 ta chọn được η_H phụ thuộc vào n_N . Từ (3.88) ta tính được $C_{u2\infty}$:

$$C_{u2\infty} = \frac{g \cdot H}{\eta_H \cdot U_2}, \text{ m/s.} \quad (3.88)$$



Hình 3.37. Các đặc tính hiệu dụng của bơm ly tâm.

Sau đó dựng tam giác vận tốc của ra và đo được góc $\beta_{2\infty}$.

Chú ý: đối với cánh Z là giới hạn thì tính λ_1 và λ_2 cũng theo công thức (3.86) nhưng bỏ ký hiệu ∞ và các góc sẽ là β_1 và β_2 .

Sau khi đã xác định được hai góc $\beta_{1\infty}$ và $\beta_{2\infty}$ ta dựng được đoạn đầu và cuối của cánh tại hai vị trí 1 và 2. Trước hết trên đường kính D_1 ta chọn điểm 1, dùng góc mở φ của cánh sẽ tìm được điểm 2 trên D_2 . Nối 1 với 2 bằng đường cong ta có dạng của cánh guồng. Cánh guồng có nhiều dạng như cong về phía sau, cong về phía trước hay cong ít, cong nhiều hoặc thẳng đều liên quan đến định luật chuyển đổi năng lượng.

Các tam giác vận tốc không những giúp ta tạo dựng dạng của cánh guồng mà còn dùng để giải bài toán ngược lại: từ guồng động có sẵn, với số vòng quay định trước phải tìm Q và H.

Trong thực tế thì số cánh guồng là xác định:

$$Z = 5 + 15 \text{ (cho bơm);}$$

$$Z = 30 + 40 \text{ (cho máy nén khí).}$$

2. Số cánh là giới hạn

Số cánh trong guồng có ý nghĩa rất lớn đối với việc truyền năng lượng. Có một số biểu thức thực nghiệm để tính số cánh Z. Trong đó có một biểu thức đã được thực tế chứng minh là: số cánh là tốt nhất khi khoảng cách giữa hai cánh liên tiếp bằng một nửa chiều dài của một cánh:

$$Z = 6,5 \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (3.89)$$

Công thức (3.89) khi dùng cho máy nén thì thay con số 6,5 bằng 11.

Đối với các guồng đúc liền cánh thì số cánh Z được tính theo biểu thức:

$$Z = 17 \sin \beta_2 \sqrt{\frac{D_1}{D_2}} \quad (3.90)$$

Thông thường số cánh trong bơm ly tâm là:

$$Z = 11 \text{ khi } n_N \approx 40;$$

$$Z = 5 \text{ khi } n_N \approx 500.$$

Đối với bơm cánh nâng (hướng trục):

$$Z = 8 + 10 \text{ khi } n_N \approx 500;$$

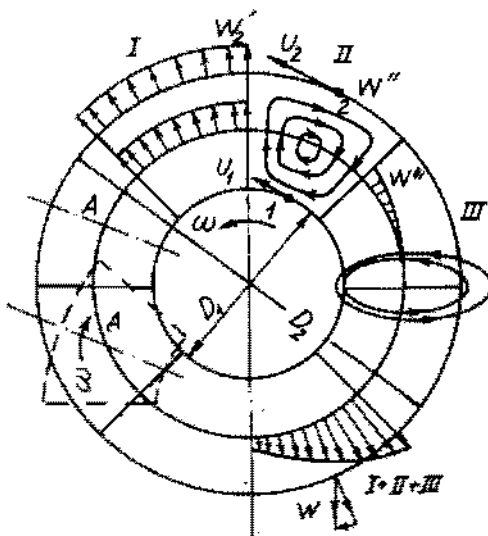
$$Z = 3 + 4 \text{ khi } n_N \approx 1000.$$

(3.91)

Hình 3.38 thể hiện chuyển động của chất lỏng trong guồng có số cánh giới hạn, vận tốc góc của guồng ω có chiều ngược với chiều kim đồng hồ.

Ở rãnh I thể hiện chuyển động của chất lỏng chảy qua guồng khi guồng đứng yên ($\omega = 0$). Ở rãnh II là xoáy chiều trục khi guồng quay với vận tốc ω , khi xoáy có vận tốc $-\omega$ thì bơm vẫn quay nhưng không có lưu lượng ($Q = 0$). Rãnh III là tuần hoàn của chất lỏng quanh cánh. Tổng hợp chuyển động của chất lỏng là I + II + III cho ta

thấy vận tốc của chất lỏng ở phía trước cánh nhỏ hơn ở phía sau. Sở dĩ như vậy là do xoáy chiều trục gây nên. Do xoáy (ở rãnh II) nên sinh ra vận tốc của chất lỏng là Δ_1 và Δ_2 . Vận tốc Δ_1 có chiều như U_1 nên làm cho chất lỏng chuyển động nhanh hơn guồng. Vận tốc Δ_2 có chiều ngược với U_2 nên làm cho chất lỏng ở cửa ra chậm hơn guồng. Vì vậy khi thiết kế cần chú ý đến việc dựng các tam giác vận tốc thực của guồng có số cánh giới hạn.



Hình 3.38. Các chuyển động của chất lỏng trong guồng động bơm ly tâm.

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= (-\omega) \left(-\frac{a}{2} \right) = \frac{\omega \cdot a}{2} \\ \Delta_2 &= (-\omega) \frac{a}{2} = -\frac{\omega \cdot a}{2} \end{aligned} \right\} (3.92)$$

a - đường kính của xoáy:

$$a = t_2 \cdot \sin \beta_2; \quad t_2 = \frac{\pi D_2}{Z_2}$$

thay vào (3.92) ta có:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{\pi U_1 \sin \beta_1}{Z_1} \\ \Delta_2 &= -\frac{\pi U_2 \sin \beta_2}{Z_2} \end{aligned} \right\} (3.93)$$

Với bơm thì $Z_1 = Z_2$, với máy nén thì $Z_1 < Z_2$.

Sự ảnh hưởng của xoáy đến tam giác vận tốc được thể hiện ở hình 3.39. Đường cong $l_\infty - 2$ là dạng cánh giống như hình 3.37 nhưng với số cánh ít. Vì vậy các tam giác vận tốc của nó sẽ là:

$$\left. \begin{aligned} \overline{C}_{1\infty} &= \overline{U}_1 + \overline{W}_{1\infty} \\ \overline{C}_{2\infty} &= \overline{U}_2 + \overline{W}_{2\infty} = \overline{C}_{u2\infty} + \overline{C}_{m2} \end{aligned} \right\} (3.94)$$

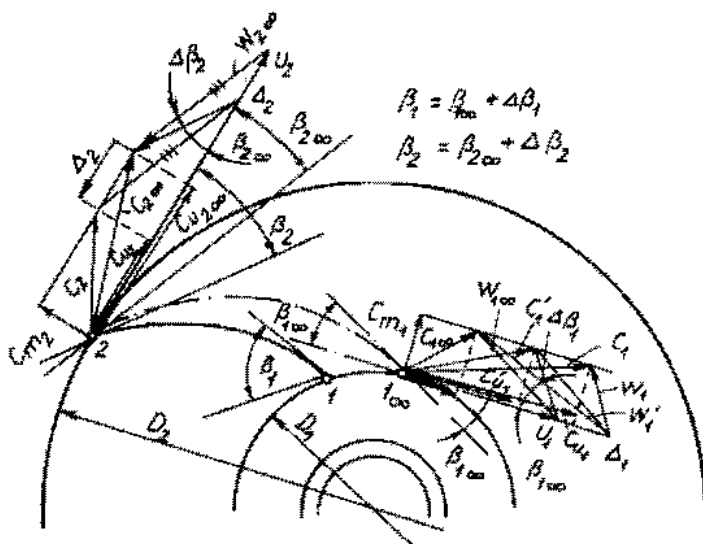
Ảnh hưởng của xoáy chiều trục đến tam giác vận tốc ở cửa vào thể hiện ở công thức:

$$\overline{C}'_1 = \overline{U}_1 + \overline{\Delta}_1 + \overline{W}_{1\infty} = \overline{C}'_{u1} + \overline{C}_{m1} \quad (3.95)$$

Như vậy thì $C'_{u1} > C_{u1\infty}$ làm cho cột áp H của bơm không đạt được giá trị cao nhất có thể.

Muốn cho $C'_{u1} = C_{u1\infty}$ thì cần giảm góc $\beta_{1\infty}$ đến giá trị sao cho có tam giác vận tốc thỏa mãn biểu thức:

$$\bar{C}_{1\infty} = \bar{U}_1 + \bar{\Delta}_1 + \bar{W}'_1 \quad (3.96)$$



Hình 3.39. Ảnh hưởng của các góc β_1, β_2 đến tam giác vận tốc.

Nhìn hình 3.39 ta thấy: nếu vậy thì sẽ có W'_1 với giá trị lớn, mà W' lớn sẽ gây ra xâm thực. Vì thế nên $\beta_{1\infty}$ không được giảm mà còn phải tăng thêm từ 2 đến 3°. Kết quả là ta có góc β_1 của dạng cánh theo đường cong 1-2 thể hiện ở biểu thức:

$$\beta_1 = \beta_{1\infty} + \Delta\beta_1. \quad (3.97)$$

Tam giác vận tốc thực của dạng cánh giới hạn theo đường 1 - 2 sẽ là:

$$\bar{C}_1 = \bar{U}_1 + \bar{\Delta}_1 + \bar{W}'_1 = \bar{C}_{u1} + \bar{C}_{m1}; \quad (3.98)$$

Nếu giữ nguyên $\beta_{2\infty}$ thì tam giác vận tốc ở cửa ra là:

$$\bar{C}_2 = \bar{U}_2 - \bar{\Delta}_2 + \bar{W}_{2\infty} = \bar{C}_{u2} + \bar{C}_{m2}; \quad (3.99)$$

Như vậy trong quá trình cấp năng lượng, từ $C_{u2\infty}$ đã giảm thành C_{u2} . Cũng do C_{u1} quá nhỏ đến mức bỏ qua được nên chiều cao cột áp từ biểu thức (3.47) đã trở thành:

$$H = \eta_H \frac{U_2 C_{u2}}{g}, \text{ m.} \quad (3.100)$$

Nhưng ta muốn guồng có số cánh giới hạn lại cấp được năng lượng bằng như cánh không giới hạn khi vẫn giữ nguyên vận tốc hướng kính. Nếu vậy thì góc β_2 phải thỏa mãn biểu thức sau:

$$\beta_2 = \beta_{2\infty} + \Delta\beta_2. \quad (3.101)$$

Ta có dạng cánh 1 - 2 và năng lượng mà chất lỏng thu được là:

$$H = \eta_{II} \frac{U_2 C_{u2\infty}}{g}, \text{ m.} \quad (3.102)$$

Nếu giữ nguyên dạng hướng kính của guồng và dạng của các cánh theo góc β_1 và β_2 mà giảm số cánh thì khi đó:

$$C_{u2} = C_{u2\infty} - \Delta_2, \text{ m/s;} \quad (3.103)$$

hay:

$$H_{II} = \frac{H}{\eta_{II}} = \frac{U_2}{g} (C_{u2\infty} - \Delta_2); \quad (3.104)$$

$$H = \frac{\eta_{II} U_2 C_{u2\infty}}{g} \left(1 - \frac{\Delta_2}{C_{u2\infty}}\right); \quad (3.105)$$

vi:

$$1 - \frac{\Delta_2}{C_{u2\infty}} = \frac{C_{u2} - (C_{u2\infty} - C_{u2})}{C_{u2\infty}} = \frac{C_{u2}}{C_{u2\infty}} \equiv K; \quad (3.106)$$

nên:

$$\left. \begin{aligned} H &= K \eta_{II} \frac{U_2 C_{u2\infty}}{g}; \\ C_{u2} &= K C_{u2\infty}. \end{aligned} \right\} \quad (3.107)$$

K là hệ số tuần hoàn, nó phụ thuộc vào số cánh Z :

$$K = \frac{1}{1 + \frac{2\varepsilon}{Z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}}, \quad (3.108)$$

trong đó:

$\varepsilon = 0,8 + 1$ với bơm có bộ khuếch tán; nếu không có bộ khuếch tán thì lấy ε lớn hơn; với máy nén có số cánh $Z = 16 + 28$ thì lấy $\varepsilon = 1,6 + 2,2$.

Giá trị của K có thể tra bảng 3.6a

Bảng 3.6a

K	0,79	0,80	0,82	0,83	0,81	0,77	0,66	0,55
n_N	34	45	65	85	110	130	170	215

Khi tạo dựng tam giác vận tốc cần chú ý sao cho:

$$\frac{W_1}{W_2} \leq 1,14; \quad (3.109)$$

nhằm giảm tổn thất do xoáy gây ra.

Từ hình 3.89 ta có:

$$\frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2\infty}} = \operatorname{tg} \beta_{2\infty} \quad \text{hay} \quad C_{u2\infty} = U_2 \cdot \frac{C_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_{2\infty}}; \quad (3.110)$$

Thay vào (3.107) giải ra ta có:

$$U_2 = \frac{C_{m2}}{2tg\beta_{2\infty}} + \sqrt{\left(\frac{C_{m2}}{2tg\beta_{2\infty}}\right)^2 + \frac{gH}{K\eta_H}} \quad (3.111)$$

Phương trình trên cho phép ta tính được D_2 khi biết số vòng quay n , vg/ph và $\beta_{2\infty}$ vì rằng C_{m2} được tính theo công thức:

$$\text{Kiểm tra theo biểu thức: } C_{m2} = (1 + 0,5) \cdot C_0 \quad (3.112)$$

$$C_{m2} = \frac{Q_{Hc}}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2} \quad (3.113)$$

Góc β_1 được tính từ (3.97) phụ thuộc vào $\beta_{1\infty}$:

$$\beta_{1\infty} = \arctg \frac{C_{m1}}{U_1} \quad (3.114)$$

Với phương pháp trên là đã chấp nhận sự cấp năng lượng là lớn nhất khi $C_{u1\infty} = 0$, có nghĩa là dòng chảy vào guồng có phương vuông góc với tiếp tuyến tại cửa vào.

3.2.1.6. Độ hoạt tính và dạng của cánh

Khi guồng làm việc, chất lỏng đi qua guồng sẽ thu được năng lượng là $E_{1,2}$ (xem điểm 1 và 2 là trạng thái của chất lỏng lúc sắp vào guồng và lúc vừa rời guồng) tính cho 1 m³ lưu thể:

$$E_{1,2} = (P_2 - P_1) + \rho \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \rho g(Z_2 - Z_1); \quad (3.115)$$

Khi nhân với m³ (thể tích đã chảy qua guồng) thì $E_{1,2}$ sẽ có thứ nguyên là N.m. Chia phương trình trên cho ρg ta sẽ được năng lượng dưới dạng cột áp:

$$\frac{E_{1,2}}{N} = \frac{E_{1,2}}{\rho g} = H = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \text{ m}; \quad (3.116)$$

$$H = H_p + H_d; \quad (3.117)$$

$$H_p = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1); \quad (3.118)$$

$$H_d = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \quad (3.119)$$

trong đó:

H_p - năng lượng dưới dạng thế năng;

H_d - năng lượng dưới dạng động năng.

Ta gọi P là độ hoạt tính của cánh guồng:

$$P = \frac{H_p}{H} = \frac{H - H_d}{H} = 1 - \frac{H_d}{H} \quad (3.120)$$

Khi thay C_1, C_2 bằng C_{m_1}, C_{u_1} và C_{m_2}, C_{u_2} ta có:

$$P = 1 - \frac{C_{m_2}^2 - C_{m_1}^2}{2g.H} - \frac{C_{u_2}^2 - C_{u_1}^2}{2g.H} ; \quad (3.121)$$

khi $C_{m_2} = C_{m_1}$ và $C_{u_1} = 0$ ta có:

$$P = 1 - \frac{C_{u_2}^2}{2g.H} = 1 - K_{C_{u_2}}^2 ; \quad (3.122)$$

Khi $\eta_H = 1$, từ điều kiện (3.49) ta có:

$$C_{u_2} = \frac{g.H}{U_2} ; \quad (3.123)$$

thay vào phương trình trên ta có:

$$P = 1 - \frac{g.H}{2U_2^2} ; \quad (3.124)$$

$$H_p = P.H = H - \frac{g.H^2}{2U_2^2} ; \quad (3.125)$$

$$H_d = (1 - P)H = \frac{C_{u_2}^2}{2g} ; \quad (3.126)$$

Năng lượng động năng sẽ chuyển thành áp suất nhờ bộ khuếch tán và rãnh xoáy bao ở vành ngoài của guồng.

Bây giờ chúng ta hãy theo dõi các dạng của cánh với những góc β_2 khác nhau xem năng lượng cấp cho chất lỏng ở dạng nào nhiều hơn. Muốn thế phải giữ nguyên U_1 và U_2 , đồng thời xem như không có tổn thất ($\Delta H = 0 \rightarrow H_{11} = H$).

Từ (3.116) ta có thể viết được:

$$H = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + H_p ; \quad (3.127)$$

hay:

$$2g.H = C_2^2 - C_1^2 + 2g.H_p ; \quad (3.128)$$

$$\text{Đặt:} \quad 2gH = C^2; \quad 2gH_p = C_p^2 ; \quad (3.129)$$

khi ấy (3.128) có dạng (3.129):

$$C^2 = C_2^2 - C_1^2 + C_p^2 ; \quad (3.130)$$

Các số hạng của (3.130) có thể biểu diễn bằng các tam giác vuông. Muốn vậy ta quan sát guồng của máy không có bộ khuếch tán làm việc với lưu thể (kể cả chất lỏng và chất khí), với nó $U_2 > U_1$ và C_1 vuông góc với U_1 (xem hình 3.40).

Từ hình 3.40 cho ta cách xác định dạng của cánh guồng khi biết dạng hướng kính của guồng cũng như cạnh vào và ra của cánh, có nghĩa là tam giác OAK hình 3.40 đã được xác định trước.

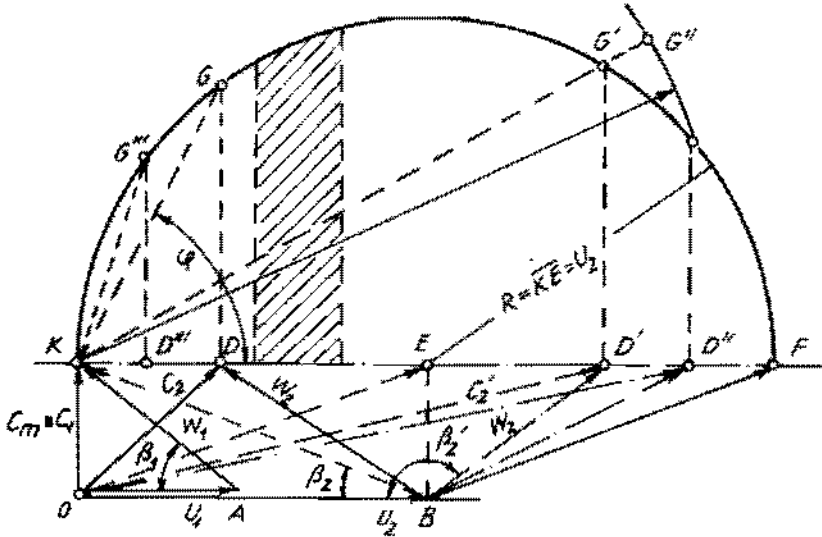
Để vẽ được tam giác vận tốc ở cửa ra cần có thêm điều kiện $C_{m_1} = C_{m_2}$, nghĩa là đỉnh của tam giác vận tốc cửa ra luôn nằm đầu đó trên đường thẳng đi qua K mà song

song với U_2 .

Chẳng hạn ta lấy đỉnh của tam giác vận tốc của ra OBD có đỉnh tại D , khi ấy ta có thể viết:

$$C_2^2 - C_1^2 = \overline{KD}^2 \quad (3.131)$$

Đoạn \overline{KD}^2 biểu diễn năng lượng dưới dạng động năng.



Hình 3.40. Nửa đường tròn năng lượng của gưòng động.

Cần xác định C_p^2 từ phương trình (3.130). Muốn vậy ta dựa vào phương trình Becnuli với rãnh quay:

$$\rho \frac{W_1^2 - U_1^2}{2} - \rho \frac{W_2^2 - U_2^2}{2} = (P_2 - P_1) + \rho g(Z_2 - Z_1); \quad (3.132)$$

Chia hai vế cho ρg và ghép lại ta có:

$$\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} - \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} = \left(\frac{P_2}{\rho g} + Z_2\right) - \left(\frac{P_1}{\rho g} + Z_1\right) \equiv H_p;$$

hay:

$$W_1^2 - W_2^2 + U_2^2 - U_1^2 = 2gH_p. \quad (3.133)$$

Từ tam giác vuông OAK ta có:

$$\overline{AK}^2 = \overline{OA}^2 + \overline{OK}^2 \quad \text{hay là} \quad W_1^2 - U_1^2 = C_1^2;$$

thay vào (3.133) ta có:

$$C_1^2 + U_2^2 - W_2^2 = 2gH_p \equiv C_p^2. \quad (3.134)$$

Từ tam giác vuông OBK ta có:

$$\overline{KB}^2 = \overline{OK}^2 + \overline{OB}^2 \quad \text{hay:} \quad \overline{KB}^2 = C_1^2 + U_2^2;$$

thay vào (3.134) ta thu được:

$$C_1^2 + U_2^2 = C_p^2 + W_2^2 \quad \text{hay} \quad \overline{KB}^2 - W_2^2 = C_p^2 \quad (3.135)$$

Xác định điểm E bằng cách dựng đường vuông góc từ B. Ở về trái của (3.135) thêm và bớt \overline{BE}^2 , ta có: $\overline{BE}^2 - \overline{BE}^2 + \overline{KB}^2 - W_2^2 = C_p^2$.

Biết $\overline{KB}^2 - \overline{BE}^2 = \overline{KE}^2$.

Mặt khác từ tam giác DEB ta có: $\overline{BD}^2 - \overline{BE}^2 = \overline{DE}^2$; $\overline{BE}^2 - W_2^2 = \overline{DE}^2$; đem thay vào trên ta nhận được:

$$\overline{KE}^2 - \overline{DE}^2 = C_p^2 \quad (3.136)$$

Vẽ nửa vòng tròn có tâm E bán kính \overline{EK} và có $\overline{KE} = \overline{EF}$.

Phương trình (3.136) có thể viết:

$$\begin{aligned} (\overline{KE} + \overline{DE})(\overline{KE} - \overline{DE}) &= C_p^2, \\ \overline{KE} + \overline{DE} &= \overline{DF}, \quad \overline{KE} - \overline{DE} = \overline{KD}, \quad \text{nghĩa là:} \\ \overline{DF} \cdot \overline{KD} &= \overline{DG}^2 = C_p^2. \end{aligned} \quad (3.137)$$

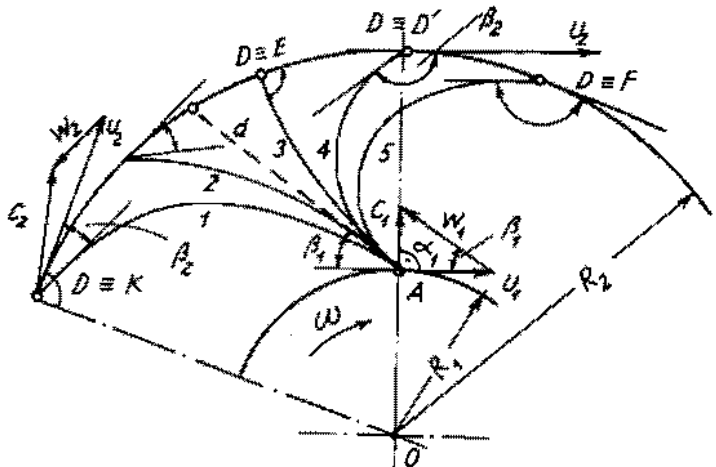
Từ các phương trình: (3.130); (3.131); (3.137) và từ tam giác vuông KDG suy ra:

$$C^2 = 2g.H = \overline{KD}^2 + \overline{DG}^2 = \overline{KG}^2. \quad (3.138)$$

Điều đó có nghĩa là: năng lượng mà chất lỏng (hay khí) thu được dưới dạng động năng được xác định bằng đoạn \overline{KD}^2 còn thế năng là \overline{DG}^2 . Vì thế nửa đường tròn có bán kính là vận tốc vòng ở cửa ra U_2 gọi là nửa vòng tròn năng lượng của guồng. Để vẽ được nửa đường tròn trên thì tam giác vận tốc ở cửa vào là không thay đổi với mọi vị trí D trên đường \overline{KF} , nghĩa là cạnh vào của cánh có các dạng khác nhau ứng với các vị trí D, D', D'', D''' đều tiếp tuyến với đường thẳng xác định bởi góc β_1 .

a) Khi điểm D trùng với K:

Trong trường hợp này: $\overline{KD} = 0$; $\overline{DG} = 0$; $\overline{KG} = 0$, nghĩa là guồng không truyền bất cứ dạng năng lượng nào cho chất lỏng. Vận tốc tương đối của cửa ra (W_2) có phương là BK. Vận tốc $C_{u2} = 0$ và cánh guồng trong trường hợp này gọi là cánh bảo lưu (không truyền năng lượng), nó có dạng như đường cong 1 ở hình 3.41.



b) Khi điểm D dịch xa dần điểm K về phía phải:

Trong trường hợp này, năng lượng truyền cho chất lỏng ở cả hai dạng động năng

Hình 3.41. Các dạng cánh guồng.

và thế năng. Khi D còn gần K thì tỷ số DG/KD lớn, nó giảm dần khi D dần xa K và bằng 1 khi $D \equiv E$. Dạng của cánh sẽ bớt cong dần và thẳng (đường d), sau đó lại cong nhưng theo chiều ngược lại (đường 3).

c) Khi D trùng với E:

Dạng của cánh là đường 3 ở hình 3.41. Năng lượng mà chất lỏng nhận được dưới hai dạng là bằng nhau.

Vận tốc tương đối ở cửa ra $W_2 = BE$ (hình 3.40).

d) Khi điểm D nằm giữa E và F, chẳng hạn tại D':

Độ cong về phía trước của cánh lớn dần vì $\overline{KD'} > \overline{D'G}$; dạng của cánh là đường 4 ở hình 3.41.

e) Điểm D trùng với F:

Năng lượng truyền cho chất lỏng hoàn toàn là dạng động năng $\overline{KG} \equiv \overline{KF}$. Thực chất lưu thể chảy qua guồng động với áp suất không đổi. Dạng của cánh là đường 5.

Từ những nhận xét trên ta thấy: khi cho trước vận tốc vòng ở cửa ra là U_2 (xác định D_2 và W_2) thì năng lượng truyền cho lưu thể tăng dần khi góc β_2 lớn dần. Như vậy có nghĩa là cánh phải có dạng như đường 5 (khi $D \equiv F$). Điều này chỉ phù hợp với quạt (khi cần áp suất không lớn). Thông thường thì chọn dạng cánh ứng với điểm D gần điểm F để thiết kế quạt có áp suất thấp. Trường hợp này không nên dùng cho bơm, vì khi chuyển năng lượng từ phần lớn ở dạng động năng sang dạng thế năng (áp suất) thì phải dùng bộ khuếch tán và rãnh xoáy, điều đó làm cho bơm hoạt động không tốt.

Để khắc phục điều trên, người ta chọn dạng cánh ứng với điểm D nằm giữa E và F ($ED' = D'F$). Trong trường hợp này sự tăng tương đối của năng lượng DG/KG là không đáng kể so với tổn thất ma sát do vận tốc lớn gây nên.

Nếu điểm D gần K, chẳng hạn là D'' thì năng lượng dưới dạng áp suất (thế năng) lớn, nhưng tổng thế năng lượng mà chất lỏng nhận được lại nhỏ (đoạn $\overline{KG''}$). Hơn nữa khi áp suất ở cửa ra lớn sẽ làm cho tổn thất lưu lượng lớn do chất lỏng chảy qua khe hở giữa guồng và vỏ bơm quay về cửa hút. Để khắc phục cần có cơ cấu bịt kín tốt, chế tạo phải chính xác.

Từ những biện luận trên đi đến kết luận là: với bơm chọn dạng cánh guồng ứng với điểm D gần điểm E (cả hai phía) nhưng ít khi lấy $D \equiv E$, nên lấy:

$$\frac{1}{2} \overline{KE} < \overline{KD} < \frac{3}{4} \overline{KE}. \quad (3.139)$$

Những điều vừa đề cập ở trên là chưa tính đến tổn thất áp lực ngay trong guồng động là ΔH . Tổn thất này được đánh giá qua η_H :

$$\eta_H = 0,96 \text{ với công suất lớn;}$$

$$\eta_H = 0,85 + 0,90 \text{ với công suất vừa;}$$

$$\eta_H = 0,75 + 0,80 \text{ với công suất nhỏ;}$$

$$H = \eta_H \cdot H_{lp}, \text{ m,} \quad (3.140)$$

trong đó:

H - chiều cao cột áp mà bơm tạo được, m;

H_{11} - chiều cao cột áp lý thuyết của bơm, m, nó tương ứng với đoạn \overline{KG} .

Với H_{11} cho trước khi vận tốc U_2 càng nhỏ khi điểm D gần điểm F. Điều đó được đánh giá bởi hệ số hoạt tính của guồng là P .

$$P = \frac{H_p}{H} = \frac{C_p^2}{C^2} = \frac{DG^2}{KG^2} = \sin^2\varphi. \quad (3.141)$$

Khi cho trước chiều cao cột áp, thì vận tốc vòng càng lớn khi φ càng lớn (xem hình 3.40), nghĩa là P càng lớn. Giá trị P nhỏ đòi hỏi vận tốc vòng bé.

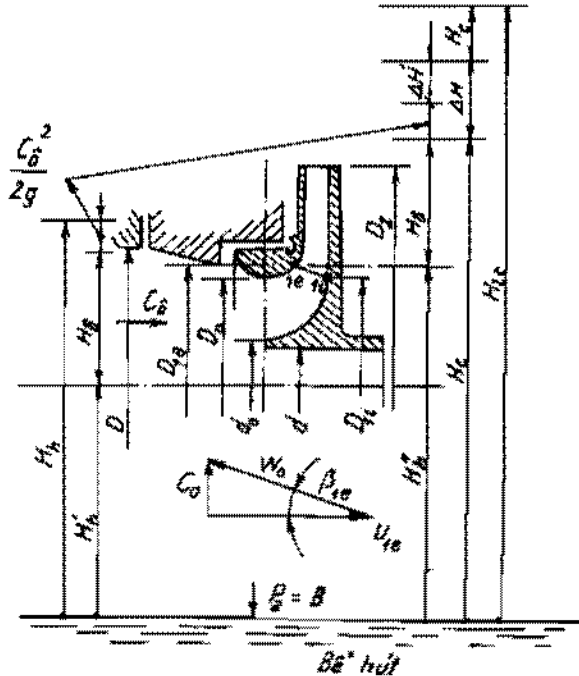
3.2.1.7. Các tính toán và giải pháp chống xâm thực

Xâm thực là sự phá hủy liên tục của dòng chất lỏng nối riêng (hay dòng lưu thể nối chung) tại các vị trí trên mặt vật liệu, mà ở đó áp suất giảm xuống bằng áp suất bay hơi tương ứng với nhiệt độ hiện tại của chất lỏng. Sự bay hơi mãnh liệt của chất lỏng tạo ra khối lượng bọt rất lớn liên tục tách ra khỏi bề mặt vật liệu tiếp xúc với dòng chảy đồng thời các hạt chất lỏng không ngừng lao vào để thế chỗ các bọt tách ra tạo nên va đập thủy lực rất lớn làm rỗ và phá hỏng kim loại.

Xâm thực biểu hiện ở các dạng sau: khí, hơi và thủy hơi. Dạng khí là sự tạo bọt trắng. Dạng hơi gắn với việc tạo thành các bong bóng sáng trong suốt. Dạng thủy hơi gắn liền với các thiết bị ngưng tụ, máy hơi nước và nồi hơi bởi hiện tượng sôi mãnh liệt và đâm xuyên của hơi vào chất lỏng.

Xâm thực không những gây ra phá hủy cơ học mà còn tạo ra tác dụng điện hóa cục bộ ở chỗ có nhiệt độ đến 300°C do kết quả của va đập thủy lực đạt đến áp suất $1130 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

Do hiện tượng trên mà vật liệu bị ăn mòn do xâm thực. Ăn mòn do xâm thực lớn gấp 15 lần ăn mòn cơ điện.



Hình 3.42. Chiều cao hút của bơm ly tâm.

Bảng 3.7

$t, ^\circ\text{C}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$H_1, \text{mH}_2\text{O}$	0,09	0,125	0,173	0,236	0,320	0,429	0,569	0,747	0,971
$t, ^\circ\text{C}$	50	55	60	65	70	75	80	85	90
$H_1, \text{mH}_2\text{O}$	1,25	1,60	2,02	2,54	3,17	3,92	4,82	5,80	7,14

Để tránh bị ăn mòn do xâm thực ta dùng vật liệu thép đúc: 10Cr, 10 Mn, 18Cr, 8 Ni và 17027 (14,57% Cr, 0,29% Ni, 0,38 Mn). Trong thực tế người ta bện lên bề mặt vật liệu tại nơi xảy ra xâm thực bằng thép tấm dày 3 mm làm từ JX18H9T theo công nghệ hàn.

Bảng 3.7 thể hiện quan hệ giữa nhiệt độ $t, ^\circ\text{C}$ và áp suất $H_1, \text{mH}_2\text{O}$ của nước khi xảy ra xâm thực.

Với bơm ly tâm, nơi có nguy cơ xảy ra xâm thực là xung quanh cạnh vào của cánh guồng động và cạnh vào của bộ khuếch tán (nếu có).

Việc tính toán nhằm tránh xâm thực cho bơm được quy về xác định chiều cao hút.

Chiều cao hút H_h^c là khoảng cách từ mặt thoáng của bể hút đến điểm cao nhất trên cạnh vào của cánh guồng động.

$P_a = B, \text{mH}_2\text{O}$ là áp suất tác dụng lên bề mặt của nước trong bể hút, nó phụ thuộc vào độ cao Z của mặt thoáng bể hút so với mặt biển.

$$Z = 0; \quad 500; \quad 1000; \quad 2000 \text{ m}$$

$$B = 10,3; \quad 9,7; \quad 9,2; \quad 8,1; \quad \text{mH}_2\text{O}$$

Nước (hay chất lỏng) chảy từ bể hút đến guồng động của bơm được là nhờ áp suất B tác dụng lên mặt thoáng của bể hút phải bằng hoặc lớn hơn mọi tổn thất, được thể hiện bởi công thức:

$$B \geq H_{11} = H_h^c + H_0 \frac{C_0^2}{2g} + \Delta H' + H_1, \text{mH}_2\text{O}, \quad (3.142)$$

trong đó:

H_{11} - chiều cao hút lý thuyết, mH_2O ;

H_h^c - chiều cao hút đến điểm cao nhất của cạnh vào của cánh guồng, mH_2O ;

H_0 - tổn thất trở lực trên đường ống hút, mH_2O ;

$$H_0 = \frac{\rho C_0^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^n \xi_i \right), \quad (3.143)$$

ở đây:

ρ - khối lượng riêng của nước (hoặc chất lỏng), kg/m^3 ;

C_0 - vận tốc trong ống hút tại cửa guồng động, m/s ;

λ - hệ số ma sát giữa chất lỏng và thành ống, nó phụ thuộc vào vật liệu và độ

nhám của thành ống cũng như vận tốc của lưu thể chảy trong ống;

$\lambda = 0,01 + 0,04$; khi tính kiểm tra thì $\lambda = 0,02$;

l - chiều dài ống hút, m;

d - đường kính trong của ống hút, m;

ξ_1 - hệ số trở lực cục bộ, phụ thuộc vào các bộ phận cụ thể lắp trên tuyến ống hút;

$\frac{C_0^2}{2g}$ - áp suất động học trong ống hút, mH_2O ;

$\Delta H'$ - sự giảm áp suất do tăng vận tốc chảy của chất lỏng trong guồng động, mH_2O ;

H_1 - áp suất khi xảy ra xâm thực, mH_2O ;

H_c - áp suất hút chân không, mH_2O ;

$$H_c = H_h' + H_D. \quad (3.144)$$

Khi đạt giá trị lớn nhất thì:

$$H_c = B - H_c - \Delta h, \text{ mH}_2\text{O}; \quad (3.145)$$

$$\Delta h = \Delta H' + \frac{C_0^2}{2g}, \text{ mH}_2\text{O}; \quad (3.146)$$

Δh - có thể tính theo công thức thực nghiệm sau đây:

$$\Delta h = m_1 \frac{W_0^2}{2g} + m_2 \frac{C_0^2}{2g}, \quad (3.147)$$

trong đó:

$m_1 = 0,3$, $m_2 = 1,2$; còn W_0 và C_0 được xác định từ tam giác vận tốc ở hình 3.42.

Guồng làm việc tốt khi đường kính D_0 lớn, C_0 nhỏ và U_{1c} có giá trị nhỏ nhất nếu được. Giá trị của góc β_{1c} được lý thuyết xác nhận theo công thức:

$$\beta_{1c} = \arctg \frac{C_0}{U_{1c}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \frac{m_1}{m_1 + m_2}}. \quad (3.148)$$

Sau khi thay các giá trị m_1 , m_2 vào (3.148) ta có:

$$\beta_{1c} = 17^\circ 32'$$

Công thức thực nghiệm (3.149) cũng cho ta cách tính Δh :

$$\Delta h = 10 \left(\frac{n\sqrt{Q}}{\sigma} \right)^{4/3}, \quad (3.149)$$

trong đó:

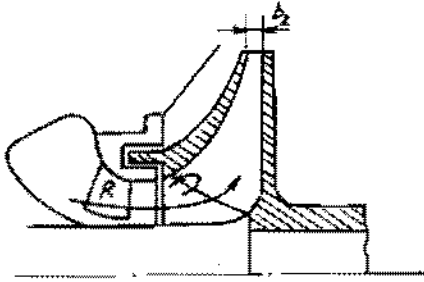
Q - lưu lượng của guồng động, m^3/s ;

n - vòng quay của guồng, vòng/ph ;

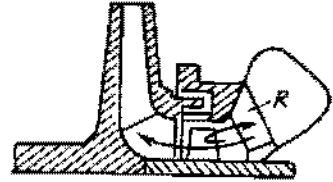
σ - hệ số xâm thực, tra bảng 3.8; nó phụ thuộc vào số vòng quay riêng theo công suất n_N .

Bảng 3.8

n_N	45-60	60-70	70-130	130-190
σ	600-750	800	800-1000	1000-1200



Hình 3.43. Dùng cánh tạo dòng xoắn ở cửa vào của guồng để chống xâm thực.



Hình 3.44. Dùng cánh vít hướng trục tại trước cửa vào của guồng để chống xâm thực.

Muốn tránh xâm thực thì giá trị của Δh phải nhỏ, muốn vậy phải giảm số vòng quay n của guồng động.

Để chống xâm thực, ngoài việc tác động lên số vòng quay còn có thể áp dụng các cách sau đây:

a) Tạo dòng xoắn trước cửa vào của guồng động

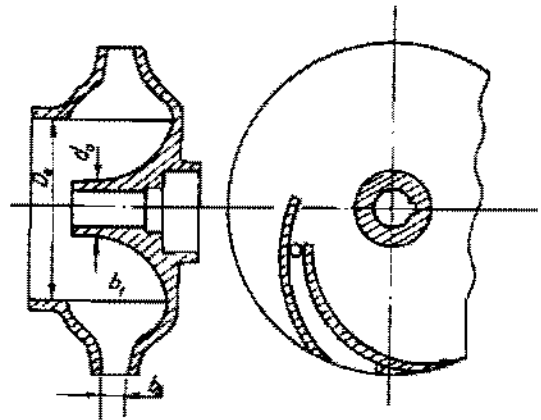
Phương pháp này được thể hiện ở hình 3.43. Cánh guồng có kích thước cạnh vào lớn, cạnh ra nhỏ. Nhờ vậy mà vận tốc W_1 ở cửa vào giảm và C_{u1} tăng dần tới cơ dòng chảy xoắn. Để tránh chảy xoắn toàn bộ dòng thì phải dùng các cánh R lắp trước cửa hút của guồng động. Nhờ vậy mà hệ số xâm thực σ tăng lên.

$$\sigma = 1200 + 1500.$$

Cạnh ra b_2 của cánh guồng nhỏ làm tăng η_H .

b) Dùng guồng cánh vít bổ sung

Guồng cánh vít hướng trục được lắp trước guồng động nhằm tạo ra dòng xoắn. Guồng này khi làm việc có tải nhỏ, năng lượng cấp cho nó là $U_1 C_{u1} / g$. Các cánh R nhằm



Hình 3.45. Mở rộng cửa vào để chống xâm thực.

khử dòng xoáy ở ống hút.

Trong trường hợp này thì $\sigma = 1200 + 1400$ (xem hình 3.44).

c) *Giường động với các cánh khử xoáy*

Loại giường này có các cánh với cạnh vào rất lớn nhằm giảm vận tốc hướng kính (xem hình 3.45). Tỷ lệ giữa tiết diện dòng chảy trước giường S_0 và tại cạnh b_1 là S_1 , được thể hiện ở biểu thức:

$$\left. \begin{aligned} \frac{S_1}{S_0} &= 2,5; \\ S_1 &= \pi D_0 b_1, \text{ m}^2; \\ S_0 &= \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2), \text{ m}^2. \end{aligned} \right\} \quad (3.150)$$

Bằng cách này đã làm giảm W_1 , giảm tải trọng riêng lên cạnh vào của cánh giường trong khi vẫn giữ nguyên vận tốc vòng. Hệ số $\sigma = 2200 + 2500$. Vì vận tốc hướng kính là không đáng kể nên tạo ra dòng quán.

Ngoài các biện pháp trên, còn có thể áp dụng thiết bị vòi phun kiểu tuye để chống xâm thực. Các vòi này cho nước từ ống dẫn chảy qua và theo nguyên lý bơm tuye sẽ hút bổ sung chất lỏng cấp cho cửa hút của giường để chống xâm thực.

3.2.2. Thiết kế bơm ly tâm

Căn cứ vào yêu cầu về lưu lượng Q , chiều cao cột áp và tính chất của lưu thể, ta thiết kế bơm cho phù hợp. Thiết kế bơm ly tâm gồm các bước sau:

- thiết kế giường động: xác định dạng hướng kính của giường, chọn dạng và dựng cánh;

- tính và dựng bộ khuếch tán (nếu có);
- tính và dựng rãnh xoáy (vỏ bơm);
- tính trục, chọn kết cấu ổ đỡ, tính khớp nối;
- chọn động cơ và kết cấu giá đỡ toàn bộ máy bơm.

3.2.2.1. Dựng cánh dạng hướng kính

Cánh giường là bộ phận chính yếu của bơm ly tâm (hay quạt và máy nén). Hình dạng của cánh liên quan chặt chẽ đến lưu lượng, cột áp, độ ồn v.v. của bơm. Tất cả các dạng cánh như ở hình 3.41 đều gọi là cánh hướng kính. Chúng được áp dụng cho giường động có trị số n_N nhỏ, cạnh vào b_1 bé còn cho góc β_1 xem như không thay đổi trên suốt cạnh vào b_1 (với mọi đường dòng chảy là như nhau). Cánh có thể cong về sau, thẳng, cong về trước và chúng cong theo một hướng nhất định (không cong vận vô độ). Dựng loại cánh này, đơn giản. Chiều dài của cánh là cung tròn bắt đầu từ cửa vào đến cửa ra của giường sao cho tạo được góc β_1 ở cạnh vào và β_2 ở cạnh ra xác định từ tam giác vận tốc như ở hình 3.39.

1. Dựng cánh cong về sau

Cánh dựng được thể hiện ở hình 3.46.

Từ hai tam giác AO_1O_2 và BO_1O_2 ta có:

$$\overline{O_1O_2^2} = r^2 + R_1^2 - 2rR_1\cos\beta_1;$$

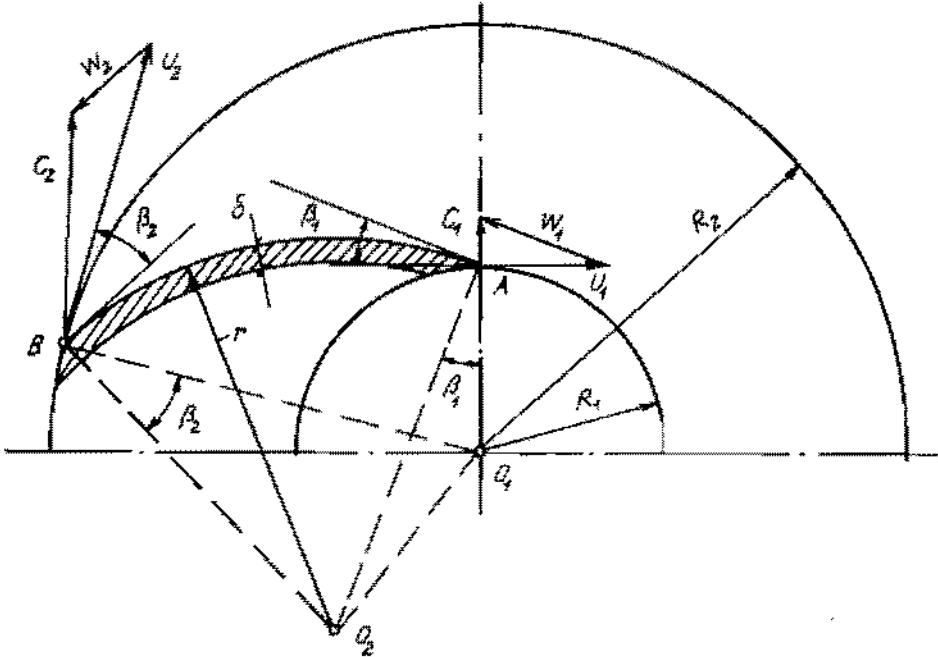
$$\overline{O_1O_2^2} = r^2 + R_2^2 - 2rR_2\cos\beta_2;$$

Trừ hai phương trình trên cho nhau ta thu được:

$$r = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2\cos\beta_2 - R_1\cos\beta_1)} \quad (3.161)$$

trong đó:

r - bán kính để dựng cánh, m.



Hình 3.46. Cách dựng cánh guồng cong về sau.

Như vậy muốn dựng cánh ta làm như sau: dựng hai đường tròn của vào và ra của guồng với bán kính R_1 và R_2 . Từ điểm A bất kỳ trên đường tròn của vào ta dựng góc β_1 là $\widehat{O_1AO_2}$. Trên cạnh AO_2 lấy bán kính r quay cung tròn cắt đường tròn của ra của guồng tại B. Sau đó xác định chiều dày δ của cánh. Chiều dày δ của cánh thường lấy từ 4 đến 20 mm tùy vật liệu và kích thước của guồng. Cạnh vào của cánh lấy mỏng hơn và làm cùn đi. Sau khi xác định bước cánh ta sẽ dựng lần lượt các cánh.

2. Dựng cánh thẳng

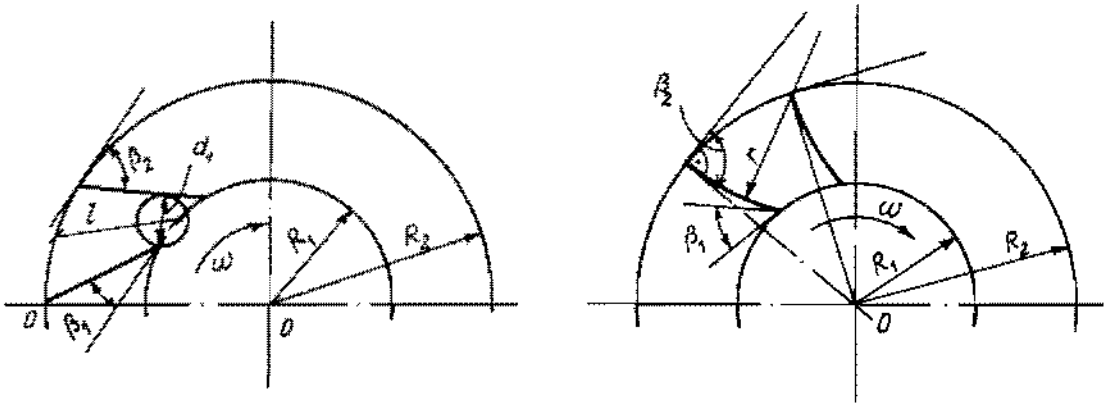
Sau khi dựng hai đường tròn có bán kính R_1 và R_2 , căn cứ vào số cánh và góc β_1 hoặc β_2 ta sẽ dựng được các cánh thẳng của guồng động (xem hình 3.47). Chiều dài

của cánh là l :

$$l = (3 + 4)d_1, \text{ m.} \quad (3.152)$$

Cánh thẳng vẫn tuân theo điều kiện (3.151) nhưng với $r = \infty$ khi ấy ta có:

$$R_2 \cos \beta_2 = R_1 \cos \beta_1. \quad (3.153)$$



Hình 3.47. Cách dựng cánh thẳng. Hình 3.48. Cách dựng cánh hướng kính.

3. Dựng cánh có chiều hướng kính tại cửa ra

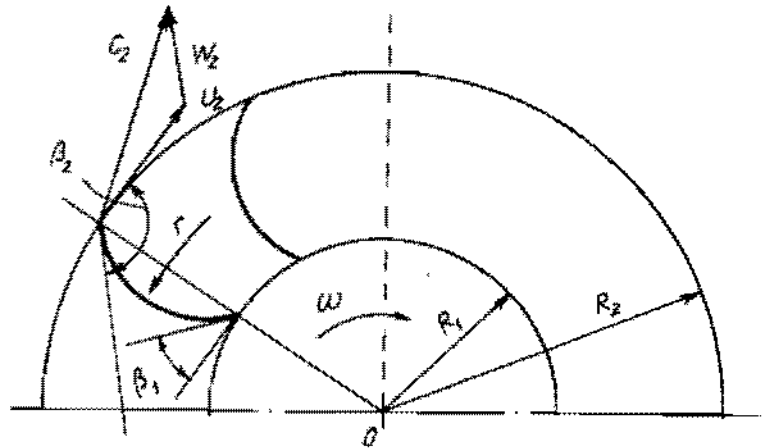
Cách dựng cánh này được thể hiện ở hình 3.48. Trong trường hợp này góc $\beta_2 = 90^\circ$ nên $\cos \beta_2 = 0$, từ điều kiện (3.151) ta có:

$$r = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2R_1 \cos \beta_1}. \quad (3.154)$$

4. Dựng cánh cong về trước

Loại cánh này thường áp dụng cho quạt ly tâm, rất hạn hữu dùng cho bơm (hầu như không dùng), chỉ dùng khi nào cần phải cấp cho lưu thể lỏng năng lượng lớn với kích thước guồng động nhỏ và không để ý đến hệ số hiệu dụng. Hình 3.49 biểu diễn cách dựng cánh cong về trước. Trong trường hợp này $\beta_2 > 90^\circ$ và r sẽ là:

$$r = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_1 \cos \beta_1 - R_2 \cos \beta_2)} \quad (3.155)$$



Hình 3.49. Cách dựng cánh cong về phía trước.

Việc dựng cánh cong vắn vô độ khó hơn nhiều, nó phải dựa vào sự biểu diễn bảo giác (bảo toàn góc), tham khảo theo tài liệu [1], cánh loại này thường áp dụng cho bơm ly tâm có công suất lớn hàng ngàn kW, lưu lượng tới 10 m³/s để tuần hoàn một lượng lớn chất lỏng.

3.2.2.2. Dựng bộ khuếch tán và rãnh xoáy

1. Bộ khuếch tán

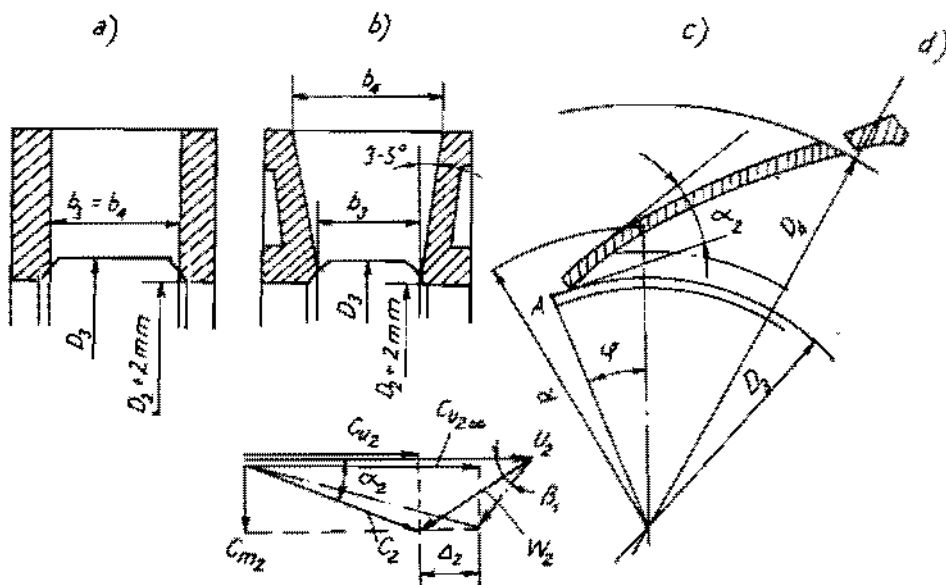
Bộ khuếch tán có cấu tạo gồm hai vách hình vành khăn có các cánh ở giữa. Nó được lắp cố định bên ngoài cửa ra của guồng động. Nhiệm vụ của nó là biến năng lượng của lưu thể vừa rời guồng động từ dạng động năng sang thế năng (áp suất) và định hướng dòng chảy.

Năng lượng dưới dạng động năng của lưu thể được biểu diễn ở phương trình (3.126) hoặc (3.156):

$$\frac{H_d}{H} \equiv (1 - P) = \frac{gH}{2U_2^2} \quad (3.156)$$

Nguyên lý cấu tạo của bộ khuếch tán được thể hiện ở hình 3.50.

Tiết diện ngang của bộ khuếch tán là hình chữ nhật có lợi cho chế tạo khi gia công cơ nhưng không làm giảm đến mức nhỏ nhất tổn thất thủy lực. Để giảm tổn thất thủy



Hình 3.50. Bộ khuếch tán của bơm ly tâm:

- a) tiết diện chữ nhật; b) tiết diện hình thang; c) dạng cánh của bộ khuếch tán;
d) lưỡi của rãnh gộp (vô bơm).

lực thì tiết diện của bộ khuếch tán nên là hình thang.

Đường kính trong của bộ khuếch tán lớn hơn đường kính ngoài của guồng động 2 mm.

D_4 - đường kính ngoài của bộ khuếch tán, m;

D_3 - đường kính đi qua cạnh vào của các cánh trong bộ khuếch tán, m;

b_3, b_4 - chiều rộng của bộ khuếch tán, m;

b_2 - chiều rộng ở cửa ra của guồng động;

$$b_3 = b_2 + (1 + 5) \text{ mm}.$$

α_2 - góc tạo bởi đường tiếp tuyến với đường dòng trên lưng cánh và đường tiếp tuyến với đường tròn có đường kính D_3 . Nó được xác định từ tam giác vận tốc ở hình 3.50.

Rãnh nằm giữa hai cánh liên tiếp có dạng xoáy lôgarit, nghĩa là chất lỏng chảy trong rãnh xoáy lôgarit. Từ điểm A ta lấy góc trái của cánh là φ thì đường tròn đi qua đường tâm cánh sẽ là R :

$$R = \frac{D_3}{2} \cdot e^{m\varphi}, \text{ m}, \quad (3.157)$$

trong đó: $e = 2,718281\dots$;

$$m = \operatorname{tg}\alpha_2.$$

Khi $\varphi = 0$ thì $R = D_3/2$.

$$\frac{D_3}{2} = (1,03 + 1,05) \frac{D_2}{2};$$

$$b_4 = b_3 + 0,05 \cdot D_2.$$

Vận tốc chất lỏng ở cửa ra của bộ khuếch tán là C_4 :

$$C_4 = (0,8 + 0,85) C_0, \text{ m/s}, \quad (3.158)$$

trong đó:

C_0 - vận tốc chất lỏng ở cửa vào guồng động ứng với đường kính D_0 (xem hình 3.42)

2. Rãnh xoáy (vỏ bom ly tâm)

Rãnh xoáy có hai công dụng:

- tập trung lưu thể đi ra từ guồng động hoặc từ bộ khuếch tán (nếu có) rồi hướng nó đi đến ống dẫn;

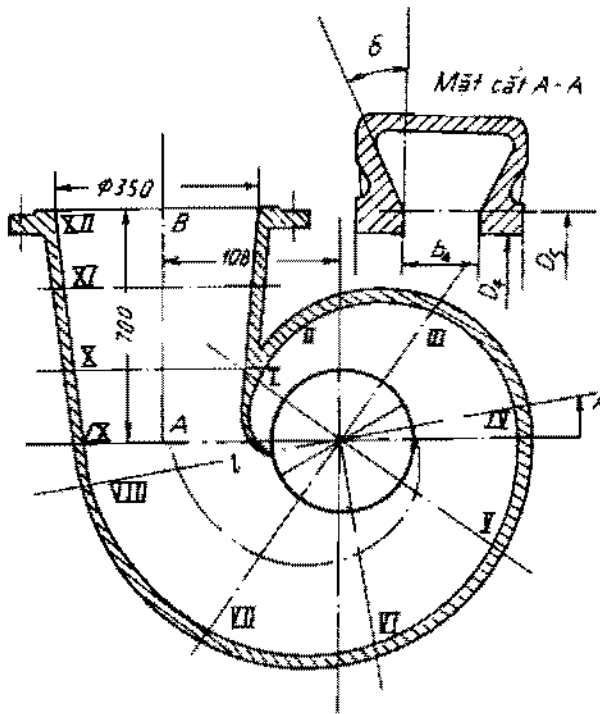
- khi không có bộ khuếch tán thì rãnh xoáy đóng vai trò thay cho bộ khuếch tán.

Nếu bỏ qua ma sát thì chuyển động của lưu thể trong rãnh xoáy tuân theo định luật xoáy lốc, thể hiện ở phương trình:

$$r \cdot C_u = r_2 \cdot C_{u2} = \text{const} = K. \quad (3.159)$$

Trong thực tế rãnh xoáy được thiết kế (xem hình 3.51) sao cho vận tốc trung bình

của lưu thể đi qua các tiết diện ngang từ I; II; III... VIII là như nhau và nằm trong khoảng 5 - 6 m/s.



Hình 3.51. Vỏ bơm ly tâm.

Đoạn từ A đến B được thiết kế theo hình nón với góc đỉnh không lớn hơn $3 - 6^\circ$. Vận tốc của lưu thể tại B bằng 2,5 - 3 m/s giống như vận tốc trong ống dẫn.

Phương trình (3.159) thể hiện chuyển động của lưu thể trong rãnh xoáy khi hai thành bên song song nhau.

Nếu vậy thì tiết diện ngang rãnh luôn là hình chữ nhật có hai cạnh trong và ngoài bằng δ_4 còn hai cạnh bên lớn dần từ vị trí I, II... VIII. Vì thế kích thước của rãnh xoáy rất lớn, không áp dụng được trong thực tế. Để giảm kích thước của rãnh xoáy theo hướng kính, ta giữ phần lớn (từ đường kính D_4 đến D_5) có tiết diện ngang là hình chữ nhật, phần còn lại loe hai cạnh bên một góc δ (xem hình 3.51).

$$\delta = 25 + 35^\circ.$$

Góc δ nhỏ sẽ làm tăng kích thước rãnh xoáy, còn giá trị lớn sẽ dẫn tới làm giảm hệ số hiệu dụng.

Để thiết kế nhanh chóng, xem như tại tiết diện VIII toàn bộ lưu lượng chảy qua với vận tốc từ 5 đến 6 m/s. Các tiết diện còn lại từ VII; VI...I sẽ có $\frac{7}{8}$; $\frac{6}{8}$; ... $\frac{1}{8}$ lưu lượng chảy qua cũng với vận tốc như trên.

Đường cong từ lưới I đến tiết diện VIII là đường xoắn lôgarit thỏa mãn phương trình (3.157). Lưới dài làm giảm lưu lượng và ngược lại.

Cần lưu ý: khi bơm làm việc nếu đóng bớt van làm giảm lưu lượng thì sẽ dẫn tới hiện tượng rung máy do vận tốc lưu thể không đồng đều (ở các tiết diện I; II vận tốc lớn, còn ở VIII; VII, vận tốc không đáng kể). Từ đó gây ra áp suất khác nhau tác dụng lên trục bơm làm rung máy.

Trong một số trường hợp người ta có thể làm thêm vách cũng theo hình xoắn từ tiết diện IV và kết thúc ở VIII (xem hình 3.51).

Ngoài việc thiết kế rãnh xoắn theo vận tốc không đổi, người ta còn thiết kế theo nguyên tắc mômen vận tốc không đổi, thỏa mãn phương trình (3.159), xem tài liệu [1].

Rãnh xoắn (vỏ bơm) được đúc từ gang khi bơm có áp suất nhỏ. Nếu áp suất khoảng từ $20 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ trở lên thì rãnh xoắn được đúc từ thép. Trường hợp bơm có lưu lượng rất lớn (kích thước lớn) thì nó được hàn từ thép tấm. Bơm dùng vào môi trường hóa chất, thực phẩm thì các bộ phận có tiếp xúc với môi trường phải được chế tạo từ các vật liệu phù hợp, chống ăn mòn như: đồng, hợp kim của đồng, thép không gỉ, chất dẻo, gốm v.v.

3.2.2.3. Trục, tải chiều trục và cân bằng

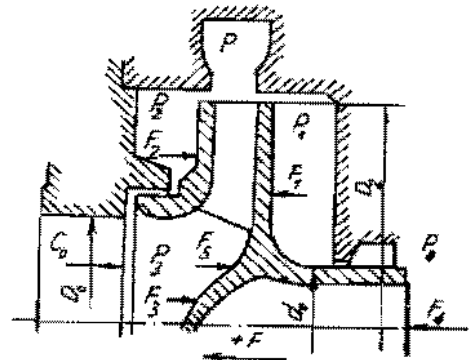
Giường động được lắp lên một đầu trục nhờ rãnh then và đai ốc. Dầu kia của trục được nối với động cơ nhờ bộ truyền. Trục được lắp trên các gối đỡ. Khi trục quay làm cho mọi bộ phận lắp trên nó quay theo, ta gọi chung là rôto. Có rất nhiều lực tác dụng lên rôto. Lực tổng hợp của các lực có xu hướng làm dịch rôto theo chiều trục gọi là tải chiều trục (xem hình 3.52). Thông thường lực tổng hợp có xu hướng đẩy rôto về phía cửa hút của giường động.

Tải chiều trục được sinh ra từ các yếu tố như sau:

- toàn bộ tự trọng của rôto, khi bơm đặt thẳng đứng;
- tác dụng của lưu thể lên giường động;
- lực sinh ra từ bộ truyền bánh răng nghiêng hay răng nón (nếu có: thường thấy ở các loại bơm cũ kỹ).

Hình 3.52 biểu diễn sơ đồ các lực tác dụng lên giường động của bơm ly tâm (có thể dùng làm mô hình cho quạt và máy nén ly tâm).

- P - áp suất trong rãnh xoắn, N/m^2 ;
- P_0 - áp suất khí quyển nơi đặt máy, N/m^2 ;



Hình 3.52. Các lực tác dụng lên giường động.

P_1, P_2, P_3 - các áp suất ở các khoang tương ứng, N/m^2 ;

F_1, F_2, F_3, F_4 - các lực chiều trục được tính phụ thuộc vào áp lực và bề mặt tác dụng ở các khoang tương ứng, N ;

F_5 - lực chiều trục sinh ra do có mặt cong của guồng động dưới tác dụng của dòng lưu thể, N (do lưu thể chảy trong rãnh cong ở cửa hút của guồng động).

Bỏ qua tác dụng của các lực ly tâm và sự làm tăng áp suất lên hai thành của guồng động của chúng.

Các lực F_1, F_2, \dots được tính theo biểu thức:

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \frac{\pi}{4} (D_2^2 \cdot d_0^2) \cdot P_1; \\ F_2 &= - \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_0^2) \cdot P_2; \\ F_3 &= - \frac{\pi}{2} D_0^2 \cdot P_3; \\ F_4 &= \frac{\pi}{4} d_0^2 \cdot P_a; \\ F_5 &= \frac{\gamma}{g} f(C_{2z} - C_{1z}) dQ = - \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot C_{1z} \end{aligned} \right\} \quad (3.160)$$

trong đó:

chỉ thị z nói lên hình chiếu của vận tốc lên trục quay;

γ - trọng lượng riêng của lưu thể, N/m^3 .

Tổng hợp lực $\sum \bar{F}_i$ của lưu thể tác dụng lên guồng động được tính theo phương trình:

$$\sum \bar{F}_i = \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_3 + \bar{F}_4 + \bar{F}_5 \quad (3.161)$$

Tổng hợp lực \bar{F} tác dụng lên trục được tính theo:

$$\bar{F} = \bar{G} + \bar{R} + \sum \bar{F}_i \quad (3.162)$$

trong đó:

\bar{G} - trọng lượng của rôto, N ;

\bar{R} - thành phần lực sinh ra từ bộ truyền bánh răng (nếu có), N .

Để khắc phục trọng lượng G ta dùng ổ bi (vòng trục nằm ngang) hoặc dùng ổ đỡ chặn (khí trục đứng). Đối với bơm, có bộ truyền bánh răng (ngày nay hầu như không dùng bơm ly tâm) thì lực R được khắc phục nhờ ổ bi chặn, nếu là trục đứng thì nên lắp bộ truyền sao cho chiều của R ngược với trọng lực của rôto để khử đi.

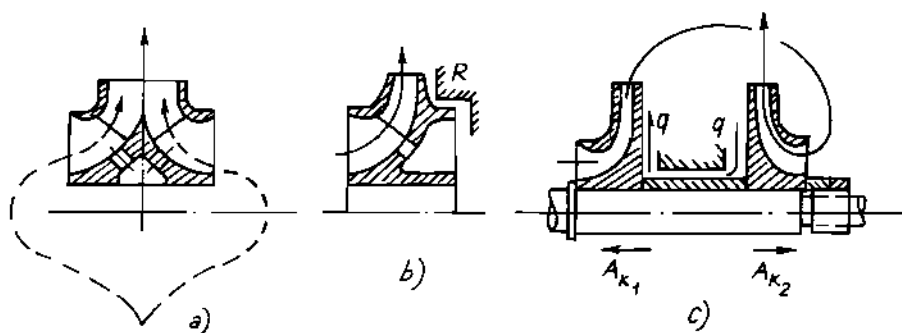
Các lực của F_i được khắc phục nhờ ổ bi chặn và các biện pháp thủy lực. Các biện pháp thủy lực nhờ vào kết cấu của bơm.

1. Theo định luật đối xứng

Phương pháp này được thực hiện bằng cách lắp đối xứng hai guồng động giống hệt

nhau (hình 3.53c) và dùng guồng kép (hình 3.53a)

Guồng động kép có cấu tạo và kích thước hai phía phải và trái giống hệt nhau. Guồng loại này còn có tên gọi là guồng có hai cửa vào.



Hình 3.53. Các biện pháp khử tải chiều trục:

- a) dùng guồng kép; b) dùng lỗ cân bằng áp suất trước và sau guồng động;
c) dùng cách lắp đối xứng hai guồng giống hệt nhau.

Hai guồng được lắp như hình 3.53c phải cấp lượng năng lượng cho lưu thể là bằng nhau mặc dầu chúng hoạt động nối tiếp. Nghĩa là chúng phải tạo ra tải trọng chiều trục A_{K1} và A_{K2} khử nhau. Muốn vậy hai guồng phải giống hệt nhau về kích thước cửa vào, cửa ra, dạng và số cánh giống nhau.

2. Dùng các lỗ cân bằng và vòng đệm

Các lỗ cân bằng được khoan gần cạnh vào của cánh guồng (hình 3.53b). Số lỗ đúng bằng số cánh.

Khe hở hình vành khăn giữa guồng động và vòng đệm R là rất nhỏ, giá trị đó là Δ :

$$\Delta = 0,25 + (D - 150) \cdot 0,001, \text{ mm},$$

trong đó:

D - đường kính của guồng tại khe hở, mm;

$D > 150$ mm.

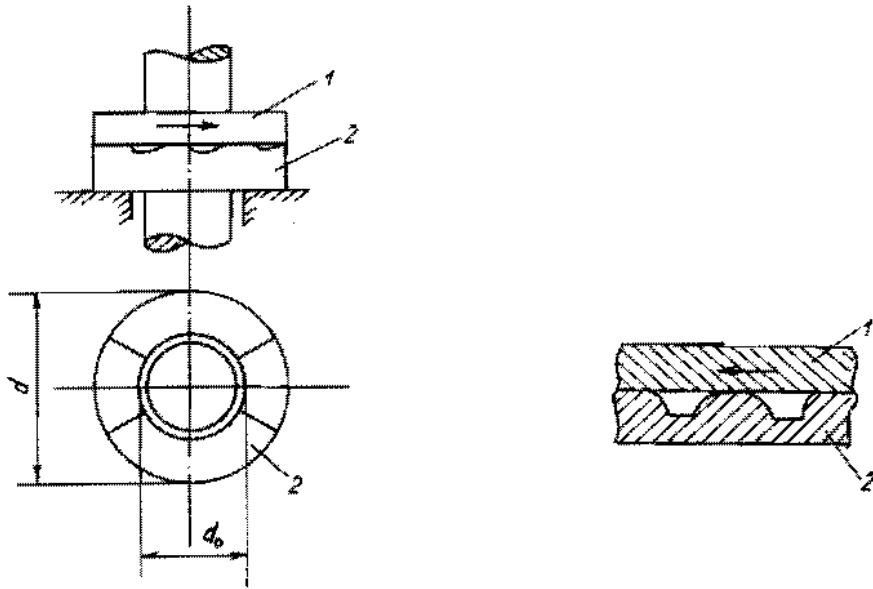
Thông thường $\Delta = 0,3$ mm.

Do bị khoan nhiều lỗ cân bằng tại vành đai nguy hiểm nên guồng động phải được tính kiểm tra bền cắt tại đó. Ngoài ra còn các giải pháp như: dùng pittông cân bằng, đĩa cân bằng (xem tài liệu [1]).

3. Phương pháp cơ học

Đây là phương pháp dùng bi chặn. Tùy trường hợp cụ thể mà chọn bi cho phù hợp. Nếu trục thẳng đứng thì dùng ổ trượt có đệm dầu bôi trơn (loại có công suất lớn), xem hình 3.54.

Loại ổ trượt này thường dùng cho trường hợp có tải chiều trục nhỏ. Tỷ số d/d_0 phụ thuộc vào áp lực gây nên bởi tải chiều trục.



Hình 3.54. Dùng ổ trượt khử tải chiều trục trong bơm có trục đặt thẳng đứng:
1 - vai trục; 2 - gối đỡ.

Trục bơm:

Trục của bơm là bộ phận nhận truyền động từ động cơ qua khớp nối rồi truyền đến cho guồng động. Trường hợp đặt đứng thì trục chịu mômen xoắn, uốn, kéo. Khi nằm ngang, trục chịu mômen xoắn, uốn. Sau khi kết cấu cụ thể trục từ đầu lắp guồng động đến vị trí lắp ổ đỡ cuối cùng đến đầu lắp khớp nối thì tiến hành tính các mômen. Ứng suất tổng hợp tại tiết diện nguy hiểm phải nhỏ hơn ứng suất cho phép của vật liệu thép làm trục.

Trong thực tế để cho nhanh và thuận lợi trong tính thiết kế cũng như kiểm tra, khi ứng suất cho phép là $210 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ và công suất $N > n$ (số vòng quay) người ta dùng công thức:

$$d = 14 \sqrt[3]{N/n}, \text{ cm}, \quad (3.163)$$

trong đó :

- d - đường kính nhỏ nhất của trục, cm;
- N , kW ;
- n , vg/ph.

Thông thường, khi chọn thép làm trục người ta dùng loại thép có ứng suất cho phép $(700 + 800) \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ lớn hơn nhiều ứng suất đã tính ở trên, nên rất đảm bảo.

Khi $N < n$ thì dùng công thức:

$$d = 13 \sqrt[4]{N/n}, \text{ cm.} \quad (3.164)$$

Các nhà thiết kế Nga thường chọn ứng suất uốn $r = 370 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ để tính trục nên thường thu được kích thước nhỏ. Vì vậy phải tính kiểm tra theo ứng suất uốn σ_u :

$$\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4r^2} < [\sigma]. \quad (3.165)$$

Các giá trị của đường kính d tính từ (3.163) và (3.164) chưa đề cập tới việc khoét rãnh then cho khớp nối. Vì vậy sau khi tính được d cần lấy lớn hơn để bù khoét rãnh then.

Đường kính của các phần trục còn lại lấy phù hợp với việc lắp ổ đỡ, hiển nhiên là lớn hơn đường kính vừa tính.

Đối với trục có vòng quay lớn và guồng động nặng, cần phải kiểm tra số vòng quay tối hạn tại các giá trị 1,3 lần lớn hơn và 0,8 lần nhỏ hơn vòng quay làm việc bình thường. Xác định vòng quay tối hạn n_t , cũng chính là xác định vận tốc góc tối hạn ω_t theo công thức thực nghiệm của Stödola:

$$\frac{1}{\omega_t^2} = \frac{1}{\omega_{t_0}^2} + \frac{1}{\omega_{t_1}^2} + \frac{1}{\omega_{t_2}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{t_i}^2} + \frac{1}{\omega_{t_n}^2}, \quad (3.166)$$

trong đó: ω_{t_0} - vận tốc góc tối hạn của trục dưới tác dụng tự trọng, s^{-1} ;

ω_{t_1} - vận tốc góc tối hạn dưới tác dụng của trọng lượng guồng động thứ i

lắp trên trục, s^{-1} ;

ω_{t_n} - vận tốc góc dưới tác dụng của khớp nối, s^{-1} ;

$$\omega_t = \sqrt{\frac{g}{f}}, \text{ } s^{-1};$$

$$n_t = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_t, \text{ vg/ph,} \quad (3.167)$$

ở đây:

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

f - độ võng lớn nhất của đường đàn hồi dưới tác dụng của trọng lượng duy nhất hoặc là trọng lượng của trục, m .

Thông thường vòng quay làm việc bình thường của trục bơm nên lấy nhỏ hơn giá trị tối hạn dưới để tránh nó phải vượt qua giá trị tối hạn khi mở hoặc dừng máy.

Từng bộ phận trước khi lắp lên trục phải được cân bằng tĩnh. Sau khi lắp toàn bộ lên trục cần phải cân bằng động, nhằm tránh rung, ồn và chóng hư máy.

Ví dụ:

Một máy bơm có công suất $N = 2000 \text{ kW}$, số vòng quay $n = 1000 \text{ vg/ph}$, trục có hai ổ đỡ. Hãy xác định đường kính nhỏ nhất trong khoảng từ guồng đến khớp nối, và đường kính trục lắp ổ bi.

Bài giải:

$N > n$ nên ta có:

$$d = 14 \sqrt[3]{\frac{2000}{1000}} = 14 \sqrt[3]{2} = 17,5 \text{ cm.}$$

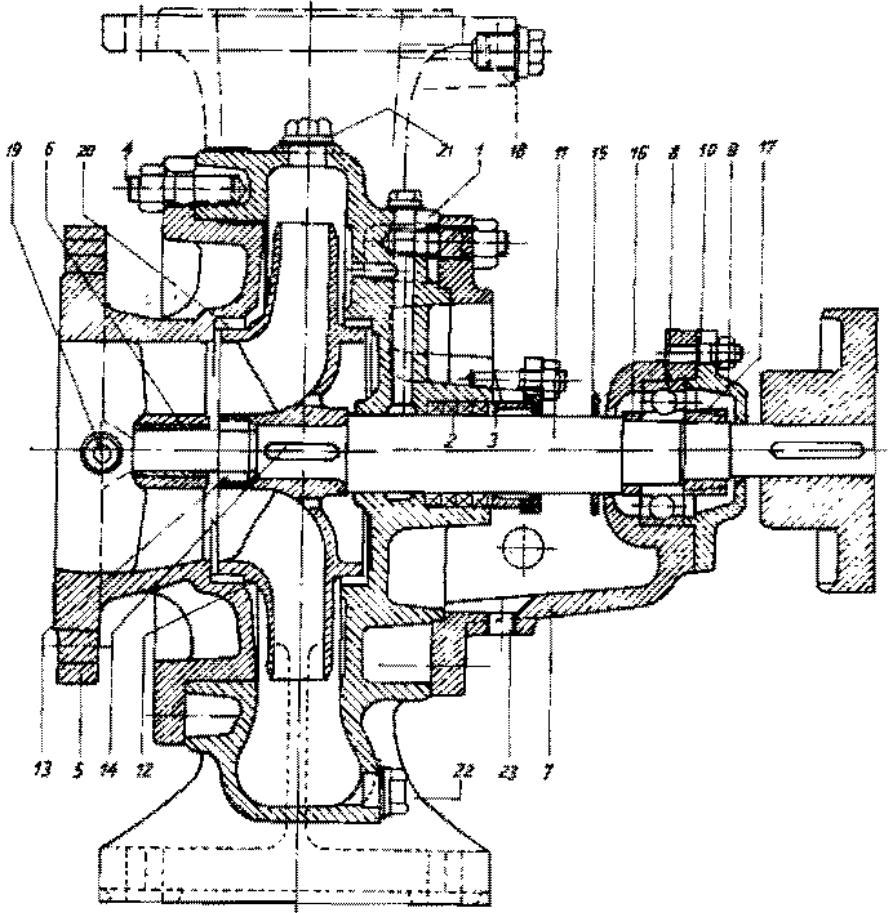
Nếu kể ảnh hưởng rãnh then ta lấy $d = 180 \text{ mm}$.

Đường kính trục của ổ đỡ cạnh khớp nối lấy 175 đến 178 mm, đường kính trục lắp ổ đối xứng với khớp nối lấy $(0,6 + 0,7) \cdot 175 = 125 \text{ mm}$.

Cần chú ý: nếu tính trục cho máy phát lực (tuabin hơi, khí, nước) thì tiết diện nguy hiểm lại ở tại guồng công tác.

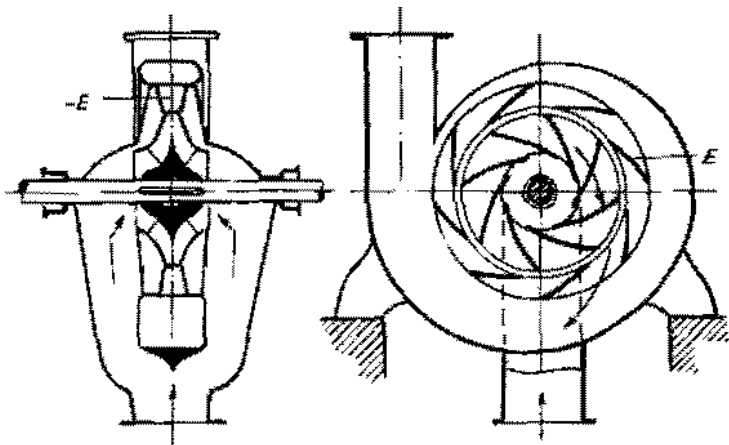
3.2.2.4. Các dạng cấu tạo của bơm ly tâm

Cấu tạo của bơm ly tâm phụ thuộc vào dạng của guồng động và vòng quay riêng (xem bảng 3.4) từ $n_N = 30$ đến $n_N = 260$, và chiều cao cột áp mà bơm cần có. Ta có

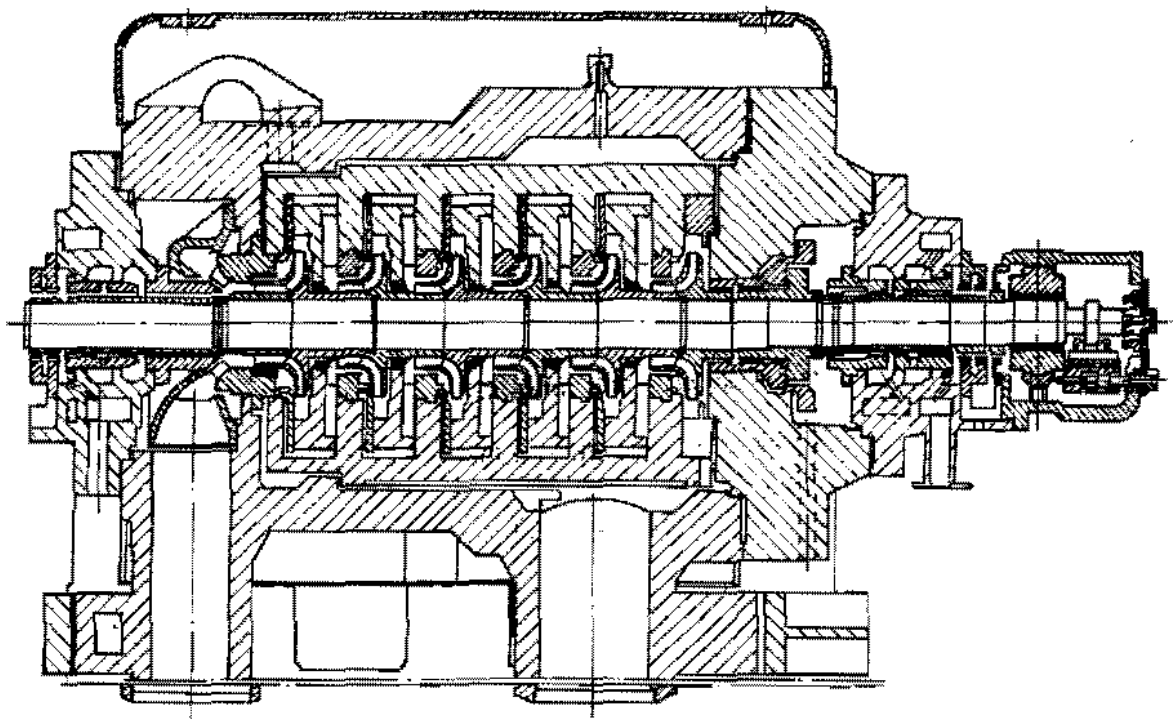


Hình 3.55. Cấu tạo của bơm ly tâm một cấp không có bộ khuếch tán:

- 1 - thân bơm; 2 - các vòng đệm kín; 3 - chèn đệm; 4 - đinh ốc để lắp nắp phía hút;
- 5 - bích lắp ống hút; 6 - bạc (ổ trượt); 7 - gối đỡ; 8 - ổ bi; 9 - nắp; 10 - đệm;
- 11 - trục; 12 - guồng động; 13 - đai ốc; 14 - then; 15 - chấn nước vào ổ bi;
- 16 - bạc chặn; 17 - đai ốc; 18 - bích lắp ống đẩy; 19 - cửa lắp đồng hồ hút;
- 20 - vòng đệm kín chống chất lỏng quay về cửa hút; 21 - cửa mỗi; 22 - chân bơm;
- 23 - lỗ xả chất lỏng (nước) bị rò qua đệm 2 (làm mát đệm).



Hình 3.56. Bơm ly tâm một cấp có bộ khuếch tán NGUYỄN HÙNG TÂM

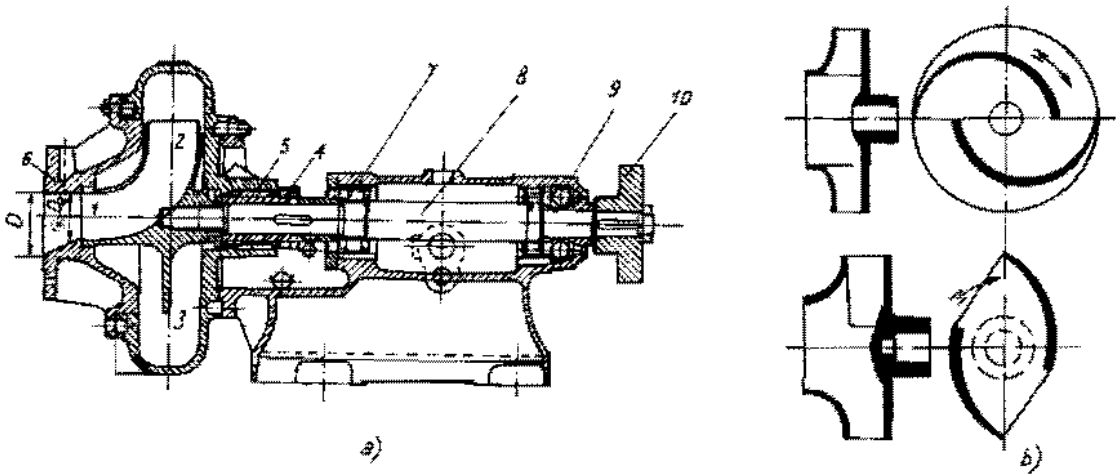


Hình 3.57. Bơm ly tâm nhiều cấp.

thể phân loại cấu tạo của bơm ly tâm theo cột áp như sau:

- Bơm áp suất thấp (20 m H₂O); loại này không cần lắp bộ khuếch tán, xem hình 3.55.

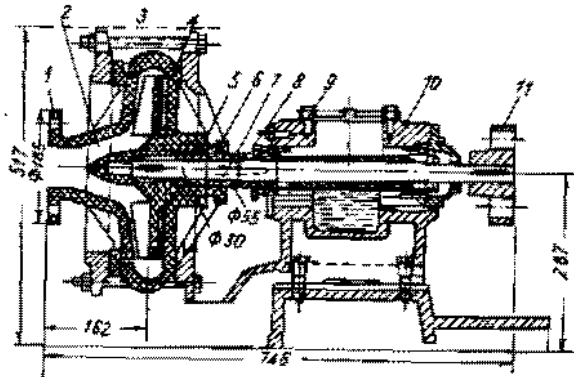
- Bơm áp suất vừa (khoảng 50m H₂O); loại này cần có bộ khuếch tán, xem hình 3.56.



Hình 3.58. Bơm ly tâm dùng cho chất lỏng bẩn hoặc có độ nhớt lớn:

- a) bơm có guồng động là đoạn ống cong: 1 - cửa hút; 2 - cửa đẩy;
3 - đối trọng; 4 - chèn đệm; 5 - đệm kín; 6 - bích nối với ống hút; 7 - trục;
8 - trục; 9 - ổ bi; 10 - khớp nối với động cơ;
b) guồng động hai cánh.

- Bơm nhiều cấp, áp suất cao (trên 50 m H₂O) xem hình 3.57. Bơm loại này có nhiều guồng động lắp trên cùng một trục, làm việc theo nguyên tắc đầu nối tiếp. Vỏ bơm được chia thành các khoang: khoang đầu (hút), khoang cuối (đẩy) và các khoang giữa (bằng số guồng trừ đi một đơn vị). Chúng được ghép lại với nhau nhờ các bulông đai ốc lớn (số bulông là 4 với bơm nhỏ, là 8 với bơm lớn). Phần lợi giữa các khoang phải được bít kín tốt. Sau khi lắp bơm được thử bằng nước có áp suất bằng 1,5 lần áp suất làm việc của bơm.



Hình 3.59. Bơm axial:

- 1 - bích nối với ống hút; 2 - guồng động;
3 - cánh guồng; 4 - rãnh xoáy; 5 - đệm kín;
6 - chèn đệm; 7 - ống lót; 8 - trục; 9 - đỉnh ốc;
10 - hộp gối đỡ; 11 - khớp nối.

Ngoài ra còn tùy thuộc vào tính chất chất lỏng, địa thế đặt bơm mà thiết kế cho phù hợp.

- Bơm nước ngầm, bơm ở dưới hầm lò v.v... Loại bơm này cũng là bơm ly tâm một hay nhiều cấp. Đặc điểm của nó chủ yếu nằm ở phần động cơ điện. Động cơ phải được chống ẩm rất tốt vì nó cùng với bơm thả chìm trong nước ở giếng sâu.

- Bơm dùng cho chất lỏng không sạch (bẩn). Bơm loại này có đặc điểm chính là tiết diện của rãnh trong guồng phải lớn nhằm tránh mắc kẹt các vật cứng đi theo nước (như đất cát, mảnh vụn từ than, củi v.v...). Muốn vậy thì hai vách guồng cách xa nhau và gần như song song, và số cánh guồng phải ít. Phần trong của vỏ bơm phải được bọc bằng vật liệu chịu bào mòn và dễ thay thế.

- Bơm dùng cho dung dịch đậm đặc, dạng sệt. Bơm loại này cũng ít cánh, rãnh trong guồng rất rộng, thậm chí guồng chỉ có một rãnh cong có tiết diện tròn bằng nhau từ đầu đến cuối, xem hình 3.58a và 3.58b. Ở hình 3.59, cánh 3 làm đối trọng cho guồng. Đặc điểm của bơm loại này là động cơ phải có công suất lớn hơn của động cơ bơm nước sạch.

- Bơm dùng trong công nghiệp hóa chất ăn mòn mạnh phải có cấu tạo phù hợp. Các chi tiết của bơm tiếp xúc với hóa chất phải được chế tạo từ các vật liệu chống ăn mòn và dễ thay thế như: cao su, chất dẻo, gốm hay thép không gỉ. Bít kín phải tốt để bảo vệ ổ bi, động cơ (xem hình 3.59).

- Bơm dung dịch có nhiệt độ cao: loại này chỉ khác bơm chất lỏng nguội ở cấu tạo chống dẫn nổ khác nhau vì nhiệt và phải có áo nước làm mát ở bộ phận cần thiết như ổ bi để tránh cháy mất mỡ bôi trơn khỏi ổ.

3.2.2.5. Sử dụng bơm ly tâm

1. Hệ thống bơm

Sơ đồ hệ thống bơm ly tâm thông thường được thể hiện ở hình 3.60.

H - chiều cao địa lý tổng cộng:

$$H = H_d + H_h, \text{ m}, \quad (3.168)$$

trong đó: H_h - chiều cao từ mặt thoáng bể hút đến bơm, m;

H_d - chiều cao từ bơm đến cửa xả của ống đẩy, m;

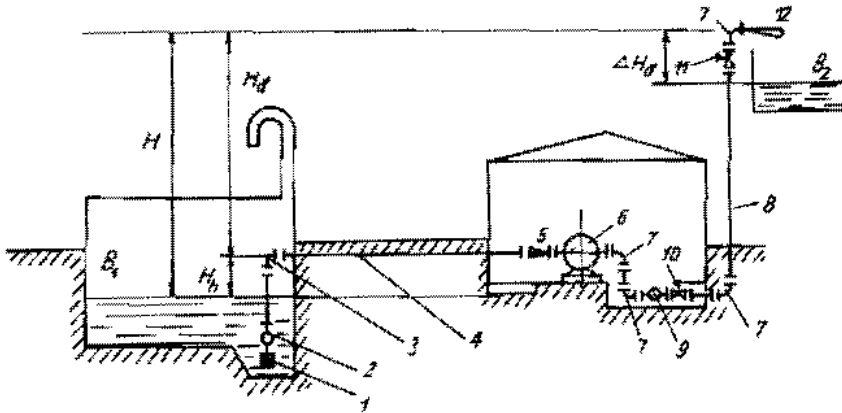
$(H_d - \Delta H_d)$ - chiều cao đẩy hữu ích, m.

Trong trường hợp mực chất lỏng trong bể B_1 thay đổi làm cho H_h và H cũng thay đổi. Thậm chí có khi H_h mang dấu trừ (mực nước trong B_1 cao hơn đường tâm của bơm). Chất lỏng trong bể B_2 được đưa đi tiêu thụ bằng tự chảy. Nguồn tiêu thụ thay đổi cũng làm cho ΔH_d thay đổi. Thông thường người ta dùng hệ thống tự động để khống chế mực chất lỏng trong bể B_2 để vận hành bơm.

Giỏ hút của bơm có tác dụng cho chất lỏng đi qua và cản lại rác, vật cứng trôi nổi trong chất lỏng.

Tổng diện tích các lỗ trên thân giỏ phải đảm bảo sao cho vận tốc chất lỏng đi qua là 0,5 đến 1 m/s, giá trị nhỏ ứng với nước sạch, còn giá trị lớn ứng với nước bẩn. Trờ

lực của gió $\xi = 5 + 6$; khi đầu liền với van hút tự động thì $\xi = 10$. Gió dùng cho nước thì thường được đúc từ gang. Đối với bơm có lưu lượng lớn thì ngoài gió phải có lưới chắn từ xa.



Hình 3.60. Trạm bơm:

B_1 - bể hút; B_2 - bể đẩy; 1 - gió bơm; 2 - van một chiều; 3 - cút 90° ; 4 - ống hút; 5 - ống côn; 6 - bơm ly tâm; 7 - cút 90° ; 8 - ống đẩy; 9 - van một chiều; 10 - van chặn; 11 - đồng hồ lưu lượng; 12 - miệng xả.

Van hút có tác dụng giữ lại chất lỏng trên toàn tuyến hút đến ngập hoàn toàn guồng động của bơm, để khởi động bơm. Van hút được chế tạo từ kim loại, caosu, da để đảm bảo kín. Nếu van hút bị hỏng, bơm nghỉ lâu thì phải mở bơm đến ngập guồng động mới khởi động được bơm. Trở lực cục bộ của van $\xi = 4 + 5$.

Cút cong 90° có $\xi = 0,25$. Nó được chế tạo từ kim loại như gang hay thép hoặc từ chất dẻo. Đường kính uốn cút lấy gấp ba lần đường kính tiết diện cút.

Đường ống thẳng 4 thường được làm từ thép, chất dẻo, caosu có vòng tăng cứng để chống tóp lại do áp suất bên trong ống nhỏ hơn áp suất khí quyển. Đường kính trong của ống hút được chọn sao cho vận tốc chất lỏng trong nó bằng 1 đến 2 m/s. Ống hút dài thì lấy giá trị bé và ngược lại.

Ống côn là đoạn chuyển đổi từ đường kính to sang bé hoặc ngược lại.

Đoạn thẳng trên đường ống đẩy được chế tạo từ thép, chất dẻo, độ dày của nó phụ thuộc áp suất đẩy. Đường kính trong từ 250 mm trở xuống thì vận tốc chất lỏng lấy đến 2 m/s. Đường kính trong lớn hơn 250 mm thì vận tốc chất lỏng lấy từ 3,5 m/s trở lên.

Van một chiều ở cửa đẩy của bơm có tác dụng ngăn không cho chất lỏng từ ống đẩy 8 chảy về phía ống hút. Van đẩy một chiều tự động mở khi bơm làm việc. Thân van được chế tạo từ gang hoặc thép, tùy áp suất đẩy của bơm. Lợi van được chế tạo từ hợp kim đồng (đồng thau) để chống ăn mòn và kín, (đối với chất lỏng không ăn mòn đồng).

Van chặn 10 dùng để khởi động bơm, tránh tải lớn ngay lúc khởi động, ngoài ra

nó còn có tác dụng điều chỉnh lưu lượng của bơm. Với bơm ly tâm thì van 10 đóng khi chuẩn bị khởi động, khởi động xong thì mở ra. (Đối với bơm hướng trục (cánh nâng) thì phải mở trước khi khởi động).

Có thể lắp thêm van vòng song song với van một chiều để lấy nước từ ống đáy 8 mỗi bơm, đồng thời giúp van một chiều dễ mở (trong hình 3.60 không thể hiện van vòng).

Ngoài ra để vận hành cần có chân không kế lắp vào phía hút và áp kế lắp vào phía đẩy của bơm (trong hình 3.60 không thể hiện).

Tần tuyến đẩy của bơm chịu được áp suất bằng 1,5 lần áp suất làm việc.

Hệ thống bơm phải được thiết kế và lắp đặt sao cho:

- dễ lắp đặt, sửa chữa thay thế;
- khi cần thay thế một bộ phận nào đó, tránh phải tháo các bộ phận khác;
- móng bơm phải cao hơn phần chung quanh để chất lỏng rò rỉ qua các van, bích, hộp đệm chảy vào rãnh thoát.

2. Đặc tính tổng hợp của bơm ly tâm

Đặc tính tổng hợp (còn gọi là biểu đồ tôpô) là sự biểu hiện bằng đồ thị quan hệ giữa các đại lượng như: chiều cao cột áp (H), lưu lượng (Q), số vòng quay (n), công suất (N) và hiệu suất (η_H) của mỗi bơm. Quan hệ đó được thể hiện bằng phương trình:

$$H = \eta_H \frac{1}{g} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}), \text{ m}; \quad (3.169)$$

$$\eta_H = \frac{H}{(H + \Delta H)}, \text{ thay vào (3.169) ta có:}$$

$$H = \frac{1}{g} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) - \Delta H, \text{ m}. \quad (3.170)$$

Các vận tốc vòng U_1, U_2 được tính:

$$U_1 = \frac{\pi n D_1}{60}, \frac{\text{m}}{\text{s}}; \quad U_2 = \frac{\pi n D_2}{60}, \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (3.171)$$

Từ các tam giác vận tốc ở cửa vào và ra của guồng (xem hình 3.61) ta có:

$$C_{u1} = U_1 \cdot \frac{C_{m1}}{\text{tg}\beta_1}, \frac{\text{m}}{\text{s}}; \quad C_{u2} = U_2 \cdot \frac{C_{m2}}{\text{tg}\beta_2}, \frac{\text{m}}{\text{s}}. \quad (3.172)$$

$$\left. \begin{aligned} C_{m1} &= \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \lambda_1}, \frac{\text{m}}{\text{s}}; \\ C_{m2} &= \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2}, \frac{\text{m}}{\text{s}}. \end{aligned} \right\} \quad (3.173)$$

Khi đó ta có:

$$\left. \begin{aligned} C_{u1} &= \frac{\pi \cdot n \cdot D_1}{60} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \lambda_1 \cdot \text{tg}\beta_1}; \\ C_{u2} &= \frac{\pi \cdot n \cdot D_2}{60} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \lambda_2 \cdot \text{tg}\beta_2} \end{aligned} \right\} \quad (3.174)$$

Tổn thất trở lực ΔH là hàm bậc hai của Q :

$$\Delta H = KQ^2. \quad (3.175)$$

Giá trị ΔH xác định hệ số hiệu dụng tổng η và hệ số hiệu dụng cột áp η_H :

$$\eta_H = \frac{\eta}{\eta_m \eta_Q}, \quad (3.176)$$

trong đó:

η - đã biết; η_m - (hệ số hiệu dụng ma sát) và η_Q - (hệ số hiệu dụng lưu lượng) chọn trong giới hạn hẹp đã cho.

Sau khi tính được η_H từ (3.176) ta có:

$$\Delta H = (1 - \eta_H)H. \quad (3.177)$$

Hệ số K được tính:

$$K = \frac{(1 - \eta_H)H}{Q^2} \quad (3.178)$$

Sau khi thay các giá trị vào (3.170) ta thu được:

$$H = An^2 + BnQ - KQ^2, \quad (3.179)$$

trong đó:

$$A = \frac{\pi^2}{60^2 g} (D_2^2 - D_1^2); \quad (3.180)$$

$$B = - \frac{1}{60 \cdot g \cdot b_2 \cdot \lambda_2 \cdot \text{tg} \beta_2} + \frac{1}{60 \cdot g \cdot b_1 \cdot \lambda_1 \cdot \text{tg} \beta_1}.$$

Giải phương trình trên ta tìm được:

$$n_{1,2} = \frac{-BQ \pm \sqrt{B^2 Q^2 + 4A(KQ^2 + H)}}{2A}; \quad (3.181)$$

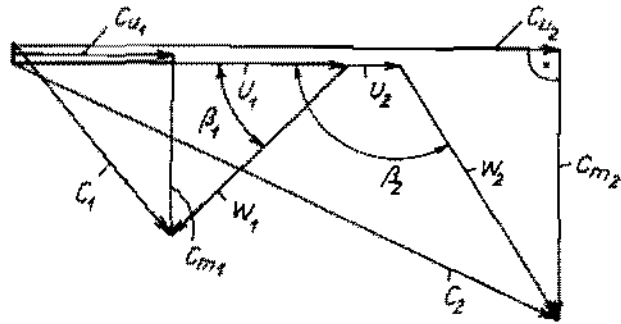
$A > 0$, B phụ thuộc vào góc β_2 :

$\beta_2 > \pi/2$ thì $B > 0$;

$\beta_2 < \pi/2$ thì $B < 0$.

Phương trình (3.179) là một mặt cong parabol - hypebôn, nó không có ý nghĩa lớn trong thực tiễn. Ý nghĩa của nó là ở đường cong giao tuyến tạo bởi các mặt cắt nOQ , QOH trong hệ trục tọa độ $OnQH$. Ở đây ta xét đường cong $Q - H$ thuộc hệ trục OQH .

Khi đó phương trình (3.179) trở thành:



Hình 3.61. Tam giác vận tốc.

$$H = A' + B'Q - KQ^2.$$

(3.182)

Phương trình trên là đường parabol (hình 3.62). Điểm cực đại được xác định như sau:

$$\frac{dH}{dQ} \equiv B' - 2KQ = 0,$$

hay:

$$Q = \frac{B'}{2K}; \quad (3.183)$$

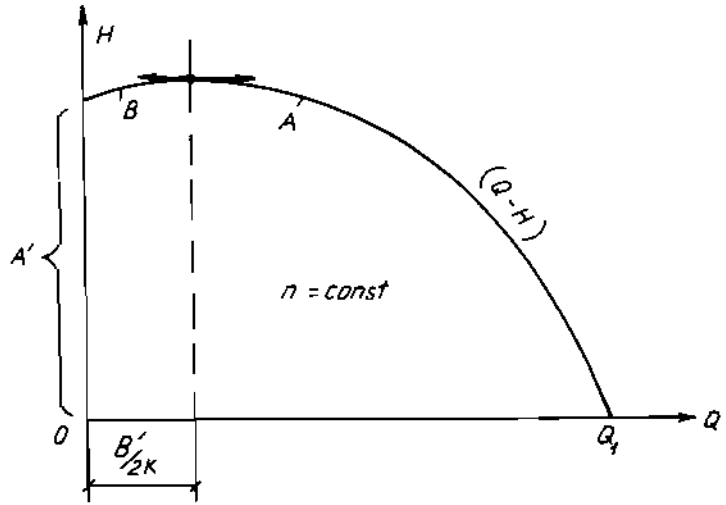
lấy $B' > 0$ vì $Q > 0$.

Khi $Q = 0$ thì $H = A'$;
khi $H = 0$ thì $Q = Q_1$.

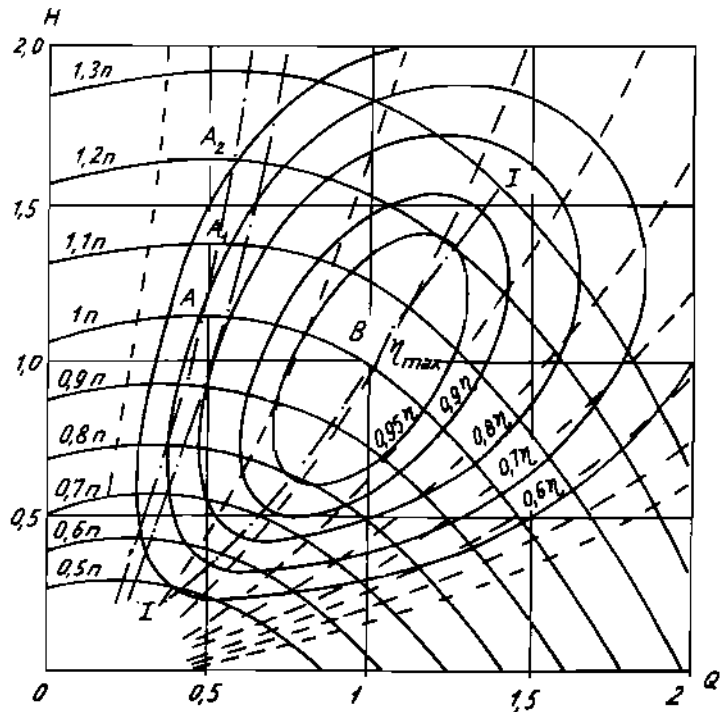
Nếu ta dựng đường $(Q - H)$ với các giá trị $n = \text{const}$ khác nhau ta sẽ có hình 3.63, gọi là đặc tính tổng hợp của bơm ly tâm.

Đường đẳng hiệu dụng ($\eta = \text{const}$) có dạng đường bao quả trứng. Điểm B có hệ số hiệu dụng cực đại (η_{max}) ứng với $1.n$, vg/ph. Khi số vòng quay thay đổi thì điểm B chạy trên đường I - I là đường của η_{max} với số vòng quay khác nhau nhưng luôn nhỏ hơn η_{max} tại điểm B. Ví dụ với số vòng quay là $0,5n$ thì η_{max} chỉ là 60% so với tại điểm B có số vòng quay là n .

Đường đứt đoạn có dạng parabol đi qua gốc tọa độ giúp ta xác định hệ số hiệu dụng gần như không đổi khi số vòng quay thay đổi trong khoảng nào đó.



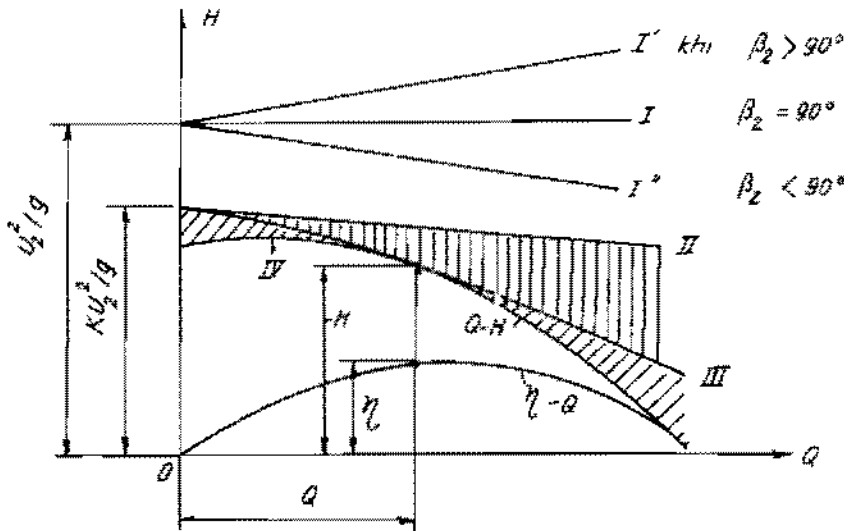
Hình 3.62. Đặc tính của bơm ly tâm.



Hình 3.63. Đặc tính tổng hợp của bơm ly tâm.

3. Các đặc tính tuyến tính, điểm làm việc và các đường hệ số hiệu dụng không đổi

Đường đặc tính lý thuyết (tuyến tính) của bơm ly tâm được xây dựng trên cơ sở những kết luận lý thuyết đã đề cập ở các mục trước, xem hình 3.64.



Hình 3.64. Đặc tính lý thuyết và thực tế của bơm.

Các đường I, I' và I'' là đặc tính $Q - H$ lý thuyết của bơm ly tâm có guồng động với số cánh vô cùng và các góc β_2 khác nhau:

khi $\beta_2 = 90^\circ$ thì $H = \text{const}$ với mọi Q ;

khi $\beta_2 > 90^\circ$ thì H tỷ lệ thuận với Q ;

khi $\beta_2 < 90^\circ$ thì H tỷ lệ nghịch với Q ;

$\beta_2 > 90^\circ$ thường áp dụng cho quạt (rất hiếm hữu cho bơm);

$\beta_2 < 90^\circ$ thường áp dụng cho bơm ly tâm.

Đường II là đặc tính lý thuyết của guồng có số cánh giới hạn, hệ số K xem ở mục trước.

Diện tích bị gạch nằm giữa đường II và III là tổn thất thủy lực trong các rãnh của guồng, còn diện tích bị gạch chéo nằm giữa đường III và IV là tổn thất do va đập thủy lực.

Từ đường đặc tính lý thuyết với số cánh giới hạn (II) trừ đi các tổn thất ta sẽ được đường đặc tính thực là đường cong (IV).

Xây dựng đường đặc tính thực (IV) như trên là khó khăn, bởi vì khó xác định các tổn thất.

Trong thực tế tại các nhà máy chế tạo guồng động và bơm người ta dựng hệ thống thực nghiệm và đo trực tiếp các đặc tính $Q - H$, $Q - N$ và $Q - \eta$ cho từng loại guồng để sản xuất hàng loạt (xem hình 3.65).

Các đường liền là của bơm ly tâm, còn các đường đứt đoạn là của bơm cánh năng (hướng trục).

Dùng van chặn ở cửa đáy của bơm để điều chỉnh lưu lượng Q rồi đo các giá trị H , N , η và vẽ được các đường ở hình 3.65. Dương nhiên có tổn thất tại van chặn. Ứng với Q_A ta có H_A , N_A và η_{max} . Nếu đóng hoàn toàn van chặn cửa đáy thì sẽ có $Q_0 = 0$ ứng với H_0 , N_0 , $\eta = 0$.

Đối với bơm ly tâm thì $N_0 = 30\%N_A$ (N_A là công suất làm việc bình thường). Nhưng nó lại phụ thuộc vào số vòng quay riêng n_N cao hay thấp. Với n_N cao thì $N_0 = 50\%N_A$, còn n_N thấp thì $N_0 = 25\%N_A$.

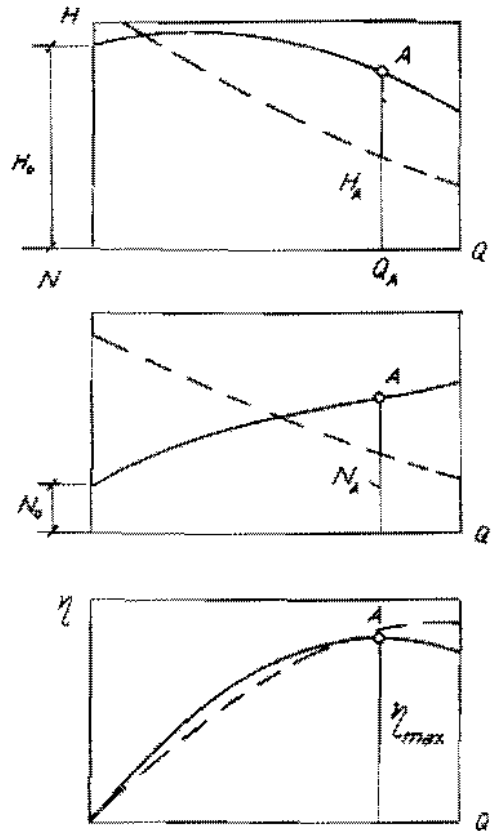
Đối với bơm cánh năng thì công suất $N_0 \sim N_A$ và $H_0 > H_A$, vì vậy không đóng hoàn toàn van chặn cửa đáy.

Từ những điều trên chúng ta rút ra kết luận là:

- Với bơm ly tâm thì lúc khởi động đóng van chặn cửa đáy (sau khi đã mồi bơm) để tránh tải đột ngột cho động cơ. Khi động cơ quay đạt vận tốc bình thường thì mở van đáy.

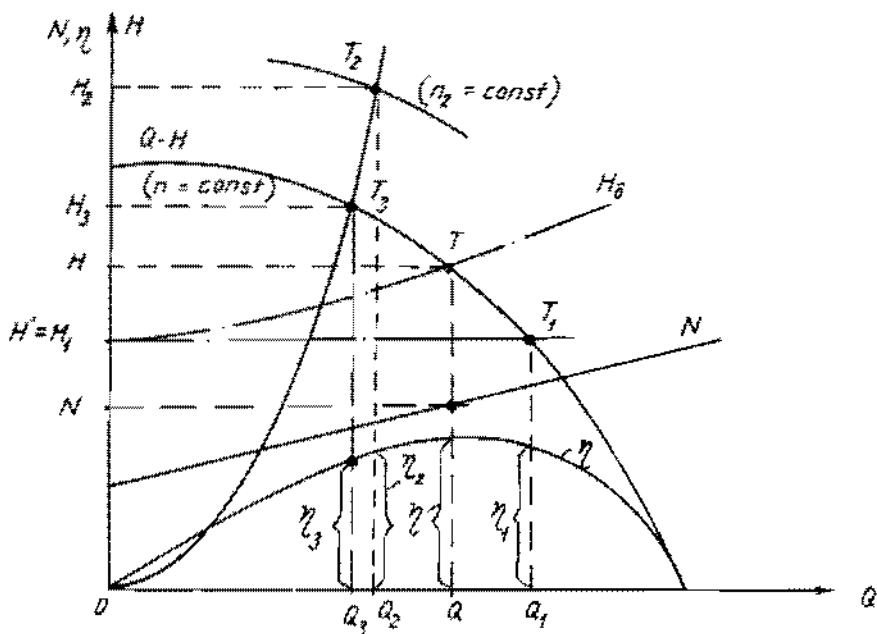
- Đối với bơm cánh năng (cả bơm pittông, bơm thể tích) cấm đóng van chặn cửa đáy, mà phải mở ra trước khi mở máy. Vì nếu đóng sẽ làm cháy động cơ và cơ thể vỡ máy.

Làm như trên là chưa tính đến tổn thất đường ống. Thông thường bơm sẽ làm việc cùng tuyến ống hút và đẩy của nó. Điểm làm việc của bơm là điểm cắt nhau giữa hai đường đặc tính $Q - H$ và H_0 (đặc tính tuyến ống), xem hình 3.66, đó là điểm T. Khi ấy các đại lượng của bơm sẽ là Q , H , N , và η . Cùng bơm ấy làm việc cùng với độ cao địa lý là H' nhưng tuyến ống không có tổn thất thủy lực thì điểm làm việc sẽ là T_1 (Q_1 , $H_1 = H'$, η_1 , N_1).



Hình 3 - 65. Đặc tính của bơm ly tâm và hướng trục.

Thông thường trong thực tế lại gặp bài toán ngược so với điều trên: cho điểm làm việc là $T_2 (Q_2, H_2)$ và các đặc tuyến của bơm $Q - H$; $Q - N$; $Q - \eta$ cùng số vòng quay n , vg/ph.



Hình 3.66. Điểm làm việc của bơm ly tâm.

Hãy tìm số vòng quay n_2 , vg/ph để đáp ứng được điểm làm việc T_2 .

Phương trình đồng dạng đã đề cập ở trên sẽ giải được bài toán này, đồng thời cần phải dùng đường hiệu suất không đổi dạng parabol đi qua gốc tọa độ. Nhánh parabol đi qua T_2 sẽ cắt đường $Q - H$ tại điểm $T_3 (Q_3 - H_3)$.

Khi đó ta có:

$$\frac{Q_2}{Q_3} = \frac{n_2}{n}; \quad \frac{H_2}{H_3} = \left(\frac{n_2}{n}\right)^2; \quad \frac{N_2}{N_3} = \left(\frac{n_2}{n}\right)^3; \quad (3.184)$$

với ẩn số là n_2 . Vì có ba phương trình nhưng có một ẩn số nên phải cho điểm T_3 dịch qua trái hay phải cho tới khi giải được ba phương trình trên.

Thông thường chỉ sử dụng hai phương trình đầu là đủ. Giả sử điểm T'_3 tìm được cũng gần như điểm T_3 có hệ số hiệu dụng là η'_3 thỏa mãn điểm T_2 với vòng quay n_2 , vg/ph. Trong trường hợp này công suất N_d của động cơ bơm phải được tính theo điều kiện:

$$N_d \geq (1,1 + 1,2) \frac{\rho \cdot g \cdot Q_2 \cdot H_2}{1000 \cdot \eta'_3}, \text{ kW.} \quad (3.185)$$

Cần chú ý: với bài toán đi tìm n_2 như trên không nên lấy vòng quay n_2 quá lớn so với số vòng quay n , vg/ph (điều kiện làm việc bình thường đã chọn có $\eta = 0,95\eta_{max}$)

mà nên lấy $n_2 = (0,8 + 1,2)n$.

4. Điểm làm việc ổn định và không ổn định, điều chỉnh năng suất của bơm

Trường hợp đường đặc tính $Q - H$ có điểm cực đại và đường đặc tính tuyến ống H_0 cắt đường $Q - H$ tại hai điểm A và B (xem hình 3.67) thì điểm nào sẽ là điểm làm việc của bơm.

Với điểm B khi tăng hay giảm lưu lượng sẽ làm cho bơm mất cân bằng và lưu lượng Q_B của nó sẽ là Q_A hoặc bằng không. Như vậy điểm B là điểm mất ổn định. Với điểm A thì dù tăng hay giảm lưu lượng thì bơm vẫn trở về điểm làm việc A. Như vậy A là điểm làm việc ổn định của bơm.

Sự thay đổi lưu lượng là ΔQ sẽ ứng với sự gia tăng cột áp ΔH của đường cong $Q - H$ và ΔH_0 của đường H_0 . Điều kiện làm việc ổn định của bơm được thể hiện :

$$\frac{\Delta H_0}{\Delta Q} > \frac{\Delta H}{\Delta Q} \quad (3.186)$$

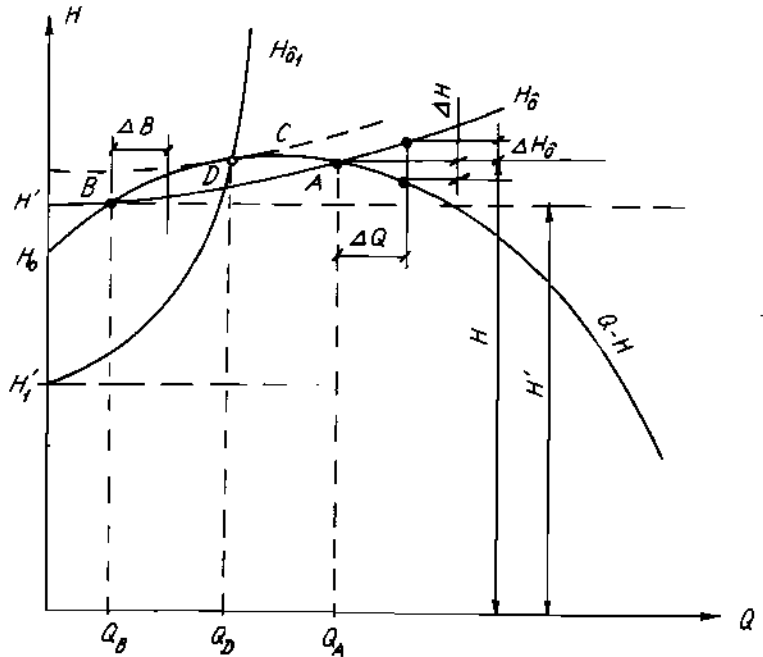
Cũng từ công thức (3.186) và từ hình 3.67 ta thấy: nếu vẫn bơm có đường $Q - H$ nhưng làm việc trong hệ thống có chiều cao địa lý giữa hai bể hút và đẩy không phải là H' mà là H_1 và đặc tính tuyến ống là H_{01} thì điểm D là điểm làm việc ổn định của bơm.

Tất cả các điểm làm việc từ điểm cực đại C về bên phải đều là ổn định. Các điểm bên trái điểm C là không ổn định với một hệ thống nào đó.

Đường đặc tính $Q - H$ của bơm có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của nó trong hệ thống.

Đường đặc tính của bơm ly tâm có ba dạng: cong giảm dần (không có điểm cực đại), có điểm cực đại, và phẳng. Các dạng trên được đánh giá bằng hệ số χ :

$$\chi = \frac{H_0 - H}{H} \cdot 100\% \quad (3.187)$$



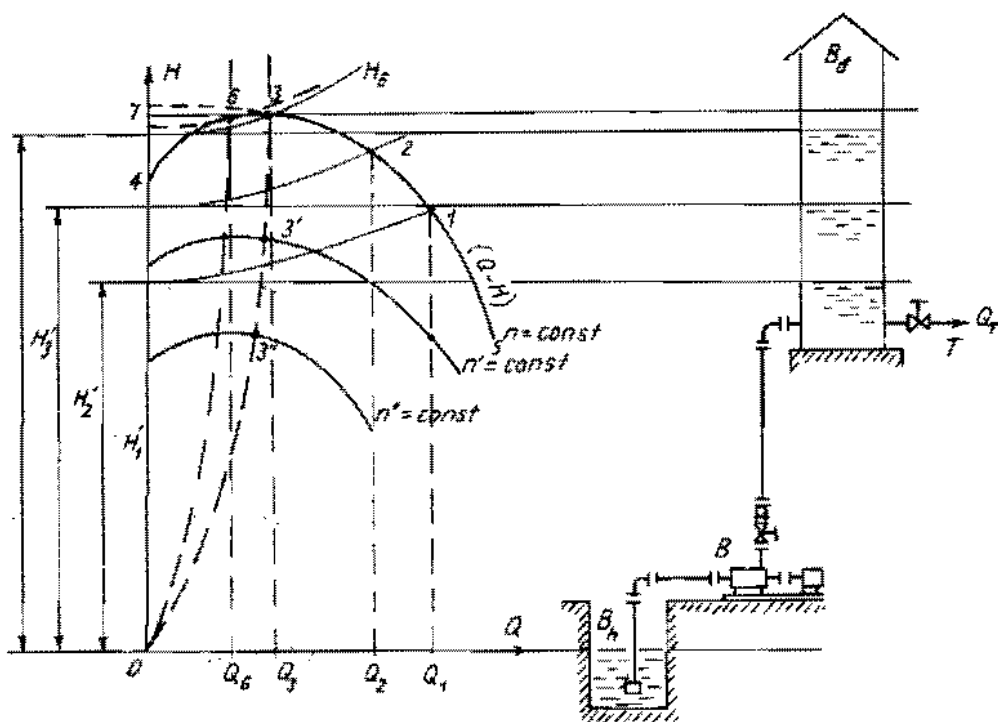
Hình 3.67. Điểm làm việc ổn định và không ổn định.

trong đó:

H_0 - chiều cao cột áp khi $Q = 0$, m;

H - chiều cao cột áp khi η_{\max} , m.

- Với bơm ly tâm có đường $Q \cdot H$ cong giảm dần thì $\chi = 15 + 18\%$, khi số vòng quay riêng lớn thì $\chi = 25 + 30\%$. Loại này làm việc ổn định chắc chắn trong mọi hệ thống và tiện lợi trong việc điều chỉnh lưu lượng thông qua số vòng quay.



Hình 3.68. Khi bơm làm việc và lúc mất ổn định.

- Bơm có đặc tính phẳng với $\chi = 8\%$ tiện lợi cho việc dùng van chặn ở cửa đẩy để điều chỉnh lưu lượng trong khoảng rộng. Nhưng do điều chỉnh lưu lượng trong khoảng rộng mà ít thay đổi chiều cao cột áp (tăng Q mà không giảm H) sẽ làm quá tải động cơ.

Để lý giải cho chế độ làm việc không ổn định của bơm ta hãy theo dõi sự làm việc của hệ thống bơm ở hình 3.68. Đường đặc tính $Q \cdot H$ được thể hiện ở ba mức vòng quay khác nhau là: n , n' và n'' , vg/ph. Hệ thống gồm: bể hút B_h , bơm B , bể đẩy B_d , nguồn tiêu thụ T . Đặc tính tuyến ống H_0 và chiều cao cột áp H_1 , H_2 và H_3 là đặc tính của hệ thống bơm phụ thuộc vào mực chất lỏng trong bể đẩy gây ra cho nguồn tiêu thụ T thay đổi.

Khi bơm quay với vận tốc $n = \text{const}$ thì các điểm 1, 2, 3, là các điểm làm việc ổn định mặc dù nguồn tiêu thụ Q_T thay đổi. Chính xác hơn là mọi điểm nằm bên phải điểm 3 đều là ổn định.

Vào thời điểm bể đầy có mức lỏng ở độ cao H_3' mà nguồn tiêu thụ $Q_T < Q_3$ thì bể sẽ đầy lên cao hơn H_3' . Đồng thời đường H_0 cũng dâng cao và tiếp xúc với $Q - H$ tại điểm 6, lưu lượng của bơm là Q_6 . Nhưng $Q_T < Q_6$ làm cho B_d có mức lỏng cao thêm làm cho đường H_0 rời đường $Q - H$. Khi đó năng lượng của chất lỏng ở B_d lớn hơn năng lượng của chất lỏng đi ra từ bơm, làm cho lưu lượng của bơm bằng không, điểm làm việc sẽ là 4: $H_4 < H_3$, chất lỏng sẽ chảy ngược từ B_d xuống B_n nếu không có van một chiều ở cửa đáy của bơm. Khi đó chất lỏng bắt bơm phải quay ngược giống như tuabin thủy lực, làm quá tải động cơ. Khi mực chất lỏng ở B_d thấp hơn H_4 (chiều cao ứng với điểm 4) thì bơm sẽ có điểm làm việc là 2. Nhưng nếu $Q_T < Q_6$ thì điểm làm việc lại trở thành điểm 6 lặp lại hiện tượng cũ.

Đó là quá trình làm việc không ổn định của bơm.

Hiện tượng trên lặp lại rất nhanh, nó chỉ hết khi $Q_T > Q_6$. Như vậy các điểm nằm ở nhánh 4 - 6 trên $Q - H$ là nhánh không ổn định.

Tương tự với các số vòng quay n' , n'' với các nước lỏng tương ứng trong B_d cũng xảy ra hiện tượng trên. Phần nhánh không ổn định của chúng được xác định bằng đường hiệu suất không đổi đi qua gốc tọa độ và điểm 6 cắt các đường $Q - H$.

Tùy dạng của $Q - H$ mà điểm 6 gần điểm 4; hoặc khi $H_0 = 0$ thì 3 \equiv 6. Diện tích nằm giữa 0 - 3'' - 3' - 3 - 4 - 0 là vùng làm việc không ổn định của bơm đã cho (nó lớn hơn vùng tạo bởi đường 06 và OH, $Q - H$).

Để tránh hiện tượng rơi vào không ổn định của bơm cần phải:

- đường đặc tính $Q - H$ phải chạy từ 5 - 1 - 2 - 3 - 7 (không có cực đại);
- lắp van một chiều vào cửa đáy của bơm;
- luôn giữ cho lưu lượng của bơm nhỏ hơn Q_3 (nhưng không kinh tế);
- với mỗi mức vòng quay, tương ứng chiều cao mức lỏng trong B_d mà tự động hóa cho bơm.

Hiện tượng rơi vào không ổn định cần phải loại trừ vì nó có tiếng ồn lớn, rung, tải va đập gây hỏng bơm.

Giường động cơ đường cong $Q - H$ ổn định (không có điểm cực đại) khi số cánh $Z < 6$.

Điều chỉnh sự làm việc của bơm, chính là điều chỉnh điểm làm việc, nó phụ thuộc vào đường $Q - H$ và đường ống (H_0):

- Thay đổi đặc tính $Q - H$ bằng cách tăng hay giảm số vòng quay n . Muốn vậy cần có động cơ thay đổi được số vòng quay.
- Thay đổi góc của cánh giường (chỉ ứng dụng cho giường hướng trục có cơ cấu điều chỉnh góc nghiêng của cánh).

- Thay đổi đặc tính đường ống H_0 bằng cách dùng van chặn ở cửa ra của bơm. Đóng bớt van làm tăng tổn thất thủy lực, đường H_0 dốc nhiều lên, điểm làm việc thay đổi, sẽ có lưu lượng Q giảm đi. Biện pháp này không kinh tế, vì vậy nó chỉ nên áp dụng khi không có thể thực hiện các biện pháp khác.

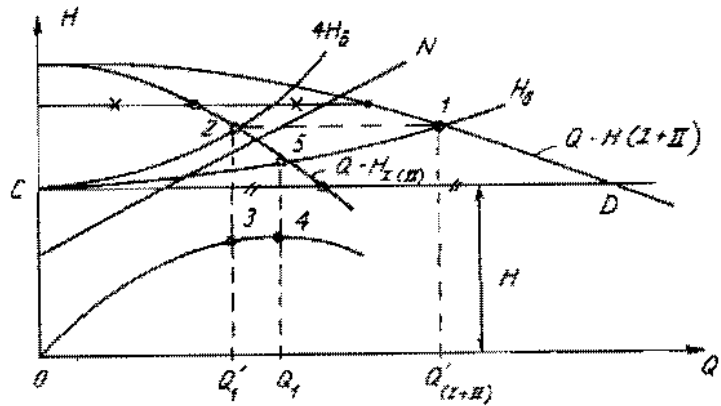
- Thay đổi đặc tính $Q - H$ bằng cách thay đổi đường kính D'_2 đi qua cạnh ngoài của cánh và vẫn giữ nguyên đường kính ngoài D_2 của thành gung động. Biện pháp này cần sự cẩn thận cao và từ từ đạt đến đường kính D'_2 .

5. Sự làm việc song song và nối tiếp của bơm ly tâm

a) Hai bơm cùng loại, làm việc song song

Hai bơm I; II cùng loại có cùng đặc tính là $Q - H_{I,(II)}$ làm việc song song, xem hình 3.69.

Đường H_0 là đặc tính đường ống, H' là chiều cao địa lý. Khi từng bơm làm việc riêng lẻ thì điểm làm việc là điểm 3 có lưu lượng là Q_1 với hệ số hiệu dụng ở điểm 4.



Hình 3.69. Hai bơm cùng loại mắc song song

Muốn biết khi chúng làm việc song

song có lưu lượng là bao nhiêu thì trước hết từ đường $Q - H_{I,(II)}$ dựng đường $Q - H_{I+II}$. Từ đường $Q - H_{I,(II)}$ cộng thêm một lần giá trị hoành độ và giữ nguyên giá trị tung độ ta sẽ có đường $Q - H_{I+II}$. Điểm 1 cắt nhau giữa đường H_0 và đường $Q - H_{I+II}$ là điểm làm việc song song của hai bơm. Lưu lượng chung là $Q'_{(I+II)}$. Khi đó lưu lượng của mỗi bơm sẽ là Q'_1 với hiệu suất đo từ điểm 3. Sự thay đổi công suất phụ thuộc vào lưu lượng được tính cho mỗi bơm thể hiện ở đường N . Ta có:

$$2Q'_1 = Q'_{(I+II)}$$

Lưu lượng Q'_1 của mỗi bơm khi làm việc song song cũng có thể tính bằng dựng đường $4H_0$. Muốn vậy từ đường thẳng H' (đường CD) lấy bốn lần giá trị tung độ của đường H_0 trong khi vẫn giữ nguyên hoành độ. Điểm 2 là điểm cần tìm và nó cho lưu lượng Q'_1 .

b) Hai bơm khác nhau làm việc trong cùng hệ thống

Hai bơm I và II có hai đường đặc tính khác nhau là $Q - H_I$ và $Q - H_{II}$ làm việc cùng trong một hệ thống đường ống (xem hình 3.70):

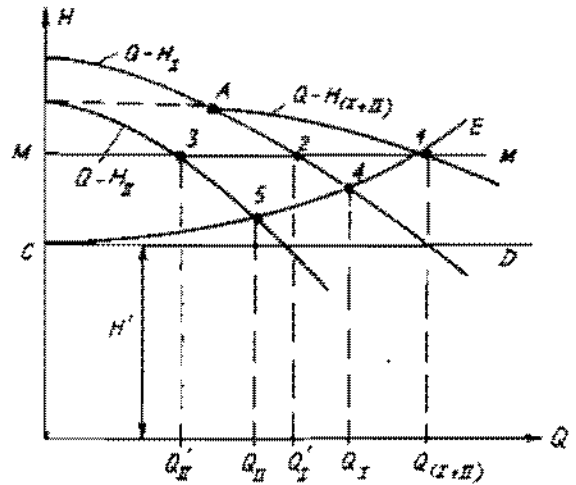
Đường song CE là đặc tính đường ống (H_0); nó cắt đường $Q - H_I$ tại 4 và $Q - H_{II}$ tại 5. Đó là hai điểm làm việc riêng lẻ của bơm I và II, có lưu lượng Q_I và Q_{II} . Đặc tính chung $Q - H_{(I+II)}$ được dựng bằng cách cộng hoành độ, giữ cùng tung độ của hai đường $Q - H_I$ và $Q - H_{II}$. Điểm làm việc song song của hai bơm là điểm 1, ứng với lưu lượng là Q_{I+II} .

Điểm 2 cho biết Q'_I và điểm 3 cho biết Q'_{II} là lưu lượng của từng bơm khi chúng làm việc song song.

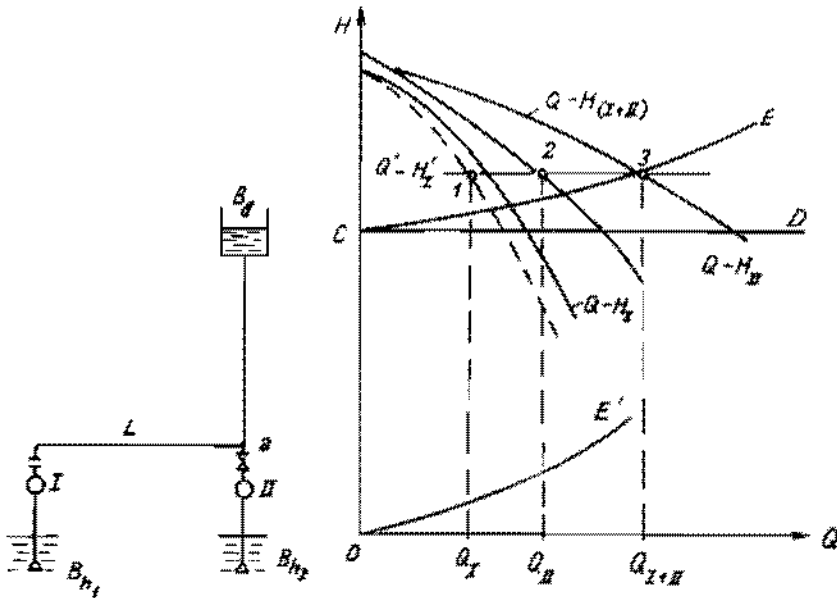
Trường hợp do đường đặc tính $Q - H_{II}$ quá thấp hay đường CE quá dốc làm cho điểm A nằm dưới đường CE (nghĩa là đường CE không cắt đường đặc tính chung $Q - H_{(I+II)}$). Trong trường hợp này tuy cả hai bơm làm việc nhưng bơm II có lưu lượng bằng không và ta nói bơm I đã thổi đạt bơm II.

c) Hai bơm khác nhau đặt xa nhau và làm việc song song

Bơm I đặt cùng độ cao nhưng cách bơm II một khoảng có chiều dài ống đẩy riêng là L . Hai bơm có tuyến ống đẩy chung từ a đến B_0 . Đoạn ống L có tổn thất đường ống là OE' . Trước khi dầu chung tại a thì chất lỏng của bơm I đã chịu tổn thất đường ống.



Hình 3.70. Hai bơm khác nhau làm việc song song.



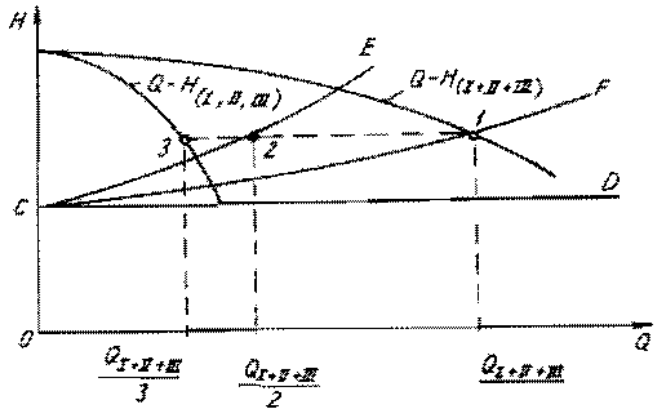
Hình 3.71. Hai bơm khác nhau, đặt xa nhau và làm việc song song.

Vì vậy phải tìm đường đặc tính $Q' - H'_I$ bằng cách từ $Q - H_I$ trừ bớt tung độ của OE' , sau đó dựng đường $Q - H_{(I+II)}$ từ $Q - H_{II}$ và $Q' - H'_I$. CE là đường tổn thất áp lực của đoạn ống chung a.B₀. Điểm 3 cho ta lưu lượng làm việc song song của hai bơm là Q_{I+II} . Điểm 1 cho lưu lượng Q_I và điểm 2 cho Q_{II} của từng bơm lúc làm việc song song (xem hình 3.71).

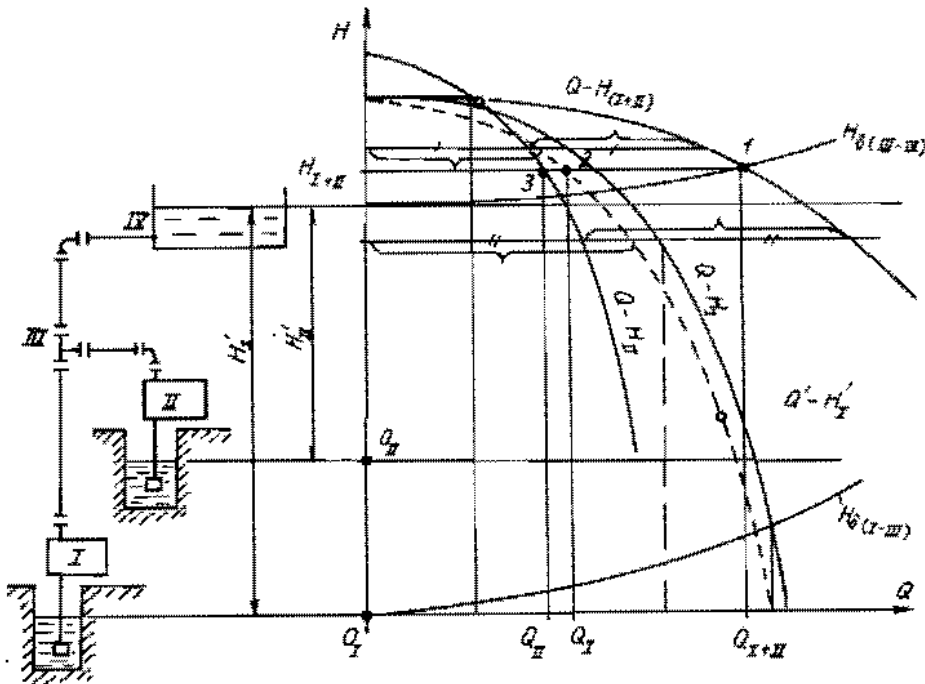
d) Ba bơm như nhau cùng đẩy vào hai ống như nhau

Cộng ba lần hoành độ đặc tính của mỗi bơm $Q - H_{(I,II,III)}$ ta sẽ có đường đặc tính chung $Q - H_{(I+II+III)}$ của ba bơm giống nhau, (xem hình 3.72) làm việc song song. CD là đường độ cao địa lý.

Lưu lượng của ba bơm được đẩy vào hai ống như nhau, tổn thất áp lực của mỗi ống là đường CE. Hai ống làm việc song song nên đường tổn thất áp lực là CF được dựng bằng



Hình 3.72. Hai bơm như nhau, cùng đẩy vào hai ống như nhau.



Hình 3.73. Hai bơm khác nhau đặt ở độ cao khác nhau cùng làm việc song song.

cách lấy hai lần hoành độ từ đường CE.

Điểm 1 xác định lưu lượng chung của ba bơm làm việc song song. Điểm 2 cho ta biết lưu lượng chảy trong mỗi ống là $\frac{Q_{(I+II+III)}}{2}$. Điểm 3 xác định lưu lượng của mỗi bơm khi làm việc song song là $\frac{Q_{(I+II+III)}}{3}$.

e) Hai bơm khác nhau đặt ở độ cao địa lý khác nhau làm việc song song

Với bơm I, đoạn ống từ I đến III có đường tổn thất áp suất là $H_{0(I-III)}$. Đường đặc tính mới của bơm I là $Q' - H'_I$ bằng cách từ đường $Q - H_I$ trừ đi tổn thất ở đường $H_{0(I-III)}$. Đường đặc tính chung $Q - H_{(I+II)}$ từ đường $Q - H_{II}$ cộng thêm hoành độ của $Q' - H'_I$. Điểm 1 xác định được lưu lượng chung là $Q_{(I+II)}$, điểm 2 xác định Q_I và điểm 3 xác định Q_{II} khi chúng làm việc song song.

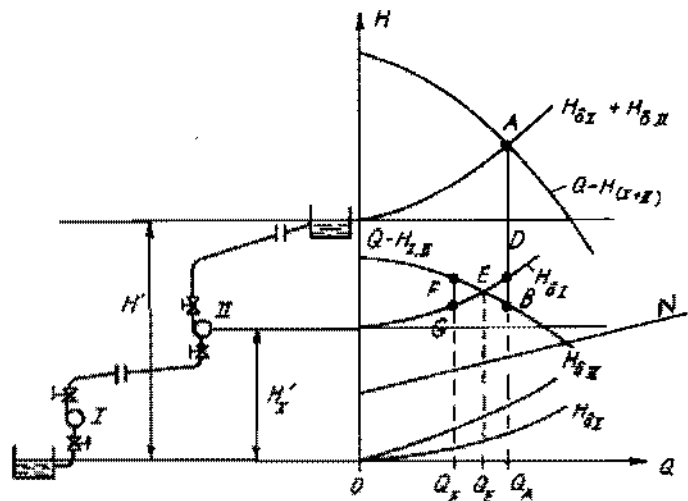
f) Hai bơm làm việc nối tiếp

Khi cần đưa chất lỏng lên cao, hoặc tạo ra chất lỏng có áp suất lớn hơn áp lực của một bơm thì phải đấu nối tiếp các bơm.

Nếu đầu hai bơm nối tiếp thì có thể đặt chúng cùng một chỗ hay đặt ở các độ cao khác nhau.

Đặt cùng một chỗ thì đỡ tốn kém bao che, có lợi cho vận hành, nhưng có nhược điểm lớn là bít kín phía hút cho bơm sau là khó khăn. Thông thường trong trường hợp này hay dùng bơm ly tâm có nhiều guồng động đầu nối tiếp. Hai bơm có thể giống hệt nhau, hay có đặc tính khác nhau. Việc tìm đường đặc tính chung của chúng chỉ việc cộng tung độ của hai đường đặc tính riêng. Nếu đầu nối tiếp một bơm ly tâm với một bơm pittông thì bơm đầu (áp suất thấp) là bơm ly tâm.

Hình 3.74 là sơ đồ đầu nối tiếp hai bơm ở độ cao địa lý khác nhau. Chiều cao cột áp của bơm I là H'_I , chiều cao chung là H' . Đường đặc tính chung $Q - H_{(I+II)}$ có tung độ gấp đôi đường $Q - H_{(I+II)}$ (hai bơm giống nhau). Đường tổn thất áp lực chung bằng tổng tung độ của hai đường $H_{0I} + H_{0II}$. Điểm A xác định lưu lượng Q_A khi hai bơm làm việc nối tiếp. Q_A có thể lớn hơn Q_E (lưu lượng của bơm I), trong trường hợp này bơm I không đủ khả năng đẩy được lưu lượng



Hình 3.74. Hai bơm làm việc nối tiếp.

Q_A lên cho bơm II mà cần sự giúp sức của bơm II. Giá trị hụt đó của bơm I thể hiện ở đoạn \overline{BD} . Khi $Q_A < Q_E$ (chẳng hạn $Q_A = Q_F$) thì ta nối bơm II hút chất lỏng có áp suất dư, được biểu diễn bằng đoạn thẳng \overline{GF} , bơm II cần được kiểm tra xâm thực.

Cần chú ý khi đấu nối tiếp hai bơm như ở hình 3.74 vì nếu điểm B dịch sang phải nhiều ($Q_A \gg Q_E$) thì sẽ làm cho hiện tượng xâm thực xảy ra với guồng động của bơm II và động cơ của bơm I dễ bị quá tải. Nên hướng về trường hợp $Q_A < Q_E$.

3.3. BƠM CÁNH NẶNG (BƠM HƯỚNG TRỰC)

Cơ sở lý thuyết của loại bơm này đã được đề cập ở mục 2.3. Ở đây chỉ đề cập đến biện pháp và những công thức chính trong tính toán thiết kế.

3.3.1. Tính các đại lượng chính

Các kích thước chủ yếu của guồng động bơm hướng trục được thể hiện ở hình 3.75, tam giác vận tốc ở hình 3.76, và lực tác dụng lên cánh ở hình 3.77.

Bằng những khảo sát thực nghiệm người ta đã tìm ra quan hệ giữa chiều dài l_c và bước t_c của cánh ứng với đường kính ngoài D_c như sau:

$$\varepsilon_c = \frac{l_c}{t_c} \cdot \sqrt{(1,16n_N)^2} = 78. \quad (3.188)$$

Với các đường kính $D \neq D_c$ thì hệ số ε là hàm số tuyến tính của D/D_c :

$$\varepsilon = \frac{(1 - \frac{D_i}{D_c} \cdot \frac{D}{D_c}) \cdot \varepsilon_c}{1 - \frac{D_i}{D_c}}; \quad (3.189)$$

$$\left. \begin{aligned} t_c &= \frac{\pi D_c}{Z}, \text{ m;} \\ l_c &= \varepsilon_c t_c, \text{ m.} \end{aligned} \right\} \quad (3.190)$$

Phương trình năng lượng của bơm được thể hiện ở:

$$gH = \eta_H \cdot U \cdot (C_{u2} - C_{u1}), \quad (3.191)$$

trong đó:

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

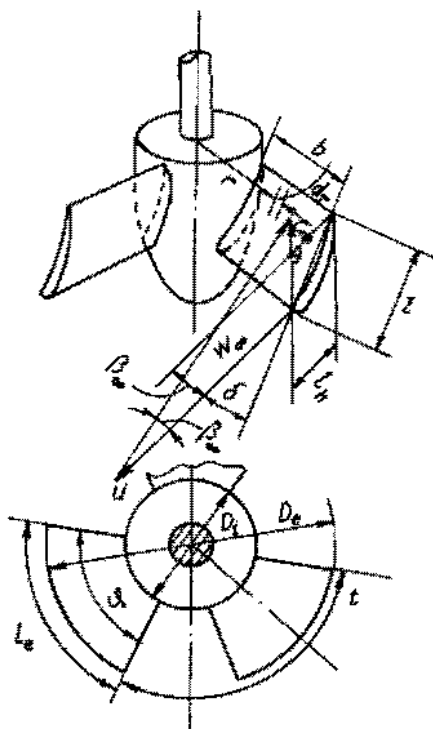
H - chiều cao cột áp; m;

η_H - hệ số hiệu dụng cột áp;

U, C_{u1}, C_{u2} lấy từ hình 3.76.

Khi bơm cho năng lượng cực đại thì $C_{u1} = 0$, khi đó ta có:

$$C_{u2} = \frac{g \cdot H}{\eta_H \cdot U}, \text{ m/s.} \quad (3.192)$$



Hình 3.75. Guồng động bơm hướng trục.

Khi bơm làm việc, lực mà lưu thể tác dụng lên cánh là dR với thành phần theo phương của vận tốc vòng U là dR_u (vuông góc với đường trục quay của guồng) và theo hướng với trục là dR_m (xem hình 3.77):

$$\left. \begin{aligned} dR_u &= dR \sin(\beta_\infty + \lambda) = dY \cdot \frac{\sin(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda}; \\ dR_m &= dR \cos(\beta_\infty + \lambda) = dY \cdot \frac{\cos(\beta_\infty + \lambda)}{\cos \lambda} \end{aligned} \right\} \quad (3.193)$$

Theo lý thuyết và từ điều kiện ở (3.191) ta có phương trình về chiều cao cột áp H như sau:

$$H = \eta_H \cdot \frac{C_{yG} \cdot l \cdot U \cdot W_\infty^2 \cdot \sin(\beta_\infty + \lambda)}{2g \cdot t \cdot C_m \cos \lambda}; \quad (3.194)$$

$$C_{yG} = 2 \cdot \frac{t}{l} \cdot \frac{g \cdot H \cdot \sin \beta_\infty \cos \lambda}{\eta_H \cdot W_\infty \cdot U \sin(\beta_\infty + \lambda)}, \quad (3.195)$$

trong đó:

C_{yG} - hệ số nâng (với bơm, quạt, máy nén hướng trục thì gọi là hệ số ép lên cánh);

$$\sin \beta_\infty = \frac{C_m}{W_\infty}, \quad (\text{xem hình (3.76)}).$$

Hệ số C_{yG} có thể tính theo công thức:

$$C_{yG} = K \cdot C_y, \quad (3.196)$$

trong đó:

K - hệ số tra ở đồ thị (xem ở tài liệu [1]).

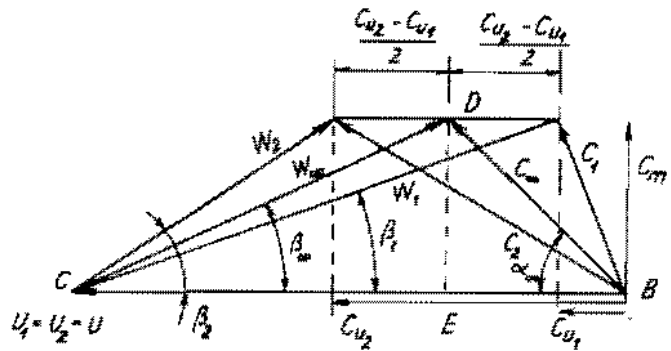
Các thành phần dY và dX được tính từ:

$$\left. \begin{aligned} dY &= C_{yG} \cdot \frac{\rho}{2} W_\infty^2 \cdot l \cdot d_r; \\ dX &= C'_x \cdot \frac{\rho}{2} W_\infty^2 \cdot l \cdot d_r. \end{aligned} \right\} \quad (3.197)$$

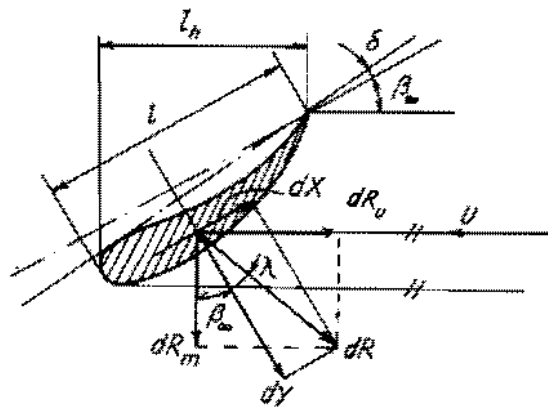
C_m - vận tốc hướng trục của lưu thể được tính từ lưu lượng cần có của bơm là Q và diện tích tiết diện dòng chảy tại vị trí guồng động.

Từ hình 3.77 và công thức (3.197) ta có:

$$\frac{C_{yG}}{\cos \lambda} = \frac{C'_x}{\sin \lambda} \quad (3.198)$$



Hình 3.76. Tam giác vận tốc.



Hình 3.77. Các lực tác dụng lên cánh guồng.

Từ (3.195) và (3.198) ta có:

$$C'_x = 2 \cdot \frac{t}{l} \cdot \frac{g.H.\sin\beta_\infty.\sin\lambda}{\eta_H.U.W_\infty.\sin(\beta_\infty + \lambda)} \quad (3.199)$$

Nếu chấp nhận dạng cánh nằm trong điều kiện tối ưu cho sự hoạt động, tức: $dX = 0$ và $C_{u1} = 0$, từ phương trình (3.195) ta tính theo C'_{yG} là hệ số của C_{yG} :

$$C'_{yG} = 2 \cdot \frac{t}{l} \cdot \frac{gH}{\eta_H.U.W_\infty} = 2 \cdot \frac{t}{l} \cdot \frac{C_{u2}}{C_m} \sin\beta_\infty; \quad (3.200)$$

$$C_{yG} = C'_{yG} \cdot \frac{\sin\beta_\infty}{\sin(\beta_\infty + \lambda)'}; \quad (3.201)$$

$$\operatorname{tg}\lambda' = \frac{C'_x}{C_{yG}}; \quad (3.202)$$

C'_x - tra đồ thị hình 3.78; phụ thuộc vào độ dày lớn nhất của cánh là d và chiều dài l .

$$\cos\lambda' = 1.$$

Công suất của guồng cơ số cánh Z , chiều rộng cánh là b trong dài dr ứng với dR là dN_R :

$$dN_R = dR.\sin(\beta_\infty + \lambda).U.Z = dR_u.U.Z. \quad (3.203)$$

Thành phần công suất khác phục dX là dN_x :

$$dN_x = dX.W_\infty.Z. \quad (3.204)$$

Hệ số hiệu dụng cột áp η_H được tính:

$$\eta_H = \frac{H}{H_H} = \eta_1.\eta_2.\eta_3 = \frac{\eta}{\eta_c.\eta_m}, \quad (3.205)$$

trong đó:

η - hệ số hiệu dụng chung (tra bảng 3.9), phụ thuộc vào U/C_m và μ :

$$\mu = \operatorname{tg}\lambda = \frac{C'_x}{C_{yG}}; \quad (3.206)$$

$\eta_0 = 0,94 \div 0,96$ là hệ số hiệu dụng lưu lượng;

$\eta_m \approx 0,98$ là hệ số hiệu dụng ma sát.

Bảng 3.9

Giá trị của η với $\mu = 0,06$								
U/C_m	0	2	4	6	8	10	12	14
η	1	0,92	0,85	0,80	0,745	0,7	0,66	0,625
Với $\mu = 0,03$								
U/C_m	0	2	4	6	8	10	12	14
η	1	0,96	0,92	0,885	0,855	0,825	0,8	0,770

3.3.2. Những số đo chính của guồng động bơm hướng trục

Các đại lượng chính để thiết kế guồng động loại này là lưu lượng Q , chiều cao cột áp H , hệ số xâm thực σ và chiều cao hút H''_h (xem hình 3.42).

Hệ số xâm thực σ phụ thuộc vào hệ số nâng C_{yG} và vòng quay riêng n_N :

$$\sigma = (1,5 C_{yG} + 0,072) \cdot n_N^{3/4} - 1; \quad (3.207)$$

$$n_N = n \frac{\sqrt{\frac{Q}{75\eta}}}{(2gH)^{3/4}}, \quad (3.208)$$

trong đó:

n - số vòng quay của trục guồng động, vg/ph.

Sau khi chọn số vòng quay n , tính được C_{yG} từ phương trình (3.201) sẽ tính chiều cao hút không xảy ra xâm thực là H''_h được tính như sau:

$$\left. \begin{aligned} H''_h &= H_h \cdot H_{\delta}; \\ H_h &= B - H_t - \Delta h \end{aligned} \right\} \quad (3.209)$$

(Xem mục các tính toán và giải pháp chống xâm thực).

$$\sigma = \frac{\Delta h}{H} = \frac{B - H_h - H_t}{H}. \quad (3.210)$$

Sau khi tính được H''_h thì giá trị của nó phải cao hơn chiều cao đặt bơm. C_{yG} được tính từ (3.195) hoặc được tính từ (3.196).

Đường kính đỉnh cánh D_c và đường kính chân cánh D_f được tính như sau:

Đường kính D_c phụ thuộc vào hệ số vận tốc vòng K_u :

$$K_u = \frac{(n_N)^{2/3}}{1,58} \cdot \sqrt[3]{\eta_H} \cdot \sqrt[3]{\frac{K_u}{K_m}}. \quad (3.211)$$

Vì các máy thủy lực thỏa mãn điều kiện:

$$\frac{K_u}{K_m} = 6,5 \left(\frac{100}{n_N} \right)^{0,2} = \frac{5,2}{n_N^{0,2}},$$

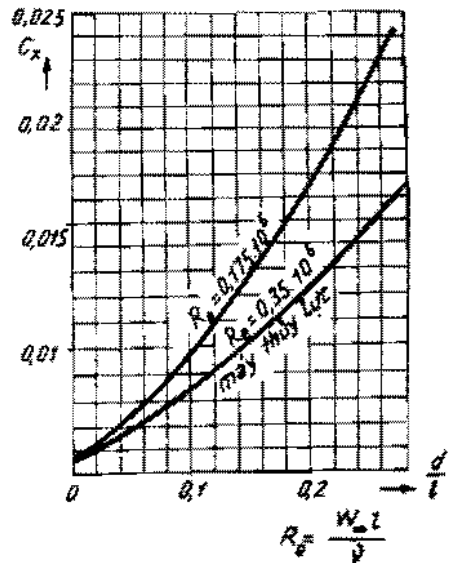
nên với bơm ta có:

$$K_u = 1,1^3 \sqrt{\eta} \cdot n_N^{0,6}, \quad (3.212)$$

$$D_c = \frac{60 K_u \cdot \sqrt{2gH}}{\pi \cdot n}; \quad (3.213)$$

$$D_c = 93^3 \sqrt{\eta} \cdot n_N^{0,6} \cdot \frac{\sqrt{H}}{n}, \text{m}; \quad (3.214)$$

công thức (3.214) dùng cho bơm.



Hình 3.78. Sự phụ thuộc của C_x

vào Re và $\frac{d}{l}$

Chiều cao cột áp của bơm là H được tính từ công thức sau:

$$H = \left(\frac{n}{n_N}\right)^{4/3} \cdot \frac{1}{2g} \cdot \left(\frac{Q}{75\eta}\right)^{2/3}, \text{ m;} \quad (3.215)$$

thay giá trị của H vào (3.214) ta có:

$$D_c = \frac{5}{n_N^{0,067}} \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ m;} \quad (3.216)$$

$$D_1 = \sqrt{D_c^2 - \frac{4Q}{\pi C_m}}, \text{ m;} \quad (3.216)$$

$$C_m = \frac{C'_m}{\lambda}, \text{ m/s,} \quad (3.217)$$

trong đó:

λ - hệ số chất hẹp (do sự chiếm chỗ của cánh gung).

$$C'_m = (0,06 + 0,08) \sqrt[3]{Q' n^2}; \quad (3.218)$$

$$Q' = \frac{Q}{\eta_Q}, \text{ m}^3/\text{s.} \quad (3.219)$$

Thông thường lấy tỷ lệ giữa D_c và D_1 như sau:

$$\frac{D_1}{D_c} = 0,4 + 0,6 \text{ hay là } \frac{D_c}{D_1} = 2,5 + 1,7; \quad (3.220)$$

khí n_N lớn thì lấy 0,4 và n_N nhỏ lấy 0,6.

Bước cánh là t :

$$t = \frac{\pi D}{Z}; \quad (3.221)$$

công thức (3.221) tính cho đỉnh hay chân cánh cũng được.

Chiều dày lớn nhất d_{\max} của cánh (sống cánh) được tính:

$$d_{\max} = (0,012 + 0,015) D_c \sqrt{H_{\max}}, \text{ m,} \quad (3.222)$$

trong đó:

D_c , m ;

H_{\max} , mH₂O.

Chiều dày của chân cánh (phần gắn vào bầu cánh có đường kính D_1) được tính theo thuyết bền.

Chiều dài của cánh là l tính theo điều kiện thí nghiệm:

$$1 < \frac{t}{l} < 3. \quad (3.223)$$

Sau khi tính được t từ (3.221) sẽ tính được l theo (3.223), rồi tính hình chiếu bằng của cánh là L_h theo công thức:

$$I_h = l \cos(\beta_\infty + \delta) \approx l \cos \beta_\infty, \text{ m.} \quad (3.224)$$

3.3.3. Các kích thước chính của bộ khuếch tán trong bơm hướng trục

Như ta đã biết, nhiệm vụ của bộ khuếch tán là biến năng lượng động năng thành áp lực và hướng dòng chảy của lưu thể vào ống dẫn của bơm. Bộ khuếch tán đặt sau guồng động của bơm hướng trục, nó đứng yên cho chất lỏng chảy qua.

Việc tính toán cánh của bộ khuếch tán giống như ở guồng động. Điểm khác là vận tốc của lưu thể đi vào bộ khuếch tán là C_∞ .

C_∞ chính là vận tốc tuyệt đối ở cửa ra của guồng động (xem hình 3.76); α_∞ là góc giữa C_∞ và C_{u2} .

$$C_\infty = C.$$

C_{u2} vẫn là hình chiếu của C_2 trên phương $U_2 \equiv U$ thuộc guồng động. Khi $C_{u1} = 0$ thì:

$$C_{u2} = \frac{gH}{\eta_H U}; \quad (3.225)$$

khi đó từ tam giác BDE ở hình 3.76, ta có:

$$C_\infty^2 = C_m^2 + \left(\frac{C_{u2}}{2}\right)^2; \quad (3.226)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_\infty = \frac{C_m}{\frac{C_{u2}}{2}} = \frac{2C_m}{C_{u2}}. \quad (3.227)$$

Thành phần vòng của phân lực dòng chảy R tác dụng lên cánh bộ khuếch tán là R_u :

$$R_u = \rho \frac{Q}{Z_2} (C_{u3} - C_{u2}), \text{ N,} \quad (3.228)$$

trong đó:

Z_2 - số cánh trong bộ khuếch tán (đồng thời là số rãnh);

C_{u3} - thành phần vòng của vận tốc tuyệt đối của chất lỏng ở cửa ra của bộ khuếch tán:

$$C_{u3} = 0;$$

C_m - vận tốc hướng trục, m/s;

Q - lưu lượng đi qua bộ khuếch tán, m³/s;

ρ - khối lượng riêng của lưu thể, kg/m³.

$$C_m = \frac{Q}{Z_2 \cdot t \cdot b}, \text{ m/s,} \quad (3.229)$$

trong đó:

t - bước cánh, m;

b - chiều rộng của cánh (theo hướng kính), m.

Thay giá trị Q ở (3.229) vào (3.228) với điều kiện $b = 1m$, ta có:

$$- R_u = \rho \cdot C_m \cdot t \cdot (C_{u3} - C_{u2}) = - \rho \cdot C_m \cdot t \cdot C_{u2}; \quad (3.230)$$

$$- R_u = - \rho \cdot C_m \cdot T;$$

$$T = t(C_{u2} - C_{u3}) \text{ vì } C_{u3} = 0 \rightarrow T = t \cdot C_{u2}.$$

Hay:

$$R_u = \rho \cdot C_m \cdot t \cdot C_{u2}. \quad (3.231)$$

Sơ đồ lực tác dụng lên cánh bộ khuếch tán tương tự như cánh gùồng:

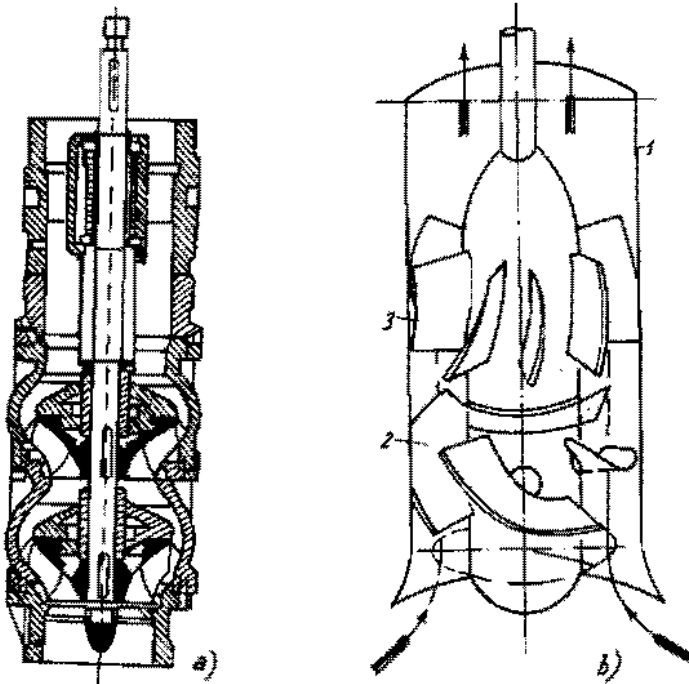
$$R = \frac{Y}{\cos \lambda};$$

$$R_u = R \sin(\alpha_\infty + \lambda) = Y \cdot \frac{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}{\cos \lambda};$$

$$Y = R_u \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)} = \rho C_m t C_{u2} \cdot \frac{\cos \lambda}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}. \quad (3.232)$$

Mặt khác Y được tính theo diện tích mặt cánh là $S = l \cdot b = l \cdot 1 = l$:

$$Y = \rho \cdot C_y \cdot l \cdot \frac{C_\infty^2}{2}; \quad (3.233)$$



Hình 3.79. Cấu tạo của bơm hướng trục:

a) bơm hướng trục cơ bộ khuếch tán.

b) bơm hướng trục hai cấp:

1 - vỏ bơm; 2 - guồng động; 3 - bộ khuếch tán.

Làm bằng (3.232) với (3.233) và chú ý:

$$\frac{C_{u_2}}{C_\infty} = 2\cos\alpha_\infty; \quad \frac{C_m}{C_\infty} = \sin\alpha_\infty, \text{ ta có:}$$

$$C_y \cdot \frac{l}{t} = 2 \cdot \frac{C_{u_2}}{C_\infty} \cdot \frac{C_m}{C_\infty} \cdot \frac{\cos l}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}, \text{ hay}$$

$$C_y \cdot \frac{l}{t} = 2 \frac{\sin 2\alpha_\infty \cdot \cos l}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}; \quad (3.234)$$

$$\frac{l}{t} = \frac{2}{C_y} \cdot \frac{\sin 2\alpha_\infty \cdot \cos l}{\sin(\alpha_\infty + \lambda)}; \quad (3.235)$$

$$C_y < 1.$$

Độ dày của cánh được tính bền từ phản lực R .

Khoảng cách giữa các cánh vào của bộ khuếch tán và các cánh ra của guồng động là a :

$$a = 0,1.D_c, \text{ m.} \quad (3.236)$$

Cấu tạo của bơm hướng trục được thể hiện ở hình 3.79.

3.4. CÁC TRẠM BƠM

Trong mỗi trạm bơm có thể lắp một hoặc nhiều hệ thống bơm. Chúng có thể làm việc độc lập, song song, hoặc nối tiếp. Quy mô và tính chất của trạm bơm phụ thuộc vào yêu cầu về lưu lượng, cột áp, tính chất của lưu thể, mục đích sử dụng trong sản xuất nông công nghiệp, hầm mỏ và trong đời sống, môi sinh.

Tùy từng trường hợp cụ thể mà lựa chọn loại bơm, số lượng (hoặc thiết kế bơm) cho phù hợp. Căn cứ địa hình cụ thể để thiết kế hệ thống, tính tổng tổn thất thủy lực, lưu lượng, công suất. Lựa chọn vật liệu chế tạo phải phù hợp với tính chất của lưu thể v.v...

Khi tính thiết kế hệ thống bơm ta phải dựng sơ đồ không gian của hệ thống để xác định đầy đủ tuyến ống, đường kính trong của ống, các trở lực cục bộ của từng chặng, áp suất và lưu lượng của từng nhánh, vận tốc chảy trong ống, hệ số ma sát, trở lực cục bộ rồi theo công thức tính tổn thất trở lực trên tuyến cao và dài nhất. Tính lưu lượng cho hệ thống và mỗi bơm. Tính công suất cho từng bơm và cả trạm.

Trạm bơm cần có bơm dự phòng và hướng đến quy mô có thể mở rộng mà trừa không gian.

Trạm bơm phải dễ vận hành, dễ sửa chữa thay thế, giá thành phù hợp, sử dụng lâu dài.

Phải an toàn về cháy, nổ, bảo đảm môi sinh.