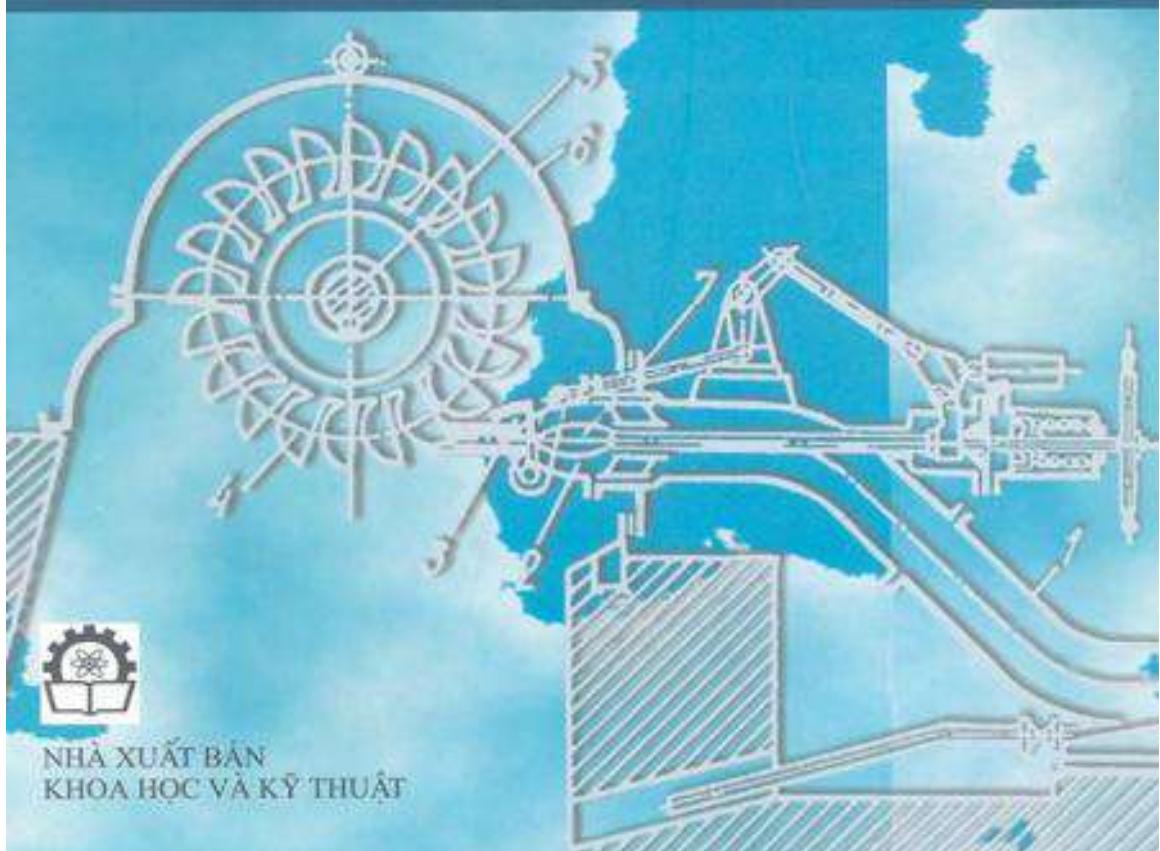


PGS.TS. VÕ SỸ HUỲNH
TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THÙ

Turbine nước



NHÀ XUẤT BẢN
KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

PGS. TS. VÕ SỸ HUỲNH, TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

TUABIN NƯỚC

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI**

Lời nói đầu

Sách Tuabin nước là tài liệu chuyên khảo cho các kỹ sư, trung cấp làm việc trong lĩnh vực tư vấn, thiết kế chế tạo, lắp đặt vận hành tuabin trong nhà máy thủy điện và hệ thống điện. Nó là tài liệu phục vụ cho nghiên cứu khoa học và giảng dạy chuyên ngành Máy và tự động thủy khí.

Sách Tuabin nước giới thiệu:

- Nguyên lý, tính năng các loại tuabin nước làm việc trong nhà máy thủy điện.
- Phạm vi sử dụng của các loại tuabin nước và phương pháp chọn tuabin nước cho nhà máy thủy điện.
- Tính toán thủy lực, xác định kích thước hình dạng phần dẫn dòng tuabin nước, buồng dẫn, bánh công tác và buồng hút.
- Tính bến một số chỉ tiêu tuabin nước.
- Nguyên lý làm việc của bộ điều tốc và các sơ đồ của các bộ điều tốc.

Để phát triển thủy điện ở nước ta, nhất là thủy điện nhỏ, sách đã đề cập tới các phương pháp thiết kế bánh công tác, buồng dẫn và buồng hút của các loại tuabin. Các kỹ sư thiết kế có thể sử dụng sách này cho việc lựa chọn tuabin, xác định các kích thước cơ bản của tuabin cho nhà máy thủy điện. Cán bộ và công nhân vận hành có thể tham khảo tài liệu này nắm vững các tính năng của tuabin để khai thác tối ưu và an toàn nhà máy thủy điện.

Sách chuyên khảo Tuabin nước cho chuyên ngành thủy điện ra đời chắc chắn còn có nhiều thiếu sót. Mong bạn đọc góp ý cho lần tái bản sau. Thư góp ý xin gửi về Bộ môn Kỹ thuật hàng không và thủy khí - Khoa Cơ khí - Trường Đại học Bách khoa Hà Nội hoặc Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội.

Xin chân thành cảm ơn bạn đọc.

CÁC TÁC GIẢ

Chương I: KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ TUABIN NƯỚC

1.1. TUABIN NƯỚC VÀ SỰ PHÁT TRIỂN CỦA NÓ

Hiện nay ngành năng lượng học đang phát triển mạnh. Người ta tích cực tìm kiếm những nguồn năng lượng khác nhau để sử dụng cho các ngành kinh tế. Trong đó năng lượng truyền thống: than, dầu, khí đốt, hạt nhân, thủy điện được coi là các dạng năng lượng cơ bản; còn năng lượng Mặt trời, năng lượng gió, năng lượng thuỷ triều và năng lượng thủy điện cực nhỏ... là những dạng năng lượng mới.

Ở nước ta có ba nguồn năng lượng chính đã được khai thác là than, dầu khí và năng lượng các dòng sông, suối lớn. Còn các nguồn năng lượng khác như năng lượng hạt nhân, gió, thuỷ triều, sóng biển, Mặt trời... đang được nghiên cứu sử dụng.

Năng lượng của các dòng chảy trong sông, suối (thủy năng) của nước ta rất phong phú, đứng hàng thứ 22 trên thế giới về tiềm năng thủy điện. Nguồn năng lượng này được phân bố khắp đất nước. Trữ năng lỏng thuỷ điện trên cả nước ước tính là 270-300 tỷ kWh/năm, với công suất khoảng 32.10³ kW. Nhưng trữ năng lỏng thuỷ điện kỹ thuật (khai thác với hiệu quả kinh tế) chỉ có khoảng 80 tỷ kWh, với công suất lắp máy 17.438 MW. Tiềm năng kinh tế kỹ thuật thuỷ điện nhỏ khoảng 60 tỷ kWh/năm, với công suất lý thuyết 10.000 MW.

Thủy năng là một dạng năng lượng tái tạo được. Đây là đặc tính ưu việt nhất của nguồn năng lượng này, các nguồn năng lượng khác như nguyên tử, than, dầu... không thể tái tạo được. Trong quá trình biến đổi năng lượng, chỉ có thủy năng sau khi biến đổi thành cơ năng và nhiệt năng lại được tái tạo thành dạng thủy năng, còn các dạng năng lượng khác trong quá trình biến đổi không tự tái tạo được trong tự nhiên. Con người sử dụng nguồn thủy năng để phục vụ cho đời sống và sản xuất, đặc biệt là để phát điện.

Tuabin nước - còn gọi là tuabin thủy lực là một thiết bị động lực biến đổi năng lượng của dòng chảy (thủy năng) thành cơ năng để quay máy phát điện và máy công cụ.

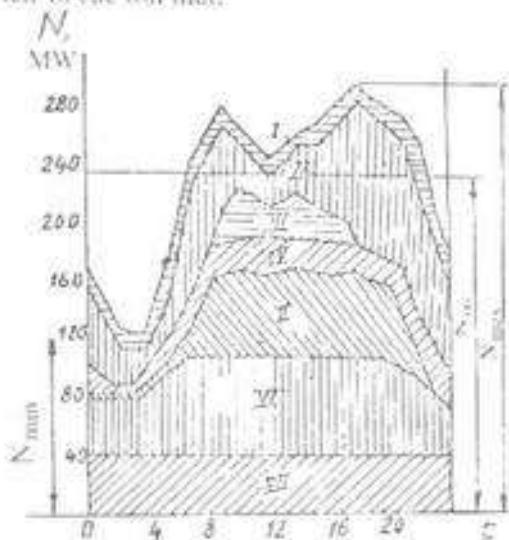
Nhà máy thủy điện có hàng loạt ưu điểm:

- Hiệu suất của nhà máy thủy điện có thể đạt được rất cao so với nhà máy nhiệt điện.
- Thiết bị đơn giản, dễ tự động hóa và có khả năng điều khiển từ xa.
- Ít sự cố và cần ít người vận hành.
- Có khả năng làm việc ở phần tải thay đổi.
- Thời gian mở máy và dừng máy ngắn.
- Không làm ô nhiễm môi trường.

Mặt khác, nếu khai thác thủy năng tổng hợp, kết hợp với tưới tiêu, giao thông và phát điện thì giá thành điện sẽ giảm xuống, giải quyết triệt để hơn vấn đề của thuỷ lợi và môi trường sinh thái của một vùng rộng lớn quanh đó.

Vốn đầu tư xây dựng nhà máy thủy điện đòi hỏi lớn hơn so với vốn xây dựng nhà máy nhiệt điện. Nhưng giá thành một kWh của thủy điện rẻ hơn nhiều so với nhiệt điện nên tính kinh tế chung vẫn là tối ưu hơn. Tuy nhiên, người ta cũng không thể khai thác nguồn năng lượng này bằng bất cứ giá nào. Xây dựng công trình thủy điện thực chất là thực hiện một sự chuyển đổi

điều kiện tài nguyên và môi trường. Sự chuyển đổi này có thể tạo ra các điều kiện mới, giá trị mới sử dụng cho các lợi ích kinh tế xã hội nhưng nó cũng có thể gây ra những tổn thất về xã hội và môi trường mà chúng ta khó có thể đánh giá được hết. Người ta chỉ khai thác thủy năng tại các vị trí công trình cho phép về điều kiện kỹ thuật, có hiệu quả kinh tế sau khi đã so sánh giữa lợi ích và các tổn thất.



Hình 1.1 Biểu đồ công suất điện sử dụng theo ngày

Các thông số đặc trưng của biểu đồ:

N_{\max} - công suất lớn nhất trong ngày, tính bằng MW, còn gọi là đỉnh của biểu đồ

N_{\min} - công suất nhỏ nhất trong ngày, tính bằng MW,

N_{avg} - công suất trung bình ngày, tính bằng MW.

Trong biểu đồ, phần nằm dưới giá trị N_{\max} là vùng cơ bản, phần nằm giữa N_{\max} và N_{avg} là vùng trung bình, phần nằm giữa N_{avg} và N_{\min} là vùng đỉnh. Vùng cơ bản do các nhà máy điện nguyên tử và nhiệt điện cung cấp. Vùng đỉnh do nhà máy thủy điện cung cấp. Còn vùng trung bình do sự điều tiết của tống đài phunng. O

những nơi có trạm thủy điện tích năng thì vùng đỉnh là vùng trung bình do trạm thủy điện tích năng làm nhiệm.

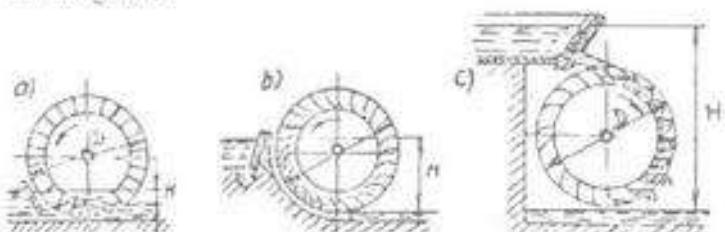
Turbin nước là loại máy thủy lực đầu tiên loài người dùng để sử dụng nguồn năng lượng thiên nhiên phục vụ đời sống và sản xuất, trước tiên là trong việc lấy nước và chế biến lương thực.

Turbin nước đầu tiên là những bánh xe nước đơn giản sử dụng dòng năng của dòng chảy. Cho tới nay lịch sử chưa xác định được ở đâu và ai là người đầu tiên phát minh ra bánh xe nước (hình 1.2). Người ta biết rằng hàng nghìn năm trước công nguyên ở Ai Cập, Ấn Độ và Trung Quốc đã sử dụng bánh xe nước dưới dạng thiết bị biến đổi năng lượng. Đến nay ở nước ta bánh xe nước vẫn còn được sử dụng trên các suối vùng núi và trung du.

Ở những thành phố và khu công nghiệp lớn thường phải sử dụng kết hợp nhiều nhà máy nhiệt điện, điện nguyên tử và thủy điện. Chúng cần làm việc đồng bộ với nhau, vì sao cho đạt hiệu quả cao nhất. Người ta thành lập những biểu đồ công suất điện sử dụng theo năm, tháng, ngày. Ví dụ trên hình 1.1 là biểu đồ công suất điện sử dụng trong một ngày đêm.

Biểu đồ bao gồm những vùng chính:

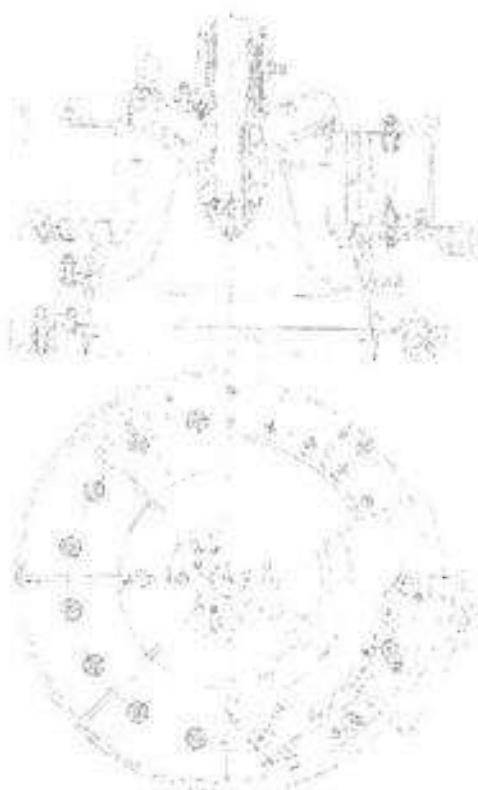
I- điện cho những thiết bị dùng điện của các nhà máy phát điện, II- điện sinh hoạt, dân dụng, III- điện cho các cơ quan làm việc giờ hành chính, IV- điện cho các phương tiện giao thông, V- điện cho các cơ sở làm việc 2 ca, VI- điện cho các cơ sở làm việc 3 ca.



Hình 1.2 Sơ đồ bánh xe nước

Ở Pháp từ thế kỷ IV đã có máy xay xát bằng năng lượng của nước. Tuy nhiên mãi tới thế kỷ XVI với sự phát triển của chủ nghĩa tư bản thì việc sử dụng năng lượng nước mới tương đối rộng rãi và bánh xe nước mới có những cải tiến lớn. Nhưng từ bánh xe nước đến tuabin nước loại người phải trải qua tìm kiếm và nghiên cứu khá dài.

Năm 1834 kỹ sư Pháp là Fuaray đã chế tạo thành công tuabin nước đầu tiên (hình 1.3).



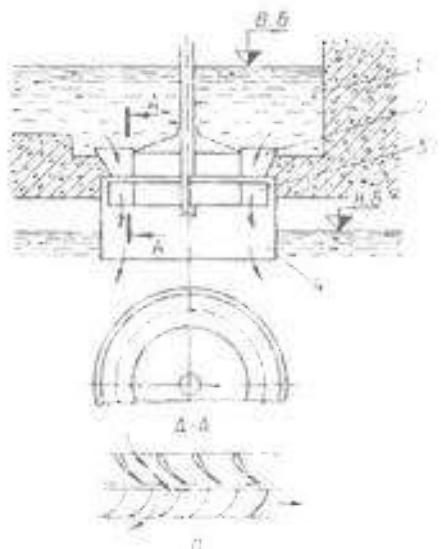
Hình 1.4. Sơ đồ tuabin Francis

Năm 1847-1849 một kỹ sư Mỹ là Dran Francis đã cải tiến tuabin Hopd thành tuabin tâm trực có hiệu suất cao hơn. Ngày nay người ta gọi tuabin tâm trực là tuabin Francis (hình 1.4).

Năm 1837-1841 Ghensen (Đức) và Jonvan (Pháp) đã chế tạo tuabin hướng trực cánh cố định. Sau đó năm 1912-1924 một giáo sư người Tiệp Khắc cũ là Kaplan cải tiến tuabin hướng trực cánh cố định thành tuabin hướng trực cánh điều chỉnh và gọi là tuabin Kaplan. Do điều chỉnh cánh làm tăng hiệu suất trong một phạm vi điều chỉnh công suất rộng.

Năm 1880 Penton (Mỹ) đã cải tiến bánh xe nước và phát minh ra tuabin gác. Vì thế tuabin gác còn gọi là tuabin Penton (hình 1.5).

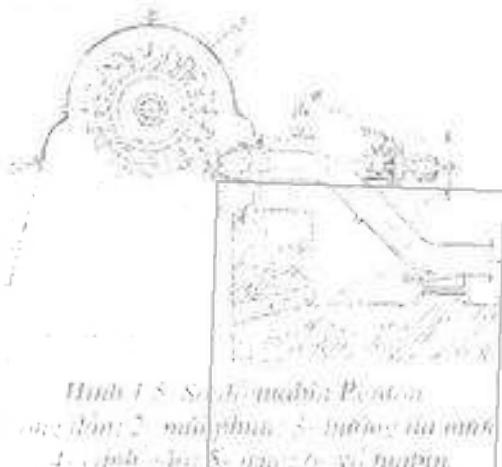
Ngày nay các loại tuabin nước kể trên đã được cải tiến và hoàn thiện ở mức độ cao. Nhiều kiểu tuabin đã được ra đời như tuabin hướng chéo, tuabin dòng thẳng (Caspun), tuabin bơm (máy thủy lực thuận nghịch dùng trong các trạm thủy điện tích năng).



Hình 1.5. Sơ đồ tuabin đầu tiên

Sau đó ít năm, vào khoảng năm 1837 người thợ mộc Nga tên là Xaphon cũng chế tạo một loại tuabin nước kiểu lát tam.

Năm 1838 Hopd (Mỹ) đã cải tạo tuabin lát tam trên thành tuabin hướng tam.



Hình 1.6. Sơ đồ tuabin Penton

1 - đòn; 2 - mao phun; 3 - mao; 4 - mao; 5 - mao; 6 - vị tuabin

Hiện nay ở nước ta đã có nhiều cơ sở đầu tư tiền bối khoa học kỹ thuật cho việc chế tạo tuabin nước. Chúng ta đã chế tạo một số tuabin nhỏ (đến hàng ngàn kW). Trong tương lai chúng ta sẽ chế tạo tuabin loại lớn hơn, góp phần cho việc điện khí hóa và phục vụ sản xuất ở các địa phương xa lối điện quốc gia.

1.2. SƠ ĐỒ CÁC NHÀ MÁY THỦY ĐIỆN

1.2.1. Nguyên lý chung

Nước trên các triền sô, suối chảy từ nguồn ra biển, di từ cao đến thấp mang theo nó một năng lượng, năng lượng này gọi là thủy năng.

Để xác định năng lượng đó ta chia dòng chảy trên sông thành đoạn ngắn có chiều dài là l , được giới hạn bởi các tiết diện $I-I$ và $II-II$ (hình 1.6).

Theo phương trình Bernoulli ta có năng lượng riêng tại từng mặt cắt:

$$\begin{aligned} E_{I-I} &= Z_I + \frac{P_I}{\gamma} + \frac{\alpha_I V_I^2}{2g} \\ E_{II-II} &= Z_{II} + \frac{P_{II}}{\gamma} + \frac{\alpha_{II} V_{II}^2}{2g} \end{aligned} \quad (1.1)$$



Hình 1.6. Sơ đồ xác định năng lượng dòng chảy trên đoạn sông

Trong đó: P/γ , Z , V , α – áp suất, vị trí, vận tốc trung bình tại mặt cắt và hệ số điều chỉnh động năng.

Hiệu năng lượng riêng của hai mặt cắt là năng lượng đơn vị của dòng chảy trên đoạn sông có chiều dài l và được gọi là cột áp của đoạn sông, ký hiệu là H .

$$H = E_I - E_{II} = Z_I - Z_{II} + \frac{P_I - P_{II}}{\gamma} + \frac{\alpha_I V_I^2 - \alpha_{II} V_{II}^2}{2g} \quad (1.2)$$

Nếu một đoạn sông có cột áp H , lưu lượng Q thì năng lượng dòng chảy trên đoạn sông đó là:

$$\begin{aligned} \text{Hay } &= \int_Q H dt \\ &= \gamma H W \end{aligned} \quad (1.3)$$

Trong đó: W - thể tích nước đoạn sông.

Công suất nước của dòng chảy trên đoạn sông là:

$$N = \gamma Q H \quad (1.4)$$

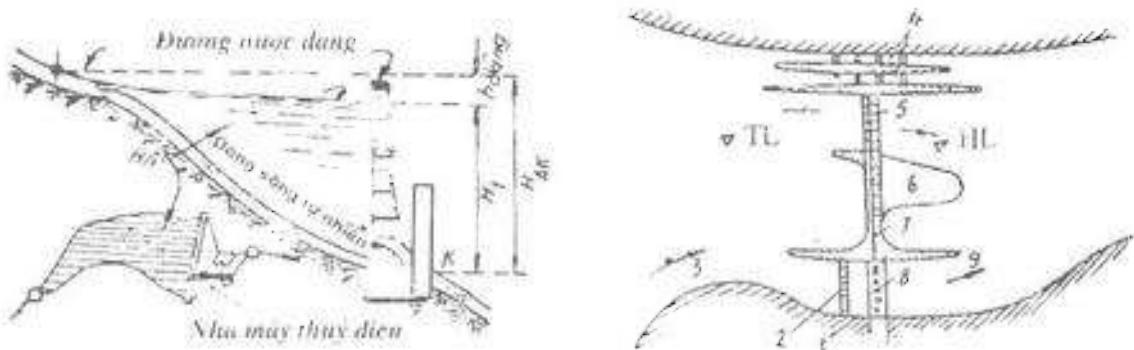
Để sử dụng năng lượng của đoạn sông thì phải tập trung năng lượng dòng nước phân bố trên đoạn sông đó tại một chỗ, tạo độ chênh mực nước thượng và hạ lưu nghĩa là phải tạo nên cột áp.

1.2.2. Sơ đồ nhà máy thủy điện

Trong thực tế có 3 phương pháp tập trung năng lượng của dòng nước tương ứng với ba sơ đồ nhà máy thủy điện (hình 1.7, 1.8, 1.9): Nhà máy thủy điện kiểu lòng sông, nhà máy thủy điện đường dẫn và nhà máy thủy điện kiểu tổng hợp.

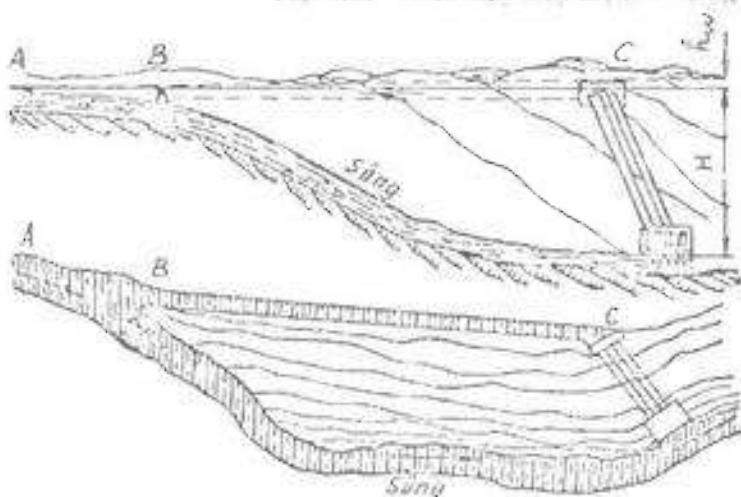
a. Nhà máy thủy điện kiểu lòng sông (hay sau đập)

Để tập trung năng lượng người ta dùng đập cột áp H là độ chênh mực nước trước và sau đập (tương ứng thượng và hạ lưu). Đập có hồ chứa nước lớn để điều tiết lưu lượng dòng sông.



Hình 1.7. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu long sông

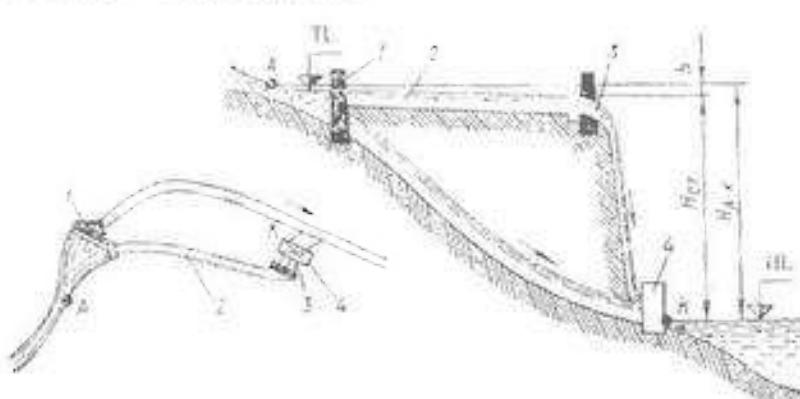
1- hòn sóng; 2- lối chia dòng; 3- dòng thượng lưu; 4- du thuyền; 5- cát và mìn không tát
6-7- đập đài; 8- nhà máy thủy điện; 9- dòng chảy tự lưu



Hình 1.8. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu đường dẫn

$H=300m$ là nhà máy thủy điện Nurec ở Liên Xô (cũ).

Nhà máy thủy điện Thác Bà trên sông Chày là nhà máy thủy điện long sông có cột áp $H=37m$, $N=40MW$, ba tổ máy.



Hình 1.9. Sơ đồ nhà máy thủy điện kiểu tổng hợp.

b. Nhà máy thủy điện đường dẫn

Nước được ngăn bởi một đập thấp rồi chảy theo đường dẫn (kênh, máng, tuy-nen, ống dẫn) đến nhà máy thủy điện. Ở đây cột áp cơ bản là do đường dẫn tạo nên, còn đập chỉ để ngăn nước lại để đưa vào đường dẫn. Đường dẫn có độ dốc nhỏ hơn độ dốc lòng sông. Kiểu trạm này thường dùng ở các sông

Sau cõi đờm long sorse lợn và lưu lượng nhỏ.

Trạm thủy điện Đa Nhim (Ninh Thuận) có cột nước $H=800\text{m}$, $N=160 \text{ MW}$ (bốn tổ máy 40MW/tổ).

Trạm thủy điện có công suất lớn nhất thế giới hiện nay là trạm Bogota (Colombia) có $H=2000\text{m}$, $N=500\text{MW}$.

c) Nhà máy thủy điện tổng hợp

Nặng lượng nước được tập trung là nhỏ dập và cao đường dẫn. Cột áp của trạm gồm 2 phần: một phần do dập tạo nên, phần còn lại do đường dẫn tạo nên (hình 1-9).

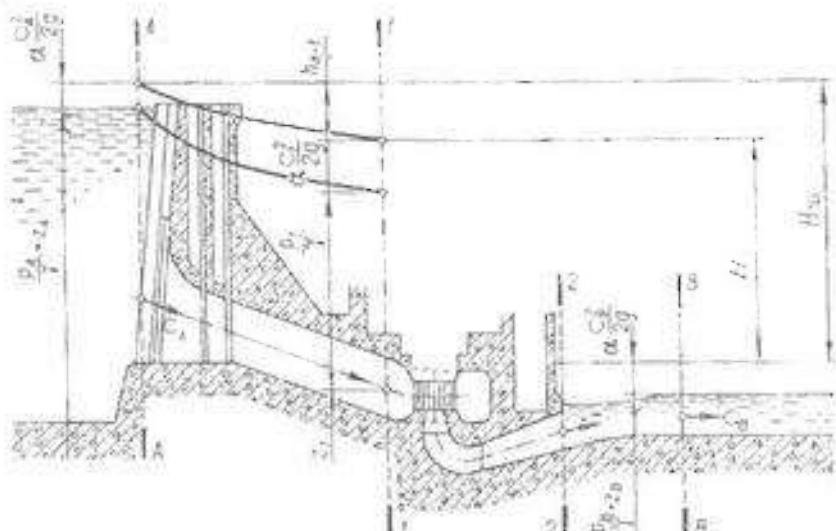
Nhà máy kiêm này được dùng cho các đoạn sông mà ở trên sông có độ dốc nhỏ thì xây đập ngăn nước và hồ chứa, còn ở phía dưới có độ dốc lớn thì xây đường dẫn.

Nhà máy thủy điện Hòa Bình ($H=88m$, $N=220MW$, 8 tổ máy) và Trị An ($H=50m$, $N=100MW$, 3 tổ máy) là trạm kiểu tổng hợp.

1.3. CÁC THÔNG SỐ CỦA ĐỘNG CHẠY VÀ TUA BÌN NƯỚC

1.3.1. Cột áp

Cột áp toàn phần hay còn gọi là cột áp của nhà máy được xác định bằng hiệu năng lượng riêng của tiết diện A-A (thương lưu) và tiết diện B-B (đáy lưu). Công thức xác định cột áp toàn phần như sau:



Hình 1.10. Sơ đồ nhà máy thủy điện

$$H_{\text{ext}} = (Z_{\text{e}} - Z_{\text{p}}) + \frac{P_{\text{e}} - P_{\text{p}}}{\gamma} + \frac{\alpha_e V_{\text{d}}^2 - \alpha_p V_{\text{p}}^2}{2p} \quad (1.5)$$

Khi dòng chảy vào tuabin thì một phần công suất của dòng chảy tiêu hao chủ yếu do tốn thất cột áp qua cửa ngắn, cửa chống tắc, tốn thất dọc dương từ tiết diện A-A đến 1-1 và từ 2-2 đến B-B. Vì thế cột áp cửa tuabin nhỏ hơn cột áp toàn phần một dai lượng tốn thất đó.

Cột áp tuabin được xác định bằng hiệu năng lượng riêng giữa tiết diện vào tuabin $I-I$ và tiết diện ra $2-2$ (hình 1.10).

Cột áp tuabin xác định theo công thức:

$$H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g} \quad (1.6)$$

Cột áp tuabin là một trong những thông số quan trọng để thiết kế tuabin.

1.3.2. Lưu lượng

Lưu lượng của tuabin là lượng nước chảy qua tuabin trong một đơn vị thời gian. Ký hiệu là Q , đơn vị đo m^3/s .

Lưu lượng tuabin khác với lưu lượng của dòng chảy vì có thể có một phần lưu lượng của dòng chảy không đi qua tuabin mà đi qua đập tràn hoặc ầu thuyền.

Lưu lượng tuabin cũng là một trong những thông số chính để thiết kế tuabin.

1.3.3. Công suất

Công suất của tuabin được xác định theo cột áp và lưu lượng qua tuabin theo công thức:

$$N = \frac{10QH}{102} \text{ (kW)}$$

hay

$$N = 9.81 Q H \quad (1.7)$$

Công suất hữu ích là công suất trên trục tuabin xác định theo công thức:

$$N_h = N \eta_t \quad (1.8)$$

Công suất hữu ích luôn nhỏ hơn công suất xác định theo công thức (1.7), vì trong quá trình biến đổi năng lượng luôn có tổn thất.

1.3.4. Hiệu suất

- Hiệu suất tuabin:

Từ biểu thức (1.7) và (1.8), ta suy ra hiệu suất tuabin η_t

$$\eta_t = \frac{N_h}{9.81 Q H} \quad (1.9)$$

Hiệu suất của tuabin là tích của 3 hiệu suất:

$$\eta_t = \eta_a \eta_m \eta_c \quad (1.10)$$

Trong đó: η_a - hiệu suất thủy lực - do tổn thất thủy lực;

η_m - hiệu suất thế tích - do tổn thất rò rỉ;

η_c - hiệu suất cơ khí - do tổn thất cơ khí.

Hiệu suất tuabin phụ thuộc chủ yếu vào cấu tạo, kích thước, và chế độ làm việc của nó.

- Hiệu suất tổ máy:

Nếu nối trực tiếp thì hiệu suất tổ máy là tích của hiệu suất tuabin và hiệu suất máy phát:

$$\eta_{tm} = \eta_t \cdot \eta_m \quad (1.11)$$

Nếu nối gián tiếp qua cơ cấu truyền động thì cần tính thêm hiệu suất truyền động:

$$\eta_{tm} = \eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_{td} \quad (1.12)$$

Như vậy công suất tổ máy sẽ là:

$$N_{tm} = 9.81 Q H \eta_{tm} \quad (1.13)$$

1.3.5. Đường kính bánh công tác và số vòng quay tuabin

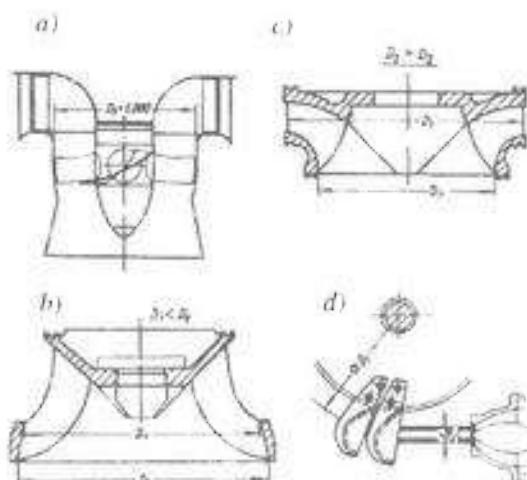
- Kích thước hình học của bánh công tác đặc trưng bởi đường kính D , được quy ước đối với những loại tuabin chính như hình vẽ 1.11.

- Số vòng quay của tuabin thông thường chính là số vòng quay của máy phát (nếu nối trực tiếp), vì vậy khi chọn số vòng quay của tuabin cần chú ý đến số vòng quay đồng bộ của máy phát:

$$n = \frac{6000}{2P} \quad (1.14)$$

Trong đó: $2P$ – số đôi cực của máy phát ứng với tần số $f = 50\text{Hz}$.

Có thể chọn số vòng quay đồng bộ theo bảng sau:



Hình 1.11. Quy cách đường kính bánh xe cát D đối với các loại tuabin

a: hình tròn; b,c: tam giác; d: giao.

Bảng 1.1

Số đôi cực $2P$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
n , vg/ph	3000	1500	1000	750	600	500	428,6	375	333	300	273	250

Hai đại lượng này đặc trưng cho kích thước và cở tuabin. Chúng có quan hệ mật thiết với nhau và được xác định bởi cột áp và lưu lượng của tuabin. Thường tuabin có công suất lớn thì đường kính lớn. Nhưng tuabin có cột áp càng lớn thì số vòng quay càng lớn và kích thước càng nhỏ.

1.3.6. Số vòng quay đặc trưng của tuabin

Thông thường các thông số cơ bản cho trước khi thiết kế tuabin là cột áp H , lưu lượng Q (hoặc công suất N) và số vòng quay n . Trong ngành máy thủy lực nói chung và chế tạo tuabin nói riêng để biểu thị tổng hợp cho các thông số nêu trên, người ta dùng một hệ số gọi là số vòng quay đặc trưng ký hiệu là n_* .

Số vòng quay đặc trưng là số vòng quay của mỗi tuabin làm việc với cột áp $H=1\text{m}$, phát ra công suất $N=1\text{kW}$. Số vòng quay đặc trưng của một tuabin được xác định theo công thức

$$n_* = \frac{n\sqrt{N}}{H^2\sqrt{H}} \quad (1.15)$$

Cần chú ý rằng số vòng quay đặc trưng là hệ số tổng hợp có tính chất đặc trưng chứ không phải là số vòng quay thực tế của tuabin. Mỗi kiểu tuabin do phạm vi sử dụng về công suất và cột áp khác nhau nên số vòng quay đặc trưng cũng khác nhau. Chúng tôi sẽ trả lại phân tích kỹ hơn về n_* của tuabin ở phần sau.

1.4. PHÂN LOẠI VÀ PHẠM VI SỬ DỤNG CỦA TUABIN

1.4.1. Phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy qua tuabin

Để phân loại tuabin, người ta đưa ra nhiều những chỉ tiêu khác nhau. Ở đây ta chỉ xét phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy qua bánh công tác tuabin và phân loại theo số vòng quay đặc trưng n_* .

Ta khảo sát các thành phần năng lượng của dòng chảy. Năng lượng đơn vị của dòng chảy truyền cho bánh công tác tuabin bằng độ chênh năng lượng riêng giữa hai tiết diện trước và sau đó:

$$H = (Z_1 - Z_2) + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2 - \alpha_2 V_2^2}{2g} \quad (1.16)$$

Thể nang Dong nang

Vậy năng lượng riêng gồm hai phần: động năng và thế năng.

Tùy thuộc vào dạng năng lượng này mà chia tuabin nước thành hai hệ khác nhau: tuabin xung lực và tuabin phản lực.

Trong tuabin xung lực, chỉ có phần động năng của dòng chảy tác dụng lên bánh công tác còn phần thế năng bằng không. Hệ tuabin này phát ra công suất nhờ động năng của dòng chất lỏng, còn áp suất ở cửa vào và cửa ra của tuabin là áp suất khí trôi.

Tuabin phản lực là loại tuabin làm việc nhờ cả hai phần thế năng và động năng, mà chủ yếu là thế năng của dòng chảy. Trong hệ tuabin này, áp suất ở cửa vào luôn lớn hơn ở cửa ra. Dòng chảy qua tuabin là dòng liên tục di chuyển toàn bộ mảng dẫn cánh. Trong vùng bánh công tác tuabin, dòng chảy biến đổi cả động năng và thế năng. Trong đó vận tốc dòng chảy qua tuabin tăng dần, áp suất giảm dần. Mảng dẫn của cánh hình còn nên gây ra độ chênh áp mặt cánh, từ đó tạo ra momen quay.

Tuabin phản lực và xung lực có tính năng và phạm vi sử dụng khác nhau. Tuabin phản lực dùng cho trạm cột nước thấp, lưu lượng lớn còn tuabin xung lực dùng cho trạm cột nước cao, lưu lượng nhỏ.

1.4.2. Tuabin phản lực

Tuabin phản lực là hệ tuabin được sử dụng rộng rãi nhất, bao gồm phạm vi cột nước từ 1.5m đến 600m.

Trên hình 1.12 là sơ đồ phân dân dòng của các loại tuabin phản lực chính. Trong tuabin phản lực dòng chảy đi từ thương lưu, qua ống dẫn vào buồng dẫn, đi vào bánh công tác (nơi làm nhiệm vụ biến đổi thủy năng thành cơ năng) rồi theo ống hút đi ra hạ lưu. Phụ thuộc vào hướng dòng chảy của dòng nước đi qua bánh công tác mà chia tuabin phản lực thành nhiều loại: tuabin hướng trục (hình 1.12 a,b), tuabin tâm trục (hình 1.12 d), tuabin hướng chéo (hình 1.12 c).

a. Tuabin hương trục

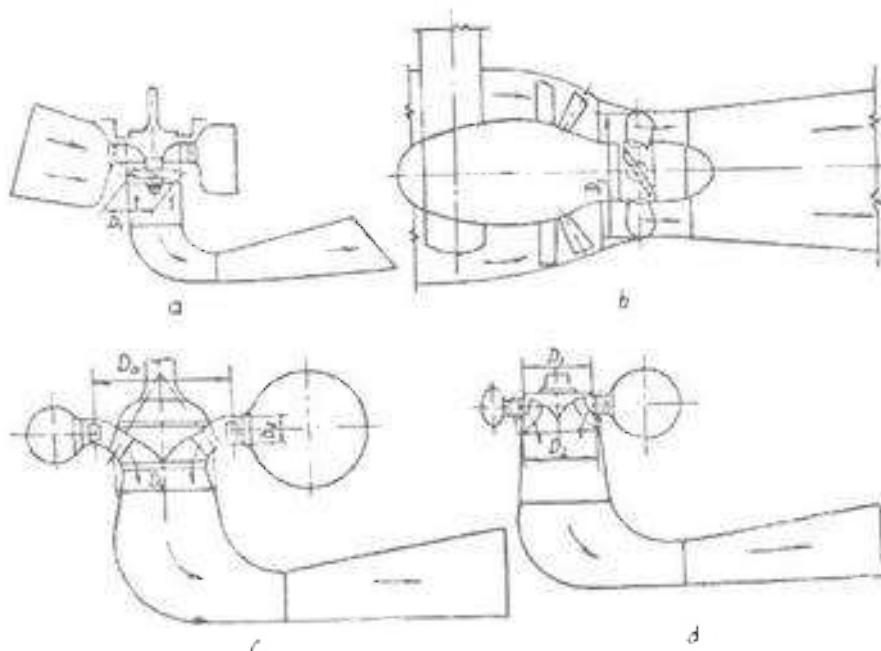
Tuabin hướng trực là loại tuabin trong đó hướng chuyển động của dòng chảy trong phạm vi bánh công tác song song với trục quay tuabin (hình 1.12 a,b).

Tuabin hướng trục có thể là loại cánh cố định hoặc là loại cánh điều chỉnh bánh công tác gồm nhiều cánh được gắn với báu. Nếu cánh được gắn chặt với báu thì gọi là tuabin hướng trục cánh cố định (tuabin chong chóng). Nếu cánh có thể quay quanh trục cánh gắn thì gọi là tuabin hướng trục cánh điều chỉnh. Cánh có hình cung không gian, số cánh có thể từ 3 đến 9. Loại tuabin này có thể làm việc với cột nước $H = 1.5-40m$. Tuabin hướng trục cánh cố định thường dùng cho các trạm cỡ nhỏ và trung bình. Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh được sử dụng cho cỡ trung bình và lớn. Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh có hiệu suất cao trong phạm vi điều chỉnh rộng. Tuy nhiên kết cấu của loại cánh điều chỉnh phức tạp vì cơ cấu điều chỉnh cánh nằm trong báu bánh công tác.

b. Tuabin tam truc

Trong tuabin tâm trục, hướng của dòng chảy ở vùng bánh công tác ban đầu theo phương hướng tâm, sau đó chuyển sang phương song song với trục.

Tuabin này còn gọi là tuabin Francis. Nó được sử dụng rộng rãi trong các trạm có cột nước cao: $H = 30-600$ m. Đối với các trạm nhỏ tuabin này có thể làm việc với cột nước $H > 4$ m.



Hình 1.12. Sơ đồ phác thảo động cơ tua bin phản lực

Bánh công tác của loại tua bin này hoàn toàn khác với loại tua bin hướng trục. Bánh công tác gồm bể thông cánh gắn chặt với hai bánh đĩa trên và dưới thành một khối cứng. Cánh có dạng cong không gian và số cánh có từ 12 đến 22.

Tua bin tâm trục có hiệu suất cao nhưng cánh cố định nên chỉ thích hợp với trạm có cột nước ít thay đổi (hình 1.12 d).

Tua bin tâm trục có cột nước cao nhất thế giới $H = 620\text{m}$ ở Khot-xen-van (Đức).

Ở nước ta các nhà máy thủy điện: Trị An, Hòa Bình, YaLy, Thủ Mô dùng tua bin tâm trục cỡ lớn và trung bình, còn trạm Ta Sa, Na Ngần, Suối Cùn... dùng tua bin tâm trục cỡ nhỏ.

c. Tua bin hướng cheo

Để kết hợp ưu điểm của cả hai loại tua bin tâm trục và hướng trục cánh điều chỉnh, năm 1950 giáo sư Kviaceopski (Liên Xô) và sau đó 2 năm, kỹ sư Derat (Anh) đã sáng chế ra một loại tua bin mới gọi là tua bin hướng cheo (hình 1.12d).

Động chạy qua vùng bánh công tác của tua bin loại này có hướng tạo với trục quay một góc nào đó. Bầu cánh là hình nón. Bầu cánh chứa toàn bộ cơ cấu điều chỉnh cánh như bầu cánh của tua bin hướng trục cánh điều chỉnh.

Loại tua bin này làm việc trong phạm vi cột nước $H = 30-150\text{m}$. Nó có thể điều chỉnh cánh nên phạm vi điều chỉnh công suất có hiệu suất cao tương đối rộng so với tua bin tâm trục.

Ở Liên Xô cũ, loại tua bin này chưa được sử dụng rộng rãi nhưng ở các nước khác, nhất là Nhật Bản thì loại tua bin này rất phát huy tác dụng.

1.4.3. Tua bin xung lực

Tua bin xung lực gồm có những loại chủ yếu sau:

- Tua bin gáo (hình 1.5)
- Tua bin tua nghiêng (hình 8.7)
- Tua bin tác dụng kép (hình 8.8)

a. Tuabin gáo

Tuabin gáo là loại tuabin xung lực được sử dụng nhiều nhất. Phần dẫn động của nó gồm bánh công tác và vòi phun. Bánh công tác gồm nhiều cánh hình gáo được gắn chặt lên đĩa bánh công tác. Bánh công tác gắn liền trên trục tuabin, trục này nối với trục máy phát. Thông thường tuabin gáo đặt ngang, chỉ có một số tuabin cỡ lớn có tó máy đặt đứng. Vòi phun gồm có ống hình côn nối với ống dẫn, trong ống hình côn có kim điều chỉnh lưu lượng ra của vòi phun. Ở đây dòng chảy theo ống dẫn vào vòi phun, từ đó dòng chảy ra khỏi vòi phun với vận tốc đủ lớn tác dụng vào các cánh gáo và tạo thành momen quay. Ngoài ra vòi phun làm nhiệm vụ điều chỉnh lưu lượng qua bánh công tác.

Tuabin gáo làm việc với cột nước $H = 40-3000m$ và lớn hơn nữa. Ở mức ta tram thủy điện Đa Nhim dùng tuabin gáo có công suất một tó máy $N=40MW$.

b. Tuabin tia nghiêng

Trên hình 8.7 là sơ đồ tuabin tia nghiêng.

Tuabin này khác với tuabin gáo là dòng chảy từ vòi phun hướng vào bánh công tác dưới một góc nghiêng. Bánh công tác gồm các cánh cong gắn chặt lên hai đĩa bên bánh công tác, có hình dạng đơn giản hơn dạng gáo nên dễ chế tạo. Vòi phun của loại này tương tự như vòi phun của tuabin gáo.

Tuabin tia nghiêng được lắp cho những trạm thủy điện nhỏ. Hiệu suất của tuabin này thường nhỏ hơn hiệu suất của tuabin gáo.

c. Tuabin tia dung kép

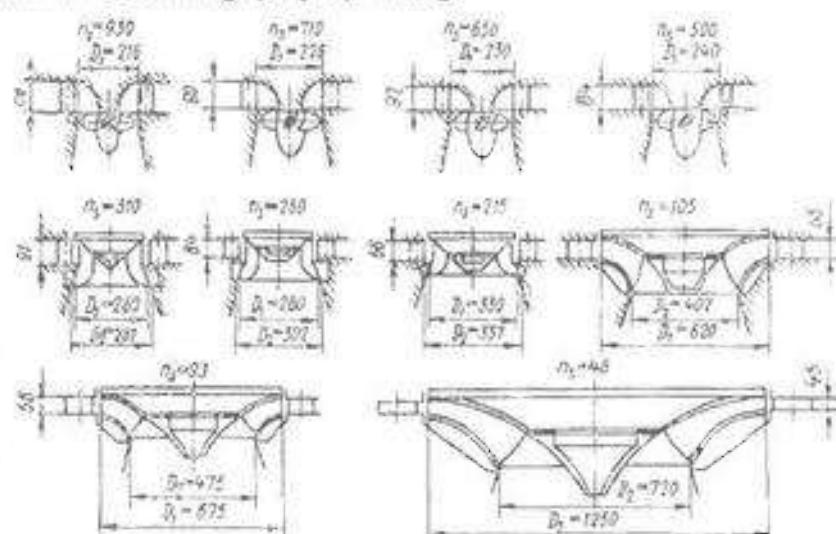
Trên hình 8.8 là sơ đồ tuabin tia dung kép. Ở đây dòng chảy từ vòi phun tác dụng lên cánh bánh công tác hai lần: dòng chảy đi từ ngoài vào tâm sau đó lại hướng từ tâm ra ngoài, nên gọi loại này là tuabin tia dung kép. Vòi phun của tuabin này có tiết diện chữ nhật chứ không phải tiết diện tròn. Ở đây thay đổi lưu lượng bằng cách thay đổi một thành trong để thay đổi tiết diện vòi phun.

Tuabin tia dung kép còn có tên gọi là tuabin xung kích hai lần, hay tuabin Banki. Nó được dùng cho các trạm thủy điện có nhỏ $N=5-100kW$.

1.4.4. Phân loại tuabin theo số vòng quay đặc trưng

Trong máy thủy lực nói chung, người ta đưa ra khái niệm về các máy tương tự và số vòng quay đặc trưng n . Các khái niệm này có thể áp dụng cho tuabin. Như vậy các tuabin tương tự thì đều có số vòng quay đặc trưng giống nhau, không phụ thuộc vào đường kính và các thông số lưu lượng.

Mỗi hệ tuabin phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng mà chia thành 3 nhóm: số vòng quay đặc trưng cao, trung bình và thấp.



Hình 1.13: Phân loại tuabin theo số vòng quay đặc trưng

Trên hình 1.13 là hình dạng phân dần dòng của các loại tuabin ứng với giá trị các số vòng quay đặc trưng khác nhau n_c .

Bảng 1.2

n_c	930	650	500	310	215	93	48
b_n	96	92	84	91	66	56	45
D_t	216	230	240	260	330	675	1250

Dùng cách phân loại theo n_c , người ta dễ dàng lựa chọn loại tuabin thích hợp nhất cho một trạm thủy điện nếu cho trước cột áp H , công suất tổ máy N và số vòng quay đặc trưng n_c .

Có thể chọn sơ bộ loại tuabin dựa vào cột áp H và số vòng quay đặc trưng n_c , theo bảng 1.3

Bảng 1.3

TT	Loại tuabin	Giới hạn theo n_c	Giới hạn theo H, m
1	Hướng trực cánh quay và chong chóng có n_c cao	950-759	5-12
2	Hướng trực cánh quay và chong chóng có n_c trung bình	750-550	12-22
3	Hướng trực cánh quay và chong chóng có n_c thấp	550-350	22-40
4	Tâm trực n_c cao	400-250	20-50
5	Tâm trực n_c trung bình	250-150	50-120
6	Tâm trực n_c thấp	150-70	120-3000
7	Gáo	50-10	200-2000

1.5. CÁC BỘ PHẬN CHÍNH CỦA TUABIN NUỐC

Trong tuabin nước, bộ phận ảnh hưởng lớn đến hiệu suất tuabin đó là phân dần dòng.

Phân dần dòng gồm có ba bộ phận chính:

- Buồng dẫn tuabin.
- Bánh công tác.
- Buồng hút tuabin.

Trong đó bánh công tác là bộ phận chính làm nhiệm vụ biến đổi năng lượng. Hai bộ phận buồng dẫn và buồng hút không trực tiếp biến đổi năng lượng nhưng vai trò của chúng rất quan trọng giúp bánh công tác làm nhiệm vụ biến đổi năng lượng có hiệu quả tốt.

Các bộ phận phụ của phân dần dòng gồm có: các van điều chỉnh lưu lượng dòng chảy, van đóng nhanh khi có sự cố, lưỡi chán rác...

Nếu tuabin làm việc đồng bộ với máy phát điện thì một bộ phận quan trọng giúp cho sự đồng bộ này là máy điều tốc. Ta sẽ nghiên cứu bộ điều tốc ở chương IX.

Các bộ phận phụ của tuabin bao gồm: trục tuabin, 6 dẫn hướng các thiết bị bôi trơn cho trục tuabin và máy phát.

Trong các trạm thủy điện còn có các thiết bị phụ trợ khác như: các tổ máy bơm, các tổ máy nén khí, thiết bị nâng hạ, hệ thống điện... Ở đây chúng ta chỉ xét bộ phận chính của phân dần dòng tuabin.

1.5.1. Phản dàn dòng của tuabin phản lực

a. Buồng dàn tuabin

- Làm nhiệm vụ dàn nước từ ống nước hoặc kênh dàn đến bánh công tác.

- Yêu cầu: buồng dàn đưa nước đến bánh công tác với tốc độ nhỏ nhất, và sự phân bố vận tốc đi vào bánh công tác phải đều (đối xứng qua trục).

- Cấu tạo: buồng dàn của tuabin cũ nhỏ thường là buồng hở (hình 1.14a) hay là hộp tròn (hình 1.14b) tiết diện không thay đổi với các cánh hướng nằm cách đều nhau trên một đường tròn.

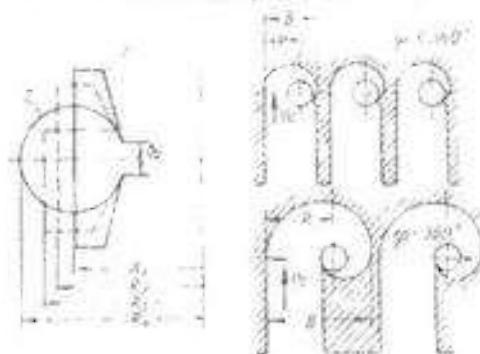
Buồng dàn của tuabin có trung bình và lớn gồm có: buồng xoắn, cột trục và cánh hướng nước.

Buồng xoắn tuabin có tiết diện ngang (tiết diện cắt chưa trục tuabin) giảm dần từ tiết diện vào đến tiết diện cuối. Nhờ sự thay đổi tiết diện này mà kích thước buồng xoắn nhỏ hơn so với các loại buồng có tiết diện ngang không đổi (hình 1.14 a,b) và đảm bảo việc dàn dòng chất lỏng vào bánh công tác đều hơn (đối xứng qua trục tuabin), tạo điều kiện dòng ổn định qua bánh công tác.

Đối với tuabin có cột nước cao (tâm trục) buồng xoắn thường làm bằng vật liệu kim loại (hình 1.15 a). Tiết diện kính tuyển buồng xoắn kim loại thường là hình tròn hay hình elip. Đối với tuabin cột nước thấp (thường trực) thường làm buồng xoắn bê tông. Buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang đối xứng hoặc không đối xứng (hình 1.15 b). Thường buồng xoắn bê tông có lớp trong bằng kim loại.

Cột trục, còn gọi là stato tuabin, có nhiệm vụ chính là truyền tải trọng phía trên tuabin xuống móng nhà máy. Các tải trọng gồm có: trọng lượng các phần quay và không quay của tờ máy, áp lực thủy động đoe trực của dòng nước lên bánh công tác, trọng lượng nén và bộ máy.

Stato phải đủ bền và không làm ảnh hưởng đến dòng chảy. Cánh của stato có tiết diện khi dòng và làm từ gang chịu nén, đối với tuabin cột áp cao thì cánh và vanh stato làm bằng thép.



Hình 1.14. Cấu trúc buồng dàn của tuabin
1 - tiết diện hình thang; 2 - tiết diện tròn

Cánh hướng nước hay còn gọi là bộ phận hướng dòng nằm sau stato gồm nhiều cánh có tiết diện khi động nằm cách đều nhau.

Cánh hướng làm nhiệm vụ hướng dòng chảy vào bánh công tác ở một góc thích hợp và phân bổ vận tốc dòng chảy vào bánh công tác đều. Ngoài ra cánh hướng còn làm nhiệm vụ thay đổi lưu lượng vào bánh công tác cho phù hợp với phụ tải của máy phát điện. Cánh hướng cũng làm nhiệm vụ dừng và mở tuabin.

Để điều chỉnh lưu lượng, cánh hướng quay xung quanh trục cố định nhờ thiết bị điều khiển (bô điều tốc). Khi cánh hướng quay thì khoảng cách giữa chúng (gọi là độ mở cánh hướng, ký hiệu a) thay đổi. Lưu lượng qua cánh hướng vào bánh công tác thay đổi và thay đổi luôn cả hướng dòng chảy đi vào bánh công tác.

Để điều chỉnh độ mở a , người ta dùng cơ cấu điều chỉnh cánh hướng. Cơ cấu này gồm vành điều chỉnh qua hệ thống thanh truyền. Vành điều chỉnh được dẫn động bằng các xy lanh thủy lực. Khi có tín hiệu điều chỉnh, các xy lanh thủy lực chuyển động tịnh tiến, kéo vành điều chỉnh quay đi một góc nào đó. Qua hệ thống thanh truyền dẫn tới quay tất cả cánh hướng với một góc như nhau, nghĩa là làm thay đổi độ mở cánh hướng a .

b. Bánh công tác

Là bộ phận quan trọng nhất làm nhiệm vụ biến đổi thủy năng thành cơ năng.

Bánh công tác của tuabin hướng trực gồm báu cánh hình trụ và nhiều cánh được gắn với báu. Ở chỗ lắp cánh có thể là mặt cầu hay mặt tru. Cánh hình công không gian có thể từ 3 đến 9 cánh. Nếu là tuabin hướng trực cánh điều chỉnh thì cơ cấu điều chỉnh cánh nằm trong báu bánh công tác. Vì vậy đường kính báu phải đủ lớn. Điều này hạn chế rất nhiều cho việc thiết kế tuabin hướng trực cánh điều chỉnh cột nước lớn (hình 1.17).

Tuabin chong chóng thì kết cấu đơn giản, nhưng hiệu suất cao chỉ ứng với một chế độ làm việc. Vì thế loại tuabin này không được dùng cho trạm công suất lớn vì không kinh tế.

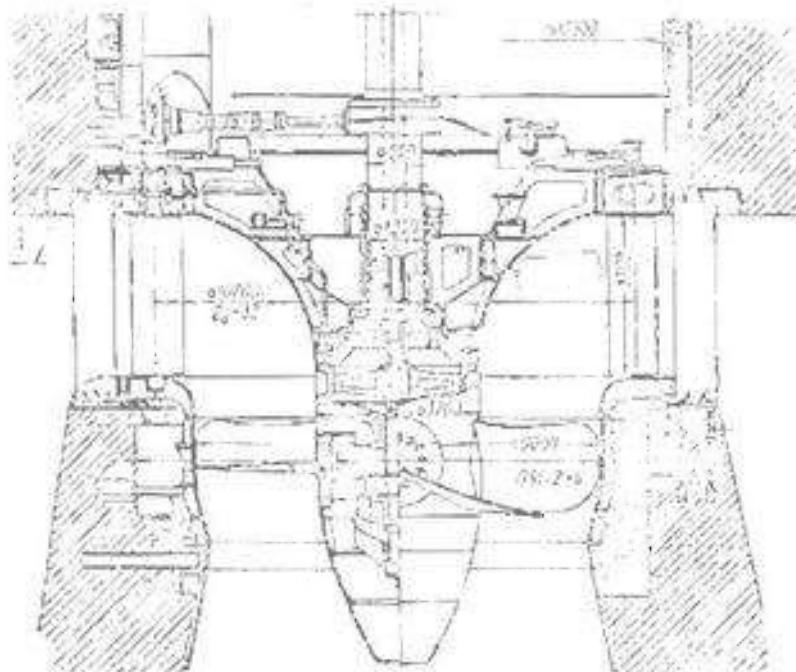
Đặc trưng cho sự khác nhau của tuabin này tương ứng với cột nước là tỷ số d_2/D_1 . Cột nước càng lớn thì tỷ số này càng lớn.

Bánh công tác của tuabin tâm trực gồm các cánh gắn trên hai vành đĩa. Cánh có dạng cong không gian và số cánh từ 12 đến 22 cánh. Người ta thường chế tạo cánh và hai vành đĩa sau đó hàn thành một chi tiết. Nếu trường hợp đường kính bánh công tác quá lớn thì người ta chế tạo thành hai nửa và khi lắp ráp tại trạm thì hàn hai khối đó thành một chi tiết. Tùy thuộc cột nước của trạm mà bánh công tác có sự khác nhau. Đặc trưng cho sự khác nhau đó là tỷ số giữa đường kính ra D_2 và đường kính vào D_1 . Tương ứng với cột nước thấp $H < 80m$ thì $D_2/D_1 > 1$, nếu cột nước cao $H > 80m$ thì $D_2/D_1 < 1$ (hình 1.18).

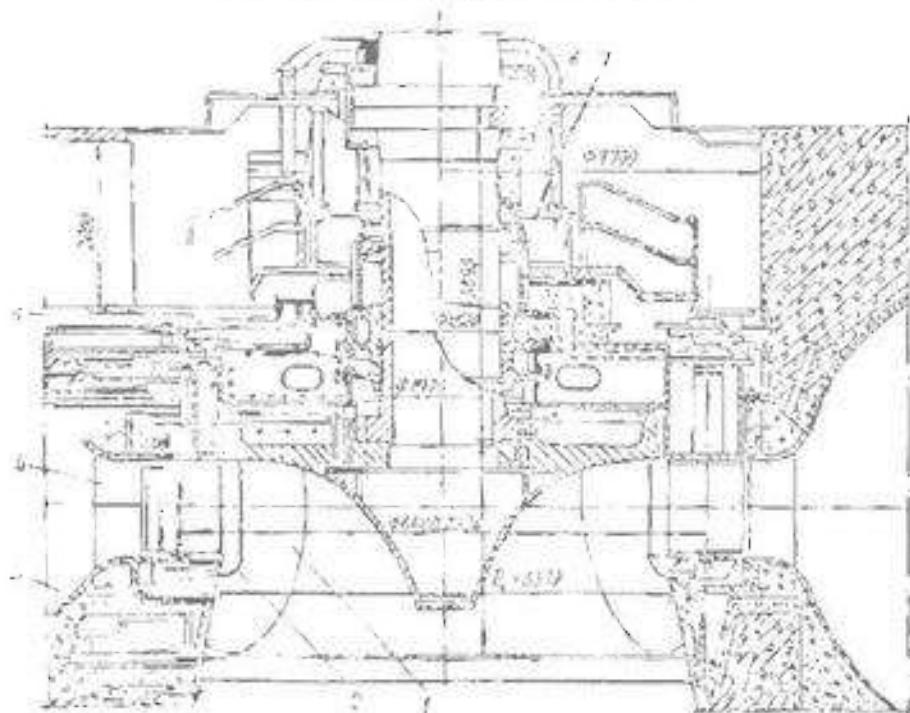
c. Buồng hút

Nhiệm vụ của buồng hút là dẫn nước từ bánh công tác ra xuống hạ lưu. Buồng hút cho phép sử dụng phần năng lượng còn lại của dòng chảy sau khi ra khỏi bánh công tác. Trong chương VI ta sẽ so sánh giá trị cột áp tuabin trường hợp có buồng hút và không buồng hút để thấy rõ vai trò của buồng hút.

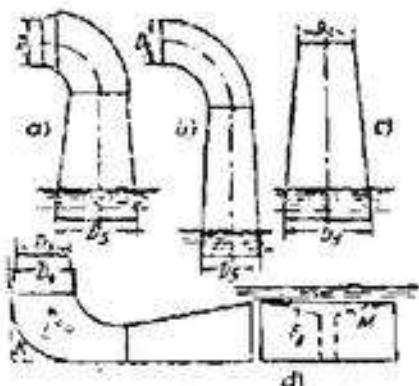
Buồng hút có thể có dạng ống lọc thẳng (hình 1.19 c) hoặc ống lọc cong (hình 1.19 a,b,d). Độ cao của ống lọc có ảnh hưởng lớn đến chí tiêu kinh tế của trạm vì nó quyết định khối lượng đào sâu của công trình, tức là số vốn đầu tư xây dựng trạm. Vì vậy trong thực tế ít sử dụng ống lọc thẳng. Người ta thường dùng buồng hút lọc cong.



Hình 1.16. Thiết bị bơm trục đứng xoay



Hình 1.17. Thiết bị bơm tam trục



Hình 1.18. Sơ đồ các loại hướng nước

1.5.2. Phần dẫn dòng của tuabin xung lực

Trong tuabin xung lực thì bộ phận chính của phần dẫn dòng là vòi phun và bánh công tác.

a. Vòi phun

Làm nhiệm vụ hướng dòng chảy vào bánh công tác với vận tốc đủ lớn để tạo thành momen quay. Vòi phun còn làm nhiệm vụ điều chỉnh lưu lượng và gạt dòng chảy đi khi cần dừng tuabin.

Vòi phun gồm: kim phun, ống côn và cơ cấu hướng nước. Nó là bộ phận tiếp theo của đường dẫn nước vào tuabin.

Vòi phun của tuabin gáo và tuabin tia nghiêng có tiết diện hình tròn, vòi phun của tuabin tác dụng kép có tiết diện chữ nhật.

b. Bánh công tác

Bánh công tác của tuabin xung lực khá đơn giản. Nó làm nhiệm vụ biến đổi động năng dòng chảy từ vòi phun thành cơ năng.

Bánh công tác gồm các cánh gắn chặt lên đĩa và gắn lên trực tuabin. Cánh bánh công tác có dạng gáo hoặc dạng cong đơn giản hơn (ở tuabin tia nghiêng hoặc tuabin tác dụng kép).

Chương II: QUÁ TRÌNH LÀM VIỆC CỦA TUABIN NƯỚC

2.1. DONG CHAY TRONG TUABIN NUOC

Để xét quá trình biến đổi năng lượng trong hành công tác ta làm quen với dòng chảy trong hành công tác:

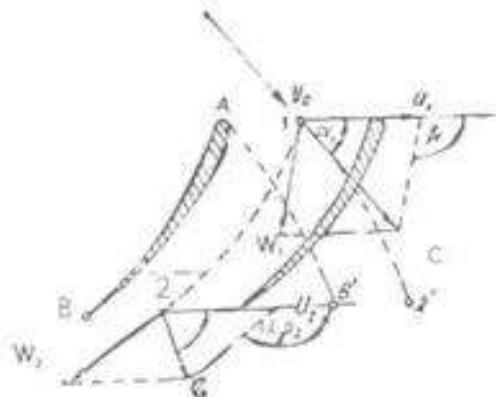
2.1.1. Tính chất dòng chảy

Quý đạo chuyên động của các phản ứng chất lỏng trong vùng hành công tác rất phức tạp. Để đơn giản hóa vấn đề người ta đưa ra các giả thiết sau:

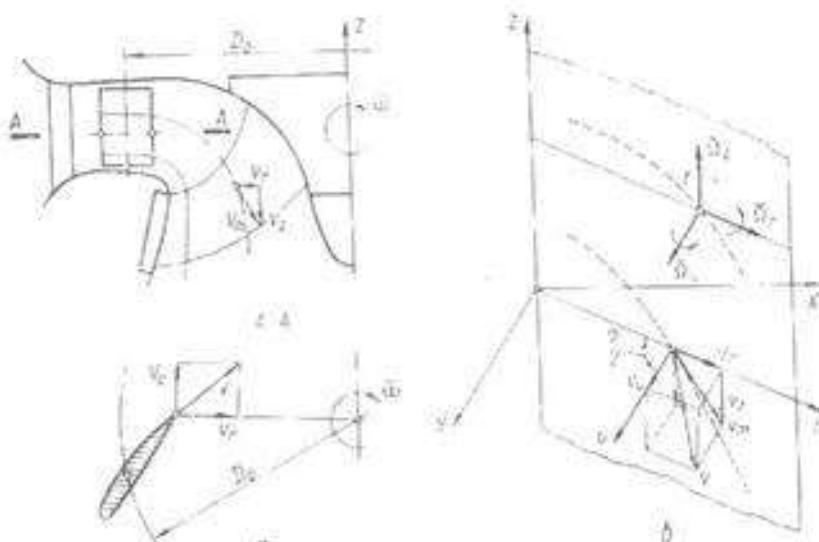
Dòng chảy qua bánh công tác gồm các lớp tương ứng với các mặt dòng, không xét đến sự quay lùi giữa các mặt dòng với nhau. Có nghĩa là dòng chảy trong vùng bánh công tác là dòng không gian nhưng được đơn giản hóa thành dòng chảy trên các bề mặt của dòng.

- Động chảy qua tuabin là động chất không ly tương, không nên được chuyển động dừng.

Tất cả các phần tử chất lỏng trong vùng hành công ta đều tuân theo hai chuyển động: chuyển động tương đối theo biến dạng cánh và chuyển động theo vận tốc quay.



Hình 2.1. Tấm giấy van toe với đồng chì
trong cuộn băng cuộn tay



Hình 2.2 Các thành phần vận tốc của dòng chảy trong vùng hành lang từ trung tâm lõm trục

Như vậy chuyên động tuyệt đối của phân tử chất lỏng là tổng vecto vận tốc của hai chuyên động đó (hình 2.1).

Ta gọi \bar{C} là vận tốc theo, \bar{W} là vận tốc tương đối, thì vận tốc \bar{C} là vận tốc tuyệt đối xác định theo công thức:

$$\bar{C} = \bar{U} + \bar{W}$$

Ba vector này vẽ mặt
hình học tạo thành tam
giác nên ta gọi là tam
giác vận tốc (hình 2.1).

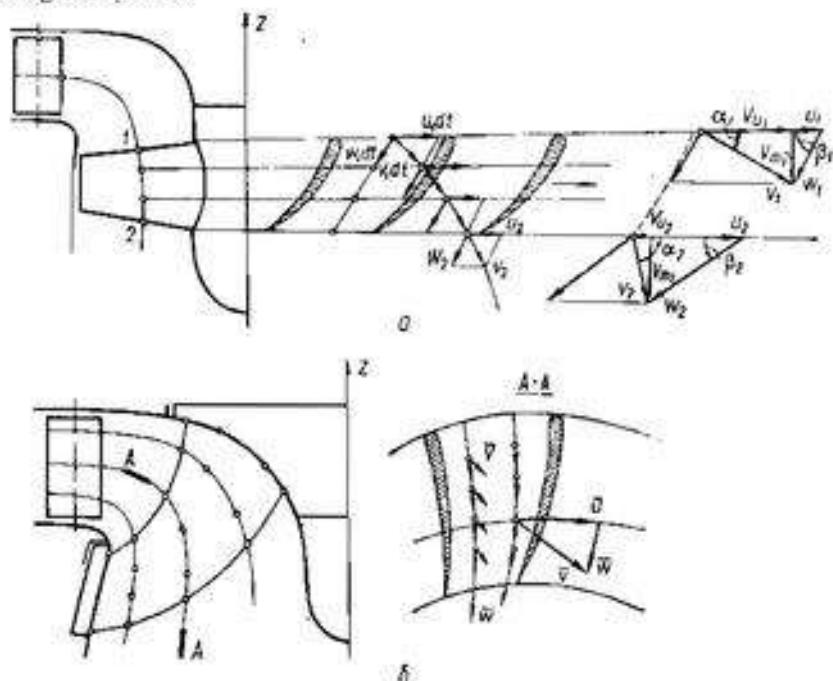
Góc α tạo với hai

tạo bởi vectơ \vec{U} và \vec{W} . Góc β còn gọi là góc nghiêng của biên dạng cánh. Thành phần vận tốc tuyệt đối theo phương vuông góc với vectơ \vec{U} gọi là vận tốc kinh tuyến ký hiệu là C_m . Nó phụ thuộc vào lưu lượng dòng chảy và diện tích tiết diện. Còn thành phần vận tốc tuyệt đối chiếu theo phương \vec{U} gọi là vận tốc vòng, ký hiệu là C_v . Nó đặc trưng cho cột áp tuabin.

Góc nghiêng của biên dạng cánh ảnh hưởng lớn đến thông số của tuabin, nhất là góc β ở mép vào và mép ra của cánh, ký hiệu là β_1 và β_2 .

Đặc trưng cho các thông số của dãy cánh là các tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra. Ta ký hiệu mép vào là "1", mép ra là "2" và có 2 tam giác vận tốc tương ứng.

Để xây dựng tam giác vận tốc cho dòng chảy trong tuabin tâm trực tại một mặt dòng nào đó, ví dụ mặt dòng A-A (hình 2.2) ta chiếu dãy cánh nằm trên mặt dòng A-A xuống mặt phẳng và thu được dãy cánh tròn. Căn cứ vào góc nghiêng của biên dạng cánh và giá trị của vận tốc \vec{U}, \vec{W} mà xây dựng tam giác vận tốc.



Hình 2.3. Các thành phần vận tốc của dòng chảy trong vùng bánh công tác tuabin hướng trực

Đối với tuabin hướng trực, có thể chọn mặt dòng là một mặt tru nào đó tương ứng với bán kính R . Trái dãy cánh trù lên mặt phẳng ta có dãy cánh thẳng. Căn cứ vào β, \vec{U}, \vec{W} để dựng tam giác vận tốc (hình 2.3).

2.1.2. Phản lực của dòng chảy

Dòng chảy qua bánh công tác của tuabin phản lực là dòng liên tục trong đó áp lực tại mép vào cánh lớn hơn tại mép ra. Máng dẫn giữa 2 cánh tuabin lân cận giống như dòng chảy trong bình cong, trong đó áp suất biến đổi thành động năng. Dòng chảy trong máng dẫn này luôn biến đổi về hướng và giá trị. Áp lực của dòng chảy lên thành bình cong bằng phản lực của thành bên lên dòng chảy và theo hướng ngược nhau (hình 2.4).

a. Trường hợp bình đứng yên

Phản lực của thành bình lên dòng chảy là:

$$\vec{R}dt = \frac{\gamma Q}{g} (\vec{C}_2 - \vec{C}_1) dt$$

Lực của dòng chảy tác động lên thành bình là:

$$\vec{P} = -\vec{R} = \frac{\gamma Q}{g} (\vec{C}_2 - \vec{C}_1) \quad (2.1)$$

Trị số lực P tỷ lệ thuận với trị số hiệu vectơ vận tốc vào \vec{C}_1 và \vec{C}_2 , còn hướng trùng với hướng của hiệu 2 vectơ đó.

b. Trường hợp bình chuyển động:

Nếu bình chuyển động với vận tốc U theo phương x ta có vận tốc tuyệt đối:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Hình chiếu của lực P của dòng chảy tác dụng lên thành bình theo phương x là:

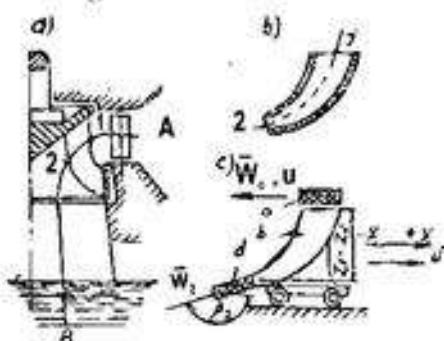
$$P_x = \frac{\gamma Q}{g} (C_{1x} - C_{2x})$$

trong đó: $C_{1x} = U + W_1 \cos \beta_1$, $C_{2x} = U + W_2 \cos \beta_2$

vậy: $P_x = \frac{\gamma Q}{g} (W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2)$ (2.2)

Công suất do lực P , sinh ra khi bình chuyển động với vận tốc U là:

$$N = P_x U = \frac{\gamma Q}{g} (W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) U$$



Hình 2.4. Phản lực của dòng chảy

Nếu gọi cột áp tĩnh của bình công là H_i :

$$H_i = \left(\frac{P_i}{\gamma} + Z_i\right) - \left(\frac{P_i}{\gamma} + Z_i\right)$$

Cột áp, nếu tính cả động năng ở cửa vào $\frac{C_i^2}{2g}$ là: $H_i + \frac{C_i^2}{2g}$

Công suất của dòng chảy qua bình sẽ là:

$$N_u = \gamma Q \left(H_i + \frac{C_i^2}{2g}\right)$$

Vậy, hiệu suất thủy lực sẽ là:

$$\eta_d = \frac{N}{N_0} = \frac{\gamma Q (W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) U}{g \gamma Q (H_1 + \frac{C^2}{2g})} = \frac{(W_1 \cos \beta_1 - W_2 \cos \beta_2) U}{g (H_1 + \frac{C^2}{2g})} \quad (2.3)$$

Xét ảnh hưởng các thông số trong tam giác vận tốc lên hiệu suất thủy lực qua hai trường hợp sau:

1- Trường hợp $C_i = 0$

Lúc đó

$$\overline{W_1} = -\overline{U}$$

$$P_i = \frac{\gamma Q}{g} (U + W_2 \cos \beta_2)$$

$$\eta_d = -\frac{(U + W_2 \cos \beta_2) U}{g H_1}$$

Tìm vận tốc của bình U tối ưu để hiệu suất thủy lực đạt cực đại trong trường hợp này:

$$\frac{d\eta_d}{du} = \frac{2U + W_2 \cos \beta_2}{g H_1} = 0$$

$$\eta_d = \frac{W_2 \cos \beta_2}{2}$$

$$\eta_{d\max} = \frac{(W_2 \cos \beta_2)^2}{4g H_1}$$

Nếu $W_2 = \sqrt{2gH_1}$, $\beta_2 = 180^\circ$ thì $\eta_{d\max} = 1/2$.

2- Trường hợp $C_i = U$

Lúc đó:

$$W_i = 0;$$

$$P_i = -\frac{\gamma Q}{g} (W_2 \cos \beta_2)$$

$$\eta_d = -\frac{W_2 \cos \beta_2 U}{g (H_1 + \frac{U^2}{2g})}$$

$$\frac{d\eta_d}{du} = -\frac{W_2 \cos \beta_2 (H_1 + \frac{U^2}{2g} - \frac{U^2}{g})}{g (H_1 + \frac{U^2}{2g})} = 0$$

$$\eta_{d\max} = \frac{W_2 \cos \beta_2}{\sqrt{2gH_1}}$$

Rút ra: khi $\beta_2 \approx 180^\circ$ và $W_2 = \sqrt{2gH_1}$, thì $\eta_{d\max} = 1$.

Qua khảo sát trên ta thấy: phản lực của dòng chảy tác dụng lên cánh bánh công tắc (thành bình) là do vận tốc dòng trong máng luôn luôn thay đổi cả về hướng và trị số. Trong đó thay đổi giá trị đóng một vai trò quan trọng.

Trong trường hợp 1, nếu dẫn nước vào bình sao cho $C_i=0$, thì hiệu suất thủy lực lớn nhất cũng chỉ đạt $1/2$, còn lại là tổn thất. Trường hợp 2 là trường hợp lý tưởng với $\eta_d=1$.

Vậy ta có thể kết luận rằng trường vận tốc tại cửa vào của bánh công tác có ảnh hưởng rất lớn đến hiệu suất thủy lực của tuabin. Cần phải đảm bảo những yêu cầu về dòng chảy trước bánh công tác. Đó cũng là cơ sở lý thuyết về việc dùng cánh hướng dòng trong tuabin nước. Cơ sở này do nhà bác học vĩ đại Ole đưa ra.

2.2. PHƯƠNG TRÌNH CƠ BẢN CỦA TUABIN NƯỚC

Ta nhận thấy khi dòng chảy qua máng dẫn của bánh công tác thì giữa cánh và dòng chảy xuất hiện lực tương hỗ. Chính lực này gây ra momen trên trực bánh công tác. Cần xác định quan hệ giữa momen với các thành phần vận tốc của dòng chảy trong bánh công tác.

Để đơn giản, xét một dòng nguyên tố của dòng chảy trong tuabin ở chế độ làm việc ổn định. Từ đó suy ra chung cho toàn bộ dòng chảy trong phạm vi bánh công tác với các giả thiết sau:

- Số cánh của bánh công tác nhiều vô cùng, nghĩa là góc của dòng ra khỏi bánh công tác bằng góc đặt cánh ở mép ra β_2 .

- Cánh mỏng vô cùng, nghĩa là không tính đến hiện tượng chèn dòng.

- Momen và cột áp tương ứng là momen và cột áp lý thuyết, không tính đến tổn thất thủy lực.

2.2.1. Phương trình momen động lượng – phương trình cơ bản của tuabin

Xét một dòng nguyên tố của phần dẫn dòng tuabin tam giác, biểu thị trên hình 2.5. Lấy hệ tọa độ là (r, u, z) cho 2 tiết diện là 1-1 và 2-2. Ta có thể vẽ được tam giác vận tốc ở hai tiết diện này. Phân tích theo hệ tọa độ trên ta có thành phần vận tốc $C_{1r}, C_{1u}, C_{1z}, C_{2r}, C_{2u}, C_{2z}$.

Theo luật biến thiên momen động lượng tương ứng với trực quay Z viết cho dòng nguyên tố ta có:

$$d(\delta m \cdot C \cdot r) = \delta M_z dt \quad (2.4)$$

Trong đó δm – phần tử khối lượng của dòng nguyên tố;

δM_z – phần tử của momen ngoại lực tác dụng lên dòng nguyên tố đối với trực Z.

Cần lưu ý rằng các thành phần C_{1r} và C_{2r} không gây ra momen động lượng đối với trực Z, vì vậy ở phương trình (2.4) chỉ viết thành phần C_{1u} .

Khai triển phương trình (2.4) cho hai tiết diện 1-1 và 2-2 ta có:

$$d(\delta m \cdot C_u \cdot r) = \delta m (C_{1u} r_2 - C_{2u} r_1) = \delta M_z dt$$

Xét đến các thành phần của momen ngoại lực ta thấy các ngoại lực tác dụng lên dòng nguyên tố gồm: phản lực của cánh bánh công tác, áp lực P tác dụng lên các tiết diện 1-1 và 2-2, trọng lực G .

Tương ứng với 3 phản lực ngoại lực này là các momen, vậy ta có:

$$\delta M_z = -\delta M_c + \delta M_p + \delta M_G$$

Trong đó dấu (-) biểu thị phản lực của cánh luôn ngược dấu với lực của dòng chảy tác dụng lên bánh công tác.

Ta nhận thấy tổng hợp lực của áp lực lên mặt cắt 1-1 và 2-2 có hướng vuông góc với trực Z còn trọng lực G thì có hướng song song với trực Z.

Vậy chỉ còn tổng hợp lực của phản lực cánh là gây ra momen với trực Z. Ta có:

$$\frac{g}{g} dt \sum \delta Q (C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1) = dt \sum \delta M_{cz}$$

Ký hiệu $\sum \delta M_{cz} = M_c$ là momen của dòng chảy tác dụng lên cánh, thì:

$$M_c = \frac{L}{g} \sum Q(C_{2a}r_2 - C_{1a}r_1)$$

Nếu giá trị momen vận tốc vòng $C_{2a}r_2$ và $C_{1a}r_1$ là những đại lượng không đổi, hoặc thay chúng bằng giá trị trung bình theo tích phân, ký hiệu là $\overline{C_{2a}r_2}$ và $\overline{C_{1a}r_1}$ ta có:

$$M_c = \frac{L}{g} \sum Q(\overline{C_{2a}r_2} - \overline{C_{1a}r_1}) \quad (2.5)$$

Phương trình (2.5) là phương trình cơ bản của tuabin. Nó biểu hiện quan hệ giữa momen ly thuyết với các thông số động học và hình học từ cửa vào và cửa ra của tuabin.

Công suất của dòng chảy không tinh den tôn thất thủy lực có thể xác định bằng công thức:

$$N_h = \gamma Q H_h$$

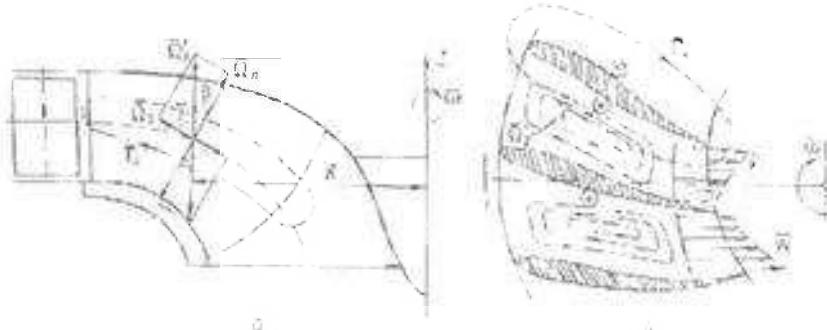
Trong đó: H_h - cột áp lý thuyết không tinh den tôn thất thủy lực.

Mặt khác, có thể xác định công suất qua momen:

$$N_h = M_h \cdot \omega$$

Từ đó ta xác định cột áp lý thuyết:

$$H_h = \frac{\omega}{g} \sum (\overline{C_{2a}r_2} - \overline{C_{1a}r_1}) = \frac{1}{g} (U_f C_{1a} - U_i C_{2a}) \quad (2.6)$$



Hình 2.5. Xuất trang bị mảng dẫn

Phương trình (2.6) cũng gọi là phương trình cơ bản của tuabin, biểu hiện quan hệ giữa cột áp lý thuyết với các thông số động học dòng chảy trước và sau hành cong tác.

Phương trình (2.6) còn gọi là phương trình cột áp.

Phương trình cơ bản của tuabin được rút ra từ điều kiện dòng chảy phù hợp với những giả thiết đã nêu ở trên, tức là điều kiện dòng chảy qua tuabin có số cánh nhiều vô hạn. Trong thực tế số cánh là một số hữu hạn, mảng dẫn cũng có kích thước nhất định. Vận tốc dòng chảy trong mảng dẫn thay đổi từ phía trước của cánh này đến phía sau của cánh kia (hình 2.5 b). Sự thay đổi vận tốc tạo thành xoáy hướng trục trong lòng mảng dẫn (hình 2.5 a).

Để xác định cột áp lý thuyết đối với số cánh hữu hạn người ta dùng ảnh hưởng số cánh hữu hạn. Ta xét đến công thức Maidera.

Maidera coi khoảng không gian giới hạn bởi mảng dẫn là một chu tuyến kín, trong đó xuất hiện xoáy phẳng của dòng tương đối (hình 2.5) với đại lượng ΔW_{ph} nằm ở giữa chu tuyến. Ông giả thiết rằng ΔW luôn hướng theo phương U và phân bố đều theo giá trị trung bình ΔW_{ph} .

Để xác định ΔW_{ph} ta giả sử xây dựng tam giác cong ABC trong đó AC và BC là góc vuông. Dùng công thức Stokes để xác định lưu số theo chu tuyến kín ABC. Lưu số này được tính bằng tích giữa trường độ xoáy với diện tích tam giác cong ABC (ký hiệu F_{ph}).

$$\Gamma_{ABC} = F_{ABC}$$

$$\text{Mặt khác } \Gamma_{AB} = \Gamma_{AC} + \Gamma_{BC}$$

Trong đó: $\Gamma_{AC} = \Gamma_{BC} = 0$ vì các đường cong AC, BC vuông góc với đường đồng, còn Γ_{AB} xác định theo công thức:

$$\Gamma_{AB} = t_2 \Delta W_{ab}$$

$$\text{Vậy: } \Delta W_{ab} = \frac{2\omega F_{ABC}}{t_2}$$

$$\text{Trong đó: } t_2 - \text{buộc cánh tại mép ra}, t_2 = \frac{2\pi r_2}{Z}.$$

Tính diện tích của tam giác cong ABC , có thể coi F_{ABC} gần đúng như tam giác thằng

$$F_{ABC} = \frac{1}{2} t_2 \cos \frac{\beta_2}{2} \cdot \frac{1}{2} t_2 \sin \frac{\beta_2}{2} = \frac{1}{4} t_2^2 \sin \beta_2$$

$$\text{suy ra: } \Delta W_{ab} = \frac{2\omega t_2^2 \sin \beta_2}{4t_2} = \frac{\omega \pi r_2^2 \sin \beta_2}{Z} = \frac{\pi \sin \beta_2 U_2}{Z}$$

Từ tam giác vận tốc ở cửa ra ta có thể xác định được vận tốc C_{U2} với số cánh hữu hạn Z nếu tính theo ΔW_{ab} :

$$C_{U2} = C_{U2e} + \frac{\Delta \sin \beta_2 U_2}{Z} = U_2 - \frac{C_{\alpha_2}}{\operatorname{tg} \beta_2} + \frac{\pi \sin \beta_2 U_2}{Z}$$

$$C_{U2} = U_2 \left(1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{Z}\right) - \frac{C_{\alpha_2}}{\operatorname{tg} \beta_2} = U_2 e - \frac{C_{\alpha_2}}{\operatorname{tg} \beta_2}$$

Thay đại lượng C_{U2} này vào phương trình cơ bản tuabin:

$$H_h = \frac{\omega}{g} \left[C_{\alpha_2} r_1 - (U_2 e - \frac{C_{\alpha_2}}{\operatorname{tg} \beta_2}) r_2 \right] \quad (2.7)$$

$$\text{Trong đó: } e = 1 + \frac{\pi \sin \beta_2}{Z} \quad (2.8)$$

Z - số cánh hữu hạn của bánh công tác.

2.2.2. Phương trình Becluli viết cho dòng tương đối của tuabin

Phương trình Becluli viết cho dòng chảy qua bình đứng yên có dạng như sau:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + h_{z-2}$$

Trường hợp bình chuyển động với vận tốc quay U thì chuyển động quay này sẽ sinh ra một công của lực quán tính.

Cơ học lý thuyết đã chứng minh được rằng trong trường hợp chuyển động tương đối có vận tốc W , chuyển động theo có vận tốc là U thì phương trình cân bằng năng lượng cho một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ có dạng:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} + h_{z-2} + H_U$$

Trong đó: H_U - công của lực quán tính do một đơn vị khối lượng chất lỏng sinh ra.

Khi máng dẫn quay với vận tốc quay đều thì giá tốc góc sẽ là $\omega^2 R$. Lực quán tính của một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ là $\omega^2 R/g$. Nếu một đơn vị khối lượng dịch chuyển được một đoạn dR từ điểm 1 đến 2 thì công của lực quán tính do một đơn vị khối lượng chất lỏng sinh ra sẽ là:

$$H_L = \int_{R_1}^{R_2} \frac{\omega^2 R dR}{g} = \frac{\omega^2}{g} (R_2^2 - R_1^2) = \frac{U_2^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g}$$

Vậy, phương trình cân bằng năng lượng cho một đơn vị khối lượng chất lỏng sẽ có dạng:

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2g} - \frac{U_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g} + h_{W1-2}$$

Đó là phương trình Bernoulli viết cho dòng tương đối. Phương trình này được sử dụng cho dòng chảy qua máng dẫn tuabin với vận tốc tương đối W và vận tốc theo là U

2.2.3. Phương trình điều chỉnh lưu lượng tuabin

Khi tuabin làm việc trong trạng thái điện thì công suất tiêu thụ (phụ tải) của trạm thay đổi, còn cột áp trong ngày coi như không đổi. Để thay đổi công suất tuabin phù hợp với phụ tải chỉ có thể bằng cách thay đổi lưu lượng qua tuabin.

Dựa vào phương trình cột áp tuabin (2.6) ta có: $gH_h = U_1 C_{v1} - U_2 C_{v2}$.

Có thể rút ra phương trình điều chỉnh lưu lượng với các giả thiết sau:

a. Dòng chảy từ cánh hướng đến mép vào bánh công tác không có tổn thất. Nghĩa là momen vận tốc vòng ở tiết diện ra của cánh hướng: $F_1 C_{v1}$ bằng momen vận tốc vòng ở cửa vào bánh công tác $F_1 r_1 C_{v1}$.

b. Vận tốc kinh tuyến ở tiết diện ra của cánh hướng và tiết diện ra của bánh công tác xác định theo công thức sau:

$$C_{v1} = \frac{Q}{2\pi b_0 r_1}$$

$$C_{v2} = \frac{Q}{F_2}$$

Trong đó: b_0 - chiều cao cánh hướng;

F_2 - diện tích của tiết diện ra bánh công tác.

Từ 2 cột trục trên và theo tam giác vận tốc tại tiết diện ra cánh hướng ta có:

$$C_{v1} = \frac{r_0}{r_1} C_{t1} = C_{v0} \frac{r_0}{r_1} \operatorname{ctg} \alpha_0 = \frac{Q}{2\pi b_0 r_1} \operatorname{ctg} \alpha_0$$

Từ tam giác vận tốc ở lối ra bánh công tác ta có:

$$C_{v2} = U_2 - C_{v1} \operatorname{ctg} \beta_2 = U_2 - \frac{Q}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2$$

Thay C_{v1} và C_{v2} vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta_{reg} = U_1 - \frac{Q \operatorname{ctg} \alpha_0}{2\pi b_0 r_1} - U_2 (U_2 - \frac{Q}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2)$$

Rút ra:

$$Q = \frac{\eta_{reg} g H + U_2^2}{U_1 \operatorname{ctg} \alpha_0 + \frac{U_2^2}{F_2} \operatorname{ctg} \beta_2}$$

Hay:
$$Q = \frac{\frac{\eta_a g H}{\omega} + \omega r_2^2}{\frac{1}{2\pi b_0} ctg\alpha_0 + \frac{r_2}{F_2} ctg\beta_2} \quad (2.9)$$

Từ biểu thức (2.9) ta phân tích những khả năng điều chỉnh lưu lượng qua tuabin.

Trong thực tế trạm thủy điện cần phải phát điện với tần số không đổi, nghĩa là $\omega = \text{const}$. Như vậy lưu lượng thực tế có thể thay đổi nếu thay đổi một trong ba đại lượng: b_0, α_0, β_2 :

- Chiều cao cánh hướng b_0 .
- Góc ra của cánh hướng α_0 .
- Góc ra đặt cánh bánh công tác β_2 .

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi b_0 có thể thực hiện nhờ một van chụp. Cách điều chỉnh này có thể ứng dụng cho tuabin cỡ nhỏ. Đối với tuabin cỡ trung bình và cỡ lớn thì điều chỉnh b_0 rất khó, phức tạp về mặt kết cấu và gây nên tổn thất thủy lực nhiều.

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi góc ra của cánh hướng α_0 được dùng phổ biến nhất. Đối với cả 3 loại tuabin (hướng trực, hướng chéo và tâm trực) người ta thay đổi lưu lượng nhờ hệ thống cánh hướng. Khi các cánh hướng quay thì độ mở cánh hướng a_0 thay đổi và lưu lượng qua nó thay đổi. (xem mục hướng dẫn).

Điều chỉnh lưu lượng bằng cách thay đổi góc β_2 được ứng dụng kết hợp với việc điều chỉnh độ mở cánh hướng a_0 tuabin hướng trực và chéo trực cánh xoay có thể điều chỉnh kép, cùng một lúc thay đổi hai đại lượng α_0 và β_2 . Nhờ điều chỉnh kép dòng đi ra khỏi cánh hướng luôn phù hợp với góc nghiêng của cánh bánh công tác. Hiệu suất lớn nhất (η_{max}) của a_0 tuabin hướng trực và chéo trực cánh xoay không thay đổi trong phạm vi khá lớn khi thay đổi công suất. Đó là ưu điểm lớn của tuabin cánh xoay so với tuabin tâm trực hoặc chong chóng.

Ta tiếp tục khảo sát biểu thức (2.9), tìm quan hệ giữa lưu lượng và số vòng quay khi các đại lượng khác không đổi. Lấy vi phân theo ω :

$$\frac{dQ}{d\omega} = \frac{1}{\frac{ctg\alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 ctg\beta_2}{F_2}} \left(-\frac{\eta_a g H}{\omega^2} + r_2^2 + \frac{d\eta_a g H}{d\omega} \right)$$

Trong trường hợp ω thay đổi trong phạm vi nhỏ hiệu suất thủy lực coi như không đổi:

$$\frac{d\eta_a}{d\omega} = 0$$

Ký hiệu:

$$\frac{1}{\frac{ctg\alpha_0}{2\pi b_0} + \frac{r_2 ctg\beta_2}{F_2}} = A > 0$$

Ta có:

$$\frac{dQ}{d\omega} = A \cdot \frac{U_2^2 - \eta_a g H}{\omega^2} = 0$$

Đại lượng A luôn dương, có thể rút ra những nhận xét sau:

$U_2^2 = \eta_a g H$ thì $\frac{dQ}{d\omega} = 0$, lưu lượng không phụ thuộc vào số vòng quay

$U_2^2 > \eta_a g H$ thì $\frac{dQ}{d\omega} > 0$, lưu lượng tăng thì số vòng quay tăng

$U_2^2 < \eta_b gH$ thì $\frac{dQ}{d\omega} < 0$, lưu lượng tăng thì số vòng quay giảm.

Trong thực tế điều chỉnh tuabin ta thấy khi phụ tải tăng thì số vòng quay của máy phát điện giảm. Ngược lại phụ tải giảm thì số vòng quay của máy phát điện tăng. Để giữ số vòng quay không đổi (tần số không đổi) cần điều chỉnh cánh hướng tuabin để tăng hoặc giảm lưu lượng, làm cho số vòng quay đạt giá trị định mức theo tần số điện.

2.3. LUẬT TƯƠNG TỰ VÀ CÁC ĐẠI LƯỢNG QUY DẪN CỦA TUABIN

Nghiên cứu và thiết kế tuabin không thể thực hiện được nếu không dựa vào thực nghiệm. Một khác tuabin nước là loại có kích thước lớn (tuabin nước lớn hiện nay có đường kính bánh công tác đến 10m). Vì vậy, nghiên cứu, thiết kế và xác định các đường đặc tính tuabin thường tiến hành bằng thực nghiệm với các tuabin thu nhỏ kích thước, gọi là mô hình tuabin. Để đảm bảo độ tin cậy giữa kết quả nghiên cứu trên mô hình và trên tuabin thực, ta cần có các điều kiện, các tiêu chuẩn về quan hệ tương tự giữa mô hình và nguyên hình.

2.3.1. Các điều kiện tương tự

Hai tuabin nước (máy thủy lực nói chung) tương tự phải thỏa mãn ba điều kiện tương tự: tương tự về hình học, về động học và về động lực học.

a. Tiêu chuẩn tương tự về hình học

Hình dạng của phần dẫn dòng tuabin (phản tiếp xúc với dòng chảy) của tuabin nguyên hình và mô hình phải đồng dạng. Các kích thước hình học của chúng phải theo một tỷ lệ nhất định.

$$\frac{D_M}{D_T} = \frac{b_M}{b_T} = \dots = \lambda_1 = const$$

Trong đó: ký hiệu (M) cho mô hình, (T) cho tuabin thực.

b. Tiêu chuẩn tương tự về động học

Sự phân bố vận tốc tại các điểm tương ứng trong phần dẫn dòng của hai tuabin phải tương tự, nghĩa là tỷ lệ giữa các vận tốc tương ứng bằng nhau, các tam giác vận tốc phải đồng dạng.

$$\frac{U_M}{U_T} = \frac{W_M}{W_T} = \frac{C_M}{C_T} = \dots = \lambda_2 = const$$

c. Tiêu chuẩn tương tự về động lực học

Hai tuabin mô hình và thực tương tự thì tỷ lệ của các lực tác dụng lên các phần tử tương ứng phải bằng nhau.

$$\frac{P_M}{P_T} = \frac{F_M}{F_T} = \dots = \lambda_3 = const$$

d. Các chuẩn số

Từ những công thức suy diễn theo điều kiện của tiêu chuẩn tương tự động lực học người ta rút ra một số những chuẩn số: Raynon, Frut, Ole.. Mỗi chuẩn số này đặc trưng cho một thành phần lực nào đó tác dụng lên dòng chảy trong tuabin. Chuẩn số Raynon (ký hiệu Re) đặc trưng cho lực nhớt của dòng chảy. Công suất Frut (ký hiệu Fr) đặc trưng cho lực trọng trường. Chuẩn số Ole (ký hiệu Eu) đặc trưng cho áp lực. Ngoài ra còn nhiều loại chuẩn số khác, nhưng yêu cầu tối thiểu là hai chuẩn số Re và Fr sao cho:

$$Re_M = Re_T \text{ và } Fr_M = Fr_T$$

Trong đó:

$$Re = \frac{Cd}{\nu}; Fr = \frac{C^2}{gl}$$

2.3.2. Các quan hệ tương tự trong tuabin

Để lập quan hệ tương tự, ta xét mỗi quan hệ giữa vận tốc và cột áp. Từ tam giác vận tốc ta có:

$$\frac{C}{\sin \beta} = \frac{W}{\sin \beta} = \frac{U}{\sin(\beta - \alpha)}$$

Tương ứng với tam giác vận tốc ở cửa vào và cửa ra ta có:

$$C_1 = \frac{U_1 \sin \beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}; C_2 = \frac{U_2 \sin \beta_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

$$C_{U1} = C_1 \cos \alpha_1 = \frac{U_1 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}$$

$$C_{U2} = C_2 \cos \alpha_2 = \frac{U_2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

Thay: $U_i = U_i k; k = D_2/D_1$ vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta_b gH = U_1 C_{U1} - U_2 C_{U2} = \frac{U_1^2 \sin \beta_1 \cos \alpha_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)} - \frac{U_2^2 k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\beta_2 - \alpha_2)}$$

Vậy

$$U_1 = \sqrt{\eta_b gH} \cdot \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \sin(\beta_2 - \alpha_2)}{\sin \beta_1 \cos \alpha_1 \sin(\beta_2 - \alpha_2) - k^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 \sin(\beta_1 - \alpha_1)} = K_U \sqrt{\eta_b gH}$$

Bằng cách tương tự rút ra biểu thức:

$$C_1 = K_C \sqrt{\eta_b gH}$$

$$W_1 = K_W \sqrt{\eta_b gH}$$

Các hệ số K_U, K_C, K_W phụ thuộc vào góc của tam giác vận tốc và tỷ số D_2/D_1 .

Nếu hai tuabin tương tự thì các hệ số này không thay đổi (từ điều kiện tương tự hình học và động lực học). Vậy ta suy ra các công thức biểu thị quan hệ của những thông số chính tuabin giữa mô hình và thực.

a. Quan hệ lưu lượng

Lưu lượng lý thuyết có thể xác định theo công thức:

$$Q = Q_n \eta_0 = FC_m = FK_{cm} \sqrt{\eta_b gH}$$

Trong đó: $F = \pi D b = \pi a D^2$, ($a = b/D$)

F - diện tích tiết diện có đường kính D , chiều rộng b .

Vậy: $Q = \eta_0 Q_n = \pi a D^2 K_{cm} \sqrt{\eta_b gH}$

Quan hệ lưu lượng của hai tuabin tương tự có dạng sau:

$$\frac{Q_M}{Q_T} = \frac{\eta_{DM} Q_M}{\eta_{DT} Q_T} = \frac{D_M^2 \sqrt{\eta_{DM}}}{D_T^2 \sqrt{\eta_{DT}}} \cdot \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}}$$

Hay:

$$\frac{Q_M}{Q_T} = \frac{D_M^2}{D_T^2} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{bM}}}{\sqrt{\eta_{bT}}} \cdot \frac{\sqrt{H_M} \eta_{OT}}{\sqrt{H_T} \eta_{OT}} \quad (2.10)$$

b. Quan hệ số vòng quay

Số vòng quay của hai tuabin xác định từ công thức:

$$\begin{aligned} \frac{U_{bM}}{U_{bT}} &= \frac{D_M n_M}{D_T n_T \eta_{bT}} = \frac{\sqrt{\eta_{bM}} \sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \\ \frac{n_M}{n_T} &= \frac{D_M}{D_T} \cdot \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \cdot \frac{\sqrt{\eta_{bM}}}{\sqrt{\eta_{bT}}} \end{aligned} \quad (2.11)$$

c. Quan hệ cột áp tuabin

$$\frac{H_M}{H_T} = \left(\frac{n_M}{n_T} \right)^2 \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{\sqrt{\eta_{bM}}}{\sqrt{\eta_{bT}}} \quad (2.12)$$

d. Quan hệ công suất

$$\begin{aligned} \frac{N_M}{N_T} &= \frac{\eta_M Q_M H_M}{\eta_T Q_T H_T} = \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \frac{\sqrt{\eta_{bM}}}{\sqrt{\eta_{bT}}} \frac{\eta_{OT}}{\eta_{OT}} \frac{\eta_M}{\eta_T} \\ \frac{N_M}{N_T} &= \left(\frac{D_M}{D_T} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \frac{\sqrt{\eta_{bM}}}{\sqrt{\eta_{bT}}} \frac{\eta_{OT}}{\eta_{OT}} \frac{\eta_M}{\eta_T} \end{aligned} \quad (2.13)$$

Trong thực tế, tính toán thiết kế người ta chọn tuabin ở bước ban đầu thường tính gần đúng, bỏ qua sự khác nhau về các dạng hiệu suất của mô hình và thực, và lấy tỷ lệ kích thước với đường kính D_i . Ta có quan hệ gần đúng sau:

$$\begin{aligned} \frac{Q_M}{Q_T} &= \left(\frac{D_{bM}}{D_{bT}} \right)^2 \frac{\sqrt{H_M}}{\sqrt{H_T}} \\ \frac{n_M}{n_T} &= \frac{D_{bT} \sqrt{H_M}}{D_{bM} \sqrt{H_T}} \\ \frac{N_M}{N_T} &= \left(\frac{D_{bM}}{D_{bT}} \right)^2 \frac{H_M \sqrt{H_M}}{H_T \sqrt{H_T}} \end{aligned} \quad (2.14)$$

2.3.3. Các đại lượng quy dân của tuabin

Trong việc thiết kế tuabin các thông số của tuabin (H, Q, n, N) không thể đặc trưng cho các tuabin cùng loại tương tự với nhau.

Để đặc trưng cho cùng một loại tuabin tương tự với nhau, người ta dùng các đại lượng quy dân. Các đại lượng này mang tính chất ước lẻ, không phải là giá trị thực của một tuabin. Các đại lượng quy dân của tuabin là các trị số vòng quay, lưu lượng và công suất của một tuabin có đường kính bánh công tác $D_i=1m$, làm việc với cột áp $H=1m$.

Từ các công thức (2.10), (2.13) nếu $D_{bM}=1m$, $H_{bM}=1m$, gọi Q_M, n_M, N_M là Q'_1, n'_1, N'_1 , và bỏ các chỉ số (T) tức là viết D_B, H_i, n_i, N_i thành ra D_i, H, Q, n, N . Ta có công thức tính các đại lượng quy dân:

$$\begin{aligned} n_i' &= \frac{n D_i}{\sqrt{\eta_i H}} \\ Q_i' &= \frac{\eta_i Q}{D_i^2 \sqrt{\eta_i H}} \\ N_i' &= \frac{\eta_i N}{D_i^2 H \sqrt{\eta_i H} \eta} \end{aligned} \quad (2.15)$$

Như vậy các tuabin tương tự với nhau thì có cùng một đại lượng quy dân.

Nếu bỏ qua sự khác nhau về hiệu suất giữa các tuabin tương tự, ta có công thức:

$$n_i' = \frac{n D_i}{\sqrt{H}}; Q_i' = \frac{\eta_i Q}{D_i^2 \sqrt{H}}; N_i' = \frac{\eta_i N}{D_i^2 H \sqrt{H}} \quad (2.16)$$

Vậy khi thiết kế tuabin, nếu chọn được một mô hình nào đó có đường kính $D_{1M} = 1m$, $H_{1M} = 1m$ và các đại lượng quy dân n' , Q' , N' , thì có thể xác định các thông số tuabin sẽ thiết kế theo công thức sau:

$$\begin{aligned} Q &= Q_i' \sqrt{H} D_i^2 \\ n &= \frac{n_i' \sqrt{H}}{D_i} \\ N &= N_i' D_i^2 H \sqrt{H} = 9,81 \eta_i Q_i' D_i^2 H \sqrt{H} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.3.4. Số vòng quay đặc trưng của tuabin

Trong ngành máy thủy lực để biểu thị đặc trưng tổng hợp của các thông số cơ bản của máy H , Q , N , n , người ta dùng một hệ số gọi là số vòng quay đặc trưng, ký hiệu là n_* .

Đối với tuabin nước, số vòng quay đặc trưng n_* là số vòng quay của một tuabin làm việc với cột áp $H=1m$ và phát ra công suất $N=1kW$.

Từ các công thức (2.10)-(2.13) về quan hệ tương tự của các thông số. Nếu tuabin thực có thông số $n_i=n$, $H_i=H$, $N_i=N$, $D_i=D$, $Q_i=Q$, còn tuabin mô hình tương tự của nó có thông số $H_M=1m$, $N_M=1kW$, $n_M=n$, coi hiệu suất của hai tuabin bằng nhau, ta có công thức tính n_* :

$$n_* = \frac{n \sqrt{N}}{H^2 \sqrt{H}} \quad (2.18)$$

Hay tính theo các thông số quy dân ta có:

$$\begin{aligned} n_* &= \frac{n_i' \sqrt{H}}{D_i H \sqrt{H}} \sqrt{9,81 \eta_i Q_i D_i^2 H \sqrt{H}} \\ n_* &= 3,65 n_i' \sqrt{Q_i \eta} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Trong đó: Q_i tính theo m^3/s .

Số vòng quay đặc trưng là hệ số tổng hợp có tính chất đặc trưng cho các thông số chính của tuabin. Nó không phải là số vòng quay thực tế của tuabin.

Nếu cho trước các thông số của tuabin H, Q, N, n và tính n_* theo công thức (2.18) thì giá trị n , tính được sẽ là số vòng quay của mô hình tương tự với tuabin thực (sẽ thiết kế) làm việc với cột áp $H_M=1m$, phát ra công suất $N_M=1kW$.

Mỗi kiểu tuabin do phạm vi làm việc về cột áp và công suất khác nhau nên n_* cũng khác nhau. Loại tuabin hướng trực có cột áp thấp, công suất lớn, mặc dù số vòng quay thực tế nhỏ

nhưng lưu lượng lớn nên số vòng quay đặc trưng cũng lớn ($n_r = 500-950$). Loại tuabin gáo làm việc với cột nước cao, công suất nhỏ, lưu lượng nhỏ nên số vòng quay đặc trưng cũng nhỏ ($n_r = 5-70$).

Các tuabin tương tự thì đều có chung một số vòng quay đặc trưng giống nhau không phụ thuộc vào đường kính và các thông số khác như H, Q, N . Vì vậy, người ta còn phân loại tuabin theo số vòng quay đặc trưng như đã đề cập ở phần trên.

2.3.5. Tính toán hiệu suất tuabin thực từ tuabin mô hình

Trong mục quan hệ tương tự, các công thức (2.10), (2.13) đều chứa các tỷ số hiệu suất tuabin mô hình và thực. Nếu tính gần đúng có thể bỏ qua các tỷ số này. Tuy nhiên thực tế cho thấy hai tuabin tương tự (thực và mô hình) cùng làm việc ở chế độ tương tự sẽ có hiệu suất tuabin khác nhau, phụ thuộc vào cột áp và đường kính bánh công tác của tuabin. Nguyên nhân là do sự khác nhau về tổn thất trong hai tuabin tương tự. Nhưng bản chất vấn đề tổn thất trong tuabin lại hết sức phức tạp, người ta chưa tìm ra những phương pháp tính chính xác các dạng tổn thất này.

Trong thực tế để xác định hiệu suất của tuabin nguyên hình theo hiệu suất mô hình thường phải dùng đến công thức thực nghiệm.

Khi cột áp $H \leq 150\text{m}$ dùng công thức sau:

$$\eta_{\max T} = 1 - (1 - \eta_{\max M}) \sqrt{\frac{D_{1d}}{D_{1r}}} \quad (2.20)$$

Khi cột áp $H > 150\text{m}$:

$$\eta_{\max T} = 1 - (1 - \eta_{\max M}) \sqrt{\frac{D_{1d}}{D_{1r}}} \cdot \sqrt{\frac{H_{st}}{H_r}} \quad (2.21)$$

Hai công thức (2.20) và (2.21) chỉ đúng ở chế độ tối ưu của tuabin. Còn các chế độ khác ngoài chế độ tối ưu thì việc hiệu chỉnh hiệu suất thực từ tuabin mô hình sẽ phức tạp hơn, cần đến những nghiên cứu đặc biệt về vấn đề này.

2.4. VẤN ĐỀ TỔN THẤT TRONG MÔ HÌNH HOÁ TUABIN

Tổn thất trong tuabin gồm có: tổn thất thuỷ lực, tổn thất thể tích (hay còn gọi tổn thất lưu lượng) và tổn thất cơ khí. Ở đây chỉ đánh giá sự khác nhau giữa hiệu suất của tuabin thực và tuabin mô hình do ảnh hưởng của các yếu tố tổn thất.

Sau đây ta xét các dạng tổn thất chính:

2.4.1. Tổn thất thuỷ lực

Tổn thất thuỷ lực trong tuabin gồm có 2 dạng: tổn thất ma sát và tổn thất cục bộ (xoáy).

a. Tổn thất ma sát

Tổn thất ma sát trong tuabin cũng giống như tổn thất dọc đường trong đường ống mà ta đã xét trong phần thuỷ lực đại cương, tính theo công thức:

$$h_s = a \frac{LC''}{R_s}$$

Trong đó: a - hệ số tính đến độ nhám tương đối của phần dẫn dòng;

R_s - bán kính thuỷ lực;

C - vận tốc dòng chảy;

L - chiều dài dòng.

Vì phần dẫn dòng của tuabin luôn thay đổi kích thước, hình dạng dọc theo chiều dài, nên phải tính tổn thất Δh_i cho từng đoạn ΔL .

$$\Delta h_i = \alpha \frac{\Delta L C^2}{\Delta R_m}$$

Bản kính thuỷ lực R tỷ lệ bậc một với đường kính D_i và các kích thước của phần dẫn dòng có thể quy theo tỷ lệ với D_i , vì thế có thể viết biểu thức trên về dạng sau:

$$\Delta h_i = \alpha \frac{\Delta L}{D_i} \cdot \frac{C^2}{D_i^{n-1}}$$

Theo tiêu chuẩn tương tự hình học ta có: $\frac{\Delta L}{D_i} = const$

Còn vận tốc C phụ thuộc vào cột áp theo công thức:

$$C = \varphi_i \sqrt{H}$$

Trong đó: φ_i - hệ số vận tốc tại từng đoạn i trên dòng chảy.

Ta thấy rằng độ nhám tương đối của phần dẫn dòng trong mô hình thu nhỏ thường không thể đảm bảo tỷ lệ tương tự hình học với tuabin thực. Độ nhám tương đối này cũng phụ thuộc vào đường kính bánh công tác D_i và cột áp H .

b. Tổn thất cục bộ

Tổn thất cục bộ tính theo công thức: $h_i = \sum \xi_i \frac{C_i^2}{2g}$

Ta hiểu thì vận tốc dòng chảy C theo lưu lượng và đường kính D_i : $C_i = \frac{Q}{F_i}$

Trong đó: $Q = Q_i D_i^2 \sqrt{H}$

$$F_i = m_i D_i \quad (m_i \text{ - hệ số tỷ lệ})$$

Vậy:

$$C_i = \frac{Q_i D_i^2 \sqrt{H}}{m_i D_i^2} = Q_i \frac{\sqrt{H}}{m_i}$$

$$h_i = \sum \xi_i \frac{Q_i^2 H}{2m_i^2 g}$$

Hiệu suất thủy lực của tuabin nếu chỉ tính tổn thất cục bộ là:

$$\eta_{sh} = 1 - \sum \xi_i \frac{H - h_i Q_i^2}{2g m_i^2}$$

Nếu ký hiệu: $k_i = \sum \xi_i \frac{1}{2g m_i^2}$

thì: $\eta_{sh} = 1 - k_i Q_i^2$ (2.22)

Hai tuabin tương tự cùng làm việc ở các chế độ giống nhau thì hệ số $k_i = const$ và chúng có cùng một thông số lưu lượng quy dân Q_i .

Vậy ta có thể kết luận rằng: đối với tuabin mô hình và nguyên hình tương tự thì hiệu suất thủy lực chỉ tính đến tổn thất cục bộ không thay đổi. Khi mô hình hóa tổn thất thủy lực chỉ còn lại sự khác nhau về tổn thất ma sát dọc đường, phụ thuộc vào D_i và H .

2.4.2. Tổn thất thể tích

Dòng chảy qua tuabin có một phần lưu lượng đi qua khe hở giữa rotor và stator. Phần lưu lượng này không tham gia vào việc biến đổi năng lượng.

Lưu lượng qua khe hở có thể xác định theo công thức: $\Delta Q = \mu F \sqrt{2gH}$

Trong đó: F - diện tích khe hở tính theo D_i , $F = m D_i^2$

μ - hệ số lưu lượng

$$\text{Vậy: } \Delta Q = \mu m D_i^2 \sqrt{2gH} = K_Q D_i^2 \sqrt{H}$$

$$\text{Ký hiệu: } K_Q = \mu m D_i^2 \sqrt{2g}$$

Hiệu suất thể tích sẽ là:

$$\eta = \frac{Q - \Delta Q}{Q} = 1 - K_Q \frac{1}{Q_i} \quad (2.23)$$

Từ biểu thức (2.23) ta thấy hiệu suất thể tích của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự cùng làm việc ở các chế độ giống nhau thì không thay đổi. Vì rằng chúng có cùng hệ số K_Q và Q_i . Tuy nhiên khe hở giữa bánh công tác và vỏ của tuabin nguyên hình và mô hình không nhất thiết tương tự, nó phụ thuộc cấp giá công chính xác.

2.4.3. Tổn thất cơ khí

Tổn thất cơ khí là tổn thất năng lượng do ma sát cơ khí ở các ổ trượt, ổ đỡ, trong các đệm chống thấm giữa bộ phận chuyển động và bộ phận không chuyển động của tuabin, đồng thời do ma sát giữa các bộ phận quay với nước ở phần dẫn dòng (gọi là ma sát đĩa).

Tổn thất cơ khí do ma sát tại các ổ đỡ, ổ trượt:

$$\Delta N_{ms} = M_{ms} \cdot \omega = M_{ms} \frac{\pi}{30}$$

Trong đó: M_{ms} - momen ma sát ở các ổ đỡ, ổ trượt.

Hiệu suất cơ khí tính đến tổn thất ma sát trong ổ đỡ, ổ trượt:

$$\eta_{ms} = \frac{N - \Delta N_{ms}}{N} = 1 - \frac{M_{ms} \pi}{\gamma Q H \cdot 30}$$

Thay n, Q theo n_i, Q_i ta có:

$$\eta_{ms} = 1 - \frac{M_{ms} \pi}{30 \gamma Q_i H \cdot D_i^3}$$

$$\text{Ký hiệu: } k_{ms} = \frac{\pi}{30 \gamma D_i^2 H}$$

$$\text{Ta có: } \eta_{ms} = 1 - k_{ms} M_{ms} \frac{n_i}{Q_i} \quad (2.24)$$

Từ biểu thức này ta nhận thấy hiệu suất cơ khí do tổn thất ma sát của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự khác nhau. Đối với tuabin có công suất lớn thì hiệu suất cơ khí lớn hơn tuabin có công suất nhỏ.

Tuy nhiên trong cân bằng năng lượng tuabin thì tổn thất cơ khí tương đối nhỏ so với các dạng tổn thất khác. Thường hiệu suất cơ khí của tuabin chỉ nằm trong khoảng 96%-98%.

Vì hiệu suất cơ khí của tuabin khá cao nên việc đánh giá sự khác nhau của hiệu suất cơ khí của mô hình và nguyên hình tương tự cũng được bỏ qua. Vì vậy ta không xét đến tổn thất cơ khí do ma sát đĩa.

Qua những khảo sát và phân tích sự khác nhau của các dạng hiệu suất của tuabin mô hình và nguyên hình ta có thể rút ra kết luận sau: hiệu suất do tổn thất ma sát dọc đường của mô hình và tuabin nguyên hình tương tự thay đổi phụ thuộc vào đường kính bánh công tác và cột áp tuabin. Còn hiệu suất thủy lực do tổn thất cục bộ, hiệu suất thể tích của tuabin mô hình và nguyên hình tương tự giống nhau. Hiệu suất cơ khí cơ bản phụ thuộc vào công suất của tuabin.

Khi mô hình hóa tuabin cần chú ý sự khác nhau về hiệu suất thủy lực, phụ thuộc vào D_1 và H . Điều này cũng là cơ sở lý giải cho hai công thức thực nghiệm (2.20), (2.21) đã nêu trên.

Chương III: HIỆN TƯỢNG XÂM THỰC TRONG TUABIN

3.1. HIỆN TƯỢNG XÂM THỰC VÀ TÁC HẠI CỦA NÓ

Xâm thực là một hiện tượng hoá lý phức tạp xảy ra trên bề mặt phản dẫn dòng khi dòng chảy qua tuabin. Chúng ta sẽ không đi sâu vào quá trình biến đổi tính vật lý và các phản ứng hoá học của hiện tượng xâm thực, mà chỉ quan sát hiện tượng, tác hại của nó và nghiên cứu phương pháp ngăn chặn hiện tượng này đối với tuabin thủy lực.

Vậy hiện tượng xâm thực là gì?

Xâm thực là một chuỗi các chu trình xảy ra liên tiếp trong một khoảng thời gian cực ngắn khi có những phản tử chất lỏng trong dòng chảy biến đổi trạng thái từ lỏng sang hơi ở những vùng có áp suất nhỏ bằng áp suất bốc hơi.

Ta đã biết chất lỏng có thể bốc hơi ở nhiệt độ bất kỳ nếu áp suất tại đó đạt giá trị áp suất bốc hơi. Ví dụ: nước có thể hoà hơi ở nhiệt độ 100°C nếu áp suất xung quanh là 10,33m cột nước. Nhưng nếu ở áp suất hạ xuống đến 1,26m cột nước thì nó có thể bốc hơi ở 50°C (bảng 3.1).

Bảng 3.1.

Nhiệt độ, °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Áp suất bốc hơi $P_{bo}/\gamma, \text{m H}_2\text{O}$	0,06	0,12	0,24	0,43	0,72	1,26	2,03	3,18	4,18	7,12	10,33

Dòng chảy qua phản dẫn tuabin luôn thay đổi vận tốc và áp suất. Tại một số vùng nhất định áp suất sẽ hạ rất thấp đến giá trị áp suất bốc hơi. Dòng chảy đi qua tuabin, qua vùng áp suất đạt giá trị áp suất bốc hơi dưới dạng các bọt hơi nước và không khí. Các bọt đó bị cuốn vào vùng áp suất cao hơn áp suất bốc hơi, ở nơi đó hơi nước bị ngưng tụ đột ngột với thể tích nhỏ hơn rất nhiều so với thể tích của bọt khí, vì vậy các phản tử nước ở xung quanh tràn vào lấp chỗ trống với vận tốc cực lớn. Tại vùng trung tâm bọt khí các phản tử nước gặp nhau, va đập mạnh với nhau làm tăng áp suất ở trung tâm bọt khí. Theo thí nghiệm áp suất do các phản tử chất lỏng va đập ở trung tâm bọt khí đạt tới vài ngàn atmôpiche và nhiệt độ do đó cũng tăng lên vào khoảng 230°C. Sau đó, vì sự va chạm mạnh ở trung tâm bọt khí các phản tử nước đó bị bắn trả ra làm cho áp suất ở trung tâm bọt khí lại giảm xuống và tạo ra khoảng trống ở đó. Các phản tử nước đã bắn ra, sau đó tiêu hao hết động năng và bị va đập với những phản tử xung quanh khác, lại quay trở lại trung tâm bọt khí lấp chỗ trống vừa tạo ra. Một chu kỳ kết thúc, chu kỳ tiếp theo lại lặp lại

này: các phản tử nước va đập khi di chuyển vào trung tâm bọt khí, áp suất và nhiệt độ tăng... Các chu trình này lặp lại với tần số rất lớn, gần bằng tần số âm thanh. Dao động do hiện tượng xâm thực gây ra được truyền qua dòng



Hình 3.1. Xâm thực trên cánh bánh công tác tuabin

chảy và trực tiếp hoặc gián tiếp đến bề mặt các chi tiết kim loại của phần dẫn dòng. Ban đầu các bề mặt của chi tiết bị xói mòn do va đập, do dao động sóng tần số cực lớn. Sau đó bề mặt chi tiết bị lồi lõm lại càng tăng tốc độ phá hoại.

Ngoài ra trong quá trình xảy ra xâm thực luôn luôn kèm theo sự tăng nhiệt độ tức thời kèm theo các phản ứng hoá học tại các điểm bị công phá. Một trong những sản phẩm của các phản ứng hoá học là các loại axit. Các axit này làm tăng khả năng ăn mòn kim loại. Điều này được khẳng định bằng thực nghiệm. Nếu thay các chi tiết bằng gốm, thủy tinh đặc biệt thì sự phá hoại ít đi.

Hiện tượng xâm thực trong tuabin không những phá hoại các chi tiết mà còn làm giảm hiệu suất tuabin, dẫn tới giảm công suất tuabin một cách đột biến. Ngoài ra, hiện tượng này còn gây ra tiếng ồn lớn, gây ra dao động, rung máy dẫn đến cong trục, vỡ ống hàn và phá hoại sự làm việc của cáp mây.

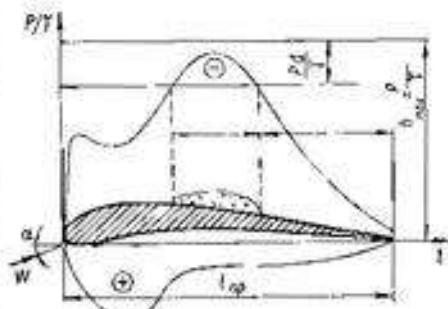
Trong kết cấu tuabin những vùng thường xảy ra xâm thực là những vùng có áp suất thấp: xâm thực xảy ra mạnh nhất vẫn là trên cánh bánh công tác (hình 3.1). Bằng thực nghiệm người ta đo được biểu đồ phân bố áp suất trên bề mặt cánh tuabin (hình 3.2). Vùng áp suất thấp là vùng gần mép ra về phía lưng cánh, nơi mà vận tốc tương đối W rất lớn.

Ngoài ra, còn có thể xảy ra xâm thực ở đĩa dưới của tuabin tâm trực, ở phần vào của hướng hút tuabin, ở mép vòi phun của tuabin gáo.

Trên đây ta đã xét đến nguyên nhân và các tác hại của hiện tượng xâm thực. Để tránh hiện tượng này trong quá trình tuabin làm việc người ta phải có những biện pháp tăng khả năng chống xâm thực của tuabin.

- Khi thiết kế tuabin, người thiết kế cần tính biến dạng cánh bánh công tác và phần dẫn dòng sao cho sự phân bố vận tốc (phân bố áp suất) trong các vùng đó đều hơn, tránh tạo ra những vùng vận tốc quá lớn, áp suất quá thấp.

- Cao trình đặt tuabin trong trạm cũng ảnh hưởng rất lớn đến khả năng chống xâm thực của nó.



Hình 3.2 - Phân bố áp suất trên cánh bánh công tác

3.2. ĐIỀU KIỆN XÂY RA XÂM THỰC VÀ HỆ SỐ XÂM THỰC CỦA TUABIN

Để thiết lập phương trình biểu thị điều kiện xảy ra xâm thực trong vùng bánh công tác của tuabin ta giả thiết sẽ có mặt cắt $x-x$ nào đó, gần mép ra 2-2 của bánh công tác, nơi sẽ xảy ra áp suất thấp. Xét một dòng nguyên tố của dòng chảy qua tuabin (hình 3-3).

Ta có thể viết phương trình Bernoulli cho dòng tương đối, đi qua tiết diện $x-x$ và 2-2.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{W_1^2}{2.g} - \frac{U_1^2}{2.g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{W_2^2}{2.g} - \frac{U_2^2}{2.g} + \sum h_{1-2} \quad (3.1)$$

Viết phương trình Bernoulli cho dòng tuyệt đối với tiết diện ra của bánh công tác 2-2 và tiết diện ra của ống hút 5-5.

$$Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2.g} = -Z_5 + \frac{P_5}{\gamma} + \frac{C_5^2}{2.g} + \sum h_{2-5} \quad (3.2)$$

Ngoài ra ta lưu ý: $\frac{P_1}{\gamma} - Z_5 = \frac{P_5}{\gamma} = B$ (B - áp suất khí trời)

Từ 3 biểu thức trên rút ra áp suất $\frac{P_x}{\gamma}$:

$$\begin{aligned}\frac{P_x}{\gamma} &= B - Z_i - \left(\frac{C_2^2 - C_s^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_s^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right) - (\sum h_{i-s} + Z h_{s-s}) = \\ &= B - Z_i - \left(\frac{C_2^2 - C_s^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_s^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right) + \sum h_{i-s}\end{aligned}\quad (3.3)$$

Trong đó: Z_i – khoảng cách từ tiết diện $x-x$, nơi có áp suất nhỏ nhất, đến mực nước hạ lưu Z , còn gọi là chiều cao hút lý thuyết.

Nhóm các số hạng:

$$\left(\frac{C_2^2 - C_s^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_s^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} \right) - \sum h_{i-s}$$

gọi là độ chân không thuỷ động, ký hiệu là σH .

Độ chân không thuỷ động của tuabin σH phụ thuộc vào chế độ làm việc của tuabin. Rút ra:

$$\sigma = \frac{C_2^2 - C_s^2}{2g} + \frac{W_2^2 - W_s^2}{2g} + \frac{U_2^2 - U_s^2}{2g} - \sum h_{i-s} \quad (3.4)$$

Trong đó: σ – hệ số xâm thực tuabin.

H – cột áp của tuabin.

Ta xét trường hợp xảy ra xâm thực thì áp suất tại điểm x bằng áp suất bức hơi (P_{bh}/γ) có thể xác định chiều cao hút lý thuyết nhỏ nhất bằng biểu thức sau:

$$Z_i = B - \frac{P_{bh}}{\gamma} - \sigma H. \quad (3.5)$$

Hình 3.3. Sơ đồ tính điều kiện xảy ra xâm thực tuabin

Như vậy chiều cao hút cơ bản phụ thuộc vào hệ số xâm thực σ , cột áp H , áp suất khí trời B và nhiệt độ của nước.

Để nghiên cứu sự phụ thuộc của hệ số xâm thực vào chủng loại tuabin và vào chế độ làm việc của nó ta biến đổi đại lượng chân không thuỷ động như sau.

- Vận tốc σ cửa ra của ống hút C_2 , rất nhỏ so với vận tốc tại cửa ra tuabin C_s , coi $\frac{C_s^2}{2g} \approx 0$.

- Biến đổi cụm số hạng $C_2^2 + U_2^2 - W_2^2$ như sau:

$$C_2^2 + U_2^2 - W_2^2 = C_{m2}^2 + U_{m2}^2 + U_s^2 - U_2^2 + 2C_{m2}U_2 - C_{m2}^2 - C_{s2}^2 = 2C_{m2}U_2$$

Thay vào biểu thức (3.4) ta có:

$$\sigma H = \frac{W_2^2 - U_s^2}{2g} + \frac{U_s C_{m2}}{g} - \sum h_{i-s} \quad (3.6)$$

Từ biểu thức (3.6) ta thấy: khi thay đổi chế độ làm việc của tuabin thì hệ số xâm thực tuabin σ thay đổi, phụ thuộc vào lưu lượng (đối với các tuabin thực làm việc ở trạm). Điều này thể hiện qua số hạng W_2 . Khi lưu lượng tăng, hệ số xâm thực σ tăng. Mặt khác muốn giảm hệ số

xâm thực thì cần tăng lớn thất h_s trong ống hút. Như vậy cũng một iuc không thể nâng cao chất lượng của tuabin về xâm thực và năng lượng.

Hệ số xâm thực σ phụ thuộc vào loại tuabin, nghĩa là phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng. Đối với tuabin hướng trục thì σ lớn, tuabin tâm trục σ nhỏ hơn.

Trong quá trình thiết kế tuabin cần phải đánh giá được khả năng chống xâm thực của tuabin bằng lý thuyết. Nhưng việc tính toán σ có thể gần đúng cho chế độ tính toán, còn ở các chế độ khác thì không thể tính toán σ .

Để xác định hệ số xâm thực thì phải dựa vào kết quả thực nghiệm. Ta sẽ làm quen với bảng thử dùng thí nghiệm xâm thực và các phương pháp tính toán σ từ thực nghiệm ở chương sau.

3.3. CHIỀU CAO HÚT VÀ CÁC BIỆN PHÁP CHỐNG XÂM THỰC

3.3.1. Chiều cao hút



Hình 3.4. Các cách đặt ống hút

Trong thực tế việc xác định vị trí tiết diện $s - s$ nơi có áp suất nhỏ nhất rất khó. Người ta quy ước vị trí có thể xảy ra áp suất nhỏ nhất và tài đó có tính đến một đại lượng dự trữ an toàn để không xảy ra xâm thực ở chế độ tính toán. Đối với mỗi loại tuabin thì chiều cao hút quy ước cũng khác nhau.

Đối với tuabin hướng trục và hướng chéo trục đặt đứng cánh xoay thì H_s là khoảng cách từ tâm xoay cánh đến mực nước hạ lưu.

Đối với tuabin tâm trục đặt đứng thì H_s là khoảng cách từ mép dưới cánh hướng dòng đến mực nước hạ lưu.

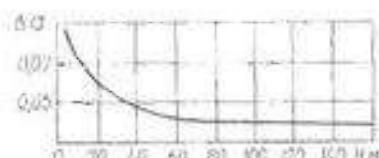
Đối với tuabin nằm ngang H_s là khoảng cách từ điểm cao nhất của ống hút tới mực nước hạ lưu.

Nếu mực nước hạ lưu V' thấp hơn các điểm quy ước trên thì chiều cao hút dương ($+H_s$). Nếu mực nước hạ lưu cao hơn các điểm quy ước trên thì chiều cao hút âm ($-H_s$).

Chiều cao hút H_s tính toán cho các item như sau:

Trong điều kiện nhiệt độ bình thường ($15^\circ - 30^\circ$) thì áp suất bốc hơi nằm trong khoảng 0.18 đến 0.43 m H₂O. Ta chọn $P_v/\gamma = 0.33$ m H₂O. Áp suất khí trời là 10.33 m H₂O, nó phụ thuộc vào độ cao công trình so với mực nước biển. Từ biểu thức (3.5), thay Z bằng H , ta có:

$$H_s = 10.33 - 0.33 - \frac{V}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)H = 10 - \frac{V}{900} - (\sigma + \Delta\sigma)H \quad (3.7)$$



Hình 3.5. Quan hệ $\sigma = f(H)$

$$\text{Hay } H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H$$

Trong đó: ∇ – độ cao của công trình so với mực nước biển.

K và $\Delta\sigma$ – hệ số dự trữ (hệ số an toàn)

Chọn: $K = 1.05 \pm 1.1$. Còn $\Delta\sigma$ chọn theo cột áp H tuabin (hình 3.5)

Khi tính toán chiều cao hút H_s cần chú ý đảm bảo đúng khoảng cách như đã quy ước ở hình 3.4. Trong một số tài liệu cũ có thể gặp sai lệch so với quy ước này. Ví dụ, có thể lấy chiều cao hút của tuabin đặt ngang là khoảng cách từ hạ lưu đến trục tuabin. Khi tính toán ta phải tính thêm khoảng $D_1/2$ là khoảng sai lệch so với quy ước. Vậy công thức lúc này sẽ là:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H - \frac{D_1}{2}$$

Hoặc, đối với tuabin đặt đứng nếu lấy H_s là khoảng cách từ tâm cánh hướng đến hạ lưu thì khi tính toán phải thêm khoảng $b_1/2$ (b_1 – chiều cao cánh hướng). Vậy công thức H_s sẽ là:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H + \frac{b_1}{2}$$

Để đảm bảo cho tuabin làm việc không xảy ra xâm thực thì chiều cao hút của tổ máy phải nhỏ hơn hoặc bằng giá trị H_s được xác định theo công thức (3.7), gọi là chiều cao hút cho phép.

$$H_{STM} \leq 10 - \frac{\nabla}{900} - K\sigma H \quad (3.8)$$

Từ công thức (3.8) này ta tính toán được hệ số xâm thực tổ máy:

$$\sigma_{TM} = \frac{10 - \frac{\nabla}{900} - H_{STM}}{H} \quad (3.9)$$

Hệ số xâm thực tổ máy phụ thuộc vào các thông số của trạm như: cao trình ∇ , cột áp tuabin H , và chiều cao hút thực tế của tổ máy H_{STM} .

Hệ số xâm thực tổ máy σ_{TM} khác với hệ số xâm thực của tuabin σ là σ_{TM} phụ thuộc vào chế độ kích thước, hình dáng của tuabin, hệ số xâm thực tổ máy σ_{TM} bao giờ cũng lớn hơn hệ số xâm thực σ của tuabin.

3.3.2. Biện pháp chống xâm thực

Hiện tượng xâm thực xuất hiện cùng với việc tăng vận tốc của dòng chảy tuabin. Đầu tiên chỉ là điểm, vùng nhỏ, sau đó phát triển thành vùng lớn hơn. Trong lúc vận hành không cho phép xuất hiện xâm thực với cường độ lớn. Bởi vì khi đó hiệu suất và công suất của tuabin giảm đột ngột, kèm theo hiện tượng rung động mạnh, ồn, các chi tiết ở vùng bị xâm thực bị phá hoại.

Tuy nhiên trong thực tế, nếu yêu cầu tuabin làm việc không xảy ra xâm thực có thể là không kinh tế, vì phải đặt sâu tuabin, làm tăng khối lượng đào đắp của công trình. Do đó, có thể cho phép tuabin làm việc ở một số chế độ có công suất lớn xảy ra xâm thực cho từng bộ phận nhỏ mà không ảnh hưởng nhiều đến hiệu suất của tuabin. Trong trường hợp này người thiết kế tuabin có thể tăng độ dày các chi tiết, hoặc dùng vật liệu tốt hơn, hoặc có kết cấu tháo lắp cho các chi tiết bị xâm thực để có thể hàn đắp trong khi sửa chữa.

Khi thiết kế tuabin cần chọn hệ số xâm thực của tuabin càng nhỏ càng tốt (để giảm tiền đầu tư xây dựng nhà máy). Một cách cần chọn vật liệu thích hợp có khả năng chống xâm thực.

Trong vận hành, nếu phát hiện thấy có hiện tượng xâm thực làm cho tuabin làm việc không bình thường có thể khắc phục bằng biện pháp:

Bơm không khí có áp suất lớn hơn áp suất khí trời vào buồng hút, càng gần mép ra của bánh công tác càng tốt.

Có thể tăng tổn thất trong buồng hút để nâng áp suất trong vùng bánh công tác.

Nói chung cả hai biện pháp trên đều không kinh tế, dẫn tới giảm hiệu suất tuabin.

3.4. HIỆN TƯỢNG MÀI MÒN TRONG TUABIN

Trong thực tế, dòng chảy trên các sông, suối đều mang lẫn tạp chất: các hạt phù sa, hạt khoáng, hạt cát... Các hạt này theo dòng chảy qua tuabin sẽ gây ra hiện tượng mài mòn chi tiết. Nó có ảnh hưởng lớn đến khả năng chống xâm thực của tuabin. Sự mài mòn ngoài việc làm tổn hao bề mặt chi tiết, nó còn dẫn đến hậu quả làm giảm hiệu suất tổ máy. Các chi tiết bị mài mòn nhiều nhất là cánh bánh công tác, cánh hướng dòng, bề mặt trong của buồng bánh công tác và các gioăng làm kín. Các gioăng bị hư hỏng gây ra tổn thất cho tổ máy (có thể dẫn đến tổn thất năng lượng của tổ máy khoảng 6% một năm).

Các yếu tố quan trọng nhất trong hiện tượng mài mòn chi tiết là: kích thước, mật độ của hạt; vận tốc dòng chảy và kích thước vật liệu của chi tiết.

Sự ảnh hưởng của các yếu tố đến khả năng bị mài mòn của chi tiết được biểu diễn dưới dạng hàm số:

$$J = f(M, v^2, t, K_0, D_t)$$

Trong đó: M - mật độ các hạt (đã quy về một kích thước);

v - vận tốc dòng chảy tại tiết diện tính toán;

t - thời gian làm việc của tuabin;

K_0 - hệ số chịu mài mòn của vật liệu;

D_t - đường kính bánh công tác tuabin.

Tính toán các yếu tố trên, người ta xác định được thời hạn bảo dưỡng các chi tiết.

Có thể áp dụng một số biện pháp làm giảm sự mài mòn các chi tiết do các hạt trong dòng chảy qua tuabin:

- Khi thiết kế công trình trạm hạn chế đến mức tối đa các vật thể rắn lắn vào dòng nước: xà bê láng, lưới chắn rác v... Tuy nhiên, ngay cả những hạt có kích thước nhỏ hơn 0,25 mm cũng vẫn gây ra sự mài mòn chi tiết.

- Khi thiết kế tuabin, chọn vật liệu chịu mài mòn. Các chi tiết cần thiết có thể tối luyện hoặc phủ bê mặt 1 mm bằng những chất liệu bền. Tại những nơi dòng chảy có vận tốc lớn bê mặt cánh phải giảm độ cong. Tránh những ngoại gấp hoặc co hẹp đột biến của dòng chảy. Đối với các trạm đặt ở nơi dòng chảy có nhiều dư lượng hạt, cần chọn tuabin có vận tốc giảm đi. Các chi tiết có thể bị mài mòn cần được thiết kế có khả năng tháo lắp, sửa chữa thuận tiện.

Chương IV: ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA TUABIN

4.1. MÔ HÌNH VẬT LÝ VÀ HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM

Tuabin nước là một loại thiết bị động lực có kích thước lớn. Thông thường ở các trạm thuỷ điện số vòng quay của tuabin không lớn, ngược lại đường kính bánh công tác tuabin có thể rất lớn. Hiện nay tuabin hướng trực cánh xoay có đường kính bánh công tác đạt đến 10,5m.

Việc xác định đường đặc tính năng lượng và xâm thực, cũng như việc nghiên cứu thiết kế tuabin thường được tiến hành trong phạm vi phòng thí nghiệm với kích thước nhất định, thu nhỏ nhiều lần so với kích thước tuabin thực.

Để đảm bảo quá trình vật lý xảy ra trong tuabin thực và tuabin trong phòng thí nghiệm thì cần phải để cập đến mô hình vật lý của tuabin.

Trong chương II chúng ta đã để cập đến vấn đề tương tự giữa tuabin thực và tuabin mô hình: Để đảm bảo việc thực nghiệm chính xác thì phải bảo đảm các tiêu chuẩn tương tự về hình học, động học và động lực học, đồng thời phải đảm bảo các chuẩn số Râynon, Frut và Olc...

Việc thực nghiệm tiến hành với môi trường chất lỏng là nước (H_2O) thì chủ yếu cần đảm bảo ba tiêu chuẩn tương tự và chuẩn số Râynon.

Để xác định đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin ta xây dựng những hệ thống thí nghiệm.

Hệ thống thí nghiệm tuabin bao gồm những bộ phận chính sau:

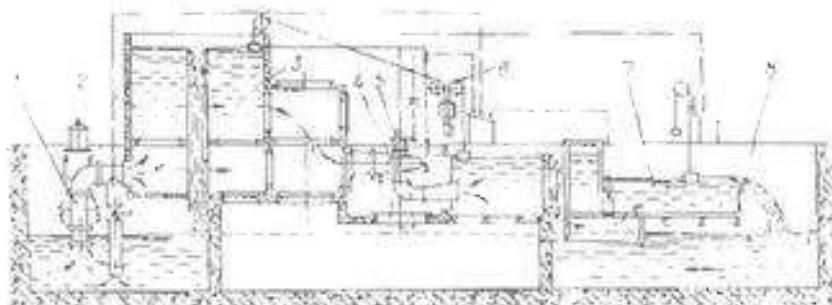
- Hai bể chứa có dung tích đủ lớn để đóng vai trò bể thượng lưu và bể hạ lưu.
- Mô hình tuabin.
- Máy bơm để bơm nước từ bể hạ lưu lên bể thượng lưu, tạo ra sự tuần hoàn của nước trong hệ thống và tạo ra cột áp cho mô hình.
 - Thay thế máy phát điện là một thiết bị đo công suất trên trực tuabin mô hình.
 - Các thiết bị đo các thông số cần thiết như lưu lượng, cột nước, vòng quay..., một số các đầu đo để khảo sát từng điểm cụ thể của tuabin.

Có hai loại hệ thống thí nghiệm: hệ thống hở và hệ thống kín.

4.1.1. Hệ thống hở

Đặc điểm của hệ thống kiểu này là mặt thoáng ở hai bể thượng và bể hạ lưu đều thông với khí trời. Cột áp tạo ra mô hình phụ thuộc vào cột áp hình học thực tế của bể thượng và bể hạ lưu. Vì vậy, cột áp mô hình ở hệ thống này thường nhỏ, rất khó tiến hành thí nghiệm xâm thực.

Trên hình 4.1 là sơ đồ của hệ thống thí nghiệm tuabin kiểu hở. Đòng chảy qua hệ thí nghiệm không tuần hoàn. Nước được bơm vào bể thượng lưu 2 bằng bơm 1. Nước từ bể thượng lưu đi qua đường ống 3 vào tuabin 4 xuống bể hạ lưu 7 qua đập tràn 8 thoát ra ngoài. Hệ thống thử này chỉ xác định được đường đặc tính năng lượng của tuabin. Trong thực tế người ta không thử nghiệm đặc tính xâm thực trên những hệ thống thử kiểu hở.



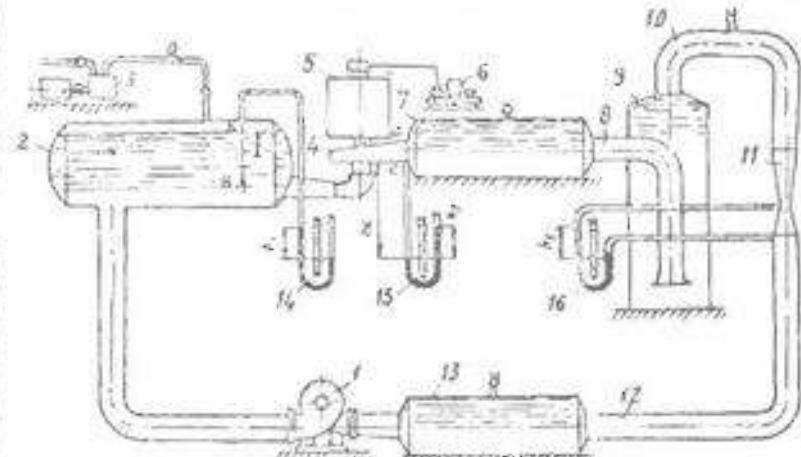
Hình 4.1. Sơ đồ hệ thống thử nghiệm tuabin kiểu khí

4.1.2. Hệ thống kín

Đặc điểm: bể thường lưu và bể hở lưu dòng khí, cột áp thí nghiệm do máy bơm tạo ra.

Trên hình 4.2 là sơ đồ hệ thống thử nghiệm mô hình tuabin kiểu khí. Hệ thống gồm nguồn tạo áp bơm 1, qua kheo 12 vào bình cao áp 13 theo đường ống, qua ống do lưu lượng 11 đi vào bình ổn định vận tốc 8.9, đi vào tuabin 4, theo đường ống hút xuống bể hở lưu khí 2 trước máy bơm 1. Để tạo ra chân không, khi cần thí nghiệm đặc tính xâm thực, người ta dùng bơm chân không 3. Các thiết bị đo gồm có: độ vòng quay 5, độ công suất 6, các áp kế 14, 15.

Ưu điểm của hệ thống kín là cho phép thử nghiệm đặc tính xâm thực của mô hình tuabin. Tuy nhiên hệ thống này có kết cấu phức tạp, kích thước mô hình nhỏ, các thiết bị đo phức tạp hơn so với hệ thống kiểu hở.



Hình 4.2. Sơ đồ hệ thống thử nghiệm tuabin kiểu khí

4.2. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA TUABIN

4.2.1. Các bước tiến hành thí nghiệm mô hình

a. Thí nghiệm đặc tính năng lượng của tuabin

Để tiến hành thí nghiệm xác định đặc tính năng lượng của tuabin trên các hàng thử được tiến hành theo trình tự sau đây:

Với độ mở cánh hướng không thay đổi $a_0 = \text{const}$ và góc đặt cánh không đổi $\varphi = \text{const}$ (với tuabin cánh xoay), điều chỉnh khóa trên đường ống cột áp của tuabin. Ứng với mỗi giá trị độ mở khóa ta đo các thông số của cùn tuabin: cột áp, số vòng quay, lưu lượng, công suất hữu ích của tuabin.

Sau đó thay đổi độ mở khóa đến giá trị tiếp theo ta lại có hàng loạt thông số n, H, Q, N .

Thường ứng với mỗi giá trị $a_0 = \text{const}$, $\varphi = \text{const}$, người ta xác định khoảng 6 - 8 điểm với các giá trị mở khóa từ nhỏ đến lớn. Sau đó ta xác định khoảng 6 điểm trung gian của các điểm trên với độ mở khóa ngược lại từ lớn xuống nhỏ. Sau khi đã xác định được các giá trị n, Q, H, N của

các điểm ứng với mỗi độ mở khoá, tính hiệu suất và xây dựng các đường cong quan hệ giữa từng cặp thông số hoặc nhiều thông số với nhau. Từ các đường đặc tính quan hệ xây dựng đặc tính tổng hợp của mô hình.

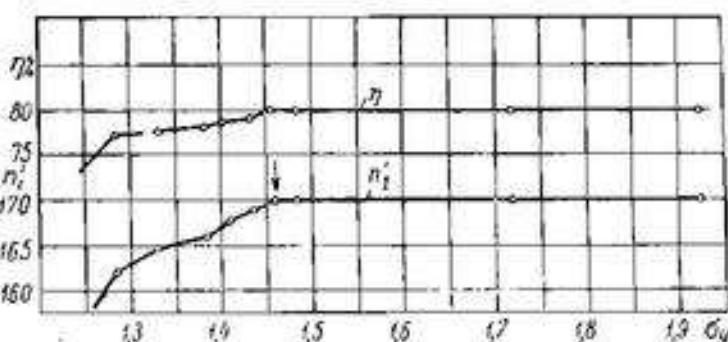
b. Xác định đường đặc tính xâm thực

Đặc tính xâm thực xác định trên hệ thống kiểu kin. Sau khi đã tiến hành thí nghiệm đặc tính năng lượng thì có thể định ra các chế độ cần thiết phải tiến hành xác định đặc tính xâm thực tại các chế độ đó. Cụ thể là xác định hệ số xâm thực σ của các chế độ đó.

Ví dụ: cần xác định hệ số xâm thực σ của chế độ A mà có thông số $a_0 = 35\text{mm}$, $\varphi = 0^\circ$, $H = H_A$, $Q = Q_A$, $N = N_{ka}$, $n = n_A$, $\eta = \eta_A$.

Để xác định hệ số xâm thực σ ở chế độ A tiến hành theo trình tự sau:

Hình 4.3. Đặc tính xâm thực tuabin



Điều chỉnh khoá trên đường ống cột áp để có được các thông số n_A, H_A, Q_A, N_{ka} , tính η_A .

Sau đó cho bơm chân không (nối với bể hố lưu) làm việc, áp suất ở bể hố lưu xuống tới một giá trị P_2 nào đó. Hệ số xâm thực được xác định theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{P_2}{\gamma H_A} - \frac{P_{kh}}{\gamma H_A} - \frac{H_S}{H_A} \quad (4.1)$$

Trong đó: P_2 - áp suất chân không ở bể hố lưu;

P_{kh} - áp suất bốc hơi ứng với nhiệt độ của nước thí nghiệm;

H_S - chiều cao hút của tuabin thử nghiệm;

H_A - cột áp tuabin ở chế độ A.

Üng với mỗi giá trị áp suất chân không P_2 , nào đó do bơm chân không tạo ra và nhiệt độ của nước, ta có một giá trị σ tính theo công thức (4.1). Giữ nguyên chế độ A, thay đổi chân không P_2 , bằng cách thay đổi chế độ làm việc của máy bơm chân không, ta có một loạt các điểm. Thiết lập quan hệ $\eta = f(\sigma)$.

Hiện tượng xâm thực sẽ xảy ra khi lưu lượng, cột áp và áp suất giảm mạnh, kéo theo sự rung ồn. Trên các thiết bị do ta có thể xác định được các giá trị này. Căn cứ vào kết quả của đồ thị (hình 4.3) để xác định các hệ số xâm thực σ , ở chế độ A.

Thay đổi chế độ khác, các quá trình trên được lặp lại. Việc thử nghiệm xâm thực của tuabin đòi hỏi rất nhiều thời gian và kinh nghiệm mới bảo đảm được độ chính xác cần thiết.

Ngoài những kết quả đã ghi trên, trong thí nghiệm còn có thể dùng một số thiết bị đặc biệt, một số loại đầu đo có kích thước nhỏ, độ chính xác cao để khảo sát vận tốc, lực tại các điểm cần thiết trên dòng chảy hoặc trên mặt cánh bánh công tác, mặt các chi tiết của phần dẫn dòng.

4.2.2. Cách xác định các thông số tuabin

a. Cột áp tuabin

Như ta đã biết cột áp tuabin là hiệu năng lượng riêng trước và sau tuabin. Ở đây cho tiết diện 1 – 1 là tiết diện đường ống côn di sâu vào tuabin, tiết diện 2 – 2 là mức nước ở mặt thoáng của bể hố lưu, như vậy cột áp của tuabin xác định theo công thức sau:

$$H = Z_1 - Z_2 + \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g}, \quad (4.2)$$

Trong đó: $Z_1 = 0$ chọn chuẩn đi qua tâm đường ống có áp;

Z_2 - khoảng cách từ mực nước hạ lưu đến tâm đường ống có áp;

P_1 - áp suất tiết diện $I-I$;

P_2 - áp suất ở bể hạ lưu;

V_1 - vận tốc dòng chảy ở tiết diện $I-I$.

Giá trị V_1 được xác định bằng giá trị vận tốc trung bình tiết diện $I-I$. Nếu biết lưu lượng Q và diện tích tiết diện $I-I$ thì V_1 được tính theo công thức: $V_1 = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$.

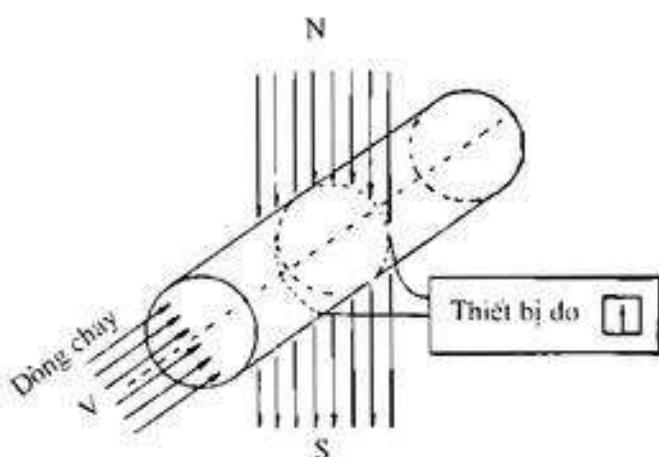
Trong đó: d_1 - đường kính ống ở tiết diện $I-I$, áp suất P_1 , P_2 lấy theo chỉ số đo trên các đồng áp kê hoặc chân không kê.

Hiện nay các thiết bị đo áp bằng đồng hồ điện tử trên nguyên lý cầu điện trở có độ chính xác cao và kết nối với máy tính.

b. Lưu lượng tuabin

Lưu lượng tuabin được xác định bằng thiết bị đo lưu lượng

Đối với hệ thống kiểu hở thì lưu lượng được đo bằng đập tràn hình thang, được thể hiện trên sơ đồ hệ thống hở hình 4.1, theo chỉ số 10.



Hình 4.4. Lưu tốc kế điện tử

Lưu lượng do bằng đập tràn được xác định theo công thức:

$$Q = k\sqrt{h} \quad (4.3)$$

Trong đó: k - hệ số thực nghiệm của đập tràn;

h - chỉ số độ cao của cột nước chảy qua đỉnh đập tràn.

Đối với hệ thống kín thì đo lưu lượng bằng ống Venturi hay màng đo. Thiết bị này còn gọi là lưu lượng kế. Nó được đặt trên đường ống có áp dẫn bằng tuabin. Để đảm bảo độ chính xác của số đo người ta đặt lưu lượng kế xa những cùt cong, khoá... trước và sau đó một khoảng bằng 7 đến 10 lần đường kính ống dẫn.

Nguyên lý làm việc của ống Venturi được trình bày ở phần Thuỷ lực đại cương.

Tương tự như ở đập tràn hình thang, lưu lượng đi qua ống Venturi hoặc màng đo được xác định theo công thức:

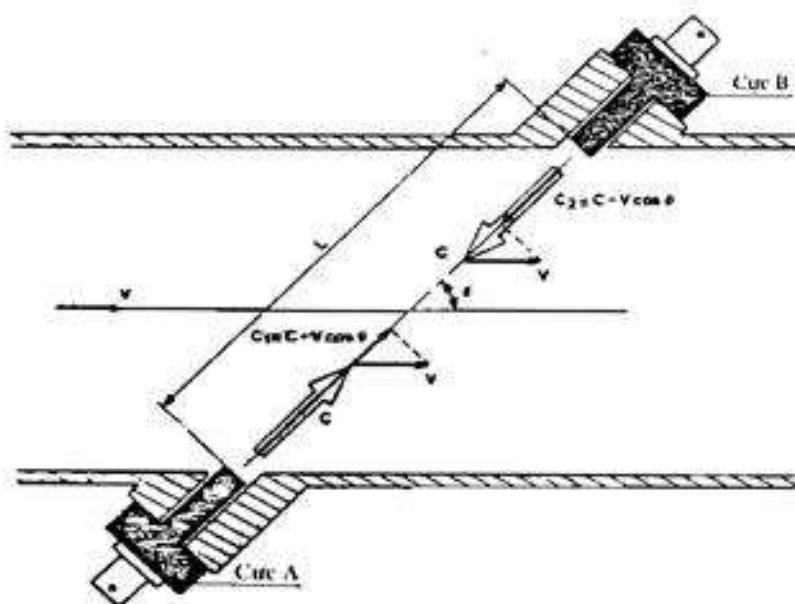
$$Q = K\sqrt{h}$$

K - hệ số lưu lượng, phụ thuộc vào tỷ số đường kính D/d và tổn thất thuỷ lực trong ống;

h - độ chênh áp giữa hai tiết diện có đường kính lớn D và đường kính nhỏ d .

Có thể đo lưu lượng bằng lưu tốc kế điện tử hoặc lưu tốc kế siêu âm có độ chính xác cao và kết nối với máy tính. Theo phương pháp này, lưu lượng được xác định qua vận tốc trung bình mặt cắt. Các loại lưu tốc kế này không gây ra tổn thất năng lượng dòng chảy.

Lưu tốc kế điện tử: Đoạn ống được đặt trong từ trường do hai cực cảm ứng từ gây ra. Khi có dòng chảy trong ống với vận tốc khác nhau, tạo ra các giá trị từ trường khác nhau trong ống. Đo giá trị từ trường để tính vận tốc trung bình mặt cắt (hình 4.4).



Hình 4.5. Lưu tốc kế siêu âm

từ trường, siêu âm phải chuẩn bằng phương pháp đo thể tích.

c. Số vòng quay

Số vòng quay của tuabin được đo bằng đồng hồ đo vòng quay điện tử hoặc kiểu cơ khí nối với trục quay của tuabin (đơn vị là vòng/phút).

Đồng hồ đo vòng quay bằng quang hoặc từ đếm các điểm trên đĩa có chia răng đảm bảo độ chính xác cao và có khả năng kết nối với máy tính.

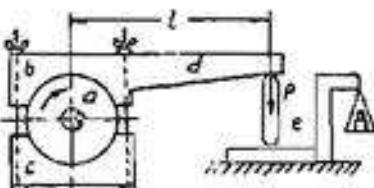
d. Đo công suất hữu ích

Công suất hữu ích được đo trên trục tuabin bằng cách đo momen và số vòng quay. Đo công suất làm việc trên nguyên lý: gây momen cản trên trục tuabin, đo momen hãm trực để tính ra công suất trên trục.

Máy đo công suất có các loại: máy phanh điện tử, máy phanh thủy lực, phanh hãm cơ khí. Trong phạm vi phòng thí nghiệm thường dùng phanh hãm cơ khí và máy phanh điện tử.

Nguyên lý của phanh hãm cơ khí dựa vào lực ma sát để truyền momen từ rotor của máy ra statos và đo momen cản trên statos của máy hãm. Kết cấu của phanh hãm cơ khí rất đa dạng. Sau đây là một loại đơn giản (hình 4.6).

Trên trục tuabin nối với vành đĩa *a*. Vành này tiếp xúc với vỏ phanh hãm *b* và *c*. Nhờ van các bu lông *1* và *2* điều chỉnh khoảng cách giữa đĩa và vỏ phanh. Vỏ nối với cánh tay đòn có chiều dài *k* từ trục quay là *l*. Đầu tay của cánh tay đòn là một cân trọng lực, nguyên lý của cơ cấu này như sau: khi tuabin quay tạo ra momen quay là *M₁*, momen này phụ thuộc vào cột áp và lưu lượng tuabin. Nhờ có ma sát giữa đĩa gắn trên trục tuabin và vỏ phanh nên ở ngoài vỏ sinh ra momen cản bằng momen trên trục tuabin, nhưng ngược chiều. Nếu ta cân bằng momen ở vỏ ta dùng một cân trọng lực với cánh tay đòn *l*. Momen được xác định theo công thức (4.4).



Hình 4.6. Sơ đồ của phanh hãm cơ khí

$$M_c = -Pl. \quad (4.4)$$

Trong đó: P – trọng lực trên cần

l – chiều dài tay đòn

Nhờ thiết bị đo này ta xác định được công suất hữu ích trên trục tuabin theo công thức:

$$N_h = M\omega = \frac{Mn}{973} \quad (4.5)$$

Ở đây: N_h – đơn vị là kW;

n – số vòng quay tuabin;

M – Momen tính theo công thức (4.4) đơn vị là kGm.

Thiết bị đo momen lệch pha: Thiết bị này được nối trên trục quay. Khi xuất hiện momen, ống bị xoắn, hai đĩa ở hai đầu có sự lệch pha. Đại lượng lệch pha tỷ lệ với momen trên trục.

Ống đo momen cầu điện trở: Thiết bị này được gắn với trục quay. Khi momen thay đổi, điện trở cảm biến trên ống xuất hiện dòng điện. Độ dòng điện và điện trở để xác định momen.

Các thiết bị đo momen này có độ chính xác cao và có khả năng kết nối máy tính. Song cần phải chuẩn bằng trọng lực và cánh tay đòn.

e. Hiệu suất

Hiệu suất của tuabin được xác định theo công thức:

$$\eta = \frac{N_h}{N} = \frac{102 N_h}{\gamma Q H} \cdot 100\% \quad (4.6)$$

Trong đó: N_h – công suất hữu ích, kW;

γ – trọng lượng riêng của nước, lấy $\gamma = 1000 \text{ KG/m}^3$;

Q – lưu lượng qua tuabin, m^3/s ;

H – cột áp tuabin, m H_2O .

4.3. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH CỦA TUABIN

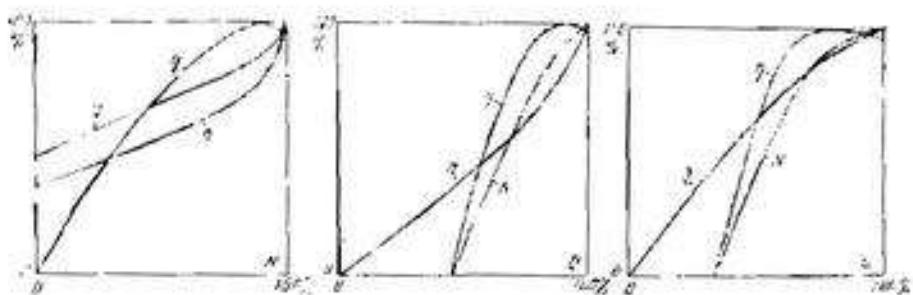
4.3.1. Đường đặc tính đơn

Với kết quả thực nghiệm, sau khi xác định được các thông số ở chế độ khác nhau, ta có thể thiết lập quan hệ giữa từng cặp thông số với nhau khi các thông số khác là hằng số. Quan hệ này được biểu diễn dưới dạng đồ thị và gọi là đường đặc tính đơn.

Có ba loại đường đặc tính đơn: đặc tính công tác, đặc tính vòng quay và đặc tính cột áp.

a. Đặc tính công tác

Đặc tính này biểu thị quan hệ: $\eta, Q, a_n = f(N)$; $N, \eta, a_n = f(Q)$; hay $Q, \eta, N = f(a_n)$ trong điều kiện $n = \text{const}$, $H = \text{const}$. Trên hình 4.7 các quan hệ được biểu thị vào tọa độ không thay đổi quay ra phần trăm (%). Ta nhận thấy ở chế độ $\eta = 0$, $N = 0$ thì lưu lượng và độ mở a_n vẫn khác không. Vì rằng cần có một đại lượng lưu lượng không tải Q_{k0} , ứng với độ mở cánh hướng nhỏ nhất a_{min} thì mới đủ khắc phục tồn tại trong tuabin mà chưa phát ra công suất hữu ích. Giá trị hiệu suất lớn nhất không ứng với giá trị công suất lớn nhất $N = 100\%$ mà ứng với giá trị N , nhỏ hơn giá trị 100% công suất.

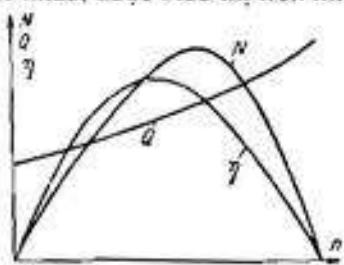


Hình 4.7. Đặc tính công tác tuabin

Cũng tương tự như thế đối với các đồ thị hình 4.7 b, c: hiệu suất và công suất hữu ích bằng không ứng với giá trị Q và a , luôn nhỏ hơn 100% lưu lượng và 100% độ mở a .

b. Đặc tính vòng quay

Đặc tính này biểu thị các thông số của tuabin Q , N , η là hàm của số vòng quay: $Q = f(n)$, $N = f(n)$, $\eta = f(n)$ đối với các độ mở a , khác nhau, được biểu thị trên hình 4.8.



Hình 4.8. Đặc tính vòng quay.

Ta thấy rằng số vòng quay n tăng thì lưu lượng giảm, hiệu suất và công suất đạt giá trị tối đa ứng với một giá trị số vòng quay tối ưu nào đó. Nếu tăng tiếp tục số vòng quay đến 1 giá trị nào đó thì công suất và hiệu suất sẽ bằng 0. Hình 4.8 biểu thị quan hệ: $Q = f(n)$, $N = f(n)$, $\eta = f(n)$, với a , khác nhau, $H = \text{const}$.

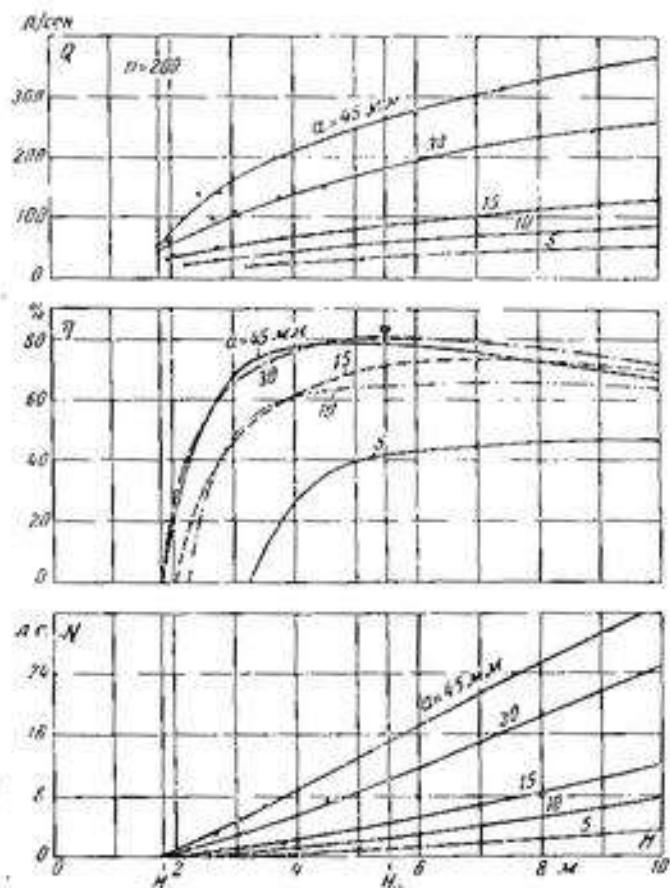
c. Đặc tính cột áp

Đặc tính này biểu thị quan hệ giữa các thông số của tuabin với cột áp tuabin, với các giá trị độ mở a , khác nhau và $n = \text{const}$.

$$Q = f(H), N = f(H), \eta = f(H)$$

Cột áp tuabin là một đại lượng thay đổi theo hàng tháng, hàng năm.

Đặc tính cột áp được biểu thị trên hình 4.7. Từ đồ thị này ta thấy rằng ứng với $\eta = 0$ và $N = 0$ thì cần có một cột áp nào đó đặc trưng cho tồn thết thủy lực tuabin ở chế độ không tải.



Hình 4.9. Đặc tính cột áp tuabin

Nói chung tăng cột áp tuabin thì công suất tăng, nhưng hiệu suất thì đạt giá trị lớn nhất với một giá trị nào đó của cột áp ứng với các giá trị a , khác nhau. Lưu lượng sẽ tăng khi cột áp của trạm tăng.

4.3.2. Đường đặc tính tương đối

Để dễ so sánh đặc tính hiệu suất và công suất của các loại tuabin khác nhau là hàm của lưu lượng: $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$. Trong đó N , Q là các đại lượng công suất và lưu lượng không thay đổi. Đặc tính này được biểu thị trên hình 4.10 cho một số loại chính: tuabin gáo, tuabin cánh xoay (tuabin hướng trực hay hướng chéo cánh điều chỉnh), tuabin tâm trục và tuabin chong chóng. Từ đó ta thấy rằng tuabin gáo và tuabin cánh xoay có phạm vi lưu lượng rất lớn với giá trị hiệu suất cao. Còn tuabin tâm trục và chong chóng thì phạm vi lưu lượng có hiệu suất cao tương đối hẹp. Như vậy tuabin cánh xoay có khả năng làm việc ở điều kiện lưu lượng thay đổi nhiều (tài thay đổi nhiều).

4.3.3. Đường đặc tính tổng hợp

Ở mục trên ta đã xét đường đặc tính đơn, biểu thị quan hệ giữa từng cặp thông số với nhau khi các thông số khác là hằng số. Nhưng thực tế sử dụng tuabin nước ở một chế độ có rất nhiều thông số: a , φ , H , Q , N , n , σ , ... Vì vậy đường đặc tính đơn không thể biểu thị quan hệ cùng một lúc của nhiều thông số. Trong tuabin nước thường sử dụng rộng rãi đường đặc tính tổng hợp. Đó là đường đặc tính cùng một lúc có thể biểu thị quan hệ nhiều thông số với nhau.

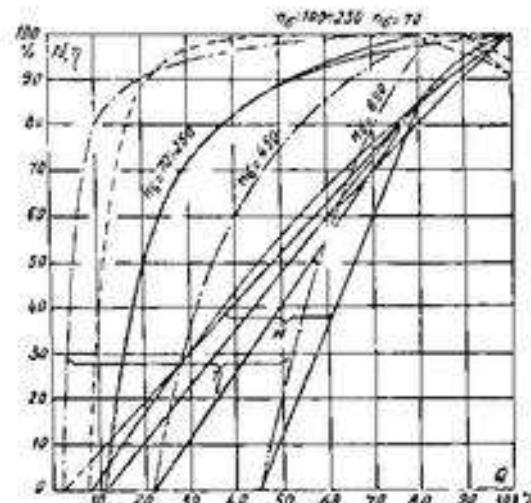
Có hai loại đường đặc tính tổng hợp:

- Đường đặc tính tổng hợp chính.
- Đường đặc tính tổng hợp vận hành.

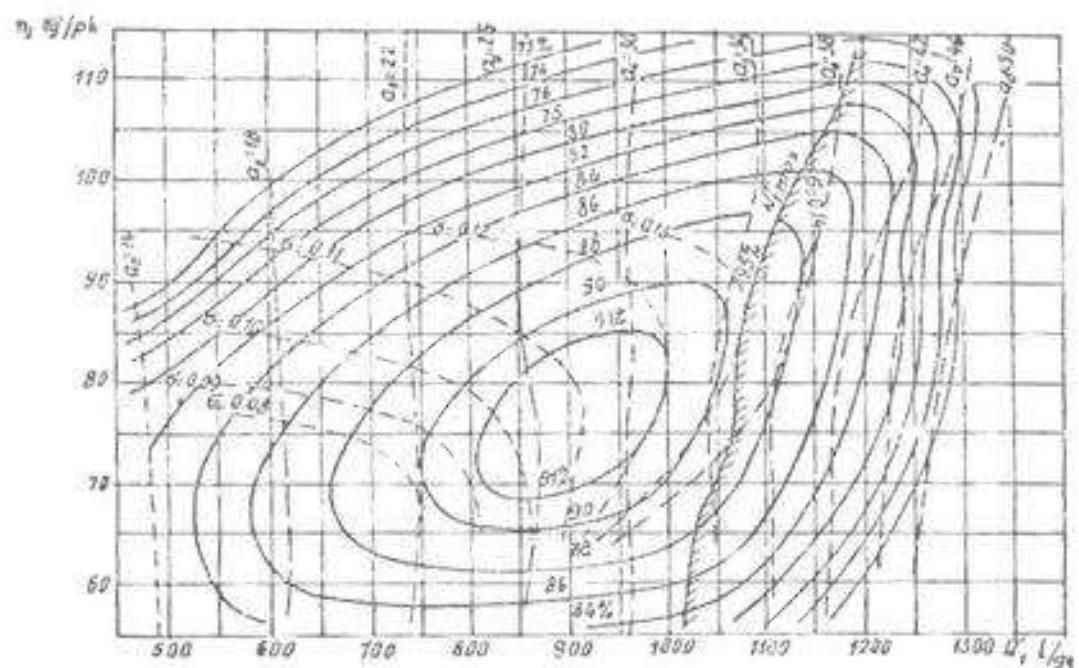
4.3.3.1. Đường đặc tính tổng hợp chính

Biểu thị các quan hệ của hiệu suất, độ mở cánh hướng, hệ số xâm thực, góc đặt cánh, đường giới hạn công suất trong tọa độ thông số qui dẫn n' , và Q' . Hay nói cách khác: đường đặc tính tổng hợp chính trong tọa độ các thông số qui dẫn n' , và Q' , biểu thị quan hệ của các thông số:

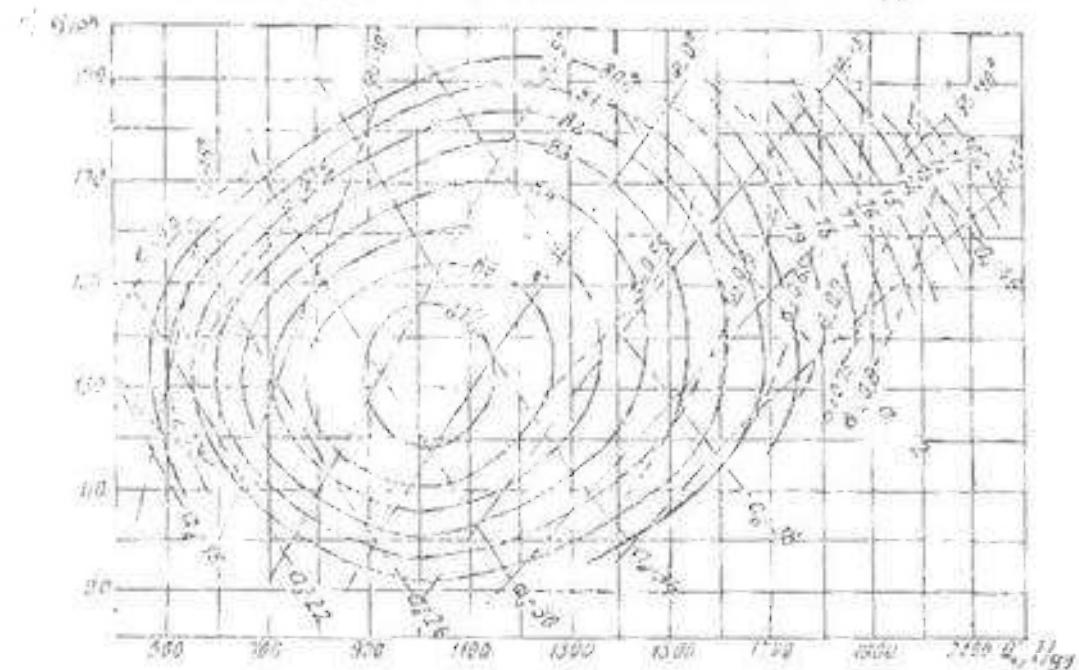
- Đường đồng hiệu suất: $\eta = \text{const}$.
- Đường đồng độ mở cánh hướng $a_0 = \text{const}$.
- Đường đồng hệ số xâm thực: $\sigma = \text{const}$.
- Đường giới hạn công suất 5% tuabin tâm trục.
- Đường đồng góc đặt cánh đối với tuabin hướng trực cánh xoay.



Hình 4.10. Đường đặc tính tương đối của tuabin hướng trực cánh xoay

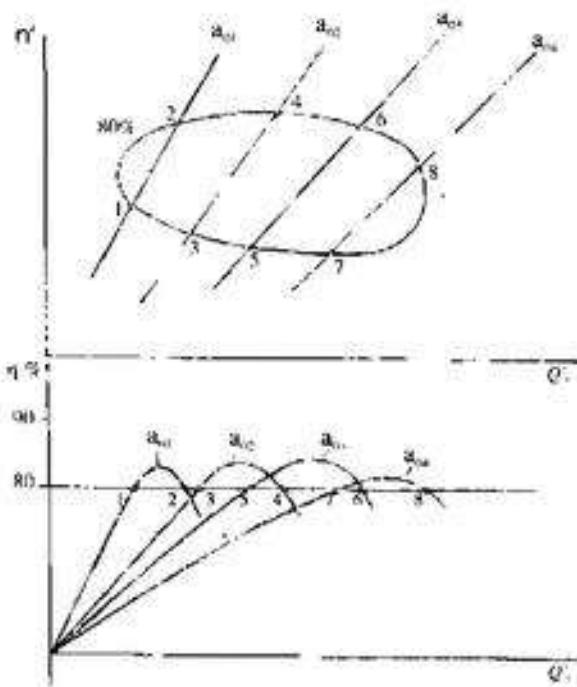


Hình 4.11. Đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin tua trục $D_{tr} = 460$ mm



Hình 4.12. Đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin
tua trục cánh xoay có $D_{tr} = 460$ mm

Đường đặc tính này được xây dựng từ kết quả thực nghiệm tuabin mô hình trong phòng thí nghiệm. Đặc tính này là lý lịch của tuabin mô hình và qua nó đánh giá khả năng làm việc và chất lượng của tuabin mô hình. Nó là một tài liệu gốc để chọn tuabin, chọn chế độ làm việc cho tuabin thực trên trạm.



Hình 4.13. Quan hệ $n' = f(a_c, Q')$

Trên hình 4.11 biểu thị đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin tâm trục với đường kính mô hình $D_{IM} = 460\text{mm}$. Trên tọa độ n' , và Q' , biểu thị: các đường cùng một giá trị a_c từ $a_c = 14\text{mm}$ đến $a_c = 50\text{mm}$ ($\text{đường } a_c = \text{const}$ biểu thị bằng đường gạch chấm); đường đồng hiệu suất từ giá trị 70% đến 90% ($\text{đường } \eta = \text{const}$, biểu thị bằng đường liền, đường đồng hé số xâm thực ($\sigma = \text{const}$ biểu thị bằng đường gạch gạch); và đường giới hạn công suất 5%.

Trên hình 4.12 biểu thị đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục cánh điều chỉnh loại ký hiệu K20/661. Trên tọa độ n' , và Q' , biểu thị các đường cong: đường đồng hiệu suất từ 87% đến 66%; đường đồng độ mở cánh hướng $a_c = 14-38\text{mm}$; đường đồng góc đặt cánh từ $\varphi = -10^\circ$ đến $\varphi = +20^\circ$ và đường đồng hé số xâm thực $\sigma = 0,38$ đến $\sigma = 0,95$.

Sau khi làm quen với các dạng đường cong, chúng ta tìm hiểu cách xây dựng các đường cong của đường đặc tính tổng hợp chính.

a. Xây dựng đường đặc tính tổng hợp của tuabin tâm trục

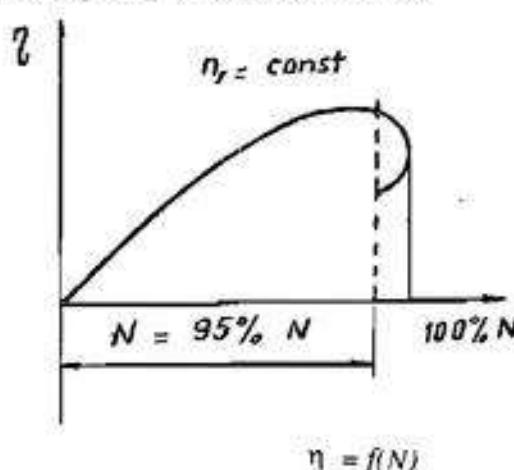
Khi làm thí nghiệm, ứng với một độ mở cánh hướng $a_c = \text{const}$ ta điều chỉnh khoá trên đường ống có áp và xác định được một loạt các thông số Q, H, n, N_h, σ của các chế độ khác nhau.

- Xác định các giá trị:

$$n'_i = \frac{n \cdot D_{IM}}{\sqrt{H}}; Q'_i = \frac{Q}{D_{IM}^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (4.7)$$

Từ công thức 4.7 ta có quan hệ $n'_i = f(Q'_i)$ với giá trị $a_c = \text{const}$.

- Xây dựng quan hệ $\eta = f(Q')$ với các giá trị độ mở cánh hướng a_c khác nhau thì ta có một họ đường cong $\eta = f(Q')$ (hình 4.13).



- Cũng tương tự như thế từ kết quả thí nghiệm xâm thực với các đại lượng a_c khác nhau ta có được các quan hệ $\sigma = f(Q')$.

Để xây dựng đường đồng hiệu suất, ví dụ, lấy 4 họ đường cong tương ứng với 4 giá trị $a_{c1}, a_{c2}, a_{c3}, a_{c4}$ (hình 4.13) trên tọa độ n', Q' , ta có họ đường cong $\eta = f(Q')$ và $a_c = \text{const}$. Ta lấy giá trị hiệu suất bằng 80% là hàng số, ta có các điểm tương ứng 1-2 của a_{c1} , 3-4 của a_{c2} , 5-6 của a_{c3} , 7-8 của a_{c4} . Tìm vị trí của các điểm 1-2, 3-4, 5-6, 7-8 trên tọa độ n', Q' . Nối các điểm 1...8 ta được đường đồng hiệu suất $\eta = 80\%$.

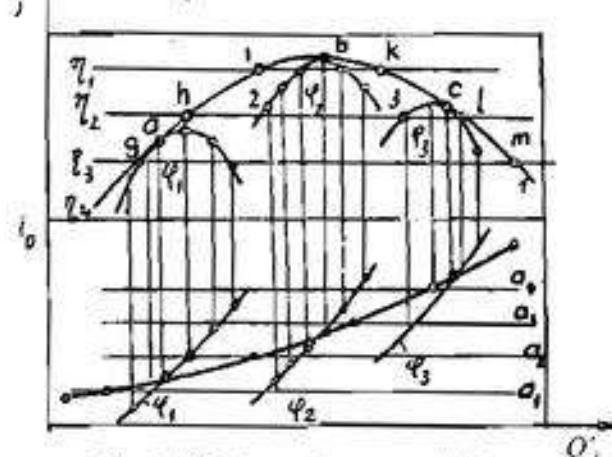
- Cũng bằng cách tương tự ta xây dựng được đường đồng hé số xâm thực trên tọa độ n', Q' .

- Để xây dựng đường giới hạn công suất 5%, trên tọa độ $n' - Q'$, ta tiến hành như sau: chọn một số giá trị n' , là hằng số. Ứng với các giá trị n' đó, tìm quan hệ $\eta = f(Q')$ để lấy giá trị η , Q' , sau đó tính công suất theo công thức sau:

$$N = 9.81 \eta Q' D_{IM}^2 H^{3/2} \quad (4.8)$$

Chọn cột áp H bất kỳ. Có thể cho $D_{IM}^2 H^{3/2} = A$ (A là số bất kỳ), công thức (4.8) có dạng:

$$N = 9.81 A \eta Q' \quad (4.9)$$



Hình 4.15. Quan hệ $n' = f(Q', \varphi)$

b. Xây dựng đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục (hướng chéo) cánh điều chỉnh

Để tiến hành xây dựng đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin hướng trục cánh điều chỉnh ta xây dựng n đường đặc tính tổng hợp chính ứng với n góc đặt cánh. Cách xây dựng đặc tính tổng hợp chính đối với một giá trị góc đặt cánh $\varphi = \text{const}$ giống như đối với tuabin tâm trục đã trình bày ở trên.

Lấy một giá trị $n' = \text{const}$ tìm n mỗi quan hệ $\eta = f(Q')$, $a_n = f(Q')$ với n góc đặt cánh. Ví dụ $n = 3$, nghĩa là có φ_1 , φ_2 , φ , được biểu thị trên hình 4.14. Từ các đường cong $\eta = f(Q')$ với các giá trị φ_1 , φ_2 , φ , tìm một đường chung tiếp tuyến với ba đường cong tại a , b , c – là đường cong $m-m$. Ứng với mọi giá trị $n' = \text{const}$ ta có đường cong hiệu suất chung $m-m$ nào đó. Ứng với điểm a , b , c có thể thiết lập quan hệ $a_n = f(\varphi)$. Quan hệ này gọi là quan hệ tối ưu giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh. Dựa vào quan hệ tối ưu này để xây dựng cam liên hệ giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh trong bộ điều tốc kép của tuabin cánh điều chỉnh. Nối các giá trị của $a_n = f(Q')$ khi $n' = \text{const}$.

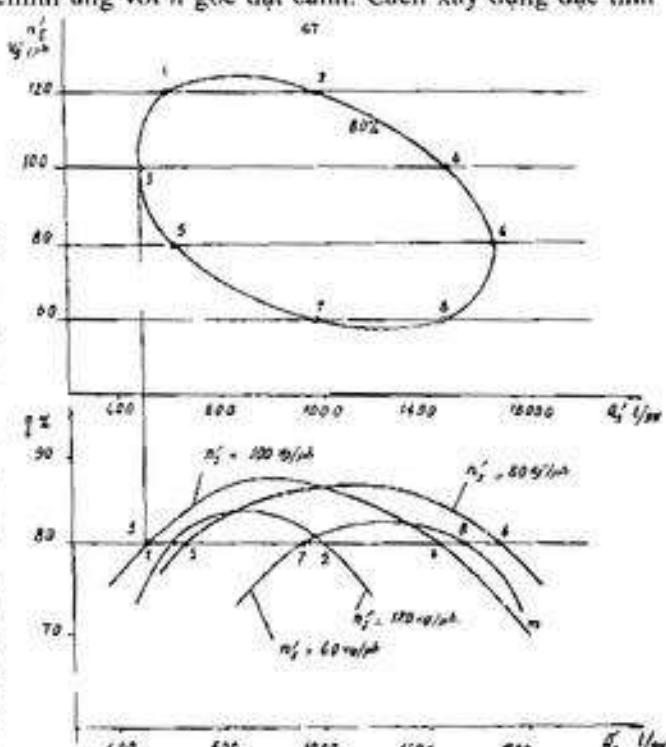
Thiết lập đồ thị $\eta = f(N)$ với $n' = \text{const}$ (hình 4.14). Từ đó thi này ta xác định được điểm $N = 95\% N_{\max}$. Trong đó N_{\max} là công suất lớn nhất.

Xác định đại lượng Q' , giới hạn ứng với $n' = \text{const}$ theo công thức sau:

$$Q' = \frac{95\% N_{\max}}{9.81 A \eta} \quad (4.10)$$

Nối các điểm giới hạn khác nhau ứng với các giá trị n' khác nhau ta có đường giới hạn công suất 5% của tuabin tâm trục.

Để xây dựng các đường cong đã nêu trên, nên lập bảng theo thứ tự các điểm.



Hình 4.16. Quan hệ $\eta = f(n', Q')$

Đối với i giá trị khác nhau ta xây dựng được i đường cong $m-m$ biểu thị quan hệ $\eta = f(Q')$ và i đường cong $n-n$ biểu thị quan hệ $a_n = f(Q')$ và i đường cong quan hệ tối ưu $a_n = f(\varphi)$. Trên tọa độ $n' - Q'$, ta xây dựng đường đồng hiệu suất, đồng độ mở cánh hướng và đồng góc đặt cánh.

Trên hình 4.16 biểu thị quá trình xây dựng đường đồng hiệu suất tọa độ $n' - Q'$. Đối với bốn đường cong hiệu suất $m-m$ và bốn giá trị n' , là hằng số. Cách xây dựng được thể hiện qua các điểm 1-2, 3-4, 5-6, 7-8.

Các đường cong khác cũng được xây dựng theo cách tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất.

Để xây dựng các đường đồng hệ số xâm thực, căn cứ vào các giá trị a, b, c là các điểm tiếp tuyến của đường cong $m-m$, xác định giá trị $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_c$ ứng với Q'_a, Q'_b, Q'_c , khi n' là hằng số. Hay là theo giá trị của các điểm a, b, c xây dựng đường cong $\sigma = f(Q')$ đối với $n' = \text{const}$.

Khi xây dựng được i họ đường cong $\sigma = f(Q')$ tương ứng với i giá trị n' , thì việc xây dựng đường cong hệ số xâm thực trên tọa độ $n' - Q'$ cũng được tiến hành tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất.

- Đối với tuabin cánh điều chỉnh đường giới hạn công suất 5% không có, mà đường giới hạn công suất với tuabin này được xác định theo đường đồng giá trị độ mở cánh hướng lớn nhất a_{max} và đường đồng góc đặt cánh lớn nhất φ_{max} . Nhưng các giá trị a_{max} và φ_{max} phụ thuộc vào công suất lớn nhất của tuabin thực. Vì thế cùng một loại tuabin mô hình có thể có nhiều giá trị a_{max} và φ_{max} phụ thuộc vào tuabin thực được chọn tương tự với tuabin mô hình.

4.3.3.2. Đường đặc tính tổng hợp vận hành

Đường đặc tính tổng hợp vận hành là đường đặc tính tổng hợp của tuabin thực, làm việc ở nhà máy thủy điện. Đường đặc tính này xây dựng trong hệ tọa độ cột áp H và công suất N , biểu thị các đường cong:

- Đường đồng hiệu suất.
- Đường đồng độ mở cánh hướng.
- Đường đồng góc đặt cánh (tuabin cánh điều chỉnh).
- Đường đồng chiều cao hút.
- Đường giới hạn công suất theo máy phát và tuabin.

a. Ý nghĩa thực tiễn của đường đặc tính tổng hợp vận hành

Đường đặc tính này giúp cho người vận hành xác định các chế độ làm việc của tuabin, xác định các thông số tại các chế độ đang làm việc. Đường đặc tính này cho phép xác định khả năng phát ra công suất của tuabin, giúp cho người làm việc ở bộ phận điều độ của lưới điện phân phối phụ tải cho các tổ máy.

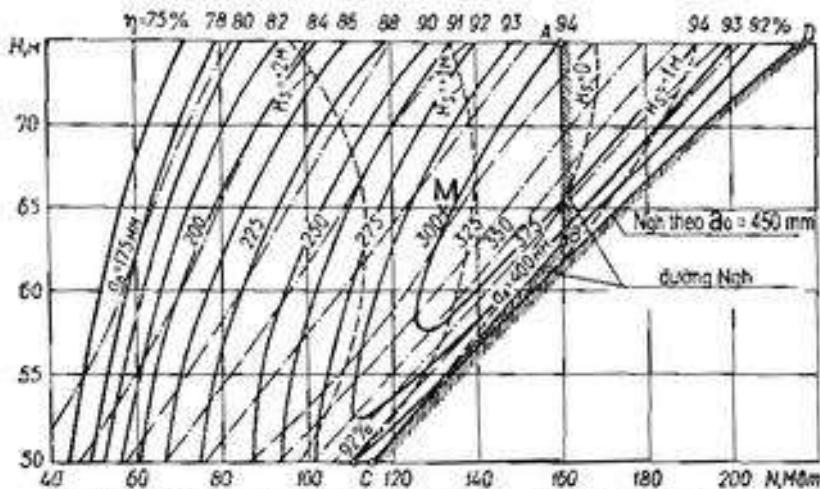
Trên hình 4.17 là đường đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin tâm trục F 75, $D_1 = 5,5\text{m}$, $n=107\text{vg/ph}$. Trong đó, dao động cột áp từ 50 đến 75m, công suất N từ 40 đến 200MW. Các đường đồng hiệu suất $\eta = 75 + 94\%$, đường đồng giá trị chiều cao hút $H_s = -1 \div +2\text{m}$, đường đồng độ mở cánh hướng $a_s = 175 \div 450\text{mm}$. Đường giới hạn công suất theo tuabin và theo máy phát Ngh . Ở đây biểu thị đường giới hạn công suất theo $a_{max} = 450\text{ mm}$.

Để làm rõ ý nghĩa của đường đặc tính tổng hợp vận hành, ta xét chế độ M mà tuabin đang làm việc. Ở chế độ này ta biết: cột áp $H = 65\text{m}$, công suất $N = 132\text{MW}$, hiệu suất $\eta = 93,8\%$, chiều cao hút $H_s = +1,2\text{m}$. Điểm A nằm trong giới hạn cho phép của đường giới hạn công suất theo máy phát và tuabin.

Theo đường đặc tính này, công suất sẽ đạt giá trị lớn nhất $N_{max} = 160\text{MW}$ với $H \geq 62,5\text{m}$.

Dường đặc tính tổng hợp vận hành còn là số liệu quan trọng so sánh về năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin khi chọn loại tuabin, đường kính và số vòng quay của tuabin.

a. Xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin



Hình 4.17. Đặc tính tổng hợp vận hành của tuabin tâm trục F 75,
 $D_I = 5,5\text{m}$, $n = 107,1 \text{ v/p}$, $H = 63\text{m}$

Số liệu cho trước:

Cột áp làm việc (cột áp tính toán) của tuabin: H_{tr} , cột áp lớn nhất và nhỏ nhất: H_{max}/H_{min} .

Công suất lớn nhất của tuabin và máy phát.

Đường kính bánh công tác tuabin D_I .

Đường đặc tính tổng hợp của tuabin mô hình có đường kính mô hình D_M (mô hình mà chúng ta sẽ chọn tuabin thực theo nó).

- Cách xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành:

Chọn thêm hai giá trị cột áp trung gian: H_1, H_2 , sao cho $H_{min} < H_1 < H_{tr}$ và $H_{tr} < H_2 < H_{max}$.
Như vậy ta có năm giá trị về cột áp $H_{max}, H_1, H_{tr}, H_2, H_{min}$.

Các công thức cần thiết để xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành:

+ Tính hiệu suất của tuabin thực theo hiệu suất của tuabin mô hình theo công thức:

$$1 - \eta_{real} = (1 - \eta_{M,max}) \sqrt{\frac{D_M}{D_I}} \quad (4.11)$$

Trong đó: $\eta_{M,max}$ – hiệu suất lớn nhất của mô hình lấy theo đặc tính tổng hợp chính.

+ Tính chênh lệch hiệu suất của tuabin thực và tuabin mô hình.

$$\Delta\eta = \eta_{real} - \eta_{M,max} \quad (4.12)$$

Các chế độ khác chế độ tối ưu, hiệu suất của tuabin thực tính theo công thức:

$$\eta_r = \eta_M + \Delta\eta \quad (4.13)$$

Xác định số vòng quay quy đổi của tuabin mô hình theo công thức:

$$n'_M = n'_{tr} \sqrt{\frac{\eta_{M,max}}{\eta_{T,max}}} \quad (4.14)$$

Xác định lưu lượng quy đổi của tuabin thực:

$$Q'_{IT} = Q'_{IM} \sqrt{\frac{\eta_{T_{max}}}{\eta_{M_{max}}}} \quad (4.15)$$

Xác định công suất của tuabin thực theo công thức:

$$N = 9,81 \eta_T Q'_{IT} D_{IT}^2 H \sqrt{H} \quad (4.16)$$

Xác định chiều cao hút tuabin theo công thức sau:

$$H_s = 10 - \frac{\nabla}{900} - K \sigma H \quad (4.17)$$

Trong đó: ∇ - độ cao công trình trạm so với mặt biển;

K - hệ số dự trữ an toàn xâm thực, chọn $K = 1,05 + 1,1$.

Với năm giá trị cột áp và số vòng quay của tuabin cho trước, xác định năm giá trị vòng quay quy đổi của tuabin mô hình theo công thức (4.14). Ứng với mỗi giá trị của n'_{IM} về đường n'_{IM} là hằng số được đường năm ngang trên đường đặc tính tổng hợp chính. Với các giá trị hiệu suất của tuabin mô hình ta xác định được các giá trị Q'_{IM} của tuabin mô hình.

Nói tóm lại nhờ đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình, với mỗi giá trị $n'_{IM} = \text{const}$ xác định được quan hệ $\eta_M = f(Q'_{IM})$ của tuabin mô hình. Dựa vào kết quả này tính công suất và chiều cao hút theo công thức (4.16), (4.17). Tính toán theo bảng sau đây:

$$H = \text{const} \rightarrow n'_{IM} = \frac{nD_1}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{\eta_{IM_{max}}}{\eta_{T_{max}}}} = \text{const}$$

STT	η_M	σ	Q'_{IM}	η_t	Q'_{IT}	N	H_s
1							
2							
...							

Ứng với năm giá trị cột áp n'_{IM} thì lập năm bảng. Dựa vào kết quả lập bảng xây dựng họ đường cong $\eta_T = f(N)$, $H_s = f(N)$ với năm giá trị n'_{IM} khác nhau (hình 4.15). Cách xây dựng các đường đồng hiệu suất, đường đồng chiều cao hút, trong tọa độ $H - N$ cũng tương tự như cách xây dựng đường đồng hiệu suất, đường đồng hệ số xâm thực trong tọa độ $Q'_{IT} - n'$. Xác định đường giới hạn công suất theo máy phát theo giá trị công suất lớn nhất: Đường này là một đường thẳng đứng, với giá trị $N = N_{max}$.

Dung đường giới hạn công suất của tuabin đối với loại tuabin tâm trực rất đơn giản, bằng cách chuyển tọa độ của đường cong giới hạn công suất từ đường cong đặc tính tổng hợp chính với tọa độ $n' - Q'$ về đường giới hạn công suất tuabin trong tọa độ $H - N$. Chọn một vài điểm là giao điểm của đường ngang n'_{IM} là hằng số với đường giới hạn công suất 5% trên đường đặc tính tổng hợp chính, với các giá trị η_t , Q'_{IT} của các giao điểm này xác định công suất của các điểm trên. Theo công thức (4.16) ứng với các giá trị cột áp (hay n'_{IM}) và giá trị công suất, dễ dàng xác định được đường giới hạn công suất của tuabin tâm trực trên tọa độ $H - N$. Giới hạn của đường giới hạn công suất theo máy phát và theo tuabin tạo nên đường giới hạn công suất cho tổ máy.

Đối với trường hợp tuabin cánh điều chỉnh: trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình không có đường giới hạn công suất 5%. Đường giới hạn công suất này được xác định bởi đường σ_{max} và φ_{max} . Các giá trị này lại phụ thuộc vào công suất lớn nhất của tuabin thực.

Để xác định σ_{max} và φ_{max} trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình ta xác định điểm A là giao điểm của đường cột áp tính toán và đường giới hạn công suất theo máy phát. Với

giả thiết là điểm A nằm trên đường giới hạn công suất của tuabin trong tọa độ $H - N$. Biết công suất tại điểm A là N_A ta xác định được giá trị Q'_{max} tương ứng với điểm A theo công thức:

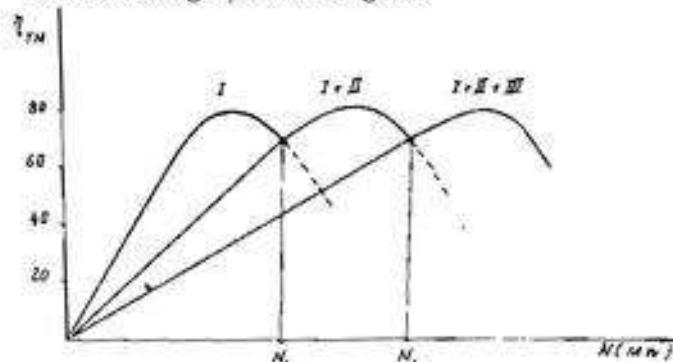
$$Q'_{\text{max}} = \frac{N_A}{9,81 \eta_{T, \text{opt}} D^2 \tau H_{\text{opt}} \sqrt{H_{\text{opt}}}}$$

$$Q'_{\text{max}} = Q'_{\text{opt}} \sqrt{\frac{\eta_{M, \text{max}}}{\eta_{T, \text{max}}}}$$

Theo các giá trị n' , ứng với cột áp tính toán Q'_{max} ta tìm được điểm A trên đường đặc tính tổng hợp chính trong tọa độ $n' - Q'$. Như ta đã biết, đường giới hạn công suất trên đường đặc tính tổng hợp chính của tuabin mô hình đi qua điểm A. Mặt khác, đường giới hạn công suất theo a_{max} và φ_{max} có thể xây dựng bằng phương pháp nội suy: tìm giá trị a_{opt} và φ đi qua điểm A. Để xác định đường giới hạn công suất của tuabin cánh điều chỉnh trên đường đặc tính tổng hợp vận hành ta chuyển đường φ_{max} và $a_{\text{opt}, \text{max}}$ đi qua điểm A từ tọa độ $n' - Q'$ sang tọa độ $H - N$. Cách chuyển đường giới hạn công suất φ_{max} và $a_{\text{opt}, \text{max}}$ này giống như cách chuyển đường giới hạn công suất của tuabin tâm trục mà ta đã làm quen ở trên. Bằng cách này ta đã xác định đường giới hạn công suất của tuabin mô hình.

4.3.4. Đường đặc tính tổ máy

4.3.4.1. Đường đặc tính công tác



Hình 4.18. Đặc tính công tác tổ máy

Đường đặc tính công tác của tổ máy biểu thị quan hệ giữa hiệu suất của tổ máy với công suất của trạm.

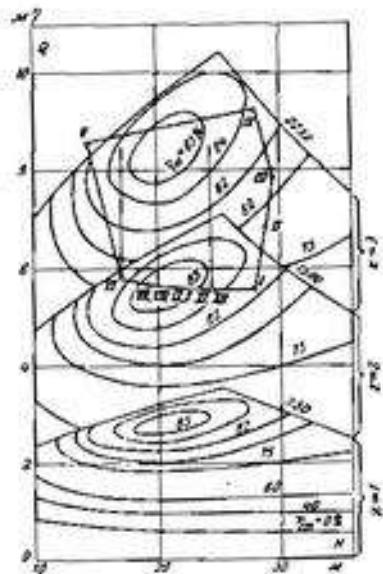
Trên hình 4.18 biểu thị quan hệ $\eta_{TN} = f(N)$ của ba tổ máy làm việc song song. Với công suất $N \leq N_1$, tổ máy làm việc tối ưu. Với $N_1 < N < N_2$, tổ máy 1 và 2 làm việc song song thì tối ưu. Với $N_2 < N$ cả ba tổ máy làm việc song song thì có hiệu quả cao.

4.3.4.2. Đường đặc tính tổng hợp của tổ máy

Đường đặc tính này biểu thị quan hệ giữa cột áp và lưu lượng của trạm.

Trên hình 4.18 biểu thị quan hệ $H = f(Q)$ của ba tổ máy làm việc song song. Trên cùng tọa độ này vẽ đường cong đồng hiệu suất, các đường công suất của ba tổ máy.

Dựa vào đặc tính này để điều tiết lưu lượng từ hồ chứa đi vào tuabin để đảm bảo công suất yêu cầu với khả năng có thể đạt hiệu suất cao tương ứng với cột áp của tuabin (hay là tương ứng với độ chênh mực nước ở thượng lưu và hạ lưu).



Hình 4.19. Đặc tính tổng hợp tổ máy

Chương V: THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN NƯỚC

5.1. CHỌN VÀ XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ CỦA TUABIN

5.1.1. Chọn tuabin

Để chọn và xác định kích thước cơ bản của tuabin cho một trạm cụ thể nào đó có thể tiến hành theo nhiều phương pháp có liên quan đến nhiều vấn đề tổng hợp: công trình, thủy văn, địa hình, thiết bị, kinh tế... Sau khi chọn sơ bộ đã đưa ra được số liệu của trạm, cần tìm loại tuabin thích hợp và xác định các thông số của nó.

Số liệu của trạm:

Cho trước: + Cột áp làm việc H_{n1} và phạm vi thay đổi cột áp của trạm từ cột áp lớn nhất đến cột áp nhỏ nhất (H_{max}, H_{min}, H_{n1})

- + Công suất của trạm N
- + Số tơ máy Z
- + Tính chất thay đổi phụ tải của trạm
- + Mức độ hạn chế về chiều cao hố để đảm bảo yêu cầu kinh tế cho công trình.

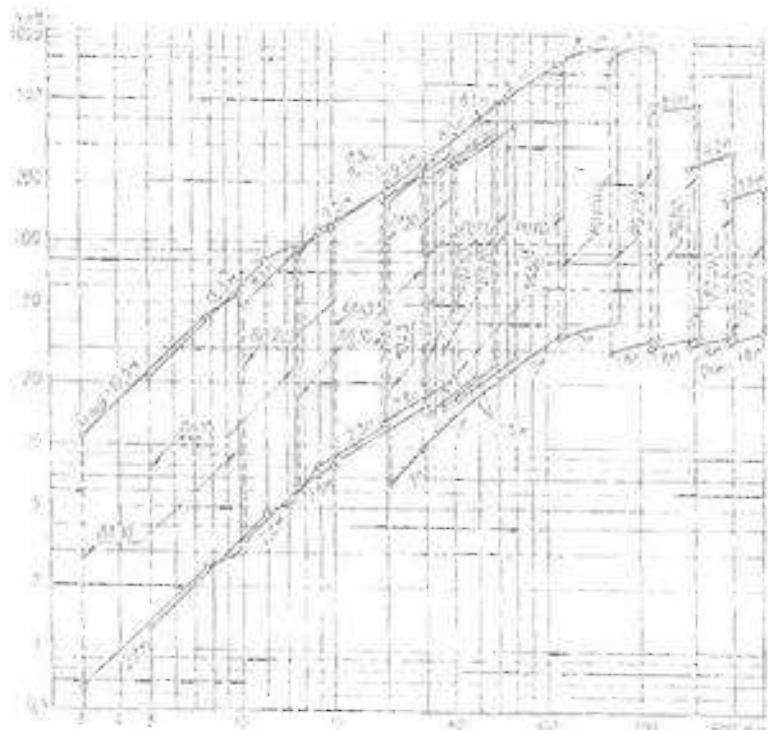
Chọn tuabin:

Trên cơ sở sự hiểu biết về tiêu chuẩn hóa tuabin thủy lực, người ta xây dựng các gam tuabin. Dựa vào kinh nghiệm của nhiều năm nghiên cứu, thiết kế và sử dụng, người ta xây dựng biểu đồ xác định phạm vi sử dụng cho từng loại tuabin theo cột áp và công suất. Sau đó khi cần thiết kế tuabin mới người ta lại sử dụng các biểu đồ đó.

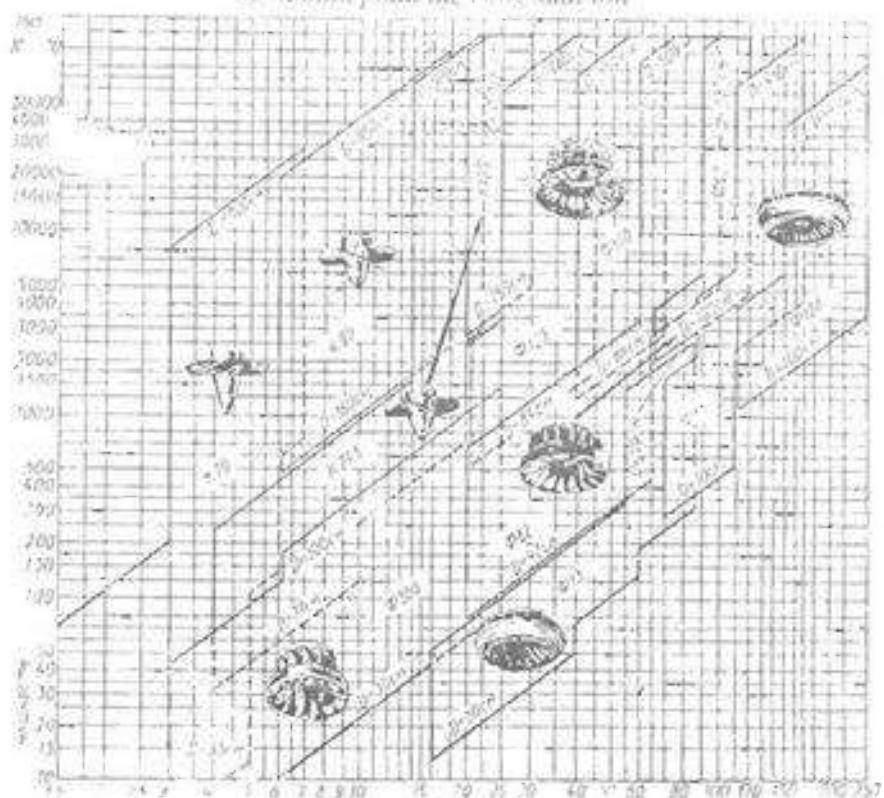
Trên hình 5.1 là biểu đồ phạm vi sử dụng của hệ tuabin phản lực có công suất lớn. Hình 5.2 là miền áp dụng các seri tuabin phản lực công suất nhỏ. Ngoài ra đối với các tuabin nhỏ có thể sử dụng sơ đồ các miền áp dụng các kết cấu khác nhau của tuabin phản lực như trong hình 5.3.

Căn cứ vào cột áp tính toán H_{n1} và công suất của một tơ máy, dựa vào các biểu đồ các hình 5.1, 5.2, 5.3 ta có thể chọn sơ bộ loại tuabin. Cần so sánh nhiều loại với nhau khi cùng trong một phạm vi sử dụng về cột áp và công suất. Khi so sánh cần chú ý đến sự dao động cột áp và tính chất thay đổi phụ tải của nhà máy. Nếu cột áp dao động, phụ tải dao động nhiều thì cần phải chọn loại tuabin cánh điều chỉnh.

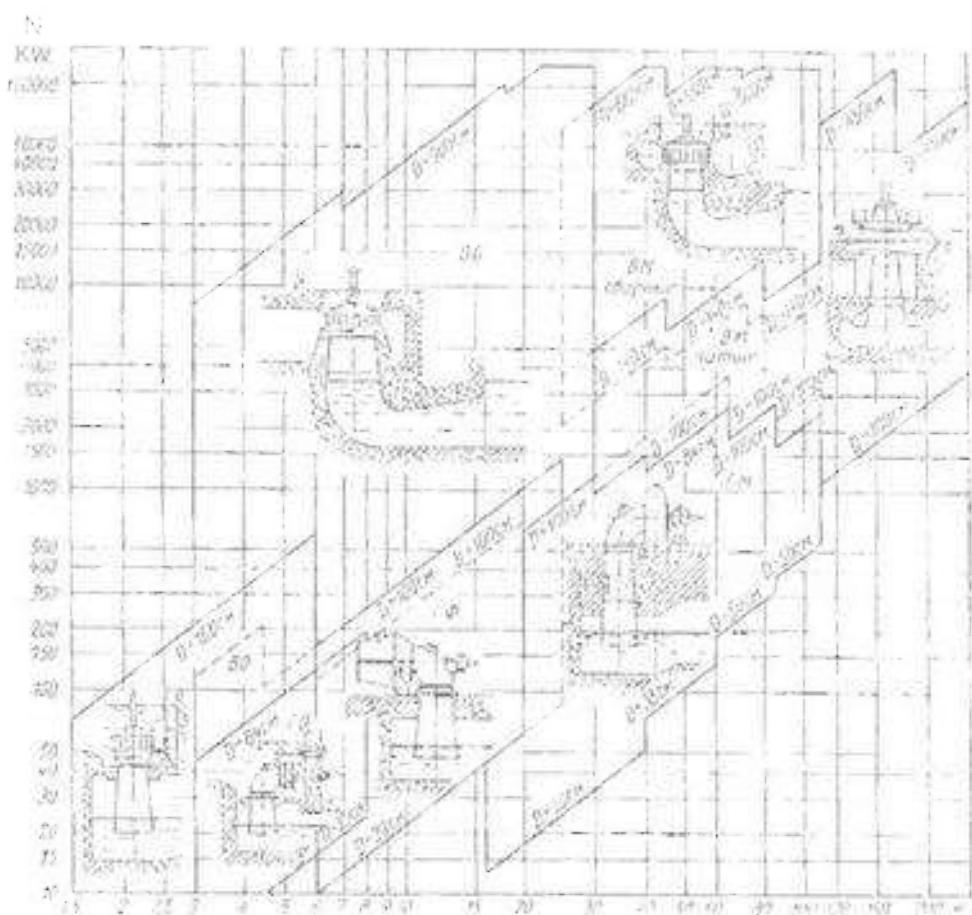
Khi chọn loại tuabin thì phải chọn sơ bộ đường kính bánh công tác và số vòng quay. Đối với tuabin cỡ lớn và trung bình thường máy phát nối trực tiếp với trực tuabin nên số vòng quay cần chọn là số vòng quay đồng bộ. Dựa vào đường kính bánh công tác và số vòng quay đồng bộ để xác định kích thước chung của tơ máy (tuabin và máy phát). Trên cơ sở có kích thước tơ máy mới dự tính được tiền đầu tư công trình. Từ kết quả tính toán sơ bộ đưa ra các phương án so sánh về năng lượng cũng như tiền đầu tư cho một đơn vị công suất. Đối với tuabin nhỏ người ta sử dụng các biểu đồ quan hệ giữa các thông số: cột áp tính toán, lưu lượng công suất một tơ máy, số vòng quay và đường kính bánh công tác (hình 5.4 và 5.5) để tính toán sơ bộ.



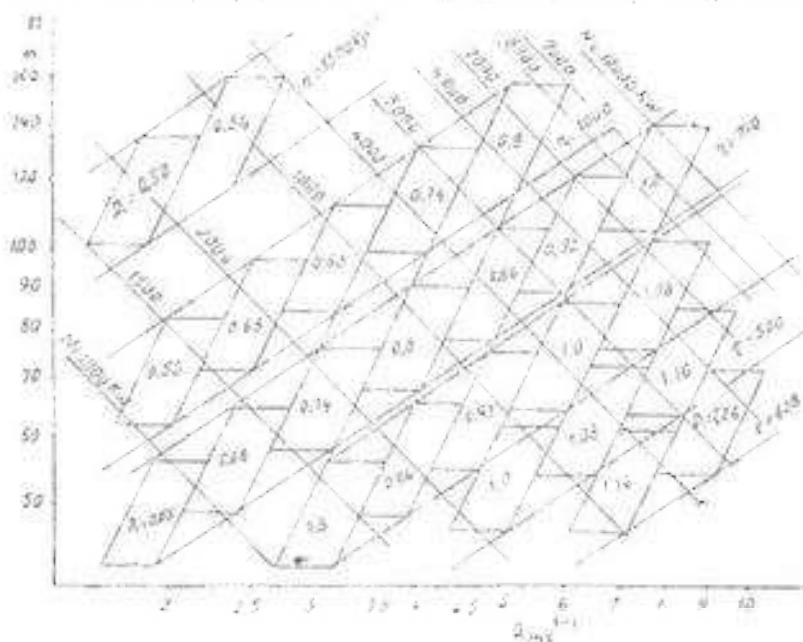
Hình 5.1. Biểu đồ quan sát về xu hướng của
kết quả phân bố cọc suất lớn



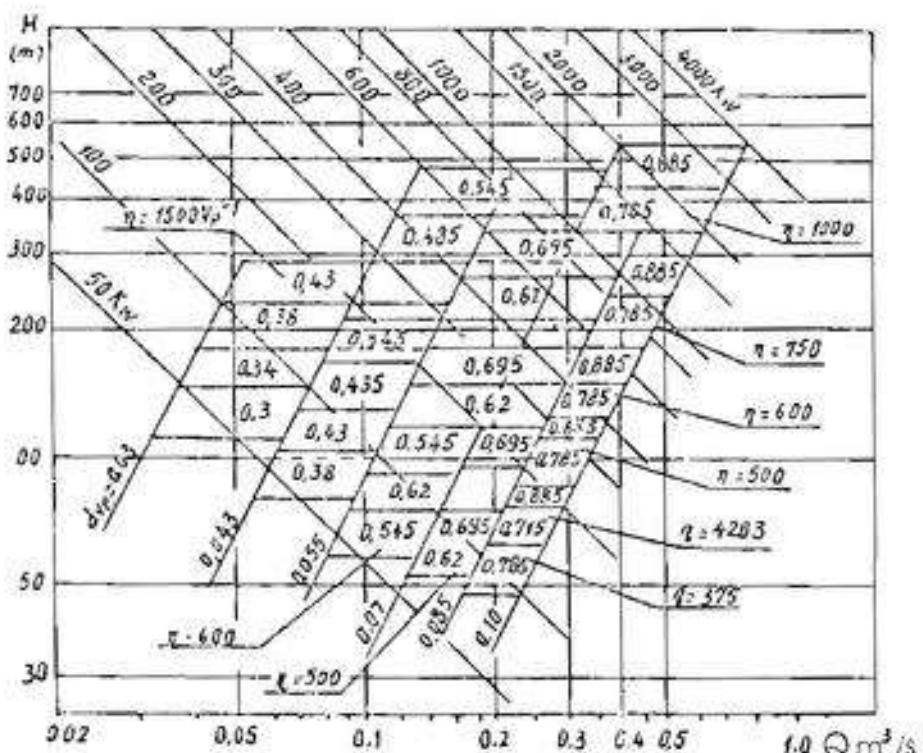
Hình 5.2. Mô hình dùng các mảnh phân tích công suất nhỏ



Hình 5.3: Mô hình áp dụng các kết quả của toán học phân tích - công thức Euler



Hình 5.4 Biểu đồ quan hệ các thông số của toán bin phân lítc công suất nhỏ



Hình 5.5. Biểu đồ quan hệ các thông số của tuabin phản lực công suất nhỏ

5.1.2. Xác định các thông số chính của tuabin

Sau khi đã chọn loại tuabin cần có đường đặc tính tổng hợp chính. Tương ứng với mỗi loại tuabin sẽ xác định chế độ tính toán trên đường đặc tính tổng hợp chính. Để tiện cho việc chọn các thông số quy dân của các loại tuabin, có thể sử dụng số liệu trong bảng 5.1.

Ghi chú: Ở nước ta việc chế tạo tuabin nước chưa phát triển nên chưa tiêu chuẩn hóa tuabin. Các tiêu chuẩn kỹ thuật và ký hiệu trong bảng theo tài liệu của Liên Xô.

Các bước tính toán được tiến hành như sau:

Üng với từng loại tuabin chọn các thông số quy dân n' và Q' . Sơ bộ xác định đường kính bánh công tác theo công thức sau:

$$D_t = \sqrt{\frac{N_{tr}}{9.81 \eta_t Q'_t H_{tr} \sqrt{H_{tr}}} \quad (5.1)}$$

Trong đó: N_{tr} – công suất làm việc của tổ máy, kW;

Q'_t – lưu lượng quy dân trong chế độ tính toán, lấy theo đường đặc tính tổng hợp chính hoặc theo bảng 5.1, m^3/s ;

H_{tr} – cột áp tính toán, m;

η_t – hiệu suất của tuabin, sơ bộ lấy trong khoảng 0.88 – 0.90.

Đối với tuabin tâm trực chọn Q' , là lưu lượng nằm trên đường giới hạn công suất 5%.

Đối với tuabin hướng trực cánh điều chỉnh thì chọn Q' , nằm trong phạm vi Q'_{low} và Q'_{high} cho trong bảng trên, có tính đến hệ số xâm thực và khả năng đàm bảo chiều cao hút, cho trước trong số liệu ban đầu của trạm.

Bảng 5.1. Các thông số tuabin phản lực

Phạm vi đạo động cột áp H_{min} H_{max}	Loại tuabin	Số vòng quay quy dân		Lưu lượng quy dân		Hệ số xâm thực của tuabin mô hình	
		N' tối ưu	N' tính toán	Q'_{max}	Q'_{min}	σ với Q'_{max}	σ với Q'_{min}
Tuabin hướng trục cánh điều chỉnh							
3-10	K10/592	165	180	2010	2250	1.14	1.4
5 - 15	K15/510	150	160	1850	2130	0.84	1.0
10 - 20	K20/661	138	152	1710	2040	0.68	0.835
15 - 30	K30/587	125	140	1430	1940	0.505	0.745
20 - 40	K40	115	130	1240	1700	0.4	0.68
30 - 50	K50/642	110	120	1100	1400	0.325	0.505
40 - 60	K60/642	106	112	1040	1240	0.27	0.40
45 - 70	K70/5A	103	107	940	1150	0.23	0.36
Tuabin tâm trục							
30 - 45	F45/123	75	78	1370	1400	0.23	0.27
40 - 75	F75/128	73	74	1250	1370	0.16	0.243
70 - 15	F115/697	68	72	1030	1250	0.097	0.168
110-170	F170/741	67	69	650	1030	0.06	0.10
160-230	F230	62	67	420	650	0.047	0.065
220-310	F310	60	65	280	420	0.04	0.048
290-400	F400	58	62	200	280	0.035	0.042
380-500	F500	57	60	150	200	0.03	0.036
Tuabin hướng chéo cánh điều chỉnh							
30 - 40	D60 - 1	120	120	1100	13500		
40 - 60	D60 - 2	100	110	900	1100		0.2
60 - 90	D45 - 1	90	95	850	1000		0.16
90 - 120	D45 - 2	85	90	725	750		0.14
120-160	D30 - 1	80	85	600	750		0.1
160-200	D30 - 2	75	80	500	600		0.07

Xác định sơ bộ số vòng quay tuabin

Để tính sơ bộ số vòng quay tuabin, cần có giá trị số vòng quay quy dân của nó.

Đối với tuabin tâm trục, ta nên chọn n' lớn hơn khoảng (3 - 5) vòng/phút so với chế độ tối ưu đã có trong đường đặc tính tổng hợp chính.

Đối với tuabin hướng trục cánh điều chỉnh thì chọn lớn hơn khoảng (10 - 15) vòng/phút so với số vòng quay quy dân tối ưu. Vì số vòng quay quy dân của tuabin thực loại hướng trục cánh điều chỉnh bao giờ cũng lớn hơn số vòng quay quy dân của mô hình.

Số vòng quay sơ bộ tính theo công thức:

$$n = \frac{n' \sqrt{H_{IT}}}{D_i} \text{ (vòng/phút)} \quad (5.2)$$

Kiểm tra số vòng quay n vừa tính được theo số vòng quay đồng bộ:

$$n = 3000/P \text{ (vòng/phút)} \quad (5.3)$$

Trong đó: P – số dây cực.

Nếu kết quả tính toán không giống nhau thì chọn số vòng quay của tuabin là số vòng quay đồng bộ có giá trị gần với giá trị số vòng quay đã tính theo công thức (5.2).

Sau khi xác định số vòng quay đồng bộ của tuabin cần tính lại đường kính tuabin theo công thức (5.1) và làm tròn theo tiêu chuẩn đường kính.

Xác định lại các thông số quy đổi:

$$n' = \frac{n D_i}{\sqrt{H_{IT}}}$$

$$Q' = \frac{Q}{D_i^2 \sqrt{H_{IT}}}$$

Nếu kết quả tính n' , Q' , nằm trong phạm vi chế độ tối ưu thì có thể kết thúc việc tính toán sơ bộ đường kính bánh công tác và số vòng quay của tuabin. Nếu kết quả tính toán n' , Q' , nằm ngoài vùng tối ưu của tuabin mô hình thì cần phải lập lại tính toán theo trình tự trên.

Sau khi chọn được tuabin và xác định được D_i , n của tuabin thực, ta tiến hành xây dựng đường đặc tính tổng hợp vận hành để lên phương án so sánh về mặt năng lượng của các tuabin đã chọn.

Hiệu suất trung bình năm của tuabin thực xác định từ đường đặc tính tổng hợp vận hành theo công thức sau:

$$\eta_{av} = \frac{\sum N_i \Delta t_i}{\sum \Delta t_i} \quad (5.4)$$

Trong đó: N_i – công suất trong thời gian Δt_i tương ứng với cột áp H_i và lưu lượng Q_i ;

η_i – hiệu suất ứng với công suất N_i và cột áp H_i trong thời gian Δt_i .

Để chọn loại tuabin và các thông số của nó một cách tối ưu cần phải so sánh nhiều phương án dựa trên những điểm cơ bản sau:

- Chỉ tiêu năng lượng: hiệu suất lớn nhất tuabin thực có thể đạt được η_{max} , và khả năng mở rộng vùng làm việc đạt hiệu suất cao khi phụ tải thay đổi hoặc khi cột áp đảo động.
- Chỉ tiêu về khả năng chống xâm thực của tuabin với hệ số xâm thực σ và chiều cao hút H , có thể đạt được.
- Chỉ tiêu về kinh tế xây dựng một máy phụ thuộc vào điều kiện địa hình, địa chất, đặc điểm của toàn bộ công trình tram. Một khía cạnh phụ thuộc vào kích thước tổ máy, kiểu kết cấu tổ máy, chiều cao hút đã chọn...

- Khả năng chế tạo và trình độ công nghệ.

- Khả năng và phương tiện vận chuyển các chi tiết lớn nhất của tổ máy.

Toàn bộ các vấn đề nêu trên được quy về thông số: giá thành sản phẩm và giá thành của 1kW/h của các phương án đã chọn thiết kế.

5.1.3. Các bài toán trong nghiên cứu và thiết kế tuabin nước

Trong thực tế nghiên cứu và thiết kế tuabin thủy lực nói chung và nghiên cứu hệ thống cánh dập trong tuabin người ta phân ra hai loại bài toán: bài toán thuận và bài toán ngược.

Bài toán thuận chủ yếu phục vụ cho các mục đích nghiên cứu lý thuyết. Hiện nay với sự phát triển của môn máy tính và kỹ thuật tính toán, việc giải bài toán này thu được kết quả tốt.

Nội dung của bài toán thuận trong nghiên cứu hệ thống cánh dập bao gồm những vấn đề sau:

- Trên cơ sở đã cho trước các kích thước hình học, đã có hình dạng kích thước của các dây cánh, ta cần xác định các thông số động học của hệ thống cánh dập. Nghĩa là xác định sự trao đổi năng lượng giữa dây cánh và dòng chất lỏng chảy qua nó; xem xét dây cánh có thỏa mãn các thông số tính toán từ cột áp, lưu lượng của dòng chảy và cho ta công suất mà ta nhận được trong quá trình biến đổi năng lượng.

- Xác định chất lượng của dây cánh. Tìm sự phân bố vận tốc để tính tốn thất, tính sự phân bố suất và để đánh giá khả năng xảy ra xâm thực trong máy.

- Tính lực, momen cần thiết để điều chỉnh cánh hướng hay cánh bánh công tắc (cho tuabin cánh quay). Tính sức bền của bánh công tắc và cánh hướng.

Ngoài ra trong quá trình giải bài toán ngược (xác định kích thước, hình dạng dây cánh) cũng cần dùng bài toán thuận để kiểm tra.

Trong quá trình nghiên cứu tuabin thủy lực người ta dùng bài toán thuận để đánh giá, phân tích các dây cánh tối ưu.

Về mặt năng lượng cũng như khả năng không xảy ra xâm thực để rút ra những kết luận thích đáng cho việc giải bài toán ngược dùng cho việc thiết kế hệ thống cánh dập cho tuabin. Kết luận về dạng trường phân bố vận tốc, về các thông số hình học, những khoảng tối ưu có thể chọn cho các thông số hình học (như tỷ số bäu α , độ dài cánh l_0 , độ dày cánh δ_m , tỷ số H/l của dây cánh...) cho từng loại tuabin sẽ cung cấp cho chúng ta số liệu để chọn các điều kiện ban đầu đưa vào để thiết kế hệ thống cánh dập mới.

Như vậy bài toán thuận của lý thuyết cánh chiếm một vai trò lớn trong việc nghiên cứu và thiết kế tuabin thủy lực.

Nói chung bài toán thuận trong máy thủy lực và trong tuabin nói riêng giải cho dây cánh có kích thước hình dạng bất kỳ là bài toán hết sức phức tạp, không thể giải đúng hoàn toàn chỉ trừ một số bài toán cho trường hợp dây cánh đặc biệt nào đó. Còn lại thì bài toán thuận chỉ giải bằng phương pháp gần đúng.

Hiện nay có ba phương pháp giải bài toán thuận: phương pháp biến hình bao giác, phương pháp phương trình tích phân và phương pháp mô hình hóa. Các phương pháp giải bài toán thuận trong tuabin thủy lực có thể suy ra từ các phương pháp giải bài toán thuận của lý thuyết cánh trong máy thủy lực nói chung. Chúng ta có thể tham khảo trong các sách nói về lý thuyết cánh.

Bài toán ngược thường được sử dụng để thiết kế hệ thống cánh dập cho tuabin.

Nhiệm vụ của bài toán ngược là xác định kích thước, hình dạng của profin dây cánh sao cho đáp ứng được những yêu cầu về mặt thuỷ động.

Để giải bài toán ngược trong thiết kế tuabin thủy lực có thể dùng nhiều phương pháp từ đơn giản đến phức tạp. Các công thức tính toán để phục vụ cho việc giải bài toán ngược chưa có cơ sở khoa học hoàn toàn chính xác. Chúng được đưa ra với nhiều giả thiết khác nhau. Các giả thiết này nhằm hai mục đích: thứ nhất nâng cao chất lượng năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin; bên cạnh đó mục đích không kém phần quan trọng với quá trình thiết kế là cụ thể hoá quá trình tính toán, đơn giản hoá công thức tính toán. Phần lớn các công thức được dựa trên cơ sở tính toán và kiểm tra bằng nhiều thực nghiệm. Có thể dùng cả quá trình giải bài toán thuận để kiểm tra các công thức dùng cho bài toán ngược.

Để xây dựng profil dây cánh, ta cần biết trước các thông số của dòng chảy ở trước và sau dây cánh. Có thể có hai hướng giải bài toán ngược tìm biến dạng profil dây cánh:

Hướng thứ nhất: cho trước biểu đồ phân bố momen vận tốc $C_v(r)$ trong dòng chảy để tìm biến dạng cánh.

Hướng thứ hai: cho trước các đường dòng của dòng chảy trong mặt cắt kính tuyến, cho trước biểu đồ phân bố momen vận tốc tại mép vào ($C_v(r)$) và mép ra ($C_v(r)$) của cánh hành công tác. Tìm biến dạng hệ thống cánh dàn.

Thiết kế bánh công tác của tuabin thủy lực thường sử dụng hướng thứ hai. Sau đây chúng ta sẽ đề cập đến.

Đối với các loại tuabin nhỏ người ta thường dùng các phương pháp đơn giản, sử dụng một số biểu đồ, đồ thị và kết hợp kinh nghiệm thực tế để xây dựng cánh mà không đòi hỏi nhiều thời gian tính toán.

Đối với tuabin cỡ trung bình và lớn người ta sử dụng những phương pháp sau đây để giải bài toán ngược về xây dựng biến dạng cánh:

Đối với tuabin hướng trực có ba phương pháp chủ yếu sau:

- Phương pháp lực nâng.
- Phương pháp phân bố xoay.
- Phương pháp phân bố xoay - nguồn.

Đối với tuabin tâm trực có hai phương pháp chủ yếu sau:

- Phương pháp một tọa độ.
- Phương pháp hai tọa độ.

Chúng ta sẽ đi sâu nghiên cứu cơ sở lý thuyết, nội dung và các bước tiến hành cụ thể cho từng phương pháp đã nêu. Mỗi phương pháp thiết kế trên đều có những mặt ưu nhược điểm của nó. Việc lựa chọn phương pháp thiết kế phụ thuộc vào loại tuabin, khả năng và kinh nghiệm của người thiết kế và nhiều yếu tố khác. Cần nhấn mạnh rằng để thiết kế có hiệu quả tối, bên cạnh việc chọn phương pháp thiết kế còn tồn tại vấn đề hết sức quan trọng là chọn các thông số đưa vào thiết kế. Chính các số liệu ban đầu đó quyết định phần lớn kết quả thiết kế.

Đối với các tuabin có công suất lớn, sau khi thiết kế hệ thống cánh dàn, người ta đưa ra nghiên cứu và hoàn thiện hệ thống này bằng thực nghiệm.

5.2. THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN HƯỚNG TRỰC

5.2.1. Đặc điểm của tuabin hướng trực

Như ở phần phân loại tuabin, chúng ta đã thấy tuabin hướng trực (cánh quay và cánh cố định) là loại tuabin phản lực có miền sử dụng với số vòng quay đặc trưng n_0 lớn nhất. Chúng được sử dụng với cát áp nhỏ và lưu lượng lớn, sự với loại tuabin tâm trực và tuabin xung lực.

Ưu điểm lớn của tuabin hướng trực cánh quay là vùng đạt hiệu suất cao rất rộng khi phụ tải và cát áp dài dòng. Sự điều khiển đóng, mở đồng bộ giữa độ mở cánh hướng α , bảng góc đặt cánh hành công tác tạo ra vùng hiệu suất cao đó. Tuy nhiên vẫn để xem xét ở tuabin hướng trực thường phải chú ý hơn. Khả năng xảy ra xâm thực ở tuabin hướng trực nhiều hơn ở tuabin tâm trực. Vì vậy có nhiều trường hợp phải tăng chiều cao hút H , để giảm khả năng bị xâm thực.

Chất lượng về năng lượng và khả năng chống xâm thực của tuabin hướng trực phụ thuộc rất nhiều vào các thông số hình học của phần dân dàn: bánh công tác và hệ thống cánh dàn. Từ kết quả nghiên cứu bài toán kết hợp với kết quả thực nghiệm nhiều tiêu chí đã đưa ra kết luận về ảnh hưởng các thông số hình học và thủy động lực học dòng chảy đến chất lượng tuabin. Khi thiết kế

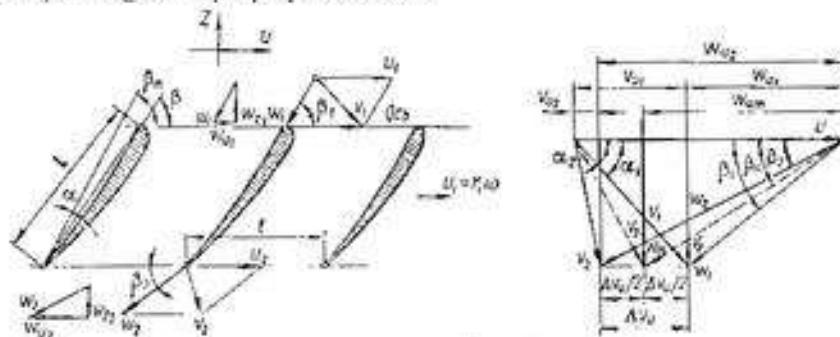
tuabin, dựa vào các tài liệu tham khảo, càng lưu ý chọn kỹ lượng các thông số dựa vào tính toán thì chất lượng thiết kế càng cao. Chúng ta xét ảnh hưởng của những thông số chủ yếu như tỷ số báu d_s , tỷ số R/L , góc đặt cánh bánh công tác β , quy luật phân bố các thành phần vận tốc C_x, C_z , phân bố momen vận tốc C_{Jx} tới hiệu suất tuabin và khả năng chống xâm thực của nó.

Chúng ta xét đặc điểm về mặt thuỷ lực của tuabin hướng trực.

5.2.1.1 Dòng chảy trong tuabin hướng trực

Dòng chảy trong tuabin hướng trực có thể coi là dòng tổng hợp của hai dòng chảy: dòng chảy tự do (không có bánh công tác) và dòng chảy có tác động qua lại với cánh quay.

Trong tuabin hướng trực, dòng chảy thay đổi từ hướng tâm sang song song với trục quay trước khi vào bánh công tác. Vì vậy có thể coi dòng chảy ở vùng bánh công tác là dòng chảy theo mặt trục song song với trục quay của tuabin.



Hình 5.6. Dây cánh thẳng đã triển khai

Giả thiết về dòng chảy theo các mặt trục song song với trục quay của tuabin là giả thiết thứ nhất về dòng chảy trong tuabin hướng trực. Giả thiết này đã được thử nghiệm xác minh là đúng với trường hợp tuabin làm việc ở chế độ tối ưu và xung quanh vùng tối ưu.

Với giả thiết này ta có thể cắt cánh bánh công tác bằng mặt trục và khai triển mặt trục ta có dây cánh thẳng (hình 5.6). Đổi với dây cánh thẳng ta có thể nghiên cứu các profim đơn và sau đó xét ảnh hưởng của dây cánh bằng bài toán thuận. Từ đó có công thức và các phương pháp thiết kế bằng bánh công tác.

Dòng chảy tự do trong tuabin hướng trực là dòng thế, xoáy của vận tốc bằng không:

$$\Omega_r = \frac{\partial C_r}{\partial z} - \frac{\partial C_z}{\partial r} = 0, \text{ hay là: } \frac{\partial C_r}{\partial z} = \frac{\partial C_z}{\partial r}.$$

Nếu giả thiết dòng chảy chỉ có hướng theo mặt trục thì thành phần hướng kính của vận tốc tuyệt đối sẽ bằng 0, $C_r = 0$. Vậy: $\frac{\partial C_r}{\partial z} = \frac{\partial C_z}{\partial r} = 0$, suy ra: $C_z = \text{const}$, hay là:

$$C_{z1} = C_{z2} = C_z = \frac{Q}{\pi(D_i^2 - d_s^2)} \quad (5.5)$$

Trong đó: Q – lưu lượng qua tuabin;

D_i – đường kính bánh công tác;

d_s – đường kính báu bánh công tác.

Nếu dòng chảy là dòng thế và chảy theo mặt trục đối xứng qua trục quay, ta có:

$$\frac{\partial C_{u_r}}{\partial z} = 0, \frac{\partial C_{z_r}}{\partial r} = 0, \frac{\partial C_{u_r}}{\partial \phi} = 0,$$

vậy: $C_{Jx} = \text{const}$, momen vận tốc là hằng số.

Tóm lại: dòng chảy trong vùng bánh công tác tuabin hướng trực là dòng thế, chảy theo mặt trục đối xứng qua trục quay của tuabin đặc trưng bởi các biểu thức:

$$\begin{aligned} C_r &= 0 \\ C_z &= \text{const} \\ C_{zr} &= 0 \end{aligned} \quad (5.6)$$

5.2.1.2. Dòng chảy bao quanh dây cánh

Dòng chảy bao cánh và lực nâng Jucópxki:

Có thể tham khảo các sách Thủy khí động lực và Lý thuyết cánh để hiểu kỹ về phân này, ở đây chỉ nhắc lại những nét cơ bản nhất có liên quan trực tiếp đến các phương pháp chọn thông số và thiết kế cánh sau này.

Khi dòng chảy bao cánh đơn với vận tốc dòng chảy ở xa vỏ cùng là V_∞ , thì sẽ xuất hiện lực nâng cánh và lực cản, xác định bởi công thức:

$$\begin{aligned} P_r &= \frac{1}{2} C_r \rho V_\infty^2 l, \\ P_z &= \frac{1}{2} C_z \rho V_\infty^2 l, \end{aligned} \quad (5.7)$$

Trong đó: ρ - khối lượng riêng của chất lỏng;

V_∞ - vận tốc của dòng ở xa vỏ cùng (không bị ảnh hưởng của cánh);

l - chiều dài dây cung cánh;

C_r - hệ số lực nâng của cánh;

C_z - hệ số lực cản của cánh.

Lực nâng tác dụng lên cánh đơn có chiều dài là một đơn vị được xác định bởi công thức Jucópxki:

$$P_r = \rho V_\infty l. \quad (5.8)$$

F_r - lưu số của dòng chảy bao quang cánh đơn.

Hệ số lực nâng của dòng chảy bao quanh cánh đơn xác định từ công thức 5.7 và 5.8,

$$C_r = \frac{2F_r}{W_r} \quad (5.9)$$

Nếu dòng chảy bao dây cánh với vận tốc W_m thì công thức Jucópxki có dạng:

$$P_{yd} = \rho W_m F_d \quad (5.10)$$

F_d - lưu số bao quanh một cánh nằm trong dây cánh.

Nếu dòng chảy bao một tấm phẳng đặt nghiêng một góc α thì hệ số lực nâng là:

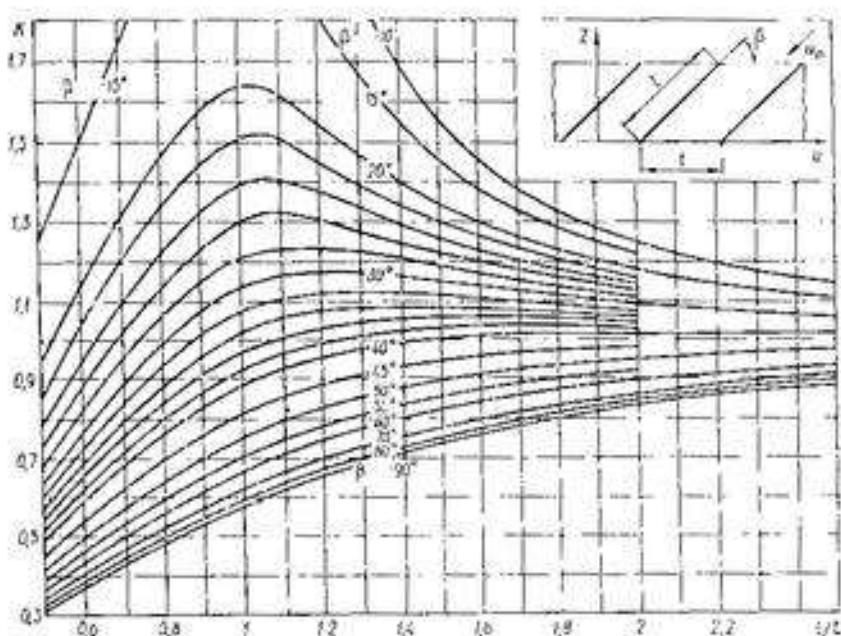
$$C_{rd} = 2\pi \sin \alpha.$$

Dòng chảy bao dây tấm phẳng mỏng vỏ cùng đặt nghiêng một góc α thì hệ số lực nâng là:

$$C_{zd} = 2\pi K \sin \alpha.$$

Hệ số ảnh hưởng của dây cánh K tính theo công thức:

$$K = \frac{C_{rd}}{C_r}. \quad (5.11)$$



Hình 5.7. Quan hệ $K = f(\beta, H)$

Hệ số K phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó chủ yếu là góc đặt cánh β và tỷ số đặc trưng cho độ mau của dây cánh H/t . Nói cách khác: $K = f(\beta, H/t)$. Các đường cong biểu thị hàm của hệ số K trong hình 5.7. Dung vé một dòng học thì hai thông số hình học cơ bản đặc trưng cho dây cánh là β và H/t .

Mặc dù có sự khác nhau rất lớn giữa dây cánh thực (profin có độ dày hữu hạn và hình dạng phức tạp) và dây cánh tám phẳng mỏng vô cùng (còn gọi là dây cánh lý tưởng). Nhưng nhờ hình dạng đơn giản, dễ tìm được hàm biến hình bảo giác, cho phép nghiên cứu đặc tính dòng học có liên quan tới thông số hình học. Vì vậy có thể áp dụng kết quả nghiên cứu của dây cánh lý tưởng này cho việc tính toán gần đúng lán đầu của các dây cánh thực.

5.2.2. Chọn các thông số và biến dạng phản dẫn dòng của tuabin hướng trực

5.2.2.1. Chọn các thông số D_t, n và biến dạng phản dẫn dòng

Cho trước các thông số kỹ thuật như sau:

Cột áp tĩnh toàn, cột áp lớn nhất và nhỏ nhất H_{t1}, H_{max}, H_{min}

Công suất thiết kế N_{t1}

Hiệu suất lớn nhất

Yêu cầu về hệ số xâm thực tại chế độ làm việc tối ưu.

Với các số liệu cho trước đó, tiến hành lựa chọn sơ bộ tuabin theo bảng 5.1 hoặc các biểu đồ từ hình 5.1 đến 5.5. Sau khi so sánh và xác định được phương án thiết kế, tiến hành chọn biến dạng phản dẫn dòng.

Biến dạng phản dẫn dòng có thể chọn theo các mô hình tuabin đã tiêu chuẩn hóa. Dưới đây là sơ đồ các thông số hình học đặc trưng của biến dạng phản dẫn dòng (hình 5.8) và giá trị của các thông số đã lấy theo tỷ lệ với đường kính bánh công tác D_t được dẫn ra ở bảng 5.2. Các biến dạng cho trong bảng thay đổi phụ thuộc vào cột áp tuabin H . Trong khoảng $H=1.5 \pm 80$ m có 9 biến dạng khác nhau. Ở đây chúng ta lưu ý chủ yếu đến tỷ số h_o/D_t và d_o/D_t đặc trưng cho khả năng thoát của tuabin. Khi cột áp nhỏ (tuabin K10, K15...) và lưu lượng lớn, thì đường kính bánh công tác cần nhỏ và chiều cao cánh hướng h_o phải tăng khả năng thoát lưu lượng.

Bảng 5.2.

Loại tuabin	Cột áp H(m)	$\frac{h_0}{D_1}$	$\frac{d_h}{D}$	$\frac{d}{D_1}$	$\frac{R_h}{D_1}$	$\frac{h_s}{D_1}$	$\frac{h_t}{D}$	$\frac{R_t}{D_1}$	$\frac{k}{D_1}$	$\frac{d}{D}$
K10	3-10	0,45	0,33	0,29	0,354	0,318	0,089	0,323	0,05	0,1
K15	5-15	0,45	0,35	0,3	0,346	0,338	0,091	0,345	0,05	0,1
K20	10-20	0,4	0,37	0,325	0,337	0,357	0,093	0,366	0,05	0,1
K30	15-30	0,4	0,41	0,36	0,32	0,396	0,097	0,407	0,05	0,1
K40	20-40	0,375	0,43	0,375	0,315	0,416	0,1	0,428	0,05	0,1
K50	30-50	0,375	0,48	0,415	0,293	0,457	0,1025	0,468	0,05	0,1
K60	40-60	0,35	0,52	0,474	0,246	0,523	0,1072	0,567	0,045	0,09
K70	45-70	0,35	0,57	0,522	0,229	0,573	0,116	0,604	0,05	0,1
K80	50-80	0,35	0,60	0,537	0,221	0,613	0,123	0,642	0,05	0,1

Tương ứng với sự giảm đường kính bau và tăng chiều cao cánh hướng là tăng các bán kính chuyển tiếp tại phần ngoài của dòng R_h , R_t sao cho phần dân dông có biến dạng mặt cắt kinh tuyến suôn dốc, đảm bảo cho trường vân tốc biến đổi đều dọc theo dòng chảy và biến đổi phân bố vân tốc tại mép vào của bánh công tác đáp ứng được quy luật đã định mà ta sẽ nêu ở phần tiếp theo.

5.2.2.2. Chọn thông số hình học cơ bản

a. Độ mua của dây cánh (tỷ số H/t)

Tỷ số H/t có thể chọn theo các bảng biểu cho các tuabin có số vòng quay đặc trưng n , và cột áp H gần với tuabin cần thiết kế. Tuy nhiên độ mua của dây cánh có ảnh hưởng lớn đến chất lượng và năng lượng và xâm thực của bánh công tác.

Thí vậy, nếu ta có một dây cánh gồm những profin có hệ số lực nâng là C_n , hệ số lực cản là C_d . Hai hệ số này thường quan hệ theo đường cong bậc 2, biểu diễn bằng biểu thức:

$$C_d = aC_n^2 + b,$$

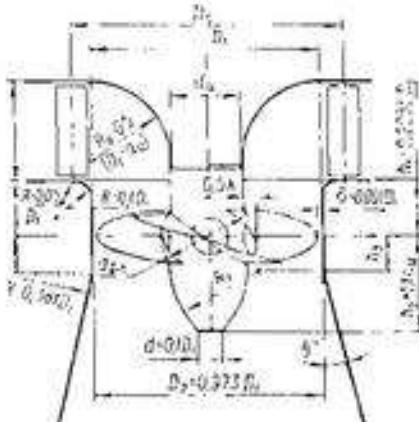
Thực nghiệm cho thấy phần lớn các profin có hiệu suất cao với các giá trị n , khác nhau đều có đường cong $C_d = f(C_n)$ tuân theo biểu thức trên.

Khi giải bài toán thuận về tốn thất năng lượng của bánh công tác người ta viết biểu thức của tốn thất $\xi_{n,t}$:

$$\xi_{n,t} = C_d \cdot \frac{I}{t} \cdot \frac{W^2}{2gH \sin \beta \cos \alpha} \quad (5.12)$$

Trong đó: W - thông số của dòng ở xa vô cùng, trước bánh công tác.

Hình 5.9 biểu diễn quan hệ giữa tỷ số H/t và tốn thất trong bánh công tác ξ và số vòng quay quy đổi n' , Số vòng quay quy đổi tối ưu n'_{opt} và lưu lượng quy đổi tối ưu Q'_{opt} phụ thuộc nhiều

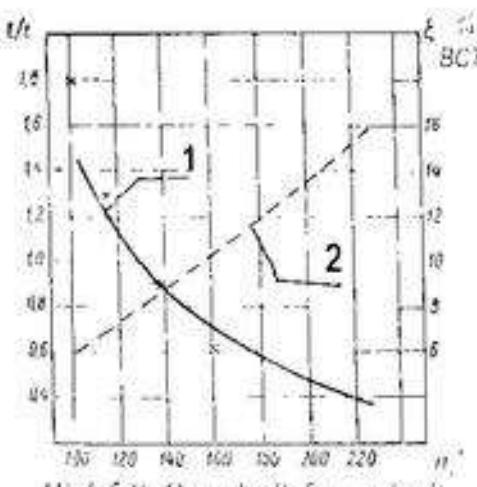


vào tỷ số l/t . Tỷ số này càng lớn, n'_{vmax} , Q'_{vmax} càng nhỏ. Điều này giải thích bằng sự ảnh hưởng của giá trị C_1 và C_2 và l/t đến thành phần AC' của dây cánh. Vì vậy sự thay đổi của tỷ số l/t cũng ảnh hưởng đến số vòng quay đặc trưng n_s . Để tăng n_s , người ta có thể giảm tỷ số l/t . Tuy nhiên điều đó làm giảm hiệu suất của tuabin, đặc biệt khi $l/t > 1.8 + 2.0$. Vậy với mục đích tăng hiệu suất bánh công tác người ta chọn khoảng $l/t < 1.8$.

Kết quả nghiên cứu cho thấy, tỷ số l/t ảnh hưởng lớn tới chất lượng chống xâm thực tuabin.

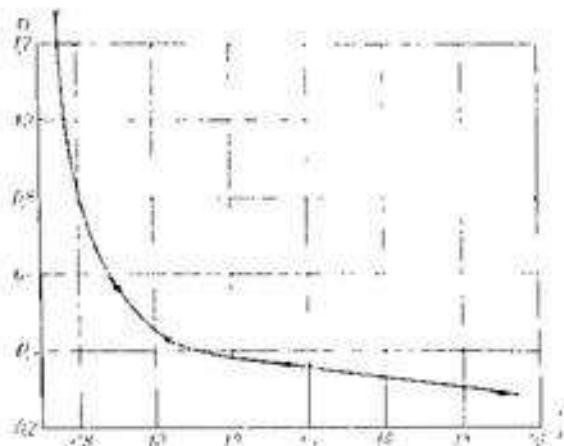
Hình 5.10 là đường quan hệ giữa hệ số xâm thực tuabin σ với độ mài dây cánh l/t . Chúng ta nhận thấy: trong khoảng l/t nhỏ ($l/t = 0.7 + 0.9$) thì khi l/t tăng, hệ số xâm thực giảm nhanh. Tiếp theo $l/t = 0.9 + 1.2$ với l/t tăng thì σ giảm ít đi và đến đoạn $l/t > 1.2 + 1.3$ thì gần như có hướng tiệm cận ngang.

Vậy có thể tăng chất lượng chống xâm thực của tuabin bằng cách tăng tỷ số l/t . Song điều đó có hiệu quả tốt với khoảng $l/t < 1.2 + 1.3$. Ngoài khoảng này, nếu muốn tác động đến hệ số σ ta phải tìm những ảnh hưởng của thông số khác.



Hình 5.9. Quan hệ $Pt, \xi_{\text{vmax}} = f(l/t)$

1. $l/t = f(n')$; 2. $\omega_m = f(n')$



Hình 5.10. Quan hệ $\sigma = f(l/t)$

Chú ý rằng việc chọn tỷ số l/t trên đây là chọn cho tiết diện trung bình của bánh công tác.

Tiết diện trung bình xác định theo công thức:

$$D_{\text{th}} = \sqrt{\frac{1}{2} (D_t^2 + d_b^2)} \quad (5.13)$$

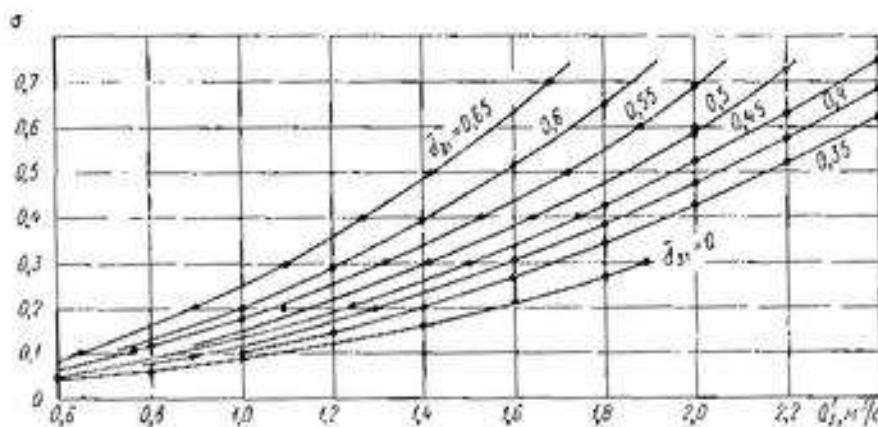
Đối với các tiết diện khác chọn như sau: tỷ số l/t cho tiết diện báu phải lớn hơn l/t cho tiết diện ngoài khoảng 20%. Quy luật thay đổi $l/t = f(r)$ lấy theo đường thẳng

b. Tỷ số báu d_b/D_t

Tỷ số báu ảnh hưởng đến khả năng thoát lưu lượng và hệ số xâm thực σ . Người ta đã rút ra quan hệ của ba thông số này qua biểu thức:

$$\sigma_{\text{th}} = \frac{0.083 Q_i^2}{\left[1 - (d_b/D_t)^2\right]^2} \quad (5.14)$$

Trong đó: σ_{th} - hệ số xâm thực giới hạn.



Hình 5.11. Quan hệ $\sigma_{n_r} = f(Q/d_1/D_1)$

Từ hình 5.11 ta thấy nếu cùng một giá trị lưu lượng Q/d_1 , nếu tỷ số báu tăng thì hệ số xâm thực giới hạn tăng, do dòng bị co hẹp và vận tốc dòng tại độ tăng. Vì vậy, để tăng chất lượng chống xâm thực của tuabin cần giảm tỷ số báu d_1/D_1 .

Mặt khác, tỷ số báu bị ảnh hưởng bởi điều kiện kết cấu, sao cho bố trí được các đường cánh và hệ thống thanh truyền điều khiển sự quay bình công tác.

Thông thường tỷ số báu d_1/D_1 được chọn theo các n , và H như trong bảng 5.2.

Ngoài ra còn một số thông số hình học khác.

c. Các thông số hình học khác

Số cánh bình công tác Z_c lấy trong khoảng từ 4 đến 8 cánh. Chọn phụ thuộc vào H/t và đặc biệt là tỷ số báu d_1 . Nên chú ý rằng: số cánh bình công tác tăng thì chất lượng chống xâm thực tăng, nhưng ảnh hưởng tới đường kính báu cánh công tác.

Độ dày lớn nhất của cánh σ_{n_r} , chọn phụ thuộc vào độ bén cánh, điều kiện chế tạo già công cánh. Tuy nhiên, nếu tăng σ_{n_r} lên 10%, thì hệ số xâm thực tăng lên 0.01.

Góc ôm của cánh trong hình chiếu bằng lối trong khoảng $70^\circ - 90^\circ$.

5.2.2.3 Quy luật phân bố momen vận tốc $C_v r = f(r)$ và thành phần vận tốc $C_z = f(r)$

Thông thường người ta giả thiết dòng chảy trong vùng bánh công tác của tuabin hướng trục là dòng chảy theo mặt tru đối xứng qua trục quay của tuabin.

Sử dụng phương trình cơ bản của thủy khí động học, viết phương trình Grönecô cho dòng chất lỏng lý tưởng:

$$\frac{1}{\rho} g \omega \sin \theta P = 2 |\vec{\omega}, \vec{c}|$$

Trong đó: P - năng lượng toàn phần của $1 m^3$ nước;

ρ - tỷ trọng của nước;

$\vec{\omega}$ - vectơ xoáy của dòng;

\vec{c} - vectơ của vận tốc dòng.

Với giả thiết trên, phương trình Grönecô đưa về dạng:

$$\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dr} = \frac{1}{2r^2} \frac{d(C_v r)^2}{dr} + C_z \frac{dC_z}{dr} \quad (5.15)$$

Trường hợp $C_r = \text{const}$, nguồn ta thường lấy giá trị C_r là hằng:

$$C_r = a + br$$

Sau đó là số a và b liên hệ theo biểu thức

$$2\pi \int (a + br) r dr = Q \quad (5.16)$$

Trong thử Kế nguồn ta chỉ quy luật này theo hình vẽ 5.12, hoặc tính theo công thức sau:

$$C_{r,\text{avg}} = 1.1 C_{r,\text{av}} \quad (5.17)$$

$$C_{r,\text{av}} = 0.9 C_{r,\text{av}}$$

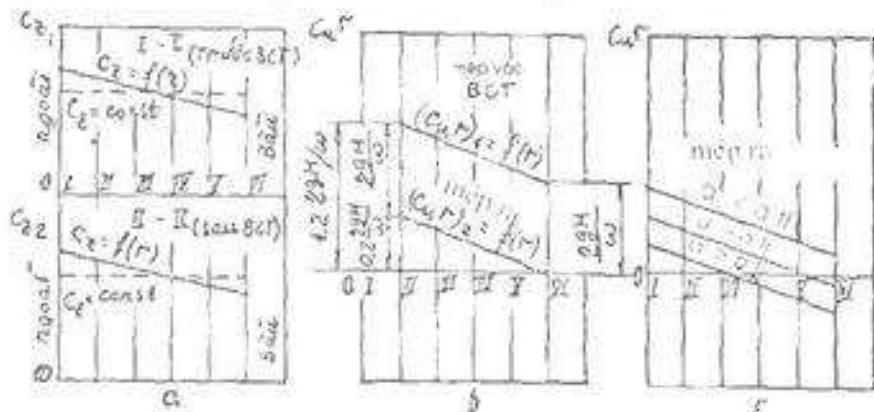
Trong đó: $C_{r,\text{avg}}$, $C_{r,\text{av}}$ – thành phần vận tốc C_r tại tiết diện ngoài và tiết diện hông.

Thành phần vận tốc C_r tại tiết diện trung bình tính theo công thức (5.5) và (5.3).

Thực nghiệm cho thấy momen vận tốc $C_r r$ không phải là hằng số. Nguồn ta thường chọn quy một biến đổi C_r theo bán kính theo hằng: $C_r r = m + nr$.

Nếu thay 2 hằng C_r và $C_r r$ vào biểu thức (5.15) và lấy tích phân thì các hệ số a , b , m , n sẽ liên hệ với nhau theo biểu thức

$$P = P_0 \left(-\frac{a^2 r^2}{2} + mnr + b^2 \ln r - \frac{ab}{2} \right) + c \quad (5.18)$$



Hình 5.12. Thông số dòng chảy ở mép van và mép rìa hông của tia biển hướng trục

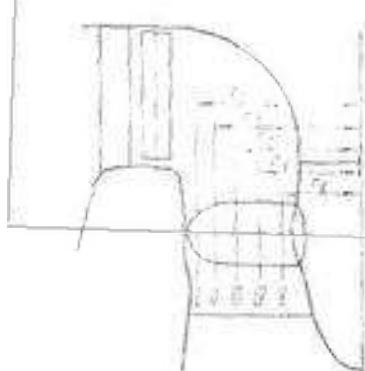
Trong thực tế người ta chọn các hệ số trên dựa vào kết quả thực nghiệm (hình 5.12).

Sự thay đổi momen vận tốc tại mép van ($C_v r$) phụ thuộc vào biến dạng cánh hông cong (cụt), do móng cánh hông và chỗ di chuyển của hartin. Do đó theo biến kinh già tri $C_v r$ tăng dần, tức là $C_v r$ của tiết diện hông nhỏ hơn $C_v r$ tiết diện ngoài.

Tại mép rìa của cánh, có thể chọn $(C_r r)_r$ của tiết diện hông bằng 0. Nhưng thực tế cho thấy nếu cho trước mức độ mép rìa không lớn tại mép rìa của cánh. Khi đó chọn giá trị:

$$(C_r r)_{r,\text{avg}} \leq + \frac{0.7 g_s g H}{a} \quad (5.19)$$

Độ chênh momen vận tốc $\Delta(C_r r) = (C_r r)_r - (C_r r)_{r,\text{avg}}$ là величина của mép rìa bằng nhau.



Hình 5.13. Sơ đồ minh họa một vòi nước L

5.2.2.4. Chon điều kiện ở phán ra của bánh công tác

Thực nghiệm cho thấy dòng chảy ở phần vào bánh công tác phụ thuộc vào hình dáng phần đầu dòng, biến dạng cánh bánh công tác, chế độ làm việc của tuabin, độ mở cánh hướng...

Dung tam giác vận tốc ở phần vào và phần ra của bánh công tắc được tiến hành như sau:

Vẽ mặt cắt kính tuyền với đường kính $D_1 = 1\text{m}$, vẽ theo tỷ lệ $M 1:1$. Số lượng đường đồng lầy khoảng 5-7. Vì mặt đồng là các mặt tròn nên không cần dùng đường đồng. Các mặt cắt chon cách đều nhau. Mặt cắt ở sát báu cánh và sát ngoài lấy cách khoảng 10 mm. Sơ đồ chọn mặt cắt và đánh số thứ tự theo hình 5.13.

Người ta tiến hành tính toán cho mô hình tuabin đồng dạng với tuabin cần thiết kế, với đường kính $D_1 = 1\text{m}$, $H = 1\text{m}$, và các giá trị Q' , n' , chọn trong chế độ tính toán (giá trị tối ưu).

Tính C_2 trung bình theo công thức (5.5), (5.13). Dựa vào đồ thị quy luật $C_2 = f(r)$ (hình 5.12) ghi lại giá trị C_2 tại mốc cát.

Tính vận tốc theo u cho mặt cắt

$$n_1 = n_2 = \overline{\omega r_i} = -\frac{m' r_i}{30} \quad (5.20)$$

Theo biểu đồ quy luật $(C_s r)_s = f(r)$ tìm được các giá trị C_s , cho các mít cát.

Tính góc β cho các mặt cắt theo công thức rút ra từ tam giác vận tốc:

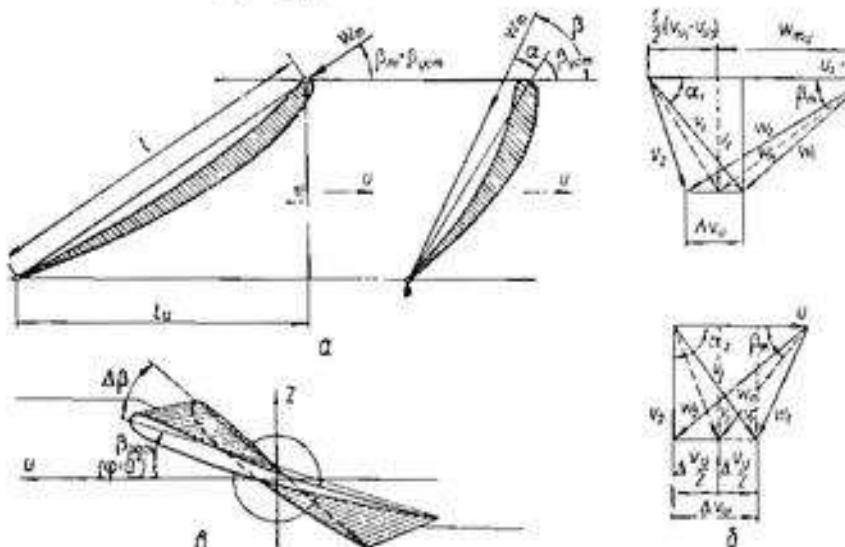
$$\operatorname{tg} \beta_2 = \frac{C_{z2}}{u_i - C_{z2}} \quad (5.21)$$

Tam giác vẫn tốc tại mép vào và mép ra xem hình 5.14.

Tương tự như vậy, tính cho mép vào. Giá trị C_{α} tại mặt cắt tính theo công thức rút ra từ phương trình cột áp:

$$C_{\mu 1} = C_{\mu 2} + \frac{\eta_\mu g H}{\omega} \quad (5.22)$$

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{C_{z1}}{\mu_i - C_{z1}} \quad (5.23)$$



Hình 5.14 Xác định góc tối và tam giác vận tốc tại các mặt cắt của cánh

Dựng tam giác vận tốc tại mép vào và mép ra tại các mặt cắt.

Tính thông số dòng chảy ở xa vỏ cùng:

$$W_{\infty} = \sqrt{W_{\infty i}^2 + W_{\infty o}^2} = \sqrt{C_i^2 + [u - \frac{l}{2}(C_{s1} + C_{s2})]^2} \quad (5.24)$$

$$\operatorname{tg} \beta_i = \frac{W_{\infty i}}{W_{\infty o}} = \frac{C_i}{u - \frac{1}{2}(C_{s1} + C_{s2})} \quad (5.25)$$

Các tính toán này thường lập thành bảng cho thuận tiện.

Để đánh giá việc chọn điều kiện ở mép vào và mép ra của bánh công tác, người ta tính $\Delta\beta$ là hiệu của góc đặt cánh của mặt cắt sát báu và góc đặt cánh của mặt cắt ngoài.

$$\Delta\beta = \beta_{\text{out}} - \beta_{\text{in}} \quad (5.26)$$

Trong đó: β_i : góc đặt cánh.

Theo hình 5.14 ta có góc tối của cánh α được xác định bằng công thức:

$$\alpha = \beta_i - \beta_{\text{out}} \quad (5.27)$$

Góc tối α cho tiết diện ngoài thường chọn trong khoảng α ngoài = $(0 - 2)^\circ$. Đối với tiết diện sát báu cánh: α báu $\leq (6 - 10)^\circ$. Các tiết diện còn lại chọn quy luật $\alpha = f(r)$ theo đường parabol.

Sau khi tính $\Delta\beta$ theo công thức (5.26) nếu $\Delta\beta \leq (14 - 18)^\circ$ thì điều kiện ban đầu đã chọn để tính toán là tốt. Nếu $\Delta\beta$ lớn hơn giá trị đó thì cần thay đổi các điều kiện ban đầu hoặc thay đổi góc tối α trong khoảng cho phép.

Để thấy được vai trò của góc tối α ta xét thành phần của lưu số của cánh Γ . Từ phương trình cột áp rút ra biểu thức tính lưu số của cánh:

$$\Gamma = t(C_{s1} - C_{s2}) = \frac{2\pi\eta_0 g H}{z\omega} \quad (5.28)$$

Lưu số này tạo bởi hai thành phần: lưu số do độ cong của cánh tạo ra, ký hiệu là Γ_c và lưu số của góc tối α tạo ra, ký hiệu là Γ_α :

$$\Gamma_c = \Gamma_c + \Gamma_\alpha \quad (5.29)$$

Tỷ lệ giữa Γ_c và Γ_α trong việc tạo thành lưu số cánh của Γ phụ thuộc vào số vòng quay của tuabin. Thực nghiệm cho thấy giá trị của chúng như sau:

$$\Gamma_\alpha/\Gamma = 0,33 - 0,5 \text{ đối với tuabin có } n \text{ nhỏ}$$

$$\Gamma_\alpha/\Gamma = 0,33 \text{ đối với tuabin có } n \text{ lớn.}$$

Tại tiết diện báu với độ dày của profin lớn độ cong của profin nhỏ nên phải tăng góc tối α tại tiết diện này để đạt lưu số cần thiết.

Vậy cho đến nay chúng ta đã chuẩn bị xong các số liệu ban đầu: chọn sơ bộ đường kính D_0 , số vòng quay n , so sánh và còn lại một phương án để thiết kế. Sau đó chọn mặt cắt kính tuyển và các thông số hình học như H/t , d_0 , z_f , θ , δ_{in} , cho các quy luật phân bố momen vận tốc C_r và thành phần C_α theo các mặt cắt. Từ đó có thể cho điều kiện tại mép vào, mép ra của bánh công tác, vẽ tam giác vận tốc cho các mặt cắt. Tiếp theo chúng ta sẽ thiết kế biến dạng của profin cánh bánh công tác.

5.2.3. Thiết kế cánh bánh công tác hướng trực

5.2.3.1. Các phương pháp thiết kế

Có nhiều phương pháp thiết kế bánh công tác tuabin hướng trực. Trong đó có ba phương pháp thường được sử dụng:

- Phương pháp lực nâng.
- Phương pháp phân bố xoáy.
- Phương pháp phân bố xoáy - nguồn.

Cả ba phương pháp này dựa trên giả thiết về dòng chảy trong bánh công tác tuabin hướng trực (như đã phân tích ở trên): dòng thế, chảy theo mặt trục côn trực cùng với trục quay tuabin, dòng chảy có hướng song song với trục tuabin.

Phương pháp lực nâng là phương pháp đơn giản dựa trên những biến dạng đã được nghiên cứu kỹ bằng thực nghiệm đưa ra các số tay tra cứu của cơ sở nghiên cứu ВИГМ, NACA, МИИТ... Từ các thông số đã chọn của tuabin xác định hệ số lực nâng của dây cánh. Chọn các profin đơn và góc tới α sao cho đạt hệ số lực nâng cần thiết.

Phương pháp này có ưu điểm là thiết kế nhanh và nếu có kinh nghiệm thiết kế thì chất lượng tương đối tốt. Nhược điểm của nó là việc sử dụng hệ số K (công thức 5.11) của dây cánh tam giác không thể tính đến sự ảnh hưởng của độ vồng và chiều dày của profin.

Phương pháp phân bố xoáy là phương pháp dùng đến toán để giải bài toán ngược cho profin đơn. Kết quả xây dựng profin đơn có thể được dùng cho dây cánh nếu thêm sự ảnh hưởng lẫn nhau của các profin trong dây cánh. Ở bài toán thuận khảo sát một số profin đơn giản như tam giác mỏng và cùng và rút ra kết luận dòng chảy bao quanh tam giác mỏng và cũng có thể thay thế bằng dây cánh bao llop xoáy phân bố theo quy luật $\gamma(S)$ nào đó đã xác định. Bài toán ngược sẽ có nội dung: cho trước dòng song song và quy luật phân bố xoáy γ , cần xác định biến dạng profin. Quy luật phân bố xoáy có thể biểu diễn dưới dạng chuỗi với các hệ số A_0, A_1, A_2, \dots . Các hệ số này được xác định theo các công thức có liên quan tới cột áp H , lực nâng P , và các thông số của dây cánh đã cho trước. Tổng các đường cong khép kín đó chính là profin mỏng và cùng ta cần thiết kế.

Phương pháp này có ưu điểm là dựa trên cơ sở lý thuyết Cơ học chất lỏng và đã được nghiên cứu kỹ bằng bài toán thuận, kết quả của tuabin thiết kế cũng có chất lượng đạt yêu cầu.

Phương pháp phân bố xoáy - nguồn được sử dụng để xây dựng profin cánh có độ dày hữu hạn. Muốn vậy, ban đầu chúng ta cũng dùng phương pháp phân bố xoáy $\gamma(S)$ để tạo ra profin mỏng và cùng, đó là các đường tam. Sau đó trên đường tam đó sẽ phân bố nguồn và từ $q(S)$ để tạo ra độ dày của profin. Phương pháp này còn gọi là phương pháp Lézokhin. Ở đây tổng các đường dòng của dòng song song, xoáy, nguồn và tự tạo nên một đường cong khép kín, chính là profin có độ dày hữu hạn mà ta cần tìm.

Ngoài ra còn có phương pháp biến hình bảo giác. Phương pháp này hết sức phức tạp về mặt toán học và chất lượng cánh thiết kế cũng không cao.

5.2.3.2. Thiết kế cánh bằng phương pháp lực nâng

Để sử dụng phương pháp này, trước hết ta cần xác định lưu số bao quanh cánh I_c theo công thức (5.28). Đây là lưu số dòng bao quanh profin nằm trong dây cánh, tức là ở công thức (5.10) nó sẽ là I_c .

Hệ số lực nâng của cánh nằm trong dây ký hiệu là C_{L0} và tính theo công thức:

$$C_{L0} = \frac{2\Gamma_0}{I_c W_m} \quad (5.30)$$

Trong đó các giá trị W_m , β_s , Γ_s , C_{α} đã được xác định từ phần trước.

Chọn các profils đơn dựa vào các đặc tính khí động của chúng. Các profils này tra được trong các sổ tay hoặc catalô của các hãng ВИГМ (Liên Xô), NACA (Mỹ), MWF (Đức)... Ta có được các thông số hình học và các đặc tính $C_s = f(C_s)$, $C_{\alpha} = f(\alpha)$ của profil.

Nếu gọi λ là hệ số chất lượng của profil:

$$\lambda = \frac{C_s}{C_{\alpha}} \quad (5.31)$$

Có thể đánh giá được hiệu suất thuỷ lực của dãy cánh nhờ công thức:

$$\eta_s = \frac{1}{1 + \frac{W_m}{u_s} \cdot \frac{\sin \lambda}{\sin(\beta_s - \lambda)}} \quad (5.32)$$

Giá trị của hiệu suất thuỷ lực thay đổi theo bán kính $\eta_s = f(r)$. Ùng với mỗi mặt cắt ta có một giá trị bán kính r_s , và giá trị u_s . Từ đó có các giá trị hiệu suất khác nhau cho mỗi mặt cắt. Để tìm hiệu suất thuỷ lực chúng ta tìm tích phân trên toàn mặt cắt ưới α của dòng chảy.

Ký hiệu tồn thết thuỷ lực là Δh thì:

$$\eta_s = \frac{H - \Delta h}{H} \quad (5.33)$$

$$\Delta h = \frac{\int \Delta h dQ}{Q} = \frac{\frac{2\pi H}{r} \int (1 - \eta_s) C_{\alpha} dr}{Q} \quad (5.34)$$

Tích phân này có thể tính toán hoặc thay bằng tổng các đoạn r_i và xác định bằng phương pháp đô thị. Công thức (5.32) – (5.34) cho phép đánh giá kết quả thiết kế bằng phương pháp này.

Các bước tiến hành cụ thể:

Chọn các profil đơn với C_s , C_{α} xác định.

Tính gán đúng lần thứ nhất:

Coi $\alpha = 0$, khi đó $\beta_s = \beta_s$.

Với giá trị W_m và β_s , theo đó thị $K = f(\beta_s, J/t)$ xác định được K_1 .

Tính góc tối gán đúng lần thứ nhất:

$$\sin \alpha_1 = \frac{\Gamma_s}{\pi L W_m K_1}$$

Tính lại góc đặt cánh gán đúng thứ nhất: $\beta^{(1)} = \beta_s - \alpha_1$

Tính gán đúng lần thứ hai:

Tìm $K_2 = f(\beta^{(1)}, J/t)$

Tính góc tối gán đúng lần thứ hai:

$$\sin \alpha_2 = \frac{\Gamma_s}{\pi L W_m K_2}$$

Góc đặt cánh gán đúng lần thứ hai: $\beta^{(2)} = \beta_s - \alpha_2$

Tìm $K_3 = f(\beta^{(2)}, J/t)$

Tính $C_{\text{ref}} = K_i C_i$

Nếu giá trị C_{ref} đạt tới sai số cho phép với giá trị C_u yêu cầu thì việc tính gần đúng kết thúc. Nếu không đạt thì tiếp tục tính toán gần đúng lần thứ ba, thứ tư...

Tiếp theo, dùng các công thức (5.32) – (5.34) để đánh giá hiệu suất cánh đã thiết kế.

Các profin sau khi đã tính toán, kiểm tra chất lượng η , rồi cần chọn tâm quay và xâu cánh. Vận động này sẽ đề cập đến ở mục sau.

5.2.3.3. Thiết kế cánh bằng phương pháp phân bố xoáy

a. Cơ sở lý thuyết

Trên đây chúng ta đã nêu nội dung cơ bản của phương pháp này. Về cơ sở lý thuyết có thể tham khảo các sách về lý thuyết cánh và cơ học chất lỏng. Ở đây chỉ đề cập đến việc sử dụng phương pháp này để thiết kế tuabin.

Để xây dựng profin cánh có độ dày hữu hạn trước hết ta dùng phương pháp phân bố xoáy $\gamma(S)$ tạo ra đường tâm profin. Sau đó sử dụng các profin khí động có chất lượng cao để tạo độ dày.

Quy luật phân bố xoáy phải bảo đảm điều kiện lưu số của dòng bao quanh profin phải bằng tổng cường độ các xoáy $\Gamma(S)$

$$\Gamma = \int_{-l/2}^{l/2} \gamma(s) ds$$

Trong đó: l - độ dài cánh.

Quy luật phân bố xoáy có thể biểu diễn dưới dạng chuỗi lượng giác:

$$\gamma(\theta) = A_0 \operatorname{ctg} \theta/2 + A_1 \sin \theta + A_2 \sin 2\theta + \dots + A_n \sin n\theta. \quad (5.35)$$

$A_0, A_1, A_2, \dots, A_n$ – các hệ số của chuỗi.

Người ta đã chứng minh được rằng chỉ có hai hệ số đầu là A_0 và A_1 là ảnh hưởng đến lưu số, các hệ số còn lại không ảnh hưởng. Xác định A_0 và A_1 theo công thức:

$$A_0 = \frac{2\Gamma_0}{\pi l}; A_1 = \frac{4\Gamma_1}{\pi l} \quad (5.36)$$

Với $\Gamma_0 + \Gamma_1 = \Gamma$, chọn phụ thuộc vào n .

Quy luật phân bố nguồn – tự cân đam bảo điều kiện: tổng lưu lượng của các nguồn và tự trên đường tâm bằng 0.

$$\int_{-l/2}^{l/2} q(S) dS = 0 \quad (5.37)$$

Trong đó $q(S)$ có thể biểu diễn dưới dạng đa thức, thường là đa thức bậc 3.

$$q(S) = B_0 + B_1 S + B_2 S^2 + B_3 S^3. \quad (5.38)$$

Tổng hợp của các dòng: dòng song song, xoay, nguồn – tự sẽ là một đường cong khép kín, chính là biến dạng profin cần xác định.

Vận tốc dòng chảy tại các điểm trên profin viết theo hệ toạ độ (x,y) như sau:

$$\begin{aligned} W_x &= W_{xx} + V'_{x\alpha} + V''_{x\alpha} + V'_{xS} + V''_{xS}, \\ W_y &= W_{yy} + V'_{y\alpha} + V''_{y\alpha} + V'_{yS} + V''_{yS}. \end{aligned} \quad (5.39)$$

Trong đó: W_x/W_{xx} , W_y/W_{yy} – vận tốc của dòng song song và các thành phần chiếu trên trục x, y của nó.

$V'(V'_x, V'_y)$ – vận tốc cảm ứng của profin gốc và các thành phần chiếu trên trục x, y của nó.

$V''_{x\alpha}, V''_{y\alpha}$ – thành phần chiếu trên trục x của các vận tốc cảm ứng do góc α gây ra.

V'_{xS}, V''_{yS} – thành phần chiếu trên trục x của các vận tốc cảm ứng do độ cong cánh gây ra.

Tương tự như vậy đối với các thành phần chiếu trên trục y của các vận tốc cảm ứng $V'_{y\alpha}, V''_{x\alpha}, V'_{yS}, V''_{xS}$.

Sau khi giải bài toán thuận rút từ điều kiện cần và đủ để đường dòng tổng hợp là đường dòng khép kín, xây dựng chu tuyến profin sao cho chu tuyến profin là một đường dòng không có dòng chảy qua nó. Người ta rút ra các công thức tính vận tốc cảm ứng như sau (5.40):

$$\begin{aligned} V'_{x\alpha} &= -\frac{1}{2} A_0 \sin \beta \\ V'_{y\alpha} &= \frac{A_0 \pi l}{2560t} (126a_1 - 90a_2 + 460a_3 - 180a_4 + 630a_5 + 334a_6) \\ V'_{xS} &= \frac{1}{2} A_0 \sigma_0 \sin \beta \\ V''_{x\alpha} &= \frac{A_0 \pi l}{2560t} (210a_1 - 120a_2 + 460a_3 - 120a_4 + 210a_5) \\ V''_{y\alpha} &= \frac{A_0 \pi l}{2560t} (126b_1 - 90b_2 + 460b_3 - 180b_4 + 630b_5 + 334b_6) \\ V'_{yS} &= -\frac{1}{2} A_0 \sigma_0 \cos \beta \\ V''_{xS} &= \frac{A_0 \pi l}{2560t} (210b_1 - 120b_2 + 460b_3 - 120b_4 + 210b_5). \end{aligned} \quad (5.40)$$

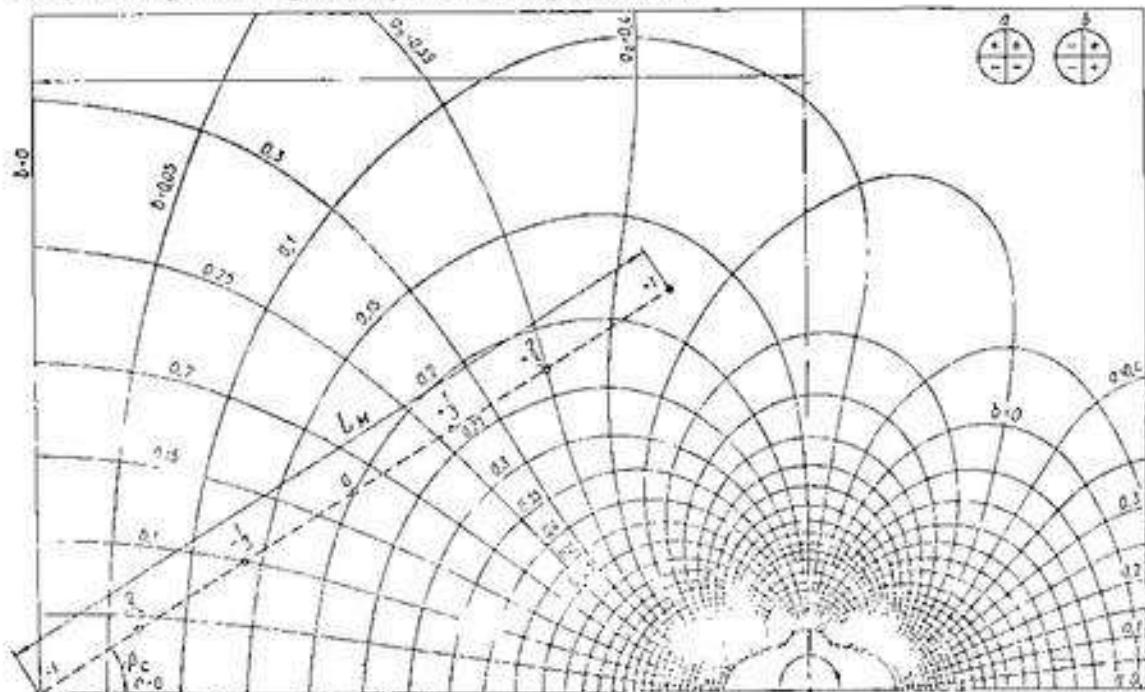
Trong đó: góc β được tính theo công thức:

$$\begin{aligned} \sin \beta &= \frac{W_x}{W} \\ \cos \beta &= \frac{W_y}{W}. \end{aligned} \quad (5.41)$$

Các hệ số a và b là các đại lượng không thứ nguyên, không phụ thuộc vào kích thước tuyệt đối của dây cáp. Hai đại lượng này được hình dung là vận tốc thành phần ở điểm $Z: Z_\alpha = x_\eta + iy_\eta$ của một dây cáp có $t = 1$, xem $y = -1$ trừ profin gốc. Vì thế có thể tính trước hai đại lượng này. Kết quả tính hệ số a và b được biểu thị trên biểu đồ hình 5.15. Theo biểu đồ này thì theo trục x phân bố bước t của dây cáp. Bước của dây cáp cần phải bằng bước t của biểu đồ và xoay của profin gốc thì ở điểm đầu gốc toạ độ (hình 5.15). Nghĩa là khi ta biết bước t của biểu đồ và bước t của dây cáp đang xây dựng, ta tìm tỷ số t/t . Nếu $t/t > 1$ thì chiều dài của profin dây cáp phải giảm đi (t/t) lần; Nếu $t/t < 1$ thì chiều dài của profin dây cáp cần tăng lên (t/t) lần, sao cho $t = t$.

Sau khi xác định được chiều dài profin tương ứng với biểu đồ, ta đặt toạ độ các điểm σ_i :

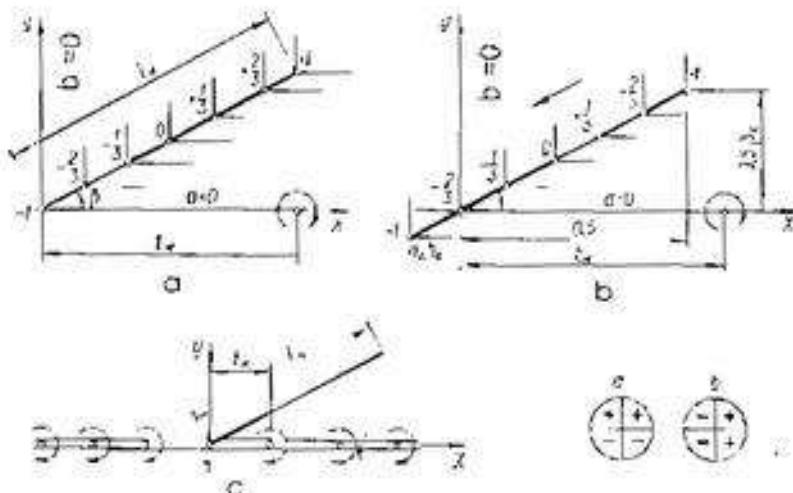
$\sigma_i = -1, -2/3, -1/3, 0, +1/3, +2/3, +1$ - trên đường thẳng có chiều dài t . Vẽ đường thẳng có đánh dấu ở các điểm σ_i lên biểu đồ (hình 5.16). Đường thẳng đó chính là profin tâm phẳng mõng vô cùng. Tâm phẳng hợp với trục x của biểu đồ góc β . Tìm các giá trị của a và b theo đường $a = \text{const}$, $b = \text{const}$ đi qua các điểm σ_i của tâm phẳng đó. Thoát dấu đặt điểm $\sigma_i = -1$ vào gốc toạ độ, tìm giá trị (a,b) $\sigma_i = -1$. Sau đó đặt tiếp các điểm $\sigma_i = -2/3$, tìm giá trị a,b cho $\sigma_i = -2/3, \dots$ Để thuận tiện cho tính toán, người ta viết giá trị này theo bảng (bảng 5.3). Cần lưu ý rằng các giá trị a và b đổi xứng qua gốc toạ độ, cho nên giá trị a và b của các điểm đối xứng qua gốc toạ độ thì bằng nhau về giá trị tuyệt đối, nhưng ngược dấu.



Hình 5.15. Biểu đồ xác định các hệ số a, b

Bảng 5.3

Hệ số	Các điểm	Các điểm trên cánh σ_a						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
a_0	-1	0						
a_1	-2/3		0					
a_2	-1/3			0				
a_3	0				0			
a_4	1/3					0		
a_5	2/3						0	
a_6	1							0
b_0	-1	0						
b_1	-2/3		0					
				0				
b_6	+1							0

Hình 5.16. Xác định l_b , β_c và các hệ số a, b **b. Các bước tiến hành**

1. Qua hai phân tích toán trước, ta đã có:

+ Các thông số D_i và n .

+ Các đường đặc tính tổng hợp chính và tổng hợp vận hành.

Vẽ mặt cắt kính tuyền.

Dựng tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra tính toán với $H = 1\text{m}$, $D_i = 1\text{m}$, (Q_f, n_f) tối ưu.

Vẽ 5 mặt trụ cách đều nhau.

Cho các quy luật biến đổi $C_r = f(r)$, $C_z = f(z)$, $llt = f(t)$, $\delta = f(l)$.

2. Tính các thông số của dây cánh

Các thông số này tính theo bảng 5.4. Công thức để tính các thông số này cũng cho trong bảng đó. Góc tới α tính theo bảng cũng tính gần đúng liên tục, sao cho góc α giữa hai lần tính cuối cùng sai nhau 1- 2%.

3. Xác định các hệ số a, b

+ Đo bước t của biểu đồ hình 5.15, tính chiều dài dây cung của profin l , để tính hệ số a, b theo công thức: $l = t/(1/t)$.

+ Chia l làm 6 phần bằng nhau tương ứng với các điểm (-1, -2/3, -1/2, 0, 1/3, 2/3, 1).

Dựng đoạn l lên biểu đồ 5.15 như đã giải thích ở trên và ghi lại các giá trị a, b vào bảng 5.3.

4. Tính các thành phần của vận tốc cảm ứng theo các công thức đã nêu ở phần trên (5.40).

Các kết quả tính toán đưa vào bảng 5.5.

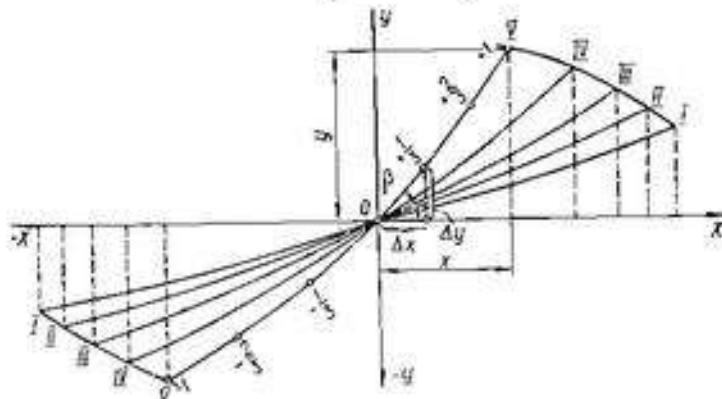
5. Từ kết quả tính thành phần vận tốc cảm ứng, tính góc β theo công thức (5.41).

6. Xác định toạ độ của các điểm σ_n theo toạ độ (x, y) :

$$\Delta x = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{2} (\cos \beta_n + \cos \beta_{n+1}) \quad (5.42)$$

$$\Delta y = \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{2} (\sin \beta_n + \sin \beta_{n+1})$$

$$X = \sum_1^n \Delta x_i; Y = \sum_1^n \Delta y_i \quad (5.43)$$



Hình 5.17. Xây dựng đường tâm profin

7. Dùng đường tâm profin theo $\Delta x, \Delta y$ như hình vẽ 5.17.

8. Lặp lại toàn bộ tính toán theo bảng 5.5. Trong đó nếu lần đầu lấy $\beta = \beta_1$ để tính các thành phần vận tốc cảm ứng, thì lần thứ hai lấy giá trị β từ toạ độ các điểm vừa tìm được.

Thông thường ở bước tính toán này chỉ cần tính đến lần gần đúng thứ 2.

9. Đáp độ dày theo quy luật $\delta = f(l)$ đã chọn và tính hệ số chèn dòng, hoặc tính lại giá trị C' , có tính đến sự chèn dòng do cạnh có độ dày hữu hạn. Thành phần vận tốc C' , tính theo công thức:

$$C' = \frac{C_1}{1 - \frac{z\delta}{2\pi r \sin \beta}} \quad (5.44)$$

10. Lặp lại toàn bộ từ bước 2 đến bước 9 trong đó thành phần C , thay bằng C' .

11. Sau khi tính toán xong toàn bộ nằm mặt cắt ta tiến hành xâu cánh và lên bản vẽ kỹ thuật cho cánh hành công tác. Vấn đề này sẽ trình bày ở phần sau.

5.2.3.4. Phương pháp xâu cánh và xây dựng bản vẽ kỹ thuật biến dạng cánh bánh công tác

a. Phương pháp xâu cánh

Sau khi thiết kế được những biến dạng cánh bánh công tác của tuabin hướng trục theo các mặt đồng, cần phải sắp xếp chúng lại để tạo ra một cánh hoàn chỉnh. Sự sắp xếp này trong chế tạo tuabin gọi là xâu cánh.

Hiện nay quá trình xâu cánh chưa có cơ sở lý thuyết để tính toán. Nó hoàn toàn dựa vào kinh nghiệm của người thiết kế. Mặt khác, chất lượng tuabin lại phụ thuộc nhiều vào biến dạng cánh, vào điều kiện mép vào và mép ra của cánh. Với cách sắp xếp các mặt cắt khác nhau chúng ta sẽ có hình dạng cong trong không gian của toàn bộ lá cánh khác nhau, cũng như vị trí và hình dạng của mép vào và mép ra khác nhau. Nói cách khác là sự xâu cánh ảnh hưởng đến chất lượng của tuabin.

Hình 5.18 cho thấy, từ các biến dạng profin rời rạc, có thể sắp xếp theo nhiều cách, ví dụ ba cách sắp xếp trên hình chiếu bằng:

Mép ra nằm theo đường thẳng hướng kính.

Cánh có hướng ngoại ngược chiều quay của tuabin.

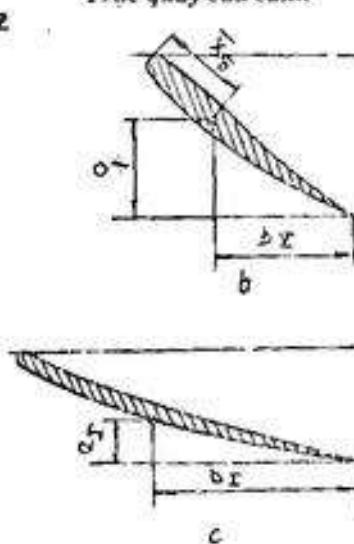
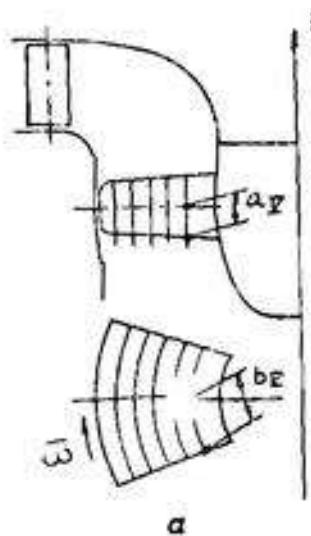
Cánh có hướng ngoại theo chiều quay của tuabin.

Các dạng cánh này ảnh hưởng lớn đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Thực nghiệm cho thấy cánh tuabin có mép ra nằm theo đường thẳng hướng kính hoặc lệch một vài độ so với đường thẳng hướng kính sẽ cho đặc tính năng lượng và xâm thực tốt nhất. Loại này còn có ưu điểm dễ gia công chế tạo.

Khi xâu cánh với các profin có sẵn, cần sắp xếp cho mép ra nằm trên đường thẳng hướng kính, mép vào là một đường cong tròn. Nếu không đạt được như vậy, có thể thay đổi mép ra một chút sao cho đường thẳng của mép ra chỉ lệch một vài độ so với đường kính và mép vào là một đường cong tròn. Trường hợp cuối cùng nếu không sắp xếp được như vậy, phải thay đổi tỷ số l/t , góc tối α và tam giác vận tốc ở mép vào, mép ra và tính lại toàn bộ các biến dạng cánh theo các mặt cắt cho đạt yêu cầu.

Trục quay của cánh

Hình 5.18. Các kiểu xâu cánh từ những profin đã tính toán



Hình 5.19. Xác định trục quay của cánh

Đặc biệt với tuabin hướng trục cánh quay cần chọn trục quay của cánh sao cho nó gần với tâm áp lực của cánh. Khi đó momen thủy lực do dòng chảy tác dụng lên cánh với các góc quay cánh khác nhau sẽ là nhỏ nhất. Lực cần thiết để điều chỉnh sự quay của cánh sẽ là nhỏ nhất. Khi đó kích thước các chi tiết trong hệ thống điều chỉnh cánh quay giảm, kích thước báu bánh công tác (tỷ số báu d_1/D_1) nhỏ và lực của secvôto nhỏ. Như vậy, việc xác định vị trí trục quay của cánh có tầm quan trọng trong quá trình xâu cánh.

Đối với tuabin lớn người ta xác định trục quay của cánh trên các

bảng thử nghiệm đặc biệt. Trong thực tế khi thay đổi chế độ làm việc của tuabin thì tâm áp lực của cánh cũng thay đổi. Đối với các tuabin đã gam hóa theo bảng 5.1, khi làm việc ở chế độ tối ưu, tâm áp lực nằm trong khoảng: $x_c = x/l = 0.35 - 0.45$ kể từ mép vào (hình 5.19).

Tren bản vẽ tìm tâm quay cho tiết diện gốc, sau đó mới tìm cho các tiết diện còn lại.

Có thể tìm trong tâm của cánh và chọn trục quay nằm dưới trong tâm của cánh một chút. Khi đó momen của lực ly tâm sẽ ngược chiều với momen xoắn do dòng chảy tạo tác dụng lên cánh, ứng suất tại tiết diện gốc sẽ nhỏ đi. Với cách chọn trục quay này có thể giảm độ dày của tiết diện gốc. Chú ý là nếu giảm được độ dày cánh ta giảm được sự chèn dòng và tăng khả năng chống xâm thực của tuabin. Ngoài ra, giảm được khối lượng bánh công tác.

Yêu cầu đối với trục quay:

Các điểm được chọn làm tâm quay của mỗi profin, sau khi xáo cánh phải nằm trên một đường thẳng hướng kính. Đường thẳng này chính là trục quay cánh (hình 5.19).

Để chế tạo đường cho cánh người ta chọn một mặt chuẩn nào đó. Trục quay cần phải là một đường thẳng hướng kính, song song với mặt chuẩn đã chọn.

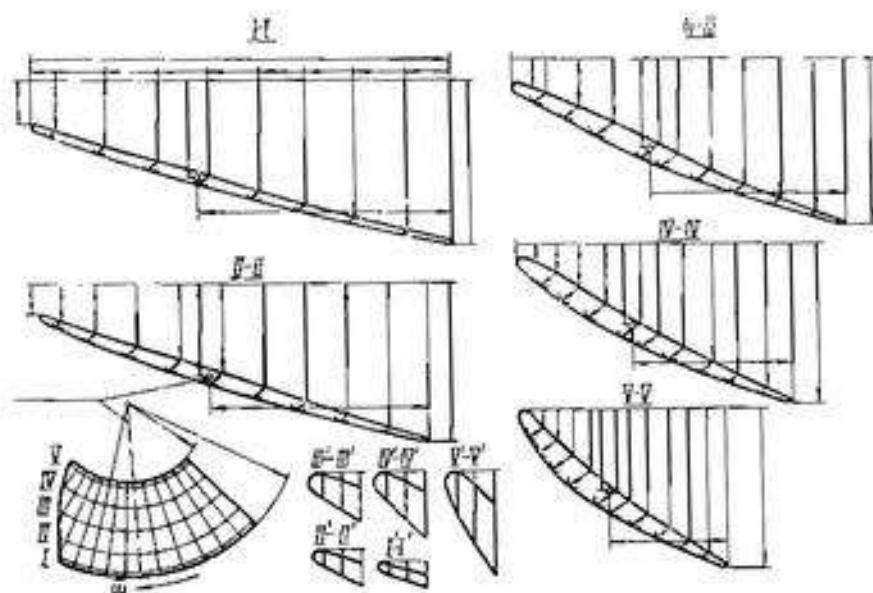
b. Xây dựng bản vẽ kỹ thuật biến dạng cánh bánh công tác

Bản vẽ kỹ thuật biến dạng cánh thường bao gồm:

Hình chiếu bằng của cánh, trên đó chỉ rõ vị trí của trục quay cánh, vị trí mép vào và mép ra, vị trí các mặt cắt.

Các biến dạng profin cánh theo các mặt cắt.

Khi ghi kích thước của profin cần chỉ rõ vị trí của mặt chuẩn đã chọn để chế tạo đường. Các kích thước phải tính từ mặt chuẩn ngang dọc. Trên mỗi profin phải ghi kích thước của tâm quay, kích thước một số điểm nhất định đã chọn trên biến dạng. Ở vùng gần mép vào và mép ra thì chọn số điểm để ghi kích thước nhiều hơn. Để tiện ghi kích thước người ta vẽ mép vào và mép ra với tỷ lệ xích tăng lên sao cho dù để ghi kích thước chính xác.



Hình 5.20. Bản vẽ biến dạng cánh bánh công tác tuabin hướng trực

Các yêu cầu kỹ thuật đối với đường cánh bánh công tác:

Bản vẽ kỹ thuật biến dạng cánh bánh công tác khác với bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác. Trong bản vẽ cánh bánh công tác người ta không đưa các kích thước biến dạng profil nữa. Bản vẽ kỹ thuật biến dạng cánh dùng để chế tạo đường và chế tạo mẫu cánh.

5.2.3.5. Ví dụ

Tính biến dạng cánh bánh công tác của tuabin hướng trực loại K30.

Giả sử sau hai bước ban đầu ta đã có những số liệu để tính biến dạng cánh như sau:

Sơ bộ chọn loại tuabin K30, có các thông số lưu lượng quy dân tối ưu và vòng quay quy dân tối ưu Q'_s, n'_s là $Q'_s = 800 \text{ l/s}, n'_s = 110 \text{ v/ph}$.

Mặt cắt kính tuyển lấy theo mô hình tuabin K30/587 của Liên Xô cũ với các thông số chính:

Tỷ số hâu $d_s/D_s = 0.45$

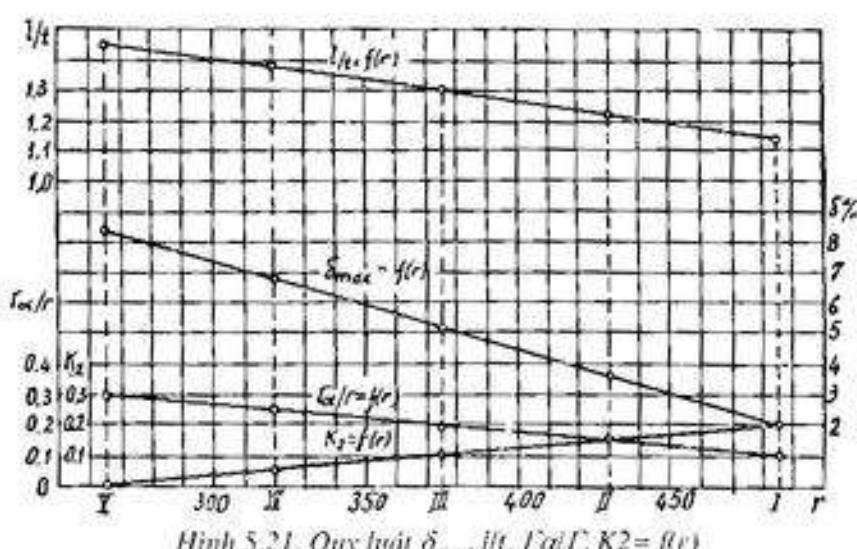
Số cánh bánh công tác $z_t = 6$

Độ dày tương đối lớn nhất của cánh $\delta_{max} = \delta_{max}/l$ đổi với tiết diện gốc là 8,5%, tiết diện ngoài là 2%. Quy luật của $\delta_{max} = f(r)$ là quy luật tuyển tính (hình 5.21).

Độ mao tương đối của cánh l/r ở tiết diện gốc là 1,45, ở tiết diện ngoài là 1,16. Quy luật của $l/r = f(r)$ là tuyển tính.

Hiệu suất thuỷ lực lớn nhất $\eta_u = 0,91$.

Quy luật thay đổi của $C_x = f(r)$ và $(C_x)_s = f(r)$ theo quy luật thay đổi của tỷ số $\Gamma\alpha/\Gamma = f(r)$.



Hình 5.21. Quy luật $\delta_{max}, l/r, \Gamma\alpha/\Gamma, K_2 = f(r)$

Toàn bộ tính toán áp dụng cho mô hình tuabin loại K30 có $D_s = 1000 \text{ mm}$, $H = 1 \text{ m}$, $Q'_s = 800 \text{ l/s}$, $n'_s = 110 \text{ v/ph}$, chọn 5 mặt tiết diện (hình 5.13). Sau đây là tính toán biến dạng tiết diện cánh theo phương pháp xoáy - nguồn.

a. Tính các thông số của dây cánh

Mọi tính toán được thực hiện theo bảng 5.4.

Bảng 5.4

Số TT	Các thông số	Tiết diện cánh				
		I	II	III	IV	V
1	r, m	0.485	0.43	0.375	0.32	0.265
2	$u = u_1 + u_2 = \pi r^2 / 30, m/s$	5.575	4.95	4.32	3.68	3.05
3	$k_s = u_s C_{u2} / (\eta_s g H)$	0.2	0.15	0.1	0.05	0
4	$C_{u2} = k_s \eta_s g H / u_s, m/s$	0.319	0.271	0.207	0.121	0
5	$C_{u1} = C_{u2} + \eta_s g H / u_s, m/s$	1.904	2.051	2.252	2.521	2.9
6	$C_z = Q_s / \frac{\pi}{4} D_s^2 [1 - (d_s/D_s)^2]$	1275	1.275	1.275	1.275	1.275
7	$\tan \beta_w = C_z / u + (C_{u1} + C_{u2}) / 2$	0.261	0.337	0.387	0.524	0.796
8	β_w	14°38'	18°39'	21°9'	28°27'3	8°31'
9	$\sin \beta_w$	0.2527	0.3193	0.3608	0.4764	0.6227
10	$\cos \beta_w$	0.9676	0.9475	0.9327	0.8792	0.7824
11	$W_w = \sqrt{u^2 + \frac{1}{2} (C_{u1} + C_{u2})^2} + C_z^2$	5.046	3.997	3.53	2.682	2.046
12	$W_{w1} = W_w \cos \beta_w, m/s$	-4.883	-3.798	-3.296	-2.359	-1.6
13	$W_{w2} = W_w \sin \beta_w, m/s$	-1.285	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275
14	H_t	1.15	1.23	1.31	1.385	1.46
15	$t = H_t \pi r / z_s, m$	0.507	0.45	0.393	0.385	0.277
16	$t = t_d / t$	0.582	0.554	0.515	0.464	0.403
17	t_d, m	0.097	0.0922	0.085	0.07740	0.0672
18	$F = t(C_{u1} \cdot C_{u2}), m^2/s$	0.804	0.804	0.804	0.804	0.804
19	$C' = F / \Gamma$	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3
20	$\Gamma_a = \Gamma \cdot C', m^2/s$	0.0804	0.1205	0.168	0.2005	0.241
21	$\Gamma_s = \Gamma - \Gamma_a, m^2/s$	0.724	0.6835	0.643	0.6035	0.563
22	$A_s = 2 \Gamma_s / (\pi d)$	0.088	0.139	0.199	0.276	0.381
23	$A_t = 4 \Gamma_s / (\pi d)$	1.585	1.57	1.595	1.65	1.775
24	$\sin \alpha = A_t / 2 KW_w$	0.00448	0.0107	0.0195	0.0486	0.0852
25	α	15°	37°	1°7'	2°47'	4°53'
26	K	1.97	1.65	1.31	1.06	0.82
27	$\beta = \beta_w - \alpha$	14°23'	18°2'	20°2'	25°40'	33°39'
28	$\delta_{avg}, \%$	2.0	3.6	5.2	6.8	8.4

b. Xác định các hệ số a, b

Làm theo chỉ dẫn ở phần trên và ghi theo bảng 5.3.

c. Tính các thành phần vận tốc và toạ độ của các điểm $\sigma_i = -1, -2/3, -1/3, 0, 1/3, 2/3, 1$

Tính toán cho từng tiết diện và ghi theo bảng 5.5. Trong bảng này là trường hợp tính cho tiết diện góc.

Bảng 5.5

Số TT	Công thức tính	Các điểm σ_i						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
1	V_{tot}	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055	-0.1055
2	$126a_1$	-9.83	0	9.83	22.2	40.1	52	55.2
3	$-90a_2$	15.85	7.02	0	-7.02	-15.85	-28.6	-37.2
4	$460a_3$	-146.3	-81	-35.9	0	35.9	81	146.3
5	$-180a_4$	761.1	58.5	32.4	14.31	0	-14.31	-32.4
6	$630a_5$	-274.5	-261	-200.5	-111	-49.2	0	49.2
7	$334a_6$	-146.3	-145.6	-137.8	-106.1	-58.7	-26.05	0
8	$\Sigma 2 \div 7$	-484.98	-442.08	-331.97	-187.59	-47.75	64.04	181.1
9	V''_{tot}	-0.331	-0.288	-0.227	-0.1284	-0.0327	0.0437	0.124
10	V''_{in}	-0.491	-0.328	-0.16	0	0.164	0.328	0.491
11	$210a_7$	-16.35	0	16.35	37	66.9	87	91.5
12	$-120a_8$	21.5	9.36	0	-9.36	-21.5	-38.2	-49.6
13	$460a_9$	-146.3	-81	-35.9	0	35.9	81	146.3
14	$-120a_{10}$	49.6	38.2	21.45	9.36	0	-9.36	-21.15
15	$210a_{11}$	-91.5	-87	-66.9	37	16.35	0	16.35
16	$\Sigma (11)+(15)$	-183.4	-120.44	-65.3	0	65.3	120.44	183.4
17	V''_{out}	-0.584	-0.383	-0.0208	0	0.0208	0.080	0.584
18	W_{tot}	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6
19	$W_{\text{in}} = \Sigma (1)+(9)+(10)+(17)+(18)$	-3.1115	-2.7047	-2.1173	-1.8339	-1.5534	-0.9508	-0.5056
20	V'_{tot}	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585	0.1585
21	$126b_1$	-12.95	0	12.95	23.68	26.58	20.1	14.6
22	$-90b_2$	16.92	9.82	0	-9.82	-16.92	-19	-24.4
23	$460b_3$	-97	-86.5	-47.4	0	47.4	86.5	97
24	$-180b_4$	28.8	38	33.8	18.54	0	-18.54	-33.8
25	$630b_5$	-73	-100.8	-133	-118.4	-64.8	0	64.8
26	$334b_6$	-29.1	-38.8	-53.5	-70.5	-62.8	-34.4	0
27	$\Sigma (21)+(26)$	-166.33	-178.82	-187.15	-155.96	-70.54	34.66	128.2
28	V''_{tot}	-0.1135	-0.122	-0.128	-0.1064	-0.0481	-0.0237	0.0875

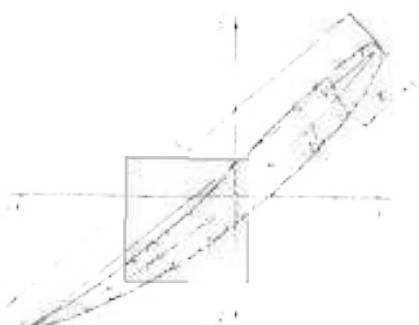
Tiếp bảng 5.5

Số TT	Công thức tính	Các điểm σ_i						
		-1	-2/3	-1/3	0	1/3	2/3	1
29	$V_{\alpha\alpha}$	0.74	0.494	0.247	0	-0.247	-0.484	-0.74
30	$210b_1$	-21.6	0	21.6	39.4	44.3	35.5	24.38
31	$-120b_2$	22.5	12.35	0	-12.35	-22.5	-25.3	-19.2
32	$460b_3$	-97	-96.3	-47.4	0	47.4	96.3	97
33	$-120b_4$	19.2	25.3	22.5	12.35	0	-12.35	-22.5
34	$210b_5$	-24.38	-35.5	-44.3	-39.4	-21.6	0	21.6
35	$\Sigma(30)+(34)$	-101.28	-82.15	-47.6	0	47.6	82.15	101.28
36	$V''_{\alpha\alpha}$	-0.322	-0.261	-0.151	0	0.151	0.261	0.322
37	$W_{\alpha\beta}$	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275	-1.275
38	$W = \Sigma(20)+(28) + (29)+(36)+(37)$	-0.802	-1.0055	-1.1485	-1.2223	-1.2616	-1.326	-1.447
39	W_1^2	9.678	7.313	4.492	3.354	2.412	0.904	0.2565
40	W_2^2	0.6592	1.0110	1.3118	1.495	1.593	1.758	2.094
41	$W_1^2 + W_2^2$	10.337	8.322	5.8	4.849	4.005	2.662	2.3505
42	$W = (41)^{1/2}$	3.214	2.884	2.408	2.202	2.001	1.632	1.533
43	$\cos\beta = W_1/W$	0.97	0.944	0.878	0.833	0.779	0.528	0.33
44	$1/2(\cos\beta_+ + \cos\beta_{++})$		0.957	0.911	0.856	0.806	0.653	0.429
45	$(44).1/6$		0.0644	0.0612	0.0576	0.0542	0.044	0.0289
46	x	-0.1832	-0.1188	-0.0576	0	0.054	0.0982	0.1271
47	$\sin\beta = W_2/W$	0.254	0.348	0.477	0.557	0.631	0.812	0.946
48	$1/2(\sin\beta_+ + \sin\beta_{++})$	0.301	0.412	0.517	0.594	0.721	0.879	
49	$(48).1/6$		0.0202	0.0277	0.0348	0.0398	0.0485	0.059
50	y	-0.827	-0.0625	-0.0348	0	0.0398	0.0883	0.1473

d. Dập dờ dày

Thực hiện theo hình 5.22 và tính toán tiếp hố số chen lồng và phép tính lắp tải có tính đến hố số chen lồng.

Sau đây là bảng ghi tải dò của profil góc của cạnh K30 (của Viện BII M (Liên Xô cũ) với $D_s = 1m$).



Hình 5.22. Dập dờ dày profil

Bảng 5.6

x, mm	y, mm	β	λ	ψ	δ
5.02	4.52	60.4	13.65	291	9.96
10.05	6.75	80.4	15.2	322	6.75
20.10	9.15	120.5	16.55	362	3.38
30.15	10.62	201	14.85	372	2.03
40.2	11.98	241	12.65	403	0

5.3. THIẾT KẾ BÀNH CÔNG TẮC TUABIN TAM TRỤC

5.3.1. Chọn biên dạng của mặt cắt kính tuyến và một số thông số khác

Sau khi kết thúc phần chọn và xác định các thông số chính của tuabin hàng cách so sánh các phương án theo chí tiêu kinh tế – năng lượng đã nêu ở phần đầu chương này, ta tiếp tục tính hố thông kính dẫn của tuabin.

Các thông số tính toán đã chọn được gồm có: H_{in} , H_f , H_{out} , N_1 , N_2 , D_s , n , B_s .

Ngoài ra còn có đương đại tính tổng hợp chỉnh và đặc tính tổng hợp vận hành của phương án đã chọn.

Tính toán bánh công tắc của tuabin và thiết kế biên dạng cạnh của nó thường tiến hành trong chế độ tối ưu. Đối với tuabin tam giác theo kinh nghiệm thiết kế, người ta lấy giá trị tính toán số vòng quay quy định và lưu lượng quy định theo công thức sau:

$$Q'_{in} = (0.7 - 0.75) Q'_{max} \quad (5.45)$$

$$n'_{in} = (0.9 - 1.0) n_{max}$$

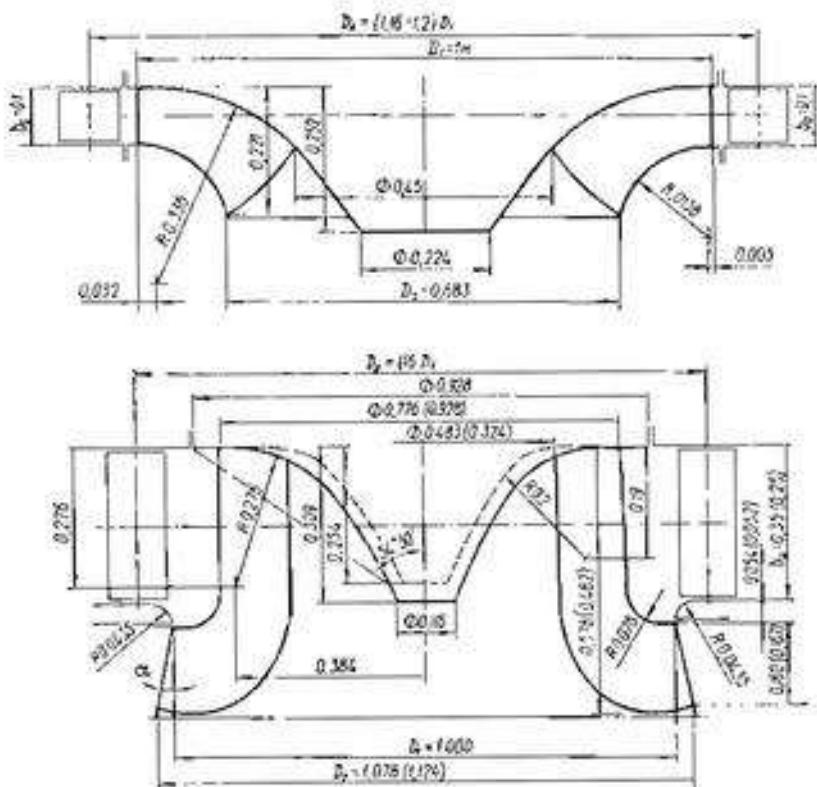
Giá trị nhỏ hơn dùng cho bánh công tắc có n , như ví vữa, giá trị lớn dùng cho n lớn.

Có thể chọn theo bảng 5.7.

Bảng 5.7

Cột áp $H_{\text{max}} - H_{\text{min}}$	Loại tuabin	b/D_1	n'	n''	$Q'_{\text{tối}} \text{ l/min}$	$Q''_{\text{tối}} \text{ l/min}$
30-45	F 45/123	0.35	75	78	1400	1350
40-75	F 75/728	0.30	73	74	1370	1250
70-115	F 115/697	0.25	68	72	1250	1030
110-170	F 170/741	0.20	67	69	1030	680
180-230	F 230	0.16	62	67	650	420
220-310	F 310	0.12	60	65	420	280
300-400	F 400	0.10	58	62	280	200
380-500	F 500	0.08	57	60	210	150

Biến dạng của mặt cắt kính tuyến thường chọn theo các mô hình có số vòng quay đặc trưng n , gắn với n , của tuabin cần thiết kế. Sau đây là biến dạng của một số loại tuabin tâm trực đã được sử dụng có hiệu suất cao (theo kết quả nghiên cứu của Liên Xô cũ) (hình 5.23).



Hình 5.23. Biến dạng mặt cắt kính tuyến của một số loại tuabin tâm trực

Có thể thay đổi biến dạng này đôi chút để phù hợp với yêu cầu thiết kế. Ví dụ: tỷ số b_1/D_1 . Có thể tăng chiều cao cánh hướng b_1 so với giá trị đã cho trong bảng 5.7 hoặc hình 5.23. Làm như vậy ta có thể tăng chất lượng chống xâm thực của bánh công tác. Đối với bánh công tác có n , lớn và trung bình có thể lấy $b_1/D_1 = 0.35 - 0.2$. Đối với loại n , nhỏ lấy $b_1/D_1 = 0.16 - 0.08$.

Chọn một số thông số khác:

- Số cánh bánh công tác z_f .

Chọn theo n , và H (bảng 5.8).

Tuy nhiên đối với những tuabin nhỏ số cánh bánh công tác chọn linh hoạt hơn. Có thể chọn số cánh ít hơn so với bảng 5.8 vì đường kính bánh công tác của chúng nhỏ hơn. Số cánh có thể chọn cho tuabin tâm trục loại nhỏ $z_f \geq 7$.

- Vị trí của mép vào và mép ra của cánh bánh công tác: sự bộ lây theo mẫu (hình 5.23) của mô hình có n , ($\text{hoặc } H$) gần với tuabin cần thiết kế. Sau đó tiến hành kiểm tra chiều dài cánh trong mặt cắt kính tuyến l_m phụ thuộc vào độ mâu tương đối của dây cánh (tỷ số H/l).

Như trên đã phân tích ảnh hưởng của tỷ số H/l đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Đối với tuabin tâm trục khả năng xảy ra xâm thực nhỏ hơn đối với tuabin hướng trục. Người ta xác định khoảng giá trị của ty số H/l cho tuabin dòng trung bình (tính theo công thức (5.13) trong giới hạn:

$$(H/l)_m = 1.5 + 3.5$$

Kiểm tra vị trí mép vào và mép ra theo độ dài của cánh trong mặt cắt kính tuyến l_m . Đối với tiết diện gần sát vành dưới của bánh công tác được tính theo công thức sau:

$$l_m = (6.5 - 8)D_f^{1/2} \text{ - nếu } n_r = 80 - 120 \quad (5.46)$$

$$l_m = (4.5 - 5)D_f^{1/2} \text{ - nếu } n_r = 150 - 400$$

Góc nghiêng α của vành dưới so với phương thẳng đứng (hình 5.23) có thể thay đổi so với mẫu đã cho của biến dạng mặt cắt kính tuyến. Chọn theo n , dựa vào bảng sau (bảng 5.8).

Bảng 5.8

n_r	120 - 180	180 - 200	210 - 250	250 - 300	300 - 400
α	$3^\circ - 6^\circ$	$6^\circ - 10^\circ$	$16^\circ - 10^\circ$	$0^\circ - 13^\circ$	13°
z_f	21 - 19	19 - 17	17 - 15	14	12 - 9

Vậy, kết thúc phần này ta cần có:

Bản vẽ mặt cắt kính tuyến của phần dẫn động (tức là biến dạng mặt cắt kính tuyến), trong đó có vị trí vành đĩa trên, chiều cao cánh hướng b_w .

Chọn số cánh bánh công tác z_f .

Chọn và kiểm tra tỷ số H/l .

- Xác định mép vào và mép ra của cánh bánh công tác.

5.3.2. Xác định mặt dòng trong mặt cắt kính tuyến

5.3.2.1. Dùng đường dòng dâng theo

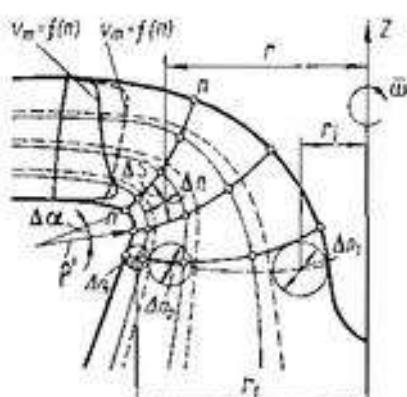
Xác định mặt dòng trong mặt cắt kính tuyến bao gồm hai phần:

- Vẽ các đường dòng.

- Xác định trường vận tốc theo đường dòng.

a. Cơ sở lý thuyết

Đường dòng trong vùng bánh công tác, nhất là ở tuabin tâm trục, rất phức tạp. Nó phụ thuộc vào hình dạng cánh và biến dạng phần dẫn động. Việc xác định cấu trúc dòng chảy tại đây có thể nghiên cứu bằng các bài toán thuận và qua các



Hình 5.24. Đường dòng trong mặt cắt kính tuyến

kết quả thử nghiệm do trường vận tốc của dòng. Nói chung dòng chảy tại vùng này là vùng xoáy, đặc trưng bởi xoáy của các phần tử chất lỏng quanh trục của nó khi chuyển động chính là chuyển động theo dòng từ mép vào tới mép ra của bánh công tác.

Tuy nhiên, khi giải bài toán ngược để thiết kế tuabin, trên cơ sở kết quả nghiên cứu và kinh nghiệm thiết kế tuabin có hiệu suất cao, người ta thường giả thiết dòng chảy trong phần dân dòng theo mặt cắt kính tuyếns có hai dạng: dòng đẳng thế và dòng đẳng tốc (hình 5.24).

Dòng đẳng thế đặc trưng bởi tính chất: không có các xoáy quanh trục của các phần tử chất lỏng. Với biểu thức toán học: $\Omega_z = 0$. Như vậy, dọc theo dòng chảy và theo đường vuông góc với đường dòng vận tốc và áp lực đều thay đổi.

Dòng đẳng tốc đặc trưng bởi tính chất: vận tốc dòng chảy dọc theo đường vuông góc với đường dòng không đổi; tức là $C_m = \text{const}$.

Trên hình 5.24 người ta vẽ các đường dòng đẳng tốc (ký hiệu bằng đường chấm chấm ...) và các đường đẳng thế (ký hiệu bằng đường nét liền) trên cùng một mặt cắt kính tuyếns. Ta nhận xét thấy các đường dòng khác biệt nhau rất nhiều, nhất là ở vùng ngoại. Trường vận tốc tại vùng sau cánh hướng của dòng đẳng tốc phân bố tương đối đều theo chiều cao cánh hướng, so với dòng đẳng thế. Tuy nhiên giả thiết về dòng đẳng thế vẫn có cơ sở lý thuyết vững vàng hơn dòng đẳng tốc. Và các bánh công tác thiết kế bằng cả hai loại dòng này đều cho hiệu suất cao.

Ký hiệu S_1, S_2, \dots, S_r là các đường dòng và n_1, n_2, \dots, n_r là các đường vuông góc với đường dòng. Lưu lượng qua bánh công tác tính theo công thức:

$$Q = \int_{d}^r 2\pi r C_m \Delta n \quad (5.47)$$

Trong đó: d – bán kính dưới;

r – bán kính trên.

Lưu lượng nguyên tố ΔQ qua một diện tích bán kính giữa hai đường dòng là:

$$\Delta Q = 2\pi r_i \Delta n_i C_{m,i} = 2\pi r_1 \Delta n_1 C_{m,1} = \dots = \text{const}$$

Nếu gọi $\Delta\Phi$ là độ chênh lệch thế giữa hai đường vuông góc đứng cạnh nhau, cách nhau khoảng ΔS , thì theo toán học, vận tốc C_m tính trong dòng đẳng thế bằng công thức:

$$C_m = \frac{d\phi}{dS} \approx \frac{\Delta\phi}{\Delta S} \quad (5.48)$$

Thay vào công thức (5.47) ta có:

$$Q = \int_{d}^r 2\pi \frac{\Delta\phi}{\Delta S} \Delta n = 2\pi \Delta\phi \int_{d}^r \frac{r}{\Delta S} \Delta n \quad (5.49)$$

Gọi: $F = \int_{d}^r \frac{r}{\Delta S} \Delta n$

Vậy: $Q = 2\pi F \Delta\phi \quad (5.50)$

$$\Delta\phi = \frac{Q}{2\pi F} \quad (5.51)$$

Vậy sau khi dựng được đường dòng, tính độ chênh lệch thế $\Delta\phi$ theo công thức (5.51), dùng công thức (5.48) ta tính được trường vận tốc trong mặt cắt kính tuyếns.

b. Phương pháp dựng đường dòng đẳng thế

Trên cơ sở những thông số đã chọn n' , Q' , và bản vẽ mặt cắt kính tuyếns của phần dân dòng ta tiến hành dựng các đường dòng cho mô hình có đường kính bánh công tác $D_s = 1000$ mm.

trong tỷ lệ xích $M 1:1$ chỉ vẽ một nửa mặt cắt kính tuyế̄n. Lấy hai tiết diện $I-I$ và $H-H$ là giới hạn đường đồng ta sẽ dùng (hình 5.25).

Số lượng đường đồng, kể cả giới hạn là vành đai trên và vành đai dưới của bánh công tác, thường lấy là năm đường ($i = 5$). Nếu tuabin có n, lớn, tỷ số $b_i/D_i = 0.2 - 0.35$ thì chọn $i = 7 - 9$.

Vị trí tiết diện $I-I$: lấy cách trục quay một khoảng dù lớn $r_{II} = (1.2 - 1.4)D_i/2$. Giả thiết rằng tại tiết diện $I-I$ vận tốc dọc theo chiều cao cánh hướng không đổi: $C_{w,I} = \text{const}$, hoặc $\Delta Q = \text{const}$.

Như vậy ta chia đoạn $I-I$ ra n phần, trong đó $n = i-1$, chiều cao mỗi đoạn là b/n .

Vận tốc trung bình tại mặt cắt $I-I$ là:

$$C_{w,I} = \frac{\dot{Q}_I}{2\pi b_0 h_0}, (\text{m/s}) \quad (5.52)$$

- Vị trí tiết diện $H-H$: lấy khoảng cách từ chỗ ngoặt của đường đồng đến tiết diện $H-H$ dù lớn, phù hợp với giả thiết vận tốc tại tiết diện này không đổi: $C_{w,H} = \text{const}$ hoặc $\Delta Q = \text{const}$. Như vậy, ta phải chia sao cho diện tích các hình vành khán nhỏ tạo thành tiết diện $H-H$ không đổi, tức là:

$$\frac{\pi R_{I+1}^2}{i-1} = \frac{\pi R_k^2}{i-k}$$

Nếu k là số thứ tự của đường đồng thì bán kính của dòng thứ k sẽ tính theo công thức:

$$R_k = R_I \cdot \frac{i-k}{i-1} \quad (5.53)$$

Ví dụ: $i = 5$, với $k = 1$ thì $R_k = R_I$

$$K = 2 \text{ thì } R_1 = R_2 = R_I(3/2)^{1/2} \dots$$

- Sau khi chia được vị trí đầu và cuối của năm đường đồng tại hai tiết diện $I-I$ và $H-H$, người ta vẽ sơ bộ các đường đồng theo kinh nghiệm.

- Về tiếp các đường vuông góc với các đường đồng đó với khoảng cách $\Delta S = 10 \div 20$ mm.

- Để tìm vị trí chính xác của các đường đồng dựa vào cơ sở lý thuyết đã nêu trên ta lập bảng để tính toán (bang 5.9).

Tính toán bảng này cho từng đường vuông góc $n-n$ (vuông góc với đường đồng) và thay đổi vị trí các đường đồng, sao cho giá trị của ΔF_n dọc theo đường vuông góc $n-n$ là bằng nhau. Sai số của các giá trị này ký hiệu là $\delta(\Delta F_n) = \Delta F_n - \Delta F_m$. Trong đó, giá trị trung bình ΔF_m tính theo công thức:

$$\Delta F_m = \Sigma \Delta F / (i-1)$$

Từ đó cần phải dịch chuyển đường đồng 1 khoảng cách là $\delta(\Delta n)$, chú ý cá dấu của nó. Tính $\delta(\Delta n)$ theo công thức:

$$\delta(\Delta n) = \delta(\Delta F_n) / (r/\Delta S_n)$$

Quá trình tính toán và dịch chuyển các đường đồng theo các công thức trên sẽ kết thúc khi sự sai lệch giữa hai lần tính toán cuối cùng còn lại:

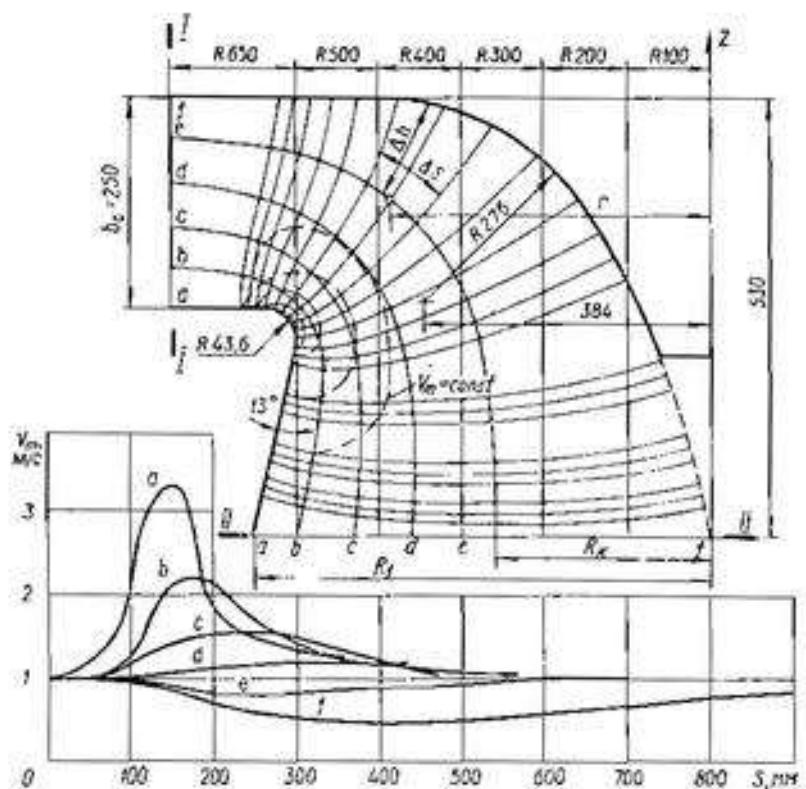
$$\delta(\Delta n)/\Delta n \cdot 100\% = 3 \div 5\%$$

- Sau khi dựng được các đường đồng ta tìm trường vận tốc của dòng dựa vào công thức (5.48) – (5.51) và lập bảng 5.10.

Sau khi có kết quả ở bảng này, ta vẽ đồ thị quan hệ $C_w = f(S)$ (hình 5.25).

Từ đó thị $C_w = f(S)$ kẻ các đường thẳng $C_w = \text{const}$ và tìm vị trí các điểm có cùng giá trị C_w . Nối các điểm vừa tìm được ta có đường cong $C_w = \text{const}$ trên các đường đồng.

Ngày nay với sự phát triển của kỹ thuật tính toán và máy tính, chúng ta có thể dựng đường dòng dâng thế trên máy tính.



Hình 5.25. Đường dòng dâng thế cho mô hình tuabin
 $D_t = 1m, H = 1m, Q' = 10000 l/s$ trong mặt cắt kính tuyền

Bảng 5.9

Số đường dòng	R_i mm	ΔS , mm	$r/\Delta S$	$(r/\Delta S)_n$	Δn_i mm	$\Delta F_i =$ Δn_i $(r/\Delta S)_n$, mm	$\Delta F_{\text{th}} =$ $\sum \Delta F_i$, mm	$\delta(\Delta F_i) =$ $\Delta F_i - \Delta F_{\text{th}}$, mm	$\delta(\Delta n_i) =$ $\delta(\Delta F_i)$ $(r/\Delta S)_n$	$\delta(\Delta n_i)$, Δn_i 100%
a-a										
b-b										
c-c										
d-d										
e-e										
f-f										

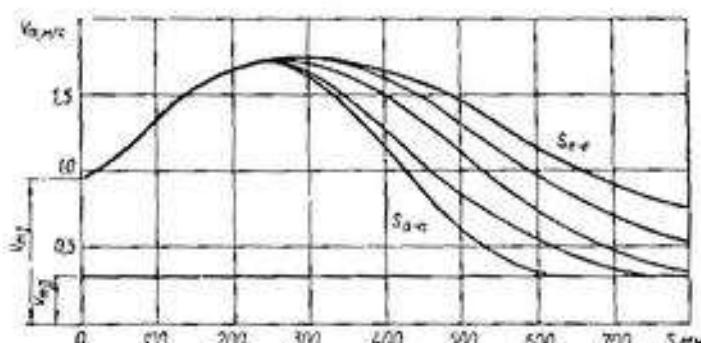
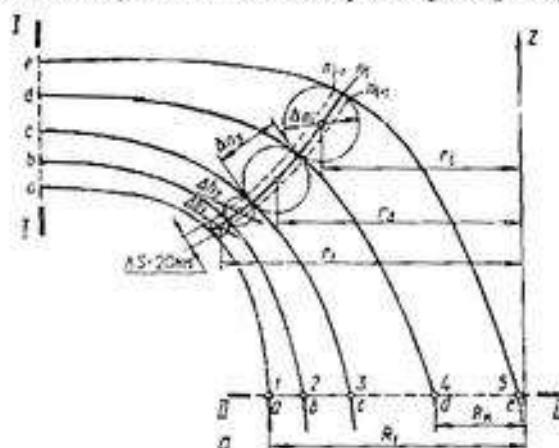
Bảng 5.10

Đường vuông góc	$2\pi \sum \frac{r}{\Delta s} \Delta n_i$	$\Delta \phi = \frac{Q}{2\pi \sum \Delta F_i}$	Đường dòng							
			a-a		b-b		c-c		d-d	
			$\Delta s, m$	$C_{av}, m/s$						
0-0										
1-1										
2-2										
...										

5.3.2.2. Đường dòng đẳng tốc

a. Cơ sở lý thuyết

Đường dòng đẳng tốc tuy chưa có cơ sở lý thuyết toán học chặt chẽ, song trong thực tế sử dụng tuabin và máy bơm thiết kế trong đường dòng đẳng tốc đã cho hiệu suất cao.



Hình 5.26. Đường dòng đẳng tốc trong một vòi kinh tuyển
với mô hình tuabin có $D_f = 1m$, $H = 1m$

rồi dựng các đường vuông góc với các đường dòng đó.

- Đọc theo đường vuông góc bất kỳ n-n, do các giá trị Δn_i và r_i .

Trong dòng đẳng tốc vận tốc C_{av} đọc theo đường vuông góc với các đường dòng không đổi $C_{av} = \text{const}$. Lưu lượng qua các ống có tiết diện vành khăn giữa hai đường dòng sát nhau là không đổi:

$$\Delta Q_i = 2\pi r_i \Delta n_i C_{av} = 2\pi r_1 \Delta n_1 C_{av} = \dots = 2\pi r_n \Delta n_n C_{av} = \text{const}$$

Vậy, diện tích hình vành khăn giữa hai đường dòng kế nhau không đổi:

$$r_1 \Delta n_1 = r_2 \Delta n_2 = \dots = r_n \Delta n_n = \text{const}$$

b. Phương pháp dựng đường dòng đẳng tốc

Đường dòng dòng đẳng tốc đơn giản hơn so với đường dòng đẳng thế.

Các thông số cho trước và các bước chuẩn bị ban về giống như ở mục dựng đường dòng đẳng thế.

Sau khi chia các tiết diện I-I và II-II thành các điểm mà đường dòng sẽ đi qua, ta vẽ các đường dòng theo kinh nghiệm.

Như trên đã nêu, đặc điểm của dòng dâng tốc là tích số ($r_i \Delta n_i$) của cùng một đường vuông góc bất kỳ ($n_i - n_j$) là hằng số. Trong quá trình tính toán cần đạt được điều này.

Tiến hành tính toán theo bảng sau (bảng 5.11).

Bảng 5.11

Đường điểm	r_i	r_{i+1}	Δn_i	Δr_i	F_i	ΔF_{ph}	$\delta(\Delta F_i)$	$\delta(\Delta n_i)$	$\delta(\Delta n_i) \cdot \Delta n_i$ 100%	$\Delta n'_i$	v_n
a-a											
b-b											
...											

Với công thức:

$$r_{\text{ph}} = \frac{r_i + r_{i+1}}{2}; \delta(\Delta n_i) = \frac{\delta(\Delta F_i)}{2\pi r_i}; v_n = \frac{Q}{F_i};$$

$$F_i = \Sigma \Delta F_i; \Delta F_i = 2\pi r_i \Delta n_i; \Delta F_{\text{ph}} = \frac{\Delta F_i}{i-1}; \delta(\Delta F_i) = \Delta F_i - \Delta F_{\text{ph}}$$

Quá trình tính toán sẽ kết thúc khi sai số $\delta(\Delta n_i) \cdot 100\%$ trong khoảng (3-5)%.

- Tính toán trường vận tốc theo bảng 5.11.

- Dùng quan hệ $v_n = f(s)$ (hình 5.26).

5.3.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trục

5.3.3.1. Chọn điều kiện tại mép vào và mép ra của bánh công tác và một số thông số

a. Điều kiện dòng chảy tại mép vào cánh bánh công tác

+ Chọn góc β_i theo giá trị n_i .

$$n_i = 400 \div 250 \quad \beta_i = 40^\circ \div 60^\circ,$$

$$n_i = 150 \div 80 \quad \beta_i = 50^\circ \div 90^\circ,$$

+ Mép vào cắt vành dưới của bánh công tác tại vị trí có quy ước là D_i .

+ Vị trí mép vào ở vành đĩa trên, ký hiệu là R_i , xác định theo công thức.

$$R_i \geq \frac{1}{\omega} \sqrt{\eta_d g H} \quad (5.54)$$

Khi vẽ mép vào cần chú ý kết hợp với hình chiếu bằng của cánh, sao cho trên hình chiếu bằng này mép vào là một đường thẳng hoặc cong nhẹ.

b. Điều kiện dòng chảy tại mép ra của cánh bánh công tác

+ Chọn góc β_2 theo n_i .

tuabin nhỏ n_i nhỏ - $\beta_2 = 10^\circ \div 25^\circ$,

n_i lớn và vừa - $\beta_2 = 10^\circ \div 25^\circ$.

Trong một bánh công tác thì góc β_2 tăng từ vành dưới lên vành trên.

+ Vị trí mép ra được chọn sơ bộ từ ở phần trên, kết hợp với việc kiểm tra độ dài cánh l_w và tỷ số l_w/t của dây cánh.

Khi vẽ mép ra cần chú ý sao cho hình chiếu bằng của nó là đường thẳng.

Để đơn giản cho công nghệ chế tạo cánh bánh công tác, thông thường người ta chọn sao cho cả hai mép vào và mép ra trùng với hướng kính. Một số hãng chế tạo tuabin nước ngoài cho phép mép vào lệch so với hướng kính khoảng $3^\circ - 8^\circ$.

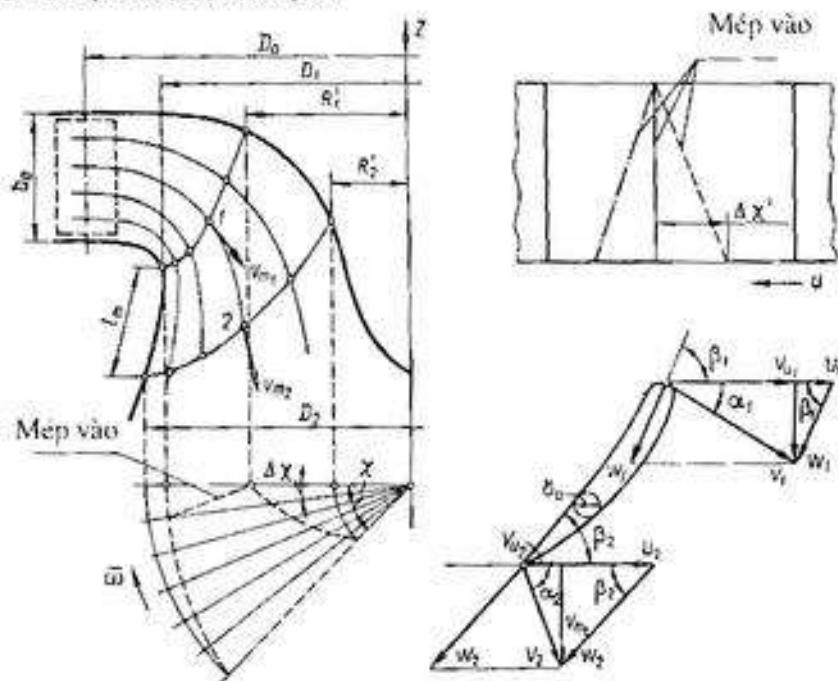
+ Góc ôm của cánh trong hình chiếu bàng, ký hiệu là θ , được chọn theo n , và H .

H	n	θ
700 - 300	80 - 150	$40^\circ - 50^\circ$
300 - 170	150 - 250	$30^\circ - 40^\circ$
170 - 45	250 - 400	$30^\circ - 40^\circ$

Chọn bê dày của cánh theo điều kiện vật liệu và độ bền, điều kiện gia công. Có thể tham khảo công thức tính bê dày lớn nhất của cánh.

$$\delta_{\max} = (0,005 + 0,01) D_1 \sqrt{\frac{H_{\max}}{z_1}} + 0,002, \text{ (m)} \quad (5.55)$$

Lấy giá trị 0,005 cho n , nhỏ, 0,01 cho n , lớn.



Hình 5.27. Sơ đồ để chọn điều kiện dòng chảy và các thông số khác của cánh bánh công tác tuabin tâm trực

c. Chon quy luật thay đổi của momen vận tốc dọc theo đường dòng ($C_v r$) = $f(S)$

Theo kết quả nghiên cứu, có thể chọn quy luật thay đổi ($C_v r$) = $f(S)$ như sau:

+ Tại mép vào:

$$(C_v r)_1 = \frac{\eta_d g H}{\omega}$$

Trong đó: $\eta_d = 0.92 + 0.94$ – hiệu suất thuỷ lực lớn nhất.

Trường hợp này dòng chảy ra khỏi bánh công tác hoàn toàn song song với trục quay, tức là $C_{v2} = 0$.

+ Nếu dòng chảy có xoáy khi ra khỏi bánh công tác thì chọn:

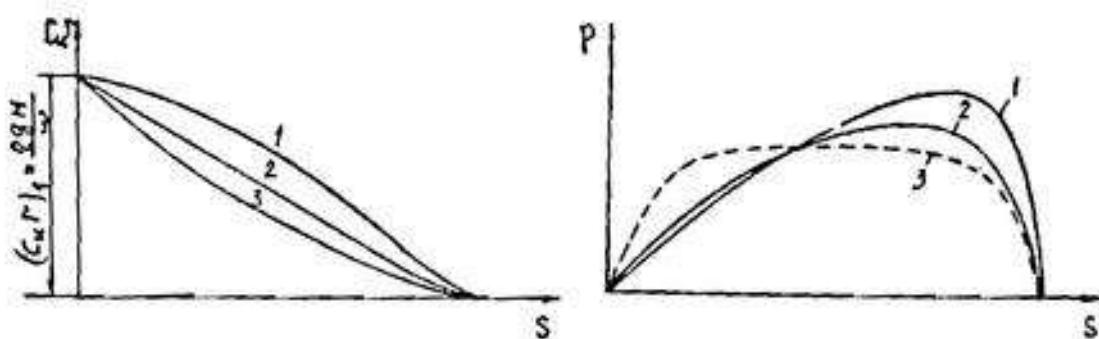
$$\text{- Tại vanh dia dưới: } (C_u r_2) = (0,03 \div 0,1) \frac{\eta_u g H}{\omega}.$$

$$\text{- Tại vanh dia trên: } (C_u r)_1 = 0.$$

Khi đó điều kiện vào tại vanh dia dưới:

$$(C_u r)_1 = (1,03 \div 1,1) \frac{\eta_u g H}{\omega}.$$

Quy luật thay đổi $C_u r = f(S)$ đặc trưng cho phân bố áp lực trên mặt cánh. Có thể cho trước quy luật này. Quy luật momen vận tốc thay đổi thì sự phân bố áp lực trên mặt cánh cũng thay đổi. So sánh ba phương án cho trước quy luật $C_u r = f(S)$ (hình 5.28) và ứng với ba phương án này là ba biểu đồ phân bố áp lực trên mặt cánh.



Hình 5.28. Quan hệ $C_u r = f(S)$ và $P = f(S)$

Chúng ta nhận thấy:

Phương án 1: $C_u r = f(S)$ theo đường thẳng thì biểu đồ phân bố áp lực P không đều trên mặt cánh.

Phương án 2: $C_u r = f(S)$ là đường cong vòm xuống như vậy ở gần mép ra $\Delta C_u r$ lớn. Biểu đồ phân bố P đều, chất lượng cánh tốt.

Phương án 3: $C_u r = f(S)$ là đường cong lên - biểu đồ phân bố P càng không đều hơn, chất lượng cánh xấu.

5.3.3.2. Các phương pháp thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trực

Xây dựng biến dạng các mặt cắt của cánh bánh công tác là bài toán ngược theo các thông số hình học và động học tại trước và sau cánh bánh công tác đã chọn trước. Đây là loại bài toán không xác định và có nhiều phương pháp giải. Mỗi phương pháp có cơ sở khoa học và giá thiêng riêng của nó. Cơ sở lý thuyết chủ yếu là lý thuyết dòng tia, coi số cánh bánh công tác là nhiều vô cùng và ở lân tính gần đúng đầu tiên không tính đến độ dày cánh.

Thiết kế cánh của tuabin tâm trực có hai phương pháp chủ yếu là: phương pháp một tọa độ và phương pháp hai tọa độ.

a. Phương pháp một tọa độ

Là phương pháp biến hình bảo giác tên mặt nón. Đặc điểm của phương pháp này là coi các thông số của dòng chảy chỉ thay đổi dọc theo đường dòng. Phương pháp này có thể giả thiết rằng có thể xem xét dòng chảy trên từng mặt dòng khác nhau và độc lập với nhau. Dòng chảy trên các mặt dòng đối xứng qua trục quay tuabin.

Nếu các thông số của dòng chảy chỉ thay đổi dọc theo đường dòng, có nghĩa là nó chỉ phụ thuộc vào một tọa độ - tọa độ chảy theo dòng chảy.

Xây dựng biên dạng các mặt cắt của cánh sẽ trở thành bài toán xác định các đường đồng trong một hệ toạ độ, thỏa mãn các yêu cầu về điều kiện vào và ra của bánh công tác.

Thiết kế theo phương pháp này không xét được ảnh hưởng các cánh với nhau. Khi thiết kế chỉ bảo đảm được điều kiện vào và ra của bánh công tác, còn phần giữa lấy theo kinh nghiệm.

Phương pháp này thiếu cơ sở lý thuyết chặt chẽ phần lớn phụ thuộc vào kinh nghiệm của người thiết kế. Kết quả thực tế chứng tỏ rằng chất lượng thực tế thiết kế tuabin theo phương pháp này đạt kết quả tốt. Việc tính toán đơn giản, giảm nhẹ khối lượng thiết kế. Nhưng ở đây cần nhấn mạnh kinh nghiệm của người thiết kế trong việc phân tích, chọn các thông số hình học và động học.

b. Phương pháp hai toạ độ (còn được gọi là phương pháp Pekin - Vozhexenksi)

Đó là phương pháp thay cánh bằng mặt xoay. Giá thiết với số cánh nhiều vô hạn, và mỗi cánh mỏng và cùng, không xét đến ảnh hưởng của số cánh hữu hạn có thể thay cánh mỏng và cùng bằng một mặt xoay trong toạ độ công.

Phương pháp này có cơ sở lý thuyết chặt chẽ, nhưng khối lượng tính toán lớn.

5.3.3.3. Thiết kế cánh theo phương pháp một toạ độ

a. Nội dung cơ bản

Sau khi xây dựng phản diện dòng, chọn vị trí mép vào và mép ra của cánh. Tương ứng với mọi mặt dòng xác định góc β_1, β_2 . Chọn mặt ánh xạ, chuyển toạ độ từ mặt dòng ra mặt ánh xạ. Tiến hành xây dựng đường nhân và dập độ dày cánh trên mặt ánh xạ. Sau đó chuyển toạ độ từ mặt ánh xạ về mặt kính tuyến và mặt chiếu bằng.

Vậy khâu quan trọng của phương pháp này là chọn mặt ánh xạ và các phép tính chuyển đổi từ mặt dòng sang sang mặt ánh xạ và ngược lại.

Như phân trên đã đề cập là xây dựng cánh dựa vào profin trên mặt dòng là mặt tròn xoay. Mặt dòng của tuabin tâm trực là mặt cong bất kỳ, không thể trái trực tiếp lên mặt phẳng đảm bảo các kích thước và góc thực được. Vì thế xây dựng profin cánh trên mặt dòng với góc β_1, β_2 thì trên mặt phẳng các góc sẽ là β'_1, β'_2 . Mặt phẳng phụ thuộc vào cách chọn. Cần chọn mặt phẳng nào gần với mặt dòng. Trong thực tế thường chọn mặt trụ hoặc mặt nón.

Đối với tuabin tâm trực thường chọn mặt nón là mặt ánh xạ, vì mặt nón gần với mặt dòng, chọn mặt trụ sẽ kém chính xác.

Ta xét mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng (hình 5.29). Trường hợp tiếp tuyến tại mép ra. Tiết diện kính tuyến cắt mặt nón và mặt dòng dọc theo đường dòng S-S. Bất kỳ điểm nào trên mặt dòng, ví dụ điểm A, có thể xác định được trên mặt nón bằng phương pháp chuyển đổi. Để đảm bảo sự tương ứng của góc trên mặt dòng và góc trên mặt nón ta thiết lập quan hệ sau:

$$\operatorname{tg} \beta_d = \frac{bc}{r_a \Delta_i} : \operatorname{tg} \beta_n = \frac{b' c'}{r_i \Delta_i}$$

Trong đó: β_d – góc xác định từ tam giác vận tốc trên mặt dòng;

β_n – góc tương ứng trên mặt nón, quan hệ giữa các góc này là: $bc = b' c'$ hay là:
 $r_a \Delta_i \operatorname{tg} \beta_d = r_i \Delta_i \operatorname{tg} \beta_n$

Trường hợp mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng tại mép ra của cánh thì: $\operatorname{tg} \beta_n = \frac{r_a}{r_i} \operatorname{tg} \beta_d$.

Trường hợp mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng tại mép ra của cánh thì: $\beta_{2d} = \beta_{2n}$.

$$\operatorname{tg} \beta_{1d} = \frac{R_1}{R_2} \operatorname{tg} \beta_{1n}$$

Đối với tuabin tâm trực phụ thuộc vào hình dạng phần dẫn dòng của bánh công tác (phù thuộc vào n) để chọn các mặt nón với các đường sinh khác nhau. Mặt nón có đường sinh đi qua điểm ra của mép cánh, đường sinh đi qua điểm vào của mép cánh hoặc mặt nón có đường sinh cách đều điểm vào và ra của mép cánh (hình 5.29).

1. Mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng, có đường sinh đi qua điểm mép ra của cánh (hay nói cách khác: tiếp tuyến tại điểm ra của mép cánh); sử dụng cho tuabin cột áp cao và trung bình: $H = 200 \div 500$ m.

Các quan hệ tính chuyển tương ứng giữa mặt dòng và mặt nón như sau:

$$\beta_{i,i} = \beta_{i,a}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{i,a} = \frac{R_i}{R_{i,a}} \operatorname{tg} \beta_{i,i}$$

(5.56)

$$R_{i,a} = \frac{R_i}{\sin \gamma}$$

$$R_{i,a} = R_{i,a} + l_a$$

Trong đó: γ - góc tạo bởi mặt nón và trục quay của tuabin.

l_a - chiều dài dây cung của profin sát vành đĩa dưới trong mặt cắt kính tuyến.

Góc triển khai của hình nón ra hình quay là: $\psi = \sin \gamma \cdot \chi$.

Trong đó: ψ - góc ôm của cánh trên mặt nón.

χ - góc ôm của cánh trên hình chiếu bằng.

2. Mặt nón tiếp tuyến với mặt dòng qua mép vào của cánh; sử dụng cho tuabin cỡ trung bình, $H = 100 \div 200$ m.

Các quan hệ ánh xạ tính toán như sau:

$$\beta_{i,a} = \beta_{i,i}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{i,a} = \frac{R_i}{R_{i,a}} \operatorname{tg} \beta_{i,i}$$

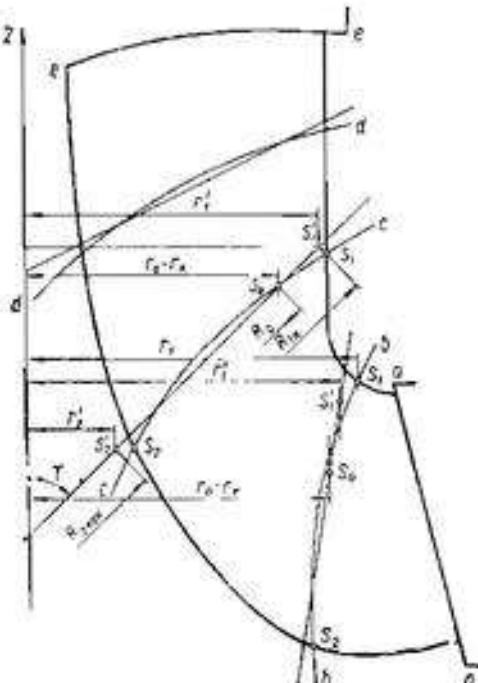
(5.57)

$$R_{i,a} = \frac{R_i}{\sin \gamma}$$

$$R_{i,a} = R_{i,a} + l_a$$

$$\Delta \psi = \Delta_i \sin \gamma$$

3. Mặt nón ở vị trí trung gian cách đều mép vào và mép ra. Sử dụng cho tuabin cột nước thấp $H = 45 \div 100$ m.



Hình 5.29. Chọn mặt ảnh nón

Các quan hệ ánh xạ như sau:

$$\tan \beta_{1o} = \tan \beta_{1d} \cdot \frac{R_i}{R_{1n}} \quad (5.58)$$

$$\tan \beta_{2o} = \tan \beta_{2d} \cdot \frac{R_2}{R_{2n}}$$

Gọi r_o là khoảng cách từ trục quay tuabin đến giao điểm trên của mặt nón cắt mặt dòng. Giao điểm này thường chọn ở phần có độ dày profil lớn nhất. Tương ứng với r_o ta có bán kính nón R_o , và các công thức tính chuyển như sau:

$$R_o = \frac{r_o}{\sin \gamma}$$

$$R_{1n} = R_o + S_o S_i$$

$$R_{2n} = R_o - S_o S_i$$

$$\Delta \psi = A_i \sin \gamma$$

b. Các bước tiến hành

- 1- Xác định các kích thước D_i , n và các thông số quy dân Q^* , n^* ,
- 2- Xây dựng mặt cắt kính tuyến
- 3- Xây dựng đường dòng đẳng thế (hoặc đẳng tốc) và quy luật phân bố vận tốc trên đường dòng $C_m = f(s)$
- 4- Chọn z_i , góc ôm, độ dày $\delta = f(l)$
- 5- Chọn điều kiện dòng học và tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra
- 6- Trước khi xây dựng profil trên mặt nón, ta tiến hành lặp lại tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra có tính đến hệ số chèn dòng λ

Hệ số chèn dòng này phụ thuộc vào nhiều yếu tố, nhưng được tính gần đúng theo công thức:

$$\lambda = f(r, \beta, \delta)$$

$$\lambda = \frac{2\pi_i - z\delta \sin \beta_i}{2\pi_i} \quad (5.59)$$

Trong đó: β_i , r_i - góc và bán kính của điểm i tương ứng.

δ - độ dày cánh tại điểm i bất kỳ.

Các tam giác vận tốc có tính đến hệ số chèn dòng sẽ thay đổi và được tính theo công thức:

$$C_{mi} = \frac{C_{ni}}{\lambda_i}$$

$$\tan \beta'_i = \frac{C_{ni}}{u_i - C_{ni}} \quad (5.60)$$

Khi thiết kế cần tính tam giác vận tốc có hệ số chèn dòng cho từng tiết diện và thường lập bảng như sau:

Bảng 5.12

Đường đòng	r m	u_i m/s	C_{in} m/s	C'_{in} m/s	C_{out} m/s	$u \cdot C_{out}$ m/s	$\operatorname{tg}\beta$	β	$\operatorname{tg}\beta'$	β'
Mép vào										
S_1										
S_2										
.										
Mép ra										
S_1										
S_2										
.										

7- Chọn mặt ánh xạ và các công thức tính toán ánh xạ, chuyển các thông số hình học từ mặt dòng sang mặt nón

8- Triển khai mặt nón ra mặt phẳng ta được một hình quạt có góc ở đỉnh là Ψ (hình 5.30). Góc này xác định theo công thức (5.56)

Dụng lưỡi ánh xạ trên mặt hình quạt như sau:

- Chia góc Ψ ra nhiều góc nhô $\Delta\Psi = 5^\circ$ thành n phần sao cho

$n \cdot \Delta\Psi = \Psi$ trên mặt nón và tương ứng với nó: $n \cdot \Delta_i = k$ trên mặt dòng.

- Xác định điểm A và A' ứng với điểm vào và điểm ra của profin trên mặt quạt với bán kính ρ_s, ρ_A .

- Chia khoảng cách từ ρ_s đến ρ_A ra những khoảng $\Delta\rho$ đều nhau ứng với ΔS trên mặt dòng.

9- Xây dựng profin trên mặt quạt:

Sau khi tính được β'_1 và β'_2 , từ tam giác vận tốc có tính đến hệ số chèn dòng, tính sang mặt nón là β_{1e}, β_{2e} , vẽ hai tia tương ứng với hai góc này đi qua điểm A, A' .

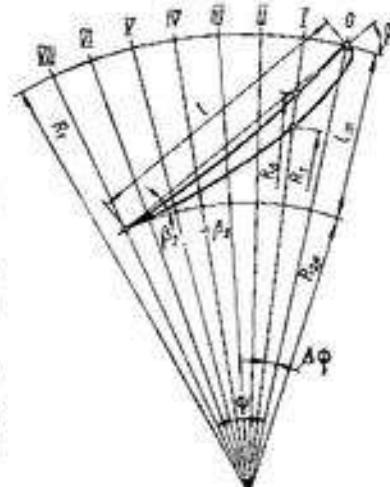
Yêu cầu hai tia này cắt nhau ở phần giữa hoặc gần mép vào cảnh. Nếu không đạt như vậy thì phải thay đổi góc ôm hoặc vị trí mép vào hoặc mép ra.

Vấn đề ở đây đòi hỏi người thiết kế điều chỉnh các thông số đã chọn. Các giá trị góc ôm và góc β_1, β_2 cho khoảng cách chọn tương đối rộng, chọn và điều chỉnh các thông số để hai tia A, A' thỏa mãn yêu cầu trên để cảnh đạt chất lượng tốt.

Vẽ đường cong suôn tiếp tuyến với cả hai tia theo đường parabol hoặc theo đường bậc 2 hoặc bậc 3. Thường hay vẽ đường cong bậc hai bằng cách sau: trên hai đoạn tương ứng với từng tia, chia ra làm các phần đều nhau (thường chia làm 4 phần) với ký hiệu 1, 2, 3, 4 và 1', 2', 3', 4'. Nối điểm 1 với 3', điểm 1' với 3, điểm 2' với 2 ... Sau đó vẽ một đường cong tiếp tuyến với tất cả các đoạn 1-3', 1'-3, 2-2', ... vừa nối được. Ta nhận được profin cảnh mỏng vô cùng.

Tiến hành với tất cả các mặt dòng ta có các profin cảnh mỏng vô cùng của các mặt dòng.

10- Đáp độ dày cảnh trên mặt nón



Hình 5.30 Lưỡi ánh xạ.

Để đáp ứng độ dày cánh trên mặt nón ta chọn những profin khí động có chất lượng cao. Trong bảng 5.13 là ví dụ về độ dày profin chất lượng cao, phân bố trên mặt nón khai triển.

Để đáp ứng độ dày cần xác định độ dày lớn nhất. Chọn δ_{max} sao cho thỏa mãn điều kiện bên vữa đủ. Vì tăng δ_{max} là giảm hiệu suất tuabin và tăng hệ số xâm thực.

Bảng 5.13

$x/l, \%$	$\delta\delta_{max}, \%$	$x/l, \%$	$\delta\delta_{max}, \%$	$x/l, \%$	$\delta\delta_{max}, \%$
5	70	45	91	80	44,5
10	87,5	50	87	85	33,5
20	98,5	55	81,5	90	25,5
27,5	100	60	75,5	95	15,5
30	99,5	65	68,5	100	5
35	98	70	61,5		
40	94,5	75	52,5		

Tiết diện nguy hiểm nhất là tiết diện sát báu cánh. Nên chọn δ_{max} ở báu cánh thỏa mãn điều kiện bên. Độ dày lớn nhất cơ bản phụ thuộc vào cột áp, số cánh, số vòng quay, đường kính bánh công tác và hình dạng cánh. Có thể chọn gần đúng theo độ dày của các tuabin mô hình hoặc nguyên hình có gán số vòng quay đặc trưng n .

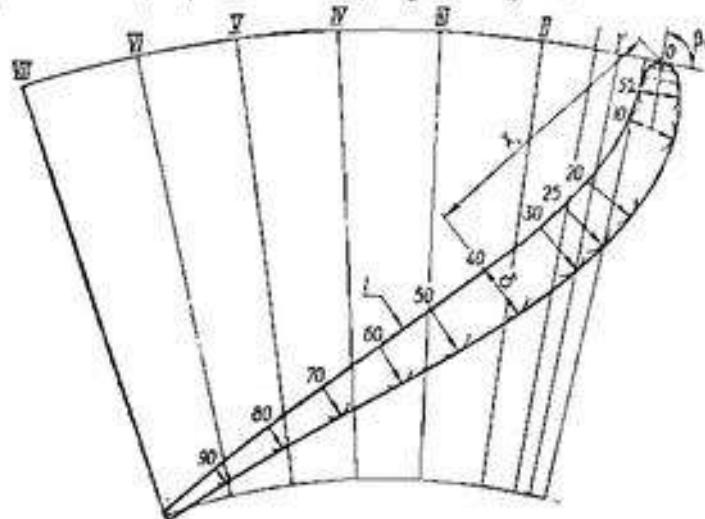
Độ dày δ_{max} có thể xác định từ tuabin mô hình theo công thức sau:

$$\delta_{max} = \frac{D_l}{D_{1,M}} \cdot \delta_{max, M} \quad (5.61)$$

Có thể tính toán theo công thức (5.55) đã chỉ dẫn ở phần trên. Quy luật phân bố độ dày theo bán kính lấy theo đường thẳng:

$$\delta_{max, M} = a + bR_M$$

Trong đó tiết diện sát báu đã được tính. Tiết diện ngoài cùng chọn theo điều kiện công nghệ.



Hình 5.31. Đáp dộ dày cánh

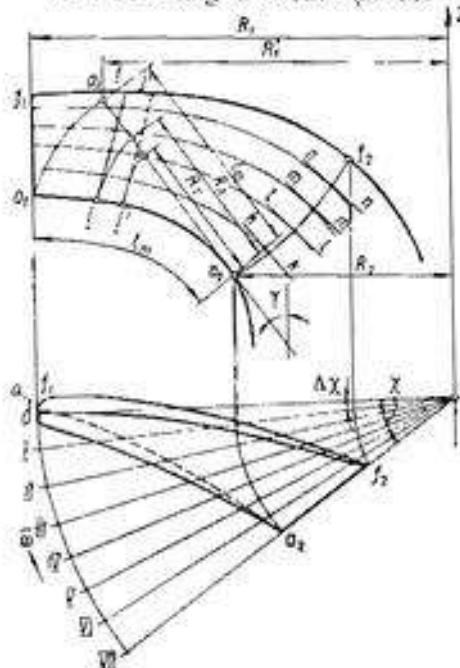
Sử dụng profin cho trong bảng 5.13, xác định giá trị x và δ theo công thức:

$$X = \frac{x}{l_{max}}, \quad \delta = \frac{\delta}{\delta_{max}}$$

Đáp độ dày trên mặt nón: Đường cong profin mỏng vỏ cùng với xây dựng ở mục 9 được xem là mặt trước của cánh. Đáp độ dày về một phía để tạo thành mặt lưng của cánh (hình 5.13).

Phản trên chúng ta già thiết số cánh nhiều vỏ cùng. Trong thực tế, số cánh là hữu hạn. Phản tinh toán chưa để cập tới ảnh hưởng của số cánh hữu hạn. Với ảnh hưởng này, góc ra của dòng β_2 hao giờ cũng lớn hơn góc đặt cánh β_1 .

11- Kiểm tra góc và các vận tốc:



$$\frac{\partial F}{\partial r} dr + \frac{\partial F}{r \partial \chi} r d\chi + \frac{\partial F}{\partial z} dz = 0 \quad (5.62)$$

Ta có thể xác định các thành phần vận tốc tương đối theo tọa độ mặt đồng:

$$W_r = \frac{dr}{dt}; W_\chi = \frac{d\chi}{dt}; W_z = \frac{dz}{dt} \quad (5.63)$$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$W_r = C_r; W_\chi = C_\chi - U; W_z = C_z. \quad (5.64)$$

Thay biểu thức (5.64) lên ta có:

$$dr = C_r dt; r d\chi = (C_\chi - U) dt; dz = C_z dt \quad (5.65)$$

Từ (5.62) ta có:

$$\frac{\partial F}{\partial r} C_r + \frac{\partial F}{\partial z} C_z + \frac{\partial F}{r \partial \chi} (C_\chi - U) = 0 \quad (5.66)$$

Để mặt cánh trùng với mặt xoáy thì phải thoả mãn điều kiện:

$$\frac{\partial F}{\partial r} \omega_r + \frac{\partial F}{r \partial \chi} \omega_\chi + \frac{\partial F}{\partial z} \omega_z = 0 \quad (5.67)$$

Để cho ba phương trình (5.62), (5.65), (5.66) phù hợp với nhau thì định thức tạo bởi các biến số phải bằng không.

$$\begin{vmatrix} dr & dz & r d\chi \\ C_r & C_\chi & C_\chi - U \\ \omega_r & \omega_\chi & \omega_z \end{vmatrix} = 0 \quad (5.68)$$

Khai triển định thức này ta có phương trình:

$$[C_r \omega_\chi - (C_\chi - U) \omega_r] dr + [(C_\chi - U) \omega_z - C_z \omega_\chi] dz + (C_r \omega_z - C_z \omega_r) r d\chi = 0 \quad (5.68a)$$

Tiết diện kính tuyễn của cánh theo phương bán kính $\chi = \text{const}$ có dạng như sau:

$$[C_r \omega_\chi - (C_\chi - U) \omega_r] dr + [(C_\chi - U) \omega_z - C_z \omega_\chi] dz = 0 \quad (5.68b)$$

Tiết diện kính tuyễn của cánh theo phương vuông góc $\tau = \text{const}$:

$$[(C_\chi - U) \omega_z - C_z \omega_\chi] dz + (C_r \omega_z - C_z \omega_r) r d\chi = 0 \quad (5.68c)$$

Vậy nếu cho trước cường độ xoáy ω với các thành phần $\omega_r, \omega_\chi, \omega_z$ và trường vận tốc thành phần C_r, C_χ, C_z trong phạm vi bánh công tác từ các phương trình (5.68b), (5.68c), (5.68d) ta có thể xác định được phương trình mặt cánh $F(r, \chi, \omega)$.

Trong thực tế rất khó xác định được các thành phần xoáy và vận tốc một cách chính xác để đáp ứng được chất lượng của bánh công tác.

Xây dựng biến dạng cánh theo phương pháp hai tọa độ có hai trường hợp:

- Trường hợp $\omega_r = 0$ - dòng chảy là dòng thẳng.
- Trường hợp $\omega_r \neq 0$ - dòng chảy xem là dòng xoáy.

I. Trường hợp $\omega_r = 0$

Trong trường hợp này đường xoáy phân bố trong mặt cắt kính tuyễn:

$$\omega = \omega_r + \omega_\chi$$

Trường hợp $\chi = \text{const}$, từ phương trình (5.68b) với giả thiết $\omega_r = 0$ ta có:

$$(C_n - U)(\omega_r dz - \omega_z dr) = 0$$

Trường hợp chung, $C_n \neq 0$, nên:

$$\omega_r dz - \omega_z dr = 0 \quad (5.69)$$

Thay giá trị:

$$\begin{aligned}\omega_r &= -\frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial(C_n r)}{\partial r} \\ \omega_z &= \frac{1}{2r} \cdot \frac{\partial(C_n r)}{\partial r}\end{aligned}$$

Thay vào biểu thức (5.69) ta có:

$$\frac{\partial(C_n r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(C_n r)}{\partial r} dr = 0 \quad (5.70)$$

Từ phương trình này ta có phương trình vi phân toàn phần: $d(C_n r) = 0$.

Nghĩa là với một giá trị góc ôm trên mặt chiếu bằng $\chi = \text{const}$ thì trên mặt cắt kinh tuyến đối với tất cả các đường dòng đều tồn tại một đường mà dọc theo nó $C_n r = \text{const}$.

Để thiết lập quan hệ đường dòng trên mặt kinh tuyến góc ôm trên mặt chiếu bằng, ta dựa vào biểu thức vận tốc:

$$C_m = \frac{dS}{dt}; C_n - U = \frac{rd\chi}{dt} \quad (5.71)$$

$$\text{Vậy } dS = \frac{r^2 C_m}{C_n - \omega r^2} d\chi \quad (5.72)$$

$$\text{hoặc: } d\chi = \frac{C_n - r^2 \omega}{r^2 C_m} dS \quad (5.73)$$

Chú ý: trong công thức (5.72) và (5.73) có tham số ω - vận tốc góc tính theo số vòng quay của tuabin n hơi công thức.

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, (1/s).$$

Trường hợp $\omega_r = 0$ công thức (5.72) có thể xác định dễ dàng nếu chọn trước quy luật $C_n r$. Các đại lượng $r^2 C_m$ và ωr^2 chỉ phụ thuộc vào lưu lượng, số vòng quay của tuabin, kích thước và hình dạng của phần dẫn dòng. Chúng được xác định sau khi dựng đường dòng ở phần trước.

2. Trường hợp $\omega_r \neq 0$

Trường hợp tổng quát ta có phương trình xoáy liên hợp:

$$\frac{dr}{\omega r} = \frac{dz}{\omega z} = \frac{rd\chi}{\omega_r} \quad (5.74)$$

Trong đó: $dr, dz, rd\chi$ - hình chiếu của các phần tử xoáy.

Khác với trường hợp $\omega_r = 0$, đường xoáy không phải là đường cong của mặt phẳng. Từ biểu thức trên có thể viết thành hai phương trình như sau:

$$\frac{dr}{\omega_r} = \frac{dz}{\omega_z}; \frac{dr}{\omega_r} = \frac{rd\chi}{\omega_n}.$$

Phương trình xoáy theo phương u có dạng như sau:

$$\omega_u = \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{\partial C_r}{\partial r} - \frac{\partial C_z}{\partial r} \right) \quad (5.75)$$

Tương tự viết cho ω_r , ω_z và thay vào (5.74) ta có:

$$\frac{\partial(C_r r)}{\partial r} dr + \frac{\partial(C_z r)}{\partial z} dz + \frac{\partial(C_z r)}{r \partial \chi} dr \chi = 0 \quad (5.76)$$

Phương trình (5.76) biểu thị dọc theo đường xoáy $d(C_z r) = 0$, nghĩa là $C_z r = 0$. Ở đây xuất hiện số hạng thứ ba. Cần xác định thêm quan hệ $\chi = f(S)$ để xây dựng cánh theo công thức (5.72).

Trường hợp $\omega_u \neq 0$ thì các đại lượng $r^2 C_u$ và $r^2 \omega$ không chỉ phụ thuộc vào lưu lượng, số vòng quay kích thước và hình dạng của tuabin, mà còn phụ thuộc vào ω_u . Trong đó, ω_u phụ thuộc vào r và z , tức là $\omega_u(r, z)$.

Vậy: $r^2 C_u(S)$ và $r^2 \omega(S)$, với các dạng $\omega_u(r, z)$ khác nhau thì các đại lượng $r^2 C_u(S)$ và $r^2 \omega(S)$ sẽ khác nhau, dẫn tới thu được những biến dạng khác nhau.

Giai phương trình (5.75) với điều kiện được xác định bởi kích thước, hình dạng phán diện dòng của tuabin là vấn đề phức tạp. Phương trình này chỉ giải được đơn giản trong trường hợp dòng đồng tốc. Vì rằng trong dòng đồng tốc thì vận tốc kinh tuyến $C_u(r, z)$ là hằng số dọc theo đường vuông góc với đường dòng.

Về mặt vật lý, trường hợp $\omega_u \neq 0$ thì dòng đồng tốc phù hợp với dòng xoáy, dòng đồng tốc chỉ phù hợp với dòng không xoáy $\omega_u = 0$.

Để xác định được $\omega_u(r, z)$ của dòng đồng tốc giới hạn giữa hai đường dòng và hai đường vuông góc với hai đường dòng đó tạo thành chu tuyến ABCD (hình vẽ 5.33).

Theo định lý Stoc ta có:

$$\omega_u \Delta S \Delta n = \frac{1}{2} [(\Delta S + \delta \Delta S) C_u - C_u \Delta S]$$

Trong đó: $\delta \Delta S = \Delta n \Delta \chi$

Sau khi biến đổi biểu thức trên ta có:

$$\omega_u = \frac{C_u}{2R} + \frac{\Delta C_u}{2 \Delta n} \quad (5.77)$$

Coi mặt cánh là do các đường xoáy tạo nên, cường độ xoáy là $\omega_u = f(S)$. Trên cơ sở đó ta có phương trình vi phân:

$$\frac{dn}{\omega_u} = \frac{rd\delta}{\omega_u}, \text{ hay là } \frac{\Delta n}{\omega_u} = \frac{r\Delta\delta}{\omega_u}$$

Trong đó: $\Delta\delta$ - phần tử góc do sự tồn tại của $\omega_u(r, z) \neq 0$.

$r \Delta \delta$ - hình chiếu của phần tử đường xoáy theo phương u .

Vậy:

$$\Delta \delta = \frac{\omega_u}{\omega_u} \cdot \frac{\Delta n}{r} \quad (5.78)$$

Nếu: $\omega_u = 0$ thì $\Delta \delta = 0$; $\omega_u(r, z) \neq 0$ thì $\Delta \delta \neq 0$.

Người ta chứng minh được rằng ω_u có thể tính theo biểu thức:

$$\omega_u = \frac{1}{2\pi} \frac{d(C_u r)}{dS} \quad (5.79)$$

Để xác định $\Delta\delta$ ta xác định thành phần xoay $\omega_r = f(S)$. Chọn đường dòng chuẩn và quy luật biến đổi $C_r r = f(S)$ tương tự như trường hợp $\omega_r = 0$. Tính toán cho đường dòng này cũng như trường hợp $\omega_r = 0$, theo công thức (5.72), (5.73).

Đối với đường dòng kế tiếp cạnh đường dòng chuẩn, sẽ xuất hiện thêm phần tử góc ôm $\Delta\delta$ do sự tồn tại của xoay $\omega_r(r, z) \neq 0$. Để đại lượng phần tử góc ôm $\Delta\chi$ của công thức (5.72), tương ứng với ΔS của đường dòng kế tiếp được xác định như sau: nếu $\Delta\chi_{\text{std}}$ là phần tử góc ôm trên đường chuẩn và $\Delta\chi_{\text{ext}}$ là phần tử góc ôm trên đường dòng bên cạnh. Biết $\Delta\chi_{\text{std}}$, thì $\Delta\chi_{\text{ext}}$ tính theo công thức:

$$\Delta\chi_{\text{ext}} = \Delta\chi_{\text{std}} + (\Delta\delta_{\text{ext}} - \Delta\delta_{\text{std}}) \quad (5.80)$$

Nếu chọn được quy luật $\omega(r, z)$ và ω_r/S , ta có thể sử dụng các công thức (5.77)–(5.80) để tính toán. Khi đó, công thức (5.72), (5.73) sẽ có dạng:

$$\Delta S_{\text{ext}} = \frac{r^2 C_r}{C_r r - r^2 \omega} \Delta\chi_{\text{std}} \quad (5.81)$$

Trên đây đã trình bày cơ sở lý thuyết của phương pháp hai toạ độ cho cả hai trường hợp $\omega_r = 0$ và $\omega_r \neq 0$. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trực theo phương pháp hai toạ độ cho trường hợp $\omega_r = 0$, kết hợp với những công thức dẫn ra ở phần này, người thiết kế có thể suy ra được cách thiết kế cho trường hợp $\omega_r \neq 0$.

b. Các bước tiến hành

Sau đây là phương pháp thiết kế cánh tuabin tâm trực theo phương pháp hai toạ độ trong trường hợp $\omega_r = 0$.

1. Xác định kích thước đường kính bánh công tác D , số vòng quay n , các thông số quy dân n' , Q' , và các đường đặc tính tổng hợp chính, tổng hợp vận hành.
2. Chọn kích thước hình học và xây dựng mặt cắt kính tuyển.
3. Xây dựng đường dòng đẳng thế ($\omega_r = 0$) và trường vận tốc C_r theo các đường dòng trong mặt cắt kính tuyển.
4. Chọn z_1 , góc ôm χ , độ dày cánh $\delta = f(l)$.

5. Chọn điều kiện động học và tam giác vận tốc ở mép vào và mép ra này chúng ta cần lưu ý những giả thiết: dọc theo đường xoay momen vận tốc $C_r r$ là những hàng số. Các đường xoay này chiếu xuống hình chiểu bằng thì đều có phương hướng kính. Vậy mép vào và mép ra là hai đường xoay, dọc theo chúng momen vận tốc không đổi và trên hình chiểu bằng thì mép vào và mép ra nằm trên hai đường hướng kính.

Quy luật $C_r r = f(S)$ đã nêu ở phần trên.

Dựa vào kết quả dựng đường dòng (thông thường chọn 5 đường dòng), xây dựng đồ thị biến đổi $r/C_r = f(S)$ và $r^2 \omega = f(S)$ cho các đường dòng.

6. Xác định lại góc ôm χ trên hình chiểu bằng
 - Chia mặt cắt kính tuyển ra nhiều đoạn với $\Delta S = 20 \text{ mm}$. Tìm các điểm giữa của các đoạn ΔS này và tương ứng với các điểm giữa nó, tìm trên đồ thị và ghi lại các giá trị $C_r r$, $r^2 \omega$, $r^2 C_r$.
 - Theo công thức (5.73) tính được các giá trị $\Delta\chi$.
 - Tính góc ôm là tổng các $\Delta\chi$ vừa thu được:

$$\chi = \sum_{i=1}^n \frac{C_r r - r^2 \omega}{r^2 C_r} \Delta S_i \quad (5.82)$$

Nếu góc χ tính theo công thức (5.82) sai khác nhiều so với góc đã chọn theo H và n , thì cần chọn lại quy luật $C_{\chi}r = \text{const}$ và tính lại.

Để tính toán thuận tiện người ta thường lập bảng (bảng 5.14).

7. Sau khi đã tìm được góc χ cần thiết, người ta vẽ đồ thị quan hệ $\chi = f(S)$ để dùng cho các đường dòng tiếp theo.

Việc xác định quan hệ này của các đường dòng còn lại được thực hiện bằng phương pháp tính gán đúng và đảm bảo các điều kiện sau đây:

+ Dọc theo đường xoáy $C_{\chi}r = \text{const}$, nghĩa là tương ứng với ΔS là $\Delta C_{\chi}r$.

+ Với các giá trị ΔS khác nhau của các đường dòng khác nhau thì có cùng một giá trị góc ôm $\Delta \chi = \text{const}$.

Tìm quan hệ $\chi = f(S)$ khác nhau của các đường dòng còn lại dựa vào đường dòng chuẩn gọi là đường dòng sát vành đĩa trên S_3 hoặc sát vành đĩa dưới S_1 . Tuân tự theo các đường dòng kế tiếp nhau: tính đường S_2 dựa vào kết quả của đường S_1 . Tính S_3 dựa vào kết quả của S_2 , coi S_2 lúc này là chuẩn. Tính đường dòng sau thì phải dựa vào kết quả của đường dòng kế tiếp trước.

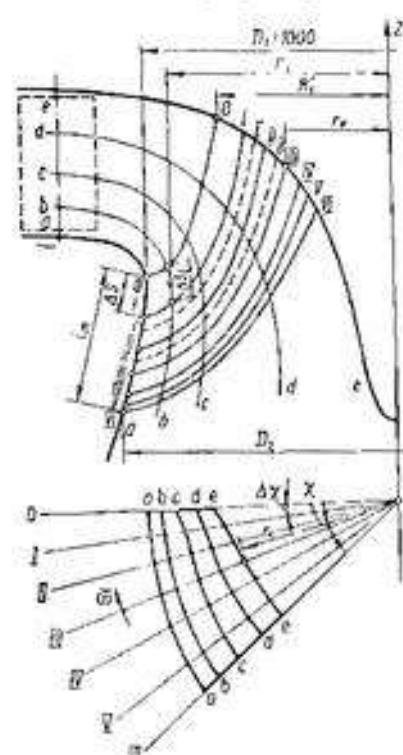
Tiến hành xác lập quan hệ $\chi = f(S)$ của đường dòng S_2 :

- Dựa vào kết quả tính của đường dòng S_1 để tìm các giá trị ΔS_1 của đường dòng S_2 . Để phân biệt các phần tử của các đường dòng ta ký hiệu:

ΔS_1 - các phần tử của đường dòng thứ nhất.

Nếu có hai đường xoáy kế tiếp nhau 0-0 và I-I thì ΔS_{201} - phần tử đường dòng của đường dòng thứ nhất ứng với hai đường xoáy đó.

ΔS_{201} - tương tự, ứng với đường dòng thứ hai.



Hình 5.33. Dụng proplin trong mặt cắt kính truyền

Tìm các giá trị ΔS cho các đường dòng chính là tìm vị trí các đường xoáy 0-0, I-I, II-II...

- Để tính toán nhanh, dùng phương pháp đồ thị. Sở bộ cho quy luật $C_{\chi}r = f(S_2)$ của đường dòng S_2 . Với cùng một giá trị $C_{\chi}r = \text{const}$, ta xác định được ΔS_{201} . Theo giá trị trung bình của ΔS_{201} tìm được r và các giá trị $r^2\omega$, r^2C_m . Thay các giá trị này vào biểu thức sau để tính $\Delta S'_{201}$:

$$\Delta S'_{201} = \frac{\Delta \chi_{101} r^2 C_m (\Delta S_1 01)}{C_m r_1 - r^2 \omega (\Delta S_1 01)} \quad (5.83)$$

Trong đó: $\Delta S'_{201}$ - phần tử đường dòng S_2 , tính gán đúng lần thứ nhất

$\Delta \chi_{101}$ - phần tử góc ôm của đường dòng S_1 tương ứng với ΔS_{201} , $r^2 C_m (\Delta S_{201})$ và $r^2 \omega (\Delta S_{201})$ - giá trị của các đại lượng ứng với điểm trung bình của ΔS_{201}

Tính được $\Delta S'_{201}$ so sánh với giá trị đã lấy sơ bộ, nếu sai khác nhiều thì tiếp tục tính gán đúng lần thứ ba, thứ tư... Nếu kết quả tính gán đúng lần sau so với kết quả tính lần trước đó mà bằng nhau hoặc sai khác nhau khoảng 1-2% thì kết thúc tính ΔS_2 , tiếp tục tính cho đường dòng S_3, S_4, \dots Ở đây đòi hỏi sai số rất nhỏ, vì kết quả đường dòng này lại là cơ sở để tính

toán cho đường dòng sau. Nếu để sai số lớn thì đến đường dòng cuối cùng sẽ có sai số rất lớn so với đường chuẩn.

Với phương pháp tính này các điểm nằm trên mép ra và mép vào là các đường xoáy. $C_s = \text{const}$ hoặc bằng 0, hoặc bằng một giá trị cho trước nào đó như đã nêu ở phần trên.

8. Sau khi tính góc ôm χ ở bước 6 và so sánh giá trị của nó theo công thức (5.82) và theo cách chọn phụ thuộc n_s . Vẽ hình chiếu bằng với góc χ vừa thu được. Trên đó lấy ra các tia khác nhau góc $\Delta\chi = 5^\circ$. Sử dụng công thức (5.72) để tính ΔS với các góc $\Delta\chi$ này.

Trên đây chúng ta vừa xây dựng cánh móng vô cùng với hai hình chiếu.

9. Bước tiếp theo là đập độ dày cánh. Để thực hiện bước này ta lại phải chọn mặt ánh xạ, tính toán lưới ánh xạ, sau đó đập độ dày cánh trên mặt ánh xạ (mặt nón). Cách tính toán này đã trình bày ở phần thiết kế theo phương pháp một tọa độ.

10. Tính toán hệ số chèn dòng theo công thức (5.59), (5.60). Thay đổi lại các tam giác vận tốc với giá trị C_{∞} có tính đến hệ số chèn dòng. Tính toán được lập lại toàn bộ với các tam giác vận tốc mới.

11. Sau khi đập độ dày cánh lại dùng phương pháp ánh xạ ngược từ mặt nón ra mặt dòng để thu được profin trên mặt dòng cần tìm.

12. Xây dựng bản vẽ cánh bánh công tác tuabin tâm trực.

5.3.3.5. Ví dụ

Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin tâm trực bằng phương pháp hai tọa độ

Cho trước: $H_{\text{max}} = 95\text{m}$, $H_{\text{tr}} = 86,5\text{m}$; $H_{\text{min}} = 65\text{m}$.

Công suất tính toán $N_t = 51,5\text{MW}$.

a. Chọn tuabin

Sau khi tính sơ bộ chọn được loại tuabin có cột áp $H = 65 \div 95\text{m}$, đó là loại F 115/697 theo catalog của Liên Xô.

Đường kính bánh công tác tính theo công thức (5.1) là $D_t = 2500\text{mm}$, số vòng quay tính theo công thức (5.2) là $n = 250$ vòng/phút.

Với công suất tính toán và D_t , n đã chọn, tính toán được các thông số quy dân Q'_t và n'_t :

$$Q'_t = \frac{N_t}{9,81 D_t^2 H_{\text{tr}} \sqrt{H_{\text{tr}} \cdot \eta}} = \frac{51500}{9,81 \cdot 2,5^2 \cdot 86,5 \cdot \sqrt{86,5} \cdot 0,93} = 1,128,0 \text{ l/s}$$

$$n'_t = \frac{n D_t}{\sqrt{H_{\text{tr}}}} = \frac{250 \cdot 2,5}{\sqrt{86,5}} = 68,3 \text{ vòng/phút}$$

Chọn theo công thức (5.45) lấy các giá trị tính toán của Q'_t , n'_t là:

$Q'_{\text{tr}} = 1000 \text{ l/s}$, $n'_{\text{tr}} = 70$ vòng/phút.

b. Thiết kế cánh bánh công tác

Ta vẽ mặt cắt kính tuyến theo mô hình tuabin F 115/697 và tính toán hệ thống cánh theo các thông số:

$D_t = 1\text{m}$, $H = 1\text{m}$, $Q = Q'_{\text{tr}} = 1000 \text{ l/s}$, $n = n'_{\text{tr}} = 70$ vòng/phút.

Dựng đường dòng đẳng thế và trường vận tốc.

- Chọn hiệu suất thuỷ lực $\eta_r = 92\%$, số cánh bánh công tác là $z_r = 14$, bể dày lớn nhất của cánh tại tiết diện báu trong mặt cắt kính tuyến $l_m = 170\text{mm}$. Quy luật biến đổi độ dày theo chiều dài lá cánh là đường thẳng.

- Chọn vị trí mép vào và mép ra: mép vào có giao điểm với vành đĩa dưới tại D_1 , giao điểm với vành đĩa trên tại R^* , tính theo công thức:

$$R^* \geq \frac{1}{\omega} \sqrt{\eta_r \cdot g \cdot H} = \frac{30}{\pi \cdot 70} \cdot \sqrt{0.92 \cdot 9.81 \cdot 1} = 0.41; \text{ lấy } R^* = 415\text{mm}.$$

Vẽ đường cong tròn cho mép vào, tính l_m và vẽ sơ bộ đường cong cho mép ra.

- Chọn $(C_r, r)_1 = 0$ tính góc β_1 cho các đường dòng theo công thức:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{C_m}{U_1 - v_{f1}}.$$

Quy luật của momen vận tốc chọn như phần trên đã hướng dẫn.

- Chọn đường dòng tại tiết diện báu (sát vành đĩa trên). Theo trình tự tiến hành tính toán như trên đã hướng dẫn, tính góc ôm của từng profin theo công thức (5.73).

Các công thức và kết quả tính toán lập theo bảng 5.14. Góc ôm tính được theo bảng này là $\chi = 39^\circ 48'$ phù hợp với khoảng giá trị có thể chọn cho loại tuabin có cột áp này.

Bước tiếp theo với các $\Delta \chi = 5^\circ$ tính lại các nguyên tố đường dòng ΔS để vẽ các mặt cắt kính của cánh. Trong bước này tính lại tam giác vận tốc có tinh đến hệ số chèn dòng, kết quả tính toán đưa vào bảng 5.15. Các công thức chủ yếu dùng để tính toán cũng phù hợp với các công thức đã dẫn ra ở các phần trên. Tuy nhiên, để phù hợp với hai bảng trên chúng tôi trích dẫn các công thức dễ tiện theo dõi:

$$W_U = r \left(\frac{C_r \cdot r}{r^2} - \omega \right), (\text{m/s})$$

$$C_m = \frac{C_m}{1-k^2} + k \sqrt{\left(\frac{C_m}{1-k^2} \right)^2 + \frac{W_U^2}{1-k^2}}$$

$$k = \frac{z_1 \delta}{2 \sigma}$$

$$\Delta \chi = \frac{\Delta S}{C_m} \left(\frac{C_r \cdot r}{r^2} - \omega \right), (\text{rad})$$

$$\Delta S = \frac{\Delta \chi \cdot C_m}{\left(\frac{C_r \cdot r}{r^2} - \omega \right)}, (\text{m}).$$

Sau khi tính xong hai bảng trên và vẽ mặt cắt kính tuyến và hình chiếu bằng của cánh ta chọn mặt ảnh xạ. Đối với tiết diện sát vành đĩa trên đã tính toán như trên, chọn mặt nón có góc ở đỉnh nón γ là 80° . Bảng phương pháp ảnh xạ từ mặt dòng sang mặt nón, ta dùng lưới ảnh xạ và các thông số của mặt nón theo các công thức (5.56) .. (5.58). Sau đó đáp độ dày cánh trên mặt ảnh xạ. Chú ý rằng đường tam vữa thiết kế được theo hai bảng trên sẽ là mặt trước của cánh. Tiến hành đáp độ dày về một phía, tạo ra lưng cánh. Để có bản vẽ trên mặt cắt kính tuyến và hình chiếu bằng cần dùng phương pháp ảnh xạ ngược để tính chuyển các thông số hình học từ mặt nón trở lại mặt dòng. Bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác tuabin này được đưa ra ở hình 5.34.

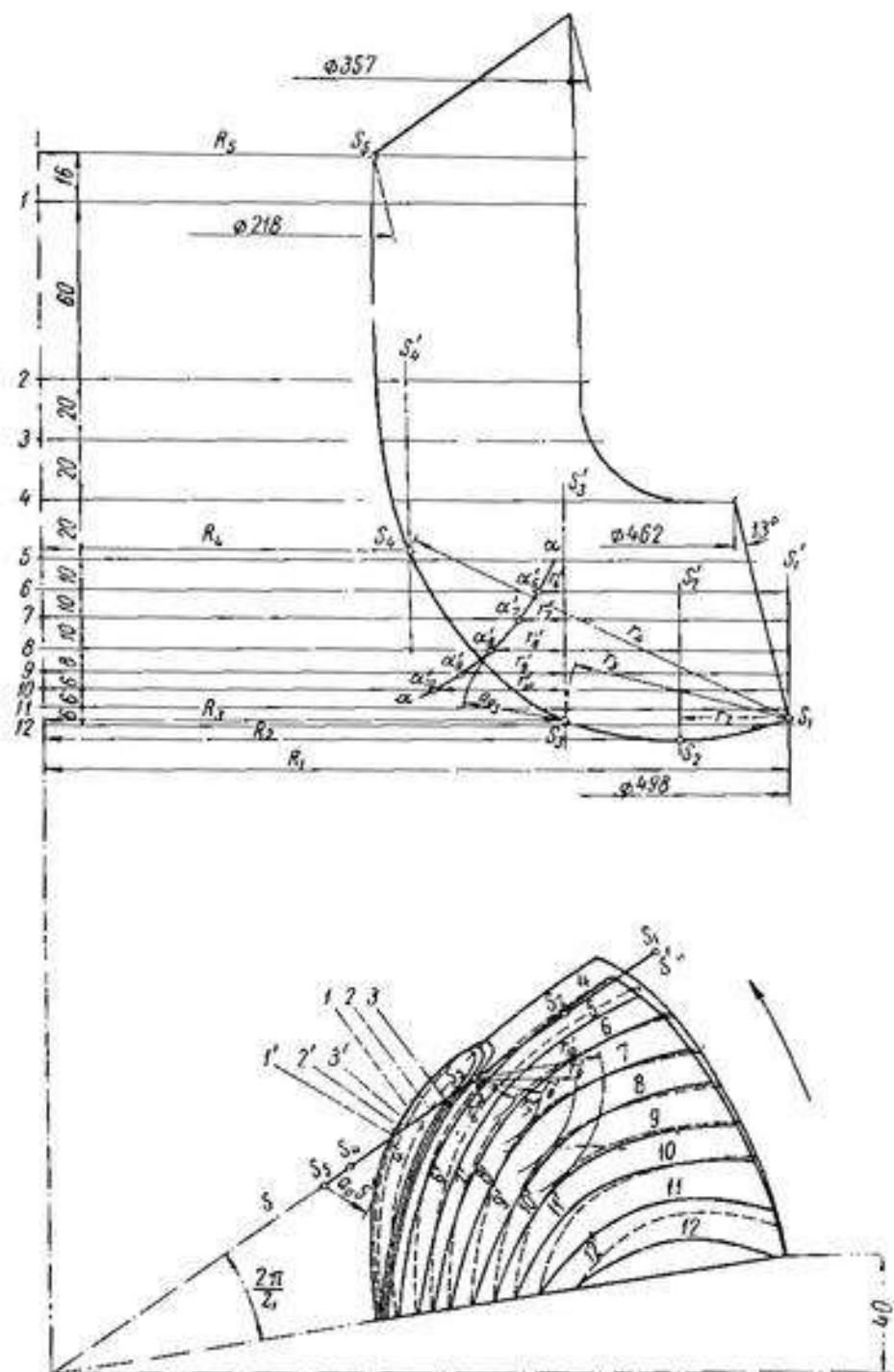
Bảng 5.14

ΔS_m	S_m^*	$\frac{\Delta S}{2}$	C_m	r^2	$\frac{C_m}{m^2}$	$\frac{C_m}{r^2}$	W_m	$\frac{S_m}{m}$	K	$1-K^2$	$\frac{C_m}{1-K^2}$	ΔS	$\Sigma \Delta S$	
0.01	0	0.005	0.008	0.41	0.068	1.2	0.15	0.00378	0.0245	0.0546	0.133	0.9823	0.71	0.507
0.01	0.015	0.015	0.082	0.40	0.160	1.065	0.16	0.00341	0.0255	0.0668	0.1395	0.9805	0.697	0.487
0.02	0.025	0.025	0.66	0.39	0.1521	0.985	0.32	0.0156	0.026	0.058	0.149	0.9778	0.675	0.457
0.03	0.035	0.035	0.637	0.38	0.1444	0.835	0.55	0.0137	0.0265	0.0591	0.1555	0.975	0.654	0.426
0.04	0.045	0.045	0.626	0.37	0.1369	0.715	0.88	0.106	0.0267	0.0596	0.161	0.9741	0.644	0.414
0.05	0.055	0.055	0.614	0.36	0.1296	0.691	1.34	0.232	0.0268	0.0598	0.166	0.9725	0.621	0.385
0.06	0.065	0.065	0.593	0.35	0.1225	0.62	2.01	0.498	0.0267	0.0602	0.172	0.9704	0.612	0.375
0.07	0.075	0.075	0.584	0.34	0.1156	0.44	2.75	0.764	0.026	0.0598	0.176	0.969	0.60	0.360
0.08	0.085	0.085	0.576	0.33	0.1089	0.375	3.0	0.985	0.0245	0.0591	0.179	0.968	0.596	0.345
0.09	0.095	0.095	0.571	0.32	0.1024	0.33	3.56	1.3	0.024	0.058	0.181	0.9672	0.591	0.335
0.10	0.105	0.105	0.565	0.31	0.0961	0.29	3.99	1.54	0.022	0.0568	0.183	0.9665	0.585	0.322
0.11	0.115	0.115	0.560	0.29	0.091	0.268	4.54	1.85	0.0145	0.0535	0.1845	0.966	0.579	0.314
0.12	0.125	0.125	0.560	0.281	0.09	0.22	5.07	2.16	0.0095	0.0192	0.1491	0.1755	0.9783	0.548
0.13	0.135	0.135	0.560	0.2715	0.0844	0.175	5.59	2.46	0.0145	0.0323	0.115	0.988	0.568	0.322
0.14	0.145	0.145	0.545	0.2622	0.078	0.16	6.09	2.71	0.0095	0.0212	0.078	0.9939	0.552	0.305
0.15	0.155	0.155	0.542	0.2540	0.073	0.085	6.454	2.97	0.0085	0.0145	0.0564	0.097	0.544	0.294
0.36	0.265	0.537	0.252	0.064	0.03	7.0065	3.21	0.0015	0.0035	0.0132	0.008	0.540	0.291	3.22

ΔS_m	S_m^*	$\frac{\Delta S}{2}$	C_m	r^2	$\frac{C_m}{m^2}$	$\frac{C_m}{r^2}$	W_m	$\frac{S_m}{m}$	K	$1-K^2$	$\frac{C_m}{1-K^2}$	ΔS	$\Sigma \Delta S$	
0.01	0	0.005	0.008	0.41	0.068	1.2	0.15	0.00378	0.0245	0.0546	0.133	0.9823	0.71	0.507
0.01	0.015	0.015	0.082	0.40	0.160	1.065	0.16	0.00341	0.0255	0.0668	0.1395	0.9805	0.697	0.487
0.02	0.025	0.025	0.66	0.39	0.1521	0.985	0.32	0.0156	0.026	0.058	0.149	0.9778	0.675	0.457
0.03	0.035	0.035	0.637	0.38	0.1444	0.835	0.55	0.0137	0.0265	0.0591	0.1555	0.975	0.654	0.426
0.04	0.045	0.045	0.626	0.37	0.1369	0.715	0.88	0.106	0.0267	0.0596	0.161	0.9741	0.644	0.414
0.05	0.055	0.055	0.614	0.36	0.1296	0.691	1.34	0.232	0.0268	0.0598	0.166	0.9725	0.621	0.385
0.06	0.065	0.065	0.593	0.35	0.1225	0.62	2.01	0.498	0.0267	0.0602	0.172	0.9704	0.612	0.375
0.07	0.075	0.075	0.584	0.34	0.1156	0.44	2.75	0.764	0.026	0.0598	0.176	0.969	0.60	0.360
0.08	0.085	0.085	0.576	0.33	0.1089	0.375	3.0	0.985	0.0245	0.0591	0.179	0.968	0.596	0.345
0.09	0.095	0.095	0.571	0.32	0.1024	0.33	3.56	1.3	0.024	0.058	0.181	0.9672	0.591	0.335
0.10	0.105	0.105	0.565	0.31	0.0961	0.29	3.99	1.54	0.022	0.0568	0.183	0.9665	0.585	0.322
0.11	0.115	0.115	0.560	0.29	0.091	0.268	4.54	1.85	0.0145	0.0535	0.1845	0.966	0.579	0.314
0.12	0.125	0.125	0.560	0.281	0.09	0.22	5.07	2.16	0.0095	0.0192	0.1491	0.1755	0.9783	0.548
0.13	0.135	0.135	0.560	0.2715	0.0844	0.175	5.59	2.46	0.0145	0.0323	0.115	0.988	0.568	0.322
0.14	0.145	0.145	0.545	0.2622	0.078	0.16	6.09	2.71	0.0095	0.0212	0.078	0.9939	0.552	0.305
0.15	0.155	0.155	0.542	0.2540	0.073	0.085	6.454	2.97	0.0085	0.0145	0.0564	0.097	0.544	0.294
0.36	0.265	0.537	0.252	0.064	0.03	7.0065	3.21	0.0015	0.0035	0.0132	0.008	0.540	0.291	3.22

Bảng 5.15

STT 8.4.1	ΔY	ΔS	$S_N - \frac{\lambda_0}{2}$	$C_{\gamma\gamma}$	r	r^2	$C_{\delta\gamma}$	$\frac{C_{\delta\gamma}}{r^2} \cdot r$	W_n	δ	$\frac{\pi\delta}{2\pi}$	K	$1 \cdot K^2$	C_{K^2}	$C_{K^2}^{(0)}$	(15)	$\frac{W_n^2}{1 \cdot K^2}$	$\sqrt{18}$	$\sqrt{18}$	ΔS	$\Sigma \Delta S$		
1	0.0087	0.019	0.0045	0.089	0.42	0.177	1.078	1.25	0.24	0.028	0.0537	0.131	0.982	0.946	0.876	0.245	1.125	0.141	0.077	0.0087	0.099		
2	0.0287	0.044	0.016	0.89	0.406	0.165	0.9	1.86	0.572	0.0235	0.0568	0.14	0.98	0.939	0.88	0.585	1.465	0.1695	1.1085	0.0146	0.023		
3	0.0539	0.015	0.0035	0.94	0.741	0.155	0.69	2.87	1.26	0.026	0.038	0.148	0.9702	0.947	0.9	1.3	2.2	0.2195	1.1665	0.2042	0.038		
4	0.0524	0.017	0.0465	0.922	0.38	0.145	0.52	3.75	2.0	0.0295	0.0501	0.1555	0.9759	0.946	0.896	2.05	2.946	0.267	2.213	0.0705	0.095		
5	0.0822	0.015	0.0625	0.928	0.368	0.135	0.4	3.46	2.58	0.0368	0.0598	0.1625	0.9786	0.946	0.915	2.65	3.505	0.267	2.236	0.0152	0.037		
6	0.0872	0.022	0.081	0.944	0.354	0.124	0.285	5.04	3.18	0.0265	0.0591	0.1667	0.9722	0.973	0.949	3.28	4.229	0.243	3.346	0.0236	0.092		
7	0.0872	0.019	0.106	0.964	0.34	0.116	0.185	5.735	3.79	0.0255	0.0598	0.167	0.9722	0.995	0.985	3.9	4.886	0.269	3.361	0.0207	0.144		
8	0.0872	0.02	0.1155	0.987	0.329	0.108	0.125	6.17	4.12	0.024	0.0535	0.1625	0.9776	0.915	1.03	4.24	5.27	0.372	4.387	0.0190	0.155		
9	0.122	0.024	0.1275	0.995	0.317	0.1	0.07	6.62	4.4	0.0215	0.0478	0.1599	0.9776	1.02	1.04	4.5	5.54	0.356	4.376	0.0245	0.167		
10	0.1396	0.026	0.1395	1.01	0.305	0.093	0.02	7.1	4.69	0.0175	0.0386	0.1265	0.9839	1.03	1.06	4.76	5.82	0.305	4.385	0.0261	0.193		



Hình 5.34. Bản vẽ kỹ thuật cánh bánh công tác tuabin

5.4. THIẾT KẾ BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN HƯƠNG CHÈO

5.4.1. Đặc điểm của tyabin hướng chéo

Đặc điểm cơ bản của tuabin hướng chéo là trục quay của cánh nghiêng với trục quay của tuabin một góc nào đó, thường ký hiệu là θ . Giá trị của góc θ có thể là $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$. Số cánh bánh công tác $z_1 = 7-14$. Tuabin hướng chéo với góc nghiêng $\theta = 60^\circ$ có đặc tính gần giống với đặc tính của tuabin hướng trực ($\theta = 90^\circ$). Với tuabin nghiêng $\theta = 30^\circ$ thì đặc tính gần giống với đặc tính của tuabin tâm trực.

Dòng chảy trong vùng bánh công tác của tuabin hướng chéo là dòng chảy đều, không bị ngoại gáp như ở tuabin tâm trục do cánh đặt ở vùng ngoài đó. So với tuabin hướng trục thì bau cánh của tuabin hướng chéo ngắn hơn, vì thế tốn thất ma sát ít hơn. Dòng chảy đều thì tốn thất thuỷ lực giảm đi.

Về chất lượng chống xâm thực: khả năng xảy ra xâm thực ở tuabin hướng chéo ít hơn so với tuabin hướng trực. Điều này có thể giải thích sơ bộ như sau: nếu ở tuabin hướng trực góc β_1 (ở mép vào) lớn hơn góc β_2 (ở mép ra) thì đổi với tuabin hướng chéo hai góc này xấp xỉ bằng nhau do thành phần vận tốc tương đối W ít thay đổi cả về hướng và trị số. Vì vậy đặc tính chống xâm thực tốt hơn.

Với những ưu điểm cơ bản như trên cho nên tuabin hướng chéo được sử dụng thay tuabin hướng trục có n_1 nhỏ. Tuy nhiên, khi lựa chọn loại tuabin còn phải so sánh nhiều vấn đề khác, có cả quan điểm về kinh tế xây dựng.

5.4.2. Các thông số hình học và thông số thuỷ lực của tuabin hướng chéo

Biến dạng của phần dẫn dòng ảnh hưởng lớn đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Tuỳ thuộc vào tuabin có thể chọn góc nghiêng của cánh:

$$H = 25 \div 60 \text{m}, \theta = 60^\circ$$

$$H = 60 \div 120 \text{m}, \beta = 45^\circ$$

$$H = 120 \div 200 \text{m}, \theta = 30^\circ$$

Các thông số hình học chủ yếu được biểu thị trên hình 5.34.

θ - góc nghiêng của trục quay cánh so với trục quay của tuabin.

dJD₁ = 1/2 số báu

b/D_1 - chiều cao tương đối của cánh hướng.

$b_I = \frac{B_I}{D_I}$ - chiều rộng tương đối của cảnh bánh công tác.

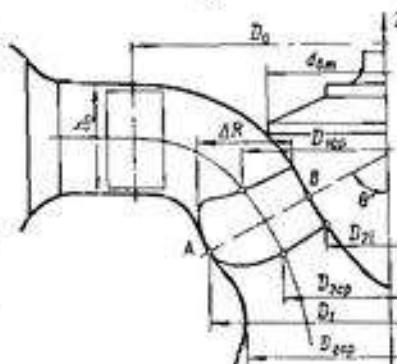
Khi thiết kế có thể chọn các thông số hình học mô hình tuabin hướng chéo có n , gắn với giá trị a thiết kế. Sau đó bằng công thức kinh nghiệm sau:

$$\frac{d_s}{D} = 1 - 2\bar{B}_1 \sin \theta \quad (5.84)$$

Thông thường các thông số hình học được chọn theo các bảng chỉ dẫn.

Đường kính chuyển tiếp trước ống xả ảnh hưởng đến khả năng thoát lưu lượng của tuabin. Vì vậy, nó ảnh hưởng đến đặc tính năng lượng và xâm thực của tuabin. Đường kính này chọn bằng $0.995D$, với $\theta = 60^\circ$ và 45° , chọn bằng $0.9D$, với $\theta = 30^\circ$ sau đó kiểm tra lại trong quá trình tính toán và thực nghiệm. Chọn hiệu suất thủy lực tuabin $n_t = 0.9 \dots 0.92$.

Các đại lượng quy dân n'_i , và Q'_i , chọn theo n_i , sau đó tính lại theo công thức:



Hình 5.35. Biểu dạng phân
distributions tinh binh luồng

$$Q_1 = \frac{Q_{\text{tr},n}}{\sqrt{\eta_n}}, n_1 = \frac{n_{\text{tr}}}{\sqrt{\eta_n}} \quad (5.85)$$

- Xây dựng dòng chảy trong tuabin hướng chéo; có thể dụng dòng đẳng tốc hoặc dòng đẳng tần, tuỳ thuộc vào phương pháp thiết kế và kinh nghiệm của người thiết kế. Thông thường người ta chọn dòng đẳng tốc.

- Chọn mép vào và mép ra của cánh bánh công tác; dựa vào những hướng dẫn cho tuabin hướng trực hoặc tuabin tâm trực có n , gần với n , của tuabin thiết kế.

- Quy luật phân bố momen vận tốc $C_v r = f(r)$ chọn như sau:

Đối với tuabin có $\theta = 60^\circ$ chọn:

$$(C_v r)_{\text{bán}} = -0.17 \eta_n g H / \omega$$

$$(C_v r)_{\text{ngoài}} = +0.036 \eta_n g H / \omega$$

Đối với tuabin có $\theta = 30^\circ$ chọn theo lưu số ở mép ra và lưu lượng:

Tiết diện báu cánh: $\Gamma_b D_b / Q = 0$

Tiết diện ngoài: $\Gamma_o D_o / Q = 1.32$

Từ đó tính ra $(C_v r)_2$, còn $(C_v r)_1$, tính theo phương trình cột áp.

- Tỷ số l/t và số cánh bánh công tác chọn theo cột áp H và góc nghiêng θ .

$H(\text{m})$	θ°	z_t	(l/t) ngoài	(l/t) báu
40 ± 60	60°	7 ± 10	1.2 ± 1.1	1.4 ± 1.5
80 ± 120	45°	9 ± 10	1.5 ± 1.6	1.7 ± 1.9
150 ± 200	30°	10 ± 12	1.6 ± 1.7	1.8 ± 1.9

Quy luật thay đổi l/t theo bán kính $l/t = f(r)$ là quy luật tuyến tính.

- Chọn độ dày lớn nhất của cánh và quy luật phân bố độ dày; dựa vào sức bền, vật liệu và khả năng gia công để chọn độ dày lớn nhất, sau đó dựa vào các profin khí động đã được kiểm tra chất lượng theo catalog để chọn quy luật phân bố độ dày profin cánh.

5.4.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin hướng chéo

Thiết kế bánh công tác của loại tuabin này có thể sử dụng một trong những phương pháp đã nêu ở phần thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trực hoặc hướng trực, tuỳ thuộc vào số vòng quay đặc trưng n , cột áp H và kinh nghiệm của người thiết kế.

Trong đó có thể sử dụng ba phương pháp sau:

- Phương pháp một toạ độ trong dòng đẳng tốc hoặc trong dòng đẳng thế. Ở đây mặt ánh xạ có thể chọn mặt nón hoặc mặt trụ.

- Phương pháp hai toạ độ: chủ yếu sử dụng phương pháp dòng đẳng thế.

- Phương pháp phân bố xoáy - nguồn.

Hiện nay phương pháp một toạ độ là phương pháp được sử dụng nhiều nhất để thiết kế tuabin hướng chéo. Chúng ta đã tìm hiểu kỹ phương pháp này ở phần trên.

Khi thiết kế bánh công tác của tuabin hướng chéo cần chú ý những điểm sau: số cánh bánh công tác của tuabin là hữu hạn, điều này khác với số cánh bánh công tác nhiều vô cùng đã được đặt ra khi sử dụng phương pháp một toạ độ để thiết kế cánh bánh công tác. Vì vậy để thiết kế cánh bánh công tác cho phù hợp với điều kiện số cánh hữu hạn cần cho thêm góc ra β_2 và một đại lượng $\Delta\beta_2$. Đại lượng này lấy theo kinh nghiệm. $\Delta\beta_2 = 1^\circ 30' \pm 3'$. Kết quả tính toán β_1 và β_2 , nếu giá trị của hai góc này quá lớn thì có thể thay đổi quy luật phân bố momen vận tốc $C_v r$, hoặc có thể thay đổi cá vị trí mép vào và mép ra của cánh bánh công tác. Đối với tuabin hướng chéo có n , lớn, gần với loại tuabin hướng trục nên dùng phương pháp xoáy - nguồn để thiết kế.

Bản vẽ biến dạng cánh bánh công tác và bản vẽ bánh công tác của tuabin hướng chéo cũng tương tự như bản vẽ của tuabin tâm trực và hướng trục.

Chương VI: THIẾT KẾ BỘ PHẦN DẪN ĐÖNG CỦA TUABIN NƯỚC

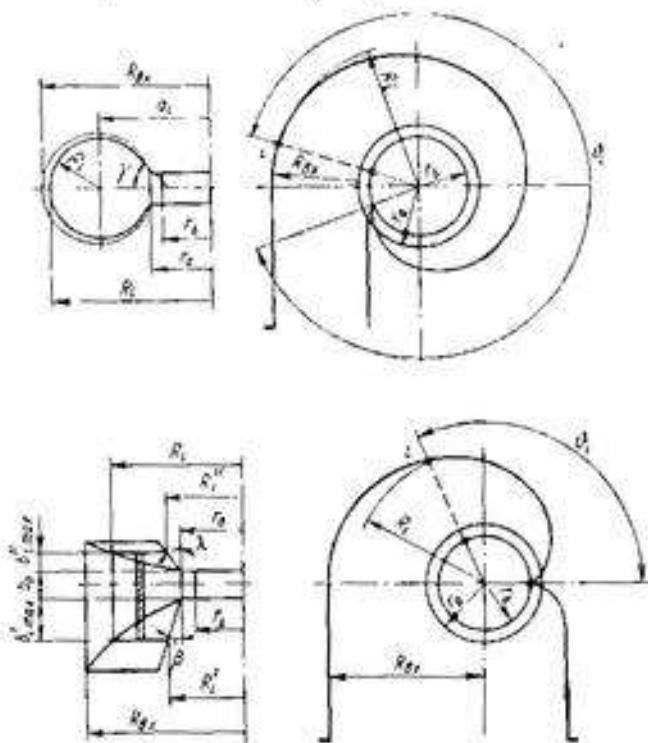
Trong chương V chúng ta đã nghiên cứu phương pháp thiết kế chi tiết quan trọng nhất của tuabin, đó là bánh công tác. Tiếp theo là thiết kế những bộ phận chính của phần dẫn động, bao gồm buồng dẫn (buồng xoắn, tru dũ, cánh hướng) và huồng hút. Yêu cầu chung đối với các bộ phận này là đảm bảo sự biến đổi năng lượng dòng chảy thành cơ năng một cách hiệu quả nhất, dù bền và tinh đến quan điểm kinh tế.

6.1. THIẾT KẾ BƯỚNG DẪN

6.1.1. Buồng xoắn

6.1.1.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

Buông xuôi làm nhiệm vụ dân nước vào bánh công tác và hình thành đặc tính của dòng chảy trước mép vào cánh hướng dòng.



Hình 6.1. Các thông số hình học của buồng xoắn

Yêu cầu đối với buồng xoắn: Đảm bảo phần bô đều đồng chảy theo chu trình trước các mép vào cánh buồng. Đảm bảo tồn thất trong buồng xoắn nhỏ, ánh hưởng ít đến đặc tính năng lượng của tuabin. Ngoài ra trong trạm thủy điện thì buồng xoắn là bộ phận có kích thước ngang lớn nhất vì vậy yêu cầu đối với buồng xoắn là kích thước ngang nhỏ.

Trước khi đi vào thiết kế cảnh bánh công tác đối với những tuabin lớn, người ta thường chọn sơ bộ một vài phương án buồng xoán để lấy kích thước của trạm. Trên cơ sở kết luận về luận chứng kinh tế - kỹ thuật sẽ bắt đầu thiết kế bánh công tác và các chi tiết khác.

Các thông số đặc trưng của buồng xoắn:

Các thông số hình học của buồng xoắn được biểu hiện trên hình 6.1. Đó là: chiều rộng buồng xoắn B , Góc ôm của buồng xoắn φ . Nếu buồng xoắn kim loại tiết diện tròn thì bán kính tiết diện

ρ . Nếu buồng xoắn bê tông tiết diện hình thang thì có: chiều cao b và chiều rộng a của hình thang.

6.1.1.2. Các loại buồng xoắn và phạm vi sử dụng

- **Buồng xoắn hở:** dùng cho các loại tuabin nhỏ, cột nước $H = 3 \div 10m$. Ưu điểm của loại tuabin này là dòng được dẫn đều vào cánh hướng, tổn thất nhỏ, nhược điểm: khoảng cách giữa các tổ máy phải đủ lớn, bể rộng trạm lớn, $B \geq 4D_1$, không dùng được cho các trạm có cột áp lớn, kích thước tuabin lớn.

- **Buồng xoắn bê tông:** thông thường loại này có tiết diện hình thang, góc ôm nhỏ, dùng cho các trạm có cột áp trung bình và thấp ($H = 3 \div 45m$) với các thông số chủ yếu như sau: $B = (2.5 \div 3.5)D_1$, $\varphi = 180^\circ \div 225^\circ$.

- **Buồng xoắn kim loại:** tiết diện tròn hoặc elip.

Dùng cho trạm cột áp trung bình và cao; $H = 150 \div 700m$, $B = (2.5 \div 4)D_1$, $\varphi = 345^\circ \div 360^\circ$.

Hiện nay có một số trạm cột áp khoảng $H = 200 \div 300m$, dùng buồng xoắn hỗn hợp bê tông và kim loại.

6.1.1.3. Ảnh hưởng của buồng xoắn đến đặc tính của tuabin

Ảnh hưởng của buồng xoắn đến đặc tính năng lượng của tuabin gồm: tổn thất trong bán thân buồng xoắn và ảnh hưởng đến sự hình thành dòng chảy.

Tổn thất chủ yếu trong buồng xoắn chủ yếu là tổn thất dọc đường, tính theo công thức:

$$h_{bh} = \lambda \frac{1}{4R} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

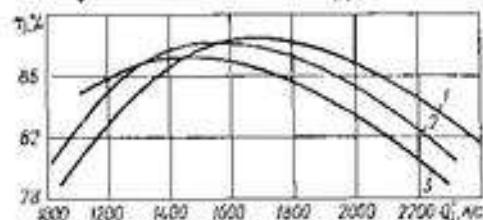
Các tiết diện trong buồng xoắn có độ nhám lớn, R lớn ($R > 10^3$) vì vậy hệ số tổn thất thuỷ lực dọc đường tính theo công thức Dacxi và tổn thất sẽ tính theo công thức:

$$h_{bh} = \xi_{bh} \frac{v^2}{2g}$$

Tính v theo vận tốc tiết diện vào:

$$v_{bh} = \alpha \sqrt{H} = \frac{Q_1 \sqrt{H} \varphi}{360 F_{bh} / D_1^2}$$

Thay vào biểu thức tính h_{bh}/H :



Hình 6.2. Ảnh hưởng thông số hình học buồng xoắn tới hiệu suất tuabin hướng trực

1. $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 0.7$

2. $\varphi = 180^\circ$, $\alpha = 1.2$

3. $\varphi = 135^\circ$, $\alpha = 1$

với buồng xoắn kim loại $\varphi = 345^\circ$, $\xi_{bh} = 0.22 \div 0.24$. Tổn thất năng lượng trong buồng xoắn của tuabin hướng trực làm việc ở chế độ tính toán vào khoảng $0.26 \div 0.41\%$, phụ thuộc vào H ; tổn

$$\frac{h_{bh}}{H} = \alpha^2 \frac{\xi_{bh}}{2g} = \frac{\xi_{bh}}{2g} \cdot \frac{Q_1 \varphi^2}{F_{bh} \cdot 360^2}$$

Từ biểu thức (6.1) ta thấy rằng tổn thất trong buồng xoắn phụ thuộc vào góc ôm φ , vào sự thay đổi của vận tốc dọc theo chiều dài xoắn và hình dạng của tiết diện buồng xoắn. Thực nghiệm cho thấy động năng của buồng xoắn $v^2/2gH$ không lớn, vào khoảng $2 \div 4\%$ và tổn thất năng lượng trong buồng xoắn không lớn. Các hệ số tổn thất xác định theo thực nghiệm đối với buồng xoắn tiết diện hình thang và $\varphi = 180^\circ$, $\xi_{bh} = 0.07 \div 0.09$. Đối với

thiết buồng xoắn tuabin tâm trực có $H = 400 \div 500$ m, $\varphi = 345^\circ$ vào khoảng $0,22 \div 0,25\%$, $H = 45$ m, $\varphi = 345^\circ$, vào khoảng $0,6 \div 0,67\%$.

Ảnh hưởng của buồng xoắn đến việc hình thành dòng chảy và gián tiếp đến hiệu suất tuabin phụ thuộc vào kích thước và hình dạng buồng xoắn, dòng chảy ra khỏi buồng xoắn có lưu số nào đó, tính theo công thức $F = 2\pi Rv$. Lưu số này phụ thuộc vào góc ôm φ và diện tích tiết diện vào. Nếu tăng diện tích này và giảm góc ôm thì lưu số giảm, dòng chảy sẽ hướng tâm. Điểm làm việc tối ưu lệch sang phải (vùng tăng lưu lượng). Nếu giảm diện tích tiết diện vào đối với buồng xoắn, thiết kế theo quy luật C_xr không đổi, sẽ làm giảm hiệu suất của tuabin. Nếu đồng thời giảm diện tích và giảm cả góc ôm thì làm giảm hiệu suất của tuabin và đồng thời gây xâm thực.

Tuy nhiên khi thiết kế phải chú ý: nếu tăng kích thước buồng xoắn thì tăng hiệu suất của tuabin nhưng tăng giá thành xây dựng. Cần chọn phương án tối ưu của hai vấn đề trên.

6.1.1.4. Thiết kế buồng xoắn

a. Các phương pháp thiết kế

Cấu trúc dòng chảy trong buồng xoắn phụ thuộc vào hình dạng của tiết diện và góc ôm. Vận tốc dòng chảy tại điểm bất kỳ dùng tọa độ z, r, θ gồm có vận tốc kinh tuyến $C_n = \sqrt{C_r^2 + C_z^2}$ và vận tốc vòng C_θ . Để thiết kế buồng xoắn người ta giả thiết:

- Dòng chảy trong buồng xoắn là dòng chảy dừng, đối xứng qua trục quay và là dòng thê. Lưu lượng qua tiết diện bất kỳ Q , lấy theo góc φ là:

$$Q_r = Q_n \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (6.2)$$

Trong đó: Q_n - lưu lượng tính toán qua tuabin.

- Dòng chảy được coi là tổng hợp của dòng chảy thẳng và dòng xoáy, đặc trưng bởi lưu lượng Q và lưu số F , biểu diễn theo hàm phức sau:

$$W = i \cdot \frac{F}{2\pi} \ln r + \frac{Q}{2\pi} \ln Z \quad (6.3)$$

Phương trình đường dòng trong buồng xoắn có dạng: $Imr + Q\varphi = \text{const}$. (6.4)

Góc giữa hai vec tơ thành phần C_r và C_θ ký hiệu là góc δ , được tính theo công thức:

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{C_\theta}{C_r} = - \frac{Q}{F} = \text{const} \quad (6.5)$$

Giả thiết rằng khi thay đổi chế độ làm việc thì Q và F thay đổi sao cho góc δ không đổi và các đường dòng trong buồng xoắn không đổi.

Thành phần C_r và C_θ tính theo công thức:

$$C_r = \frac{Q_n}{\pi D_n h_0} \quad (6.6)$$

Trong đó: D_n - đường kính đường tròn là mép vào cột trụ.

Vì dòng chảy là dòng thê, nên momen vận tốc C_xr là hằng số:

$$C_xr = K = \text{const}, \quad (6.7)$$

Trong đó: r - khoảng cách từ trục tuabin đến điểm bất kỳ;

K - hằng số của buồng xoắn.

Từ những giả thiết trên có ba phương pháp thiết kế:

- Thiết kế theo giả thiết momen vận tốc C_xr là hằng số.

- Thiết kế theo giả thiết vận tốc trung bình dọc theo đường xoắn là hằng số: $C_{av} = \text{const}$.
- Thiết kế theo giả thiết thành phần vận tốc vòng trung bình theo đường xoắn giảm dần.

Theo quan điểm thủy khí động học thì phương pháp 1 có cơ sở toán học nhiều hơn hai phương pháp còn lại. Phương pháp này được sử dụng cho huống xoắn có $\varphi = 180^\circ - 360^\circ$. Nếu góc ôm nhỏ $\varphi < 180^\circ$ thì tính toán theo hai phương pháp sau đạt hiệu quả tốt hơn. Nếu muốn cho trục quay tuabin nằm gần giữa buồng xoắn hơn thì dùng phương pháp 3. Thực nghiệm cho thấy buồng xoắn thiết kế theo cả ba phương pháp trên đều bảo đảm chất lượng.

Sau đây chúng ta sẽ làm quen với thiết kế buồng xoắn theo phương pháp momen vận tốc là hằng số.

b. Lựa chọn thông số hình học

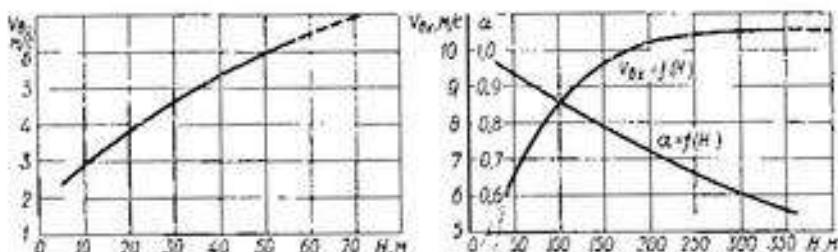
- Đối với tuabin cột áp thấp chọn $\varphi = 180^\circ - 192^\circ$, chiều rộng kể từ trục đến mép phái của buồng xoắn $B_x = (1 \div 1.2)D_f$. Nếu giảm B_x sẽ giảm hiệu suất tuabin.
- Đối với tuabin cột áp vừa và cao: $\varphi = 270^\circ \div 360^\circ$. H càng lớn thì φ càng lớn.
- Đối với tuabin $H = 80\text{m}$, $\varphi = 270^\circ \div 315^\circ$.
- Tiết diện của buồng xoắn bê tông thường có dạng hình thang. Tiết diện buồng xoắn có dạng tròn, chuyển sang clip ở phần cuối, hoặc tiết diện clip.

Kích thước của tiết diện vào và diện tích F_{in} phụ thuộc vào vận tốc trung bình của dòng chảy tại cửa vào và hệ số vận tốc α có thể chọn theo hình 6.3, hoặc tính theo công thức:

$$v_{in} = \alpha \sqrt{H} \quad (6.8)$$

Đối với buồng xoắn bê tông có thể chọn như sau:

$\alpha = 0.8 \div 1.1$; $R_{in} \geq 1.6D_f$; $b_{in} = (1.8 \div 2)a$; $B \geq R_{in} + 0.95D_f$ (với $\varphi = 180^\circ$); $B \geq R_{in} + 1.1D_f$ (với $\varphi = 180^\circ \div 225^\circ$)



Hình 6.3. Chọn hệ số và V_{in} theo cột áp tuabin

c. Thiết kế buồng xoắn tiết diện hình thang

Các thông số cho trước:

Cột áp thiết kế H_n , lưu lượng Q , công suất thiết kế N_n .

- Nội dung tính toán:

Sau khi đã chọn các thông số hình học, hình dạng tiết diện và vận tốc dòng chảy tiết diện vào, tính diện tích tiết diện vào:

$$F_{in} = \frac{Q_{in}}{v_{in}} = \frac{Q_n \cdot \varphi}{360^\circ \cdot v_{in}} \quad (6.9)$$

Lưu lượng qua tiết diện i bất kỳ là:

$$Q_i = Q_n \cdot \frac{\varphi_i}{2\pi}$$

Mật khác nô laj được xác định theo công thức:

$$Q_i = \int_{r_i}^R C_s b dr \quad (6.10)$$

Trong đó chiều cao tiêu diện là hàm của bán kính $b = f(r)$

$$C_v = \frac{K}{r} \quad (6.11)$$

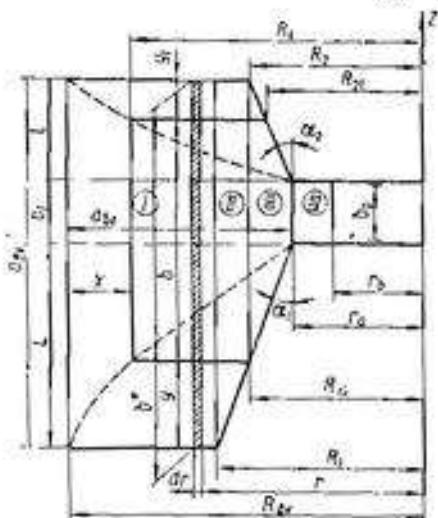
$$\text{Vậy: } Q_{\text{hi}} = Q_N \cdot \frac{\varphi_{\lambda_0}}{2\pi} = K \cdot \int_{r_0}^{R_0} \frac{b}{r} dr \quad (6.12)$$

Hàng số của buồng xuân K tính theo công thức:

$$K = \frac{Q_{hn}}{\int_r^b dr} \quad (6.13)$$

Vị trí của tiết điện i theo góc φ tính theo công thức:

$$\varphi_i = \frac{2\pi K}{Q_n} \cdot \int_r^b dr \quad (6.14)$$



Hình 6.4. Set đồ tính toán bằng xoắn
tết diện hình thang

Các thành phần vận tốc trước mép vào cánh hướng:

$$C_{r0} = \frac{Q_0}{2\pi b}, \quad C_{z0} = \frac{K}{r} \quad (6.15)$$

$$\delta = \operatorname{arctg} \frac{C_{re}}{C_s} = \operatorname{arctg} \frac{Q_n}{2abK} \quad (6.16)$$

Thay vào (6,14) ta có:

$$\varphi_i = \frac{1}{b_i x_0 \lg \delta} \int_r^b dr \quad (6.17)$$

Theo công thức (6.17), nếu ta chọn trước quy luật biến đổi $b(r)$, ta có thể tính được vị trí ϕ của tiết diện có chiều cao b và bán kính r .

Các bước tiến hành:

- Hình 6.4. Sơ đồ tính toán buồng xoắn tiết diện hình thang**

 - Theo giá trị D_1 , chọn các thông số hình học chủ yếu theo các bảng chỉ dẫn, phụ thuộc vào H, D_1 .
 - Từ đó thị $v_{h_1} = f(H)$ (hình 6.3) chọn vận tốc v_{h_1} .
 - Tính diện tích tiết diện F_{h_1} theo công thức (6.9).
 - Chọn thông số của mặt cắt vào có diện tích vừa tính được F_{h_1} và góc ôm δ của buồng xoắn theo công thức (6.16). Trong đó hệ số K tính theo công thức (6.13) cho tiết diện lớn nhất F_{h_1} .
 - Tính kích thước các mặt cắt còn lại và vị trí ϕ của các mặt dò.
 - Trong khoảng cách từ R_1 đến R_n (hình 6.4) chọn khoảng 6 – 8 điểm. Quan hệ giữa chiều cao tiết diện h , và bán kính được cho trước theo quy luật: ở nửa trên của hình thang: $x = py^2$, nửa dưới của hình thang $x = p_1y^2$, các hệ số p, p_1 , tính theo tiết diện F_{h_1} .

$$p = \frac{a}{L^2} ; \rho_t = \frac{a}{l^2} \quad (6.18)$$

Tính y_t theo y :

$$y_t = \frac{p}{\rho_t} y$$

Theo hình 6.4 ta có:

$$b^* = b + \frac{p}{\rho_t} y + y = b + y \left(\frac{p}{\rho_t} + 1 \right) \quad (6.19)$$

$$y = \frac{b^* - b}{\sqrt{\frac{p}{\rho_t} + 1}}$$

$$R_t = R_h - x$$

$$R_{t1} = R_t - y_t \tan \alpha_t \quad (6.20)$$

$$R_{t2} = R_2 - y_t \tan \alpha_2$$

Từ công thức (6.17), tính tích phân, ký hiệu là I_t :

$$I_t = \int_{r_1}^{R_t} \frac{b}{r} dr$$

Chia các mặt cắt cần tính ra làm 4 vùng I, II, III, IV, trong đó chiêu cao tiết diện tính theo công thức:

$$b_i = b = \text{const. } h_{il} = m_i + n_i r$$

$$h_{il} = m + nr \quad b_{il} = b_n + (10 \div 20) \text{mm}$$

$$I_t = \int_{r_1}^{R_t} \frac{b}{r} dr = \int_{r_1}^{R_1} \frac{b^*}{r} dr + \int_{R_1}^{R_2} \frac{m + nr}{r} dr + \int_{R_2}^{R_3} \frac{m_i + n_i r}{r} dr + \int_{R_3}^{R_t} \frac{b_i}{r} dr =$$

$$= b (\ln R_1 - \ln r_1) + m (\ln R_1 - \ln R_2) + n (R_1 - r_1) + m_i (\ln R_2 - \ln r_2) + n_i (R_2 - r_2) + b_i \ln r_3 / r_3.$$

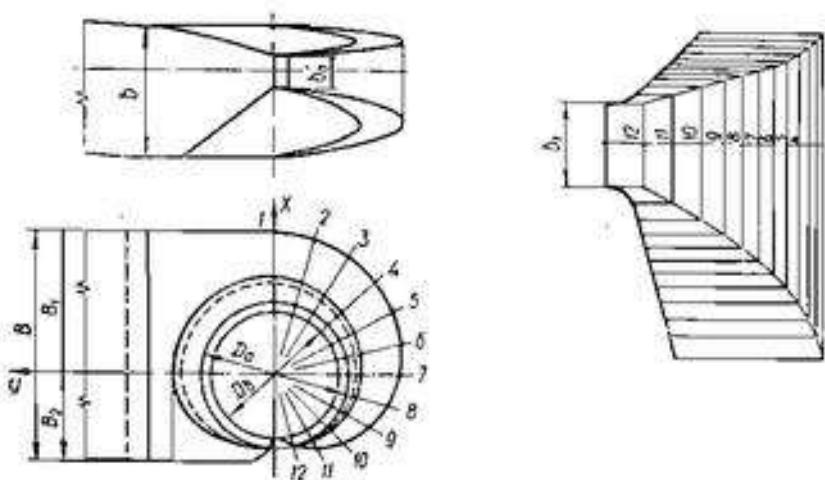
$$= b^* \ln R_t + (m + b^*) \ln R_t + (m_i + m) \ln R_2 + (n_i - n) R_2 - m_i \ln r_2 - n_i r_2 + b_i \ln r_3 - b_i \ln r_1$$

- Sau khi tìm được các giá trị tích phân, tính i theo (6.21) và tính φ theo (6.17). Chú ý: có thể cho quy luật thay đổi x theo y là tuyến tính hoặc đồ thị parabol bậc 3.

Các tính toán được tiến hành theo bảng 6.1.

Theo các mặt cắt vừa tính được, tiến hành lập các đường cong kiểm tra: $R_t = f_t(\varphi)$, $y = f_t(\varphi)$; $y_t = f_t(\varphi)$, $v_{ab}/v_{bc} = f_t(\varphi)$. Trong đó v_{ab} là vận tốc trung bình mặt cắt.

Sau đó xây dựng bản vẽ buồng xoắn (hình 6.5).

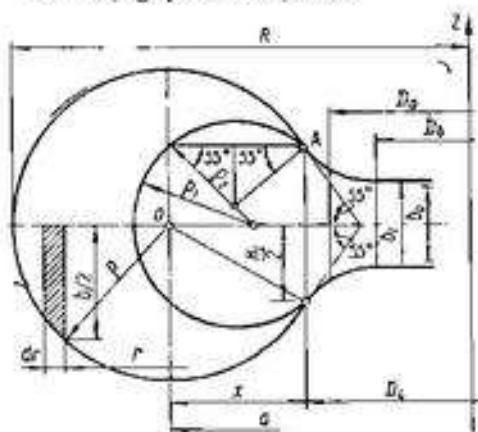


Hình 6.5. Bản vẽ buồng xoắn tiết diện hình thang

d. Thiết kế buồng xoắn tiết diện tròn

Nội dung tính toán:

Lưu lượng qua tiết diện vào:



Hình 6.6. Sơ đồ tính toán
buồng xoắn tiết diện hình tròn
cánh hướng thì:

$$Q_{hr} = Q_n \cdot \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (6.21)$$

Diện tích tiết diện vào và bán kính của nó:

$$F_{hr} = \frac{Q_{hr}}{v_{hr}}; \rho_{hr} = \sqrt{\frac{F_{hr}}{\pi}} \quad (6.22)$$

Lưu lượng qua tiết diện bất kỳ nào đó:

$$Q_i = \int_{r_0}^r C_{i0} \cdot b \cdot dr = K \int_{r_0}^r \frac{b}{r} dr = Q_n \cdot \frac{\varphi_i}{360^\circ} \quad (6.23)$$

$$\text{Vậy: } \varphi_i = \frac{2\pi K}{Q_n} \int_{r_0}^r \frac{b}{r} dr \quad (6.23)$$

Nếu C_{i0} và C_m là vận tốc vòng và vận tốc vào của

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{C_{i0}}{C_{m0}} = \frac{Q_n}{2\pi b_0 h_0} \cdot \frac{r_0}{K} = \frac{1}{2\pi b_0} \cdot \frac{Q_n}{K} \quad (6.24)$$

$$b(r) = 2\sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} \quad (6.25)$$

Thay vào (6.23) ta có:

$$\varphi_i = \frac{2\pi \cdot 2K}{2\pi b_0 K \operatorname{tg} \delta} \int_{r_0}^r \frac{dr}{r} \sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} = \frac{2}{b_0 \operatorname{tg} \delta} \int_{r_0}^r \sqrt{\rho^2 - (r - a_i)^2} \cdot \frac{dr}{r} \quad (6.26)$$

$$\text{Ký hiệu: } A = \frac{2}{b_0 \operatorname{tg} \delta} \quad (6.26)$$

$$\rho_i = [r_o + \rho_i - \sqrt{r_o(r_o + 2\rho_i)}] A \quad (6.27)$$

$$a_i = r_o + \rho_i$$

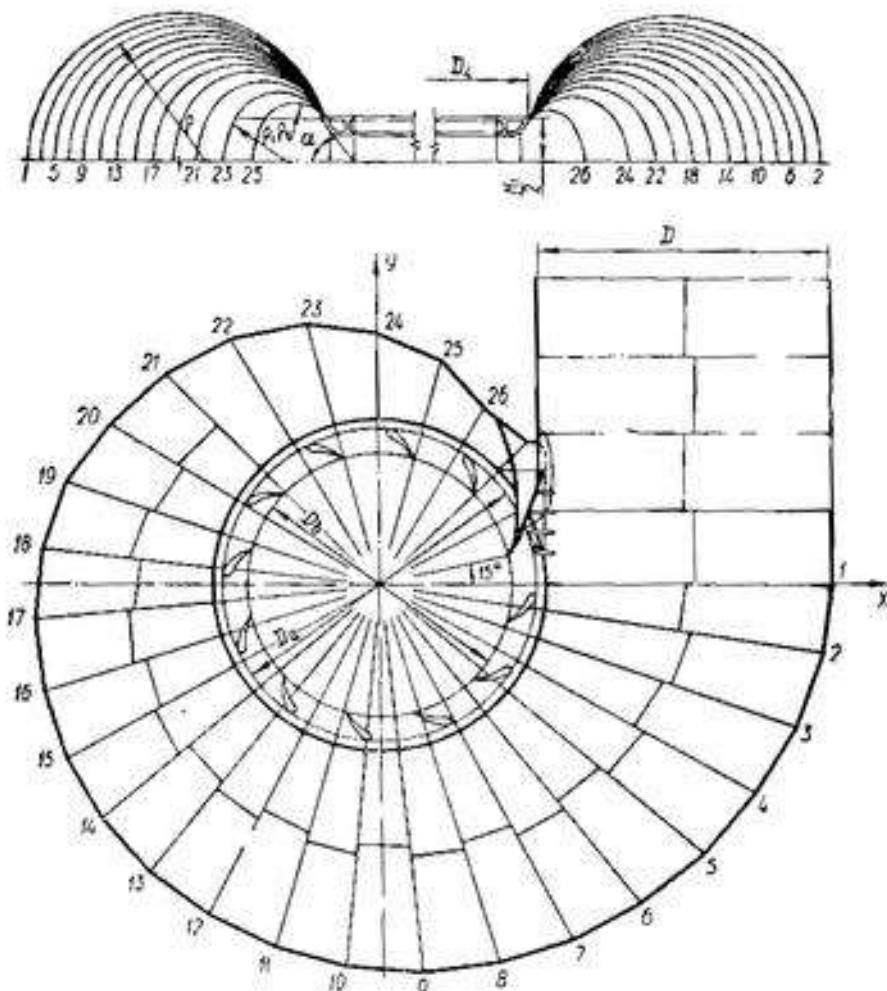
$$r = r_o + 2\rho_i$$

$$\varphi_i = A(a_i - \sqrt{r_o - r_i}) \quad (6.28)$$

$$V_i = \frac{\varphi_i}{A} + \sqrt{2r_o \frac{\varphi_i}{A}}$$

$$R_i = \rho_i + a_i$$

$$(6.29)$$



Hình 6.7. Bản vẽ buồng xoắn tiết diện tròn

Các bước tiến hành:

- Tính diện tích, bán kính tiết diện vào theo (6.2) và (6.22). Từ đó tính hệ số K và góc δ theo (6.24).
- Chia φ ra thành các tiết diện cách nhau góc $15..45^\circ$. Qua (6.26) tính được giá trị A . Theo (6.28) tính các bán kính ρ_i . Theo (6.29) tính R_i .

- Các bước tính toán này thường lập theo bảng.
- Dụng các đồ thị tại $R = f(\varphi)$, $Q = f(R)$.
- Các tiết diện cuối chuyển sang tiết diện elip, lấy bán kính R từ đồ thị theo φ . Bán kính nhỏ lấy theo công thức.

$$\rho_e = \frac{R - [R_1 + \rho_1(1 - \cos \alpha)]}{2 \cos \alpha} \quad (6.30)$$

Sau khi tính toán, dựng bản vẽ như hình 6.7.

e. Thi du tinh toan huong xoan be tong cho tielt dien hinh thang

Cho trước: cột áp thiết kế $H_n = 13,5\text{m}$

Cột áp lớn nhất: $H_{max} = 19,0\text{m}$

Cột áp nhỏ nhất: $H_{min} = 10,0\text{m}$

Công suất lớn nhất: $N_{max} = 69,0\text{MW}$.

- Đối với những thông số này, theo hình 5.1, chọn loại tuabin hướng trục cánh quay ký hiệu Liên Xô cũ là K20. Theo chỉ dẫn đối với loại tuabin này thường dùng huống xoan bê tông có góc ôm là $\varphi = 180^\circ$.

- Lưu lượng của tuabin tính toán là Q_n :

$$Q_n = \frac{N}{9,8 / \eta_H H_n} = \frac{69 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 0,85 \cdot 13,5} = 61 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Lưu lượng qua tiết diện vào tuabin:

$$Q_{bx} = Q_n \cdot \frac{\varphi}{360} = 307 \text{ m}^3/\text{s}$$

- Theo hình 6.3 chọn vận tốc tại tiết diện vào là $3,45\text{m/s}$, hệ số vận tốc α tính theo công thức 6.8 là 0,94.

- Diện tích tiết diện vào:

$$F_{bx} = \frac{Q_{bx}}{v_{bx}} = \frac{307}{3,45} = 89 \text{ m}^2$$

Ở phần tính toán bánh công tác ta đã lựa chọn lưu lượng dẫn xuất $Q' = 2050\text{l/s}$. Theo bảng chọn bán kính tiết diện vào R_b , (tỷ số R_b/d_i) theo Q' , như sau:

$Q' (\text{l/s})$	1600	1800	2000	2200	2400
R_b/D_i	1,55	1,57	1,59	1,61	1,63

Với thông số dẫn xuất như trên, chọn tỷ số bằng 1,60.

$R_b = 1,6 \cdot 9,0 = 14,4\text{m}$.

- Chọn thông số hình học theo mô hình K20 ta có: $r_o = 6,75\text{m}$, $r_b = 5,9\text{m}$, $D_o = 10,5\text{m}$, $b_o = 3,6\text{m}$ góc của hình thang $\alpha = 15^\circ$. (hình 6.8).

Chiều cao tiết diện vào tính theo diện tích F_{bx} :

$$F_{bx} = b_o(r_o - r_b) + (r_b - r_o)b_{bx} - \frac{(b_{bx} - b_o)^2}{2} \operatorname{tg} 15^\circ = 89$$

$$3,6(6,75 - 5,9) + (14,4 - 6,79)b_{bx} - \frac{(b_{bx} - 3,6)^2}{2} \cdot 0,268 = 8,9$$

$$0,134b_{lo}^2 - 8,615b_{lo} + 87,68 = 0$$

Rút ra: $b_{lo} = 12,7\text{m}$, tỷ số $b_{lo}/a_{lo} = 12,7/7,65 = 1,66$

- Tính tích phân:

$$I = \int_{r_p}^{r_b} \frac{b}{r} dr.$$

Nếu chọn hình thang lệch dưới, tức là $b'' = 0$ (hình 6.1) thì:

$$I = b_0 \ln \frac{r_p}{r_b} + b \ln \frac{r_i}{r_o} - r_i \operatorname{ctg} \alpha_i \ln \frac{r_k}{r_o}$$

$$b_0 \ln \frac{r_p}{r_b} = 3,65 \ln \frac{6,75}{5,9} = 0,487$$

Còn lại các số hạng khác của tích phân tính theo bảng 6.1

Bảng 6.1

Các thông số	Tiết diện							
	1	2	3	4	5	6	7	8
r, m	14,4	13,4	12,4	11,4	10,14	9,4	8,4	7,4
b, m	12,7	10,47	8,56	6,96	5,76	4,69	4,023	3,666
r_i, m	9,19	8,59	8,08	7,65	7,31	7,04	6,86	6,77
r_p/r_o	1,361	1,273	1,197	1,133	1,082	1,043	1,017	1,003
$\ln r_p/r_o$	0,308	0,241	0,18	0,125	0,079	0,042	0,017	0,003
r/r_o	2,133	1,985	1,837	1,689	1,641	1,393	1,244	1,096
$\ln r/r_o$	0,758	0,686	0,607	0,524	0,432	0,332	0,218	0,092
$b \cdot \ln r/r_o$	9,63	7,18	5,20	3,65	2,45	1,56	0,877	0,336
$r_i \operatorname{ctg} \gamma$	34,3	32,05	30,15	28,54	27,26	26,38	25,61	25,26
$r_i \operatorname{ctg} \gamma \ln r_i/r_o$	10,57	7,72	5,42	3,56	2,15	1,10	0,44	0,08
m	9,10	6,87	4,96	3,36	2,07	1,092	0,423	0,0656
$\int_{r_p}^{r_b} \frac{b}{r} dr$	8,64	6,81	5,22	3,93	2,85	2,03	1,34	0,80
ϕ'	180	141,9	108,7	81,9	59,4	42,3	27,9	6,17
Q	307	242	185,5	139,6	101,3	71,2	47,6	28,4
F	89,11	66,37	48,12	33,91	23,19	15,33	9,86	5,44
$V_{lo}, \text{m/s}$	3,44	3,65	3,85	4,12	4,37	4,70	4,92	5,22

- Theo kết quả tính toán ở bảng dùng các đường cong quan hệ của lưu lượng, góc ϕ , vận tốc trung bình mặt cắt, chiều cao mặt cắt theo các tiết diện đã chọn (hình 6.8).

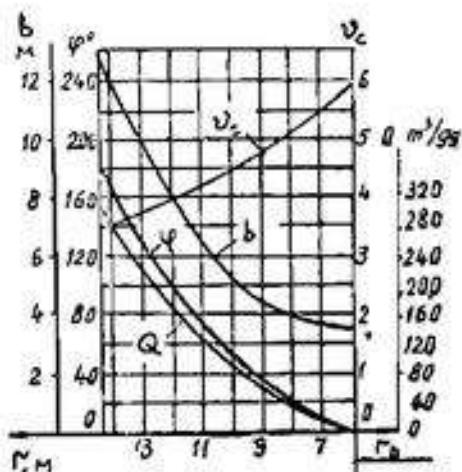
6.1.2. Trụ đỡ

6.1.2.1. Nhiệm vụ và đặc điểm

Trụ đỡ tuabin đóng vai trò chịu lực gồm có lực dọc trục của tổ máy, trọng lực của các thiết bị phụ và khôi bê tông phần gian máy... xuống nền nhà máy.

Yêu cầu đối với trụ đỡ về mặt kết cấu là phải đủ bền và không ảnh hưởng đến dòng chảy.

Dòng chảy qua trụ đỡ là dòng tiếp theo của dòng chảy trong buồng xoắn. Thông thường coi là dòng thế không xoáy. Để đảm bảo cho các hệ số cản thuỷ lực của cột trụ là nhỏ nhất, người ta dựng đường tâm của profin cột trụ là một phần của đường dòng này. Như trên đã nêu, dòng chảy trong buồng xoắn tính theo quy luật momen vận tốc đó là hằng số và đường dòng gần dạng với đường xoắn logarit với bán kính cong lớn.



Hình 6.8. Kết quả tính toán

Các thông số hình học đặc trưng của cột trụ gồm số lượng cột trụ Z_c , độ dày lớn nhất δ , vị trí cột trụ (đường kính mép vào cột trụ D_c), góc nghiêng của cột trụ so với phương hướng kênh γ , góc của dòng ra khỏi buồng xoắn θ (góc giữa tiếp tuyến với đường dòng và bán kính vectơ tại tiếp điểm), góc dòng ra khỏi cột trụ và biến dạng cột trụ.

Số lượng cột trụ lấy bằng nửa số lượng cánh hướng, chọn theo mô hình có n , và H gần nhất:

$$z_n = \frac{1}{2} z_a.$$

Độ dày lớn nhất tính theo sức bền, sơ bộ chọn:

$$\delta_{max} = \frac{\theta_{max}}{l} = 15 - 20\%.$$

Trong đó: L - chiều dài dây cung của đường tâm.

Vị trí cột trụ D_c chọn theo mô hình.

Góc θ giữa bán kính vec tơ của một điểm và tiếp tuyến với đường dòng tại điểm đó thường lấy từ kết quả tính toán buồng xoắn (công thức 6.16). Nhưng vì có các cột trụ với bể dày hữu hạn nên có hiện tượng chèn dòng gọi $\Delta\theta$ là độ chênh góc của dòng bị chèn so với dòng cũ.

Thông thường $\Delta\theta = 3^\circ - 5^\circ$.

Thực nghiệm cho thấy: góc ra khỏi dòng ra của cột trụ bằng góc vào cánh hướng.

Khi thiết kế cột trụ thường chia làm hai phần: các cánh cột trụ ở trong cùng góc ôm φ của buồng xoắn và phần ở ngoài vùng góc ôm. Đối với những tuabin lớn tính toán biến dạng và góc nghiêng γ của hai phần này khác nhau, chủ yếu là do đường dòng tại hai phần này khác nhau (hình 6.10).

Góc nghiêng cánh của cột trụ γ trong vùng góc ôm tính theo công thức:

$$\gamma = 90^\circ - (\delta + \Delta\delta) \quad (6.31)$$

Góc γ trong vùng ngoài góc ôm φ chọn theo đường dòng, lấy từ tam giác vận tốc.
Biên dạng cánh trong một cột trụ không thay đổi theo chiều cao của cột.

6.1.2.2. Thiết kế biên dạng cánh cột trụ

a. Nội dung thiết kế

Để đơn giản người ta thường thiết kế các cột trụ có cùng biên dạng cánh.

Từ tam giác vận tốc sau khi dựng đường dòng ta có:

$$C_r = \frac{Q_u}{2\pi_a b_o} \quad (6.32)$$

$$C_r r = K$$

Trong đó: K - hệ số buồng xoắn.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{C_r}{C_u} = \frac{Q}{2\pi_a K}$$

Chọn $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \delta_m$ – góc α ở mép vào cánh cột trụ bằng góc θ ở buồng xoắn theo (6.16). Góc α ở mép ra của cột trụ lấy bằng góc α_i ở mép vào cánh hướng.

Các tiết diện giữa mép vào và mép ra với bán kính r , thì tính góc α theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha_{in} = \operatorname{tg} \delta_m \cdot \frac{b_o}{b_i} \quad (6.33)$$

Nếu tính sự chèn dòng thì phải tính theo (6.31) hoặc nếu gọi t , là bước của cánh, thì tính theo công thức:

$$t_i = \frac{2\pi R_i}{Z_a} \quad (6.34)$$

Góc α' , tính đến sự chèn dòng theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \delta_m \cdot \frac{b_o}{b_i (1 - \frac{\delta'}{t_i})} \quad (6.35)$$

Ở đây δ là độ dày cánh cột trụ tại tiết diện thứ i .

b. Trình tự tính toán

- Tính lần thứ nhất: tính cánh mỏng vô cùng.

+ Dựa vào kết quả tính buồng xoắn để tính góc α cho tam giác vận tốc theo công thức (6.32), (6.33). Trên đường dòng, lấy trong khoảng từ R_o đến R_n từ 5 ÷ 10 tiết diện cho bán kính R , để tính α .

Giả sử ta chia năm tiết diện thì:

$$\Delta R = \frac{R_n - R_o}{5}$$

Góc ôm $\Delta\theta$ cho từng vị trí tính theo công thức:

$$\Delta\theta = \Delta\theta_o + \Delta\theta_n$$

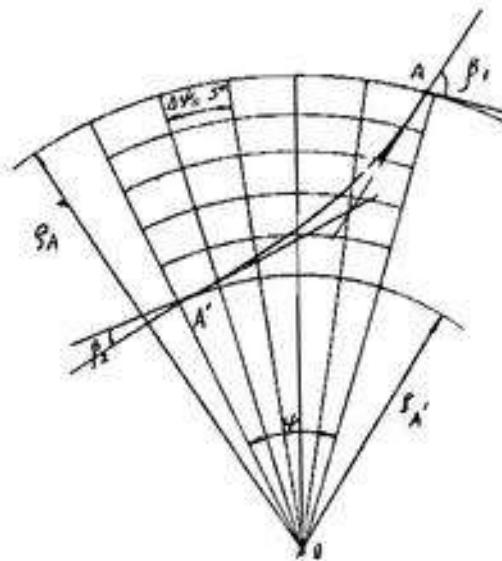
Trong đó:

$$\Delta\theta_o = \arcsin \frac{R_i \operatorname{tg} \alpha_i + \sqrt{(R_i + \Delta R/2)^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) - R_i^2}}{(R_i + \Delta R/2)(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i)} \quad (6.36)$$

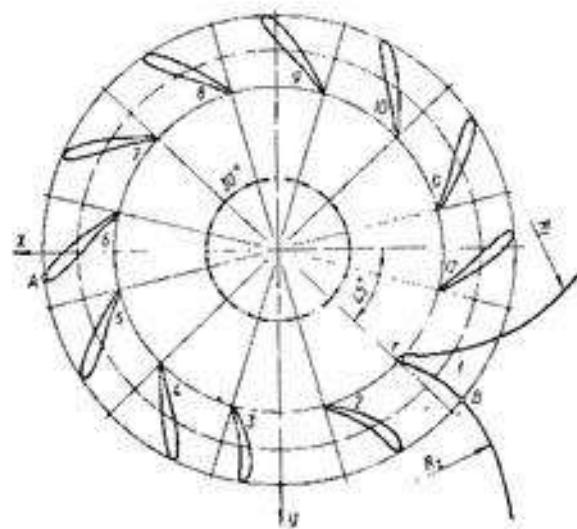
$$\Delta\theta_h = \arcsin \frac{R_i \operatorname{tg} \alpha_i - \sqrt{(R_i + \Delta R/2)^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i) - R_i^2}}{(R_i + \Delta R/2)(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_i)}$$

+ Tính $\Delta\theta$ theo (6.36)

$X=x/l$	0,1	0,2	0,3	0,35	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
$\delta = \delta/\delta_{max}$	0,808	0,995	0,996	1	0,915	0,905	0,830	0,692	0,555	0,4



Hình 6.9. Đường đường tâm
profil cánh cột trụ



Hình 6.10. Sơ đồ xác định đường gấp khúc
+ Vẽ đường gấp khúc theo $\Delta\theta$ và α .

- + Nối đường cong tròn theo đường gấp khúc trên, đó là đường tâm của cánh móng vô cùng.
- + Đáp độ dày theo bảng sau:
- Tính gân đúng lần thứ hai: có tính đến sự chèn dòng.
- + Đo trực tiếp trên bản vẽ để có quan hệ $\delta = f(R_i)$.
- + Tính α' theo (6.35).
- + Tính lại $\Delta\theta_o$, $\Delta\theta_h$ và $\Delta\theta$ theo (6.36).
- + Xây dựng lại đường tâm như ở phần thứ nhất với góc α' và $\Delta\theta$.
- + Đáp độ dày.

Sau khi đã thiết kế được biến dạng cánh của cột trụ, đặt chúng theo đường dòng hoặc theo chỉ dẫn công thức (6.31). **Chú ý:** cánh cột trụ ở gân mũi buồng xoán thường có biến dạng là profil thẳng hoặc cong ngược lại so với những cánh cột trụ khác (hình 6.10).

6.1.3. Cánh hướng dòng

6.1.3.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

Trong tuabin phản lực cánh hướng đóng vai trò:

- Dẫn dòng và phân bổ dòng trước khi vào bánh công tác
- Điều chỉnh lưu lượng qua tuabin phù hợp với phụ tải
- Đóng và mở tuabin, bảo vệ bánh công tác khi có sự cố và khi sửa chữa.

Các thông số hình học của hệ thống cánh hướng (hình 6.11):

Đường kính đường tròn phân bổ trực xoay cánh hướng D_s

Chiều cao cánh hướng - b_s

Số lượng cánh hướng - n_s

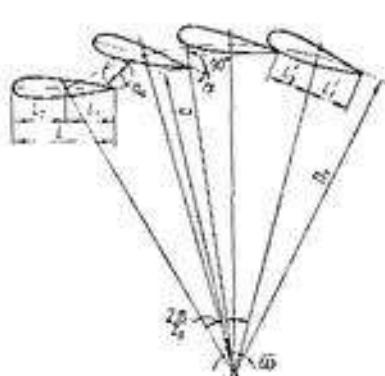
Độ mở cánh hướng - a_s

Chiều dài cung cánh L so với tâm quay - L_1, L_2

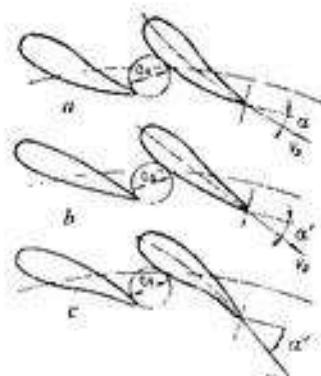
Độ mua cánh L/t

Độ dày lớn nhất δ_{max}

$$\text{Độ lệch tâm khi cánh hướng đóng hoàn toàn: } \varepsilon = \frac{L_1 - L_2}{2(L_1 + L_2)}$$



Hình 6.11. Các thông số hình học
dài trung của cánh hướng đóng



Hình 6.12. Các dạng profin
cánh hướng đóng

Chiều dài và biến dạng cánh có thể không đổi theo chiều cao b_s . Thông thường ở tuabin trục đứng cánh hướng có biến dạng và chiều dài không đổi theo b_s . Tuabin trục ngang (kiểu capsun) dùng cánh hướng có chiều dài thay đổi.

Biến dạng profin cánh hướng có thể có ba loại: đối xứng, cong lên và cong xuống. Nếu gọi f là độ vồng lớn nhất của đường nhân profin so với dây cung của nó và góc α , là góc của đường cong chảy ở mép ra profin cánh hướng (hình 6.12), thì ba loại trên còn gọi là profin có độ vồng âm (6.12a), profin đối xứng (6.12b), profin có độ vồng dương (6.12c) ứng với ba trường hợp: $f < 0$ và $f = 0$ và $f > 0$. Góc: $\alpha_s < \alpha'_s < \alpha''_s$.

Lưu lượng qua cánh hướng phụ thuộc vào độ mở a_s và vào biến dạng profin. Lưu lượng qua cánh hướng có $f > 0$ (hình 6.12c) là lớn nhất. Vì góc α_s lớn, tức là thành phần C_s lớn.

Các thông số hình học chọn phụ thuộc vào H và D_s . Nếu D_s lớn và b_s nhỏ thì giảm vận tốc trung bình mặt cắt và tổn thất thuỷ lực trong cánh hướng giảm, dòng ra khỏi cánh hướng đều hơn. Cần chọn tối ưu tuabin n_s nhỏ, tỷ số $b_s/D_s = 0.08$ đến 0.12, công suất định mức đạt khi có độ mở cánh hướng $= (0.3 \div 0.5) a_{max}$. Tuabin có n_s lớn, $b_s/D_s = 0.3 \div 0.5$, độ mở $a_0 = (0.7 \div 0.8)a_{max}$.

6.1.3.2. Tồn thát trong hệ thống cánh hướng

a. Dòng chảy hình thành sau khi ra khỏi cánh hướng

Trong thực tế dòng chảy ra khỏi cánh hướng có thay đổi về hướng và trị số dọc theo chiều cao cánh hướng b_0 . Sự thay đổi này phụ thuộc vào biến dạng phản dẫn dòng và chế độ làm việc của tuabin. Có thể viết $C_{\infty} = f_1(b_0)$ và $C_{\infty}r = f_2(b_0)$. Khi thiết kế bánh công tác người ta thường cho trước quy luật thay đổi của hai hàm trên. Thực nghiệm cho thấy giá trị n , lớn thì sự phân bố hai hàm trên theo b_0 càng không đều.

Tại chế độ làm việc tối ưu dòng chảy qua cánh hướng là dòng thế không xoáy. Khi giảm a_0 momen vận tốc tăng, lực ly tâm tăng làm cho thành phần C_{∞} ở vành dưới nhỏ hơn ở vành trên. Thực nghiệm cho thấy sự thay đổi của C_{∞} và $(C_{\infty}r)$ theo b_0 có thể đạt chênh lệch đến 10-20%.

Góc giữa tiếp tuyến với đường dòng và hướng nằm ngang ký hiệu là φ cũng thay đổi theo b_0 .

Tuy nhiên khi thiết kế biến dạng cánh hướng người ta thường công nhận một số giả thiết:

Dòng ra khỏi cánh hướng có góc α_0 bằng α_0 của cánh $\alpha_{\infty} = \alpha_0$

Góc α_{∞} của dòng ra khỏi cánh hướng không phụ thuộc vào điều kiện dòng vào cánh hướng.

Momen vận tốc $(C_{\infty}r)_0 = (C_{\infty}r)$, là momen vận tốc tại mép vào của cánh bánh công tác.

- Các thông số của dòng chảy không thay đổi theo chiều cao cánh hướng

- Các thành phần vận tốc tính theo công thức:

$$C_{\infty} = \frac{Q}{2\pi b_0} \quad (6.37)$$

$$C_{\infty} = C_{\infty} \cos \alpha_0$$

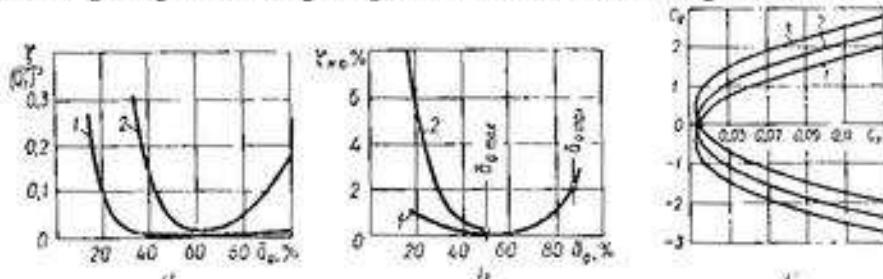
Xác định góc α_0 bằng cách cho trước momen vận tốc ở mép vào bánh công tác, từ đó tính:

$$\begin{aligned} C_{\infty} &= \frac{r_0}{r_0} C_{\infty} \\ \tan \alpha_0 &= \frac{C_{\infty}}{C_{\infty}} \cos \varphi = \text{const} \end{aligned} \quad (6.38)$$

Góc φ của tiếp tuyến với đường cong so với phương nằm ngang xác định từ phản ứng đường dòng.

b. Tồn thát trong cánh hướng dòng

Xét tồn thát trong vùng cánh hướng dòng, để có cơ sở chọn các thông số của nó.



Hình 6.13. Tồn thát năng lượng trong vùng cánh hướng (a,b)
Quan hệ $C_i = f(C)$ của profilo cánh hướng ô

Nếu thay dây cánh thực bằng dây tấm phẳng thì tồn thát trong lưới của dây tấm phẳng là hàm của nhiều thông số:

$$h_{\infty} = f(C_{\infty}, \beta_{\infty}, L/t, D_1/D_0, b_0/D_0, Q_0)$$

Trong đó: C_v - hệ số lực cản của cánh;

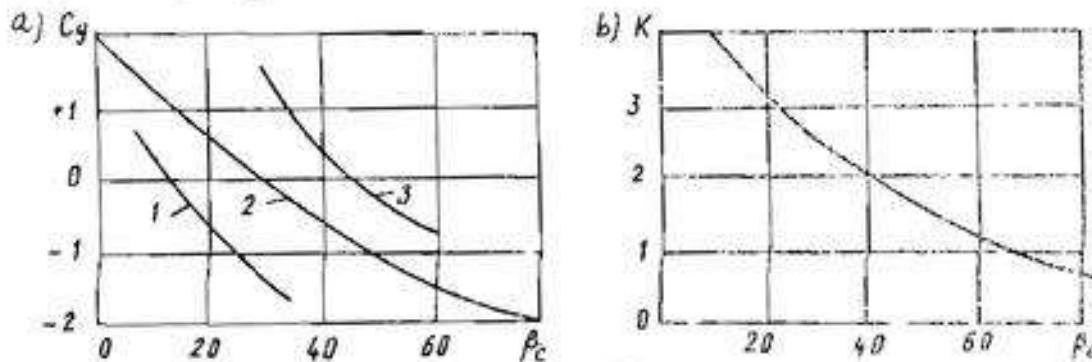
β_c - góc đặt cánh của profin cánh hướng dòng.

Hệ số tốn thất cánh hướng $\xi_v = h_v/H$ cũng là hàm của những thông số trên được biểu thị trong hình 6.13 a,b với đường 1 ứng với n , lớn, đường 2 - n , nhỏ.

Chọn $C_v = f(C_v)$ theo hình 6.13c. Trong đó: 1- cánh có độ vồng dương, 2 - cánh đối xứng, 3 - cánh có độ vồng âm. Ta thấy để có cùng một giá trị hệ số lực nâng C_v , thì loại cánh có độ vồng âm có hệ số cản nhỏ nhất. Ngược lại nếu huống xoắn hẹp, a_v lớn thì hệ số lực nâng âm, lúc đó loại cánh có độ vồng dương lại có hệ số cản nhỏ. Vì vậy chọn hình dạng profin cánh hướng cũng phải tính đến tốn thất.

Đối với tuabin hướng trực $H \leq 40$, góc ôm của buồng xoắn nhỏ, để tốn thất trong cánh hướng nhỏ nhất nên chọn profin có độ vồng dương. Với buồng xoắn hở chọn profin có độ vồng âm. Với tuabin hướng trực n , lớn - chọn profin đối xứng.

Đối với tuabin tâm trực $H = 45 \pm 170$ m, dùng buồng xoắn có góc ôm $\leq 345^\circ$ - chọn profin có độ vồng dương. Nếu $H = 230 \pm 700$ m, buồng xoắn rộng, làm việc chủ yếu ở độ mở a_v nhỏ thì chọn profin có độ vồng âm.



Hình 6.14. Chọn các thông số của profin cánh hướng

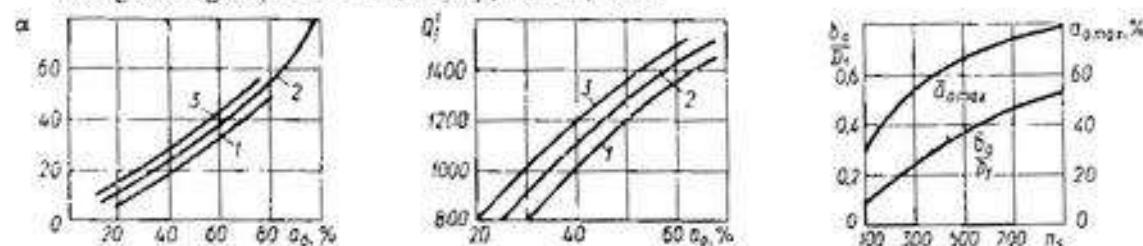
a - quan hệ $C_v = f(\beta_c)$; 1. $\beta_c = 25^\circ$, 2. $\beta_c = 35^\circ$, 3. $\beta_c = 45^\circ$; b - quan hệ $K = f(\beta_c)$

Nếu thay dây cánh hướng bằng dây tăm phẳng, đặt dưới góc β_c thì hệ số lực nâng tính theo công thức:

$$C_v = 2\pi K \sin(\beta_c - \beta_0)$$

$$K = \frac{C_v'}{C_v} = f\left(\frac{L}{t}, \beta_c\right)$$

Thông thường chọn $L/t = 1,1$, chọn β_c theo C_v và K .



Hình 6.15. Chọn các thông số cánh hướng dòng

a- quan hệ $C_v = f(a_v)$; b- quan hệ $Q' = f(a_v)$; c- quan hệ $h/D_f, a_{max} = f(a_v)$.

1 - profin độ vồng âm, 2 - profin đối xứng, 3 - profin độ vồng dương

Tồn thât trong cánh hướng của tuabin hướng trục nhỏ hơn tồn thât trong cánh hướng của tuabin tâm trục. Ví dụ với tuabin hướng trục vận tốc lớn, với độ mở a_0 bằng nửa độ mở a_1 lớn nhất thì tồn thât chỉ vào khoảng 0.1 – 0.3%. Còn với tuabin tâm trục vận tốc nhỏ với độ mở a_0 bằng nửa độ mở lớn nhất thì tồn thât có thể lên tới 3-5%. Vì vậy thiết kế cánh hướng của tuabin tâm trục cần phải chú trọng hơn.

6.1.3.3. Thiết kế biến dạng profim cánh hướng

Nội dung tính toán:

Chúng ta đã biết: số vòng quay đặc trưng của tuabin phụ thuộc vào cột áp tuabin. Mật khúc nô phụ thuộc vào khả năng tháo của hệ thống cánh hướng qua thông số hình học b_{c}/z và a_{max} . Hình 6.15 biểu thị quan hệ đó.

Với những giả thiết về momen vận tốc trước mép vào bánh công tác và sau cánh: hướng dã
nêu trên, nếu lấy $(C, r) = 0$, cho quy luật (C, r) , ta có:

$$(C_s r)_j = \frac{Q}{2\pi b_j} \operatorname{cig} \alpha_j = \frac{\eta_s \cdot g \cdot H}{\omega}$$

Tính theo các thông số quy dân n^* , Q^*

$$Q' = \frac{ctg\alpha_d}{2\pi h_0} = \frac{30\eta_d g H}{n'_d D_1} \quad (6.39)$$

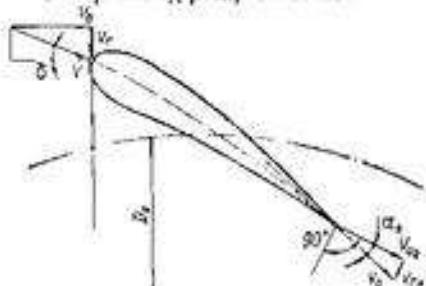
Vậy khả năng thoát qua cảnh hướng phu thuộc vào H , b_n , n' , q .

Chọn các thông số trên chủ yếu dựa vào các mô hình có n , gần nhất.

Khi có α_s , theo đường dòng của dòng thè trong vùng cánh hướng, tính góc α , theo công thức (6.37), (6.38). Nếu góc α_s và α sai lệch nhiều thì phải chọn lại các thông số và tính lại.

Biết α_i và $C_{i,j}$, không đổi theo b_i , cần tính $C_{i,j}$ cho các đường dòng theo (6.38). Tính lại $C_{i,j}$, $C_{i,j}$, β_1 , β_2 của bánh công tác. Như vậy ta đã kiểm tra được sự hợp lý của dòng chảy qua cảnh hướng và qua cảnh bánh công tác...

Các phương pháp thiết kế



Hình 6.16. Dụng profin cảnh huống đóng theo phong cách phản ứng tự do

là mặt phẳng vuông góc với trục quay.

- Phương pháp phân bố xoay nguồn. Phương pháp này đã trình bày ở chương V.

Thiết kế profin cánh hướng có thể sử dụng hai phương pháp chính: phương pháp một tọa độ và phương pháp xoay ngược.

- Phương pháp một tọa độ (xem phần 5.3.3).
 - Chọn tam giác vận tốc ở mép vào theo điều kiện ở mép ra của trụ đỡ.
 - Chọn tam giác vận tốc ở mép ra theo điều kiện ở mép vào và mép ra bánh công tác.
 - Sử dụng phương pháp này với giá thiết đường dòng ở các vùng cánh hướng song song với nhau và vuông góc với trục quay thì mặt ảnh xạ sẽ phải chọn

Các cánh hướng có hình quay (biến dạng thay đổi theo h_0) cũng thiết kế theo phương pháp một toạ độ, mặt ảnh xạ là mặt nón.

6.2. THIẾT KẾ BUÔNG HÚT

6.2.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng

Buồng hút làm nhiệm vụ dẫn nước từ bánh công tác xuống hạ lưu. Buồng hút cho phép sử dụng phần năng lượng còn lại của dòng chảy sau khi ra khỏi bánh công tác.

Để thấy rõ vai trò của buồng hút trong tuabin ta xét hai trường hợp: tuabin có buồng hút và không có buồng hút (hình 6.17).

- Trường hợp không buồng hút:

Cột áp tuabin được xác định theo công thức:

$$H = E_o - E_1$$

$$E_0 = \frac{P_o}{\gamma} + H_1 \cdot \text{năng lượng riêng tại mặt thoáng thượng lưu} \quad (P_o = P_u, C_o = 0)$$

$$E_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + h_d \cdot \text{năng lượng riêng tại tiết diện ra bánh công tác}$$

$$H = \frac{P_o}{\gamma} + H_1 - \frac{P_2}{\gamma} - \frac{C_2^2}{2g} - h_d$$

Trường hợp không buồng hút thì $P_2 = P_u$

$$H = H_1 - \left(\frac{C_2^2}{2g} + h_d \right) \quad (6.40)$$

Trong đó: H_1 - cột áp, là hiệu số giữa độ cao mực nước thượng lưu và độ cao đặt tuabin;

h_d - tổn thất trong buồng dẫn.

Trong trường hợp này cột áp tuabin bằng hiệu của cột áp H , trừ đi động năng cửa ra của tuabin và tổn thất trong buồng dẫn.

- Trường hợp có buồng hút:

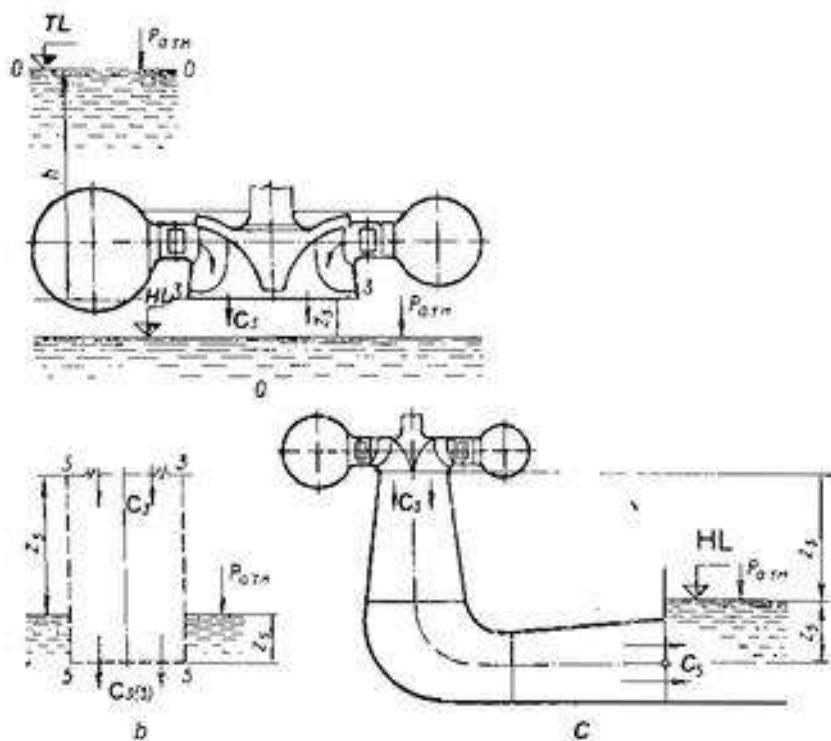
Trong công thức xác định cột áp H tuabin thì năng lượng riêng cửa ra sẽ thay đổi. Để tìm E_1 , ta viết phương trình cân bằng năng lượng giữa hai mặt 2-2 và 5-5 (là tiết diện ra cửa buồng hút) với chuẩn là mặt thoáng hạ lưu.

$$E_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + H_2 = \frac{P_5}{\gamma} + \frac{C_5^2}{2g} - Z_5 + h_{2-5}$$

$$\frac{P_5}{\gamma} = \frac{P_u}{\gamma} + Z_5$$

thay lên và rút ra:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_u}{\gamma} - H_2 - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{C_5^2}{2g} + h_{2-5}, \quad (6.41)$$



Hình 6.17. Sơ đồ phán diện dòng tuabin phản lực
a- không buồng hút, b- buồng hút ống thẳng, c- buồng hút ống lõi cong

Nhóm 3 số hạng cuối cùng và gọi là phần không thuỷ động

$$\frac{P_a}{\gamma} = \frac{C_2^2}{2g} - \left(\frac{C_1^2}{2g} + h_{2,s} \right) = H_{ab} \quad (6.42)$$

$$E_2 = \frac{P_a}{\gamma} - H_2 - \frac{C_2^2}{2g} + \frac{C_3^2}{2g} + h_{2,s} + \frac{C_2^2}{2g} + H_3 = \frac{P_a}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + h_{2,s}$$

$$E_0 = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 + H_2 \text{ (nếu lấy chuẩn là mặt thoáng hạ lưu)}$$

$$\text{Cột áp tuabin là: } H = E_0 - E_2 = \frac{P_a}{\gamma} + H_1 + H_2 - \frac{P_a}{\gamma} - \frac{C_3^2}{2g} - h_{2,s}$$

$$H = H_1 + H_2 - \left(\frac{C_3^2}{2g} + h_{2,s} \right) \quad (6.43)$$

Số sánh giá trị cột áp ở hai biểu thức (6.40) và (6.43) ta thấy nếu có buồng hút sẽ sử dụng được toàn bộ cột áp tĩnh $H_1 + H_2$ là hiệu độ cao mực nước thượng lưu và hạ lưu.

Cột áp động năng chảy ở cửa ra của buồng hút $C_3^2/2g$ không lớn. Tồn thất trong buồng hút $h_{2,s}$ phụ thuộc vào hình dạng buồng hút. Tổng hai số hạng trong (6.43) là $(C_3^2/2g + h_{2,s})$ cũng nhỏ và luôn nhỏ hơn động năng ở cửa ra bánh công tác nếu buồng hút lõi.

Thực nghiệm cho thấy: nếu buồng hút lõi với tỷ số diện tích $F_2/F_1 = 0,25 - 0,35$ thì tồn thất $h_{2,s}$ chiếm khoảng 6-12% động năng của tiết diện 5-5.

$$\frac{C_2^2}{2g} + h_{2 \rightarrow 5} = (1,06 - 1,12) \frac{C_1^2}{2g} < \frac{C_2^2}{2g}.$$

Nhờ thế buồng hút tạo được độ chân không thuỷ động (biểu thức 6.42) tại cửa ra bánh công tác.

Thông số đặc trưng về mặt năng lượng của buồng hút là chân không thuỷ động và hệ số phục hồi năng lượng của buồng hút.

Chân không thuỷ động có biểu thức và ký hiệu như sau:

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} - h_{2 \rightarrow 5} = \frac{P_{th}}{\gamma} = H_{th}$$

Hệ số phục hồi năng lượng của buồng hút còn gọi là hiệu suất của buồng hút, là tỷ số giữa chân không thuỷ động và áp lực thuỷ động của dòng chảy sau bánh công tác, theo biểu thức:

$$\eta_{th} = \frac{H_{th}}{C_2^2 / 2g} = \frac{C_2^2 - C_1^2 - 2gh_{2 \rightarrow 5}}{C_2^2} \quad (6.44)$$

Từ biểu thức (6.41) ta có thể viết:

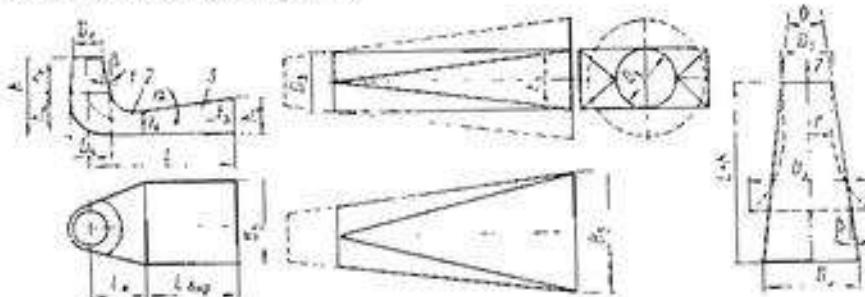
$$\eta_{th} = \frac{2g(\frac{P_{th}}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} - H_2)}{\frac{C_2^2}{2g}} \quad (6.45)$$

Hiệu suất thuỷ lực buồng hút phụ thuộc và hình dạng buồng hút có giá trị như sau:

- Buồng hút thẳng lọc 0,75 – 0,85.
- Buồng hút lọc cong 0,58 – 0,75.

Các thông số hình học đặc trưng gồm có:

Chiều cao buồng hút h , chiều dài L , thông số của tiết diện vào D_i và tiết diện ra (thông thường là hình chữ nhật) $B_r \times h_r$ (hình 6.18).



Hình 6.18. Các kiểu buồng hút

6.2.2. Tồn thải năng lượng trong buồng hút

Tồn thải năng lượng của buồng hút gồm có hai loại: tồn thải trong buồng hút và tồn thải động năng khi ra khỏi buồng hút.

Tồn thải trong buồng hút gồm: tồn thải ma sát với thành ống, tồn thải cục bộ do dòng ngoặt và lọc. Những loại tồn thải này đã xét kỹ trong thuỷ lực đại cương. Để giảm tồn thải trong buồng hút cần chọn độ lọc và chiều dài buồng hút. Trên hình (6.19 a,b) ta thấy được ảnh hưởng của góc lọc và độ dài tới tồn thải trong buồng hút.

Tổn thất động năng của dòng chảy ra khỏi buồng hút phụ thuộc vào chế độ làm việc của tuabin, vào hình dạng và sự làm việc của hệ thống cánh dẫn cũng như hình dạng kích thước của buồng hút. Động năng của đơn vị khối lượng dòng chảy ra khỏi buồng hút tính theo công thức:

$$h_{sh} = \frac{1}{Q} \int \frac{C_s^2}{2g} C_{5,n} dF \quad (6.46)$$

Trong đó: C_s – vận tốc dòng chảy tại điểm bất kỳ của tiết diện có diện tích F ;

$C_{5,n}$ – thành phần của vận tốc chiếu lên hướng n vuông góc với tiết diện 5-5;

Q – lưu lượng qua tiết diện, m^3/s .

Động năng này không sử dụng cho tuabin. Nếu tính theo công thức tổn thất, với hệ số Kariolit α_t :

$$h_{sh} = \alpha_t v_{sh}^2 / 2g \quad (6.47)$$

Hệ số α_t của ống lọc thường là 1,2-1,5, ống lọc công làm việc ở chế độ tối ưu là 1,5-2,5, ở chế độ không tối ưu có thể đến 3-7 (hình 6.19c).

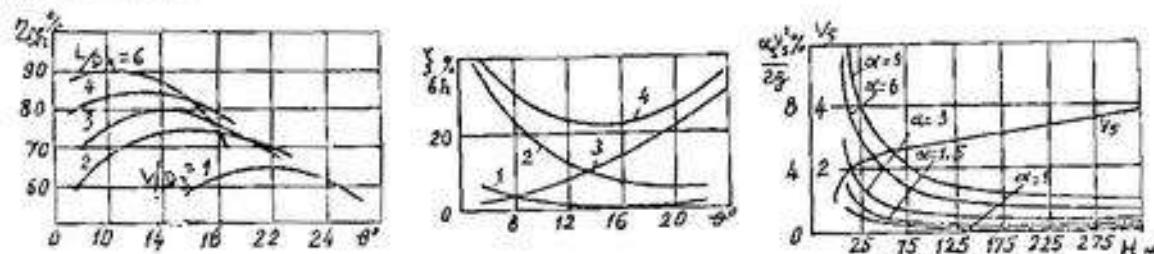
Hình 6.19 b biểu thị quan hệ giữa các dạng tổn thất với góc lọc θ . Đường cong 1 – tổn thất ma sát dọc đường. Đường 2 – tổn thất động năng tại cửa ra. Đường 3 – tổn thất do dòng bị mở rộng. Đường 4 – tổng hợp các dạng tổn thất. Ta thấy, góc θ nên lấy trong khoảng $12-16^\circ$, tỷ số $L/D_1 = 3-6$, trong khoảng góc lọc đã chọn.

6.2.3. Ảnh hưởng buồng hút tới đặc tính xâm thực

Với các chế độ làm việc khác nhau, buồng hút sẽ gây ra sự giảm áp lực ở dưới bánh công tác. Nếu sự giảm áp này đạt đến điều kiện nhất định, sẽ xảy ra xâm thực (chương III). Nếu coi $H_s \geq H_x$, từ công thức (6.41) ta có:

$$\frac{P_2}{\gamma} = \frac{P_0}{\gamma} - H_s - \left(\frac{C_3^2 - C_5^2}{2g} - h_{2-5} \right)$$

Nếu giảm tổn thất năng lượng ở buồng hút h_{2-5} thì $\frac{P_2}{\gamma}$ sẽ giảm, tức là tăng khả năng bị xâm thực của tuabin.



Hình 6.19. Ảnh hưởng các thông số tới tổn thất buồng hút

$$a - \text{quan hệ } \eta_{sh} = f(\frac{L}{D_1}, \theta); b - \text{quan hệ } \xi_{sh} = f(\theta); c - \text{quan hệ } \frac{\alpha_t V_s^2}{2g} = f(H_s)$$

Ký hiệu σ_{sh} là hệ số xâm thực buồng hút, tính bởi công thức:

$$\sigma_{sh} H = H_{sh}$$

$$\eta_{sh} = \frac{H_{sh}}{C_5^2 / 2g}$$

$$\text{vậy: } \sigma_{hk} = \eta_{hk} \frac{\alpha \cdot C_s^2}{2gH} \quad (6.48)$$

Dùng công thức này để tính sơ bộ hệ số xâm thực cho buồng hút. Khi thiết kế, nếu thay đổi thông số hình học buồng hút, phải tính lại hệ số này.

Ngoài những ảnh hưởng đến đặc tính năng lượng và xâm thực, buồng hút còn ảnh hưởng đến chi tiêu kinh tế, khi thiết kế cần phải chú ý đến vấn đề này.

6.2.4. Chọn buồng hút

Chọn buồng hút trong các sổ tay tra cứu. Dưới đây là bảng tra cứu dựa vào buồng hút mẩu.

Loại tuabin	Loại buồng hút	h/D_t	D_t	L	B_t	D_s	h_x	h_u	L_k	h_s
K30, K50	4A	1,915	1,0	3,5	2,20	1,10	1,10	0,55	1,417	1,0
K20, K30	4C	2,30		4,5	2,38	1,17	1,17	0,58	1,50	1,2
K10, K20	4D	2,50		4,5	2,50	1,23	1,23	0,617	1,59	1,2
F170, F230	2C	2,30		3,5	2,17	1,04	1,04	0,51	1,41	0,94
F115, F170	4E	2,30		4,5	2,50	1,23	1,23	0,617	1,59	1,2
F45, F75	4H	2,50		4,5	2,74	1,35	1,35	0,67	1,75	1,31

Chương VII: KẾT CẤU VÀ TÍNH TOÁN ĐỘ BỀN MỘT SỐ CHI TIẾT CỦA TUABIN PHÂN LỰC

7.1. BÁNH CÔNG TÁC CỦA TUABIN

7.1.1. Bánh công tác tuabin tâm trực

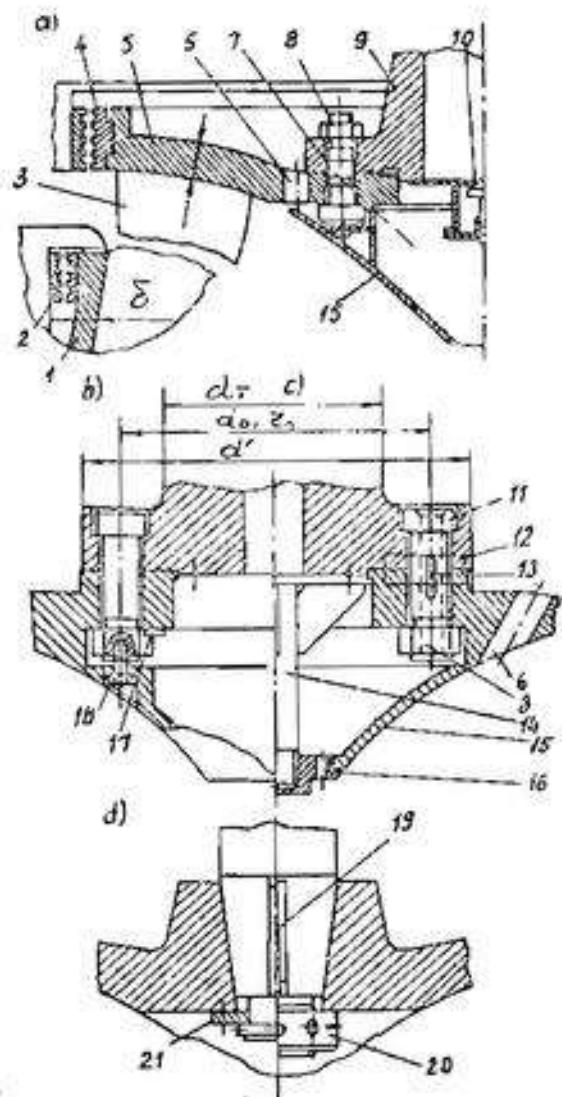
7.1.1.1. Kết cấu

Bánh công tác tuabin tâm trực có ba chi tiết chính là cánh bánh công tác, vành đĩa trên và vành đĩa dưới, ngoài ra còn có nhiều chi tiết phụ. Chất lượng thủy động và độ bền của bánh công tác phụ thuộc vào hình dạng và kết cấu của ba chi tiết đó.

Hình 7.1 biểu thị kết cấu bánh công tác. Vành đĩa trên là chi tiết chịu lực, nó nối với mặt bích của trục tuabin 9 bởi bu lông 7, 8. Cánh bánh công tác 3 hàn lên vành đĩa trên và vành đai dưới 1, chính các cánh này cũng làm tăng độ bền và cứng cho bánh công tác. Khi tính bền phải kiểm tra bền cánh bánh công tác. Trên vành đĩa trên có những ống giảm tải 6, nối phản trước và sau bánh công tác làm giảm lực tác dụng lên vành đĩa trên, ống chớp 15 để giữ cho dòng sau cánh xuôn đều. Ống chớp 15 có thể hàn hoặc bắt bu lông 18 vào vành đĩa trên. Bu lông 18 phải đủ bền $d = (0.005 + 0.01)D$, và chống xoay. Ống chớp cũng có thể nối lên trục nhờ đoạn nối 14 và dài ốc 16. Phản dưới trục có lắp van một chiều 10 ngăn nước lên phản trên và dài dưới có gắn gioăng 2 và 4. Bánh công tác có thể lắp lên trục tuabin nhờ dài ốc 20 hoặc 21, then 19, hoặc bu lồng, dài ốc 11, 12, 13.

Bánh công tác tuabin tâm trực cỡ nhỏ có thể đúc liền khối từ thép hợp kim 30, 20°C, sau đó gia công cơ. Nhược điểm của chúng là chế tạo phức tạp, ít chính xác và độ nhẫn bê mặt thấp.

Phản lớn bánh công tác tuabin tâm trực chế tạo bằng cách đúc - hàn. Người ta chế tạo các cánh có độ chính xác cao, độ nhẫn cao. Dùng các thép hợp kim có khả năng bền xâm thực



Hình 7.1. Kết cấu bánh công tác tuabin tâm trực

cao như thép mạ QX12, 10X18H3D2... Các vánh dà và đai dúc riêng, sau đó hàn ba chi tiết với nhau bằng những bộ gá lắp đặc biệt.

Cánh bánh công tác loại ván có thể chế tạo bằng phương pháp hàn dập. Bánh công tác tuabin trục trôi có thể chế tạo từ hai nửa và lắp ráp bằng болт.

7.1.1.2. Tính lực doc truc tac dung len banh cong tac

Lực tác dụng lên bánh công tác cần xác định để tính trục quay, ođờ.

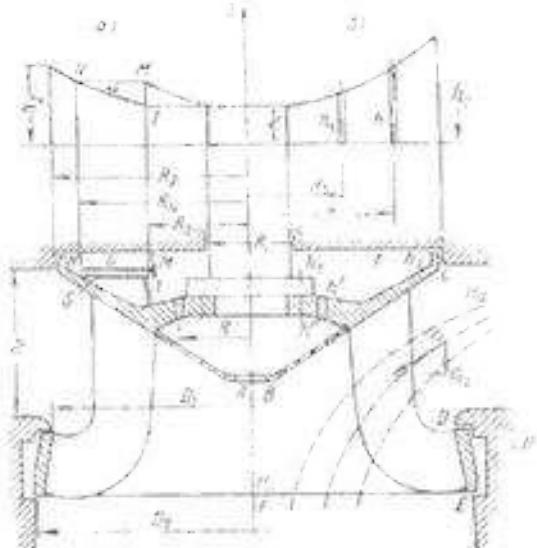
a. Công thức kinh nghiệm để xác định sơ bộ

$$P = k \frac{\pi}{4} D_i^2 \gamma H_m. \quad (7.1)$$

Trong đó: γ là tỷ trọng nước.

Công thức này có thể áp dụng cho cả hai loại tuabin trục và hướng trục có trục đứng.

Hệ số k đối với tuabin hướng trục phụ thuộc vào số cánh bánh công tác Z_i . Đối với tuabin trục trôi phụ thuộc vào n_i . Giá trị k xác định theo bảng sau:



Hình 7.2. Sơ đồ tính lực tác dụng lên bánh công tác tuabin trục trôi

Tuabin hướng trục

Z_i	4	5	6	7	8
k	0,85	0,87	0,9	0,93	0,95

Tuabin trục trôi

n_i	280	235	200	190	100	90
k	0,34-0,41	0,28-0,34	0,22-0,28	0,2-0,26	0,08-0,14	0,07-0,12

b. Phương pháp tính chunh xác

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

Trong đó: P_1 - lực tác dụng lên bánh công tác;

P_2 - lực tác dụng lên vánh dà trên;

P_3 - lực tác dụng lên vánh dà dưới;

P_4 - lực dày Aesimer.

* Lực tác dụng lên bánh công tác P_1 tính theo công thức:

$$P_1 = \gamma (H_1 F_1 - H_2 F_2) + \frac{a}{g} \frac{Q^2}{r^2} \quad (7.2)$$

Trong đó: H_1, H_2 - cột áp vào và ra bánh công tác;

F_1, F_2 - diện tích hình chiếu bằng của mặt chứa các mép vào và mép ra của bánh công tác. Trên hình vẽ tương ứng với diện tích hình vánh khẩn CD và diện tích hình tròn EF ;

Q - lưu lượng qua tuabin;

α - hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào n_s ,
 γ - tỷ trọng của nước.

n_s	65	100	150	200	250	300	350
α	1	0.87	0.75	0.67	0.63	0.61	0.60

Xác định H_1 và H_2 (mH₂O) theo công thức:

$$H_1 = H_s \cdot H_s - \frac{C_{n_s}^2}{2g}$$

$$H_2 = H_s \cdot \frac{C_{n_s}^2}{2g} \quad (7.3)$$

+ Lực tác dụng lên vành đĩa trên P_1 , xác định theo công thức:

$$P_1 = F \cdot \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (7.4)$$

h_1 - áp lực trong khe hở C ;

h_2 - áp lực trong khe hở giữa vành đĩa trên và nắp tuabin;

F - diện tích hình vành khän giới hạn bởi hai bán kính R_s , R_1 .

+ Lực tác dụng lên vành đĩa dưới P_2 :

Lực này phụ thuộc vào hình dạng của đai dưới, tính áp lực P_2 theo các công thức thông thường, theo từng trường hợp cụ thể.

+ Lực dây Acimet P_3 : $P_3 = -\rho V$

Trong đó: V - thể tích hành công tác.

Chú ý: nếu các lỗ giảm tải ở vành trên thì biểu đồ phân bố áp lực sẽ khác trường hợp không có lỗ giảm tải. Trên hình 7.2 ta thấy, biểu đồ phía bên phải trực quay ứng với trường hợp không giảm tải, biểu đồ phía bên trái ứng với trường hợp có lỗ giảm tải. Khi tính P_2 cần chú ý tới yếu tố này.

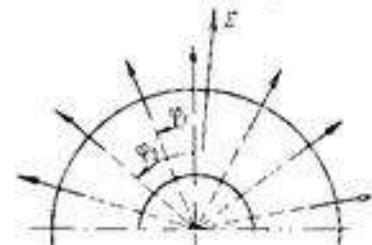
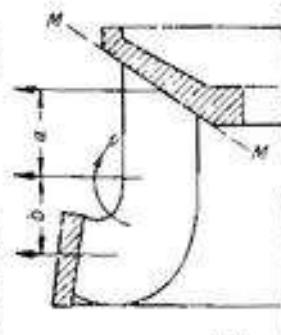
Khi chọn kích thước các khe hở cần tính vận tốc và áp lực tại đó, sao cho áp lực không giảm tối áp suất bốc hơi gây ra xâm thực.

7.1.1.3. Tính bén cho bánh công tác

Có rất nhiều cách tính bén cho bánh công tác. Các cách tính chính xác thường phức tạp nên ở đây chỉ tính sơ bộ. Nội dung của phép tính gần đúng này là chỉ xét ứng suất trên bánh công tác do lực ly tâm và do momen xoắn gây ra.

Xét mặt cắt 1-1 (hình 7.3), trên mặt kinh tuyển ta xác định được trọng tâm của cánh, với bán kính là R_c , trọng lượng cánh là G_c , vận tốc góc là m thì lực ly tâm tác động lên cánh là:

$$C_c = \frac{G_c}{g} m^2 R_c \quad (7.5)$$



Hình 7.3- Sơ đồ tính bén cánh
bánh công tác tuabin tâm trực

Gia thiết rằng lực ly tâm này tác dụng lên vành đĩa trên và dưới. Nếu coi rằng tại vành đĩa trên nhận lực C_1 , và dưới là C_2 với các bán kính điểm đặt lực R_1 , R_2 và khoảng cách tới trung tâm là a, b . Lực này hành công tác coi như chia ra hai phần trên và dưới. Tính ứng suất độ lực C_1 và C_2 theo môt cắt diện tích F_1 , F_2 của vành trên và dưới. Cần phải tính ứng suất khi tuabin quay với vòng quay định mức và quay lỏng, theo công thức:

$$\sigma_1 = \frac{C_1}{2F_1}, \sigma_2 = \frac{C_2}{2F_2}, \sigma'_1 = \frac{C'_1}{2F'_1}, \sigma'_2 = \frac{C'_2}{2F'_2} \quad (7.6)$$

Trọng lượng: $C_1 = C_0 \cdot \frac{b}{a+b}$, $C_2 = C_0 \cdot \frac{a}{a+b}$ (7.7)

Việc xác định ứng suất do momen xoắn thường tính theo đặc tính lực cua mô hình bánh công tác gần n_0 theo công thức:

$$\sigma_i = \sigma_{0,i} \left(\frac{D_{17}}{D_{17}} \right)^2 \frac{N_{max}}{M_{17} \omega} \quad (7.8)$$

7.1.2. Bánh công tác của tuabin hướng trực

7.1.2.1. Kết cấu

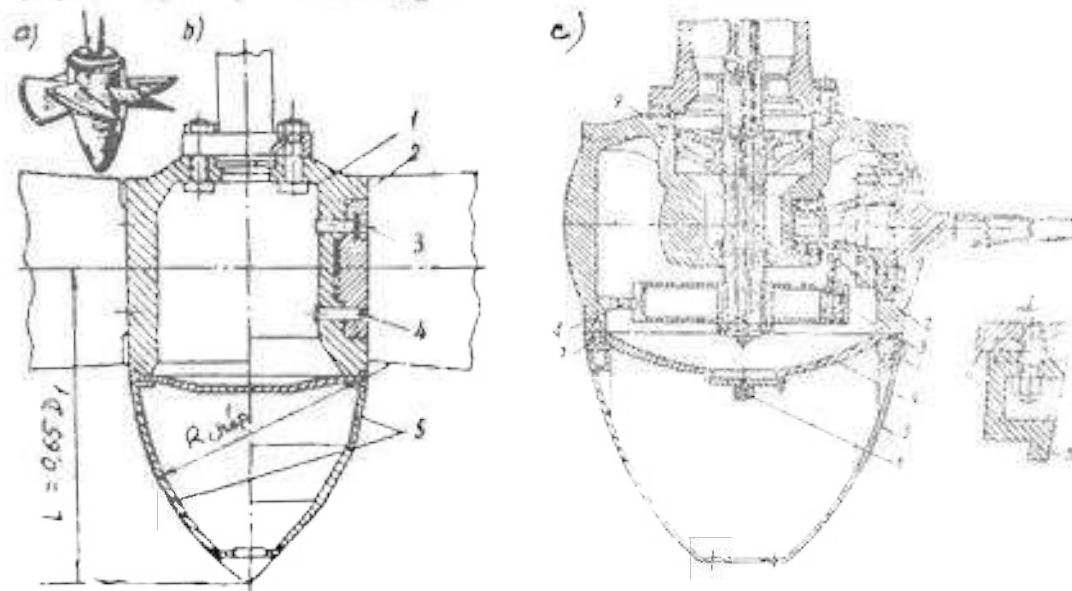
Tuabin hướng trực có hai loại: tuabin chống chông và tuabin cánh quay.

Tuabin chống chông là loại tuabin hướng trực đơn giản nhất. Kết cấu của nó như sau: các cánh bánh công tác 2 gắn chặt vào bầu cánh 1 bằng các bu lông 3 (hoặc hàn chắc) và chốt 4 chống cặt. Chốt 5 có dạng các hình nón gấp khúc hoặc chốt cong đều, sau cho bảo đảm tính chất đồng chảy sau bánh công tác. Tuabin chống chông thường được đúc liền từ thép 30 hoặc 20FC dồi với tuabin nhỏ ($H < 15m$; $D \leq 4m$).

Ưu điểm của loại này là đơn giản, nhẹ (từ khoảng 20 - 25% già thanh so với tuabin cánh quay cùng cỡ). Tỷ lệ bầu nhỏ vì không cần bố trí cơ cấu quay cánh, nên khả năng tháo lắp.

Nhược điểm là vùng đặt hiệu suất cao phô.

Tuabin cánh quay (hướng trực và cánh chéo) khác với loại tuabin cánh cố định bởi cơ cấu quay cánh đặt trong bầu bánh công tác.



Cánh bánh công tác tuabin cánh quay có thêm phần trực quay của cánh. Cánh có thể đúc liền với trục hoặc lắp vào trục nhờ bu lông và chốt để truyền momen quay. Cánh đúc liền có kết cấu đơn giản nhưng chỉ dùng cho tuabin có đường kính $D_1 < 4 - 5$ m. Nếu lớn hơn sẽ phức tạp trong việc đúc. Cánh đúc liền có nhược điểm là phải tháo dỡ toàn bộ bánh công tác nếu cần tháo cánh.

Để quay cánh người ta dùng 6 trượt chế tạo từ đồng BrPOФ 10-1. Trong một số trường hợp có thể dùng ô lăn. Đầu cánh và buồng bánh công tác ở đoạn tiếp xúc với cánh cần có dạng mặt cầu. Mέp ngoài và mép trong của cánh cũng có dạng cầu tương ứng để tốn thất lưu lượng qua khe hở mặt cánh khi cánh quay các góc khác nhau là nhỏ nhất. Khe hở không quá $0.001D_1$, với sai số $+0.0002D_1$.

Cánh bánh công tác tuabin hướng trục cần có chất lượng chống xâm thực tốt. Được chế tạo từ các loại thép hợp kim 20x13H, OX12HD, OOX12H3D. Trong tuabin vừa và lớn không nên dùng cánh mạ và sơn lớp chống xâm thực.

Cơ cấu quay cánh có nhiều loại khác nhau, chủ yếu gồm piitông, vành điều chỉnh và các thanh truyền.

7.1.2.2. Lực tác dụng lên bánh công tác

Lực tác dụng lên bánh công tác tuabin hướng trục gồm có: lực thủy động P và lực ly tâm C .

Lực thủy động chính là lực nâng cánh, điểm đặt của nó là tâm áp của cánh có bán kính tâm áp r . Lực này phân tích ra hai lực thành phần P_r và P_e (hình 7.5).

Lực P_r sẽ gây ra lực dọc trục, lực P_e , với tay đòn r sẽ gây ra momen quay cánh, bán kính trọng tâm R_e có tác dụng kéo cánh theo hướng ly tâm.

Lực dọc trục P_r có thể xác định theo công thức thực nghiệm (7.1) hoặc dựa vào đặc tính lực của mô hình tuabin có n_s gần nhất, và tính theo công thức (7.15):

$$P_r = P'_{r2} D_1^2 \gamma H \quad (7.9)$$

P'_{r2} - lực dọc trục của tuabin mô hình đồng dạng với tuabin thiết kế, lấy từ đặc tính lực khi thí nghiệm mô hình.

Lực P_e xác định theo công thức:

$$P_e = \frac{N}{\omega Z_i \chi_e} \quad (7.10)$$

Trong đó: N - công suất tuabin;

ω - vận tốc góc;

Z_i - số cánh bánh công tác;

χ_e - tọa độ điểm đặt lực, xác định theo công thức:

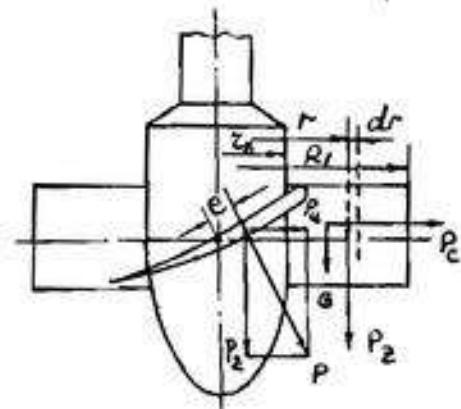
$$\chi_e = \frac{D_1}{2} \left(1 - \frac{d_b}{D_1}\right) \frac{\beta}{\sin \chi/2} \quad (7.11)$$

$\chi/2$ - là góc ôm của cánh trong hình chiếu bằng.

Momen tác dụng lên cánh do lực P

$$M = P \cdot e$$

e - khoảng cách từ tâm áp lực đến trục quay cánh.



Hình 7.5. Sơ đồ lực tác dụng lên bánh công tác

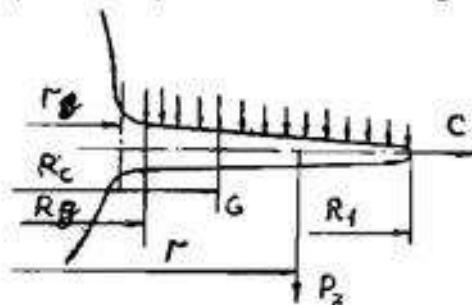
Lực ly tâm tác dụng lên cánh tính tương tự như phần trên:

$$C = \frac{G}{g} \omega^2 R_c \cdot R_i = \frac{\sum R_i \Delta V_i}{V} \quad (7.12)$$

7.1.2.3. Tính bén cánh bánh công tác

Bài toán bén cho cánh có độ dày thay đổi (hình 7.6) có thể đưa về tính độ bén cho một tấm phẳng, có lực phản bội đều trên bề mặt. Tâm phẳng có một bên bị gán chặt. Cần kiểm tra bén uốn và bén xoắn của tiết diện gốc cánh và ảnh hưởng của lực ly tâm C .

Dựa vào các lực đã tính, ta tìm các ứng suất do chúng gây ra tại tiết diện gốc cánh.



Hình 7.6. Sơ đồ tính bén cánh bánh công tác

Ứng suất uốn và ứng suất kéo tính theo công thức:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}; \sigma_c = \frac{C}{F} \quad (7.13)$$

Trong đó: F - diện tích tiết diện gốc cánh

C - lực ly tâm

W - momen cản của tiết diện:

$$W = \frac{J}{Y_{max}}$$

J - momen quán tính của tiết diện

M_u - momen uốn tại tiết diện gốc

$$M_u = P_z(R_c + R_f) + G(R_c \cdot R_f) \quad (7.14)$$

Trong đó: R_f - bán kính tiết diện gốc

P_z - lực dọc trục tác dụng lên 1 cánh

$$\text{Tính gán đúng theo công thức: } P_z = \frac{\pi J I}{4 Z_1} (D_i^2 - d_b^2) \quad (7.15)$$

$$\text{Tổng ứng suất: } \sigma = \sigma_u + \sigma_c \quad (7.16)$$

Ứng suất tiếp do momen xoắn gây ra, xác định theo công thức:

$$\tau = \frac{M_x}{J_e} C_i \quad (7.17)$$

M_x xác định theo công thức (7.10);

$$M_x = P_z \cdot r$$

Hệ số C_i xác định theo công thức thực nghiệm:

$$C_i = \frac{D_i}{1 + \frac{\pi D_i^4}{16 F^2}} \left[1 + 0,15 \left(\frac{\pi D_i^4}{16 F^2} - \frac{D_i}{2r} \right) \right] \quad (7.18)$$

$$\text{Ứng suất giới hạn: } \sigma_{ph} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (7.19)$$

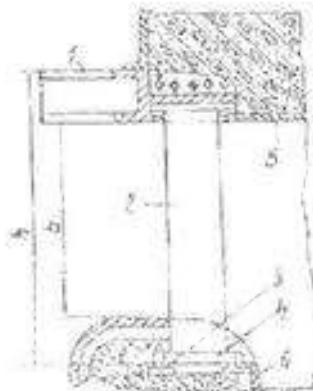
Với thép hợp kim $\sigma = 1200 \text{ kG/cm}^2$.

7.2. BUỒNG XAÂN

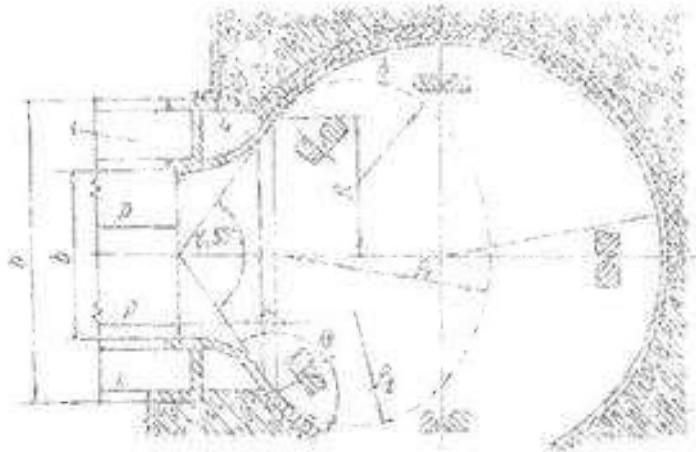
7.2.1. Buồng xoắn và trụ đỡ

7.2.1.1. Kết cấu

Buồng xoắn có hai loại: buồng xoắn bê tông và buồng xoắn kim loại, sử dụng tùy theo cột áp. Buồng xoắn bê tông có góc ôm nhỏ, sử dụng với $H \leq 45m$. Buồng xoắn kim loại có góc ôm lớn, sử dụng với $H \geq 45m$.



Hình 7.7. Kết cấu buồng xoắn
bê tông và trụ đỡ



Hình 7.8. Kết cấu buồng xoắn kim loại và trụ đỡ

Buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang. Kiểu tiết diện chọn phụ thuộc vào cách bố trí công trình trạm. Thông thường dùng tiết diện lục giác: khoảng không ở trên bố trí thiết bị. Bên trong buồng xoắn người ta đắp tấm thép 5,6 (hình 7.7), có thể dùng thép thông thường CT3 dày $8 \sim 10mm$. Tấm thép sẽ hàn với vành trên và dưới của trụ đỡ.

Các cánh trụ đỡ 2 có vành trên 7 và vành dưới 8. Trụ đỡ có thể không có vành dưới mà chèn cột trù giang vào bu lông nén và đúc bê tông. Trụ đỡ có thể chế tạo liền khối hoặc lắp ghép từ 2 + 4 mảnh, phụ thuộc vào đường kính và khả năng vận chuyển tới nơi lắp đặt.

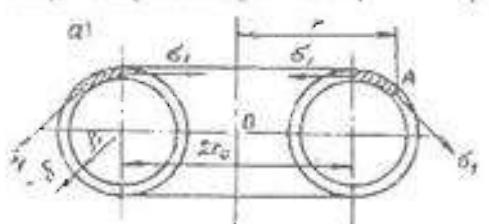
Mũi của buồng xoắn là một cánh của trụ đỡ.

Trụ đỡ chế tạo từ thép 30L, 20FC1. Sau khi lắp ráp già công có các mũi hàn.

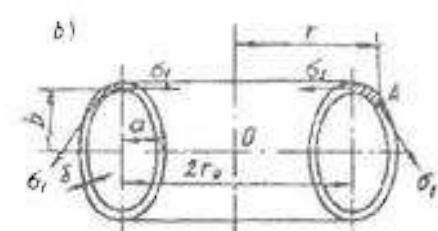
Buồng xoắn kim loại có tiết diện tròn và chuyển sang elip ở cuối. Các tiết diện buồng xoắn hàn với vành trên và dưới của trụ đỡ (hình 7.8). Phần trên của buồng xoắn có phủ tẩm lớp băng thép, tính toán theo sức bền.

Buồng xoắn kim loại có thể đúc liền khối với kích

thước nhỏ, theo điều kiện kỹ thuật đúc. Có thể đúc hoặc hàn tết 2 + 4 mảnh. Độ dày buồng xoắn lớn người ta hàn một ván doan và hàn thành khối tại nơi lắp ráp.



Hình 7.9. Sơ đồ tính toán
buồng xoắn kim loại



Việc chế tạo buồng xoắn: thép cacbon MCT3, 10XCHD. Có thể dùng nhiều loại vật liệu cho các đoạn khác nhau của cùng một buồng xoắn để đảm bảo yêu cầu về độ bền.

7.2.1.2. Tính bén buồng xoắn

Xét một đoạn buồng xoắn kim loại (hình 7.9). Đây là một đoạn ống có tiết diện thay đổi, chịu áp lực từ bên trong p lên thành ống dày δ . Để tính bén cho đoạn ống này theo phương pháp của Jomyda có thể quy về đoạn ống tròn thông thường với bán kính trong là r_0 , dày δ và chịu áp lực bén trong p .

Ứng suất trong vỏ trụ ký hiệu σ_0 tính theo công thức:

$$\sigma_0 = \frac{p r_0}{\delta}, \text{ kG/cm}^2 \quad (7.20)$$

Từ đó tính được ứng suất trong đoạn buồng xoắn (hình 7.9):

$$\sigma_1 = \frac{r + r_0}{2r} \sigma_0; \quad \sigma_2 = \frac{1}{2} \sigma_0. \quad (7.21)$$

Tại các đường hàn nối giữa buồng xoắn và vành của cột trụ, tìm ứng suất uốn của mối hàn có bán kính r , theo công thức sau:

$$\sigma_u = \pm (0.635 - 0.272 \frac{r_0}{r}) \sigma_0 \quad (7.22)$$

Lấy ứng suất giới hạn là 1300 kG/cm^2 .

Khi tính bén cho buồng xoắn cần tính đến sự gia tăng áp đột biến do hiện tượng nước và khí có sự cố đóng nhanh cánh hướng.

Tính bén cho buồng xoắn bê tông có tiết diện hình thang rất phức tạp, phụ thuộc vào thông số hình học của tiết diện. Để tính toán chính xác người ta thường sử dụng máy tính.

7.2.1.3. Tính bén cho trụ đỡ

Trụ đỡ là chi tiết chịu lực của tuabin. Để tính toán chính xác được độ bén cho trụ đỡ người ta phải giải những bài toán khá phức tạp với các trụ đỡ trong buồng xoắn bê tông, trụ đỡ trong buồng xoắn kim loại, ảnh hưởng của các thông số hình học, chế độ làm việc của tuabin đến phân bố lực, khả năng chịu lực của vỏ buồng xoắn, khả năng gia cố thêm,... Ngoài ra cần tính bén cho trụ đỡ trong trường hợp tuabin làm việc bình thường và trường hợp mất tải đột ngột.

Hình 7.10 là sơ đồ để tính bén cho cột trụ, trong trường hợp buồng xoắn bê tông (a), buồng xoắn kim loại (b), khi tuabin làm việc ở chế độ tính toán (b) và ở chế độ mất tải đột ngột (c).

Sau đây là sơ bộ tính toán gần đúng cho cột trụ:

a. Trường hợp tuabin làm việc bình thường

Lực tác dụng lên các cột trụ đỡ:

$$P = \Sigma G - P_1 + P_2 \quad (7.23)$$

Trong đó: ΣG - trọng lượng của khối bê tông nhà máy, trọng lực của phần máy phát, trục máy phát, trục tuabin, bánh công tác, các chi tiết không quay của tuabin, các thiết bị phụ,...;

P_1 - áp lực nước phân bổ tại nửa trên của buồng xoắn, vành trên của cánh hướng;

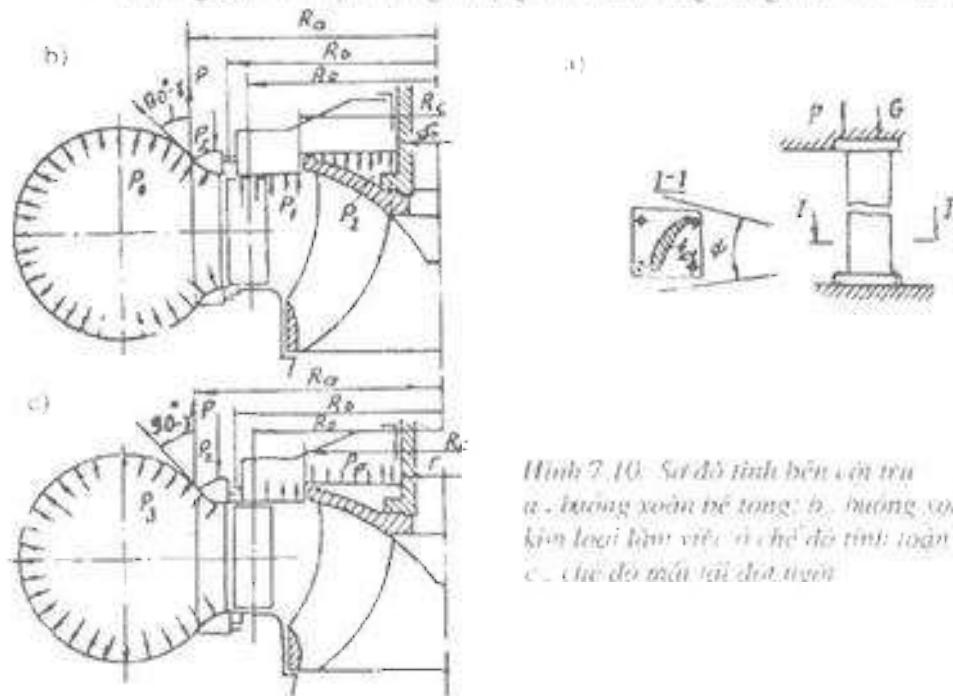
P_2 - lực tác dụng lên bánh công tác (lực dọc trực). Giá trị của ΣG thường cho trong sách tra cứu, sổ tay tuabin, theo phần trăm của trọng lượng tuabin, phụ thuộc vào đường kính bánh công tác D_1 .

$$P_1 \text{ tính theo công thức: } P_1 = P_0 \frac{\pi}{4} (D_a^2 - d_b^2) \frac{\chi_a}{360^\circ} \quad (7.24)$$

Trong đó: χ_α - góc ôm của một profil cột trụ trên hình chiếu;
 D_a, D_b - đường kính mép vào và mép ra của cạnh cột trụ;
 P_0 - áp lực nước, tính theo công thức

$$P_0 = \gamma(H_i - \frac{C_s^2}{2g})$$

H_i - khoảng cách từ mặt thoảng thường lùn đến đường trung bình của cánh hướng



Hình 7.10: Sơ đồ tính bên cột trụ
a. Hướng xoắn bê tông; b. Hướng xoắn thép
c. cầu chì đỡ móng

$$P_i = \frac{P_0 \chi_\alpha}{360} \quad (7.25)$$

P_0 - lực đúc trực tiếp theo từng loại tuabin.

b. Trường hợp bị móng tải đặt ngang

Trong trường hợp này xuất hiện thêm lực P_z do cánh hướng đồng nhanh và thành phần áp lực P_0 phải tính thêm ΔH là độ tăng áp đặt móng. Vậy lực tác dụng lên cột trụ là:

$$P = \sum G + P_i + P_z + P_{\perp} \quad (7.26)$$

Trong đó: $P_0 = \gamma(H_i + \Delta H - \frac{C_s^2}{2g})$; $P_i = p_i \frac{\pi D_a^2}{4} \frac{Z_\alpha}{360^\circ}$

Giá trị p_i lấy theo kết quả thực nghiệm bằng $1kG/cm^2$.

Ứng suất kéo nén xuất hiện trong cột trụ tính theo công thức:

$$\sigma = \frac{P_i}{F\phi}, \quad P_i = \frac{P}{Z_\alpha}$$

Trong đó: F - diện tích mặt cắt ngang của cột trụ.

P - lực tính theo (7.23), (7.26);

φ - hệ số giảm ứng suất, phụ thuộc vào vật liệu và độ chịu uốn λ của vật liệu.

Ví dụ đối với thép CT5 và 30CL, hệ số φ như sau:

λ	0	10	50	90	120	150	200
φ	1,0	0,98	0,86	0,62	0,37	0,26	0,16

P_c - lực tác dụng lên một cột trụ;

Z_c - số lượng cột của trụ đỡ.

Ứng suất uốn do momen uốn gây ra:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W}$$

Trong đó: W là momen cản của biến dạng cột trụ.

7.2.2. Cánh hướng dòng

7.2.2.1. Kết cấu

Cánh hướng có vị trí nằm tiếp sau trụ đỡ theo hướng dòng chảy. Bộ phận hướng dòng gồm có: các cánh hướng nằm cách đều nhau, vành điều chỉnh và các thanh truyền. Để điều chỉnh lưu lượng, quay cánh hướng quanh trục cố định của cánh nhờ các thiết bị điều khiển (còn gọi là điều tốc). Phản ứng quay của cánh hướng được nối với vành điều chỉnh qua các thanh truyền. Vành điều chỉnh được dẫn động bằng các xylanh thủy lực. Khi có tín hiệu điều chỉnh các xylanh chuyển động tịnh tiến kéo vành điều chỉnh quay, các thanh truyền gắn trên vành điều chỉnh cũng chuyển dịch đến các vị trí tương ứng và dẫn đến quay tất cả các cánh hướng với một góc như nhau. Như vậy ta đã thay đổi độ mở cánh hướng a_o (hình 7.11).

Bộ phận hướng dòng trên hình 7.11 gồm có các bộ phận chính như sau: cánh hướng 3, ô trượt của cánh hướng 1, 5, 7, vỏ trục 6, các vành dưới 2, vành trên 8, nắp tuabin 4. Thiết bị điều khiển gồm có: tay đòn 9, thanh nối 13, hệ thống thanh truyền 15, 16, 17 nối với các vành điều chỉnh 18, secvômôtô 19 đặt trên bộ 18. Để đảm bảo cho bộ hướng dòng an toàn khi sự cố, người ta tính bến của khâu 14 trong thanh truyền sao cho nó bị gãy đầu tiên khi có sự cố. Ngoài ra còn có một số chi tiết phụ khác. Dọc theo cánh hướng, tại phần tiếp xúc giữa hai cánh với nhau khi đóng kín, người ta đặt đệm cao su, có tác dụng giảm chấn và làm kín khi đóng cánh hướng. Đệm này có thể bằng gỗ hoặc chất dẻo tổng hợp thay cho cao su.

Cánh hướng dòng là chi tiết chính nằm trong dòng chảy. Bề mặt cánh phải được tính toán và giú công đảm bảo chất lượng thủy lực cao. Cánh có thể dúc liền trực hoặc dúc rời rồi hàn. Theo điều kiện kết cấu cánh hướng có thể có hai hoặc ba ô trượt (một ô dưới và một hoặc hai ô trên). Loại kết cấu ba ô trượt đảm bảo phản hồi ứng suất đều hơn.

Vật liệu chế tạo cánh hướng thường là thép 20, 30. Cánh hàn dùng MCT3, hoặc gang đúc.

Ô trượt của trục cánh hướng có thể bôi trơn bằng dầu hoặc nước. Nếu bôi trơn bằng dầu thì dẫn dầu vào hai ô trượt trên qua ống dẫn, qua vỏ trục. Đối với ô dưới có thể dẫn dầu qua thân cánh hướng bằng cách khoan lỗ xuyên suốt thân cánh. Bôi trơn bằng dầu chủ yếu dùng cho tuabin cột áp cao. Bôi trơn bằng nước kỹ thuật cũng được dẫn vào các ô bằng đường ống. Bạc ô trượt dùng đồng hoặc chất dẻo tổng hợp.

Các thanh truyền và vành điều chỉnh đều đã được tiêu chuẩn hóa về kích thước và vật liệu.

Vành điều chỉnh thường được hàn từ thép tấm MCT3, hoặc đúc bằng thép 20, 30.

Ngoài cánh hướng dạng chữ nhật nói trên còn có cánh hướng dạng hình quạt: vị trí đặt cánh hướng có thể nghiêng so với trục tuabin (đối với một số tuabin cánh chéo) hoặc trục cánh hướng có thể vuông góc với trục tuabin (trong kết cấu tuabin chảy thẳng capsun).

7.2.2.2 Lực tác dụng lên cánh hướng

Cánh hướng tuabin đang làm việc chịu những lực chủ yếu sau:

- Áp lực nước P ,
- Lực tác dụng từ phía các thanh truyền P_r ,
- Phản lực ô dờ và lực ma sát trong ô trượt.

a. **Áp lực nước P** : gồm có 2 lực thành phần là lực dọc trực P' và lực P_o vuông góc với trực cánh hướng. Ngoài ra còn có momen thủy lực M_o .

Lực P_o và momen M_o xuất hiện khi dòng chảy bao cánh hướng xác định bởi công thức sau:

$$P_o = \gamma \int_0^L \int_{-h}^h \frac{V^2}{2g} dz ds \quad (7.27)$$

$$M_o = \gamma \int_0^L \int_{-h}^h \frac{V^2}{2g} r dz ds$$

Trong đó: L - chu vi của profin cánh;

dz, ds - chiều cao và chiều dài nguyên tố của cánh hướng;

r - bán kính điểm đặt lực so với trực của cánh hướng;

V - vận tốc dòng chảy bao cánh.

Momen tác dụng đóng cánh hướng được quy ước là momen dương, mở cánh là momen âm.

Khi thiết kế tuabin người ta thường dựa vào những tuabin mẫu có n , và H gắn với tuabin cần thiết kế. Các mô hình mẫu này đã qua thử nghiệm và có các đường đặc tính về lực. Người ta dùng các đường đặc tính này và xác định hệ số lực và hệ số momen C_{p0}, C_{M0} theo công thức:

$$C_{p0} = \frac{P'_1}{\rho Q'_1} \quad (7.28)$$

$$C_{M0} = \frac{M'_1}{\rho Q'_1}$$

Trong đó: P'_1, Q'_1 - lực và lưu lượng quy dân.

Từ đó:

$$P_o = \frac{\gamma Q^2}{g D_1^2} C_{p0} \quad (7.29)$$

$$M_o = \frac{\gamma Q^2}{g D_1} C_{M0}$$

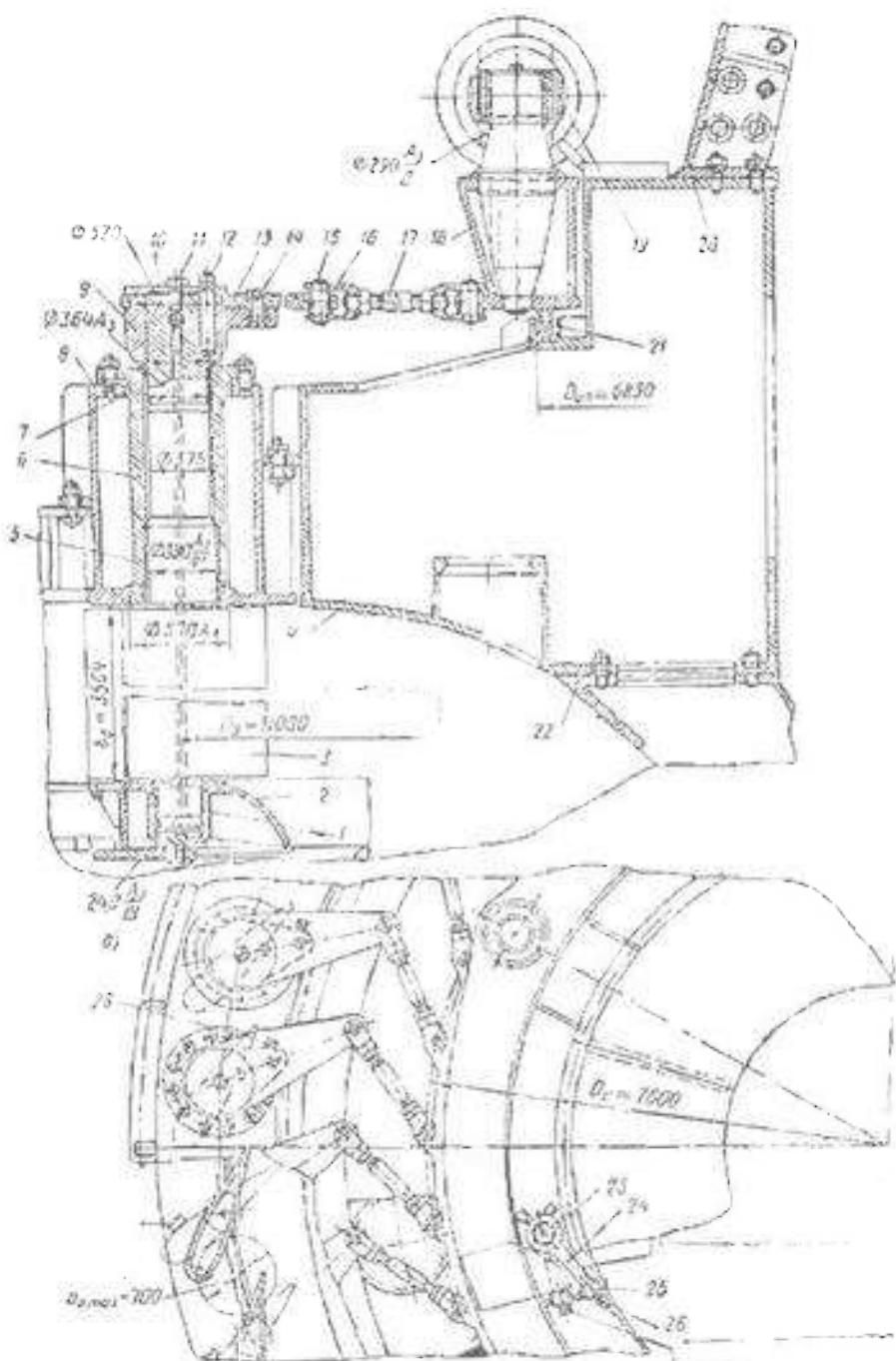
Cánh hướng đóng hoàn toàn, lực và momen tác dụng lên cánh hướng P'_o và M'_o , tính như sau:

$$P'_{o0} = \frac{\pi D_0 b_0}{z_0} \gamma H'; M'_{o0} = -\frac{\pi^2 D_0^2 b_0}{z_0^2} n_0 \gamma H' \quad (7.30)$$

Trong đó: n_0 - độ lệch tâm của cánh hướng, thông thường lấy $n_0 = 0.05$;

H' - cột áp khi đóng cánh hướng có tính đến hệ số tăng áp ($\xi = 1.3 + 1.5$)

$$H' = (1 + \xi) H_{Max}$$



Hình 7.11. Kết cấu bộ phận tua-bin đệm

b. Lực tác dụng từ phía thanh truyền

Lực này tính toán khá phức tạp, phụ thuộc vào yêu cầu độ mở a_0 , vị trí các thanh truyền và lực của sên vòm mô-tơ tại từng chế độ làm việc. Theo kết quả thực nghiệm có thể tính theo công thức gần đúng sau:

$$P_t = k_t P_{t, \text{max}} \quad (7.31)$$

Hệ số $k_s = 2,5$ là hệ số kinh nghiệm.

6. Phản lực tại các ô đỡ R_1 , R_2 , R_3

Tai ba ô đã lực xác định theo bài toán cơ học lý thuyết. Momen ma sát tĩnh theo công thức:

$$M_f = \frac{1}{2} (f_a d_a R_a + f_b d_b R_b + f_c d_c R_c) \quad (7.32)$$

Trong đó: d_1 , d_2 , d_3 - đường kính trục tai ngà có ô đĩa

E, f_1, f_2 là hệ số ma sát tại các điểm tiếp xúc ứng

7.2.2.3 Xác định lực cản thiết của xe và mô-ta

Lực của secvômôtô được xác định dựa vào phương trình cân bằng momen: momen quay cánh cân bằng với momen do các lực tác dụng lên cánh hướng. Để tính chính xác được lực này phải giải bài toán khá phức tạp, ở đây chỉ dẫn ra phương pháp tính gần đúng, dựa vào công thức thực nghiệm.

Nếu gọi R_a là bán kính điểm đặt lực của secvômôtơ tác dụng lên vành điều chỉnh, thì momen do secvômôtơ gây ra quay là: $P_{av} \cdot R_a$. Bán kính R_a lấy theo kết cấu. Xác định lực secvômôtơ P_{av} theo công thức:

$$P_{\text{sec}} = Z_0 K_1 K_2 K_3 \frac{(\pm M_0 + M_f)}{I_o} \quad (7.33)$$

Trong đó: Z_1 - số cảnh huyề;

M_u, M_c : đã xác định theo công thức (7.29, 7.32);

t₁ - độ dài tay đòn:

$K_1 = 1,2$ - hệ số đảm bảo hệ thống thanh truyền chuyển động:

$K_2 = \frac{R_s}{I_s R_s}$ - hệ số truyền động của hệ thống thanh truyền;

R : bán kính của điểm nổi thăng truất trên vành đai chính

$$K_3 = \frac{\cos \beta}{\sin \gamma} - \text{hệ số đồng lực, phụ}$$

thuộc vào vị trí các thanh truyền trong hệ thống. Hình 7.12 là sơ đồ hệ thống thanh truyền và sự đổi lực để tính toán lực secyomđiq.

Để xác định đường kính secvômôto d_{av} và hành trình S_{av} của xylanh secvômôto người ta sử dụng công thức thực nghiệm. Sau đây là hai công thức thường dùng:

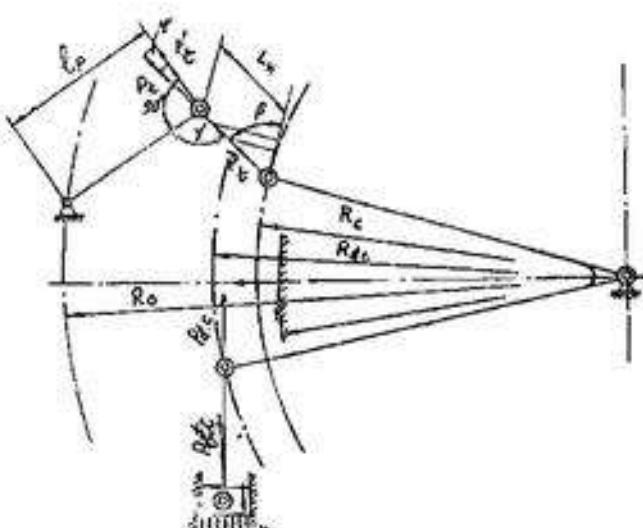
$$d_{\infty} = \lambda D_1 \sqrt{K_0 H_{\infty}} \quad (7.34)$$

$$S_{\parallel} = (1.4 \pm 1.8) a$$

Tổng số: $K_n = b_n D_n$

λ - hệ số thực nghiệm, phụ thuộc vào số lượng secvômôtô và số lượng cánh hướng.

Đối với loại điều chỉnh bằng hai



Hình 7.12. Sơ đồ lực tác dụng lên bộ phận cánh hướng dòng

secvômôto, $\lambda = 0,034$ với $z_o = 16$; $\lambda = 0,028$ với $z_o = 32$.

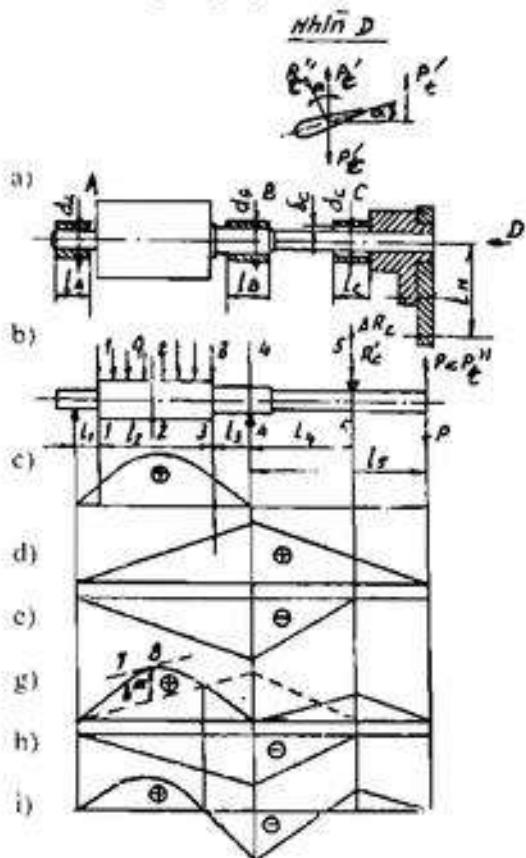
Hoặc sử dụng công thức thứ hai:

$$d_{sec} = \lambda' \sqrt{\frac{D_I b_0 H_{max}}{z_{sec} \cdot p}} \quad (7.35)$$

Trong đó: λ' - hệ số thực nghiệm, $\lambda' = 0,5 + 0,55$;

z_{sec} - số lượng secvômôto;

p - áp lực trong bê đầu.



Hình 7.13. Sơ đồ tính bền cánh hướng động

Thông thường có hai loại bê đầu với $p = 25\text{kg/cm}^2$ và $p = 40\text{kg/cm}^2$.

7.2.2.4. Tính bền cho cánh hướng

Tính bền cho cánh hướng dựa về bài toán sức bền cho thanh có ba gối đỡ (hoặc hai gối đỡ tùy thuộc vào kết cấu cụ thể). Sau đây là tóm tắt bài toán tính bền cho cánh hướng có ba gối đỡ.

Hình 7.13 là sơ đồ bài toán. Các kích thước hình học trên sơ đồ đã giải thích ở phần trên. Từ bài toán thực của tính bền cánh hướng 7.13a ta đưa về bài toán tính bền cho thanh dầm ba gối đỡ (hình 7.13b). Tính bền cho trường hợp cánh hướng đóng hoàn toàn, áp lực lên bê mặt cánh trường hợp này thay thế bằng lực phân bố đều q trên độ dài $l_2 = b_m$. Lực q tính theo công thức:

$$q = \frac{P_e}{l_2} \quad (7.36)$$

Trong đó: P_e tính theo công thức (7.30).

Hệ số tăng áp lây khoảng $\xi = 1,5$. Sơ đồ lực trong hình 7.13b lấy lực lớn nhất mà secvômôto tác dụng lên vanh điều chỉnh P_{sec} , lực đỡ ký hiệu P_{ab} và tính theo công thức:

$$P_{ab} = \frac{\pi}{4} (2d_{sec}^2 - d_{con}^2) P_{secmax} \quad (7.37)$$

Trong đó: d_{con} theo công thức (7.34), (7.35);

d_{sec} - đường kính cần pítông, lấy theo kết cấu của xylanh;

P_t - lực tác dụng lên cánh hướng từ phía hệ thống thanh truyền.

Các momen gây ra cho cánh hướng gồm momen xoắn M_x và momen uốn M_u tại tiết diện 5-5 và xác định theo công thức:

$$M_x = P'' L_H \quad (7.38)$$

$$M_u = P'' / (l_1 + l_2)$$

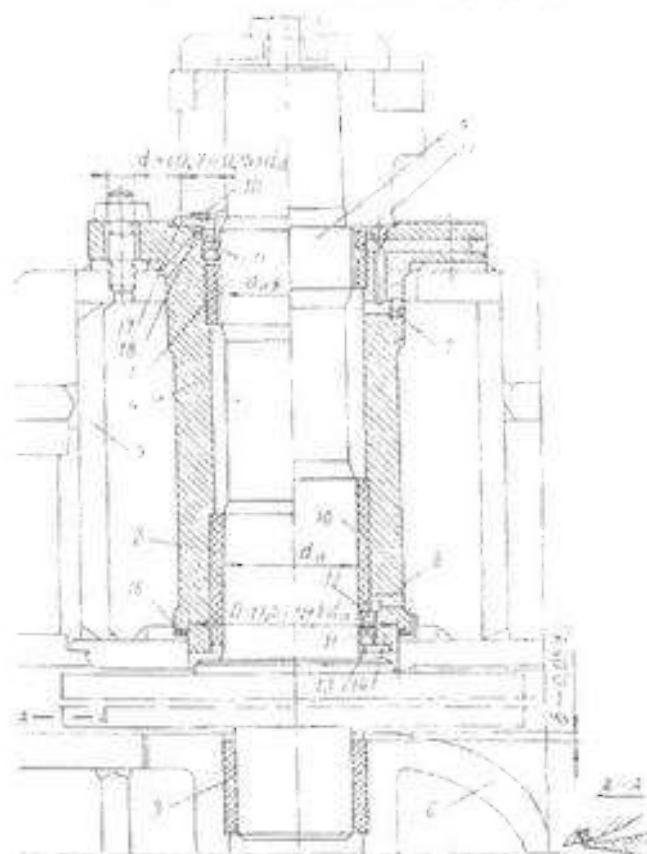
Các độ dài L_M , l_1 , l_2 lấy theo hình 7.13.

Dây là bài toán siêu tĩnh, để giải được thì phải tách bột một ô để ô B có khe hở và tiến hành tính toán. Từ các lực và momen trên tính đến các phản lực tại các gối đỡ A, B, C.

Hình 7.13c là biểu đồ momen do lực q .

Hình 7.13d là biểu đồ momen do lực F .

Hình 7.15e Tả biến độ momen do lực $R'_x, R'_y = P''_x, P''_y$



Hình 7.14: Kết quả của các thuật toán

dieu-chinh

Yêu cầu: Với những kích thước, biến dạng và kết cấu đã chọn, xác định vị trí các thanh truyển sao cho khi quay vành điều chỉnh các cánh hướng có độ mở a bằng nhau (hình 7.14).

Hình 7.15 là hai phương án kết cấu ô-trượt: Phương án 1 là ô-trượt bơi tròn bằng nước, phương án 2 là ô-trượt bơi tròn bằng dầu.

Tại gối đỡ C nếu tác dụng thêm một lực ΔR vào do thì lực này sẽ gây ra momen uốn trên toàn bộ cánh hướng theo biểu đồ 7.13h. Tại gối đỡ B , momen uốn M_{α} là lớn nhất. Hình 7.13i là biểu đồ tổng cộng toàn bộ. Sau khi có biểu đồ momen tổng cộng có thể tính ứng suất tại mọi điểm diễn bất kỳ.

Üng suất quy đổi tại gốc đồ B là:

$$\sigma_3 = \frac{1}{M_0} \sqrt{M_{12}^2 + M_{21}^2} \quad (7.39)$$

Các suất xổ số thuận cảnh là

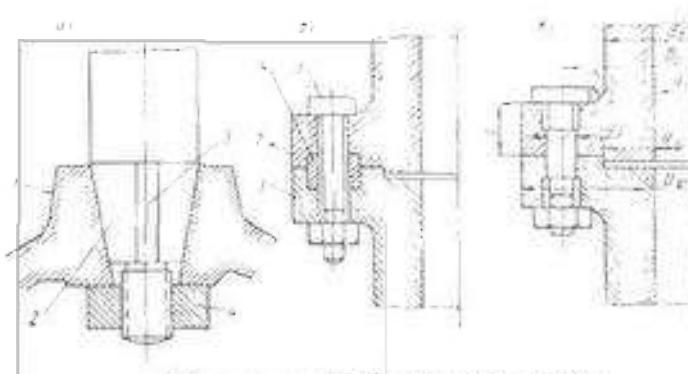
$$\sigma_2 = \frac{M_{n+1}}{W} \quad (7.40)$$

Ung suất giới hạn của tiết diện thân

$$\sigma_{\text{sys}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 4\tau^2} \quad (7.41)$$

Đóng xuất giới hạn của thép dúc cát
tỷ trọng khoảng $1300 \pm 1400 \text{ kg/cm}^3$.

Sau khi đã tính toán biên dạng, tính bên cho cảnh hướng, cần phải dựng bản vẽ cảnh hướng. Ngoài ra còn phải xây dựng vị trí làm việc đóng bộ của các cảnh, hệ thống thanh truyền và vành



Hình 7.35. Sơ đồ lớp đơn trục quay

7.3. TRỤC TUABIN

7.3.1. Kết cấu và đặc điểm

Trục tuabin đóng vai trò truyền momen xoắn từ bánh công tác đến trục máy phát điện.

Yêu cầu kỹ thuật đối với trục tuabin là sự truyền momen với hiệu suất cao, làm việc ổn định, không gây ra rung, ồn trong tổ máy.

Chất lượng và thời hạn làm việc của tuabin phụ thuộc nhiều vào sự làm việc ổn định của trục tuabin và chất lượng khớp nối giữa trục tuabin và trục máy phát.

Tùy thuộc vào đặc điểm của tổ máy tuabin có thể đặt đứng hoặc đặt ngang. Thông thường các tuabin phản lực có công suất lớn thì tổ máy đặt đứng. Các tuabin xung lực và các tuabin phản lực có công suất trung bình và nhỏ thường đặt ngang.

Trục tuabin có thể nối trực tiếp với trục máy phát, có thể nối qua trục trung gian. Tuy nhiên kinh nghiệm sử dụng cho thấy nên tránh phương án dùng trục trung gian.

Khi thiết kế và lắp ráp trục tuabin cần chú ý đến độ đồng trục giữa các trục nối ghép với nhau, độ đồng trục của trục tuabin và trục bánh công tác, khe hở giữa mặt trục và các ổ trượt - đó là những yêu cầu cần thiết.

Kết cấu:

Trục tuabin có thể có hai mặt bích hoặc một mặt bích. Các trục tuabin có công suất lớn thường có hai mặt bích: Một bích trên nối với mặt bích trục máy phát, mặt bích dưới gắn với bánh công tác. Tuabin tâm trục cỡ nhỏ không cần mặt bích dưới mà ghép với bánh công tác bằng cách lắp ghép then.

Trục tuabin cỡ trung bình và lớn thường là ống trụ, trục tuabin cỡ nhỏ có thể đúc đặc. Các tuabin công suất lớn thường có số vòng quay nhỏ, vì vậy momen xoắn có thể đạt giá trị rất lớn, trường hợp này phải tăng đường kính của trục. Trục tuabin có đường kính lớn nhất (trên các trạm thực) đạt đến đường kính 1,5m; chiều dài 6m và nặng 60 tấn.

Hình 7.15 là sơ đồ của ba cách lắp ghép trục tuabin.

Trục tuabin có thể lắp trực tiếp với bánh công tác không cần mặt bích. Momen quay được truyền qua then (7.15a). Có thể lắp ghép bằng hai mặt bích và bu lông (7.15b,c). Nếu dùng bu lông thường thì không thể truyền chuyển động quay, vì thế người ta dùng cốc 4 hoặc dùng bu lông có thân đặc biệt, có nhiệm vụ truyền momen quay. Giữa hai mặt bích có gờ định vị với đường kính d_g .

Với các ký hiệu về kích thước hình học như trong 7.16, có thể chọn các giá trị của chúng theo đường kính của trục d như sau:

$$D_p = (1.5 \div 1.85)d ; D_b = (1.3 \div 1.45)d ;$$

$$t = (0.2 \div 0.27)d ;$$

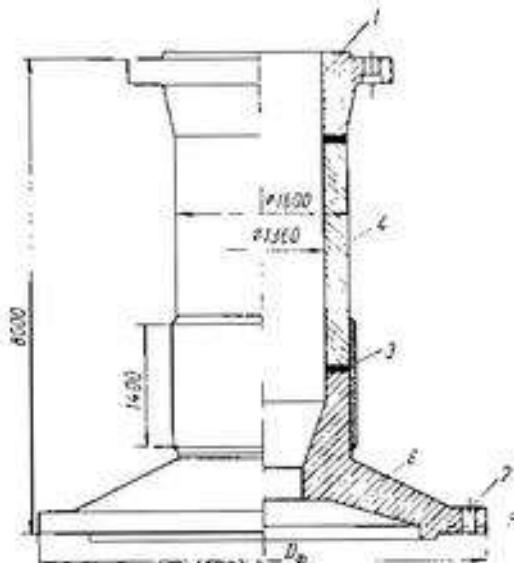
$$d_g = (0.9 \div 1.0)d ; d_b = (0.1 \div 0.17)d ;$$

$$R = (0.07 \div 0.1)d ;$$

d_g : 0,5d cho tuabin hướng trục,

d_g : 0,3d cho tuabin tâm trục.

Số lượng bu lông: $z = 10 \div 14$ với $d = 250 \div 800$.



Hình 7.16. Kết cấu trục hàn

Khe hở giữa trục và các ổ trượt: 0.25 ± 0.4 mm.

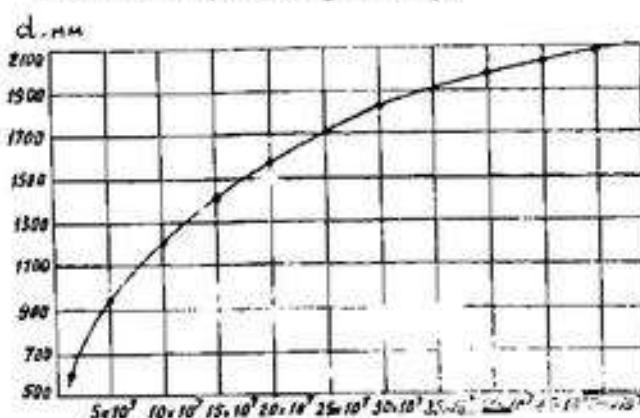
Trục có thể đúc riêng hoặc rèn sau đó hàn với mặt bích. Đối với tuabin có công suất lớn kích thước trục lớn, trục được chế tạo từ ba đoạn. Hình 7.16 là sơ đồ kiểu trục hàn từ ba đoạn: đoạn 1 có mặt bích trên được đúc từ thép có chất lượng cao. Đoạn ống trụ có thể đúc liền hoặc hàn từ hai nửa dọc. Đoạn 3 có mặt bích dưới cũng được đúc bằng thép chất lượng cao. Sau đó hàn ba đoạn lại.

Trục hàn là loại kết cấu kinh tế và thuận tiện nhất. Để lấy ví dụ so sánh: đối với đường kính trục là 1,5m, dài 6m cần 223 tấn thép để đúc. 200 tấn để chế tạo trục rèn, còn chỉ cần 105 tấn để chế tạo trục hàn. Như vậy trung bình trục hàn có thể giảm 35% khối lượng thép, 25% công lao động so với trục rèn.

Tại đoạn trục có ổ trượt, mặt ngoài của trục được bọc một lớp đặc biệt. Lớp bọc này thường là thép tấm đặc biệt dùng thép austenit loại 1x18H9T. Thép này có thể hàn mà không cần nung nóng. Tấm thép bọc này có thể dễ dàng thay đổi, tháo lắp khi cần phải sửa chữa.

7.3.2. Tính toán trục của tuabin trực đứng

7.3.2.1. Xác định đường kính trục



Hình 7.17. Biểu đồ chọn đường kính trục tuabin

Momen xoắn của trục được tính theo công thức:

$$M_x = 97,400 \frac{N}{n}, \text{ KG.cm}$$

N tính ra kW.

Trục có thể tinh hoặc chọn như trên, sau đó làm tròn theo dây đường kính tiêu chuẩn.

7.3.2.2. Tính bền cho trục tuabin

Lực tác dụng lên trục tuabin: ΣP

$$\Sigma P = G_r + G_{rc} + P_z \cdot P_z + P_2 \quad (7.43)$$

Trong đó: G_r - trọng lượng của trục tuabin và trục máy phát (và trục trung gian, nếu có);

G_{rc} - trọng lượng của bánh công tắc;

P_z - lực dọc trực tiếp tác dụng lên bánh công tắc (tham khảo các phần tính lực ở trên);

P_2 - áp lực đẩy trên mặt vành trên (tham khảo phần tính trụ đỡ);

P_2 - lực đẩy Aximet.

Ứng suất do lực kéo nén:

Trong thiết kế tuabin, người ta thường chọn đường kính trục d theo bảng hoặc biểu đồ, phụ thuộc vào D , và momen xoắn của trục. Các bảng biểu đồ này là kết quả nghiên cứu và kiểm tra kỹ lưỡng với các loại tuabin (hình 7.18).

Có thể tính sơ bộ trục theo công suất và số vòng quay tuabin theo công thức:

$$d \geq C \sqrt{\frac{N}{n}} \quad (7.42)$$

Trong đó: $C = 120 \div 150$ - hệ số, phụ thuộc vào ứng suất xoắn cho phép.

$$\sigma_2 = \frac{\sum P}{F} = \frac{4 \sum P}{\pi(d^2 - d_o^2)} \quad (7.44)$$

d_o - đường kính trong của trục.

Ứng suất do momen xoắn gây ra:

$$\tau = \frac{M_r}{W_p} \quad (7.45)$$

Trong đó: $W_p = \frac{\pi}{16d}(d^4 - d_o^4)$

Ứng suất quy dân:

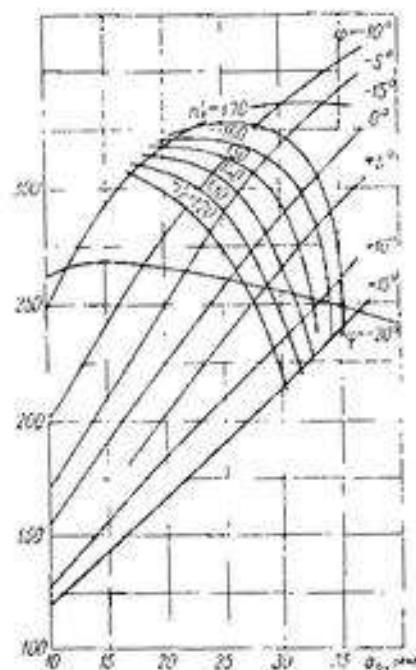
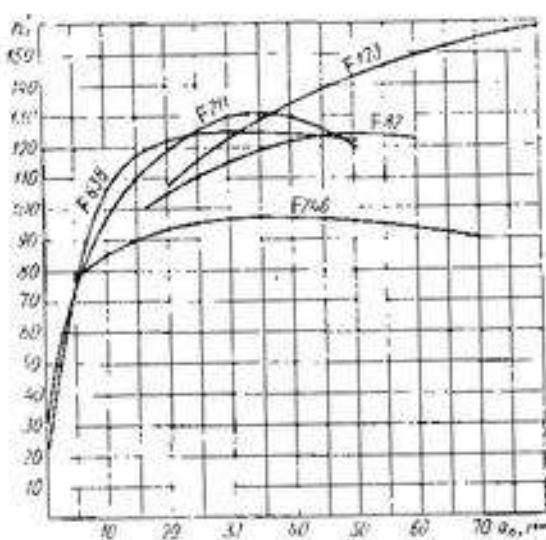
$$\sigma = \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2}$$

Ứng suất quy dân giới hạn cho trục là 1000 kg/cm^2 .

7.3.2.3. Tính số vòng quay tối hạn của trục

a. Số vòng quay lồng

Khi trạm thủy điện làm việc bình thường nếu phụ tải thay đổi thì bộ điều tốc sẽ làm việc để thay đổi độ mờ a_o của cánh hướng, đưa tơ máy trở về trạng thái làm việc bình thường với số vòng quay định mức.



Hình 7.18. Đặc tính số vòng quay lồng quy dân của các loại tuabin

Khi có sự cố bất thường nào đó gây ra mất tải tại máy phát và bộ điều tốc chưa kịp thay đổi lưu lượng qua tuabin hoặc sự cố do bộ điều tốc không điều khiển được độ mờ cánh hướng. Lúc đó, số vòng quay của tuabin trong cả hai trường hợp đều khác với số vòng quay định mức. Trường hợp thứ nhất khi mất tải số vòng quay sẽ tăng đột biến, trường hợp thứ hai số vòng quay tăng dần, trị số vòng quay lớn nhất do sự cố này trong kỹ thuật gọi là số vòng quay lồng, ký hiệu là n^* .

Để tính được giá trị của n^* của tuabin người ta sử dụng các đặc tính thử nghiệm của mô hình tuabin tương tự. Trong các đường đặc tính mô hình có đường đặc tính số vòng quay lồng quay dần, ký hiệu là n'^* (hình 7.18).

Với giá trị n'^* của tuabin mô hình có thể tính n'^* của tuabin thực theo công thức

$$n_* = \frac{n'^*}{D_i} \sqrt{H_{max}} \quad (7.46)$$

Trong thiết kế tuabin, có thể tính sơ bộ gần đúng (không cần đến đặc tính mô hình) như sau:

$$k_* = \frac{n_*}{n} \quad (7.47)$$

Tức là tỷ lệ giữa vòng quay lồng và số vòng quay định mức tuabin là một giá trị chọn theo kết quả thực nghiệm. Đối với tuabin tâm trục và tuabin xung lực, chọn $k^* = 2.0 \div 2.2$; khi bộ điều tốc có sự cố chọn $k^* = 2.4 \div 2.6$.

b. Số vòng quay tối hạn

Trong quá trình tính toán thiết kế, với các trục có chiều dài tương đối lớn và số vòng quay cao thường không dựa vào điều kiện bền mà dựa vào số vòng quay tối hạn.

Vậy số vòng quay tối hạn là gì?

Trong quá trình làm việc trực như một thanh đàn hồi dẻo, bản thân nó có dao động riêng. Vậy số vòng quay tối hạn là số vòng quay của trục mà tại đó tần số dao động riêng của trục trùng với tần số dao động của hệ lực tác dụng lên trục. Nghĩa là số vòng quay mà tại đó sẽ xảy ra hiện tượng cộng hưởng giữa dao động riêng và vòng quay của trục tuabin, kết quả là trục có thể bị cong, gãy.

Đối với tuabin, những chi tiết lắp ráp trên trục quay cần phải được cân bằng động tối. Nghĩa là những chi tiết ấy khi lắp lên trục thì trọng tâm của chúng phải trùng với trọng tâm của trục, và trục quán tính chính của chúng phải đi qua tâm của trục. Nhưng trong thực tế không bao giờ đạt được sự cân bằng động tuyệt đối, luôn luôn có một độ không cân bằng nào đó. Đó là một trong những nguyên nhân gây ra dao động riêng. Ngoài ra có thể do trục cong, trục nói không đảm bảo độ đồng trục yêu cầu,... Vậy, xác định tần số dao động riêng của trục.

Tần số dao động riêng xác định theo nhiều phương pháp khác nhau. Sau đây là một trong những phương pháp tính gần đúng.

Xác định giá trị vận tốc tối hạn ω_0 bằng công thức sau:

$$\omega_0 = \frac{10^5 E J g}{I^3} \cdot \frac{\sum_i P_i Y_i^{0.5}}{\sum_i P_i Y_i^1} \quad (7.48)$$

Từ đó, số vòng quay tối hạn sẽ là:

$$n_0 = \frac{30}{\pi}$$

Trong đó: P_i - các lực tác dụng lên trục tuabin;

Y_i - độ vồng tĩnh của trục tại các điểm có đặt lực P_i ;

g - giá trị trọng trường;

I - chiều dài của trục;

E - mô đun đàn hồi của vật liệu làm trục;

J - momen quán tính của mặt cắt

$$J = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_0^4)$$

Xét trường hợp tổng quát nhất: trục có ba gối đỡ dựa về bài toán sức bền vật liệu như ở hình 7.20. Đây là trường hợp tuabin có một ổ trượt, hai ổ đỡ của máy phát. Trục tuabin và trục máy phát nối cứng với nhau và coi như một thanh. Trên thanh này tác dụng 4 lực, tương ứng với P_1 ,

P_1 - trọng lượng máy phát và trọng lượng đoạn trục có chiều dài l_0 .

P_2 - trọng lượng đoạn trục có chiều dài $l-l_0$.

P_3 - trọng lượng đoạn trục dài l , và trọng lượng bánh công tác cùng với các chi tiết quay.

P_4 - trọng lượng máy phát và đoạn trục dài l_0 .

Theo hệ lực này trục có độ vồng tĩnh Y , tính theo công thức sau:

$$\begin{aligned} y_1 &= a_{11}P_1 + a_{12}P_2 + a_{13}P_3 + a_{14}P_4 \\ y_2 &= a_{21}P_1 + a_{22}P_2 + a_{23}P_3 + a_{24}P_4 \\ y_3 &= a_{31}P_1 + a_{32}P_2 + a_{33}P_3 + a_{34}P_4 \\ y_4 &= a_{41}P_1 + a_{42}P_2 + a'_{43}P_3 + a_{44}P_4 \end{aligned} \quad (7.49)$$

Tren các đoạn l_0, l_1, l_2, l_3, l_4 tính tỷ số với l ta được các hệ số không thứ nguyên $\alpha_0, \alpha_1, \dots$

Hình 7.20 có toàn bộ sử dụng để tính độ vồng của các đoạn trục. Trục hoành của nó là vị trí các lực theo chiều dài của trục. Trục tung là vị trí các điểm kể từ ổ đỡ đầu tiên bên trái.

Sau khi đã tính phản lực của ổ đỡ giữa (ký hiệu là O trên hình vẽ), ta thay ổ đỡ đó bằng phản lực đã tính, ký hiệu là R_0 .

Tương ứng với các điểm đặt lực P_1, P_2, P_3, R_0 tìm vị trí các điểm trên trục tung kể từ ổ đỡ bên trái với các khoảng cách l_0, l_1, \dots , ta tìm được các điểm trên toàn bộ $\alpha_{1,0}, \alpha_{2,0}, \alpha_{3,0}, \dots$. Lực P_4 phải lấy theo đoạn l_4 kể từ ổ đỡ cuối về phía trục hoành. Theo trục tung thì l_4 đặt từ tọa độ 0 trở xuống. Từ đó tìm được các điểm $\alpha_{4,0}, \alpha_{4,1}, \dots$.

Hình 7.20 là toàn bộ gồm những đường cong $y_i = \text{const}$ (đường cong có độ vồng không đổi). Sau khi đã tìm được các điểm $\alpha_{0,0}, \alpha_{1,0}, \dots$ từ hình 7.20, đổi chiều vị trí các điểm $\alpha_{i,j}$ đó trên hình 7.20 ta có các giá trị của $\alpha_{i,j}$.

Tìm các giá trị của các hệ số a_{11}, a_{12}, \dots theo các biểu thức sau:

$$a_{11} = a = \alpha_{1,1} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{1,0}}{\alpha_{0,0}} \quad (7.50)$$

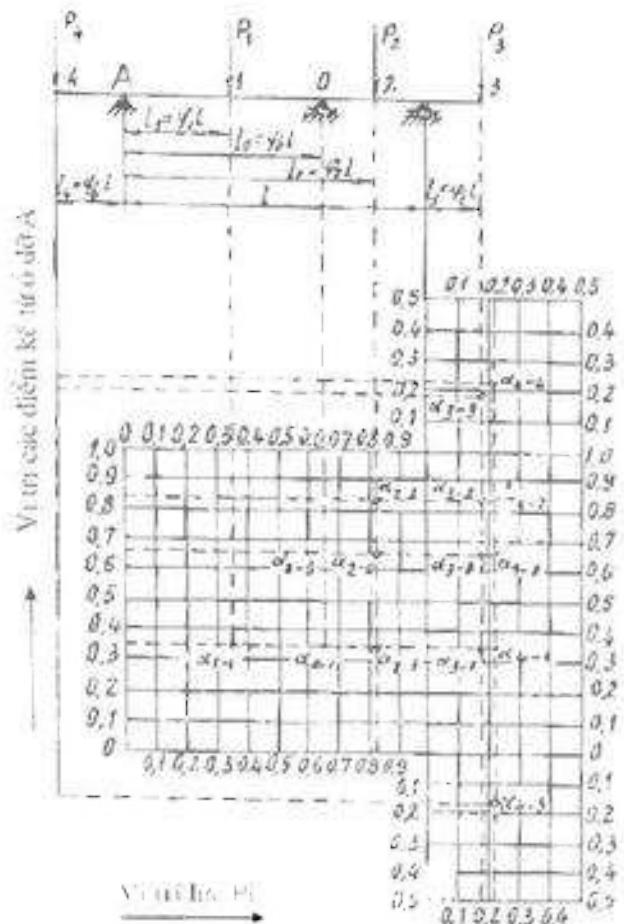
$$a_{12} = a_{21} = b = \alpha_{2,1} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{2,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$a_{13} = a_{31} = c = \alpha_{3,1} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{3,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$a_{14} = a_{41} = d = \alpha_{4,1} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{4,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$a_{22} = e = \alpha_{2,2} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{2,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$a_{23} = a_{32} = f = \alpha_{3,2} - \alpha_{0,0} \cdot \frac{\alpha_{3,0}}{\alpha_{0,0}}$$



Hình 7.19. Sơ đồ tinh toán vùng quay từ hÌm tròn

$$a_{22} = a_{42} = \eta = \alpha_{4,2} - \alpha_{2,0} \frac{\alpha_{4,0}}{\alpha_{0,0}}$$

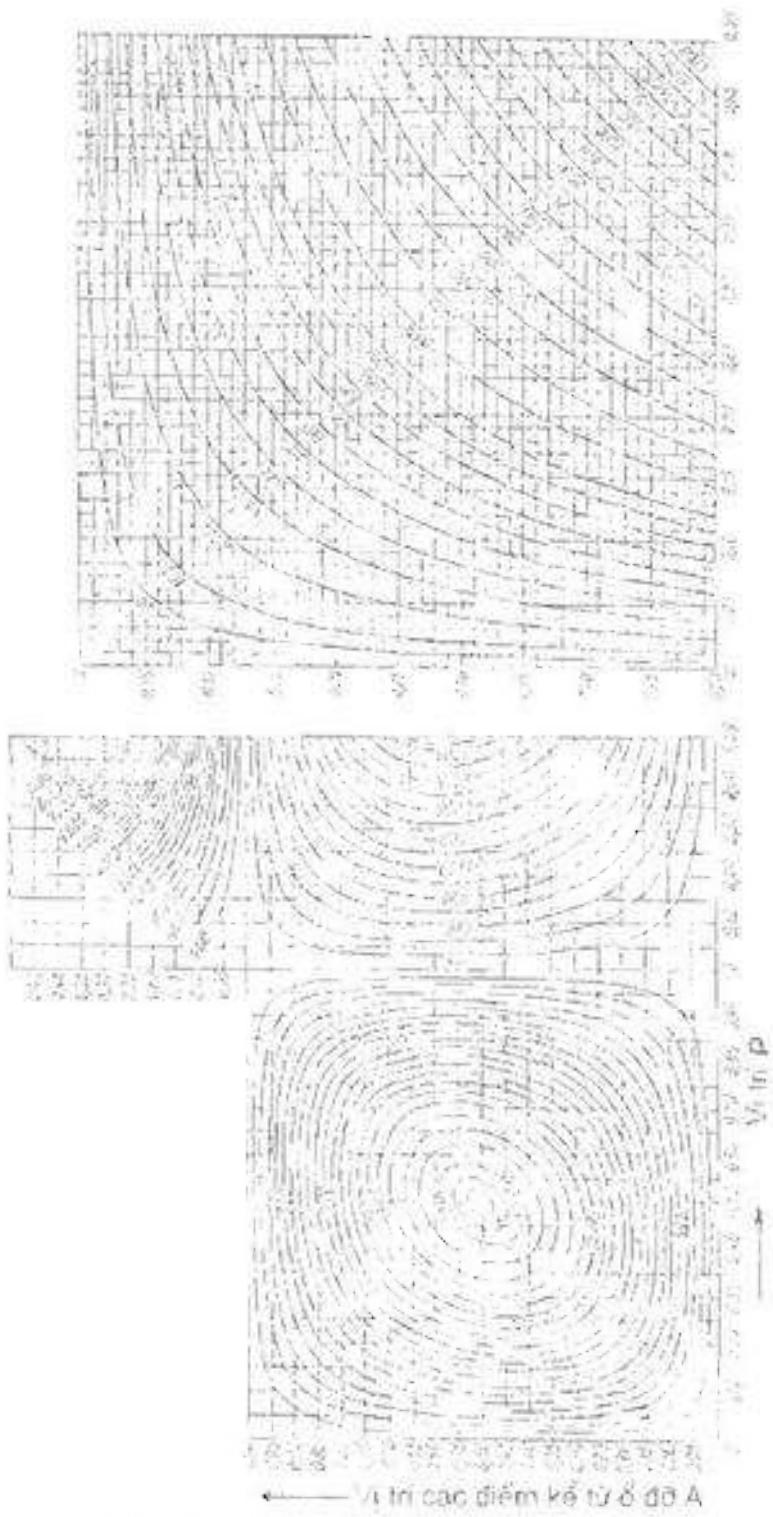
$$a_{12} = b = \alpha_{3,1} - \alpha_{1,0} \frac{\alpha_{1,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$a_{32} = a_{12} = k = \alpha_{2,2} - \alpha_{4,0} \frac{\alpha_{4,0}}{\alpha_{0,0}}$$

$$\sigma_{22} = l = \alpha_{3,0} - \alpha_{2,0} \frac{\alpha_{4,0}}{\alpha_{0,0}}$$

Với hệ phương trình trên, công thức (7.49) sẽ có dạng:

$$\begin{aligned}
 v_1 &= aP_1 + bP_2 + cP_3 + dP_4 \\
 y_1 &= bP_1 + cP_2 + fP_3 + nP_4 \\
 y_2 &= cP_1 + fP_2 + nP_3 + kP_4 \\
 y_3 &= dP_1 + nP_2 + fP_3 + lP_4
 \end{aligned} \tag{7.51}$$



Hình 7.20: Kết quả tìm kiếm để tìm giá trị nhỏ nhất của hàm $f(x,y)$

Sau khi tìm được giá trị Y , tính giá trị ω_{th} và n_{th} . Kiểm tra, nếu n_{th} lớn hơn số vòng quay lồng n^* khoảng 20 + 25%, thì đường kính trực đã chọn đạt yêu cầu. Trường hợp ngược lại ($n_{th} - n^*$) ≤ 20 + 25%, thì phải chọn lại đường kính trực.

Chương VIII: TUABIN XUNG LỰC

8.1. MỞ ĐẦU

Như trên đã giới thiệu, tuabin xung lực là tuabin chỉ sử dụng phản động năng của dòng chảy và biến nó thành cơ năng. Để dễ phân biệt sự khác nhau giữa hai hệ tuabin: phản lực và xung lực ta xét qua đặc điểm của hai hệ này.

Buồng dẫn của tuabin phản lực gồm buồng dẫn, trụ đỡ, hệ thống cánh hướng dòng. Buồng dẫn làm chức năng dẫn chất lỏng vào bánh công tác, tạo ra trường vận tốc và áp suất trước bánh công tác phản bội đều, đối xứng. Buồng dẫn của tuabin xung lực làm nhiệm vụ biến đổi thế năng của dòng chảy thành động năng.

Dòng chảy qua bánh công tác tuabin phản lực là dòng liên tục, dọc theo dòng chảy ở đoạn này áp suất giảm dần. Dòng chảy qua bánh công tác của tuabin xung lực là dòng gián đoạn, áp suất luôn luôn bằng áp suất khí trời.

Trong tuabin phản lực buồng hút đóng vai trò quan trọng: tạo ra chân không ở cửa ra của tuabin để sử dụng hết cột áp và giám tồn thất động năng đi ra khỏi tuabin bằng cách tăng diện tích tiết diện ở cửa ra của buồng hút so với cửa ra bánh công tác. Còn tuabin xung lực thì xả chất lỏng xuống hạ lưu với áp suất khí trời.

Hệ tuabin xung lực chỉ sử dụng cho các nhà máy thủy điện có cột áp lớn, lưu lượng nhỏ. Vì rằng tương ứng với mỗi cột áp thế năng cao mới có dòng tuabin qua vòi phun với vận tốc lớn, tức là động năng lớn.

Theo phạm vi sử dụng và kết cấu hệ tuabin xung lực có thể chia thành ba loại chính: tuabin gáo, tuabin tia nghiêng và tuabin tác dụng kép. Tuabin gáo trong một số tài liệu còn gọi là tuabin Pelton. Tuabin tác dụng kép còn gọi là tuabin Banki.

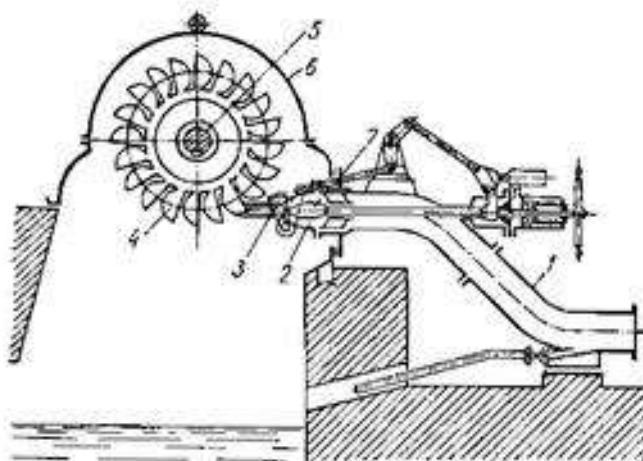
Sau đây ta xét nguyên lý làm việc của từng loại tuabin trong hệ xung lực.

8.2. TUABIN GÁO

8.2.1. Nguyên lý làm việc và kết cấu

Ngoài ra, làm việc: Dòng chảy có thể năng lớn được dẫn qua đường ống và vòi phun. Tại môi trường vòi phun vận tốc dòng chảy lớn, từ đó thế năng đã biến thành động năng. Với vận tốc này dòng chảy đập vào các cánh gáo được sắp xếp trên một bánh đĩa tròn và tạo thành chuyển động quay của đĩa (còn gọi là bánh công tác). Bánh công tác quay, truyền chuyển động cho trục tuabin và trục máy phát. Như vậy trong quá trình này thế năng của dòng chảy đã biến thành cơ năng quay của trục tuabin.

Phạm vi sử dụng của tuabin gáo tương đối rộng. Nó là tuabin có tính năng kỹ thuật tốt nhất trong hệ tuabin xung lực. Phạm vi sử dụng với cột áp $H = 200 - 2000$ m. Có thể sử dụng cho những trạm thủy điện nhỏ vài kw, đến những trạm hàng ngàn kW.



Hình 8.1 Sơ đồ kết cấu tuabin gáo

không qua buồng hút như tuabin phản lực.

Kết cấu của vòi phun được trình bày ở hình 8.3. Tuabin có thể có từ một đến bốn vòi phun cách đều theo bánh công tác.

Trong tuabin gáo bộ phận hướng dòng thực hiện nhiệm vụ sau: tạo ra vận tốc dòng chảy, điều chỉnh lưu lượng qua tuabin, đóng và mở tuabin, ngắt dòng khi có sự cố. Bộ phận hướng dòng này chính là hệ thống vòi phun. Hệ thống này gồm có: vòi phun, kim phun, bộ phận điều chỉnh vị trí kim phun và cơ cấu hướng tia nước.

Kim phun có hình dạng khi động, gắn với bộ phận điều chỉnh. Sự dịch chuyển tịnh tiến của kim phun sẽ thay đổi tiết diện ra của dòng chảy, tức là thay đổi lưu lượng dòng (liên hệ với độ mở cánh hướng a_1 của tuabin phản lực). Để điều khiển chuyển động tịnh tiến của kim phun có thể dùng điều chỉnh tay hoặc điều chỉnh tự động.

Cơ cấu hướng tia nước của bộ phận hướng dòng lắp bên ngoài vòi phun. Vị trí của cơ cấu này thay đổi làm thay đổi tiết diện của dòng nước. Nhiệm vụ chính của cơ cấu này là thay đổi hướng của dòng chảy. Khi có sự cố cần dừng máy lại, thì cùng với sự dịch chuyển của kim phun và đóng van trên đường ống dẫn, ta điều chỉnh vị trí của cơ cấu hướng cho tia nước hướng không phun vào cánh bánh công tác mà xả thẳng xuống bể (hình 8.3).

8.2.2. Cơ sở lý thuyết của tuabin gáo

8.2.2.1. Dòng chảy trong phạm vi bánh công tác của tuabin gáo

Dòng chảy tại đây là dòng gián đoạn, không dừng, có thể không đối xứng. Dòng chảy trong tuabin thực là dòng không gian, phức tạp. Để giải thích được quá trình biến đổi năng lượng trong bánh công tác của tuabin gáo bằng toán học, ta sẽ xét nó trong một số giả thiết sau:

- Dòng gián đoạn được thay bằng dòng liên tục, nghĩa là vòi phun cũng được xem là chuyển động cùng với bánh công tác với vận tốc bằng nhau.

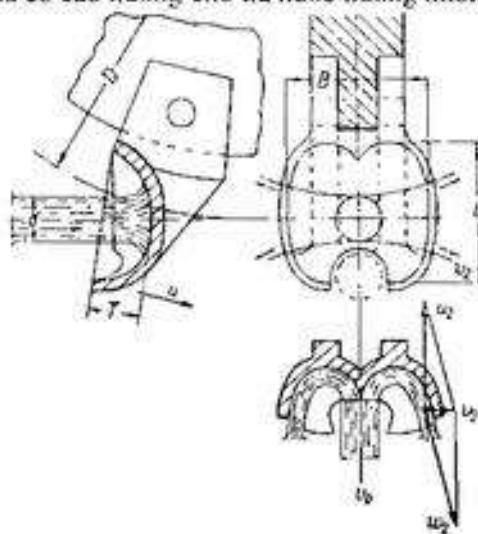
Độ dày dòng tia móng vô cùng.

- Vận tốc của cánh gáo bằng vận tốc của điểm mà dòng chảy tác dụng lên cánh gáo, cách đều tam

Kết cấu của tuabin gáo được biểu thị trên hình 8.1. Vòi phun được nối với đường ống dẫn tạo ra vận tốc lớn tại cửa ra của nó. Vòi phun đặt vuông góc với cánh gáo nên vận tốc dòng ra có hướng vuông góc với trục đối xứng của gáo.

Bánh công tác gồm một đĩa tròn, giữa có lắp moay để lắp len trực tuabin. Phần ngoài đĩa gắn các cánh gáo có phần bố đều theo chu vi. Các cánh gáo được ghép chặt với đĩa bánh công tác bằng bu lông. Ở giữa cánh gáo có một lưỡi móng để chia đôi dòng tia về hai phía (hình 8.2).

Chất lỏng sau khi ra khỏi bánh công tác được xả thẳng xuống bể lưu,

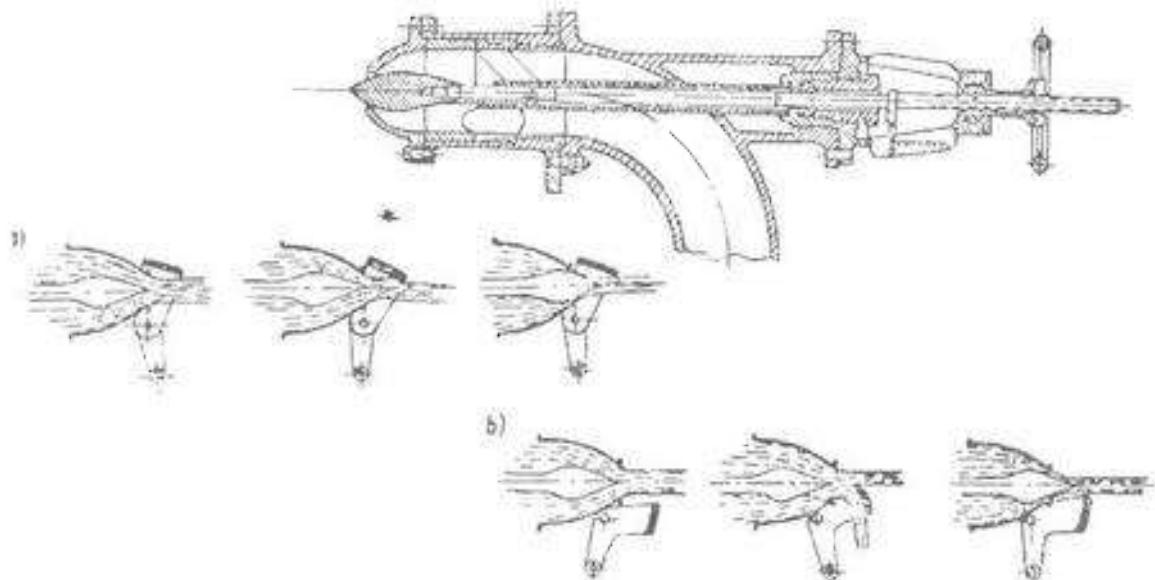


Hình 8.2. Bánh công tác tuabin gáo

quay một khoảng $R_1 = D/2$. Trong đó D là đường kính cánh quạt của bánh công tác (hình 8.4).

Chuyển động của dòng tia khí bao cạnh giao nhau trong mài phẳng song song với trục quay.

Kinh nghiệm cho thấy rằng tuy các giá thiết trên khác với thực tế của dòng chảy trong tuabin gió, nhưng kết quả của tính toán lý thuyết lại gần đúng với quá trình làm việc của tuabin.



Hình 8.3. Vai phan tu su lam viec cua co canh luong tia mat

8.2.2.2. Phương trình cột áp và hiệu suất thủy lực

Từ hình 8.4 ta có các tam giác vận tốc tương đối ở lối vào cùng phương với vận tốc tuyet doi C_1 và vận tốc theo U_1 , nghĩa là:

$$W_1 = C_1 - U$$

Sử dụng phương trình cột áp lý thuyết của tuabin:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{W_1^2 + U_1^2}{2g} = \alpha(C_{x1} + C_{y1}) \quad (8.1)$$

Thiết lập quan hệ giữa hiệu suất của tuabin và các thông số của nó.

Ở tuabin gió: $r_1 = r_2 = D/2$; hay $U_1 = U_2 = U$

Từ tam giác vận tốc ở cửa vào ta có: $C_{x1} = C_1$.

Từ tam giác vận tốc ở cửa ra ta có: $C_{x2} = U + W_2 \cos(180^\circ - \beta)$

Viết phương trình Bernuly cho dòng tương đối ở cửa vào và cửa ra của cánh gió:

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 + \frac{W_1^2 + U_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 + \frac{W_2^2 + U_2^2}{2g} h_{t2} \quad (8.2)$$

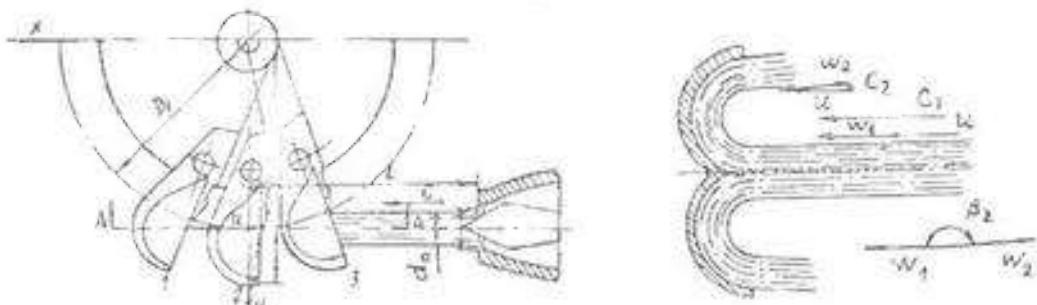
Trong đó: $P_1 = P_2 = P_0$ - áp suất ở cửa vào và cửa ra bằng áp suất khí trời;

$Z_1 = Z_2$ và $U_1 = U_2 = U$;

h_{t2} - tổn thất thủy lực.

Có thể rút ra công thức tính vận tốc tương đối ở cửa ra là hàm vận tốc tương đối ở cửa vào:

$$W_2 = \sqrt{W_1^2 - 2gh_{\frac{1}{2}}} = W_1 \sqrt{\left(1 - \frac{2gh_{\frac{1}{2}}}{W_1^2}\right)} = \xi W_1 \quad (8.3)$$



Hình 8.4. Sơ đồ dòng chảy và tam giác vận tốc của tuabin gió.

Thay vận tốc W_1 vào biểu thức tam giác vận tốc cùa ta có:

$$W_2 = \xi W_1 = \xi(C_1 - U)$$

Từ đó: $C_2 = U + \xi(C_1 - U)\cos\beta_2$

Thay các giá trị C_1 và C_2 vào phương trình cột áp ta có:

$$\eta gH = U(C_1 - U) + \xi(C_1 - U)\cos\beta_2 = U(C_1 - U)(1 - \xi\cos\beta_2) \quad (8.4)$$

Từ đó xác định được hiệu suất của tuabin:

$$\eta = \frac{U(C_1 - U)(1 - \xi\cos\beta_2)}{gH} \quad (8.5)$$

Ta biến đổi hệ số với phun theo công thức sau:

$$\varphi = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \quad (8.6)$$

Hệ số với phun còn gọi là hiệu suất với phun.

Nếu ký hiệu hệ số vận tốc là ψ và xác định theo biểu thức

$$\psi = \frac{U}{C_1} = \frac{U}{\varphi\sqrt{2gH}} \quad (8.7)$$

Thay các giá trị ψ và φ vào biểu thức (8.5) ta có

$$\eta = \frac{2U(C_1(1 - \frac{U}{C_1}(1 - \xi\cos\beta_2))\psi^2)}{\varphi\sqrt{2gH}\psi\sqrt{2gH}} = \frac{2\psi^2(1 - \xi\cos\beta_2)(1 - \psi^2)}{\varphi} \quad (8.8)$$

Từ biểu thức (8.8) có thể rút ra kết luận rằng hiệu suất thuỷ lực của tuabin gió phụ thuộc vào bốn thông số:

- Hiệu suất của với phun φ .
- Hệ số vận tốc ψ .
- Góc ra của động tua β_2 .
- Hệ số ξ đặc trưng cho tồn thết của động tua chạy bao cảnh gió.

Hệ số ξ lấy giá trị gần bằng 1. Vì biến dạng cánh gió thích hợp với động tua ta khởi với phun nên tồn thết này chỉ khoảng một vài phần trăm.

Góc ra của dòng tia β_2 có thể chọn gần đúng $\beta_2 = 180^\circ$ thì $\cos\beta_2 = 1$.

Trong thực tế không nên thiết kế góc $\beta_2 = 180^\circ$, vì như vậy dòng tia ra của cánh gáo trước sẽ tác động vào mặt sau của cánh gáo sau, làm tăng sức cản. Góc β_2 lấy trong khoảng $174^\circ \div 176^\circ$.

Hiệu suất của vòi phun có giá trị tương đối cao. Với biến dạng của các vòi phun hiện nay thì hiệu suất của vòi phun đạt khoảng 0,98.

Hệ số vận tốc ψ chọn tối ưu trong khoảng $0.46 \div 0.49$.

8.2.3. Các thông số quy dân và số vòng quay đặc trưng của tuabin gáo

8.2.3.1. Lưu lượng quy dân

Lưu lượng của tuabin được xác định bằng lưu lượng của các vòi phun theo công thức:

$$Q = Z_v Q_i = Z_v F C = Z_v \varphi \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{2gH} \quad (8.9)$$

Trong đó: Q_i - lưu lượng qua một vòi phun;

Z_v - số lượng vòi phun;

d_o - đường kính dòng tia ra khỏi vòi phun;

H - cột áp tuabin.

Lưu lượng quy dân của tuabin gáo được xác định theo công thức chung của máy thuỷ lực:

$$\dot{Q}_i = \frac{Q}{D_i^2 \sqrt{H}} = \frac{\pi \sqrt{2g}}{4} \varphi Z_v \left(\frac{d_o}{D_i} \right)^2 \quad (8.10)$$

Hay:

$$\dot{Q}_i = K_Q Z_v (d_o^2 / D_i^2) \quad (8.10)$$

Trong đó: $K_Q = \frac{\pi \sqrt{2g} \varphi}{4}$ - hằng số

8.2.3.2. Số vòng quay quy dân

$$\dot{n}_i = \frac{n D_i}{\sqrt{H}} \quad (8.11)$$

với biểu thức:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}; u_i = \frac{\omega D_i}{2}$$

$$C_i = \varphi \sqrt{2gH}; \psi = \frac{U_i}{C_i}$$

Thay vào công thức 8.11 ta có:

$$\dot{n}_i = \frac{60\varphi \sqrt{2g}}{\pi} \frac{U_i}{C_i}$$

Hay:

$$\dot{n}_i = K_n \psi \quad (8.12)$$

Trong đó: $K_n = \frac{60}{\pi} \varphi \sqrt{2g}$ - hằng số.

8.2.3.3. Số vòng quay đặc trưng n_s

$$n_s = \frac{n \sqrt{N}}{H \sqrt{H}}; \text{ hay } n_s = 3,65 \dot{n}_i \sqrt{Q_i}$$

$$\text{Trong đó: } Q_i = K_0 Z_v \left(\frac{d_0^2}{D_i^2} \right) = 3,48 Z_v \varphi \left(\frac{d_0^2}{D_i^2} \right)$$

$$n' = K_0 \varphi = 84,6 \varphi \psi \sim 82,2 \psi$$

$$\text{Vậy: } n_s = K_0 \sqrt{Z_v} \cdot \frac{d_0}{D_i} \quad (8.13)$$

$$K_0 = 576 \varphi \psi \sqrt{\varphi}$$

Nếu lấy $\varphi = 0,98$; $\psi = 0,46 \div 0,49$ thì hệ số K_0 sẽ vào khoảng $K_0 = 235 \div 250$.

Hệ số K_0 càng lớn thì hiệu suất tuabin càng cao.

Số vòng quay đặc trưng n , tối ưu của tuabin gáo nằm trong khoảng $10 \div 22$ v/ph.

8.2.4. Chọn và tính toán các thông số cơ bản của tuabin gáo

Để xác định kích thước của tuabin gáo cần cho trước các đại lượng: cột áp lớn nhất H_{max} , cột áp tính toán H_a , cột áp nhỏ nhất H_{min} và công suất tuabin N_a .

8.2.4.1. Chọn sơ đồ kết cấu

Trên cơ sở các thông số đã cho, chọn sơ đồ kết cấu của tuabin và tính các kích thước cơ bản.

Trước tiên cần chọn sơ bộ: Số lượng vòi phun, tuabin trực đứng hay trực ngang, trên cùng một trực đặt một hay bao nhiêu bánh công tác.

Việc chọn sơ đồ kết cấu phải được so sánh nhiều phương án khác nhau. Sau đó chọn phương án tối ưu nhất.

Theo kinh nghiệm thiết kế người ta đưa ra các kết luận sau:

- Số lượng vòi phun tăng, thì đường kính bánh công tác càng nhỏ.
- Số vòng quay tăng, thì đường kính bánh công tác càng nhỏ.
- Tăng số vòi phun, thì kết cấu phân dẫn nước càng phức tạp và càng làm tăng sự phức tạp của hệ thống điều chỉnh lưu lượng.
- Đối với tuabin cỡ nhỏ chỉ phí cho việc tăng số vòi phun tăng nhanh, so với chi phí cho việc giảm bớt đường kính bánh công tác.
- Đối với tuabin cỡ lớn thì tăng vòi phun để giảm kích thước bánh công tác thì lợi hơn so với tăng sự phức tạp của phân dẫn nước và hệ thống điều chỉnh lưu lượng.

Ngoài ra, để có thể chọn được phương án kết cấu tối ưu, cần so sánh các kết quả thí nghiệm mô hình, đặc trưng bằng các đường đặc tính tổng hợp. Trước khi so sánh phải hiệu chỉnh lại số vòng quay quy đổi n' , tính toán (n'_m) . Khi chọn n'_m , cần xét đến thời gian làm việc của tuabin với phụ tải lớn nhất và thời gian ứng với phụ tải khác với các cột áp khác nhau.

Dựa vào n'_m để chọn số vòng quay đồng bộ và hiệu chỉnh lại đường kính bánh công tác.

Phụ thuộc vào công suất có thể sử dụng sơ đồ kết cấu trong bảng 8.1:

Bảng 8.1

Công suất, MW	Phân bố trực	Số bánh công tác	Số vòi phun
Nhỏ hơn 1 1 ÷ 5 Lớn hơn 5	Đặt ngang	1	1
	Đặt ngang	1	2
	Đặt ngang	1 ÷ 2	2 ÷ 4
	Đặt đứng	1	2 ÷ 6

8.2.4.2. Chọn các kích thước cơ bản

- Vòi phun:

Các kích thước cơ bản của vòi phun được xác định theo thông số sau: công suất N , cột áp tính toán H_H , số lượng vòi phun Z_v . Lưu lượng qua một vòi phun:

$$Q_1 = \frac{Q}{Z_v} = \frac{N}{9,81\eta H_H Z_v} \quad (8.14)$$

Trong đó: η - hiệu suất tuabin gáo, sơ bộ lấy khoảng $\eta = 0,87$.

Đường kính tia nước ứng với lưu lượng lớn nhất theo công thức:

$$d_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} Z_v \varphi \sqrt{2gH_H} \quad (8.15)$$

Từ đó rút ra:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_{max}}{Z_v \pi \varphi \sqrt{2gH}}} \quad (8.16)$$

Nếu lấy $\varphi = 0,97$ ta có biểu thức:

$$d_0 = 0,545 \sqrt{\frac{Q_0}{Z_v \sqrt{H}}} \quad (8.17)$$

Trong đó: Q - lưu lượng, m^3/s

H - cột áp, m cột nước

Hình dạng và kích thước vòi phun và kim phun lấy theo số liệu cho ở hình 8.5. Các kích thước lấy theo tỷ số với d_0 . Ở đây $d_0 = 100mm$, cột áp $H = 1m$.

Hình dạng và thông số hình học cơ bản của tuabin gáo.

- Chọn đường kính bánh công tác và số vòng quay:

Kích thước của bánh công tác và của các cánh gáo được chọn trên cơ sở thực nghiệm, phụ thuộc vào đường kính tia nước d_0 và tỷ số D_1/d_0 . Hiệu suất của tuabin có n , trong khoảng 14-19v/ph đạt được tương đối cao. Trong đó tỷ số D_1/d_0 càng lớn càng tốt. Ngược lại muốn có kết cấu gọn nhẹ thì chọn tỷ số đó nhỏ. Chọn sơ bộ tỷ số D_1/d_0 , n' , Q' , và số lượng cánh gáo theo cột áp tính toán H (m cột nước) dựa vào số liệu bảng 8.2.

Bảng 8.2

Cột áp $H(m)$	D_1/d_0	n'_1 , v/ph	Q' , l/s	n_1 , v/ph	Số cánh gáo Z_1
300	8-11	36,5-38,5	35-28,2	29,9-20,6	17-20
400	9,5-12,5	37-39	37,7-21,7	25,5-18,4	18-21
500	11-14	37,5-39,5	28,2-17,3	22,4-16,5	19-23
750	16-19	38-40	13,2-9,35	15,5-12,5	24-28
1000	23	39,5	6,38	10,65	27-31

Có thể xác định sơ bộ đường kính bánh công tác theo tỷ số: $m = D_1/d_0$, sử dụng công thức thực nghiệm sau:

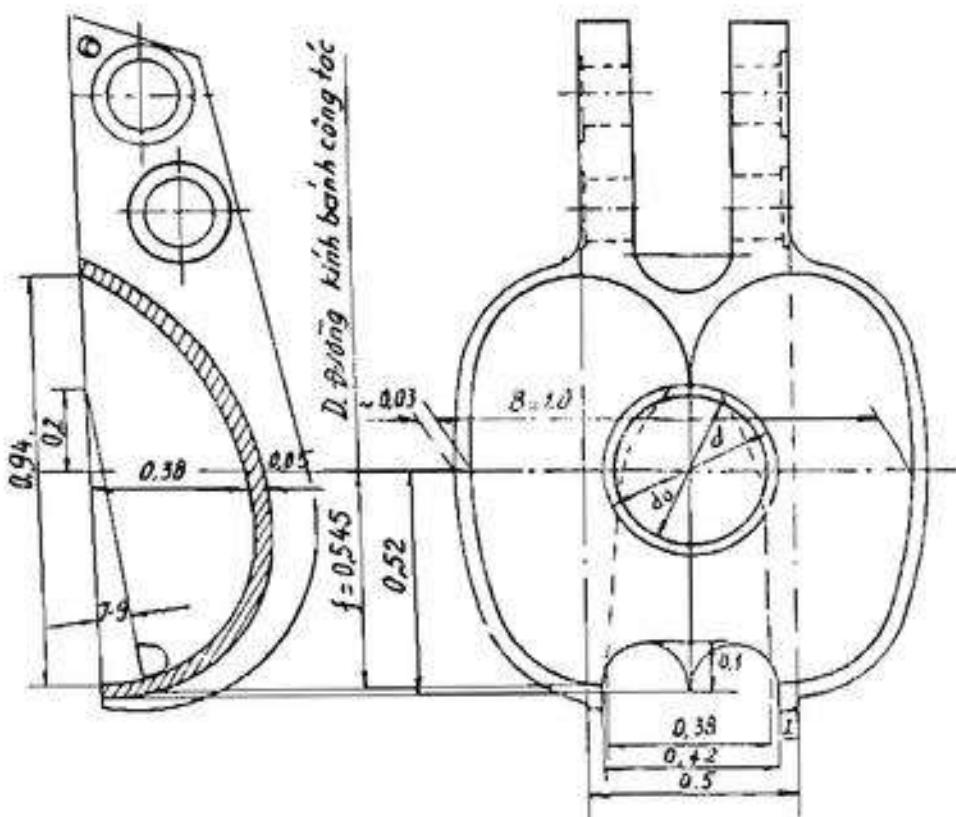
$$m = \frac{260}{n_s} \sqrt{\eta_c} \quad (8.18)$$

Trong đó: η_c - hiệu suất ở chế độ có công suất lớn nhất.

Hiệu suất của tuabin gió ở chế độ tối ưu khác (lớn hơn) hiệu suất tuabin ở chế độ có công suất lớn nhất và phụ thuộc vào số vòng quay đặc trưng biểu thị trên hình 8.6.

Trình tự tính toán cũng theo phương pháp gần đúng liên tục.

- Theo bảng 8.2, với giá trị H , và chọn n sơ bộ, tính n_c .
- Theo hình 8.6 tìm giá trị η_c , tính m theo 8.18.



Hình 8.5. Bản vẽ cánh gió của tuabin gió

- Tính hệ số vận tốc ψ theo công thức sau:

$$\psi = 0.48 - \frac{0.72}{m+12} \quad (8.19)$$

- Nếu đại lượng ψ vừa tính được khác giá trị 0.46 với sai số lớn hơn 0.01 thì tính lại tỷ số m theo công thức:

$$m = \frac{570}{\eta_c} \sqrt{\eta_c} \quad (8.20)$$

- Tính lại cho đến khi đạt giá trị ψ cần thiết.

- Tính đường kính D , theo $D_1 = m d_\rho$.

Làm tròn giá trị đường kính D , theo đường kính tiêu chuẩn với độ chính xác 0.01m.

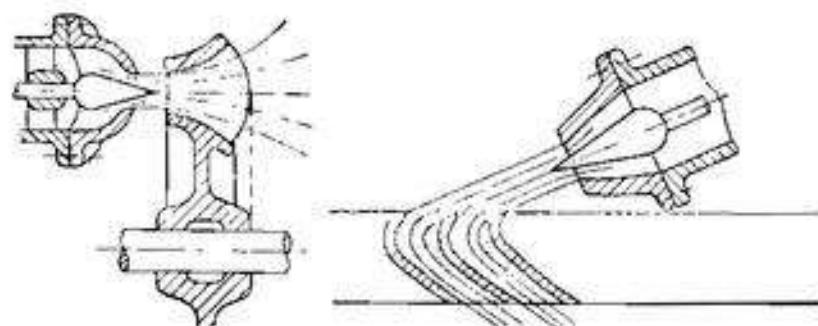
Vẽ hình dạng cánh gió theo như hình 8.2.

8.3. TUABIN TIA NGHIÊNG

8.3.1. Đặc trưng và kết cấu

Tuabin tia nghiêng là loại tuabin xung lực có thông số kém hơn so với tuabin gáo.

Nguyên lý làm việc của tuabin tia nghiêng cũng giống như tuabin gáo. Nhưng vòi phun bố trí trong mặt song song với trục quay với một góc nghiêng α , khoảng 22° . Với góc nghiêng này vòi phun hướng dòng tia chảy vào bao cánh. Xung lực của dòng tia tác dụng vào các cánh bánh công tác, nên loại tuabin này có tên gọi là tuabin tia nghiêng (hình 8.6).



Hình 8.6. Sơ đồ dòng chảy trong tuabin tia nghiêng

Phạm vi sử dụng của tuabin tia nghiêng: Cột áp $H = 50 \div 400$ m, với công suất $N = 10 \div 4000$ kW, hiệu suất $\eta = 75 \div 80\%$. Tuabin này sử dụng rộng rãi cho các trạm có công suất nhỏ và trung bình.

Kết cấu có thể là trục đứng và trục ngang. Thông thường là kết cấu trục ngang.

Bánh công tác tuabin tia nghiêng có kết cấu đơn giản hơn so với bánh công tác của tuabin gáo. Cảnh bánh công tác của tuabin này đơn giản hơn, vì vậy chế tạo chúng cũng đơn giản hơn. Phản ứng ngoài của bánh công tác có thể làm vành đai dễ gần các cánh. Điều này có ưu điểm về kết cấu, chế tạo và bánh công tác có độ bền, chắc so với tuabin gáo gần các cánh gáo gần lề bằng bu lông.

Vòi phun của tuabin tia nghiêng có kết cấu giống như của tuabin gáo.

8.3.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất

Các thông số của tuabin tia nghiêng gồm có: góc nghiêng của tia α , đường kính bánh công tác D_1 . Thông số về mặt thủy lực gồm có các tam giác vận tốc trước và sau cánh bánh công tác (hình 8.7) và hệ số vận tốc ψ , hiệu suất vòi phun φ , xác định theo công thức (8.6), (8.7).

Để so sánh giữa tuabin tia nghiêng và tuabin gáo, ta thiết lập quan hệ hiệu suất với các thông số của tuabin. Sử dụng phương trình cơ bản của tuabin:

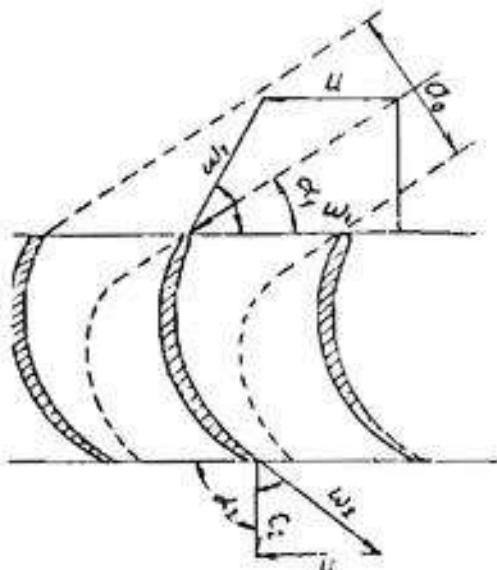
$$\eta g H = \omega (C_{n1} r_1 + C_{n2} r_2)$$

Trong đó: $r_1 = r_2 = D_1/2$; $U_1 = U_2 = U$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$C_{n1} = C_1 \cos \alpha_1 = W_1 \cos \beta_1 + U$$

$$C_{n2} = C_2 \cos \alpha_2 = U - W_2 \cos(180^\circ - \beta_2)$$



Thay các giá trị vào phương trình cột áp và rút ra biểu thức hiệu suất:

$$\begin{aligned}\eta_d &= \frac{U \left[W_1 \cos \beta_1 + U \right] - \left[U - W_1 \cos(180^\circ - \beta_1) \right]}{gH} \\ &= \frac{U \left[W_1 \cos \beta_1 + W_2 \cos(180^\circ - \beta_1) \right]}{gH} \\ &= \frac{2\varphi^2 u W_1}{C_1^2} [\cos \beta_1 + \xi \cos(180^\circ - \beta_1)]\end{aligned}\quad (8.21)$$

Ở đây: $W_2 = \xi W_1$

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \\ \psi &= \frac{u}{C_1} = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin(180^\circ - \beta_1)} \\ \frac{W_1}{C_1} &= \frac{\sin \alpha_1}{\sin(180^\circ - \beta_1)}\end{aligned}$$

Thay giá trị W_1 vào (8.21) ta có:

$$\eta_d = 2\varphi^2 \psi^2 \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1) \sin \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} (\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2) \quad (8.22)$$

Như vậy hiệu suất của tuabin tia nghiêng phụ thuộc vào các đại lượng φ , ψ , α_1 , β_1 , β_2 .

Xác định giá trị các góc tối ưu:

Từ công thức (8.22) ta thấy để cho hiệu suất lớn nhất thì góc $\beta_2 = 180^\circ$, $\cos \beta_2 = -1$.

$$\frac{\partial \eta_d}{\partial \alpha_1} = 2\varphi^2 \left[\sin \beta_1 (\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1) - 2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 - 2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_1 \right] \frac{\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2}{\sin^2 \beta_1} = 0$$

Biến đổi một số công thức lượng giác:

$$\begin{aligned}\sin \beta_1 (\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1) &= 2 \cos \alpha_1 \sin \alpha_1 \cos \beta_1 \\ \tan \beta_1 &= 2 \frac{\cos \alpha_1 \sin \alpha_1}{\cos^2 \alpha_1 - \sin^2 \alpha_1} = \frac{\sin 2\alpha_1}{\cos 2\alpha_1} \tan 2\alpha_1\end{aligned}$$

vậy ta có:

$$\eta_{max} = 2\varphi^2 \frac{\sin^2(\beta_1 / 2)}{\sin^2 \beta_1} (\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2)$$

Sau khi biến đổi ta có:

$$\eta_{max} = \varphi^2 \frac{\cos \beta_1 - \xi \cos \beta_2}{1 + \cos \beta_1} \quad (8.23)$$

Để tìm giá trị tối ưu của góc β_1 ta cũng làm tương tự như đối với góc α_1 (lấy đạo hàm theo β_1 và cho bằng không)

$$\frac{\partial \eta}{\partial \beta_1} = \varphi^2 \frac{\sin \beta_1 (1 + \xi \cos \beta_2)}{(1 + \cos \beta_1)^2} = 0 \quad (8.24)$$

Bíểu thức (8.24) chỉ đúng khi $\beta_1 = 0$.

Như vậy hiệu suất của tuabin tua nghiêng lớn nhất với các giá trị của các góc như sau:

$$\alpha_1 = 0; \beta_1 = 0; \beta_2 = 180^\circ; \eta_{\text{max}} = 67\% \quad (8.25)$$

Như đã giải thích ở phần trước, đối với tuabin tua nghiêng cũng như đối với tuabin tua nghiêng góc β không thể chọn 180° , thường chọn nhỏ hơn một vài độ $174^\circ \sim 176^\circ$. Còn điều kiện $\alpha_1 = 0; \beta_1 = 0$ thì chỉ thực hiện với tuabin tua nghiêng thường có góc $\alpha_2 = 22^\circ$ và hệ số vận tốc $\mu = 0,542$.

8.4. TUABIN TAC DUNG KEP

8.4.1. Đặc điểm và kết cấu

Tuabin tac dung kep con co ten goi la tuabin sung-kich han han. No la loai tuabin co ket cau don gian nhat. Tuabin nay thuong ket cau truc ngang tren truc gan banh cong tac co dang gan nhu giuong nuoc. Banh cong tac gom co hai huoc bu dia, giam cat dia co gan tu 12 ~ 48 canh cong dat song song voi truc.

Nuoc duoc dan qua duong ong vao tuabin qua voi phu tu tiet dien hinh chieu nhat. Dong tu di ra khiet voi phu tu tac dung len canh lan thu nhat, di vong qua truc phia trong banh cong tac, lai di ra va tac dung lan thu hai vao canh.

Do su tac dung hai lan cua dong tu vao canh banh cong tac nen goi la tuabin tac dung kep.

Lan tac dung thu nhiet canh chan khoang $70 \sim 80\%$ namung luong dong tu. Lan thu hai khoang $30 \sim 20\%$ namung luong cua lai cua dong.

Việc điều chỉnh lưu lượng nước với phun được thực hiện bằng lưới ga nối với tay điều chỉnh. Khi vận tốc quay máy thi tiet dien voi phun se thay doi.

Pham vi tac dung cua tuabin tac dung kep voi cot ap $H = 24 \sim 200$. Hiệu suất co the dat $0,6 \sim 0,83\%$. Tuabin nay co ket cau don gian, duoc su dung rong rang voi công suất nhỏ, từ môt vài kW den luong ngan kW.

8.4.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất

Để hiệu quả trình làm việc của tuabin này, ta sử dụng phương trình cơ bản của tuabin:

$$\eta_{\text{th}} H = \alpha(C_{1r} - C_{2r})$$

Với hai lần tac dung nien phuong nhanh co dung sau:

$$\eta_{\text{th}} H = \alpha(C_{1r} - C_{2r}) + C_{1r}x_1 - C_{2r}x_2 \quad (8.26)$$

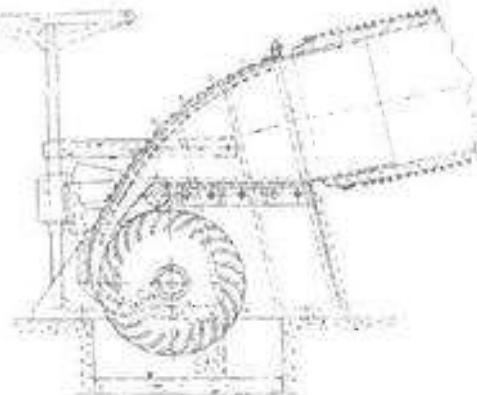
Từ các tam giác vận tốc và các kích thước hình học trên hình vẽ (8.9) ta có:

$$C_{1r} = C_r \cos \alpha_1; C_{2r} = C_r \cos \alpha_2;$$

$$C_{1r} = C_r \cos \alpha_1; C_{2r} = C_r \cos \alpha_2;$$

$$r_1 = x_1; r_2 = x_2; C_r = C_2; \alpha_1 = \alpha,$$

Thay các đại lượng này vào biểu thức (8.26)



Hình 8.8. Sơ đồ tuabin sang-kich han han

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{U_i C_j \cos \alpha_i + C_i \cos \alpha_j}{g H} \quad (8.27)$$

Giai thiết rằng hướng của vận tốc tương đối σ chỉ vào và chỉ ra trung với hướng của tiếp tuyến với mặt cánh phía trong.

Từ giả thiết này ta có điều kiện sau:

$$\beta_2 = 180^\circ - \beta_1$$

$$\beta_1 = 180^\circ - \beta_2$$

với điều kiện:

$$W_1 = W_2, \beta_2 = \beta_1$$

$$\beta_1 = 180^\circ - \beta_2 = 90^\circ$$

Nếu không tính đến tổn thất khi bao cảnh, nghĩa là $\xi = 1$, ta có:

$$W_1 = W_2, W_1 = W_2$$

Từ tam giác vận tốc ta có:

$$C_i \cos \alpha_i = U_i + W_i \cos \beta_i$$

$$C_i \cos \alpha_i = U_i + W_i \cos \beta_i$$

$$= U_i - W_i \cos \beta_i$$

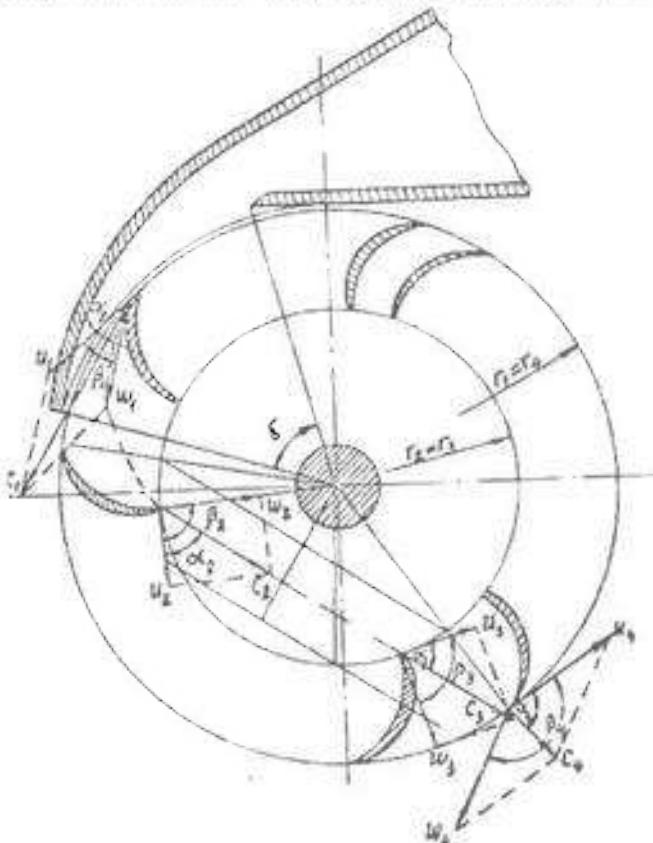
Thay các đại lượng trên vào công thức (8.27), ta có

$$\eta_{\text{turb}} = 2U_i W_i \cos \beta_i$$

Không tính đến tổn thất với phun:

$$C_i = \sqrt{gH}$$

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{4U_i W_i \cos \beta_i}{C_i^2}$$



Hình 8.9. Các thông số cơ bản của tuabin tác dụng kép

Hay,

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{4 \sin(\beta_i - \alpha_i) \sin \alpha_i \cos \beta_i}{\sin^2 \beta_i} \quad (8.28)$$

Như vậy hiệu suất của tuabin tác dụng kép phụ thuộc vào các góc α_i, β_i đặc trưng cho biến dạng mượt vào của cánh bánh công tắc.

Cũng giống như tuabin tia nghiêng, hiệu suất thuỷ lực của tuabin tác dụng kép lớn nhất trong điều kiện: $\alpha_i = 0; \beta_i = 0$.

Nhưng kết cấu của loại tuabin này không thể có điều kiện $\alpha_i = 0$ như đối với tuabin gáo. Vì thế hiệu suất của tuabin này nhỏ hơn của tuabin gáo.

Đạo hàm hiệu thực (8.28) theo góc α_i để tìm giá trị hiệu suất lớn nhất, ta rút ra điều kiện sau:

$$\alpha_i = \frac{\beta_i}{2}$$

$$\text{Thay vào (8.28) ta có: } \eta_{\text{lim}} = \frac{2 \cos \beta_i}{1 + \cos \beta_i}$$

Nếu chọn $\alpha_i = 15^\circ; \beta_i = 30^\circ$ là góc tối ưu, thì hiệu suất thuỷ lực lý tưởng có thể đạt được là 0,928. Nếu tính cả hiệu suất với phun và tổn thất của dòng tua bao cảnh, thì hiệu suất lớn nhất sẽ giảm đi.

Chương IX: HỆ THỐNG ĐIỀU CHỈNH TUABIN

9.1. NHIỆM VỤ VÀ NGUYỄN LÝ LÀM VIỆC CỦA BỘ ĐIỀU TỐC

9.1.1. Nhiệm vụ

Đối với các trạm thuỷ điện bộ điều tốc làm những nhiệm vụ sau:

- Giữ số vòng quay của tổ máy không thay đổi trong phạm vi thay đổi phụ tải của máy phát.
- Phân bổ phụ tải của các tổ máy làm việc song song.
- Thực hiện quá trình mở và tắt máy trong điều kiện bình thường và trong điều kiện có sự cố.

9.1.2. Nguyên lý làm việc

Phương trình chuyển động của rôto tổ máy có dạng:

$$M_T - M_C = J \frac{d\omega}{dt} \quad (9.1)$$

Trong đó: M_T - momen của tuabin;

M_C - momen cản, phụ thuộc vào phụ tải;

J - momen quán tính của rôto tổ máy;

ω - vận tốc góc.

Momen của tuabin có thể xác định theo công thức:

$$M_T = \frac{102N}{\omega} ; \text{ hoặc } M_T = \frac{1000QH\eta}{\omega} \quad (9.2)$$

Từ biểu thức (9.2) ta thấy trong điều kiện trạm làm việc, cột áp suất trong ngày hầu như không thay đổi, hiệu suất gần như không đổi, momen của tuabin phụ thuộc vào lưu lượng.

Nhiệm vụ cơ bản của bộ điều tốc là làm thay đổi lưu lượng qua tuabin, để thay đổi momen tuabin sao cho bằng momen cản và giữ cho số vòng quay không đổi.

Từ phương trình (9.1), trạng thái làm việc của hệ thống có thể mô tả qua 3 phương trình:

$$J \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (9.3)$$

$$J\omega = \text{const} \quad (9.4)$$

$$M_T + M_C = 0 \quad (9.5)$$

Tương ứng với ba phương trình này, ta có ba nguyên lý điều chỉnh tuabin.

Theo phương trình (9.3) người ta chế tạo ra bộ điều tốc có nhiệm vụ điều chỉnh giá tốc sao cho $d\omega/dt = 0$. Bộ điều tốc này gọi là bộ điều tốc giá tốc.

Theo phương trình (9.4) người ta chế tạo ra bộ điều tốc theo dõi sự thay đổi của vận tốc góc ω và tác động sao cho $a\omega = \text{const}$.

Theo phương trình (9.5) người ta chế tạo ra bộ điều tốc có khả năng theo dõi sự thay đổi của momen M_C , hay là theo dõi sự thay đổi của phụ tải, để điều chỉnh momen động lực của tuabin

M_f , sao cho M_f cân bằng với M_c . Có thể đạt được điều này bằng hai cách:

- Điều chỉnh M_f thông qua việc điều chỉnh lưu lượng qua tuabin, sao cho $M_f = M_c$.
- Điều chỉnh M_c thông qua việc điều chỉnh tổng momen cản của phụ tải, sao cho $M_f = M_c$. Theo hướng này ta có loại điều tốc điều chỉnh phụ tải.

Trong ba loại trên, bộ điều tốc dựa trên cơ sở nguyên lý: $M_f = M_c$ đang được sử dụng rộng rãi.

Đối với tuabin tâm trục và tuabin hướng trục cánh cố định thì điều chỉnh chỉ thực hiện nhờ hệ thống cánh hướng dòng và gọi là điều chỉnh đơn.

Đối với tuabin hướng trục và hướng chéo cánh xoay, điều chỉnh lưu lượng được thực hiện cùng một lúc nhờ hệ thống cánh hướng và cánh bánh công tác gọi là điều chỉnh kép.

Đối với tuabin xung lực, điều chỉnh lưu lượng được thực hiện nhờ thay đổi vị trí kim phun trong vòi phun. Nhưng, trong trường hợp tắt máy nhanh do sự cố, thì cần giám sát lưu lượng qua vòi phun cùng với việc điều chỉnh hướng của dòng tia ra khỏi phạm vi bánh công tác bằng cơ cấu hướng tia nước.

9.1.3. Các bộ phận cơ bản và phân loại bộ điều tốc

Bộ điều tốc có bốn bộ phận cơ bản sau:

- Bộ phận đo: làm nhiệm vụ nhận các tín hiệu điều chỉnh (bằng cách so sánh) và truyền tín hiệu đó cho bộ phận tiếp theo.
- Bộ phận khuếch đại: làm nhiệm vụ khuếch đại các tín hiệu điều chỉnh và truyền các tín hiệu đã được khuếch đại tới bộ phận điều chỉnh.
- Bộ phận chấp hành: làm nhiệm vụ thay đổi các thông số của tuabin hoặc của phụ tải.
- Bộ phận ổn định: làm nhiệm vụ ổn định hệ thống, đảm bảo chất lượng của bộ điều tốc.

Phân loại bộ điều tốc.

Người ta phân loại bộ điều tốc theo nhiều cách:

a. Bộ điều tốc phân loại theo phương pháp điều chỉnh:

- Bộ điều tốc điều chỉnh lưu lượng.
- Bộ điều tốc điều chỉnh phụ tải.

b. Bộ điều tốc phân loại theo kết cấu của các bộ phận chính:

- Bộ điều tốc cơ-thuỷ lực: bộ phận điều chỉnh cơ học (con lắc li tâm), bộ phận chấp hành là cơ cấu thuỷ lực.
 - Bộ điều tốc điện-thuỷ lực: cũng như loại trên, bộ điều tốc này có bộ phận chấp hành là thiết bị thuỷ lực, các bộ phận khác là thiết bị điện tử tương tự.
 - Bộ điều tốc điện-từ điện: Bộ điều tốc này có bộ phận chấp hành là động cơ điện, các bộ phận còn lại là thiết bị điện tử tương tự.

Đối với các trạm thuỷ điện có công suất lớn, việc đóng mở tuabin và các thiết bị cần phải công suất lớn, nên cơ cấu chấp hành vẫn là cơ cấu thuỷ lực. Đối với trạm thuỷ điện nhỏ, cơ cấu chấp hành là động cơ điện gọn nhẹ hoặc có thể sử dụng bộ điều tốc điều chỉnh phụ tải (tai già).

c. Bộ điều tốc phân loại theo nguyên lý tác động:

- Bộ điều tốc tác động trực tiếp: tín hiệu sai lệch qua khuếch đại, truyền trực tiếp đến bộ phận điều chỉnh, không qua một hệ thống trung gian nào.
- Bộ điều tốc tác động gián tiếp: Quá trình truyền tín hiệu đến bộ phận điều chỉnh còn thông qua một số phần tử trung gian làm tăng độ chính xác và ổn định của hệ thống.

d. Bộ điều tốc phân loại theo đặc điểm của sơ đồ điều chỉnh:

- Bộ điều tốc có mối liên hệ ngược.
- Bộ điều tốc không có mối liên hệ ngược (mối liên hệ ngược còn gọi là phản hồi).

e. **Bộ điều tốc phản hồi theo tính chất của mối liên hệ ngược:**

- Bộ điều tốc có phản hồi cứng.
- Bộ điều tốc có phản hồi mềm.

Để hiểu sâu về nguyên lý làm việc, chúng ta sẽ nghiên cứu bộ điều tốc cơ-thuỷ lực.

9.1.4. Đường đặc tính của bộ điều tốc

Sự phụ thuộc của số vòng quay tuabin với phụ tải của bộ điều tốc có phản hồi theo một quy luật nào đó. Thường sự phụ thuộc này có dạng gần như đường thẳng nằm nghiêng được biểu thị trên hình 9.1. Độ nghiêng của đường thẳng này phụ thuộc vào phản hồi. Sự phụ thuộc $n - N$ gọi là đường đặc tính của bộ điều tốc tuabin.

Trong trường hợp đường thẳng $n = f(N)$ là một đường nằm ngang thì gọi là đường đặc tính vô hướng. Trong thực tế không sử dụng đường đặc tính vô hướng vì đường đặc tính này không phụ thuộc vào phụ tải, như vậy bộ điều tốc không thể làm nhiệm vụ phân phối phụ tải cho các tổ máy làm việc song song. Để đánh giá độ chênh lệch vận tốc góc người ta dùng hệ số sai lệch δ . Hệ số sai lệch được xác định theo công thức sau:

$$\delta = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{0,5(n_{\max} + n_{\min})} \cdot 100\% \quad (9.6)$$

Trong đó: n_{\max} - số vòng quay của tuabin trong chế độ không tải;

n_{\min} - số vòng quay của tuabin trong chế độ tĩnh toán.

Để thay đổi hệ số sai lệch người ta thường dùng cơ cấu đặc biệt để thay đổi hệ số truyền của phản hồi (tỷ số truyền của xylinh lực và thanh truyền).

Bộ điều tốc có nhiệm vụ phân bổ phụ tải cho các tổ máy làm việc song song.

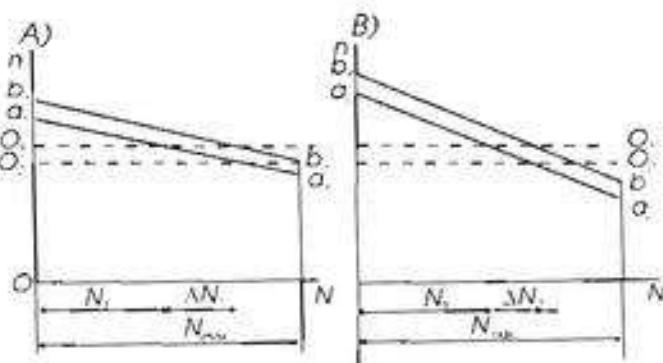
Xét hai tổ máy 1 và 2 làm việc

song song với hai đường đặc tính tĩnh (hình 9.1). Ở chế độ làm việc với số vòng quay định mức tổ máy 1 có đường đặc tính là a_1a_1 , tổ máy 2- a_2a_2 , số vòng quay định mức ứng với đường O_1O_1 . Tổ máy 1 làm việc với công suất N_1 , tổ máy 2 với công suất N_2 . Nếu số vòng quay thay đổi, giả sử, giảm xuống đến đường O_2O_2 . Tương ứng với sự tăng của phụ tải ở tổ máy thứ nhất là ΔN_1 , và ở tổ máy 2 là ΔN_2 . Bộ điều tốc làm việc, thay đổi lưu lượng qua tuabin sao cho $M_1 = M_2$ và số vòng quay trở lại bằng số vòng quay định mức, tức là trở lại vị trí đường O_1O_1 . Lúc đó đường đặc tính tĩnh của hai bộ điều tốc trên sẽ trở thành đường b_1b_1 và b_2b_2 song song với đường a_1a_1 và đường a_2a_2 .

Tổng số phụ tải thay đổi trên cả hai bộ điều tốc là:

$$\Delta N = \Delta N_1 + \Delta N_2. \quad (9.7)$$

Nếu hệ số sai lệch của bộ điều tốc 1 và 2 tương ứng:



$$\delta_1 = \frac{n_{1\max} - n_{1\min}}{0.5(n_{1\max} + n_{1\min})}$$

$$\delta_2 = \frac{n_{2\max} - n_{2\min}}{0.5(n_{2\max} + n_{2\min})}$$

hoặc:

$$\delta_1 = \Delta n / \Delta N_1; \quad \delta_2 = \Delta n / \Delta N_2$$

Từ đó rút ra:

$$\Delta N_1 = \frac{\delta_2 \Delta N}{\delta_1 + \delta_2} \quad (9.8)$$

$$\Delta N_2 = \frac{\delta_1 \Delta N}{\delta_1 + \delta_2}$$

9.2. SƠ ĐỒ NGUYỄN LÝ CỦA MỘT SỐ BỘ ĐIỀU TỐC

9.2.1. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp và gián tiếp (không phản hồi)

a. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp

Trên hình 9.2.1 là sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tác dụng trực tiếp. Đây là sơ đồ đơn giản nhất giúp ta hiểu được nguyên lý tác dụng trực tiếp. Bộ điều tốc làm việc trên nguyên lý phương trình (9.4). Trường hợp $M_r = M_t$, thì $d\omega/dt = 0$, $\omega = \omega_0$. Lúc này số vòng quay không đổi và bằng số vòng quay định mức.

Bộ điều tốc gồm có phần tử do dưới dạng quả lắc ly tâm 3. Quả lắc do độ lệch của số vòng quay thực tế của tuabin so với vòng quay chuẩn. Quả lắc ly tâm gắn liền trực với động cơ 1 có liên hệ thẳng với máy phát. Mọi sự thay đổi của vòng quay tuabin đều dẫn tới sự thay đổi số vòng quay của lắc. Tín hiệu điều chỉnh do quả lắc phát ra truyền đến bộ phận điều chỉnh để điều chỉnh độ mở van chặn 2, qua hệ thống thanh truyền (tay đòn) 5, 6, 7.

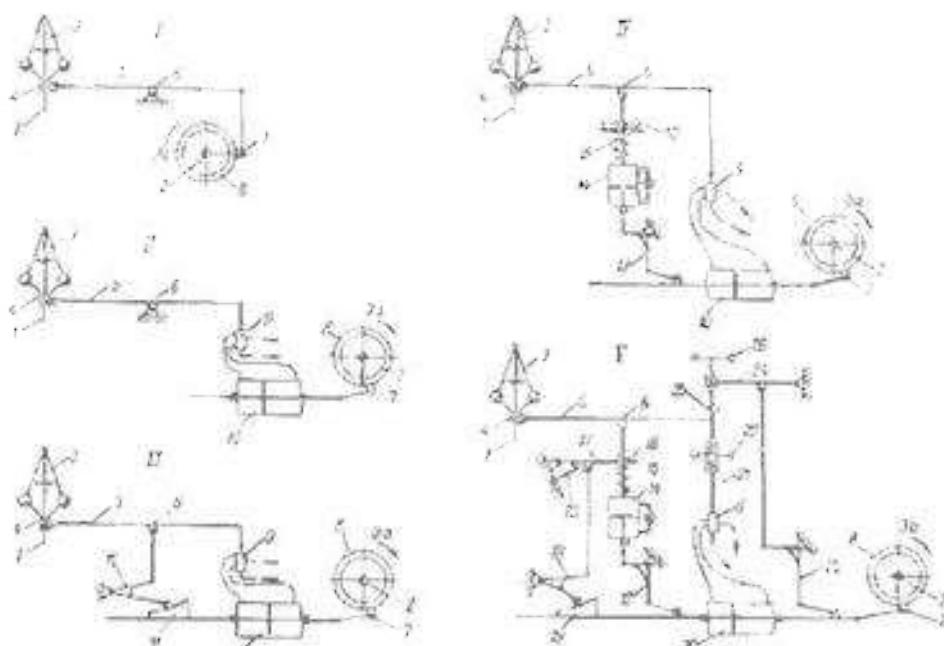
Giả thiết phụ tải máy phát giảm đi, ($M_r < M_t$) thì số vòng quay tuabin tăng. Quả lắc quay nhanh lên, lúc này lực ly tâm lớn hơn lực ly tâm của số vòng quay định mức và hai quả lắc văng ra xa, kéo theo khớp nối 4 di lên. Trường hợp này van bị đóng bớt lại, lưu lượng qua tuabin giảm dần, giảm momen của tuabin cho đến khi $M_r = M_t$, thì quá trình chấm dứt. Khi phụ tải của máy phát tăng lên, quá trình xảy ra ngược lại.

Ưu điểm của sơ đồ này là đơn giản, tuy nhiên nó có nhiều nhược điểm: lực để đóng mở cơ cấu điều chỉnh nhỏ, độ chênh lệch δ lớn. Nói cách khác, độ không đồng đều khi điều chỉnh lớn.

a. Bộ điều tốc tác dụng gián tiếp

Sơ đồ nguyên lý trên hình 9.2.11 của bộ điều tốc tác dụng gián tiếp tương tự như sơ đồ trên. Bộ phận do là quả lắc ly tâm, truyền tín hiệu quanh hệ thống thanh truyền. Bộ phận khuếch đại ở đây gồm con trượt phản phôi 9 và xylanh lực 10. Xylanh lực nối với van điều chỉnh 8 và kéo theo sự thay đổi của độ mở cánh hướng a_c .

Khi phụ tải giảm số vòng quay tuabin bị tăng lên, quả lắc 3 văng ra, khớp nối 4 bị kéo lên. Tiếp theo, pít tông của con trượt phản phôi 9 bị đẩy xuống. Đầu di vào buồng bên phải của xylanh giảm, momen quay tuabin giảm cho đến khi $M_r = M_t$, thì quá trình chấm dứt. Sơ đồ này khắc phục được nhược điểm về lực đóng mở do sự cố mất của bộ phận khuếch đại 9 và 10. Tuy nhiên, các bộ điều tốc không có phản hồi đều có nhược điểm là sau khi điều chỉnh vận tốc góc sẽ dao động. Vì vậy, người ta cho thêm bộ phản hồi (mối liên hệ ngược).



Hình 9.2. Sơ đồ nguyên lý bộ điều tốc cơ - thủy lực

- I. Bộ điều tốc động trực tiếp
- II. Bộ điều tốc tua động trực tiếp
- III. Bộ điều tốc có phản hồi cứng
- IV. Bộ điều tốc có phản hồi mềm
- V. Bộ điều tốc tuabin cơ - thủy lực

9.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi

9.2.2.1. Bộ điều tốc có phản hồi cứng

Trên hình 9.2.III là sơ đồ bộ điều tốc có phản hồi cứng. Sơ đồ này cũng dựa trên cơ sở lý thuyết là phương trình (9.4). Bộ điều tốc này là phát triển của bộ điều tốc tác động gián tiếp. Để bao đảm hệ thống điều chỉnh không bị đảo động và số vòng quay sau khi điều chỉnh phải đạt được số vòng quay định mức, thay xấp xỉ, với sai số cho phép nào đó. Ở đây dùng cùm 1-1 thanh truyền 12 làm nhiệm vụ phản hồi. Khi pítông của xylanh lực 10 dịch chuyển về phía bên trái để đóng bốt đỗ mó cánh hướng, thì cùng lúc ứng dụng vào cùm 11 và thanh truyền 12 và dây hàn này di lên. Điểm 6 dịch lên vị trí trên, thanh truyền 5 sau một thời gian sẽ chiếm vị trí cân bằng. Sau một vài dao động nhỏ thì pítông của cơn trượt 9 dừng lại.

Sự có mặt của hệ thống phản hồi cứng giúp cho hệ thống làm việc ổn định hơn.

Nhược điểm của hai bộ điều tốc này là sau khi điều chỉnh số vòng quay thì sẽ khó trở lại số vòng quay định mức. Nếu trường hợp phụ tải giảm, $M_f < M_d$, số vòng quay tuabin tăng thì sau khi điều chỉnh điểm 6, thanh truyền cân bằng ở vị trí mới, tương ứng với vận tốc góc này do lớn hơn vận tốc định mức ($\omega > \omega_0$).

Trường hợp tăng phụ tải quá trình xảy ra ngược lại. Do chênh vận tốc góc phụ thuộc vào mức độ can thiệp của phản hồi cứng.

9.2.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi mềm

Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc có phản hồi mềm biểu thị trên hình 9.2.IV. Để đảm bảo trong chế độ ổn định số vòng quay là hằng số không phụ thuộc vào phụ tải, người ta dùng phổ biến là bộ điều tốc tuabin có phản hồi mềm.

Trong sơ đồ này, bộ phận phản hồi gồm thanh truyền 13, bộ giảm chấn thủy lực 14 và lò xo 15,16. Bộ giảm chấn thủy lực là một piston nằm trong xylanh thủy lực. Trong piston có một lỗ nhỏ thông hai khoang của xylanh với nhau. Lò xo 15 có khả năng giữ cho điểm 6 ở vị trí tương đối cố định.

Quá trình làm việc tương tự như ở sơ đồ bộ điều tốc phản hồi cứng. Khi phụ tải giảm, số vòng quay của tuabin tăng lên, các bộ phận do (quả lăng), bộ phận khuếch đại (con trượt phản phoi và động cơ trợ lực) làm việc. Piston của xylanh lực sang trái đóng cánh hướng để giảm lưu lượng. Đồng thời bộ phận phản hồi cũng làm việc. Qua thanh truyền, piston trong bộ giảm chấn thủy lực bị đẩy lên, lò xo nén lại. Sau đó, do lực đàn hồi của lò xo, piston của bộ phận giảm chấn bị đẩy xuống, piston của xylanh lực đẩy sang phải. Do trong piston có lỗ nhỏ thông hai khoang nên quá trình chuyển động xuống của piston trong bộ giảm chấn và quá trình mở cánh hướng diễn ra từ từ. Khi lò xo giãn ra hoàn toàn, thì con trượt cũng trở lại vị trí ban đầu. Như vậy $\omega_n \approx \omega$.

9.2.3. Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tuabin cánh quay

Tuabin cánh quay trong quá trình điều chỉnh cần phải thay đổi cùng một lúc độ mở cánh hướng và góc đặt cánh bánh công tác. Đó là điều chỉnh kép. Nhờ điều chỉnh kép mà đồng chảy qua tuabin êm, không sinh ra va đập, nên hiệu suất của tuabin cao trong mọi phạm vi thay đổi phụ tải lớn.

Trên hình 9.2.V là sơ đồ nguyên lý của bộ điều chỉnh tuabin cánh quay. Bộ điều tốc gồm hai bộ phận: bộ phận điều chỉnh cánh hướng và bộ phận điều chỉnh góc đặt cánh bánh công tác. Giữa hai bộ phận này có quan hệ với nhau theo một mối liên kết nhất định. Mối quan hệ này thiết lập trên cơ sở thực nghiệm trong các chế độ tối ưu. Trong bộ điều chỉnh tuabin cánh quay, mối quan hệ này được biểu thị bằng một cam. Thiết kế cam dựa vào quan hệ tối ưu giữa a_0 và góc đặt cánh bánh công tác lấy từ đường đặc tinh tổng hợp chính của tuabin cánh điều chỉnh.

Do sự thay đổi phụ tải nên sinh ra tín hiệu điều chỉnh độ mở cánh hướng. Đồng thời cũng truyền tín hiệu này nhờ cam đến bộ phận điều chỉnh góc đặt cánh bánh công tác.

Giai đoạn phụ tải giảm, qua bộ phận do, bộ phận khuếch đại, piston của xylanh lực chuyển động về phía trái đóng bớt cánh hướng. Đồng thời, thanh truyền bị kéo về phía trái làm cho cam quay theo chiều kim đồng hồ và dây thanh 22 di lên. Vì điểm 24 cố định nên thanh 25, 26 di xuống, mở cửa dưới của cơ cấu phản phoi 9. Nguồn áp được nối buồng trên của xylanh lực. Piston của xylanh lực dưới tác dụng của áp suất di xuống đóng bớt góc đặt cánh bánh công tác. Đồng thời, qua hệ thống phản hồi mềm, dây thanh truyền từ từ trở về vị trí ban đầu, làm cho hệ thống ổn định.

Mối quan hệ giữa độ mở cánh hướng và góc đặt cánh bánh công tác với cột áp trong các chế độ tối ưu rất khác nhau. Vì thế, tương ứng với mọi cột áp có các biến dạng cam khác nhau, hoặc có thể chế tạo một cam không gian để tương ứng với quan hệ $a_0 = f(\varphi)$.

9.2.4. Sơ đồ bộ điều tốc tuabin gáo

Như ta đã biết, để thay đổi lưu lượng của tuabin gáo thì cần phải thay đổi vị trí của kim phun. Quá trình điều chỉnh lưu lượng, quá trình mở, đóng bình thường và quan trọng nhất là trường hợp đóng do sự cố đều được điều chỉnh trong bộ điều tốc.

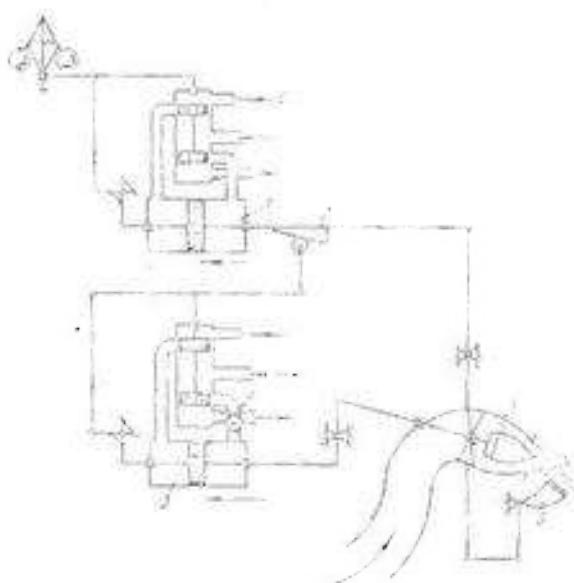
Nếu yêu cầu đóng nhanh và điều chỉnh lưu lượng tối giá trị $Q = 0$ bằng kim phun thì sẽ gây ra va đập trong đường ống rất lớn. Vì thế trong quá trình tắt máy, cần điều chỉnh kim phun đến một giá trị nào đó, tương ứng với lưu lượng cho phép mà đường ống có thể chịu được, tính với áp suất do hiện tượng nước va. Sau đó cần phải hướng dòng tia đi ra khỏi bánh công tác.

Tronh hình 9.3 biêt thi sô sô dô nguyên lý cua bộ điều tốc dùng cho tuabin gió.

Trong chế độ ổn định, với việc điều chỉnh lực lượng phù hợp với phu tài, thi cơ cấu hướng tia nước luôn luôn ở và đồng tia phun khoảng 2-3 mm.

Trong trường hợp bình thường, bộ điều tốc phu làm nhiệm vụ điều chỉnh vị trí kim phun.

Trong trường hợp sự cố, phu tài mới đột ngột, quá lâng xép lại. Pít-tông của sylinder lực chuyển động nhanh sang phải, đồng với phép thử hé thông thành truyền, cảm, con trượt và sylinder lực. Đồng thời, tín hiệu truyền đến cơ cấu hướng tia nước để hướng đồng tia ra khỏi bánh công tác.



Hình 9.3. Sơ đồ nguyên lý
bộ điều tốc tuabin gió

9.3. SỰ THAY ĐỔI SỐ VÒNG QUAY TRONG ĐIỀU CHỈNH TUABIN

9.3.1. Sự thay đổi số vòng quay và hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin

Như chúng ta đã biết, khi công suất tổ máy thay đổi, hoặc do sự thay đổi phu tài hoặc do thay đổi thông số cua tuabin đều dẫn tới kết quả là số vòng quay tổ máy thay đổi. Số vòng quay sẽ thay đổi lớn nhất trong trường hợp mất tài đột ngột.

Người ta dùng một hệ số đặc trưng cho sự thay đổi số vòng quay trong trường hợp mất tài đột ngột, lấy giá trị tương đối so với vòng quay định mức. Hệ số đặc trưng này gọi là hệ số sai lệch, kí hiệu β là và được xác định theo công thức:

$$\beta = \frac{n_{\text{máy}} - n_0}{n_0} = \frac{\omega_{\text{máy}} - \omega_0}{\omega_0} \quad (9.9)$$

Trong đó: n , n_0 - vận tốc góc và số vòng quay trước khi điều chỉnh.

$n_{\text{máy}}, \omega_{\text{máy}}$ - vận tốc góc và số vòng quay lớn nhất khi mất tài đột ngột

Thông thường lấy giá trị hệ số sai lệch lớn nhất cho phép là $\beta_m = 0,40 \sim 0,50$

Hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin phụ thuộc công suất tổ máy tại thời điểm điều chỉnh N .

Có thể chọn β gần đúng như sau:

$$N_c = 75\% N_{\text{máy}}$$

$$\beta = 0,65 \beta_m$$

$$N_c = 50\% N_{\text{máy}}$$

$$\beta = 0,45 \beta_m$$

$$N_c = 25\% N_{\text{máy}}$$

$$\beta = 0,25 \beta_m$$

Hệ số sai lệch β phụ thuộc vào nhiều yếu tố như momen quán tính của tổ máy, thời gian động mở/closing các cơ cấu điều chỉnh, đặc tính của hệ thống đường ống... Để tìm hiểu biểu thức quan hệ

giữa hệ số sai lệch β với các yếu tố trên, bắt đầu từ phương trình cơ bản của chuyển động (9.11):

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_T - M_C = \frac{N_T - N_C}{\omega}$$

Biến đổi biểu thức ta có:

$$\int_{\omega_0}^{\omega_{\max}} J \omega d\omega = \int_0^{T_{\text{t}}/2} N dt \quad (9.10)$$

Trong đó: N – công suất định mức của tổ máy

T_{t} – thời gian đóng cánh hướng dòng (hoặc cơ cấu có nhiệm vụ tương đương) từ vị trí mở hoàn toàn đến vị trí không tải.

Thông thường, đối với tuabin tâm trục và tuabin gió, chọn giá trị $T_{\text{t}} = 0,85-0,90 T_s$.

Đối với tuabin hướng trực cánh quay và chong chóng: $T_{\text{t}} = (0,65 \div 0,70) T_s$

Trong đó: T_s – thời gian đóng hoàn toàn cánh hướng (từ mở hoàn toàn đến đóng hoàn toàn).

Nếu già thiết trong quá trình đóng cánh hướng T_{t} , công suất tổ máy giảm tỉ lệ thuận với thời gian đóng thì tích phân về bên phải của biểu thức (9.10) có thể viết đơn giản như sau:

$$\int_0^{T_{\text{t}}/2} N dt = \frac{1}{2} N T_{\text{t}} f \quad (9.11)$$

Trong thực tế, quá trình này diễn ra không theo qui luật tuyến tính mà theo những qui luật phức tạp hơn. Những qui luật này phụ thuộc vào đặc tính đường ống, cột áp và vận tốc dòng chảy trong đường ống. Người ta dùng một hệ số đặc trưng cho sự khác nhau giữa qui luật giảm công suất trong thực tế khi đóng mở cánh hướng so với qui luật tuyến tính trong biểu thức (9.11). Hệ số này kí hiệu là f , nó là hàm của những yếu tố đã nêu trên, $f = f(\sum LV, H, T_s)$.

Chọn giá trị của f theo những đường cong biểu diễn hàm số quan hệ trên. Thông thường giá trị này lấy trong khoảng $f = 1,0-1,7$.

Theo những tích phân trên thì biểu thức (9.10) có thể đưa về dạng:

$$J \frac{\omega^2}{2} \left|_{\omega_0}^{\omega_{\max}} \right. = \frac{1}{2} N T_{\text{t}} f \quad (9.12)$$

Chú ý rằng:

$$\omega_0 = \frac{2\pi f_0}{30}$$

$$\omega_{\max} = \beta \omega_0 + \omega_0$$

Ta có:

$$J \frac{1}{2} [(\omega_0 + \beta \omega)^2 - \omega_0^2] = \frac{1}{2} N T_{\text{t}} f \quad (9.13)$$

9.3.2. Momen bánh đà

Momen quán tính J trong các biểu thức trên được xác định bởi momen bánh đà. Momen bánh đà GD^2 với bánh đà có đường kính quán tính D và trọng lượng G . Momen quán tính J xác định theo biểu thức:

$$J = \frac{GD^2}{4g} \quad (9.14)$$

Vậy biểu thức (9.13) đưa về dạng sau:

$$\frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{1}{2} [(\omega_0 + \beta\omega_0)^2 - \omega_0^2] = \frac{1}{2} NT_{\text{t}} f$$

Sau khi biến đổi biểu thức trên, nếu công suất tổ máy tính ra kW, momen bánh đà được tính theo công thức:

$$GD^2 = 365 \frac{NT_{\text{t}} f}{n_0^2 (2\beta + \beta^2)} T \cdot m^2 \quad (9.15)$$

Người ta dùng công thức trên để tính momen bánh đà cho tổ máy, ở đây chọn $\beta \leq 0,3 \div 0,4$.

Đối với tuabin nhỏ, người ta đưa ra công thức tính gần đúng momen bánh đà như sau:

$$GD^2 = 182 \frac{NT_{\text{t}}}{n_0^2 \beta_0} KG \cdot m^2 \quad (9.16)$$

Trong đó: N tính ra kW

$$\beta_0 = 0,3 \div 0,5$$

$$T_s = 1,5 \div 30 \text{ gry}$$

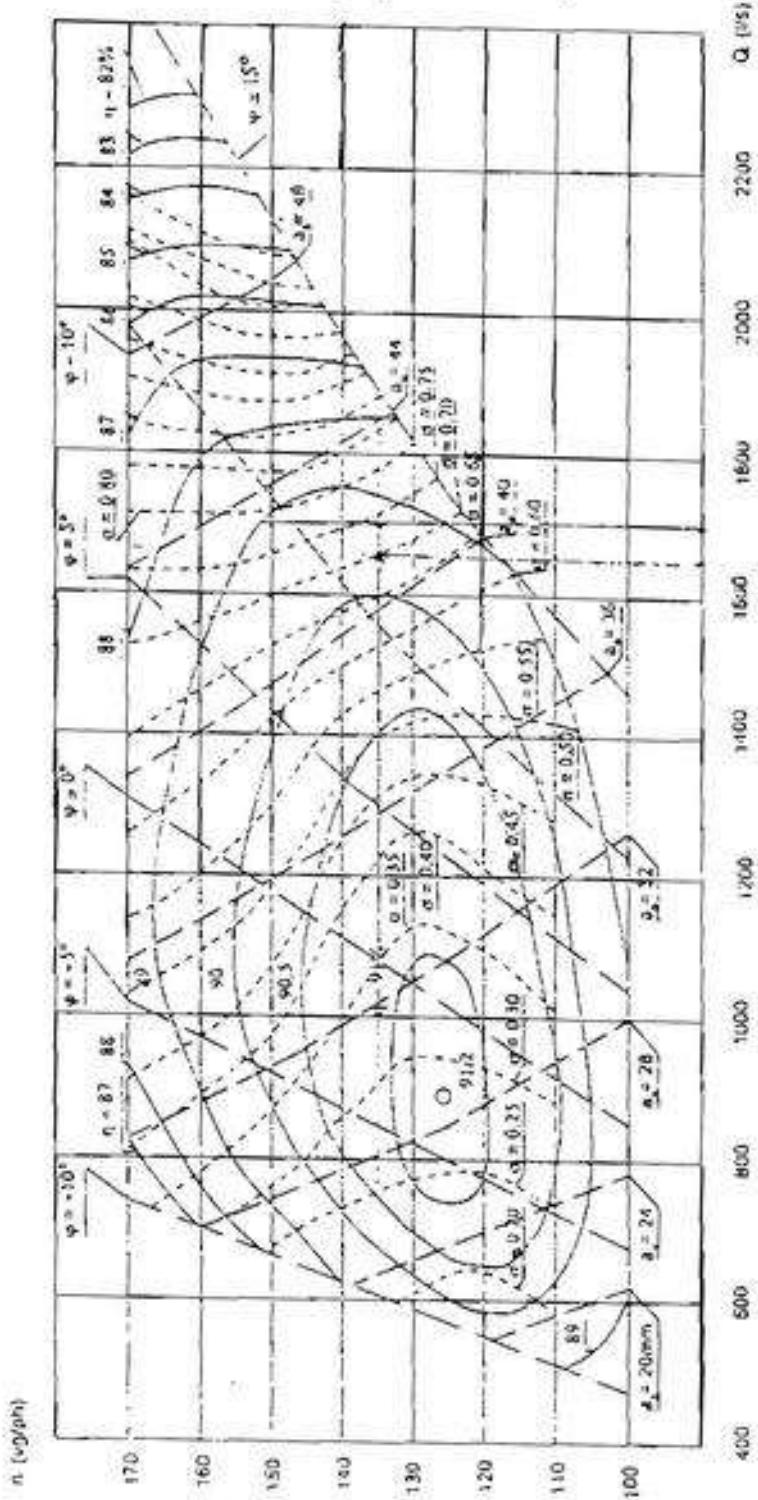
Kết quả tính momen bánh đà theo công thức này thường lớn hơn kết quả tính theo công thức (9.15) khoảng 15-20%. Đối với tuabin nhỏ, với máy phát có công suất đến 140 kW trực ngang và 1000 kW trực đứng, có thể tham khảo bảng sau:

Bảng 9.1

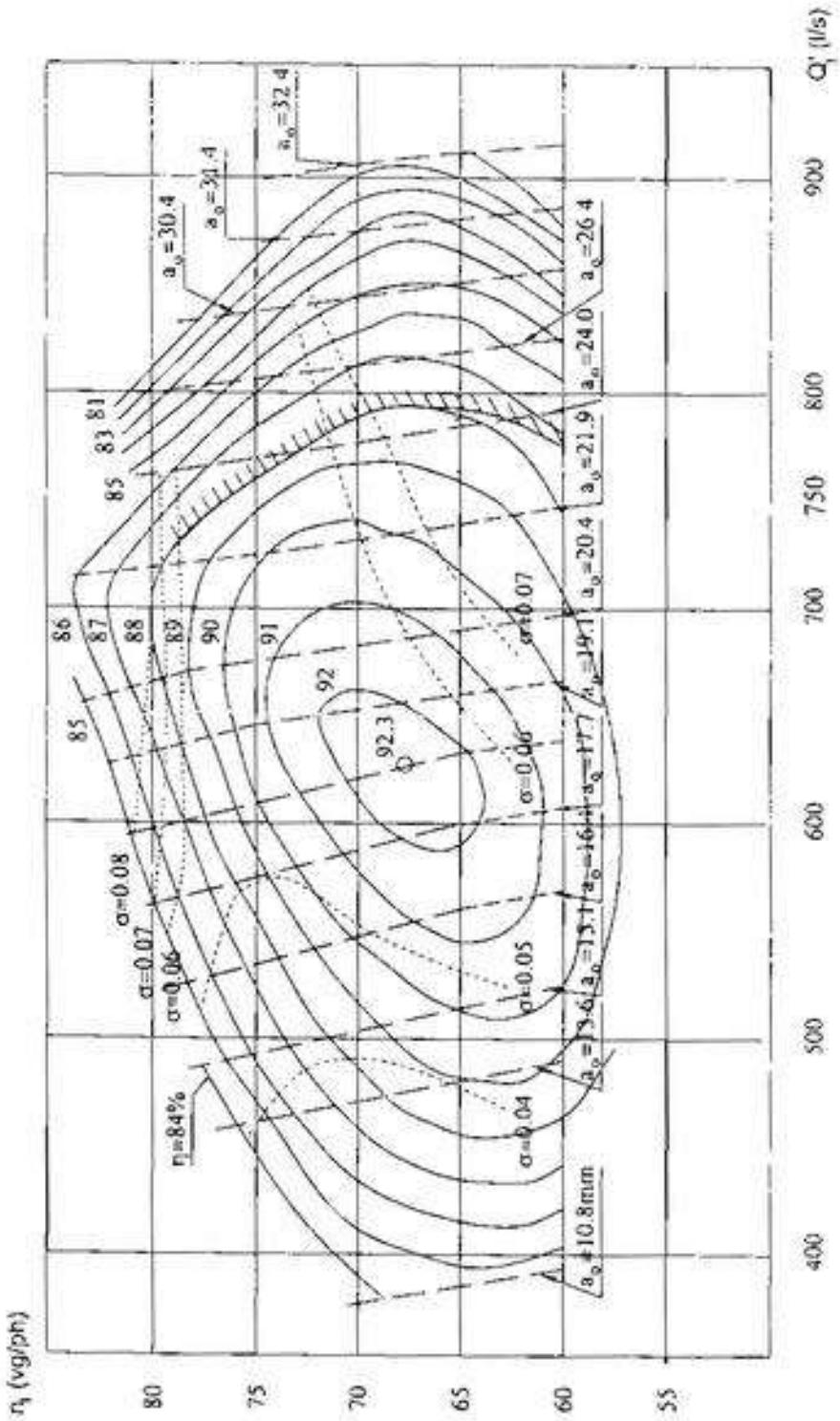
Ký hiệu máy phát	Số vòng quay, vòng / phút	Công suất, kW	Hiệu suất, %	GD^2 , kGm
Máy phát trực ngang				
CT-25/6	1000	20	86,5	4,2
CT-45/6	1000	36	88,5	10,8
CT-11-5-6	1000	80	90,7	21
C-12-6-8	750	120	91,5	56
C-12-7-8	750	140	91,9	52
Máy phát trực đứng				
CTB-25/6	1000	20	86,5	4,2
CTB-45/6	1000	36	88,4	10,8
CB-134/8	750	120	90,0	60
CB-137/10	600	156	91,7	100
BTC3-260/20-40	150	360	90	15000
BTC3-260/29-40	150	600	90,8	20000
BTC3-260/24-32	187	800	92	20000
BTC3-260/29-28	214	1000	92,5	20000

PHỤ LỤC

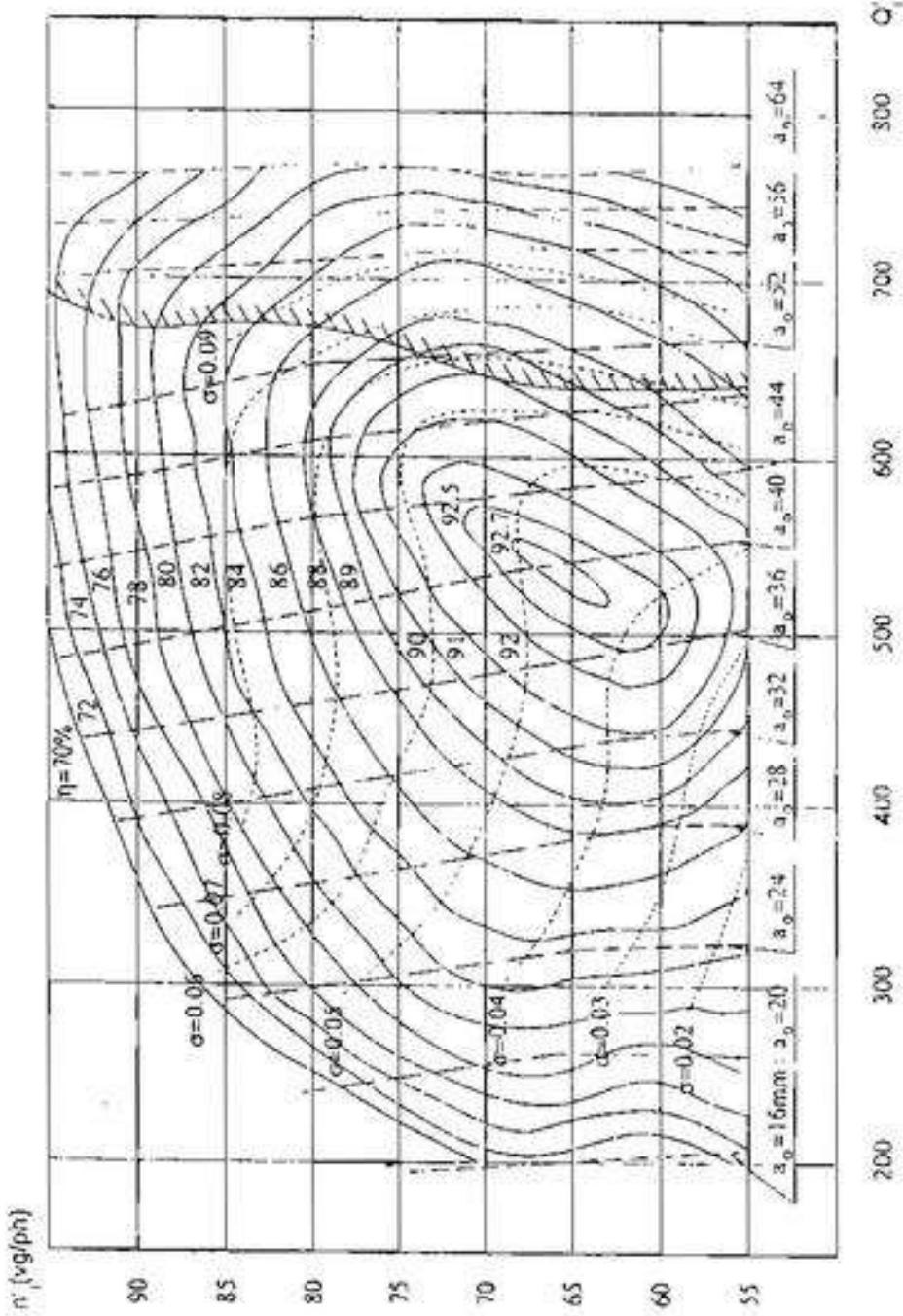
Đường đặc tính tổng hợp chính của một số tuabin



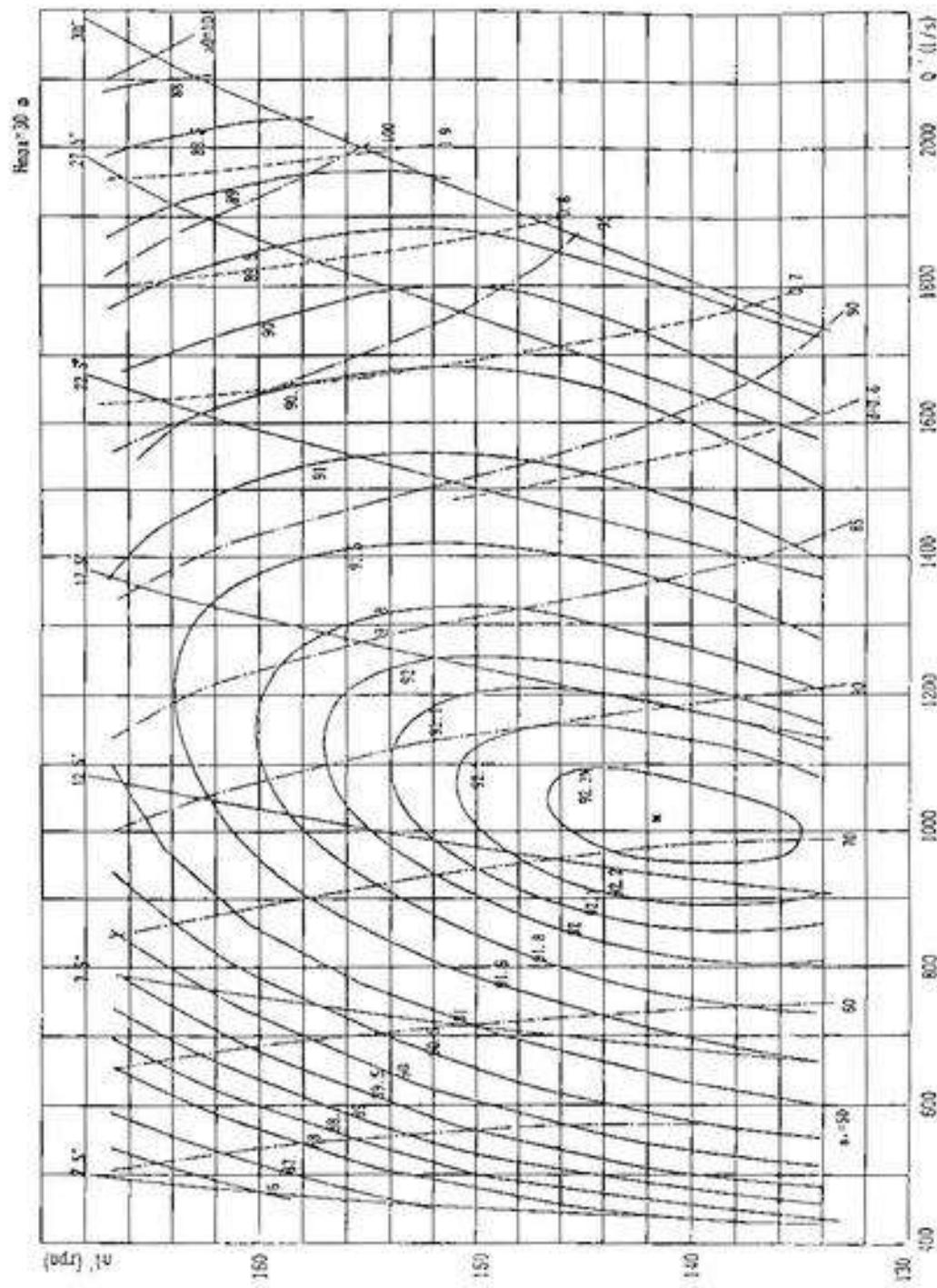
CQ30 - 800 - 46



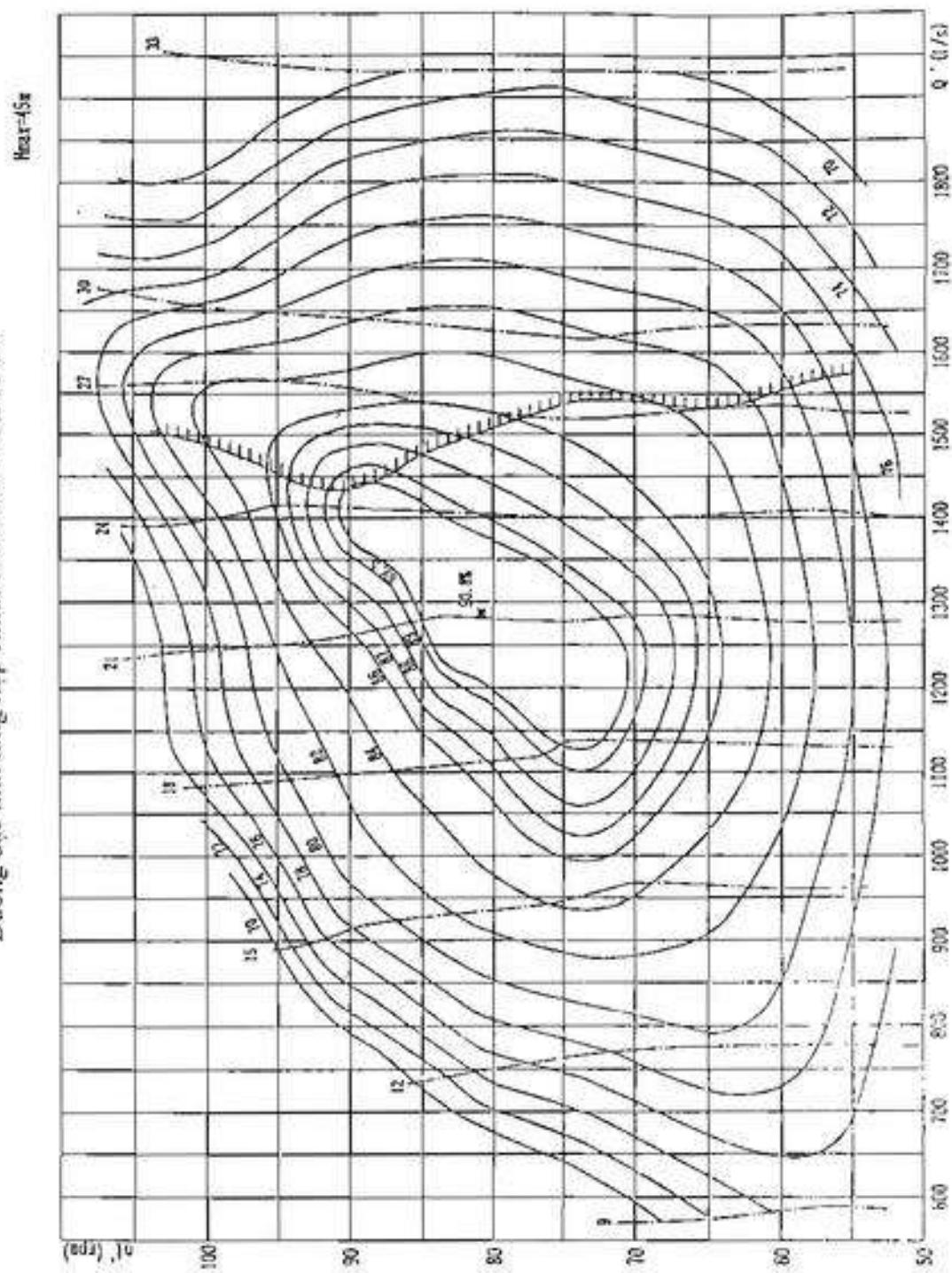
TT170/803 - 43 - 55



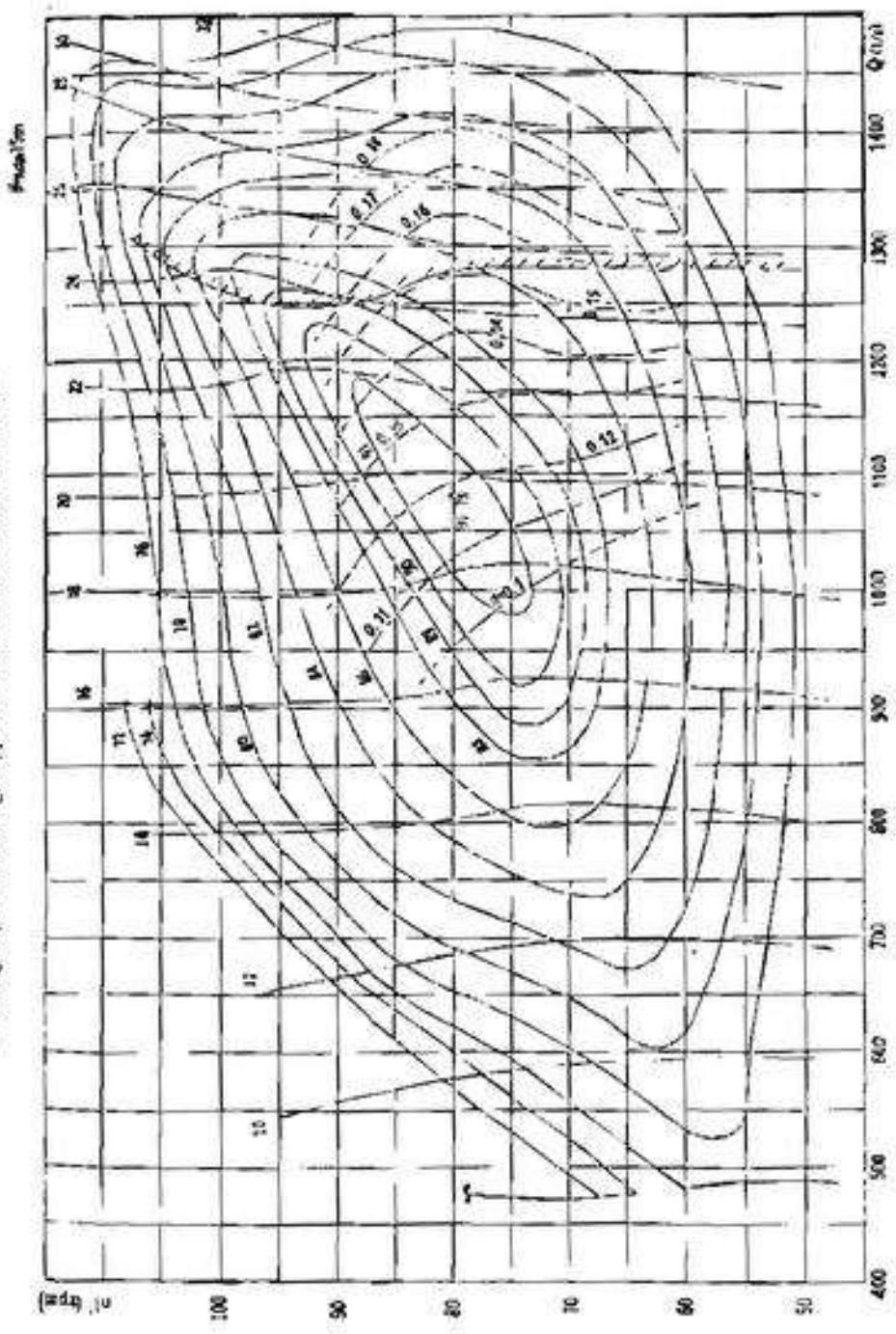
Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình D243-51.3



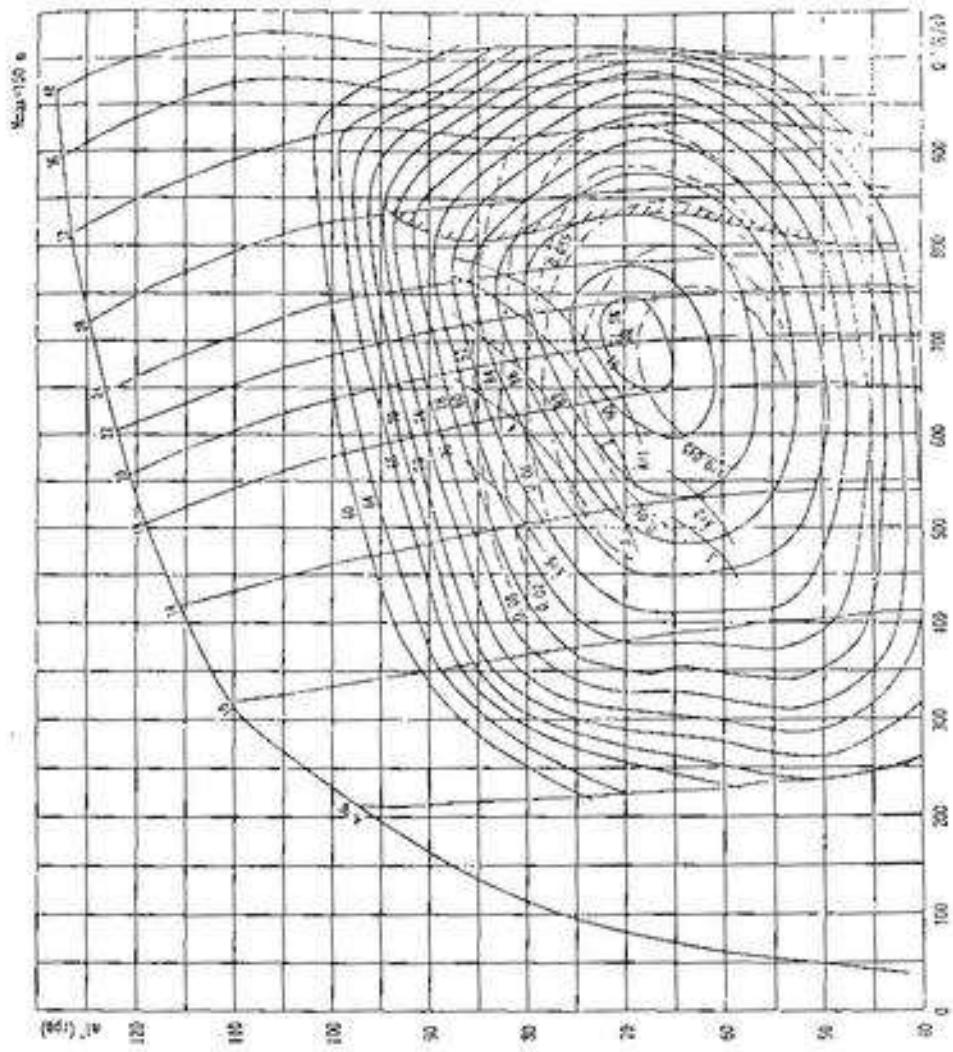
Dương đặc tính tổng hợp chính của mô hình A501-34



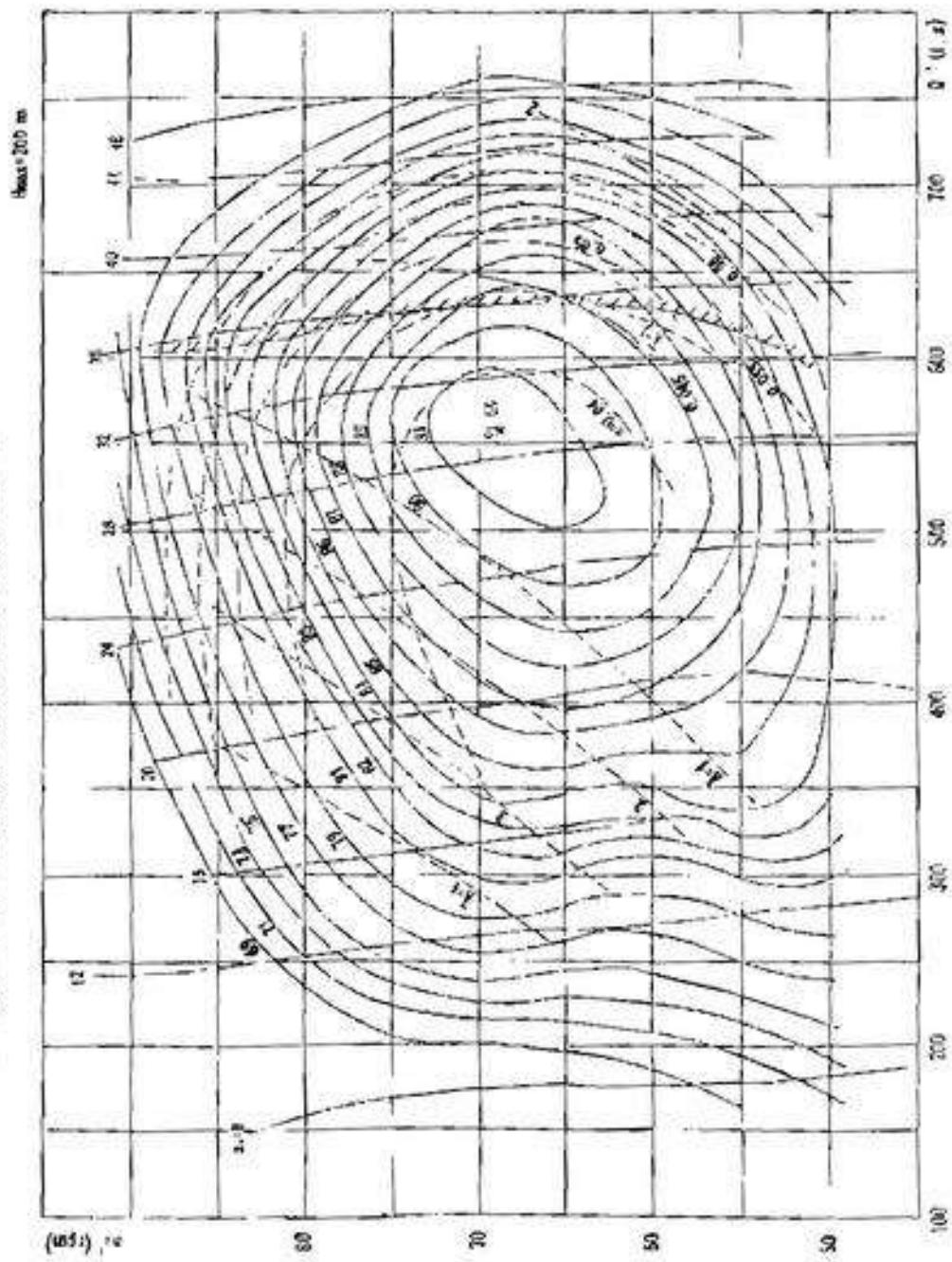
Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A244-35



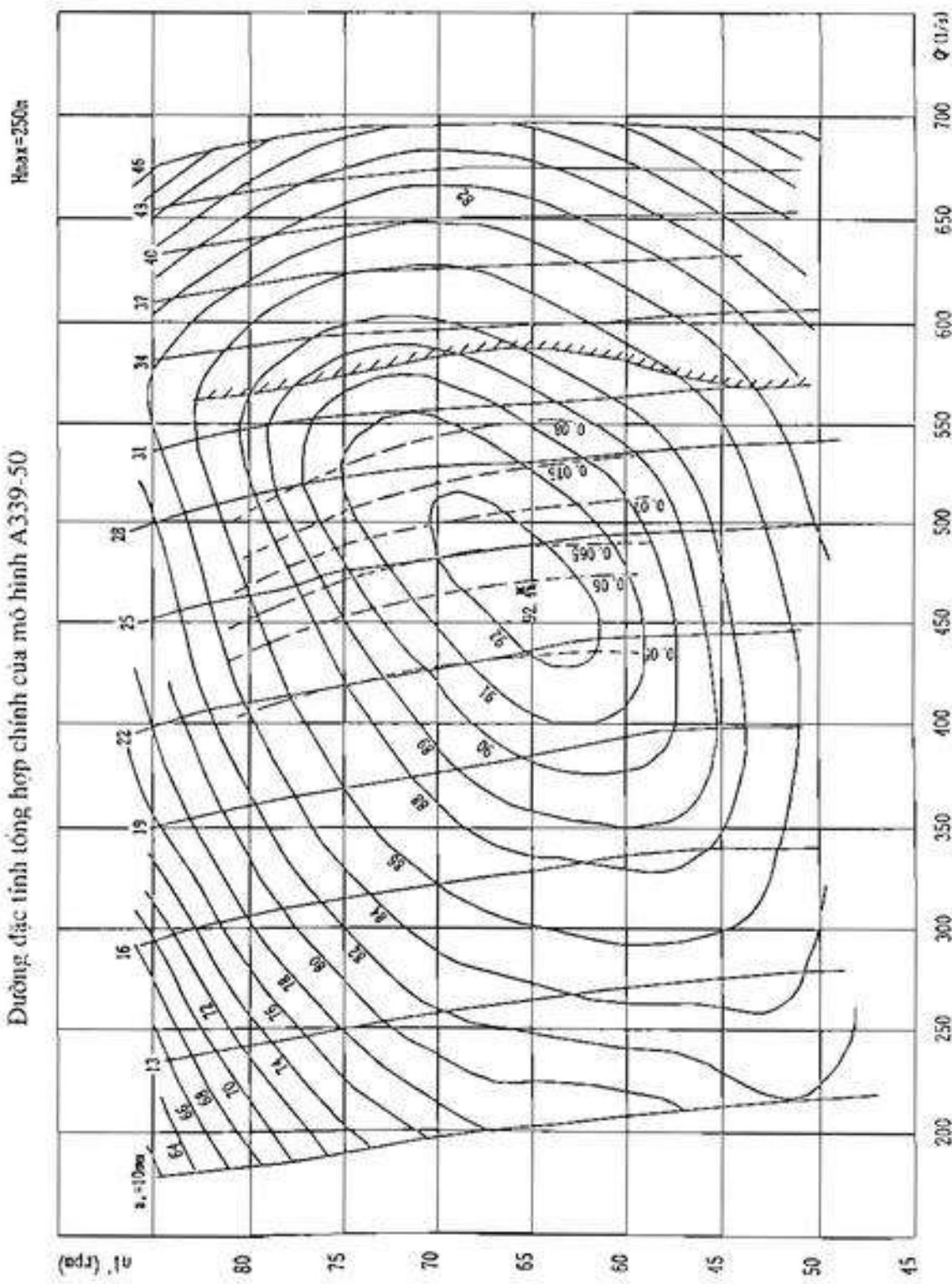
Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình D06a-40



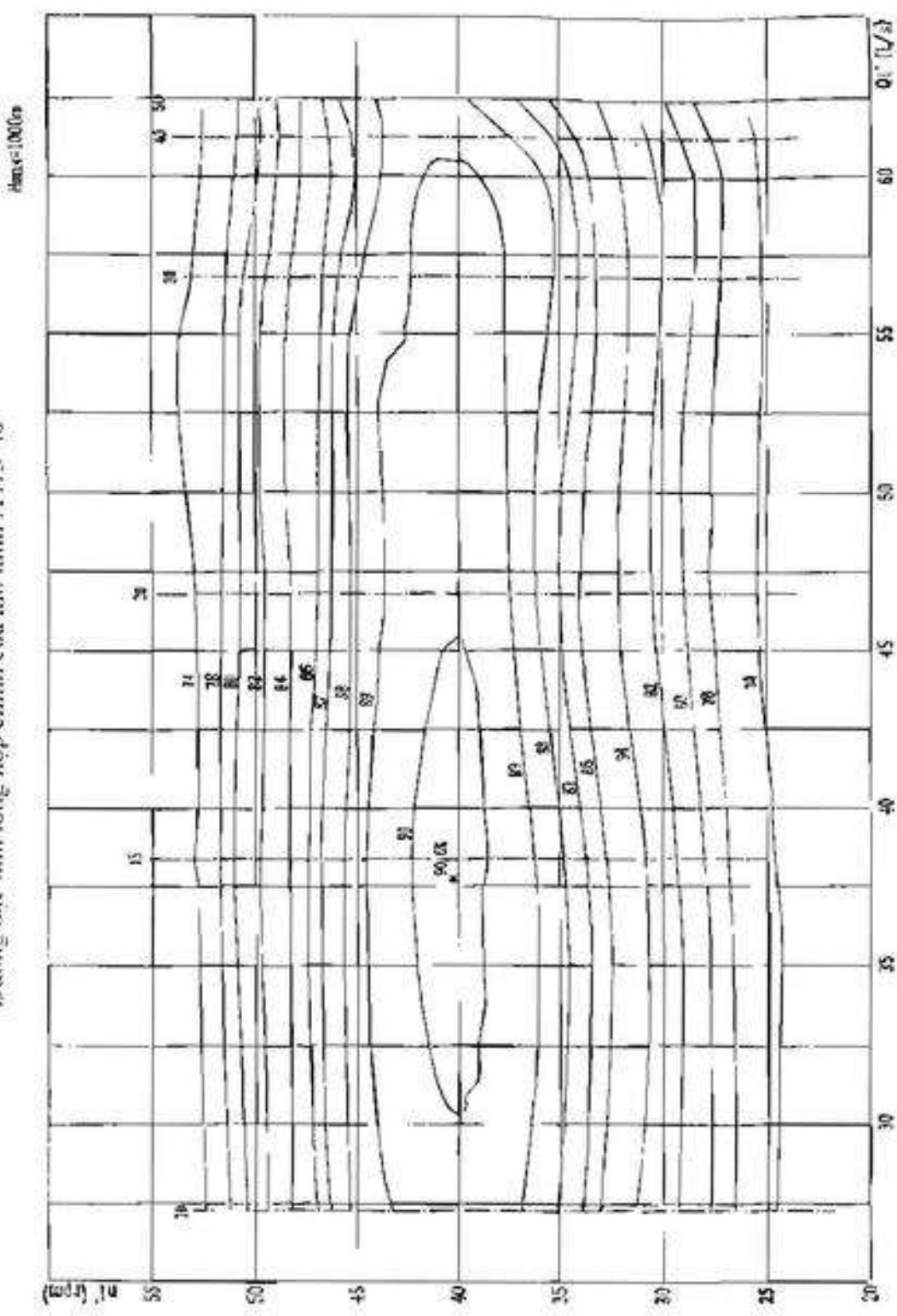
Đường đặc tính tổng hợp chính của mó hình D46-40



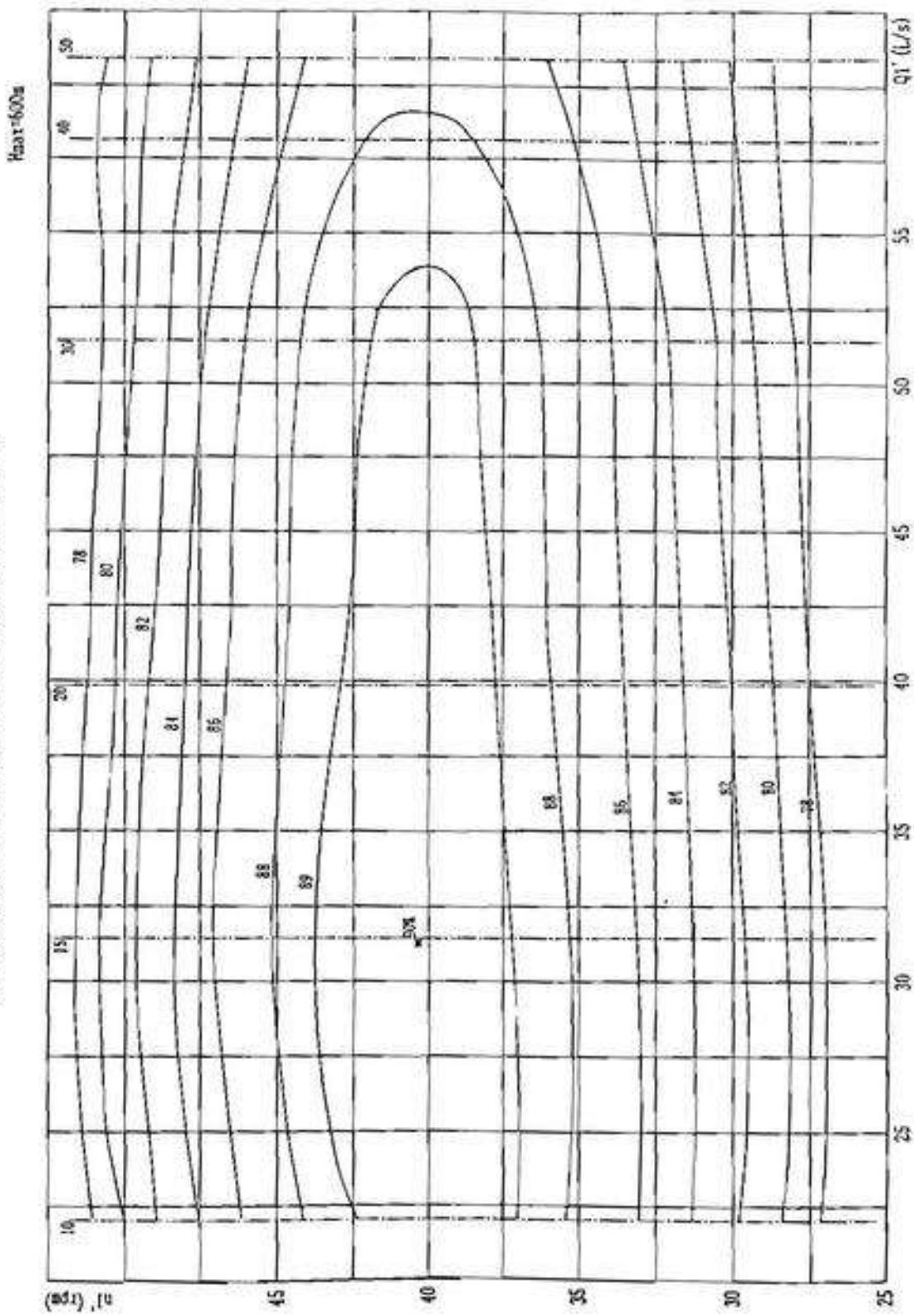
Dường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A339-50



Đường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A475-40



Dường đặc tính tổng hợp chính của mô hình A237-40



Tài liệu tham khảo

- 1- Võ Sỹ Huỳnh, Nguyễn Phú Vinh. Giáo trình: Thuỷ lực, truyền động thủy và tuabin nước. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1981.
- 2- Võ Sỹ Huỳnh, Tạ Thành Liên. Hướng dẫn việc áp dụng tuabin nhỏ. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1990.
- 3- Giáo trình: Lý thuyết cánh. Bộ môn Thuỷ khí động lực. Trường Đại học Bách khoa. Hà Nội, 1975.
- 4- Sổ tay thiết kế chi tiết máy. NXB Đại học và trung học chuyên nghiệp. Hà Nội, 1979.
- 5- Axtafev V. A., Barkov N.K. Tuabin nước và thiết bị phụ trợ. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova- Leningrat, 1958 (bản tiếng Nga).
- 6- Gutovski V.V., Kolton A.U. Lý thuyết và tính toán thuỷ động lực học và tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1974 (bản tiếng Nga).
- 7- Barlit V.V. Tuabin thuỷ lực. NXB Giáo dục. Kiev, 1977 (bản tiếng Nga).
- 8- Orgo B.M. Cơ sở tính bén và kết cấu tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Matxcova, 1980 (bản tiếng Nga).
- 9- Kovalev N. N. Tuabin thuỷ lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1971 (bản tiếng Nga).
- 10- Smirnov A.A. Tuabin thuỷ lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1970 (bản tiếng Nga).
- 11- Kvakopksi V.C. Tuabin nhỏ. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova, 1950 (bản tiếng Nga).
- 12- Sapov N. M. Thiết bị thuỷ điện. NXB Năng lượng quốc gia. Leningrat, 1961 (bản tiếng Nga).
- 13- Ede U. Y. Tuabin gáo. NXB Chế tạo máy. Matxcova, 1963 (bản tiếng Nga).
- 14- Gvozdev B.C. Thiết bị thuỷ điện nhỏ. NXB Khoa học kỹ thuật. Matxcova - Sverlopck, 1968 (bản tiếng Nga).
- 15- Konton A.I., Etinberg U.E. Lý thuyết cơ bản thiết kế tuabin thuỷ lực. NXB Khoa học kỹ thuật. Matxcova - Leningrat, 1969 (bản tiếng Nga).
- 16- Etinberg U.E., Rauxman B. C. Thuỷ động lực học tuabin thuỷ lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1978 (bản tiếng Nga).
- 17- Pernik A.D. Vận đẻ xâm thực. NXB Công nghiệp đóng tàu. Matxcova, 1963 (bản tiếng Nga).
- 18- Rozdevenksi V.V. Xâm thực. NXB Công nghiệp đóng tàu. Matxcova, 1977 (bản tiếng Nga).
- 19- Bronovksi G.A. Công nghệ chế tạo máy thuỷ lực. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1978 (bản tiếng Nga).
- 20- Fiterman A.F. Lắp ráp và sửa chữa tuabin. NXB Năng lượng quốc gia. Matxcova - Leningrat, 1972 (bản tiếng Nga).
- 21- Malusep V.M. Thí nghiệm mô hình tuabin. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1971 (bản tiếng Nga).

- 22- Chugaev V. E. Thuỷ lực. NXB Năng lượng. Leningrat, 1970 (bản tiếng Nga).
- 23- Sổ tay kết cấu tuabin nước. NXB Chế tạo máy. Leningrat, 1974 (bản tiếng Nga).
- 24- Thiết bị thuỷ điện (sổ tay tra cứu). Tập 1, 2. NXB Năng lượng nguyên tử. Matxcova, 1990 (bản tiếng Nga).
- 25- Tuyển tập các bài báo của LMZ. №1. Leningrat, 1955 (bản tiếng Nga).
- 26- Tuyển tập các bài báo của LMZ. №1. Leningrat, 1967 (bản tiếng Nga).
- 27- Hydro-électrique. Hydro-Québec. Canada, 1995.
- 28- Turbine selection and catalogues. 2002.
- 29- Hydroelectric equipment. 2002.
- 30- Báo cáo khoa học để tài cấp nhà nước về thuỷ điện. Bộ Khoa học và công nghệ. Hà Nội, 2004.

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	3
Chương I: Khái niệm cơ bản về tuabin nước	5
1.1. Tuabin nước và sự phát triển của nó	5
1.2. Sơ đồ các trạm thuỷ điện	8
1.2.1. Nguyên lý chung	8
1.2.2. Sơ đồ trạm thuỷ điện	8
1.3. Các thông số của dòng chảy và tuabin nước	10
1.3.1. Cột áp	10
1.3.2. Lưu lượng	11
1.3.3. Công suất	11
1.3.4. Hiệu suất	11
1.3.5. Đường kính bánh công tác và số vòng quay tuabin	11
1.3.6. Số vòng quay đặc trưng của tuabin	12
1.4. Phân loại và phạm vi sử dụng tuabin	12
1.4.1. Phân loại theo dạng năng lượng của dòng chảy	12
1.4.2. Tuabin phản lực	13
1.4.3. Tuabin xung lực	14
1.4.1. Phân loại theo số vòng quay đặc trưng	15
1.5. Các bộ phận chính của tuabin nước	16
1.5.1. Phản dẫn dòng của tuabin phản lực	17
1.5.2. Phản dẫn dòng của tuabin xung lực	20
Chương II: Quá trình làm việc của tuabin nước	21
2.1. Dòng chảy trong tuabin nước	21
2.1.1. Tính chất của dòng chảy	21
2.1.2. Phản lực của dòng chảy	23
2.2. Phương trình cơ bản của tuabin nước	25
2.2.1. Phương trình momen động lượng - phương trình cơ bản của tuabin nước	25
2.2.2. Phương trình Bernoulli viết cho dòng tương đối	27
2.2.3. Phương trình điều chỉnh lưu lượng	28

2.3. Luật tương tự và các đại lượng quy đổi của tuabin	30
2.3.1. Các điều kiện tương tự	30
2.3.2. Các quan hệ tương tự trong tuabin	31
2.3.3. Các đại lượng quy đổi của tuabin	33
2.3.4. Số vòng quay đặc trưng của tuabin	33
2.3.5. Tính toán hiệu suất tuabin thực từ tuabin mô hình	34
2.4. Vận đề tồn thất trong mô hình hóa tuabin	34
2.4.1. Tồn thất thủy lực	34
2.4.2. Tồn thất thể tích	36
2.4.3. Tồn thất cơ khí	36
 Chương III: Hiện tượng xâm thực trong tuabin	 38
3.1. Hiện tượng xâm thực và tác hại của nó	38
3.2. Điều kiện xảy ra xâm thực và hệ số xâm thực của tuabin	39
3.3. Chiều cao hút và các biện pháp chống xâm thực	41
3.3.1. Chiều cao hút	41
3.3.2. Biện pháp chống xâm thực	42
3.4. Hiện tượng mài mòn trong tuabin	43
 Chương IV: Đường đặc tính của tuabin	 44
4.1. Mô hình vật lý và hệ thống thí nghiệm	44
4.1.1. Hệ thống hở	44
4.1.2. Hệ thống kín	45
4.2. Xác định các thông số của tuabin	45
4.2.1. Các bước tiến hành thí nghiệm mô hình	45
4.2.2. Cách xác định các thông số tuabin	46
4.3. Các đường đặc tính của tuabin	49
4.3.1. Đường đặc tính đơn	49
4.3.2. Đường đặc tính tương đối	51
4.3.3. Đường đặc tính tổng hợp	51
4.3.4. Đường đặc tính tổ máy	58
 Chương V: Thiết kế bánh công tác của tuabin nước	 59
5.1. Chọn và xác định các thông số của tuabin	59
5.1.1. Chọn tuabin	59
5.1.2. Xác định các thông số chính của tuabin	62
5.1.3. Các bài toán trong nghiên cứu và thiết kế tuabin nước	65
5.2. Thiết kế bánh công tác của tuabin hướng trực	66

5.2.1. Đặc điểm của tuabin hướng trực	66
5.2.2. Chọn các thông số và biên dạng phần dẫn dòng của tuabin hướng trực	69
5.2.3. Thiết kế cánh bánh công tác hướng trực	75
5.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trực	89
5.3.1. Chọn biên dạng của mặt cắt kính tuyến và một số thông số khác	89
5.3.2. Xác định mật độ dòng trong mặt cắt kính tuyến	91
5.3.3. Thiết kế bánh công tác của tuabin tâm trực	96
5.4. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin hướng chéo	115
5.4.1. Đặc điểm của tuabin hướng chéo	115
5.4.2. Các thông số hình học và thông số thuỷ lực của tuabin hướng chéo	115
5.4.3. Thiết kế cánh bánh công tác của tuabin hướng chéo	116
Chương VI: Thiết kế bộ phận dẫn dòng của tuabin nước	117
6.1. Thiết kế buồng dẫn	117
6.1.1. Buồng xoắn	117
6.1.2. Trụ đỡ	126
6.1.3. Cánh hướng dòng	129
6.2. Thiết kế buồng hút	134
6.2.1. Nhiệm vụ và các thông số đặc trưng	134
6.2.2. Tốn thất năng lượng trong buồng hút	136
6.2.3. Ảnh hưởng buồng hút tới đặc tính xâm thực	137
6.2.4. Chọn buồng hút	138
Chương VII: Kết cấu và tính toán độ bền cho một số chi tiết của tuabin phản lực	139
7.1. Bánh công tác của tuabin	139
7.1.1. Bánh công tác của tuabin tâm trực	139
7.1.2. Bánh công tác của tuabin hướng trực	142
7.2. Buồng dẫn	145
7.2.1. Buồng xoắn và trụ đỡ	145
7.2.2. Cánh hướng dòng	148
7.3. Trục tuabin	154
7.3.1. Kết cấu và đặc điểm	154
7.3.2. Tính toán trực tuabin đặt đứng	155
Chương VIII: Tuabin xung lực	162
8.1. Mở đầu	162
8.2. Tuabin gáo	162
8.2.1. Nguyên lý làm việc và kết cấu	162

8.2.2. Cơ sở lý thuyết của tuabin gáo	163
8.2.3. Các thông số quy dẫn và số vòng quay đặc trưng của tuabin gáo	166
8.2.4. Chọn và tính toán các thông số cơ bản của tuabin gáo	167
8.3. Tuabin tua nghiêng	170
8.3.1. Đặc trưng và kết cấu	170
8.3.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất	170
8.4. Tuabin tác dụng kép	172
8.4.1. Đặc điểm và kết cấu	172
8.4.2. Các thông số của tuabin và hiệu suất	172
Chương IX: Hệ thống điều chỉnh tuabin	174
9.1. Nhiệm vụ và nguyên lý làm việc của bộ điều tốc	174
9.1.1. Nhiệm vụ	174
9.1.2. Nguyên lý làm việc	174
9.1.3. Các bộ phận cơ bản và phân loại bộ điều tốc	175
9.1.4. Đường đặc tính của bộ điều tốc	176
9.2. Sơ đồ nguyên lý của một số bộ điều tốc	177
9.2.1. Bộ điều tốc tác dụng trực tiếp và gián tiếp không phản hồi	177
9.2.2. Bộ điều tốc có phản hồi	178
9.2.3. Sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc tuabin cánh quay	179
9.2.4. Sơ đồ bộ điều tốc tuabin gáo	179
9.3. Sự thay đổi số vòng quay trong điều chỉnh tuabin	180
9.3.1. Sự thay đổi số vòng quay và hệ số sai lệch trong điều chỉnh tuabin	180
9.3.2. Momen bánh đà	181
Phụ lục	183
Tài liệu tham khảo	194

PGS. TS. VÔ SỸ HUỲNH, TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

TUABIN NƯỚC

Chủ biên:

TS. NGUYỄN THỊ XUÂN THU

Chịu trách nhiệm xuất bản

PGS. TS. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập

HÀ NGÂN, KIM ANH

Vẽ bìa

HƯƠNG LAN

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội**

6C5.3
KHKT-2004

In 600 cuộn khổ 19 x 27cm, tại Xí nghiệp in Thương mại.
Số giấy phép 1104-49 cấp ngày 10/8/2004.
In xong và nộp lưu chiểu quý I/2005.

205037



Giá: 34.000 đ