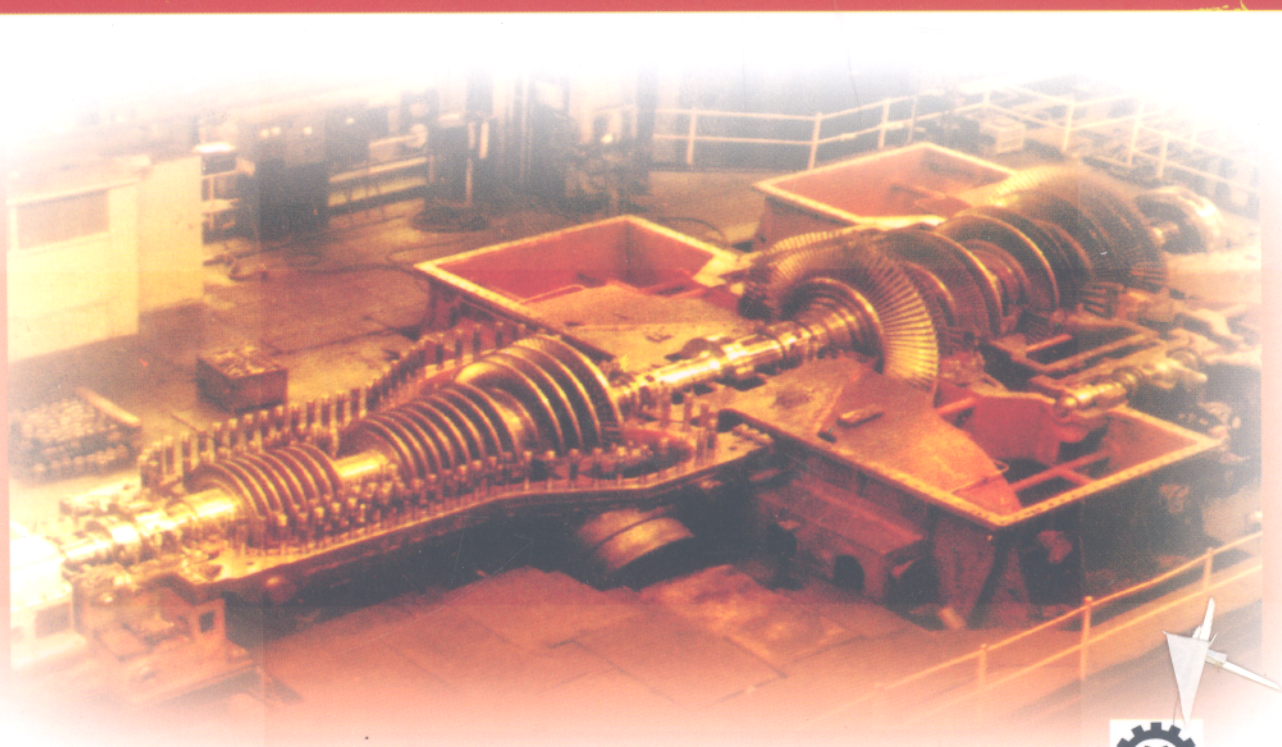


TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI
GS. TS. PHẠM LƯƠNG TUỆ

THIẾT BỊ TUỐC BIN HƠI NƯỚC & NHỮNG SỰ CỐ THƯỜNG GẶP



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT



TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA HÀ NỘI
GS.TS. PHẠM LƯƠNG TỰ

**THIẾT BỊ
TUỐC BIN HƠI NƯỚC
VÀ NHỮNG SỰ CỐ THƯỜNG GẶP**



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI

Lời nói đầu

Trong sự nghiệp đổi mới, công nghiệp hóa và hiện đại hóa nước ta, ngành Điện lực Việt Nam đang được quan tâm đầu tư thích đáng để làm tròn trách nhiệm "điện đi trước một bước".

Điều đó có thể thấy rõ qua việc nâng cấp, mở rộng các nhà máy điện hiện có và xây dựng thêm nhiều nhà máy điện mới :

Thủy điện Hòa Bình, Yali, Trị An, Thác Bà, Sơn La, v.v..., Trung tâm Điện lực Phú Mỹ, Nhiệt điện Phả Lại II, Uông Bí mở rộng, Nhiệt điện Na Dương, Cao Ngạn, Quảng Ninh, Hải Phòng, v.v...

Đặc điểm nổi bật của các nhà máy nhiệt điện nước ta là có nhiều chủng loại tước bin với các cỡ công suất đơn vị từ nhỏ đến lớn (từ dưới 1 MW tới 300 MW với thông số từ trung áp đến dưới tới hạn - tới 176 bar và 538°C), và xuất xứ từ nhiều nguồn cung cấp khác nhau (Liên Xô trước đây, Nga, Trung Quốc, Pháp, Tiệp, Đức, Mỹ, Nhật, ...).

Có nhiên, những thiết bị này có khác nhau về chi tiết, nhưng nguyên lý làm việc cơ bản vẫn là như nhau.

Vấn đề là làm sao có thể khai thác một cách hiệu quả nhất các thiết bị đã, đang và sẽ được trang bị, tránh được những sự cố đáng tiếc, không những gây thiệt hại cho máy mà còn tác hại đến các ngành kinh tế có liên quan.

Muốn bảo đảm cho thiết bị tước bin làm việc an toàn, tin cậy, có hiệu quả kinh tế cao, cần quan tâm đúng mức các chế độ lắp ráp, vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa và ngăn chặn các sự cố tiềm ẩn.

Để thực hiện tốt các yêu cầu đó cần thiết phải hiểu biết một cách có hệ thống lý thuyết và kinh nghiệm thực tế.

Với mục đích trên tác giả cố gắng biên soạn tương đối cô đọng cuốn "Thiết bị tước bin hơi nước và những sự cố thường gặp", nhằm giới thiệu với bạn đọc, nhất là các bạn đồng nghiệp trẻ tuổi, một cách tổng quát một số vấn đề cơ bản về lý thuyết tước bin hơi, về vận hành và những sự cố thường xảy ra đối với thiết bị tước bin hơi nước.

Cơ sở để biên soạn cuốn sách này là các công trình khoa học, các sách giáo khoa, các tài liệu và kinh nghiệm của các giáo sư, các công trình sư, các chuyên gia bậc thầy trong và ngoài nước (Nga, Đức, Pháp, Nhật, Mỹ, v.v...); các giáo trình tước bin, bình ngưng, ... của Bộ môn Nhiệt điện Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, kết hợp với kinh nghiệm giảng dạy, nghiên cứu và phục vụ sản xuất lâu năm trong lĩnh vực này của tác giả.

Cuốn sách này có thể dùng làm tài liệu giảng dạy cho sinh viên ngành Nhiệt và các ngành sử dụng nhiệt liên quan. Nó cũng có thể dùng cho công tác đào tạo sau và trên đại học cũng như công tác nghiên cứu khoa học, phục vụ sản xuất.

Cuốn sách này cũng rất bổ ích cho các bạn đồng nghiệp công tác trong các ngành Nhiệt điện và các ngành có sử dụng nhiệt như Giấy, Đường, Hóa chất, Than, v.v..., cho các kỹ sư vận hành, sửa chữa, bảo dưỡng thiết bị tuốc bin.

Tác giả xin chân thành cảm ơn Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật đã tạo điều kiện để cuốn sách được sớm ra mắt các độc giả.

Xin chân thành cảm ơn GS.TS.Hoàng Bá Chư, PGS.TS.Đình Nguyên Bình các bạn đồng nghiệp ở Viện Khoa học và Công nghệ Nhiệt - Lạnh, Tổng Công ty Điện lực và các Nhà máy nhiệt điện đã động viên và đóng góp nhiều ý kiến bổ ích.

Cuốn sách này mới được in lần đầu, chắc chắn còn có thiếu sót, tác giả mong muốn được các bạn đọc và đồng nghiệp phát hiện, chỉ bảo cho để công tác biên soạn ngày càng được hoàn hảo hơn. Những nhận xét và chỉ bảo xin gửi về cho tác giả theo địa chỉ :

Viện Khoa học và Công nghệ Nhiệt-Lạnh

Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

Điện thoại : 8692331 hoặc 8680293

Tác giả

MỤC LỤC

	<i>Trang</i>
Lời nói đầu	3
Chương I. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ TUỐC BIN HƠI NƯỚC	7
1.1. Những định nghĩa cơ bản	7
1.2. Nguyên lý làm việc của tuốc bin hơi nước	8
1.3. Vài nét về cấu tạo tuốc bin hơi nước	11
1.4. Phân loại tuốc bin hơi nước	15
1.5. Chu trình nhiệt và hiệu suất của thiết bị tuốc bin	21
Chương II. QUÁ TRÌNH NHIỆT CỦA TUỐC BIN HƠI NƯỚC	37
II.1. Sự chuyển động của dòng trong các dãy ống phun và cánh động	37
II.2. Các tổn thất nhiệt và hiệu suất của tầng	46
II.3. Tính toán nhiệt tuốc bin	50
Chương III. ĐIỀU CHỈNH TUỐC BIN VÀ HỆ THỐNG CUNG CẤP DẦU	63
III.1. Những khái niệm cơ bản	63
III.2. Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh tuốc bin hơi	69
III.3. Bộ phận đồng bộ - cơ cấu dùng để thay đổi số vòng quay của tuốc bin	68
III.4. Đặc tính tĩnh của điều chỉnh	70
III.5. Điều chỉnh tuốc bin khi làm việc song song với nhau	73
III.6. Bộ phận an toàn	78
III.7. Sơ đồ cung cấp dầu tuốc bin	77
Chương IV. VẬN HÀNH THIẾT BỊ TUỐC BIN	83
IV.1. Nhiệm vụ vận hành thiết bị tuốc bin	83
IV.2. Tiêu chuẩn về độ tin cậy khi tuốc bin làm việc	84
IV.3. Mở máy (khởi động) tuốc bin	89
IV.4. Ngừng máy tuốc bin	95
IV.5. Đôi điều cần lưu ý trong quá trình vận hành bình thường	99
IV.6. Sự thay đổi khe hở dọc trục và hướng kính trong phần chuyển hơi tuốc bin	101

Chương V. NHỮNG SỰ CỐ ĐIỂN HÌNH TRONG THIẾT BỊ TUỐC BIN	112
V.1. Một vài nhận xét chung	113
V.2. Sự rung động của tuốc bin và những nguyên nhân chủ yếu	113
V.3. Thủy kích	130
V.4. Bánh tính bị vồng	133
V.5. Những sự cố và hỏng hóc của paliê chắn và paliê đỡ	137
V.6. Sự cố do cong và gãy trục	141
V.7. Những sự hư hỏng của trục vít và bánh răng . . .	147
 Chương VI. THIẾT BỊ NGỪNG HƠI VÀ NHỮNG SỰ CỐ THƯỜNG GẶP	 155
VI.1. Thiết bị ngưng hơi	155
VI.2. Bình ngưng hơi	155
VI.3. Thiết bị rút không khí	157
VI.4. Chân không giới hạn và chân không kinh tế . . .	159
VI.5. Những yếu tố ảnh hưởng tới sự làm việc của bình ngưng hơi	160
VI.6. Những nguyên nhân chính làm giảm chân không trong bình ngưng	162
VI.7. Ống bình ngưng bị ăn mòn	165
VI.8. Vết nứt trong các ống bình ngưng	170
VI.9. Ống bình ngưng bị rung	170
VI.10. Sự cố thiết bị ngưng hơi khi dùng nước ngọt làm mát	171
 TÀI LIỆU THAM KHẢO	 226

Chương I

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ TUỐC BIN HƠI NƯỚC

I.1. NHỮNG ĐỊNH NGHĨA CƠ BẢN

Tuốc bin hơi gọi là động cơ hơi nước, trong đó thế năng của hơi ban đầu sẽ chuyển hóa thành động năng, sau đó - thành cơ công làm quay trục.

Thiết bị tuốc bin gọi là tổ hợp tất cả trang bị chính và phụ trợ của tuốc bin (bản thân tuốc bin thiết bị ngưng hơi, hệ thống gia nhiệt và các đường ống dẫn trong phạm vi tuốc bin).

Thiết bị ngưng hơi gọi là tất cả trang bị dùng để ngưng hơi thoát trong tuốc bin và tạo chân không trong bình ngưng. Nó bao gồm bình ngưng, bơm ngưng tụ, bơm tuần hoàn và ejector (bơm không khí).

Nếu tuốc bin hơi dùng để kéo máy phát điện thì tất cả các thiết bị, bao gồm tuốc bin, máy phát và thiết bị ngưng hơi, cũng như bộ giảm tốc (nếu có) được gọi là *tổ tuốc bin máy phát* (gọi tắt là *tổ máy*).

Tuốc bin dọc trục và hướng kính. Nếu cánh động của tuốc bin được bố trí thẳng góc với tâm rôto tuốc bin, còn dòng hơi lại chuyển động dọc theo tâm của nó, thì loại tuốc bin này được gọi là *tuốc bin dọc trục*.

Nếu cánh động được bố trí song song với tâm rôto, còn dòng hơi chuyển động theo hướng kính, thì loại tuốc bin này được gọi là *tuốc bin hướng kính*.

Thông số hơi ban đầu của tuốc bin là áp suất P_0 và nhiệt độ t_0 của nó trước van stop, còn *thông số cuối* của hơi là áp suất P_k và nhiệt độ t_k của nó ở ngay sau mặt bích của ống thoát tuốc bin. Hơi có thông số ban đầu cũng gọi là *hơi mới*, và với thông số cuối - *hơi thoát*.

Các thông số định mức của tuốc bin - Các thông số tính toán (số vòng quay, áp suất và nhiệt độ hơi mới, nước, dầu, chân không, v.v...) mà các nhà chế tạo đã ghi trong lý lịch tuốc bin. Với các thông số đó sẽ bảo đảm công suất định mức bảo hành.

Nhiệt độ gia nhiệt nước cấp - Nhiệt độ của nước cấp tại đầu ra khỏi bình gia nhiệt cuối cùng (theo chiều chuyển động của nước).

Công suất tuốc bin - Công do tuốc bin sinh ra trong một giây (N hay là $\mathcal{P}$).

Công suất trục của tuốc bin - Tổng công suất từ các dây cánh động truyền tới trục tuốc bin, có tính đến các tổn thất nhiệt bên trong của tuốc bin (N_t hay là T_t).

Công suất định mức của tuốc bin - Công suất lớn nhất đo được tại đầu cực máy phát mà tuốc bin có thể phát huy lâu dài ở các thông số định mức và với sự thay đổi trong giới hạn được nhà máy chế tạo quy định.

Công suất kinh tế của tuốc bin - Công suất ứng với suất tiêu hao hơi bé nhất để sản xuất ra 1 kWh năng lượng.

Công suất này thường nằm vào khoảng $0,85 \div 0,95$ công suất định mức.

Công suất hiệu dụng của tuốc bin - Công suất đo được trên trục (khớp trục) rôto.

Công suất điện của tổ tuốc bin - máy phát - Công suất đo tại đầu cực máy phát.

Phụ tải của tổ máy - Công suất phát ra trong thời điểm nhất định.

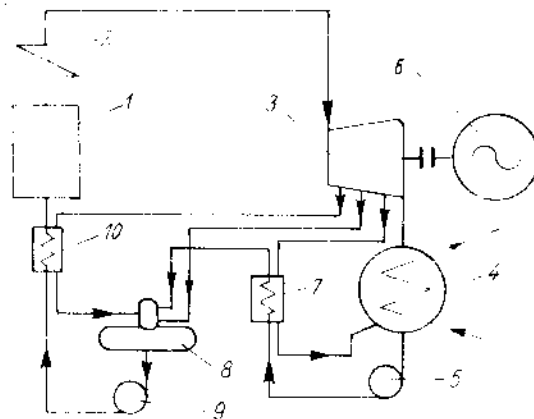
Công suất điện có ích của tổ máy - Công suất cấp vào lưới cho các hộ tiêu thụ.

1.2. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA TUỐC BIN HƠI NƯỚC

Tuốc bin hơi nước là động cơ nhiệt, trong đó thế năng của hơi được chuyển hóa thành động năng, sau đó động năng được chuyển thành cơ năng để làm quay trục. Trục tuốc bin được nối trực tiếp hoặc qua truyền động bánh răng với máy công tác (máy phát điện, bơm, ché ép mía, v.v...). Tùy theo chức năng của máy công tác mà tuốc bin hơi sẽ được ứng dụng trong các ngành công nghiệp khác nhau, trong ngành năng lượng, trong ngành giao thông vận tải, v.v... Muốn sử dụng tuốc bin hơi trong công nghiệp phải biết kết hợp với các thiết bị năng lượng khác. Sơ đồ nguyên lý đơn giản nhất của thiết bị tuốc bin hơi được thể hiện qua hình 1.1.

Thiết bị tuốc bin hơi gồm có :

1. Lò hơi 1 : trong đó nước cấp dưới áp suất tương ứng sẽ chuyển hóa thành hơi bão hòa ;
2. Bộ quá nhiệt 2 : ở đây sẽ làm tăng nhiệt độ hơi tới giá trị đã cho ;
3. Tuốc bin 3 : trong đó thế năng của hơi được chuyển hóa thành động năng, còn động năng chuyển hóa thành cơ năng trên trục ;
4. Bình ngưng 4 : dùng để làm ngưng tụ hơi thoát khỏi tuốc bin ;



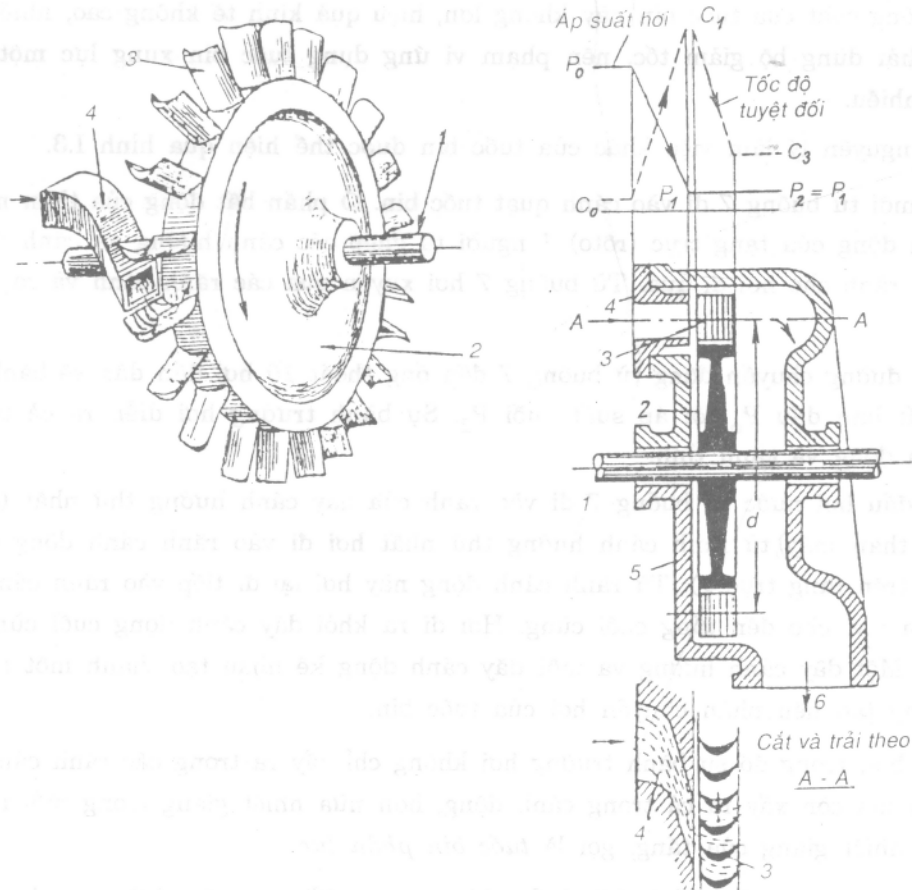
Hình 1.1. Sơ đồ nguyên lý đơn giản nhất của thiết bị tuốc bin hơi :

- 1- lò hơi ; 2- bộ quá nhiệt ;
- 3- tuốc bin hơi nước , 4- bình ngưng ;
- 5- bơm nước ngưng ;
- 6- máy phát ; 7- bình gia nhiệt ba áp ;
- 8- bình khử khí ; 9- bơm nước cấp ;
- 10- bình gia nhiệt cao áp.

5. Bơm nước ngưng 5 : để bơm nước ngưng vào hệ thống gia nhiệt hồi nhiệt (7 và 10) ;
6. Bình khử khí 8 : chủ yếu để khử khí ôxy trong nước cấp ;
7. Bơm nước cấp 9 : để bơm nước cấp vào lò hơi ;
8. Máy phát điện 6 : để phát điện.

Hơi từ lò đi vào tuốc bin được gọi là hơi mới. Có thể thực hiện biến đổi thế năng của hơi thành cơ năng làm quay trục tuốc bin bằng nhiều phương pháp. Tùy thuộc vào đặc tính chuyển hóa thế năng của hơi thành động năng mà chia ra tuốc bin xung lực, phản lực hay kết hợp xung lực - phản lực.

Sơ đồ đơn giản nhất của tuốc bin một tầng gồm có những phần chủ yếu sau đây (hình 1.2) : ống phun 4, trục 1 và đĩa 2 với các cánh động 3 được lắp ghép lên đĩa. Trục 1 cùng với đĩa lắp găng 2 tạo thành phần quan trọng nhất của tuốc bin và được gọi là rôto. Rôto đặt bên trong thân tuốc bin 5. Cổ trục nằm trên các paliê đỡ (không biểu thị trên hình vẽ).



Hình 1.2. Sơ đồ tuốc bin xung lực một tầng đơn giản nhất :

- 1- trục ; 2- đĩa ; 3- các cánh động ;
- 4- ống phun ; 5- thân máy ; 6- ống thoát.

Ống phun được lắp vào thân máy và nằm trước các cánh động. Trong một ống phun hoặc cả cụm ống phun hơi bành trướng từ áp suất ban đầu P_0 tới áp suất cuối P_2 . Khi áp suất hơi trong các rãnh ống phun giảm thì entanpi của nó cũng bị giảm ; trong các ống phun sẽ phát nhiệt và chuyển hóa thành động năng của dòng hơi.

Khi hơi bành trướng trong các ống phun tốc độ của nó sẽ tăng từ tốc độ ban đầu C_0 trước ống phun đến tốc độ C_1 sau ống phun. Trong các rãnh cánh động tốc độ sẽ giảm từ C_1 đến C_2 . Động năng của dòng hơi khi tác dụng vào các cánh động sẽ tạo thành cơ công trên trục của rôto tước bin.

Nếu tước bin chỉ có hơi bành trướng trong các ống phun (hay trong các dây cánh bất động), còn động năng của hơi được chuyển hóa thành cơ công trong các dây cánh động, thì được gọi là *tước bin xung lực*.

Tước bin hơi đầu tiên do kỹ sư người Thụy Sĩ G. Laval sáng chế vào năm 1883 có số vòng quay tới 30.000 vg/ph. Muốn kéo máy phát điện phải có bộ giảm tốc.

Công suất của tước bin hơi xung lực một tầng không thể vượt quá 500 ÷ 800 kW, ngay cả khi tốc độ vòng đã đạt tới 350 m/s.

Do công suất của tước bin này không lớn, hiệu quả kinh tế không cao, nhiều trường hợp lại phải dùng bộ giảm tốc, nên phạm vi ứng dụng tước bin xung lực một tầng bị hạn chế nhiều.

Một nguyên lý làm việc khác của tước bin được thể hiện qua hình I.3.

Hơi mới từ buồng 7 đi vào cánh quạt tước bin. Ở phần bất động của thân máy 6 và trên phần động của tang trục (rôto) 1 người ta ghép các cánh hướng và cánh động, tạo thành các rãnh cho hơi đi qua. Từ buồng 7 hơi xuyên qua các rãnh cánh và ra khỏi ống thoát 10.

Theo đường chuyển động từ buồng 7 đến ống thoát 10 hơi dần dần sẽ bành trướng từ áp suất ban đầu P_0 tới áp suất cuối P_2 . Sự bành trướng hơi diễn ra cả trong các rãnh cánh động và cánh tĩnh.

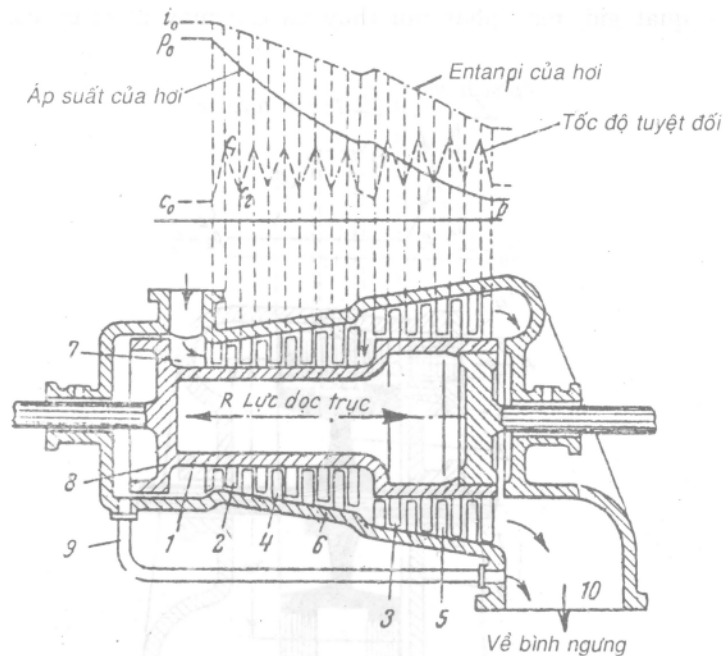
Ban đầu hơi nước từ buồng 7 đi vào rãnh của dây cánh hướng thứ nhất (được lắp ghép vào thân máy), từ rãnh cánh hướng thứ nhất hơi đi vào rãnh cánh động đầu tiên (được lắp trên tang trục 1). Từ rãnh cánh động này hơi lại đi tiếp vào rãnh cánh hướng thứ hai và v.v. cho đến tầng cuối cùng. Hơi đi ra khỏi dây cánh động cuối cùng gọi là hơi thoát. Một dây cánh hướng và một dây cánh động kế nhau tạo thành một tầng. Tất cả các tầng tạo nên phần chuyển hơi của tước bin.

Tước bin, trong đó sự bành trướng hơi không chỉ xảy ra trong các rãnh cánh hướng (bất động) mà còn xảy ra cả trong cánh động, hơn nữa nhiệt giáng trong mỗi rãnh gần bằng nửa nhiệt giáng của tầng, gọi là *tước bin phân lực*.

Đường cong $P_0 - P_2$ (hình I.3) biểu thị sự thay đổi áp suất, đường gạch gạch gãy khúc đặc trưng cho sự thay đổi tốc độ tuyệt đối trong các tầng tước bin.

Đường cong trên cùng biểu thị sự thay đổi nhiệt hàm (entanpi) theo các tầng tước bin. Entanpi giảm không ngừng trong các rãnh cánh hướng cũng như rãnh cánh động.

Tuốc bin công nghiệp làm việc theo nguyên lý này được kỹ sư người Anh Parsons chế tạo năm 1884.



Hình I.3. Sơ đồ mặt cắt của tuốc bin phản lực có công suất không lớn :

- 1- tang rôto ; 2 và 3- cánh động ; 4 và 5- cánh hướng ;
- 6- thân máy ; 7- buồng hơi mới ;
- 8- pittông giảm tải để giảm bớt áp lực dọc trục ;
- 9- ống dẫn hơi ; 10- ống thoát.

I.3. VÀI NÉT VỀ CẤU TẠO TUỐC BIN HƠI NƯỚC

Trên cơ sở hai nguyên lý làm việc của tuốc bin đã trình bày ở trên người ta đã sáng chế ra nhiều chủng loại tuốc bin để thỏa mãn các nhu cầu khác nhau của hộ tiêu thụ, và ngành chế tạo tuốc bin đã không ngừng phát triển.

Vào năm 1900 kỹ sư Kéc-tít (Mỹ) chế tạo ra tuốc bin hơi một tầng với hai cấp tốc độ. Tuốc bin một đĩa với hai cấp tốc độ được thể hiện trên hình I.4.

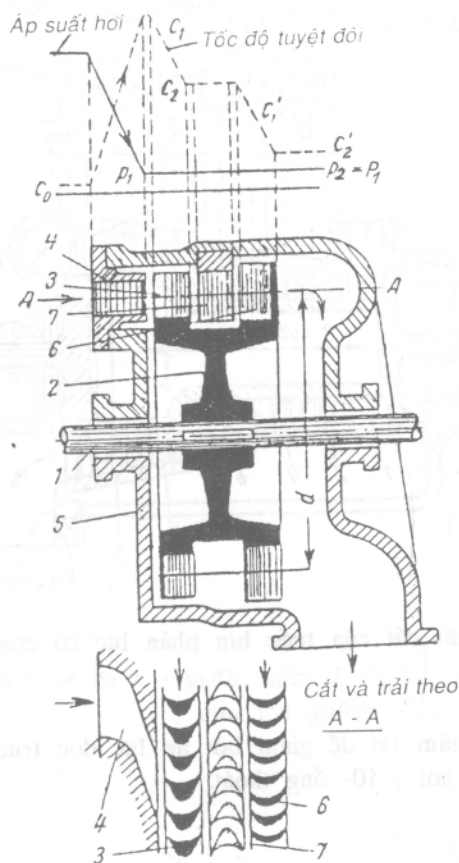
Trong các ống phun 4 của tuốc bin sẽ xảy ra quá trình giảm áp suất từ P_0 đến áp suất cuối P_2 . Do có giáng áp tốc độ của hơi tăng từ tốc độ ban đầu C_0 đến C_1 .

Trên dây cánh động thứ nhất và thứ hai có sự chuyển hóa động năng của hơi thành cơ công trên trục tuốc bin. Như vậy, tốc độ của môi chất trong các dây cánh động giảm từ C_1 xuống C_2 (dây thứ nhất) và từ C'_1 xuống C'_2 (dây thứ hai). Trong rãnh của dây cánh hướng 7 chỉ có sự thay đổi hướng chuyển động của dòng hơi mà thôi.

Phần trên của hình I.4 là đồ thị thay đổi áp suất P của môi chất và tốc độ tuyệt đối của dòng. Đĩa hai dây có hiệu suất thấp hơn chút ít do tăng tổn thất trong các dây cánh động và cánh hướng.

Ưu điểm cơ bản của tuốc bin có tầng tốc độ là đơn giản, gọn gàng, giá rẻ, có độ tin cậy và vận hành đơn giản.

Nhưng do hiệu quả kinh tế thấp và công suất đơn vị bé nên thường chỉ dùng để kéo bơm ly tâm, quạt gió, máy phát tàu thủy và các máy khác có công suất không lớn.



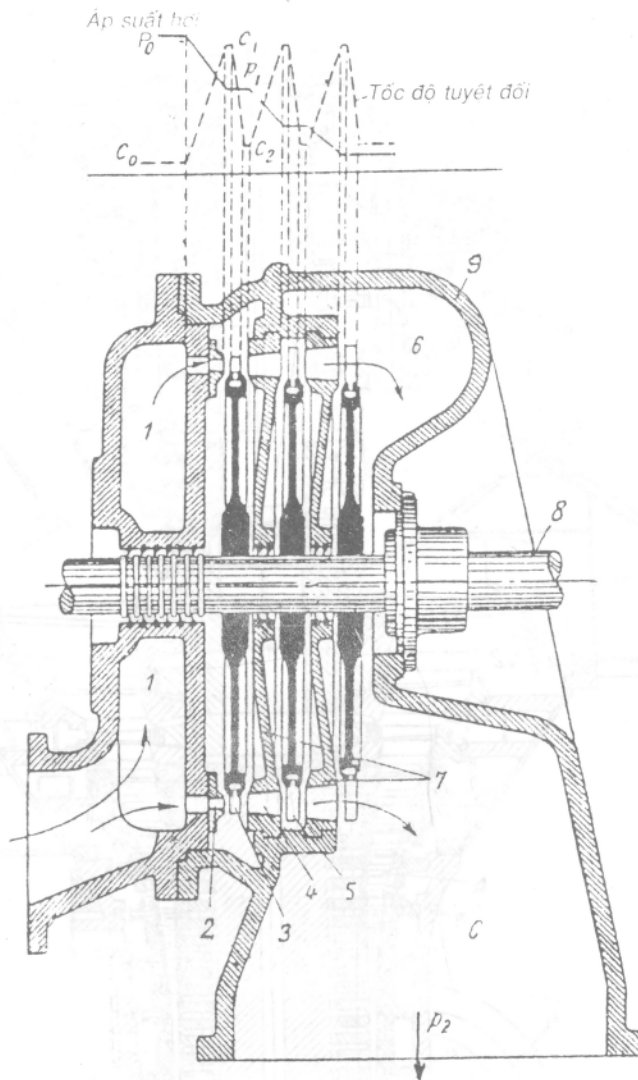
Hình 1.4. Sơ đồ mặt cắt tuốc bin xung lực có hai tầng tốc độ :

- 1- trục ; 2- đĩa ; 3- dây cánh động thứ nhất ; 4- ống phun ;
5- thân máy ; 6- dây cánh động thứ hai ; 7- dây cánh hướng.

Muốn có công suất đơn vị lớn tuốc bin phải có nhiều tầng nối tiếp nhau. Sơ đồ cấu tạo của tuốc bin nhiều tầng được thể hiện qua hình 1.5. Trên trục 8 của tuốc bin có lắp ba đĩa với các cánh động. Giữa từng cặp đĩa lân cận là những vách ngăn bất động, thường được gọi là các bánh tĩnh. Các bánh tĩnh được lắp ghép vào thân máy 9 của tuốc bin ; trên các bánh tĩnh có những dây ống phun để cho hơi bành trướng.

Hơi mới từ hộp hơi 1 đi vào các ống phun của tầng thứ nhất, sau đó lần lượt đi qua các rãnh cánh động và ống phun của các tầng tiếp theo. Trong các ống phun của tầng thứ nhất áp suất hơi giảm từ P_0 tới P_1 , còn tốc độ thì tăng từ C_0 đến C_1 . Trong các cánh động của tầng thứ nhất tốc độ của hơi giảm từ C_1 xuống C_2 , tức là đã diễn ra quá trình biến đổi động năng thành cơ công và truyền cho trục tuốc bin.

Trong các tầng tuốc bin tiếp theo quá trình chuyển hóa từ thế năng sang động năng rồi sang cơ năng cũng diễn ra tương tự như vậy. Trên tất cả các tầng tuốc bin áp suất giảm từ P_0 đến P_2 (P_2 - áp suất cuối của tuốc bin).



Hình 1.5. Mặt cắt dọc của tuốc bin xung lực có ba tầng áp lực :

- 1 và 6- buồng hơi mới và hơi thoát ;
- 2,4- ống phun ; 3 và 5- cánh động ;
- 7- bánh tñnh ; 8- trục (rôto) tuốc bin ;
- 9- thân máy.

Ngày nay người ta đã chế tạo được nhiều tuốc bin có công suất lớn và rất lớn. Ví dụ :

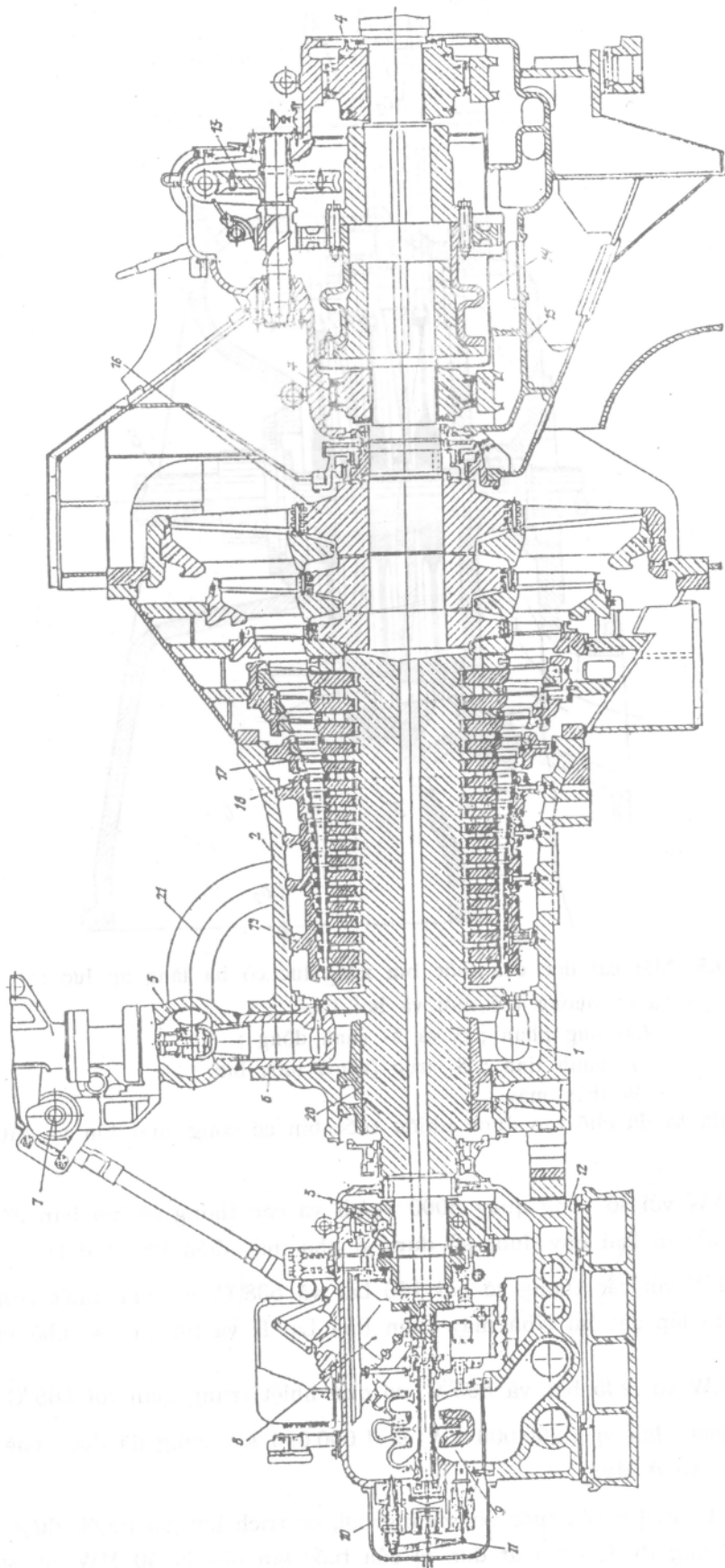
Loại 100.000 kW với số vòng quay 3000 vg/ph và các thông số hơi ban đầu là 88 bar và 535°C (ở nước ta loại này được sử dụng ở nhà máy điện Phả Lại I).

Loại 300.000 kW với các thông số hơi 176 bar và 538°C, có quá nhiệt trung gian tới 538°C (ở nước ta lắp đặt tại Nhà máy Điện Phả Lại II và tại một số nhà máy mới khác).

Loại 800.000 kW với 235 bar và 565°C, có quá nhiệt trung gian tới 565°C.

Loại có công suất đơn vị 1.200.000 kW và 1.600.000 kW cũng đã được chế tạo tại Liên Xô (trước đây) và ở Mỹ.

Hình 1.6 là mặt cắt dọc của tuốc bin ngưng hơi, có trích hơi gia nhiệt, được lắp đặt tại nhà máy điện Uông Bí. Công suất đơn vị của tuốc bin này là 50 MW, áp suất ban



Hình 1.6. Mặt cắt dọc tuốc bin K-50-90.

dầu là 88 bar, nhiệt độ ban đầu là 535°C . Tuốc bin gồm có một thân với 22 tầng. Tầng thứ nhất gọi là tầng điều chỉnh, tầng thứ hai – tầng không điều chỉnh đầu tiên, các tầng khác còn lại gọi là tầng trung gian, trừ tầng cuối cùng.

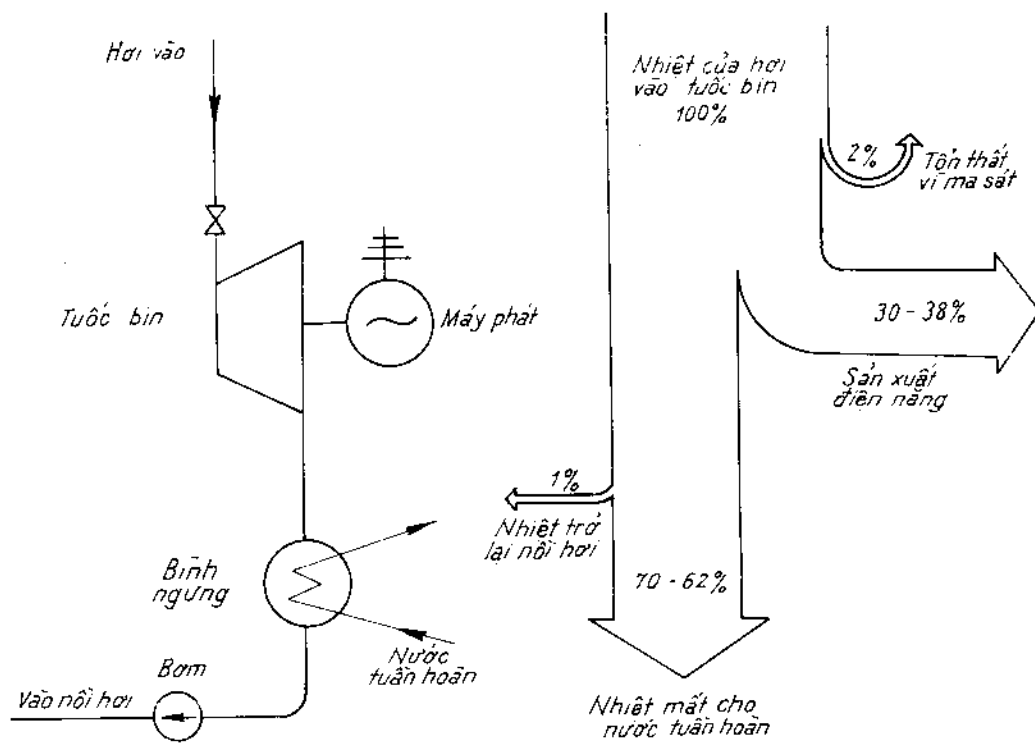
Những bộ phận chủ yếu của tuốc bin là :

1- rôto ; 2- thân máy ; 3- paliê đỡ - chặn ; 4- paliê đỡ ; 5- xupáp điều chỉnh ; 6- hộp ống phun ; 7- trục khuỷu ; 8- sécômôtr (hỗ khuếch đại) ; 9- bơm dầu chính ; 10- bộ điều tốc ; 11- ngăn kéo phân phối ; 12- cacte paliê trước ; 13- bộ quay trục ; 14- khớp trục ; 15- ống thoát của tuốc bin , 16- đĩa lắp gang ; 17- các cánh động ; 18- bánh tĩnh ; 19- vành bánh tĩnh ; 20- vành chèn cuối phía trước ; 21- ống dẫn hơi mới.

I.4. PHÂN LOẠI TUỐC BIN HƠI NƯỚC

Hiện nay có nhiều chủng loại và nhiều kiểu tuốc bin khác nhau. Tùy theo đặc điểm cấu tạo, mục đích sử dụng của máy mà chia tuốc bin hơi ra các loại sau đây.

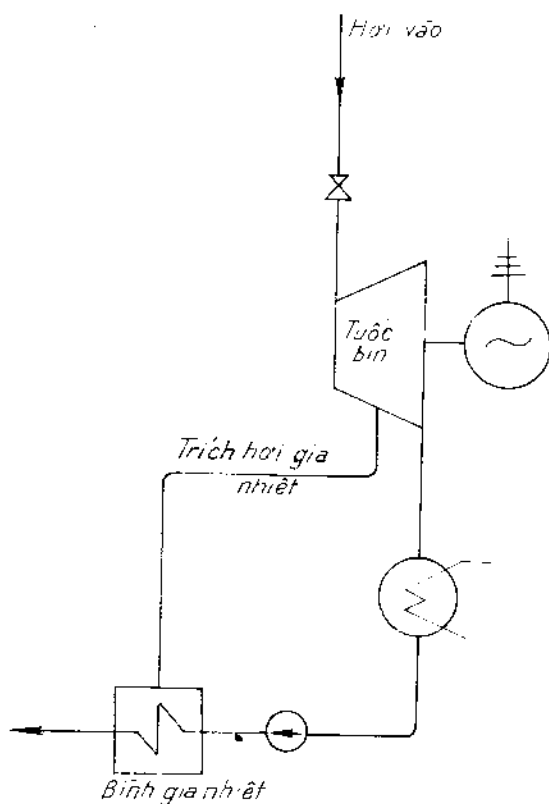
I.4.1. TUỐC BIN NGƯNG HƠI



Hình I.7. Sơ đồ nhiệt của tuốc bin ngưng hơi thuần túy và giản đồ cân bằng nhiệt.

Loại này chủ yếu dùng để kéo máy phát điện và sản xuất điện năng. Trong loại này hơi mới được đem vào tuốc bin, chuyển hóa từ thế năng thành động năng và từ động năng sang cơ năng. Hơi thoát được dẫn vào bình ngưng hơi. Nhờ có nước tuần hoàn chảy trong các ống bình ngưng (đồng hoặc titan) mà hơi thoát được ngưng tụ lại. Bơm ngưng tụ làm nhiệm vụ bơm nước ngưng qua hệ thống ống dẫn vào lò hơi (hình 1.7).

Hiệu suất nhiệt của loại này tương đối thấp. Chỉ có khoảng $30 \div 38\%$ nhiệt là được sử dụng và $70 \div 62\%$ thì mất cho nước tuần hoàn. Trong các tuốc bin ngưng hơi hiện đại ở một số tầng trung gian người ta bố trí các cửa trích để rút hơi gia nhiệt hồi nhiệt nhằm hâm nước trước khi đem vào lò. Tùy theo công suất của tuốc bin số cửa trích có thể từ 2 - 3 đến 8 - 9 (xem hình 1.8 và 1.6)

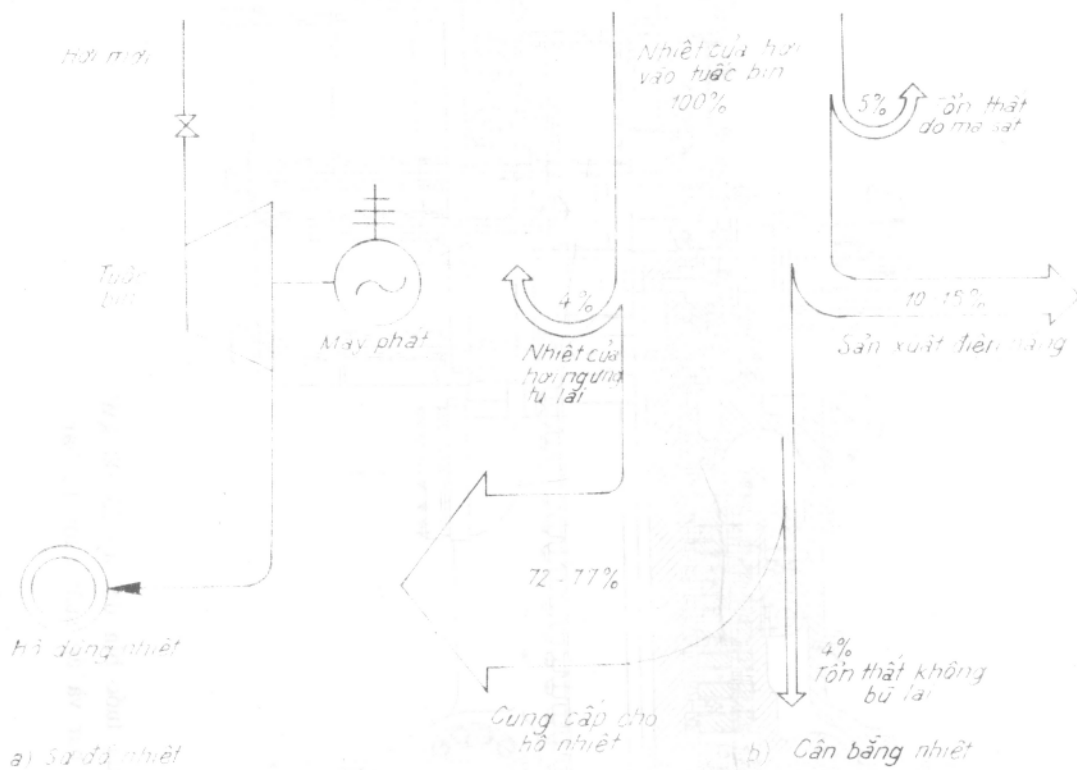


Hình 1.8. Sơ đồ nhiệt của tuốc bin ngưng hơi có trích hơi gia nhiệt hồi nhiệt.

1.4.2. TUỐC BIN ĐỐI ÁP

Trong loại tuốc bin này áp suất hơi sau tầng cuối cũng thường lớn hơn áp suất khí quyển. Toàn bộ hơi thoát khỏi tuốc bin được dùng cho mục đích công nghệ hoặc sưởi ấm.

Sơ đồ nhiệt và giản đồ cân bằng nhiệt của tuốc bin đối áp được thể hiện trên hình 1.9.



Hình 1.9. Sơ đồ nhiệt của tuốc bin đối áp và giản đồ cân bằng nhiệt.

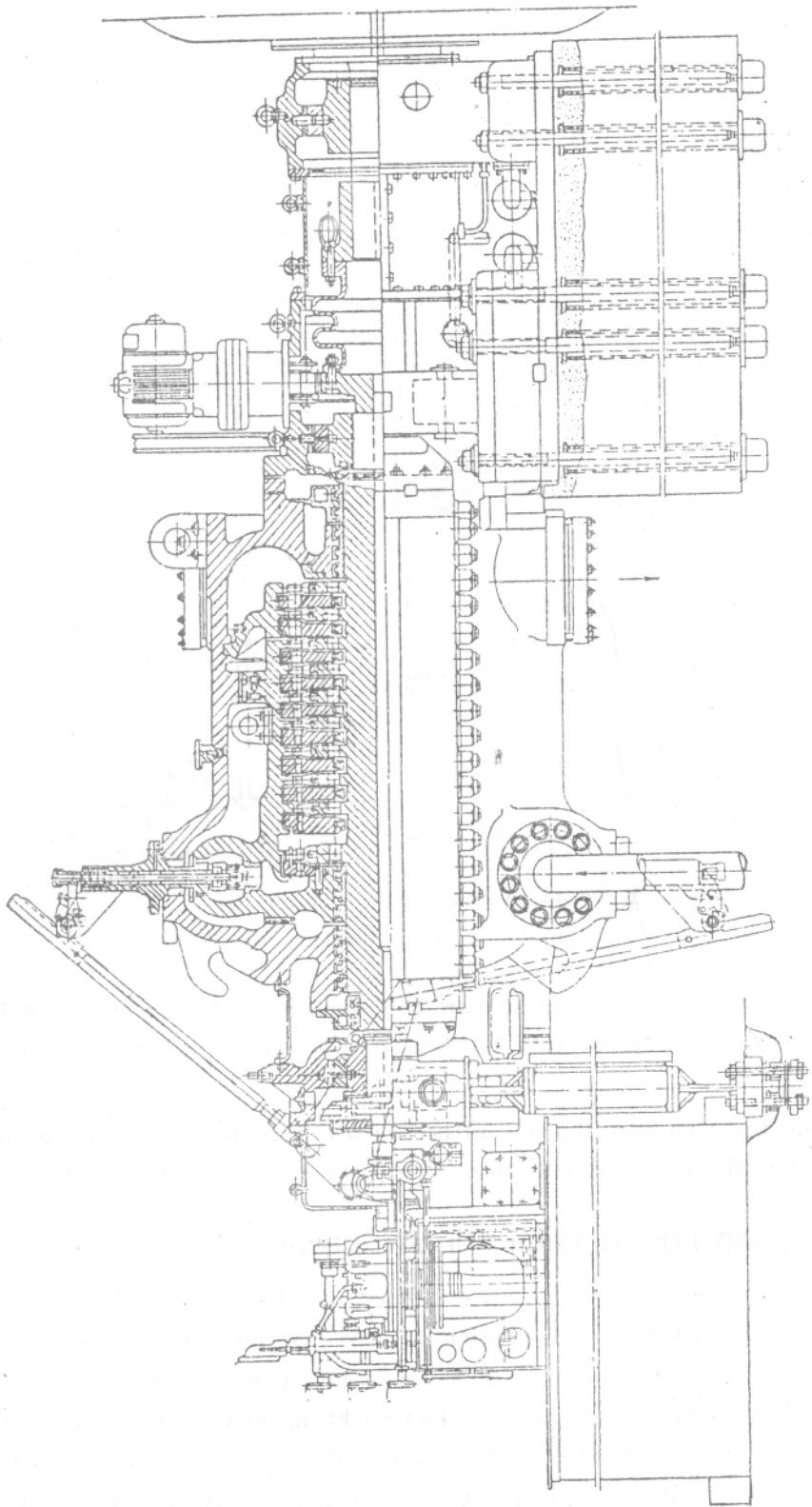
Một số tuốc bin đối áp có thông số ban đầu cao ($> 88 \text{ bar}$, 535°C) và đối áp 18 – 31 bar được "đặt chông" trước tuốc bin hơi trung áp trong các nhà máy điện mở rộng.

Nguyên lý làm việc của tuốc bin đối áp hoàn toàn giống như tuốc bin ngưng hơi. Còn về cấu tạo thì giống như phần cao áp của tuốc bin ngưng hơi (hình 1.10).

1.4.3. TUỐC BIN NGƯNG HƠI CÓ TRÍCH HƠI ĐIỀU CHỈNH

Loại tuốc bin này, ngoài việc trích hơi gia nhiệt hồi nhiệt (không điều chỉnh) còn bố trí một hoặc hai cửa trích hơi có điều chỉnh áp suất theo nhu cầu để dùng cho mục đích công nghệ và sưởi ấm. Đặc điểm của loại này là hơi trích được điều chỉnh, có lưu lượng lớn hơn so với loại chỉ có trích hơi gia nhiệt và không phụ thuộc vào phụ tải của tuốc bin, còn áp suất trong cửa trích hơi thì giữ không đổi (hình 1.11). Số tầng của tuốc bin có trích hơi điều chỉnh được chia làm hai phần: phần cao áp và phần hạ áp.

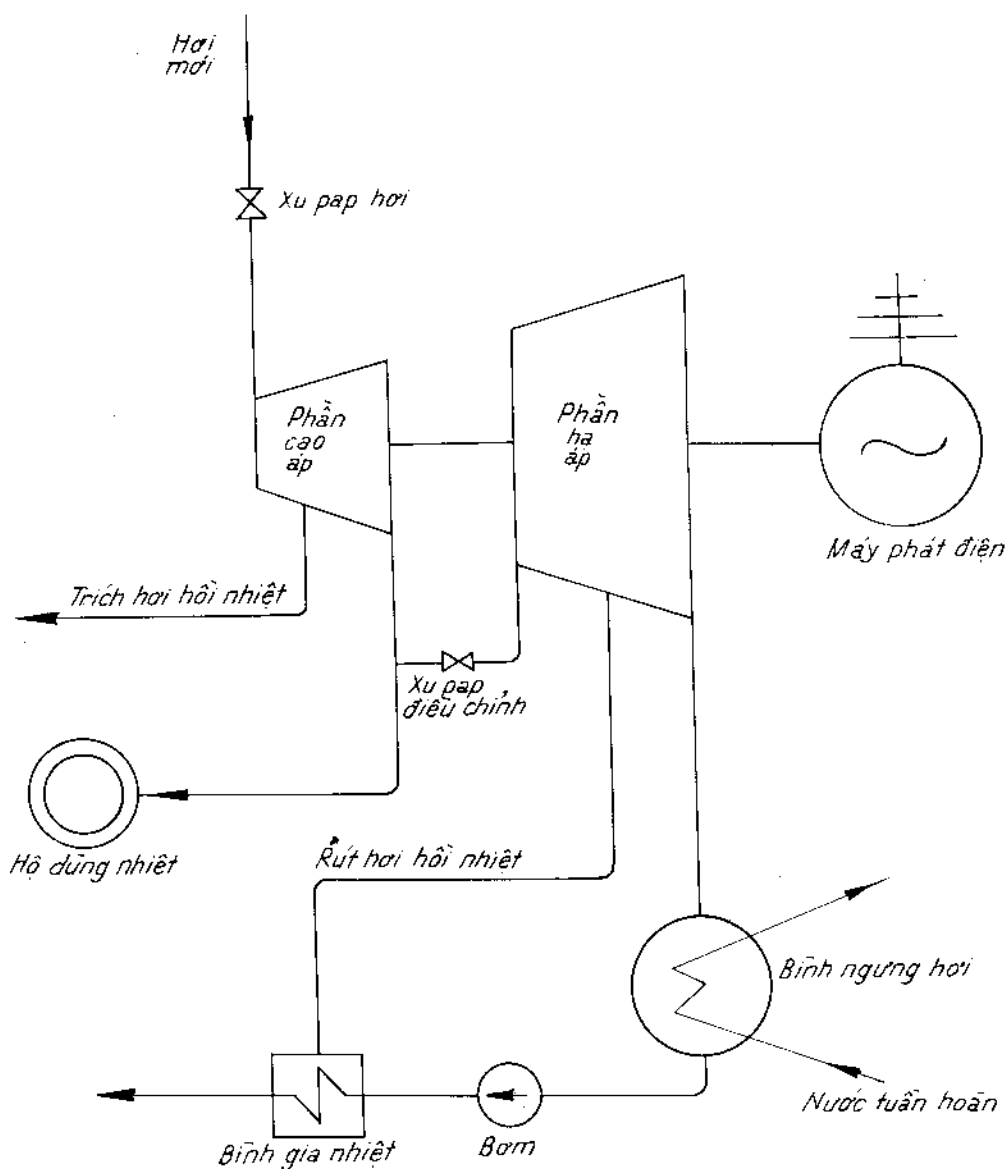
Cửa trích hơi điều chỉnh cho nhu cầu công nghiệp nằm ở giữa hai phân đó. Lưu lượng hơi còn lại sẽ đi vào phần hạ áp rồi thoát về bình ngưng hơi. Trong loại tuốc bin này tổn thất nhiệt trong bình ngưng chỉ còn độ $30 \div 38\%$ nhiệt năng tổng. Với thông



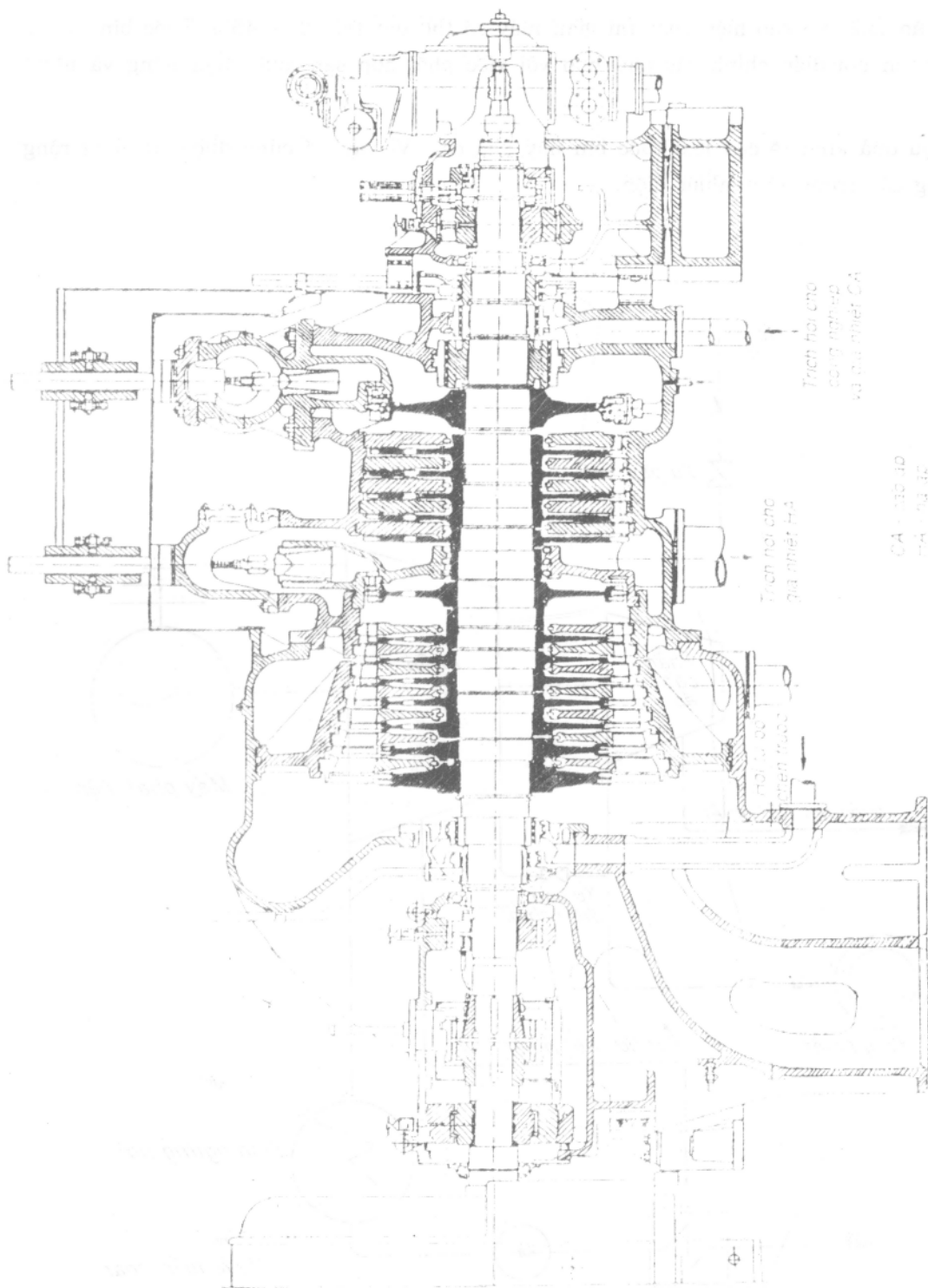
Hình I.10. Mặt cắt dọc của tuốc bin đối áp 25.000 kW
với áp suất ban đầu 90 bar và áp suất cuối 18 bar.

số hơi vào tuốc bin cao hiệu suất tại gian máy có thể đạt tới $42 + 45\%$. Tuốc bin ngưng hơi có trích hơi điều chỉnh rất phù hợp với việc phối hợp sản xuất điện năng và nhiệt năng.

Hiệu quả kinh tế của loại tuốc bin này khá cao. Vì vậy nó cũng được sử dụng rộng rãi trong các trung tâm nhiệt điện.



Hình I.11. a) Sơ đồ nhiệt của tuốc bin ngưng hơi có trích hơi điều chỉnh.
b) Mặt cắt dọc của tuốc bin có trích hơi điều chỉnh 4.000 kW.



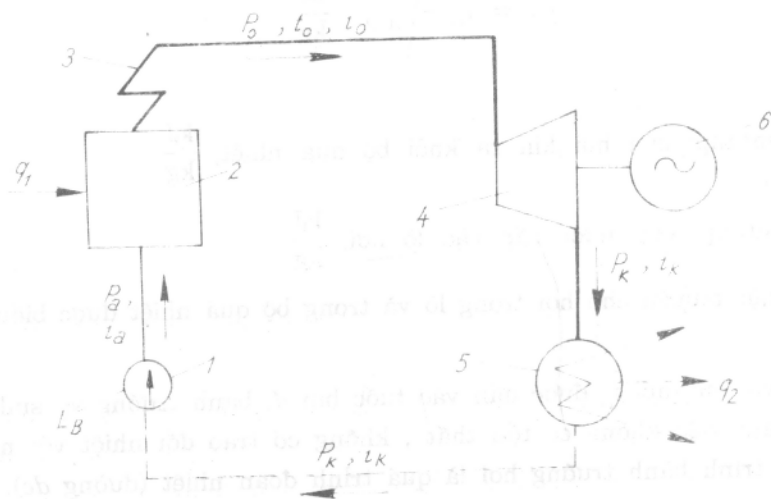
CA - 330 30
H2A - 330 30

Hình 1.11. b) Mặt cắt dọc của tuốc bin
có trích hơi điều chỉnh 4000 kW.

1.5. CHU TRÌNH NHIỆT VÀ HIỆU SUẤT CỦA THIẾT BỊ TUỐC BIN

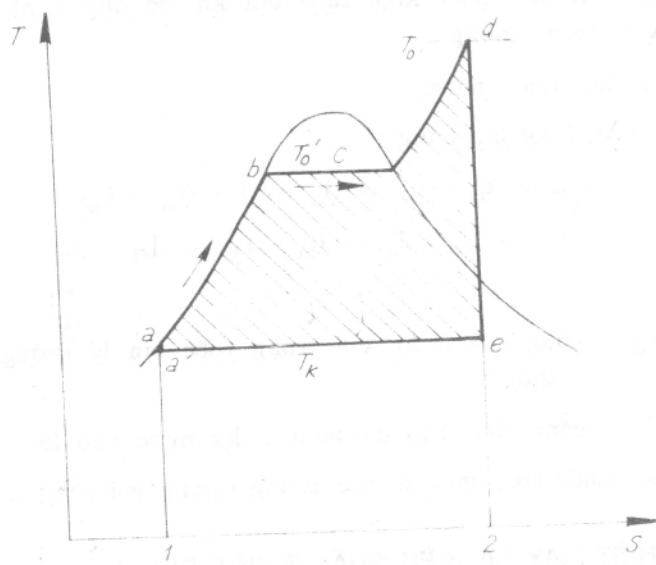
1.5.1. CHU TRÌNH NHIỆT ĐƠN GIẢN

Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin hơi nước (hình 1.12) bao gồm bơm nước 1, nồi (lò) hơi 2, bộ quá nhiệt 3, tuốc bin hơi 4, bình ngưng 5 và máy phát điện 6.



Hình 1.12. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị tuốc bin :

1- bơm nước cấp ; 2- lò hơi ; 3- bộ quá nhiệt ;
4- tuốc bin hơi ; 5- bình ngưng ; 6- máy phát điện.



Hình 1.13. Chu trình Rankin trên giản đồ T-S.

Môi chất làm việc là hơi nước. Sự thay đổi trạng thái hơi trong chu trình Rankin lý tưởng được biểu thị trên hình I.13. Bơm nước cấp 1 nâng áp suất của nước tới áp suất P_a và dẫn vào nồi hơi 2. Công tiêu hao cho 1 kg nước cấp là L_B . Quá trình nén đẳng entropi trong bơm được biểu thị trên giản đồ i - S bằng đường $a'a$. Trong nồi hơi nước được đun lên với áp suất không đổi đến nhiệt độ sôi (đường ab) và bốc hơi (đường bc). Sau đó hơi đi vào bộ quá nhiệt 3, trong đó lượng nhiệt tiêu hao để nâng entanpi của 1 kg hơi sẽ là :

$$q_1 = i_o - i_a, \quad \frac{\text{kJ}}{\text{kg}},$$

trong đó :

$$i_o - \text{entanpi của hơi khi ra khỏi bộ quá nhiệt, } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$i_a - \text{entanpi của nước cấp vào lò hơi, } \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}.$$

Lượng nhiệt truyền cho hơi trong lò và trong bộ quá nhiệt được biểu thị bằng diện tích $abcd21$.

Hơi mới với entanpi i_o được dẫn vào tuốc bin 4, bành trướng và sinh công L_T . Đối với tuốc bin làm việc không có tổn thất ; không có trao đổi nhiệt với môi trường bên ngoài, thì quá trình bành trướng hơi là quá trình đoạn nhiệt (đường de).

Hơi thoát vào tuốc bin sẽ đi vào bình ngưng 5. Lượng nhiệt rút từ 1 kg hơi khi áp suất trong bình ngưng giữ không đổi và khi hơi bành trướng đẳng entropi trong tuốc bin bằng :

$$q_2 = i_{kt} - i'_k,$$

trong đó :

i_{kt} - entanpi của hơi thoát khỏi tuốc bin khi có quá trình bành trướng đẳng entropi, kJ/kg ;

i'_k - entanpi của nước ngưng.

Công lý thuyết của 1 kg hơi bằng :

$$\begin{aligned} L &= q_1 - q_2 = (i_o - i_a) - (i_{kt} - i'_k) = \\ &= (i_o - i_{kt}) - (i_a - i'_k) = L_T - L_B, \end{aligned}$$

ở đây :

$L_T = i_o - i_{kt}$ - công của 1 kg hơi trong tuốc bin lý tưởng, hay là công lý thuyết ;

$L_B = i_a - i'_k$ - công tiêu hao để bơm 1 kg nước vào lò.

Diện tích có gạch chéo trên giản đồ TS tương đương với công L (hình I.13).

1.5.2. HIỆU SUẤT NHIỆT HAY LÀ HIỆU SUẤT TUYỆT ĐỐI

Tỷ số của công suất tuốc bin lý tưởng trên lượng nhiệt cấp vào lò hơi gọi là *hiệu suất tuyệt đối* hay là *hiệu suất nhiệt* :

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(i'_o - i_{kt}) - (i'_a - i'_k)}{i_o - i_a}$$

Nếu thêm và bớt một đại lượng i'_k ở mẫu số, ta có :

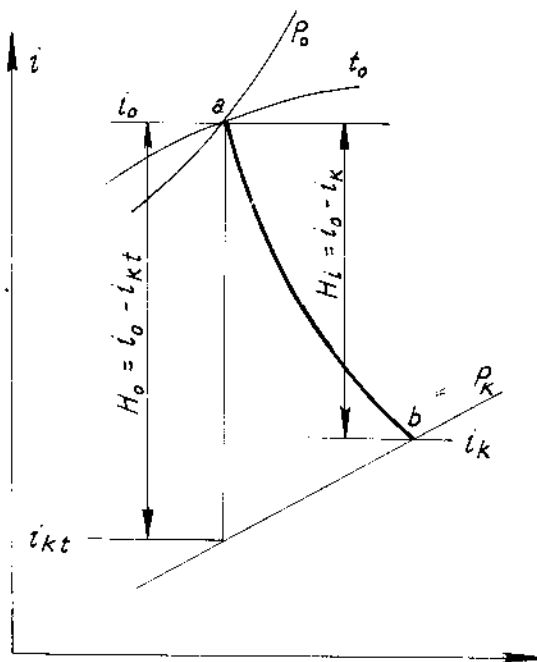
$$\eta_t = \frac{(i_o - i_{kt}) - (i_a - i'_k) \xrightarrow{L_B}}{(i_o - i'_k) - (i_a - i'_k) \xleftarrow{L_B}}$$

Nếu bỏ qua công dùng để kéo bơm thì hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng sẽ là :

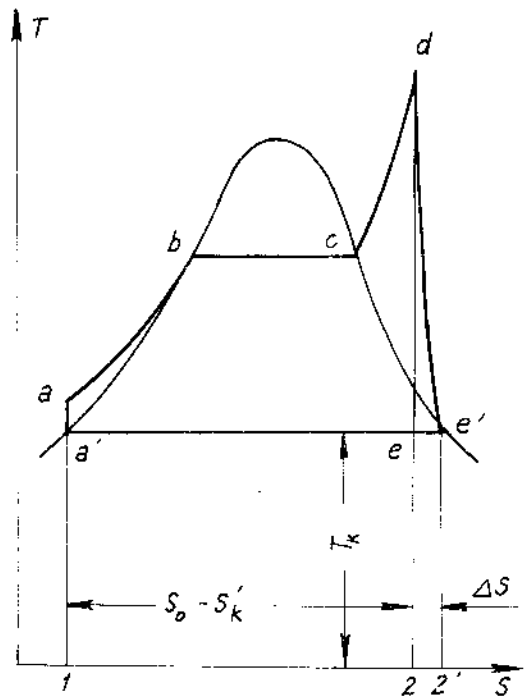
$$\eta_t \approx \frac{i_o - i'_{kt}}{i_o - i'_k},$$

trong đó :

$H_o = i_o - i_{kt}$ - nhiệt giáng lý thuyết của tuốc bin, được xác định trên giản đồ i - S (hình I.14).



Hình I.14. Quá trình bành trướng hơi trong tuốc bin trên giản đồ i - S .



Hình I.15. Chu trình nhiệt thực tế trên giản đồ T - S .

Nếu quá trình bành trướng hơi kết thúc ở vùng hơi ẩm thì nhiệt giáng lý thuyết có thể tính theo công thức :

$$H_o = i_o - i'_k - T_k(S_o - S'_k)$$

(xem hình I.15).

Và hiệu suất tuyệt đối bằng :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k(S_0 - S'_k)}{i_0 - i'_k}$$

Nếu qua trình bành trướng kết thúc ở vùng hơi quá nhiệt thì có thể tính H_0 theo phương trình của khí lý tưởng

$$H_0 = \frac{k}{k-1} P_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$$

Đối với hơi quá nhiệt $k = 1,3$;

P_0 - áp suất ban đầu của hơi ;

P_k - áp suất cuối của hơi ;

v_0 - thể tích riêng ban đầu của hơi.

Trong thực tế quá trình bành trướng hơi trong tuốc bin là quá trình không thuận nghịch (bất khả hồi), bởi vì sự chuyển động của dòng hơi trong phân chuyển hơi luôn kèm theo tổn thất công đáng kể. Cho nên đường quá trình bành trướng hơi trên giản đồ i - S lệch khỏi đường đẳng entrôpi (hình 1.14) và trên giản đồ TS (hình 1.15) về hướng tăng entrôpi.

Do tăng entrôpi của hơi thoát mà với áp suất không đổi entanpi của nó tăng lên. Công thức thể do 1 kg hơi sinh ra trong tuốc bin sẽ giảm xuống và bằng :

$$L_t = H_t = i'_0 - i_k ,$$

H_t được gọi là nhiệt giáng sử dụng của tuốc bin (hình 1.14) và $H_t < H_0$. Trên giản đồ TS quá trình bành trướng được biểu thị bằng đường de' (hình 1.15)

Nhiệt cấp cho lò hơi bằng diện tích $abcd21$, nhiệt trao cho nước làm mát bình ngưng $q_2 = 1a'e'2'1$, tăng so với trường hợp lý tưởng, còn công do hơi sinh ra trong tuốc bin sẽ giảm và bằng $H_t = q_1 - q_2$ hay là bằng hiệu số của các diện tích :

$$a'abcdea' - 2ee'2'2 = H_0 - T_k \Delta S$$

trong đó :

ΔS - gia số entrôpi do các tổn thất khi hơi bành trướng trong tuốc bin gây nên.

• *Hiệu suất trong tương đối* của tuốc bin là tỷ số của nhiệt giáng sử dụng H_t trên nhiệt giáng lý thuyết H_0 .

$$\eta_{oi} = \frac{H_t}{H_0} = \frac{L_t}{L_0}$$

Đối với trường hợp bành trướng trong vùng hơi ẩm

$$\eta_{oi} = 1 - \frac{T_k \Delta S}{H_0}$$

Đồng thời cũng có thể biểu thị

$$\Delta S = \frac{H_0}{T_k} (1 - \eta_{oi})$$

Hiệu suất trong tuốc bin cũng có thể tìm được bằng cách so sánh công suất do hơi sinh ra trong tuốc bin với công suất lý tưởng của máy :

$$\eta_{oi} = \frac{L_t G}{L_{oi} G} = \frac{\mathcal{P}_t}{\mathcal{P}_{oi}}$$

ở đây,

G - lưu lượng hơi trong một giây, kgs.

- *Hiệu suất trong tuyệt đối*

Tỷ số nhiệt giáng sử dụng trên lượng nhiệt cấp cho 1 kg môi chất trong lò hơi q_1 gọi là *hiệu suất trong tuyệt đối* của thiết bị

$$\eta_i = \frac{L_t}{q_1 G} = \frac{H_t}{i_{oi} - i_k} = \frac{H_t}{H_{oi}} \cdot \frac{H_{oi}}{(i_{oi} - i_k)} = \eta_{oi} \cdot \eta_l$$

Có thể diễn đạt theo tỷ số công suất trong của tuốc bin trên lượng nhiệt cấp vào lò trong một giây Q :

$$\eta_i = \frac{L_t G}{q_1 G} = \frac{\mathcal{P}_t}{q_1 G} = \frac{\mathcal{P}_t}{Q}$$

- *Hiệu suất cơ*

Một phần công suất sinh ra phải chi phí để thắng các trở lực cơ khí, cho nên công suất hiệu dụng $\mathcal{P}_c$ trên khớp trục nối tuốc bin với máy phát sẽ bé hơn công suất trong của tuốc bin $\mathcal{P}_t$ một đại lượng bằng giá trị của các tổn thất cơ $\Delta \mathcal{P}_M$:

$$\mathcal{P}_c = \mathcal{P}_t - \Delta \mathcal{P}_M$$

Tỷ số của công suất hiệu dụng trên công suất trong gọi là *hiệu suất cơ* :

$$\eta_N = \frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_t}$$

- *Hiệu suất hiệu dụng tương đối*

Công suất lý thuyết của tuốc bin lý tưởng được xác định theo phương trình :

$$\mathcal{P}_{oi} = G \cdot H_{oi}$$

trong đó,

H_{oi} - nhiệt giáng lý thuyết

Tỷ số công suất hiệu dụng trên công suất lý thuyết gọi là *hiệu suất hiệu dụng tương đối*,

$$\eta_{oi} = \frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_{oi}} = \frac{\mathcal{P}_t}{\mathcal{P}_{oi}} \cdot \frac{\mathcal{P}_c}{\mathcal{P}_t} = \eta_{oi} \cdot \eta_M$$

- *Hiệu suất hiệu dụng tuyệt đối*

Tỷ số công suất hiệu dụng của tuốc bin trên lượng nhiệt cấp vào lò hơi gọi là *hiệu suất hiệu dụng tuyệt đối* của thiết bị tuốc bin

$$\eta_e = \frac{\mathcal{P}_e}{Q} = \frac{\mathcal{P}_1}{Q} \cdot \frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_1} = \eta_t \cdot \eta_M = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M = \eta_t \cdot \eta_{oe}$$

• *Hiệu suất máy phát điện*

Nếu tuốc bin dùng để truyền động máy phát điện thì công suất $\mathcal{P}_E$ phát ra tại đầu cực máy phát sẽ bé hơn công suất hiệu dụng một đại lượng bằng giá trị tổn thất $\Delta \mathcal{P}_G$ của máy phát :

$$\mathcal{P}_E = \mathcal{P}_e - \Delta \mathcal{P}_G$$

Tỷ số công suất điện ở đầu kẹp dây máy phát trên công suất hiệu dụng gọi là *hiệu suất máy phát điện*.

$$\eta_G = \frac{\mathcal{P}_E}{\mathcal{P}_e}$$

• *Hiệu suất điện tương đối*

Tỷ số công suất điện máy phát trên công suất lý thuyết của tuốc bin lý tưởng gọi là *hiệu suất điện tương đối* :

$$\eta_{oe} = \frac{\mathcal{P}_E}{\mathcal{P}_o} = \frac{\mathcal{P}_E}{\mathcal{P}_e} \cdot \frac{\mathcal{P}_e}{\mathcal{P}_o} = \eta_G \cdot \eta_{oe} = \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

• *Hiệu suất tuyệt đối*

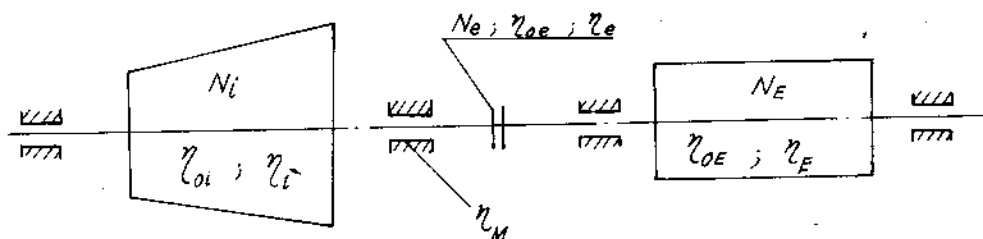
Tỷ số công suất điện (tính bằng đơn vị nhiệt) trên nhiệt lượng cung cấp vào lò hơi gọi là *hiệu suất tuyệt đối*.

$$\eta_E = \frac{\mathcal{P}_E}{q_1 G} = \frac{\mathcal{P}_E}{\mathcal{P}_e} \cdot \frac{\mathcal{P}_e}{q_1 G} = \eta_G \cdot \eta_e = \eta_t \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

Những hiệu suất và công suất đã phân loại trên kia được ghi trong bảng I.1 và hình I.16.

Bảng I.1

Hiệu suất	Hiệu suất tương đối	Hiệu suất tuyệt đối	Công suất
Của tuốc bin lý tưởng	1	$\eta_t = \frac{H_o}{i_o - i_k}$	$\mathcal{P}_o = G H_o$
Trong	$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_o}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$\mathcal{P}_1 = G H_i =$ $= \mathcal{P}_o \eta_{oi}$
Hiệu dụng	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_M$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$\mathcal{P}_e = G H_i \eta_M =$ $= \mathcal{P}_o \eta_{oe}$
Điện	$\eta_{oE} = \eta_{oi} \eta_M \eta_G$	$\eta_E = \eta_t \eta_{oE}$	$\mathcal{P}_E = G H_i \eta_M \eta_G =$ $= \mathcal{P}_o \eta_{oE}$



Hình 1.16. Sơ đồ phân loại hiệu suất và công suất.

Khi đánh giá hiệu quả của toàn bộ nhà máy điện cần tính thêm tổn thất nhiệt trong lò hơi, tiêu hao năng lượng để kéo bơm tiếp nước, tổn thất áp suất và tổn thất nhiệt trong các ống dẫn hơi, v.v...

Trong thực tế công suất được đo bằng W(J/s) hay bằng kW và ký hiệu bằng chữ $\mathcal{P}$ hay N.

Sự liên hệ giữa lưu lượng hơi G , kg/s, công của 1 kg hơi và công suất (kW) như sau :

$$\mathcal{P} = G L_i = G H_i [J/s] = 10^{-3} G H_i, \text{ kW}$$

Nếu nhiệt giáng H_i bằng kJ/kg thì lưu lượng hơi trong một giây để tạo nên công suất $\mathcal{P}$ bằng :

$$G = \frac{\mathcal{P}}{H_i} = \frac{\mathcal{P}}{H_o \eta_{oi}}$$

Lưu lượng hơi trong một giờ :

$$\mathcal{D} = 3600 G.$$

Đối với tuốc bin ngưng hơi thường hay dùng đại lượng suất tiêu hao hơi, tức là lượng hơi cần thiết để sản xuất 1 kWh điện ở đầu cực máy phát.

$$d_E = \frac{3600 G}{G H_o \eta_{oe}} = \frac{3600}{H_o \eta_{oi} \cdot \eta_M \eta_G}, \frac{\text{kg}}{\text{kWh}}$$

Hiệu quả kinh tế của tuốc bin ngưng hơi được đánh giá theo suất tiêu hao nhiệt :

$$q_E = d_E (i_o - i'_K) = \frac{3600}{\eta_E}, \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}}$$

trong đó,

i_o - entanpi của hơi mới, kJ/kg ;

i'_K - entanpi của nước ngưng hơi thoát, kJ/kg.

Vì 1 kW = 1 kJ/s nên tỷ số của lượng nhiệt tiêu hao tính bằng kJ/s trên 1 kW là một đại lượng không thứ nguyên :

$$q_E = \frac{1}{\eta_E},$$

và là đại lượng nghịch đảo của hiệu suất tuyệt đối. Thí dụ về suất tiêu hao nhiệt và hiệu suất tuyệt đối của chu trình được thể hiện trên bảng 1.2.

Bảng 1.2. Suất tiêu hao nhiệt và hiệu suất tuyệt đối của chu trình

Công suất	MW	50	100	150	200	300
q_E	kJ/kJ kcal/kWh	2,67 2215	2,55 2190	2,339 2010	2,257 1940	2,13 1830
q_E (thí nghiệm)	kJ/kJ kcal/kWh	2,64 2270	2,52 2171	..	2,229 1916	..
q_E	kJ/kWh	9280,8	9176,1	8421,9	8218,6	7667,7
q_E (thí nghiệm)	kJ/kWh	9511,3	9096,5	..	8028,0	..
η_E	—	0,387	0,392	0,427	0,443	0,469

Qua hiệu suất điện tuyệt đối của thiết bị tuốc bin cho ta thấy rằng, phần nhiệt để biến thành điện năng được xác định bởi tích của hai hệ số : hiệu suất nhiệt tuyệt đối η_I và hiệu suất điện tương đối η_{otE} :

$$\eta_E = \eta_I \cdot \eta_{otE}$$

Từ đây có thể thấy rằng có hai phương hướng nâng cao hiệu quả kinh tế của thiết bị tuốc bin.

1. *Nâng cao hiệu suất nhiệt của chu trình bằng cách tăng hiệu số nhiệt độ giữa nguồn nóng (nhiệt cấp cho lò hơi) và nguồn lạnh (nhiệt trao cho nước tuần hoàn)*
Ví dụ :

- tăng áp suất, nhiệt độ hơi ban đầu ;
- giảm áp suất cuối (tăng chân không trong bình ngưng) ;
- áp dụng gia nhiệt nước cấp ;
- áp dụng quá nhiệt trung gian, v.v...

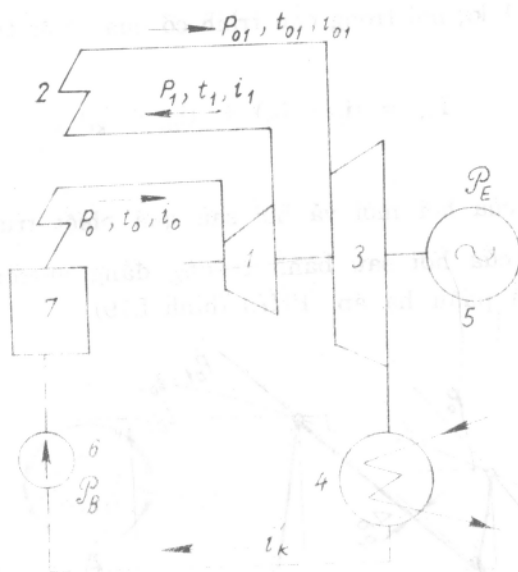
2. *Nâng cao hiệu suất tương đối của thiết bị bằng cách hoàn thiện cấu tạo của tuốc bin và máy phát, chủ yếu là giảm bớt các tổn thất trong phần chuyển hơi của tuốc bin và giảm bớt tổn thất cơ cũng như tổn thất trong máy phát*

3. Trong vận hành nhiệm vụ chủ yếu là *bảo đảm được hiệu suất tối đa của thiết bị* với thời gian làm việc lâu dài, bằng cách duy trì đầy đủ các thông số định mức, trông coi cẩn thận và sửa chữa tốt các thiết bị nhiệt theo định kỳ.

I.5.3. QUÁ NHIỆT HƠI TRUNG GIAN

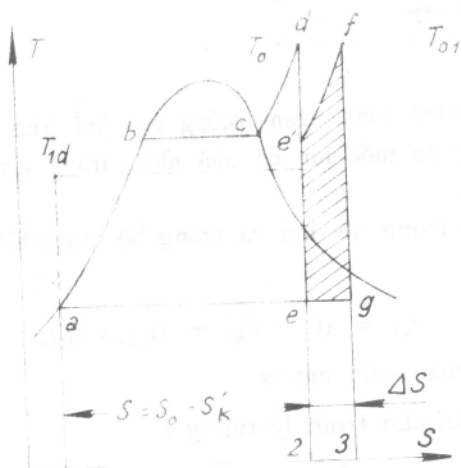
Trong thiết bị nhiệt năng có quá nhiệt trung gian (hình I.17), sau khi bành trướng trong PCA tước bin, hơi được dẫn vào lò để quá nhiệt lần thứ hai, nâng nhiệt độ của nó lên từ t_1 đến t_{o1} . Sau khi đã qua quá nhiệt trung gian hơi được dẫn về phân hạ áp, trong đó hơi tiếp tục bành trướng đến áp suất P_k .

Chu trình với quá nhiệt trung gian trên giản đồ TS (hình I.18) có thể được xem như là tổ hợp của hai chu trình, mà chu trình chính thứ nhất là $1abdc21$ và chu trình phụ thứ hai là $2ee'fg32$.



Hình I.17. Sơ đồ thiết bị tước bin có quá nhiệt hơi trung gian :

- 1- phần cao áp của tước bin ; 2- bộ quá-nhiệt trung gian ;
- 3- phần hạ áp của tước bin ; 4- bình ngưng ;
- 5- máy phát điện ; 6- bơm tiếp nước ; 7- nồi hơi.



Hình I.18. Chu trình nhiệt lý nóng với quá nhiệt hơi trung gian trên giản đồ T-S.

Nếu nhiệt độ tương đương của chu trình phụ $(T_{t,d})_1$ cao hơn nhiệt độ tương đương $T_{t,d}$ của chu trình chính, thì hiệu quả kinh tế của chu trình phụ sẽ cao hơn hiệu quả kinh tế của chu trình chính và hiệu suất của chu trình chung sẽ tăng lên.

Ứng dụng quá nhiệt trung gian sẽ làm giảm độ ẩm của hơi trong các tầng cuối của tuốc bin, do đó hiệu suất trong tương đối của các tầng ấy tăng lên và hiệu suất của toàn tuốc bin cũng sẽ tăng lên.

Ngoài ra, khi có quá trình nhiệt trung gian sẽ cho phép tăng đáng kể áp suất hơi ban đầu với nhiệt độ ban đầu không đổi và bảo đảm được độ ẩm cuối trung bình.

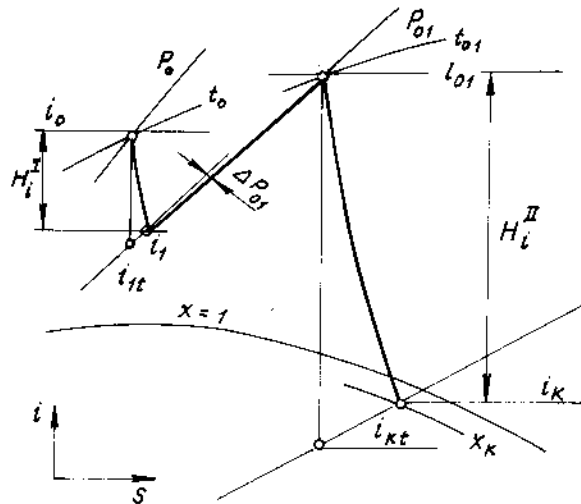
Công lý thuyết của 1 kg hơi trong chu trình có quá nhiệt trung gian bằng tổng các nhiệt giáng lý thuyết.

$$L_o = (i_o - i_{lt}) + (i_{oi} - i_{kt}) ,$$

trong đó,

i_o, i_{oi} - entanpi của hơi mới và hơi sau quá nhiệt trung gian ;

i_{lt}, i_{kt} - entanpi của hơi sau bình trường đẳng entropi trong phần cao áp (PCA) và phần hạ áp (PHA) (hình I.19)



Hình I.19. Quá trình bình trường của hơi trên giản đồ iS trong tuốc bin có quá nhiệt trung gian.

Nhiệt lượng cung cấp trong nồi hơi và trong bộ quá nhiệt trung gian cho 1 kg hơi là :

$$q_1 = (i_o - i'_k) + (i_{oi} - i_{lt}),$$

trong đó : i'_k - entanpi của nước ngưng.

Hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng :

$$\eta_t = \frac{L_o}{q_1} = \frac{(i_o - i_{lt}) + (i_{oi} - i'_k)}{(i_o - i'_k) + (i_{oi} - i_{lt})}$$

Hiệu suất trong tuyệt đối :

$$\eta_i = \frac{(i_o - i_{lt}) \eta_{oi}^I + (i_{oi} - i_{kt}) \eta_{oi}^{II}}{(i_o - i'_k) + (i_{oi} - i_{lt})} ,$$

trong đó,

$\eta_{oi}^I, \eta_{oi}^{II}$ - hiệu suất trong tương đối của PCA và PHA tước bin ;

i_o - entanpi của hơi khi ra khỏi PCA ;

Chú ý rằng, $i_l = i_o - (i_o - i_{lt}) \eta_{oi}^{II}$, nên

$$\eta_i = \frac{(i_o - i_{lt}) \eta_{oi}^I + (i_{oi} - i_{kt}) \eta_{oi}^{II}}{i_{oi} - i'_k + (i_o - i_{lt}) \eta_{oi}^I}$$

hay là

$$\eta_i = \frac{1 + \frac{H_i^{II}}{H_i^I}}{1 + \frac{i_{oi} - i'_k}{H_i^I}}$$

ở đây, $H_i^I = (i_o - i_{lt}) \eta_{oi}^I$; $H_i^{II} = (i_{oi} - i_{kt}) \eta_{oi}^{II}$.

Nếu quá trình bành trướng đẳng entropi kết thúc ở vùng hơi ẩm thì hiệu suất tuyệt đối của chu trình lý tưởng được tính theo biểu thức :

$$\eta_t = 1 - \frac{T_k(S_{oi} - S'_k)}{(i_o - i'_k) + (i_{oi} - i_{lt})}$$

trong đó $S_{oi} = S_o + \Delta S$ (hình I.18).

Tổn thất áp lực ΔP_{oi} trong tuyến quá nhiệt trung gian (trong đường ống dẫn hơi từ tước bin vào lò, vào bộ quá nhiệt và từ lò hơi đến tước bin) sẽ làm giảm hiệu suất, cho nên tổn thất ấy không được quá 10% áp suất tuyệt đối trong tuyến quá nhiệt trung gian (hình I.19).

Nhiệt độ hơi sau quá nhiệt trung gian thường chấp nhận bằng hoặc gần bằng nhiệt độ hơi mới : $t_{oi} = t_o \pm (10 \div 20)^\circ\text{C}$. Đương nhiên, khi có quá nhiệt trung gian sẽ làm cho cấu tạo tước bin phức tạp hơn, tăng thêm tiêu hao kim loại của thép hợp kim cao cấp và tương ứng là tước bin sẽ đắt thêm 10 ÷ 12%.

1.5.4. GIA NHIỆT NƯỚC CẤP

Tổn thất nhiệt cho nước làm mát trong bình ngưng của tước bin tỷ lệ thuận với lượng hơi thoát đi vào bình ngưng. Lưu lượng hơi đi vào bình ngưng có thể giảm nhiều (đến 30 - 40%) nếu đem trích hơi từ một số tầng tước bin để đun nước cấp (sau khi hơi đã sinh công ở các tầng trước).

Nhiệt độ của nước ngưng hơi thoát bằng nhiệt độ bão hòa và phụ thuộc vào áp suất trong bình ngưng :

Áp suất trong bình ngưng, kPa	2,95	3,43	3,92	4,42	4,90
bar	0,0295	0,0343	0,0392	0,0442	0,049
ata	0,03	0,035	0,04	0,045	0,05
Nhiệt độ bão hòa, °C	23,8	26,4	28,6	30,7	32,6

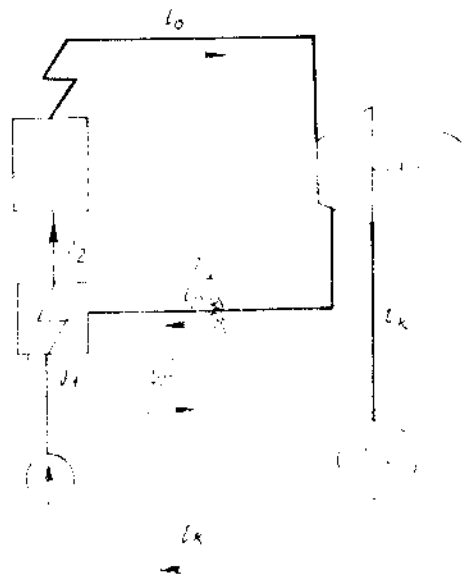
Nhiệt độ bốc hơi của nước trong lò cũng bằng nhiệt độ bão hòa và phụ thuộc vào áp suất :

Áp suất hơi mới trong lò, MPa	3,14	0,8	13,75	16,7
bar	31,4	98	137,5	167
ata	32	100	140	170
Nhiệt độ bão hòa, °C	236,4	309,5	335,1	350,7

Với hiệu số lớn giữa nhiệt độ bốc hơi trong lò và nhiệt độ nước ngưng (được bơm từ bình ngưng), bằng cách sử dụng nhiệt lượng của hơi, có thể dùng hơi trích từ các tầng trung gian để hâm nước cấp. Như vậy là đã thực hiện *sự hồi nhiệt* (gia nhiệt), nghĩa là truyền một phần nhiệt của hơi đã khai thác thời thoát cho nước cấp.

Với cùng một nhiệt độ thoát trung bình, so với chu trình thường, chu trình hồi nhiệt có nhiệt độ trung bình cấp nhiệt cao hơn, cho nên hiệu suất của nó cũng cao hơn.

Mức tăng hiệu quả kinh tế trong chu trình hồi nhiệt tỷ lệ với công suất sinh ra trên cơ sở tiêu thụ nhiệt, tức là tương ứng với lượng nhiệt truyền cho nước cấp trong bộ thông gia nhiệt.



Hình 1.20. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị trao đổi nhiệt giữa nước cấp và hơi của lò hơi và nhiệt hồi nhiệt.

Để gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp người ta dùng bình gia nhiệt hỗn hợp hay là bể mặt. Trên (hình I.20) là sơ đồ thiết bị tuốc bin ngưng hơi có một bình gia nhiệt hồi nhiệt kiểu bể mặt. Bơm cấp bơm nước vào lò qua một hệ thống ống được hơi trích từ tuốc bin đốt nóng bên ngoài. Nước cấp được đun nóng tới nhiệt độ gần với nhiệt độ bão hòa của hơi trích. Giả sử, hiệu số giữa các entanpi nước động của hơi trích i'_n và entanpi nước cấp j_2 khi ra khỏi bình gia nhiệt là $\delta' = i'_n - j_2$ kJ/kg, (ở đây và sau này ta ký hiệu entanpi : của hơi - i, của nước động - i' và của nước được đun nóng - j).

Ký hiệu α - lượng hơi trích, được thể hiện bằng một phần của lưu lượng hơi mới đi vào tuốc bin, cho rằng $j_1 = i_k$, ta viết phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt :

$$\alpha (i_r - i'_r) = \dot{G} - i'_k = i'_r - \delta - i'_k ,$$

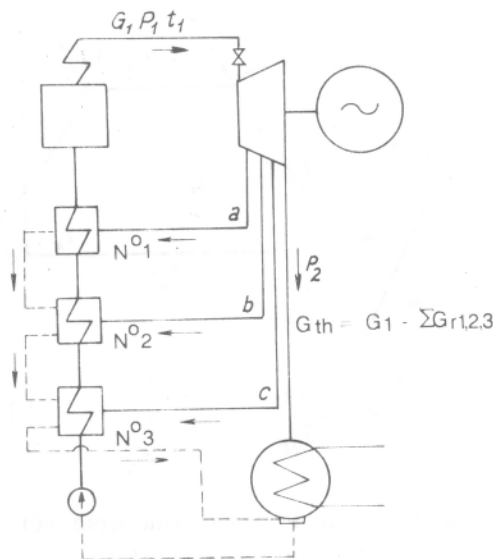
từ đây phân hơi được trích bằng :

$$\alpha = \frac{i'_r - i'_k - \delta}{i_r - i'_r}$$

Công suất do lưu lượng hơi trích sinh ra bằng :

$$L_{\alpha} = \alpha (i_0 - i_r) = \frac{(i'_r - i'_k - \delta) (i_0 - i_r)}{i_r - i'_r}$$

Trong thực tế, xuất phát từ tính toán kinh tế - kỹ thuật, số cửa trích hơi là hữu hạn và thường không quá chín. Các điểm trích hơi cũng lựa chọn sao cho độ tăng entanpi của nước cấp trong các bình gia nhiệt gần giống nhau, tức là nhiệt giáng giữa các tầng trích hơi gần bằng nhau. Bằng cách gia nhiệt hồi nhiệt nói chung, có thể nâng nhiệt độ nước cấp đến nhiệt độ, gần với nhiệt độ bão hòa, tương ứng với áp suất hơi mới. Nhưng tổn thất nhiệt do khói lò thải ra sẽ tăng mạnh.



Hình I.21. Sơ đồ nguyên lý của tuốc bin ngưng hơi với ba cấp gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp.

Cho nên theo tiêu chuẩn quốc tế đã quy định chọn nhiệt độ của nước cấp ở đầu vào nồi hơi bằng $0,65 \div 0,75$ nhiệt độ bão hòa, tương ứng với áp suất trong lò.

Ví dụ :

Áp suất hơi nước trước tuốc bin, ata	29,0	90	130	240
bar	28,5	88	128	236
MPa	2,85	8,8	12,8	23,6
Nhiệt độ hơi bão hòa, °C	230,9	301,9	329,3	—
Nhiệt độ đun nước cấp, °C	150	215	235	260

Hiệu suất của chu trình hồi nhiệt lý tưởng (với số của trích vô hạn) có thể được đánh giá nhờ có giản đồ T-S (hình 1.22), trong đó nhiệt lượng cung cấp trong lò bằng :

$$q_{1r}^{\infty} = i_0 - i_{nc} ,$$

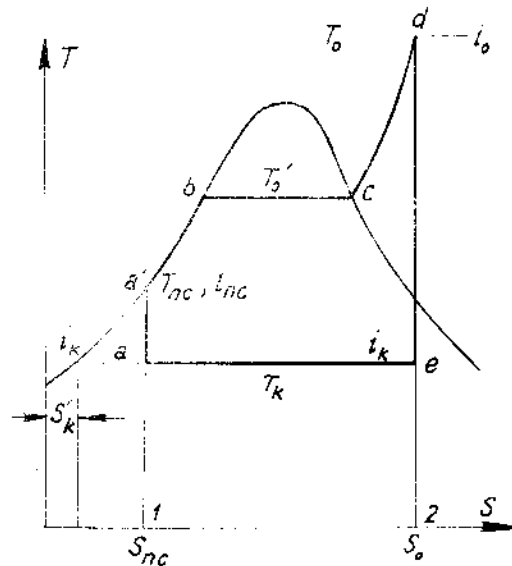
tương đương với diện tích $1a'bcd21$; nhiệt thải ra trong bình ngưng bằng :

$$q_{2r}^{\infty} = T_k(S_0 - S_{nc}) ,$$

tương đương với diện tích $1ae21$.

Vậy là, hiệu suất nhiệt của chu trình hồi nhiệt lý tưởng, không có quá nhiệt hơi trung gian, với số của trích vô tận, bằng :

$$\eta_{tr}^{\infty} = \frac{q_{1r}^{\infty} - q_{2r}^{\infty}}{q_{1r}^{\infty}} = 1 - \frac{T_k(S_0 - S_{nc})}{i_0 - i_{nc}} \quad (1.31)$$



Hình 1.22. Giản đồ T-S của chu trình hồi nhiệt lý tưởng (với số bình gia nhiệt là vô hạn).

Tương tự, đối với chu trình hồi nhiệt lý tưởng có quá nhiệt hơi trung gian, hiệu suất bằng :

$$\eta_{lr}^{qn\infty} = 1 - \frac{T_k(S_{qn} - S_{nc})}{(i_o - i_{lt}) + (i_{qn} - i_{nc})} \quad (1.32)$$

Hiệu suất của chu trình không có quá nhiệt trung gian và không có hồi nhiệt :

$$\eta_t = 1 - T_k \frac{S_o - S'_k}{i_o - i'_k}$$

Tương tự, đối với chu trình có quá nhiệt trung gian :

$$\eta_t^{qn} = 1 - \frac{T_k(S_{qn} - S'_k)}{(i_o - i_{lt}) + (i_{qn} - i'_k)}$$

Vậy là, mức tăng hiệu quả kinh tế có thể đạt được trong chu trình hồi nhiệt với số của trích vô tận so với chu trình không có cửa trích là :

a) Đối với trường hợp không có quá nhiệt trung gian :

$$\xi_r^\infty = \frac{\eta_{lr}^\infty - \eta_t}{\eta_t} ;$$

b) Đối với trường hợp có quá nhiệt trung gian :

$$\xi_r^{qn\infty} = \frac{\eta_{lr}^{qn\infty} - \eta_t^{qn}}{\eta_t^{qn}}$$

Với số bình gia nhiệt hữu hạn Z trong hệ thống hồi nhiệt và với entanpi nước cấp i_{nc} đã cho, phần lợi ích về hiệu quả kinh tế khi chọn đúng áp suất trích hơi có thể đánh giá gần đúng theo công thức

$$\xi_{rZ} = \xi_r^\infty \left[1 - \frac{i_Z - i_k}{Z(i_o - i_k - i_{nc})} \right] \gamma, \quad (1.37)$$

trong đó, i_Z - entanpi hơi của bình gia nhiệt trên cùng ;

γ - hệ số, tính đến độ hoàn thiện của sơ đồ hồi nhiệt.

Sự hồi nhiệt có ảnh hưởng tốt tới hiệu suất trong tương đối của các tầng đầu nhờ có lưu lượng hơi tăng lên khi đi qua phần cao áp và tương ứng, chiều cao cánh quạt cũng tăng lên. Lưu lượng thể tích của hơi đi qua các tầng cuối của tuốc bin khi có hồi nhiệt sẽ giảm, do đó tổn thất bởi tốc độ ra trong các tầng cuối cùng giảm.

Chương II

QUÁ TRÌNH NHIỆT CỦA TUỐC BIN HƠI NƯỚC

II.1. SỰ CHUYỂN ĐỘNG CỦA DÒNG TRONG CÁC DÂY ỐNG PHUN VÀ CÁNH ĐỘNG

Khi tổ hợp các ống phun và cánh động lại ta sẽ tạo thành dãy cánh vòng tròn. Ta gọi dãy cánh phẳng là dãy cánh vô tận, bao gồm các cánh quạt có profile giống nhau nằm cách nhau một khoảng bằng nhau, tức là cùng một bước cánh.

Các ống phun của tuốc bin là những rãnh cong do các cánh định hình, được lắp trong các bánh tĩnh, tạo nên. Thông thường các bánh tĩnh được chế tạo thành hai nửa và được lắp cố định trong các rãnh của thân tuốc bin. Trong một số trường hợp (đối với loại tuốc bin có công suất lớn) nhiều bánh tĩnh được lắp trong vành bánh tĩnh trung gian, sau đó mới lắp với vỏ.

Cánh ống phun có thể được dập hoặc phay rồi ghép cố định vào bánh tĩnh với công nghệ riêng.

Có hai loại ống phun : ống phun nhỏ dần và ống phun to dần (hình II 1). Trong các ống phun nhỏ dần hơi chỉ có thể bành trướng đến áp suất tương ứng với áp suất tới hạn. Trong trường hợp này tốc độ của hơi ở đầu ra ống phun là tốc độ tới hạn, tức là bằng tốc độ âm thanh của hơi trong điều kiện nó đang tồn tại.

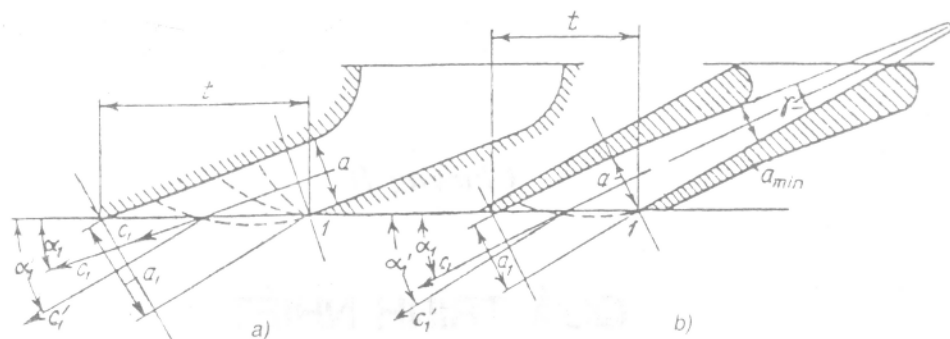
Trong các ống phun to dần tiếp theo đoạn ống phun nhỏ dần là đoạn hình côn to dần, có góc loe từ 6 đến 12⁰. Trong các ống phun to dần, hay là ống phun Laval, hơi có thể bành trướng đến áp suất thấp mà ta mong muốn.

Ở đầu ra của ống phun này tốc độ của hơi có thể vượt tốc độ tới hạn.

Nếu tỷ số áp suất của hơi ở đầu ra trên áp suất đầu vào không vượt quá giá trị tương ứng với tốc độ tới hạn

$$\varepsilon_* = \frac{P_*}{P_0} ,$$

hay là



Hình II.1. Các ống phun :
a) ống phun nhỏ dần ; b) ống phun to dần.

$$\varepsilon_* = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

thì áp dụng ống phun nhỏ dần.

Đối với hơi quá nhiệt $\varepsilon_* = 0,546$ và

Đối với hơi khô bão hòa $\varepsilon_* = 0,577$.

Ta có thể xác định tiết diện ra của ống phun bất kỳ qua phương trình liên tục của dòng hơi

$$G\sqrt{v} = FC.$$

Ở đây :

G - lưu lượng hơi, kg/s ;

v - thể tích riêng của hơi ở đầu ra ống phun, m^3/kg ;

F - tiết diện ra của ống phun, m^2 ;

C - tốc độ ra của hơi, m/s.

Tốc độ ra lý thuyết của hơi có thể tính theo nhiệt giáng ở đầu vào và đầu ra :

$$C_{lt} = \sqrt{2.10^3(i_o - i_{lt}) + C_o^2} = \sqrt{2.10^3 h_o + C_o^2}, \text{ m/s}$$

trong đó,

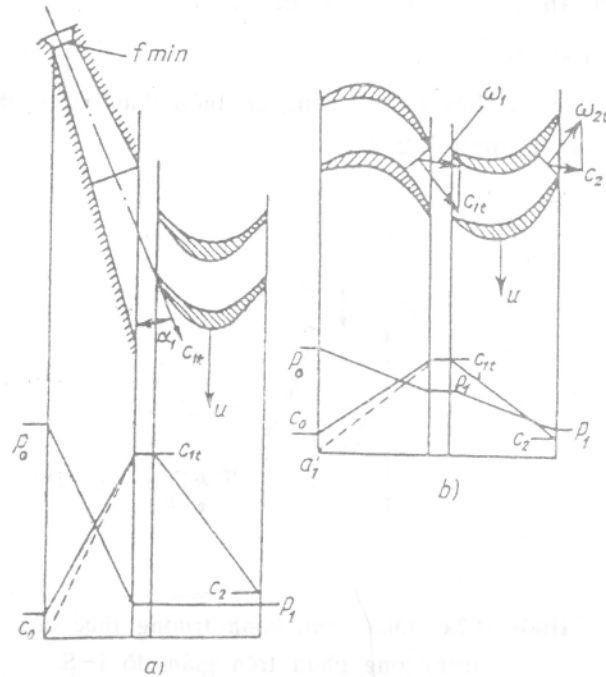
$h_o = i_o - i_{lt}$ - nhiệt giáng đoạn nhiệt trong ống phun hoặc cánh hướng, kJ/kg.

Phương trình này biểu thị nguyên lý bảo toàn năng lượng trong dòng chảy qua ống phun.

Nếu tốc độ vào hay là tốc độ ban đầu C_o không lớn, thì có thể bỏ qua và ta có :

$$C_{lt} = \sqrt{2.10^3 h_o} = 44,72 \sqrt{h_o}, \text{ m/s.}$$

Nhiệt giáng $h_o = i_o - i_{lt}$ được xác định nhờ giản đồ iS . Hình II.2 thể hiện sự bành trướng hơi trong tầng tước bin xung lực (hình II.2a) và phản lực, hình II.2b).



Hình 11.2. Sự chuyển động của dòng hơi trong tuốc bin :
a) tầng xung lực ; b) tầng phản lực.

Trong ống phun, hơi vào với áp suất P_0 và entanpi i_0 sẽ bành trướng đoạn nhiệt đến áp suất P_1 và entanpi i_{1t} . Nhưng ở điều kiện thực tế hiện tượng này luôn kèm theo các tổn thất do sự ma sát của hơi với vách và do sự tạo thành các xoáy.

Tổn thất nhiệt trong các ống phun có thể tính theo công thức :

a) Với $C_0 = 0$

$$h_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{C_{1t}^2 - \varphi^2 C_{1t}^2}{2 \cdot 10^3} =$$

$$= \frac{C_{1t}^2}{2 \cdot 10^3} (1 - \varphi^2) = \frac{C_1^2}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right), \text{ kJ/kg}$$

b) Với $C_0 > 0$

$$h_c = \frac{C_{1t}^2 - C_1^2}{2 \cdot 10^3} = (1 - \varphi^2) \frac{C_{1t}^2}{2 \cdot 10^3} =$$

$$= \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right) \frac{C_1^2}{2 \cdot 10^3} = (1 - \varphi^2) \left[(i_0 - i_{1t}) + \frac{C_0^2}{2 \cdot 10^3} \right] =$$

$$= (1 - \varphi^2) \left(h_0 + \frac{C_0^2}{2 \cdot 10^3} \right), \text{ kJ/kg}$$

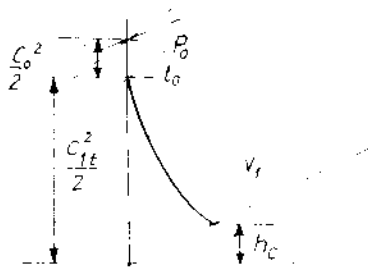
Ở đây,

h_c - tổn thất trong ống phun, kJ/kg ;

C_1 - tốc độ thực của dòng hơi, m/s ;

φ - hệ số tốc độ

Trên giản đồ i - S ta thấy đường cong đa biến đặc trưng cho sự bành trướng thực của hơi trong ống phun (hình II.2,c)



Hình II.2,c. Quá trình bành trướng thực của hơi trong ống phun trên giản đồ i - S .

Giữa tốc độ thực tế và lý thuyết có liên hệ với nhau qua quan hệ phụ thuộc :

$$C_1 = \varphi C_{1t} \text{ , m/s.}$$

Điểm cuối cùng của đường cong bành trướng đa biến xác định thể tích riêng của hơi, và ta có thể tính tiết diện thực ở đầu ra của ống phun :

$$F_1 = \frac{G v_1}{C_1} \text{ , m}^2 \text{ .}$$

Về mặt cấu tạo ta phân tiết diện ra thành một loạt ống phun song song, có tiết diện hình chữ nhật, và được bố trí trên vòng tròn theo chu vi bánh tĩnh. Nếu các ống phun chỉ được bố trí trên một phần vòng tròn ống thì tầng ấy được gọi là tầng có phun hơi một phần.

Tỷ số chiều dài vòng cung L có các rãnh ống phun để hơi đi qua trên toàn chiều dài của vòng tròn (tính theo đường kính trung bình của tầng) gọi là *độ phun hơi* :

$$e = \frac{L}{\pi d_1} = \frac{Z_1 t_1}{\pi d_1} \text{ ,}$$

trong đó : e - độ phun hơi ($e < 1$) ;

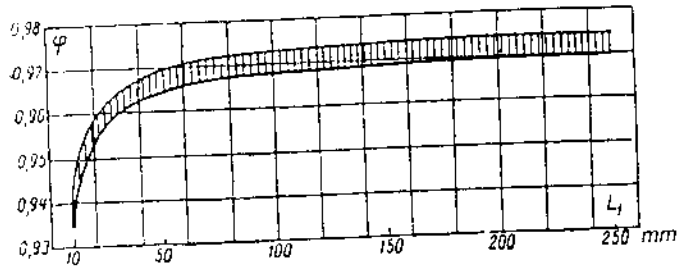
L - chiều dài của toàn vòng tròn ;

t_1 - bước cánh ống phun ;

d_1 - đường kính trung bình của tầng.

Trong các tầng phản lực hơi được cấp toàn phần vào tuốc bin, tức là $e = 1$.

Ta có thể xác định hệ số tốc độ φ nhờ các đồ thị thực nghiệm (hình II.3)



Hình 11.3. Hệ số tốc độ đối với ống phun nhỏ dần
tùy thuộc vào chiều cao ống phun l_1 .

Hệ số tốc độ đối với ống phun thường bằng $\varphi = 0,95 \div 0,98$. Các ống phun phay có thể có hệ số tốc độ lớn hơn.

Trong các ống phun to dần phải xác định hai tiết diện : tiết diện ra và tiết diện bé nhất (hay là tiết diện ở cổ ống phun), nơi có áp suất và tốc độ tới hạn.

Có thể tính tiết diện bé nhất theo các công thức sau đây :

Đối với hơi khô bão hòa :

$$F_{\min} = \frac{G}{0,636 \sqrt{P_0/v_0}}$$

Đối với hơi quá nhiệt :

$$F_{\min} = \frac{G}{0,667 \sqrt{P_0/v_0}}$$

ở đây, G - lưu lượng lớn nhất khi có tốc độ tới hạn ;

P_0 - áp suất vào tính theo bar ;

Chiều dài của phần to dần được tính qua góc loe :

$$l = \frac{a_1 - a_{\min}}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}},$$

Với a_1 và $a_{\min}$ - đường kính hay là chiều rộng tương ứng của rãnh ở đầu ra và ở cổ.

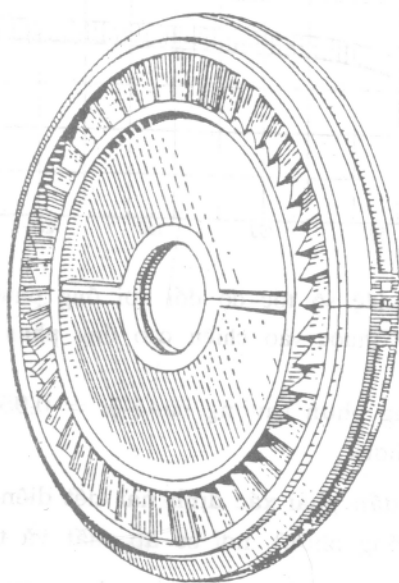
γ - góc loe thường bằng $6 \div 12^\circ$.

Hình 11.2 cho ta thấy ống phun nhỏ dần và to dần.

Hình 11.4 cho ta thấy bánh tĩnh với vành ống phun.

Các rôto của tuốc bin phản lực có dạng hình trống hay là hình trụ. Vì lẽ đó, các cánh hướng đều được lắp trực tiếp vào rãnh thân máy.

Các ống phun không chỉ dùng để cho hơi dẫn nổ và chuyển hóa năng lượng nhiệt thành động năng, mà còn hướng dòng hơi vào cánh dòng một cách thích hợp. Vì vậy tiết diện ra của ống phun bị vát nghiêng so với dòng hơi



Hình II.4. Bánh tính với vành ống phun.

Trong một ống phun đơn ta có thể cho hơi bành trướng từ thông số dưới tới hạn đến thông số tới hạn, bằng cách tạo nên mặt cắt vát ở tiết diện ra. Tốc độ ra lúc đấy sẽ lớn hơn tốc độ tới hạn và tạo nên góc lệch so với góc hình học của ống phun. Giả sử chiều cao của ống phun là không đổi và ký hiệu :

a - chiều rộng của dòng chảy ở cổ,

còn a_1 - chiều rộng của dòng chảy ở đầu ra ;

C_1 và C'_1 - các tốc độ tương ứng ;

v_1 và v'_1 - các thể tích riêng tương ứng (xem hình II.1).

Phương trình liên tục của dòng hơi cho ta viết :

$$\frac{a C_1}{v_1} = \frac{a_1 C'_1}{v'_1},$$

với $a = b \sin \alpha_1$ và $a_1 = b \sin \alpha'_1$.

Vậy thì ta có :

$$\sin \alpha'_1 = \frac{C_1 v'_1}{C'_1 v} \sin \alpha_1.$$

Kết quả là sự bành trướng phụ của hơi trong miền cắt vát làm cho dòng hơi bị lệch đi một góc $\alpha'_1 - \alpha_1$.

Có thể chấp nhận góc $\delta = \alpha'_1 - \alpha_1 = 2 \div 4^\circ$.

Nếu góc ấy quá lớn, dòng hơi sẽ bị tổn thất tốc độ nghiêm trọng. Trong trường hợp ấy tốt nhất là chấp nhận ống phun to dần.

Khi tính toán ống phun thường hay xác định chiều cao của cánh quạt. Có thể dùng công thức sau đây :

$$l_1 = \frac{Gv_1}{\pi de C_1 \sin \alpha_1}$$

trong đó :

e - độ phun hơi ;

α_1 - góc ra khỏi ống phun của dòng hơi ;

l_1 - chiều cao ống phun.

Khi ra khỏi ống phun dòng hơi đi vào dây cánh động. Ở đây động năng của dòng hơi sẽ chuyển hóa thành cơ năng. Trong các tầng xung lực áp suất của hơi giữ không đổi khi đi vào rãnh cánh động, trong lúc đó ở các tầng phản lực thì áp suất giảm xuống.

Ta có thể biểu thị độ phản lực của tầng qua công thức sau đây :

$$\rho = \frac{h_{02}}{h_{01} + h_{02}} ,$$

trong đó,

h_{01} - nhiệt giáng trong dây ống phun ;

h_{02} - nhiệt giáng do hơi bành trướng trong dây cánh động.

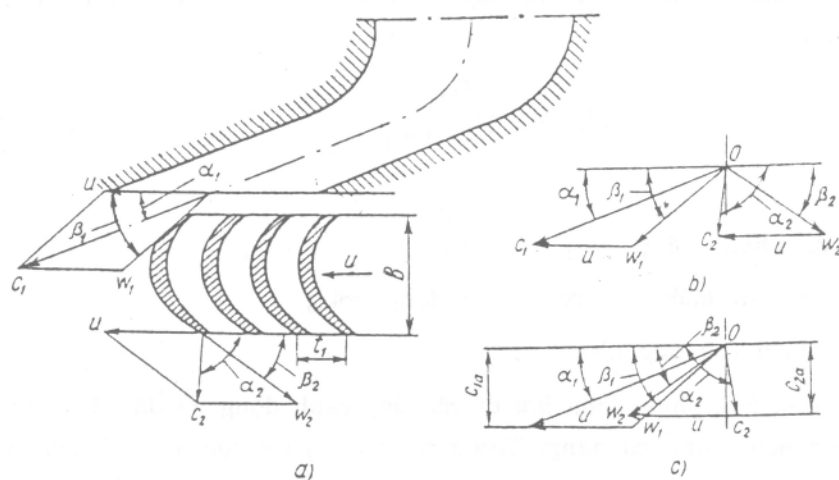
Có thể chấp nhận độ phản lực bằng 0,5.

Để đạt được dạng rãnh cánh động tốt hơn đôi khi ta chấp nhận độ phản lực bé trong các tầng (vào khoảng $\rho = 5 \div 15\%$).

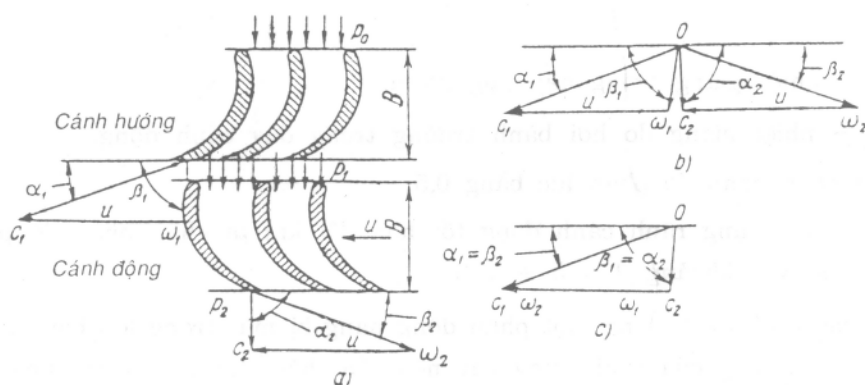
Trong các rãnh cánh động một phần động năng bị mất trong lớp biên dọc các cánh ấy. Hơn nữa, độ cong của rãnh cũng gây nên tổn thất phụ do độ rối, nhất là ở chân và ở đỉnh cánh động.

Các cánh động, đĩa mang cánh và trục tước bin khi máy làm việc đều quay. Do đó cần xác định tốc độ vào tương đối của hơi trong các rãnh nằm giữa các cánh động và tốc độ ra tương đối khỏi các rãnh ấy. Với mục đích ấy, ta dựng tam giác tốc độ vào và ra cho các rãnh cánh động của tầng xung lực (hình II.5) và của tầng phản lực (hình II.6). Muốn vậy, theo một tỷ lệ nhất định, ta vẽ vectơ tốc độ C_1 làm thành góc α_1 (góc vào của dòng hơi trong cánh động) với mặt ngang. Từ mút vectơ C_1 ta đặt vectơ tốc độ vòng u , vẽ thêm vectơ làm khép kín tam giác tốc độ. Vectơ sau cùng là tốc độ vào tương đối của hơi W_1 trong rãnh cánh động. Nếu là tầng xung lực, tốc độ ra tương đối W_2 , về lý thuyết, bằng tốc độ vào tương đối W_1 . Nếu thêm tốc độ vòng u vào tốc độ ra tương đối W_2 theo hướng mép ra của profin cánh, và nếu khép kín tam giác tốc độ, thì sẽ được vectơ tốc độ tuyệt đối C_2 , tức là tốc độ tuyệt đối của hơi đi ra khỏi dây cánh động. Như vậy là đã dựng được tam giác tốc độ vào và ra của hơi. Qua đó tìm được

góc β_1 - xác định hướng đi của tốc độ vào tương đối, góc β_2 - hướng đi của tốc độ ra tương đối và góc α_2 - hướng đi của tốc độ ra tuyệt đối.



Hình 11.5. Tam giác tốc độ trong tầng xung lực.



Hình 11.6. Tam giác tốc độ của tầng phản lực.

Góc α_2 cũng sẽ bằng góc vào của hơi trong tầng tiếp theo của tuốc bin, nếu là tuốc bin nhiều tầng.

Trong tầng xung lực, tốc độ ra tương đối thực tế W_2 thấp hơn tốc độ vào tương đối W_1 do có tổn thất như trên kia đã trình bày :

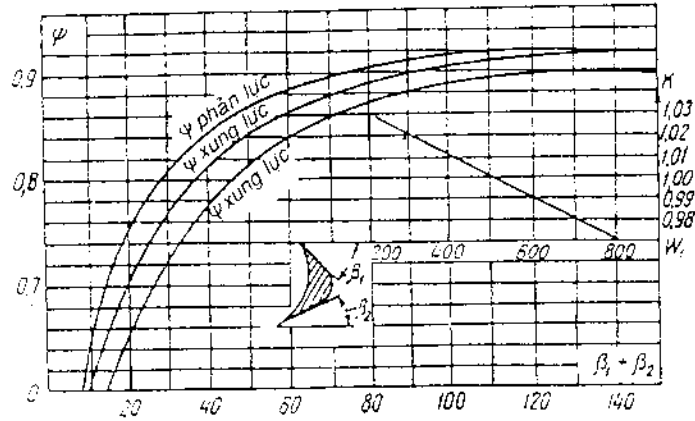
$$W_2 = \Psi W_1 ,$$

trong đó, Ψ - hệ số tốc độ trong các rãnh cánh động.

Hệ số này được xác định qua kết quả thí nghiệm.

Đối với tốc độ 500 m/s có thể dùng đồ thị hình 11.7. Với tốc độ trên và dưới giá trị ấy thì dùng hệ số hiệu chỉnh K. Trên đồ thị hình 11.7 đường cong dưới xác định hệ số

tốc độ của tuốc bin xung lực ít tăng ; đường cong giữa ứng với tuốc bin xung lực nhiều tầng, và đường cong trên cùng ứng với tuốc bin phản lực.



Hình II.7. Đồ thị để tính hệ số tốc độ trong các cánh động.

Nếu tính theo đơn vị nhiệt thì các tổn thất trong dây cánh động của tầng xung lực sẽ là :

$$h_{l_1} = \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{W_1^2}{2 \cdot 10^3} (1 - \psi^2) = \frac{W_{2t}^2}{2 \cdot 10^3} (1 - \psi^2) ,$$

vì đối với tầng xung lực, không có hơi bánh trướng trong cánh động, và khi không có tổn thất

$$W_{2t} = W_1 , \text{ và } i_{2t} = i_1 .$$

Trong tầng phản lực tốc độ W_2 lớn hơn tốc độ W_1 do có bánh trướng phụ trong dây cánh động.

Tốc độ ra tương đối lý thuyết W_{2t} được tính theo công thức :

$$\begin{aligned} W_{2t} &= \sqrt{2 \cdot 10^3 (i_1 - i_{2t}) + W_1^2} = \sqrt{2 \cdot 10^3 h_{o2} + W_1^2} = \\ &= \sqrt{2 \cdot 10^3 \rho h_o + W_1^2} . \end{aligned}$$

Tốc độ thực tế bằng :

$$W_2 = \psi W_{2t}$$

Tổn thất trong dây cánh động của tầng phản lực :

$$h_{l_1} = \frac{W_{2t}^2 - W_2^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{W_2^2}{2 \cdot 10^3 \psi^2} - \frac{W_2^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{W_2^2}{2 \cdot 10^3} \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) .$$

Ứng dụng phương trình động lượng của dòng hơi có thể tính lực tác dụng lên cánh động :

$$R_u = G(C_1 \cos\alpha_1 + C_2 \cos\alpha_2) = G(W_1 \cos\beta_1 + W_2 \cos\beta_2).$$

Công do các lực ấy thực hiện trên dây cánh động có giá trị, tính bằng Joule :

$$\begin{aligned} L = R_u \cdot u &= G(C_1 \cos\alpha_1 + C_2 \cos\alpha_2) u = \\ &= G(W_1 \cos\beta_1 + W_2 \cos\beta_2)u. \end{aligned}$$

Vì G là lưu lượng trong một giây, nên có thể viết dưới dạng công suất.

$$\mathcal{P}_u = Gu(C_1 \cos\alpha_1 + C_2 \cos\alpha_2) \cdot 10^{-3} \text{ kW}$$

Theo định luật tam giác thường, ta có :

$$\begin{aligned} W_1^2 &= C_1^2 + u^2 - 2uC_1 \cos\alpha_1 \\ C_2^2 &= W_2^2 - u^2 - 2uC_2 \cos\alpha_2, \end{aligned}$$

từ đấy,

$$\begin{aligned} C_1 \cos\alpha_1 &= \frac{C_1^2 - W_1^2 + u^2}{2u}, \\ C_2 \cos\alpha_2 &= \frac{-C_2^2 + W_2^2 - u^2}{2u}. \end{aligned}$$

Do đó,

$$\mathcal{P}_u = \frac{G}{2} (C_1^2 - W_1^2 + W_2^2 - C_2^2) \cdot 10^3$$

Nhờ các góc β_1 và β_2 , bán kính độ cong của mặt trong và bề dày của cánh (được lựa chọn theo sức bền vật liệu) ta xác định được các đường cong của prôfin cánh động.

Bề rộng của cánh động phụ thuộc vào chiều cao, thông thường nó bằng một phần mười chiều cao, nhưng không bao giờ được chọn dưới 12 đến 20 mm. Bán kính độ cong của prôfin phía trong cánh gần bằng 0,6 lần bề rộng prôfin. Tuy nhiên prôfin cánh rất đa dạng tùy theo tính chất khí động của dòng chảy.

Chiều cao đầu vào cánh động bằng :

$$l_2 = \frac{G v_1}{\pi d e C_1 \sin\alpha_1}$$

Chiều cao ở đầu ra :

$$l_2 = \frac{G v_2}{\pi d e C_2 \sin\alpha_2}$$

Những công thức ấy chứng tỏ rằng chiều cao đầu ra lớn hơn chiều cao đầu vào.

Để đơn giản hóa việc chế tạo đôi khi ta cho hai chiều cao ấy bằng nhau.

Trong trường hợp này tổn thất trên cánh sẽ tăng thêm chút ít.

Dòng hơi khi đi qua dây cánh động không chỉ sinh ra lực vòng (lực xung động) mà còn thêm lực dọc trục, tác dụng theo hướng song song với tâm trục lên cánh động, truyền qua đĩa và trục tước bin về paliê chắn. Còn dây ống phun là bất động, nên lực

dọc trục sẽ gây thêm ứng suất trong các cánh quạt và các chỗ lắp ghép với thân máy.

Muốn xác định lực dọc trục ta viết phương trình động lượng của dòng hơi chiếu lên phương dọc :

$$\begin{aligned}\mathcal{R}_d &= G(C_1 \sin \alpha_1 - C_2 \sin \alpha_2) + F_l(P_1 - P_2) = \\ &= G(W_1 \sin \beta_1 - W_2 \sin \beta_2) + F_l(P_1 - P_2),\end{aligned}$$

với

F_l - diện tích của các rãnh cánh ;

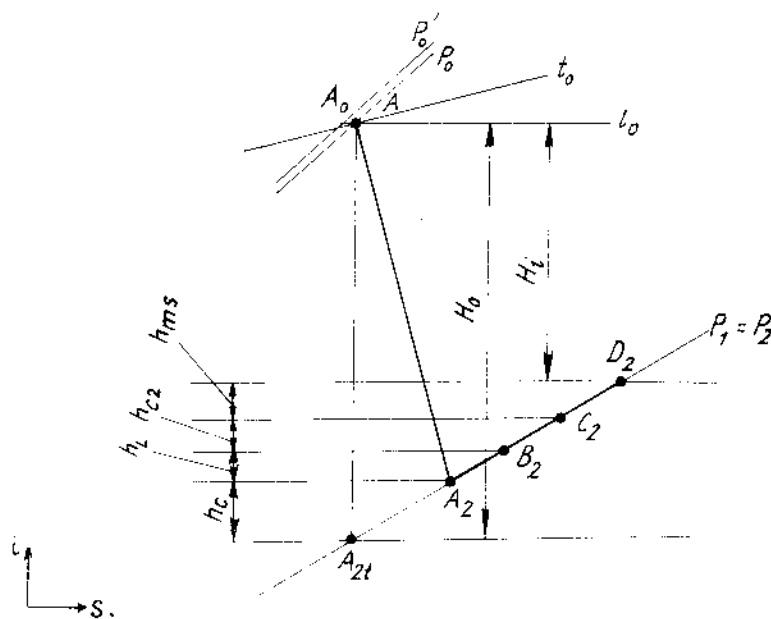
P_1 - áp suất hơi ở đầu vào ;

P_2 - áp suất hơi ở đầu ra.

Trong tuốc bin phản lực lực dọc trục có giá trị rất lớn. Để cho rôto không bị dịch dọc trục phải dùng các thiết bị đặc biệt như paliê chắn hoặc đĩa giảm tải được lắp cố định trên trục tuốc bin.

II.2. CÁC TỔN THẤT NHIỆT VÀ HIỆU SUẤT CỦA TÀNG

Ở đầu vào các ống phun của tuốc bin áp suất hơi có thấp hơn chút ít so với áp suất ra khỏi lò hơi do có tổn thất trong các đường ống và các cơ quan phân phối. Trước đây ta đã tính tổn thất trong ống phun và trong cánh động. Nếu đem ghi các tổn thất ấy trên giản đồ i - S , sẽ được điểm A_2 , B_2 trên đường đẳng áp P_2 trong giản đồ iS (hình II.8).



Hình II.8. Quá trình bành trướng hơi trong tầng xung lực trên giản đồ iS .

Điểm B_2 đặc trưng cho trạng thái hơi ở đầu ra của mép cánh động.

Trong tước bin một tầng tốc độ của hơi khi ra khỏi cánh động sẽ không được sử dụng ; do đó sinh thêm tổn thất bởi tốc độ ra :

$$h_{C_2} = \frac{C_2^2}{2} , \quad \text{kJ/kg}$$

Nếu trên giản đồ i-S ghi thêm tổn thất hơi thoát này thì sẽ được điểm C_2 .

Trong tước bin xung lực còn phải chú ý đến các tổn thất do ma sát của hơi lên bề mặt đĩa và các tổn thất xoáy của hơi trong các rãnh cánh động, khi cấp hơi một phần.

Có thể tính tổn thất ma sát và xoáy theo công thức bán thực nghiệm của A.Stodola :

$$\mathcal{P}_{ms} = \lambda \left[Ad^2 + B(1 - e - 0,5e_K) dl^{1,5} \right] \left(\frac{u}{100} \right)^3 \cdot \rho , \quad \text{kW}$$

trong đó :

$\lambda = 1,5 \div 1,3$ đối với hơi bão hòa và

$1,2 \div 1,0$ đối với hơi quá nhiệt ;

$A = 1 \div 1,07$;

$B = 0,4 \div 0,6$;

d - đường kính trung bình của tầng, m ;

e - độ phun hơi ;

e_K - độ che phủ các cánh quạt ;

l - chiều cao của cánh quạt, cm ;

ρ - mật độ của hơi tại nơi có đĩa quay, kg/m^3 .

Trong tước bin phản lực luôn có phun hơi toàn phần, nên tổn thất này bé, có thể bỏ qua.

Tổn thất ma sát và xoáy theo đơn vị nhiệt :

$$h_{ms} = \frac{\mathcal{P}_{ms}}{G}$$

Nếu thêm giá trị tổn thất này trên giản đồ i-S sẽ được điểm D_2 .

Những tầng phản lực chịu tổn thất do rò rỉ hơi trong các khe hở hướng kính nằm giữa các cánh hướng và rôto cũng như giữa cánh động và thân máy.

Có thể tính các tổn thất hơi rò theo công thức thực nghiệm của Anderhoob :

$$h_y = 1,72 \frac{\delta_r^{1,4}}{l} h_0 , \quad \text{kJ/kg}$$

với

δ_r - khe hở hướng kính, mm ;

l - chiều cao cánh quạt, mm ;

h_0 - nhiệt giáng trong tầng, kJ/kg .

Tổn thất này được ghi thêm trên giản đồ i-S khi ta tính tầng phản lực.

Khi tính toán tước bin chính xác hơn còn phải tính đến các tổn thất rò rỉ hơi qua các bộ chèn lát léo, tổn thất trong ống thoát tước bin và tổn thất do hơi ẩm.

Với độ chính xác cần thiết tổn thất do hơi ẩm có thể được xác định theo phương trình :

$$h_x = (1 - x) h_i, \text{ kJ/kg}$$

trong đó :

h_i - nhiệt giáng sử dụng của tầng bao gồm tất cả các tổn thất, trừ tổn thất do hơi ẩm.

x - độ khô trung bình của hơi trong tầng,

$$x = \frac{x_1 + x_2}{2}$$

ở đây, x_1 và x_2 - độ khô của hơi tương ứng với trước và sau cánh động.

Tổn thất áp lực trong ống thoát tước bin có thể tính theo công thức

$$\Delta P_k = P_2 - P_k = \lambda \left(\frac{C_K}{100} \right)^2 \cdot P_k$$

trong đó :

P_2 - áp suất của hơi sau cánh động tước bin ;

P_k - áp suất hơi trong ống thoát ;

C_k - tốc độ hơi trong ống thoát.

trong tước bin đối áp $C_K = 40 \div 60 \text{ m/s}$;

trong tước bin ngưng hơi $C_K = 100 \div 120 \text{ m/s}$.

λ - hệ số, có thể chấp nhận từ 0,07 đến 0,1.

Chú ý đến các tổn thất kể trên ta có thể so sánh hiệu suất của nhiều tước bin.

Nếu chỉ kể các tổn thất trong ống phun, trong cánh động và tổn thất bởi tốc độ ra, nếu lấy nhiệt giáng lý thuyết trừ các tổn thất ấy đi sẽ được nhiệt giáng sử dụng.

Dem nhiệt giáng sử dụng chia cho nhiệt giáng lý thuyết sẽ có hiệu suất cánh tương đối hay còn gọi là **Môđi Suất** trên vành đĩa :

$$\eta_{ol} = \frac{H_o - h_c - h_l - h_{c2}}{H_o}$$

Theo hình II.8 :

$$\eta_{ol} = \frac{A C_2}{A A_{2t}}$$

Nếu cũng chú ý đến các tổn thất ma sát và xoáy thì hiệu suất trong tương đối là :

$$\eta_{oi} = \frac{H_o - h_c - h_l - h_{c2} - h_{ms}}{H_o}, \text{ hay là}$$

theo giản đồ iS (hình II.8)

$$\eta_{oi} = \frac{A D_2}{A A_{2i}}$$

Biết được hiệu suất này có thể tính được công suất trong của tầng :

$$P_l = G H_l = G \cdot H_o \eta_{oi} \text{ , kW}$$

Hiệu suất được tính trên đây dựa theo phương trình cân bằng năng lượng trong tầng. Cũng có thể dựa theo phương trình động lượng để tính hiệu suất, vì hiệu suất tương đối của cánh quạt là tỷ số công suất sinh ra trên cánh động trên công suất lý thuyết :

$$\eta_{ol} = \frac{P_u}{P_o} \text{ ,}$$

Biết rằng

$$P_u = \frac{G}{2} (C_1^2 - W_1^2 + W_2^2 - C_2^2) \cdot 10^3$$

và

$$P_o = \frac{G}{2} (C_{1t}^2 - W_1^2 + W_{2t}^2 - C_2^2) \cdot 10^3$$

Do đó

$$\eta_{ol} = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{C_{1t}^2 - C_2^2 + W_{2t}^2 - W_1^2}$$

Hai phương pháp tính toán η_{ol} đều cùng cho một kết quả như nhau.

II.3. TÍNH TOÁN NHIỆT TUỐC BIN

II.3.1. TUỐC BIN XUNG LỰC MỘT TẦNG

Các số liệu cần thiết để tính toán tuốc bin hơi là : công suất, áp suất và nhiệt độ hơi nước, áp suất hơi thoát, tốc độ quay (vòng/phút), số lượng và đặc tính các cửa trích hơi. Nhờ có các số liệu đó có thể tính các kích thước của phần chuyển hơi (đường kính trung bình, độ phun hơi, v.v...), chiều cao của cánh hướng và cánh động, lưu lượng hơi, hiệu suất của tuốc bin.

Bắt đầu tiến hành tính toán từ giản đồ $i-S$ (hình II.8). Tìm điểm ban đầu của quá trình, tức là giao điểm của đường đẳng áp P_o và đường đẳng nhiệt t_o . Tiếp theo, vẽ đường đẳng nhiệt cho đến giao điểm với đường đẳng áp của hơi thoát P_2 . Nếu là tuốc bin xung lực một tầng thì nhiệt giáng lý thuyết sẽ là $A A_{2t} = II_o$ và sẽ được chuyển hóa thành động năng trong dây ống phun.

Sau đó, theo phương pháp đã biết xác định các tổn thất nhiệt trong ống phun. Ghi các tổn thất ấy lên giản đồ $i-S$. Đường AA_2 là đường cong đa biến của hơi trong ống

phun. Tiếp tục xác định tổn thất trong cánh động và ghi lên giản đồ $i-S$. Điểm B_2 chỉ trạng thái của hơi ở đầu ra cánh động. Qua nhiệt giáng có thể tính tốc độ ra khỏi ống phun C_1 . Vẽ tam giác tốc độ vào và ra của rãnh cánh động. Cuối cùng tính hiệu suất theo công thức dưới dạng :

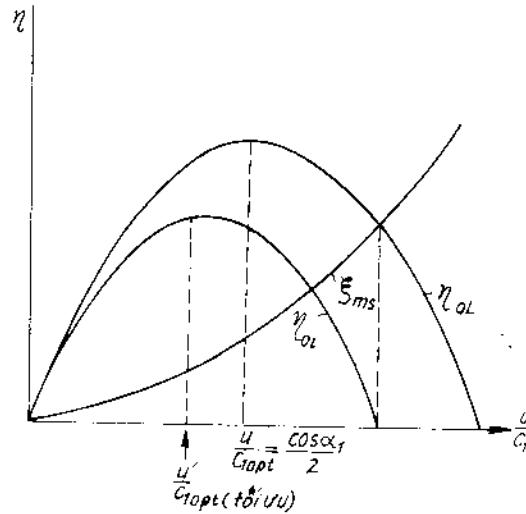
$$\eta_{oL} = 2\varphi^2 \left(1 + \psi \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \right) (\cos\alpha_1 - x_1) \frac{u}{C_1}$$

Công thức này cho ta thấy rằng hiệu suất phụ thuộc nhiều vào tỷ số tốc độ $\frac{u}{C_1}$.

Nếu lấy đạo hàm bậc nhất và cho bằng không, thì sẽ đạt được giá trị tối ưu của hiệu suất η_{oi} :

$$\left(\frac{u}{C_1} \right)_{opt} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \rightarrow (\eta_{oL})_{max} = \left(1 + \psi \frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1} \right) \frac{\varphi^2}{2} \cos^2\alpha_1$$

Hình II.9 biểu thị sự thay đổi hiệu suất tùy thuộc vào tỷ số u/C_1 .



Hình II.9. Các đường cong của η_{oi} và η_{oL} của một tầng xung lực.

Muốn có hiệu suất trong tương đối phải tính đến tổn thất ma sát và xoáy. Công thức sau đây cho ta tính hệ số tổn thất ma sát và xoáy :

$$\xi_{ms} = \frac{P_{ms} 2\varphi^2}{G C_1^2}$$

Và hiệu suất trong tương đối bằng :

$$\eta_{oi} = \eta_{oL} - \xi_{ms}$$

Hình II.9 biểu thị sự thay đổi η_{oi} tùy thuộc vào $\frac{u}{C_1}$. Theo giá trị cực đại của η_{oi} , chọn giá trị tối ưu của $\frac{u}{C_1}$. Bây giờ sẽ xác định tốc độ vòng u , điều cần thiết để vẽ hình

tam giác vào và ra của dây cánh động. Nhờ các tam giác tốc độ mà xác định được tốc độ tương đối vào và ra của hơi, tốc độ ra tuyệt đối và các góc định hướng của các tốc độ ấy.

Lưu lượng hơi được tính như sau :

$$G = \frac{P_e}{3600 H_o \cdot \eta_{oe}} , \text{ kg/s.}$$

Trong tuốc bin một tầng có thể chấp nhận hiệu suất hiệu dụng tương đối $\eta_{oe} = 0,4 \div 0,5$. Chiều cao cánh hướng và cánh động được tính theo các công thức đã nêu ở trên.

Tính đường kính của tầng qua quan hệ :

$$d = \frac{60 u}{\pi n} , \text{ m ,}$$

trong đó :

u - tốc độ vòng, m/s ;

n - số vòng quay, vg/ph.

Tiếp theo là xác định tổn thất bởi tốc độ ra, bởi ma sát và xoáy và ghi lên giản đồ iS. Điểm D_2 trên hình II.8 thể hiện trạng thái hơi ở đầu ra tuốc bin :

Và $\eta_{oi} = \frac{AD_2}{AA_{2t}}$ là hiệu suất trong tương đối của tầng theo thiết kế.

Nhờ hiệu suất η_{oi} này ta tính lại cho chính xác lưu lượng hơi, và nếu cần, tính lại chiều cao của cánh hướng và cánh động.

Kích thước của cổ ống thoát được tính theo công thức :

$$F_K = \frac{G v_k}{C_k} , \text{ m}^2$$

trong đó :

v_k - thể tích riêng của hơi tại điểm D_2 trên giản đồ i-S ;

C_k - tốc độ của hơi trong ống thoát. Đối với tuốc bin nhỏ chấp nhận $C_k < 100 \text{ m/s}$.

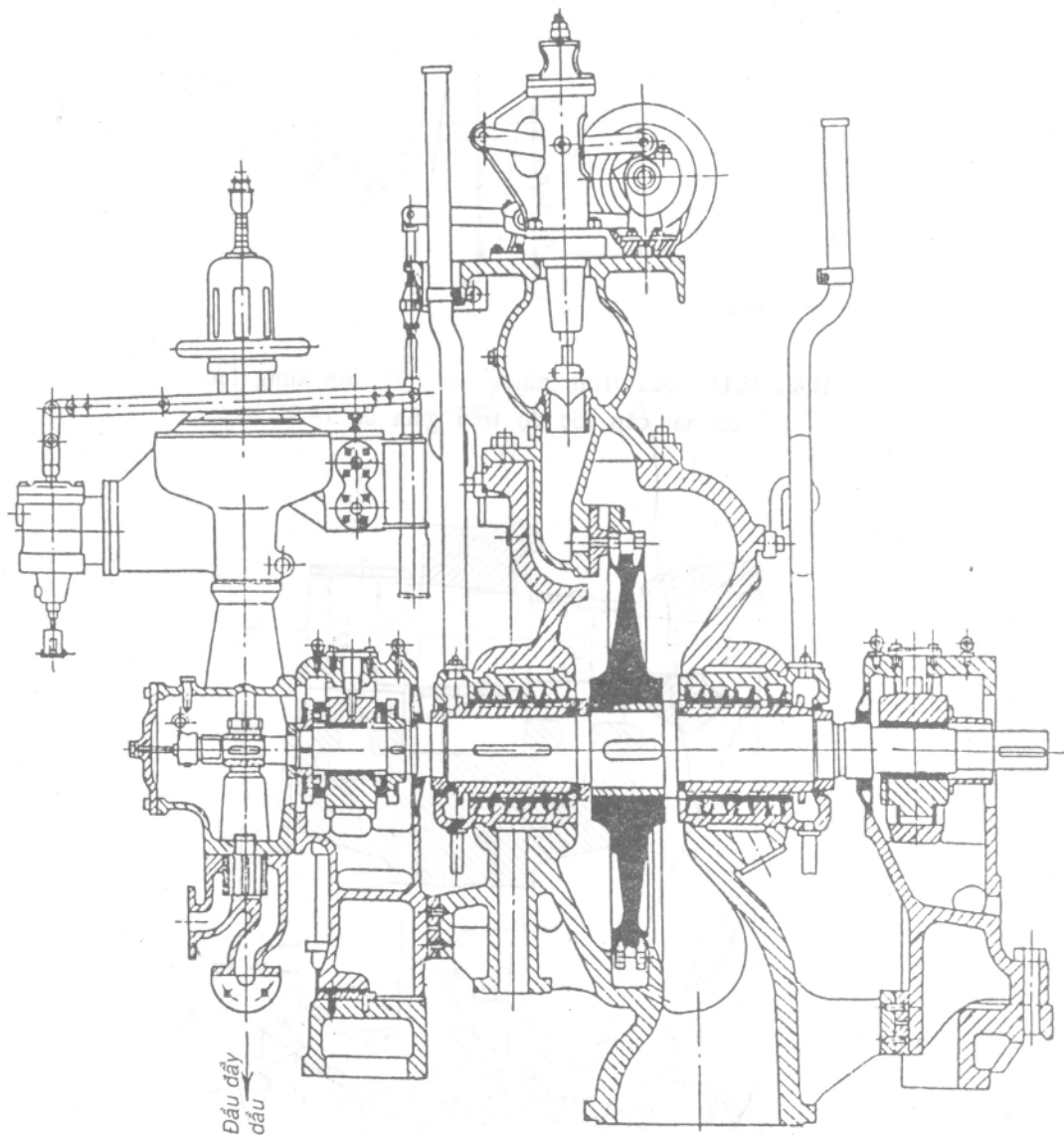
II.3.2. TUỐC BIN CÓ TẦNG TỐC ĐỘ

Trong tuốc bin một tầng tổn thất động năng ở đầu ra cánh động thường rất lớn. Muốn giảm các tổn thất ấy phải dùng tầng tuốc bin gồm có hai vành cánh động, tức là một tuốc bin có hai cấp tốc độ và đôi khi là ba cấp.

Hình II.10 thể hiện tuốc bin xung lực có công suất bé với hai cấp tốc độ. Cũng giống như trong tuốc bin một tầng bình thường, hơi bành trướng trong các rãnh ống phun. Sau đó hơi vào dây cánh động thứ nhất, trong đó tốc độ giảm từ C_1 xuống C_2 và sinh ra một lực nhất định. Tiếp theo hơi đi qua các rãnh cánh hướng, thay đổi hướng

đi, rồi vào các rãnh cánh động của dãy thứ hai với tốc độ C'_1 . Ở đây lại thêm một lực phụ.

Hơi đi ra khỏi dãy cánh động thứ hai với tốc độ C'_2 .



Hình II.10. Tuốc bin xung lực có hai cấp tốc độ.

Hình II.11 biểu thị quá trình của một tuốc bin có hai cấp tốc độ trên giản đồ $i-S$.

Hình II.12 là mặt cắt ngang phần chuyển hơi của tuốc bin với các tam giác tốc độ của cấp thứ nhất và thứ hai.

Tốc độ :

$$C'_1 = \psi_H C_2,$$

là tốc độ của hơi ở đầu ra cánh hướng trung gian, bao gồm một dãy cánh bất động có profile tương ứng.

Hệ số tốc độ Ψ_{11} có thể chấp nhận gần bằng Ψ .

Công do 1 kg hơi sinh ra trong dãy cánh động thứ nhất bằng :

$$L_1 = u(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2)$$

Công sinh ra trong dãy cánh động thứ hai

$$L_2 = u(C_1 \cos \alpha'_1 + C'_2 \cos \alpha'_2).$$

Nếu chấp nhận

$$\beta_1 = \beta_2 ; \alpha'_1 = \alpha_2 \text{ và } \beta'_1 = \beta_2 ,$$

và cũng chấp nhận rằng không có tổn thất trong dãy cánh hướng và cánh động, hiệu suất tương đối của cánh quạt tốc bin này sẽ là :

$$\eta_{ol.} = 4 \varphi^2 \left(2 \cos \alpha_1 - 4 \frac{u}{C_1} \right) \frac{u}{C_1} .$$

Nhờ công thức này ta có tỷ số tốc độ tối ưu :

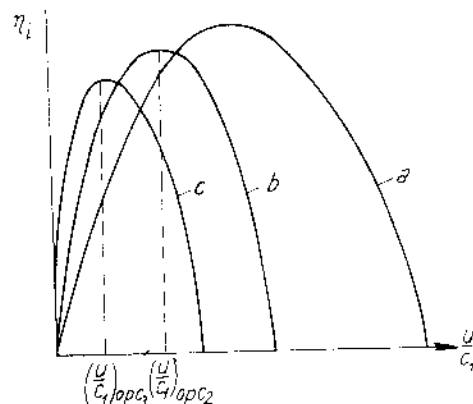
$$\left(\frac{u}{C_1} \right)_{opt} = \frac{\cos \alpha_1}{2m} .$$

với m - số cấp tốc độ.

Ta thấy rằng trong tốc bin có nhiều cấp tốc độ tỷ số u/C_1 bé hơn nhiều so với trong tốc bin một tầng. Điều đó cho phép sử dụng nhiệt giáng lớn hơn nhiều lần trong các tốc bin có nhiều cấp tốc độ và đạt được hiệu suất cao hơn.

Đĩa cơ hai cấp tốc độ thường hay dùng như tầng điều chỉnh thứ nhất trong các tốc bin nhiều tầng.

Trong các tốc bin có nhiều cấp tốc độ ấy ta sẽ xác định các tổn thất trong phần chuyển hơi, vẽ quá trình lên giản đồ iS và xác định chiều cao cánh hướng và cánh động theo các công thức đã nêu ở trên.



Hình II.13. Đường cong hiệu suất $\eta_{ol.}$ của tốc bin có một cấp (a), hai cấp (b) và 3 cấp (c) tốc độ.

Để so sánh trên hình II.13 biểu thị các đường cong hiệu suất trong tương đối của tuốc bin có một cấp, hai cấp và ba cấp tốc độ.

Những tuốc bin đối áp có công suất bé thường là những tuốc bin có nhiều cấp tốc độ. Hiệu suất trong tương đối của tuốc bin nhiều cấp tốc độ thường đạt tới $0,6 \div 0,7$. Có thể đạt được hiệu suất cao hơn nữa bằng cách hoàn thiện cấu tạo.

II.3.3. TUỐC BIN XUNG LỰC NHIỀU TẦNG

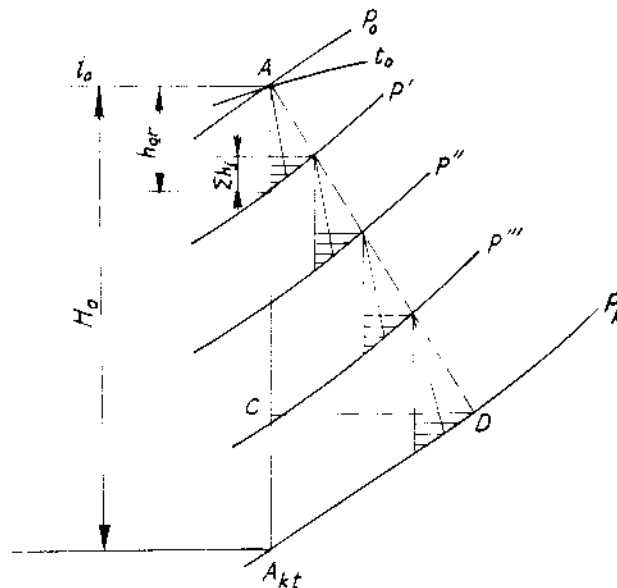
Phần lớn tuốc bin hiện đại, ngay cả loại có công suất tương đối nhỏ, đều là tuốc bin nhiều tầng. Những tuốc bin công suất lớn, ví dụ loại K-100-90 (Nga) hay loại 300 MW 176 bar của GE (Mỹ) là loại tuốc bin có hai thân và ba thân. Mỗi thân máy hay là xylanh có thể chứa 10 tầng. Và lại, trong các thân hạ áp dòng hơi được đem vào giữa thân rồi rẽ nhánh ra hai phía, tức là ở đây số tầng được tăng gấp đôi. Tuốc bin K-300-240 LMZ có 3 thân với 39 tầng, tuốc bin K-1250-240 LMZ có 5 thân với 54 tầng, v.v...

Ví dụ về sơ đồ dòng hơi trong các tuốc bin được thể hiện trên PL1 và PL2.

Trong việc tính toán tuốc bin nhiều tầng trước hết phải xác định số tầng và phân phối nhiệt giáng giữa các tầng. Với số tầng là Z nhiệt giáng trung bình của tầng là :

$$h_{\text{cm}} = \frac{H_0}{Z}, \text{ kJ/kg}$$

Sau khi đã phân chia nhiệt giáng giữa các tầng phải tính chi tiết cho từng tầng và vẽ quá trình bên trong hơi trong mỗi tầng trên giản đồ $i-S$ (hình II.14).



Hình II.14. Quá trình nhiệt của tuốc bin nhiều tầng trên giản đồ $i-S$.

Trong tuốc bin nhiều tầng có thể sử dụng hoàn toàn hoặc một phần năng lượng của tốc độ ra ở từng tầng vào tầng tiếp theo. Muốn vậy các tầng phải được cấp hơi toàn phần ở góc ra của hơi ở mỗi tầng bằng góc vào của tầng tiếp theo.

Nếu cho hiệu suất tương đối bên trong η_{oi} của toàn tuốc bin, có thể tính nhiệt giáng sử dụng trong tuốc bin $H_i = H_o \eta_{oi}$. Trên giản đồ iS ta được điểm D (hình II.14). Vẽ đường cong bành trướng đa biến quy ước AD cho tất cả các tầng trong tuốc bin đang xét. Tổng nhiệt giáng riêng và lý thuyết trong các tầng sẽ lớn hơn nhiệt giáng tổng lý thuyết trong tuốc bin :

$$\sum_1^Z h_{ot\ddot{a}ng} = (1 + \alpha) H_o ,$$

trong đó α - hệ số hoàn nhiệt = $0,03 \div 0,06$.

Vậy là, trong tuốc bin nhiều tầng nhiệt giáng trung bình của mỗi tầng bằng :

$$h_{om} = \frac{(1 + \alpha) H_o}{Z}$$

Có thể biểu thị nhiệt giáng trong mỗi tầng qua công thức sau đây :

$$h_{ot\ddot{a}ng} = \frac{C_1^2}{2 \cdot 10^3 \varphi^2} = \frac{C_1^2 \cdot u^2}{2 \cdot 10^3 \varphi^2 u^2} = \frac{u^2}{2 \cdot 10^3 \varphi^2 x_1^2} ,$$

với

$$x_1^2 = \frac{u^2}{C_1^2}$$

Nếu trong tất cả các tầng nhiệt giáng đều như nhau, thì toàn bộ nhiệt giáng sẽ là :

$$h_{ot\ddot{a}ng} Z = \frac{u^2 Z}{2 \cdot 10^3 \varphi^2 x_1^2} = (1 + \alpha) H_o .$$

Biến đổi công thức này như sau :

$$\frac{u^2 Z}{(1 + \alpha) H_o} = 2 \cdot 10^3 \varphi^2 x_1^2 = 2000 \cdot \varphi^2 x_1^2 = y .$$

Đại lượng y này được gọi là đặc tính Parsons (tác giả người Anh về tuốc bin phản lực), người đã đề xuất công thức này. Trong tuốc bin ít kinh tế ($\eta_{oi} = 0,7 \div 0,75$) hệ số Parsons thay đổi từ 900 đến 1150. Trong tuốc bin có hiệu suất trung bình ($\eta_{oi} = 0,75 \div 0,8$), $y = 1150 \div 1500$. Trong tuốc bin có hiệu suất cao ($\eta_{oi} \geq 0,80 \div 0,85$), $y = 1500 \div 2000$.

Nếu không có trích hơi, công suất của tuốc bin sẽ là :

$$\mathcal{P}_E = G H_o \eta_i \eta_M \eta_G, \text{ kW.}$$

Nếu thay lưu lượng G qua phương trình liên tục, tức là

$$G = \frac{F_2 C_2}{v_2}$$

trong đó : $F_2 = \pi d_2 l_2$

C_2 và v_2 - tốc độ trung bình và thể tích riêng của hơi khí ra khỏi cánh động tầng cuối cùng ;

d_2 - đường kính trung bình của tầng cuối cùng ;

l_2 - chiều cao của tầng cuối cùng.

Và sau khi biến đổi đơn giản sẽ tìm được biểu thức để tính công suất giới hạn của tuốc bin một luồng hơi:

$$\mathcal{P}_{\text{lin}} = \frac{51.250 u^2 \sqrt{\xi_{C_2} H_0 \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_G}}{\theta n^2 v_2}$$

Ở đây :

ξ_{C_2} - hệ số tổn thất động năng ở đầu ra tầng cuối cùng
 $= 0,02 \div 0,25$;

$\theta = \frac{d_2}{l_2}$ - tỷ số đường kính trung bình của tầng cuối cùng trên chiều cao cánh động của tầng ấy. Tối thiểu $\theta = 3 \div 4$.

Trong các tuốc bin có công suất lớn, khi tính số tầng có thể chấp nhận không có tầng nào có ống phun to dần. Có thể tính số tầng theo công thức :

$$Z = \frac{\lg P_a - \lg P_o}{\lg \varepsilon_*}$$

Với

P_o - áp suất hơi ở đầu vào của tầng ;

P_2 - áp suất hơi ở đầu ra khỏi tầng ;

ε_* - tỷ số áp suất tối hạn ở đầu ra khỏi ống phun trên áp suất vào của tầng.

Trong tuốc bin có công suất lớn, có thể tính gần đúng số tầng nhờ hệ số Parsons.

$$Z = \frac{2000 \cdot \varphi^2 \cdot x_1^2 (1 + \alpha) H_0}{U_m^2}$$

Với U_m - tốc độ vòng trung bình của toàn bộ số tầng.

Muốn biết U_m , trước hết phải tính đường kính của tầng đầu và tầng thứ nhất. Có thể dùng công thức sau đây :

$$d = \sqrt{\frac{60 G v_{11} x_1 \theta}{\pi^2 e n \sin \alpha_1}}$$

Trong công thức này có thể lấy $x_1 = 0,4 \div 0,5$ cho tầng đầu và tầng cuối cùng.

Nếu tầng đầu là đĩa có hai cấp tốc độ thì có thể lấy $x_1 = 0,2 \div 0,24$. Có thể chấp nhận $\theta = \frac{d}{l} = 10 \div 12$ đối với tầng đầu và $\theta = 4 \div 5$, đối với tầng cuối cùng. Tốc độ quay thường là 3000 vg/ph. Đối với tuốc bin có công suất bé đôi khi chọn tốc độ lớn hơn. Độ phun hơi trong tầng cuối cùng bao giờ cũng bằng $e = 1$.

Tính gần đúng đường kính trung bình của các tầng tuốc bin theo quan hệ :

$$d_m = \frac{d_1 + d_z}{2}$$

Và
$$u_m = \frac{\pi d_m n}{60}$$

Nhiệt giáng trung bình của tầng :

$$h_{om} = \frac{(1 + \alpha) H_o d_m^2}{\sum_1^z d_m^2}$$

Sau khi đã chọn dạng thay đổi đường kính của tuốc bin từ tầng thứ nhất đến tầng cuối cùng, lần lượt đem vào công thức ấy đường kính của từng tầng và tính nhiệt giáng cho tất cả các tầng. Khi đã xác định được số tầng và phân phối nhiệt giáng giữa các tầng ấy, sẽ tính đầy đủ các tầng, từ tầng thứ nhất đến tầng cuối cùng, giống như khi tính tuốc bin hơi một tầng. Đồng thời vẽ quá trình nhiệt lên giản đồ i-S, tính hiệu suất cho từng tầng và hiệu suất của toàn tuốc bin. Khi đạt được giá trị của hiệu suất này, sẽ hiệu chỉnh lưu lượng hơi và tính lại chiều cao các cánh quạt trong toàn bộ phần chuyển hơi.

II.3.4. TUỐC BIN PHÂN LỰC NHIỀU TẦNG

Tuốc bin hơi phân lực luôn là tuốc bin nhiều tầng. Như đã trình bày trên kia, trong tầng phân lực hơi bành trướng một phần trong ống phun và một phần trong dây cánh động. Các tầng phân lực bao giờ cũng được cấp hơi toàn phần. Tầng đầu tiên của phần cao áp có một tầng xung lực để điều chỉnh lưu lượng hơi cho thuận tiện.

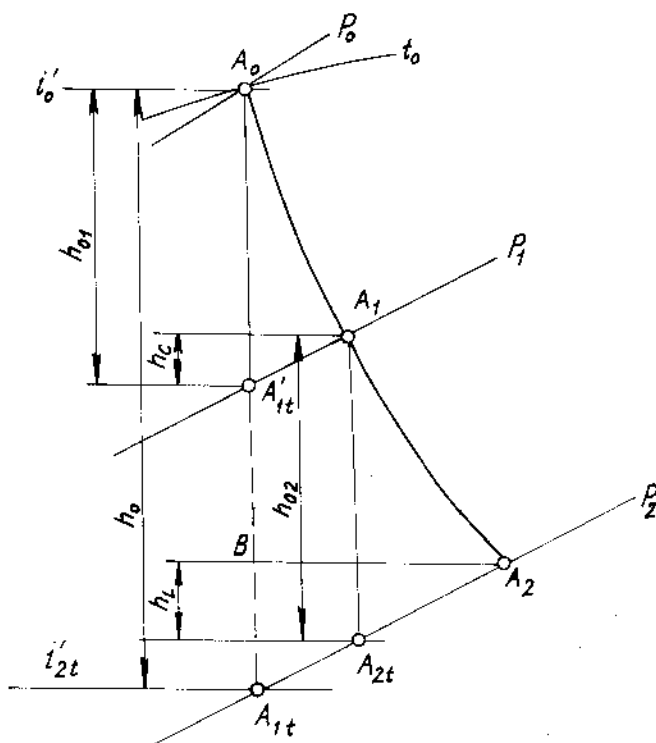
Lực dọc trục trong tuốc bin phân lực rất lớn, vì rằng áp suất trước và sau dây cánh khác nhau nhiều. Muốn khắc phục lực ấy, không chỉ phải đặt các paliê chắn, mà còn cần đặt các đĩa bù. Nếu là tuốc bin có hai hoặc ba thân, sẽ cho hơi vào một thân máy theo hướng ngược chiều dòng hơi của thân trước. Điều đó cũng cho phép cân bằng lực dọc trục.

Hình II.15 biểu thị sự bành trướng hơi trong tầng phân lực trên giản đồ iS. A_0, A_{11} là nhiệt giáng lý thuyết, h_{o1} và h_{o2} - nhiệt giáng lý thuyết tương ứng trong các ống phun và cánh động ; h_c - tổn thất trong ống phun (A_1) ; h_l - tổn thất trong cánh động (A_2), tiếp đến sẽ tính tổn thất nhiệt do hơi rò trong các khe hở hướng kính ở giữa các đầu cánh quạt và thân máy hoặc rôto. Về nguyên tắc những tổn thất ấy có tính định lượng, nhưng cũng là chất lượng, vì nó làm tăng entanpi trong hơi ở đầu vào tầng tiếp theo.

Kết quả là trong mỗi tầng sự biến đổi nhiệt sẽ chuyển sang phía phải của giản đồ iS.

Các tổn thất ấy làm giảm hiệu suất.

Để giảm bớt tổn thất hơi rò phải làm các bộ chèn lắt léo ở phía đầu cánh động và cánh hướng.



Hình II.15. Quá trình bành trướng hơi trong tầng phản lực trên giản đồ iS.

Trong tầng phản lực, hiệu suất tương đối của cánh có giá trị bằng

$$\eta_{\text{rel.}} = \frac{A_0 B}{A_0 A_{1t}}$$

Tốc độ ra khỏi dây ống phun :

$$\begin{aligned} C_1 &= \varphi C_{1t} = \sqrt{2 \cdot 10^3 h_{01} + C_0^2} = \\ &= \sqrt{2 \cdot 10^3 (1 - \rho) h_0 + C_0^2} \quad , \text{ m/s} . \end{aligned}$$

Cho các góc α_1 và β_2 một giá trị khoảng giữa 20° và 25° . Trong các tầng cuối các giá trị ấy có thể tới 40° hay 45° .

Tốc độ ra tương đối của hơi khỏi cánh động :

$$W_2 = \psi W_{2t} = \sqrt{h_{02} + \frac{W_1^2}{2 \cdot 10^3}} \quad , \text{ m/s}$$

Tốc độ C_2 và góc α_2 được xác định qua tam giác tốc độ ra theo tốc độ W_2 , góc β_2 và tốc độ vòng u .

Công do 1 kg hơi sinh ra trong tầng :

$$L = \frac{C_1^2 + W_2^2 - W_1^2 - C_2^2}{2}, J.$$

Hiệu suất tương đối của cánh quạt :

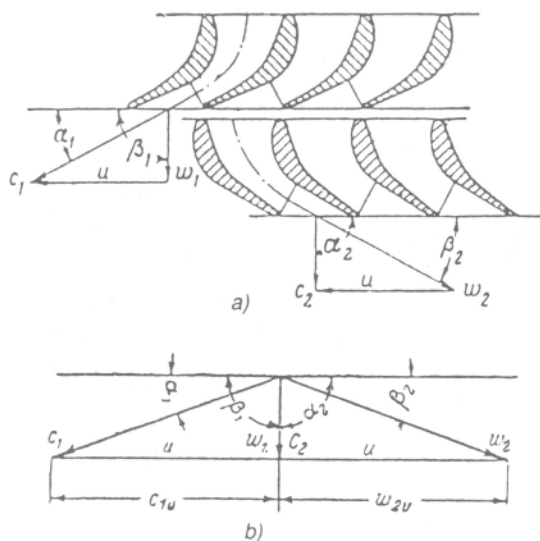
$$\eta_{oL} = \frac{C_1^2 - C_2^2 + W_2^2 - W_1^2}{\frac{C_1^2}{\varphi^2} - C_2^2 + \frac{W_2^2}{\psi} - W_1^2}.$$

Nếu chấp nhận profin cánh hướng và cánh động như nhau, tức là $\alpha_1 = \beta_2$ và $\alpha_2 = \beta_1$, nếu chấp nhận độ phản lực $\rho = 0,5$ và nếu tốc độ ra của tầng trước được sử dụng trong tầng tiếp theo, thì tam giác tốc độ vào và ra của cánh động sẽ bằng nhau (hình II.16). Vậy ta có :

$$\eta_{oL} = \frac{(2\cos\alpha_1 - \frac{u}{C_1}) \frac{u}{C_1}}{\xi_o + (2\cos\alpha_1 - \frac{u}{C_1}) \frac{u}{C_1}},$$

trong đó :

ξ_o - hệ số tổn thất năng lượng trong tầng, bằng tỷ số của tổng các tổn thất nhiệt trong cánh hướng và cánh động trên nhiệt giáng lý thuyết của toàn tầng.



Hình II.16. Sự thay đổi tốc độ của hơi trên dãy cánh động tầng phản lực :

a) sơ đồ dòng hơi trong cánh quạt ; b) tam giác tốc độ.

Nhờ biểu thức này của hiệu suất, có thể tìm được giá trị u/C_1 tối ưu, ứng với hiệu suất cực đại của cánh :

$$\left(\frac{u}{C_1}\right)_{\text{opt}} = \cos\alpha_1 \rightarrow \left(\eta_{\text{ol}}\right)_{\text{max}} = \frac{\cos^2\alpha_1}{\frac{1}{\varphi^2} - 1 + \cos^2\alpha_1}$$

Trong tầng phản lực, nói chung có thể cho tỷ số $\frac{u}{C_1} = 0,4 \div 0,8$ (những giá trị lớn ứng với các tầng cuối).

Có thể chọn số tầng của tuốc bin phản lực theo kinh nghiệm thực tế của nhà chế tạo, hay là dùng phương pháp như đã trình bày đối với tuốc bin xung lực.

Cần phân phối nhiệt giáng giữa các tầng theo tỷ lệ bình phương với đường kính của từng tầng, tức là phải tăng dần từ tầng đầu đến tầng cuối. Chiều cao các cánh hướng và cánh động được tính theo công thức đã chỉ trên kia.

Chương III

ĐIỀU CHỈNH TỐC BÍN VÀ HỆ THỐNG CUNG CẤP DẦU

III.1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN

Cơ công làm quay trục tốc bin được chuyển hóa thành điện năng trong máy phát và từ đầu dây ra của nó sẽ chuyển cho hệ tiêu dùng. Như vậy là, sự thay đổi cơ công nào đó trên trục tốc bin phải tương ứng với sự thay đổi phụ tải trên đầu dây máy phát.

Trong trường hợp trục tốc bin nối với máy trực tiếp tiêu thụ cơ công (bơm, máy nén, quạt gió, chân vịt, v.v...) thì sự thay đổi công trên trục tốc bin cũng phải tương ứng với sự thay đổi phụ tải của máy đó, tốc bin phải làm việc ổn định trong mọi phạm vi thay đổi phụ tải từ không (không tải) đến định mức. Bởi vì giữa công suất bất kỳ trên trục tốc bin và lưu lượng hơi hoàn toàn có quan hệ nhất định, nên sự thay đổi phụ tải trên trục sẽ gây nên sự thay đổi lưu lượng hơi tương ứng đi qua tốc bin hay là làm thay đổi nhiệt độ của nó.

Khi phụ tải tốc bin ổn định giữa lưu lượng hơi hay là nhiệt độ và mômen quay trên trục đều giữ được quan hệ không đổi. Khi thay đổi phụ tải sẽ sinh ra sự không tương ứng giữa phụ tải và mômen quay do hơi sinh ra trên trục tốc bin. Điều đó sẽ làm thay đổi số vòng quay của rôto.

Số vòng quay của tốc bin sẽ thay đổi cho đến khi các cơ quan điều chỉnh hoạt động, làm thay đổi lưu lượng hơi qua tốc bin hay là nhiệt độ của nó, và lập lại được sự tương ứng cần thiết giữa phụ tải và mômen quay.

Dạng chung của phương trình các mômen quay đối với rôto tốc bin máy phát như sau :

$$M_c = M_E + M_R + (I_\Gamma + I_G) \frac{d\omega}{dt} ,$$

trong đó :

M_c - mômen quay trên khớp trục tốc bin, N.m ;

M_E - mômen cố ích ở đầu cực máy phát, N.m ;

M_R - mômen hãm do tổn thất nhiệt trong máy phát, N.m ;

I_T, I_G - mômen quán tính của rôto tuốc bin và máy phát, $N.m.s^2$;

$d\omega/dt$ - gia tốc góc của các rôto ($d\omega$ - gia số vô cùng bé của tốc độ góc), $1/s^2$.

Phương trình này ứng dụng cho tuốc bin hơi chỉ dùng để kéo máy phát.

Ở chế độ làm việc ổn định của tuốc bin (số vòng quay n không đổi) gia tốc góc $d\omega/dt = 0$ và phương trình các mômen quay có dạng :

$$M_c = M_E + M_R$$

Có thể viết phương trình này dưới dạng :

$$\left. \begin{aligned} \frac{M_c \omega}{1000} &= \frac{M_E \omega}{1000} + \frac{M_R \omega}{1000}, \text{ hoặc là} \\ \mathcal{P}_c &= \mathcal{P}_E + \mathcal{P}_R, \text{ kW} \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

hay là dưới dạng chung :

$$\mathcal{P}_c = \mathcal{P}_E + \mathcal{P}_R + (I_T + I_G) \frac{\omega}{1000} \frac{d\omega}{dt},$$

trong đó :

$\mathcal{P}_c$ - công suất hiệu dụng trên khớp trục tuốc bin (chủ yếu phụ thuộc vào G và H), kW ;

$\mathcal{P}_E$ - công suất điện có ích ở đầu cực máy phát (phụ thuộc vào phụ tải bên ngoài, tức là phụ tải của hệ tiêu thụ), kW ;

$\mathcal{P}_R$ - tổn thất trong các palie và tổn thất nhiệt trong máy phát, kW.

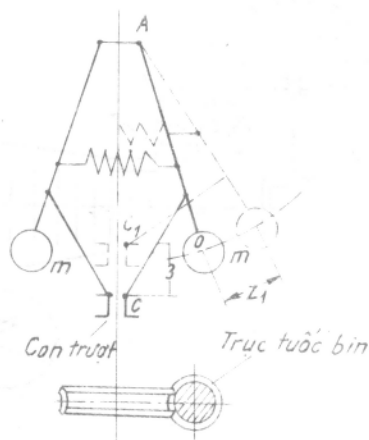
Khi phụ tải máy phát $\mathcal{P}_E$ thay đổi lúc đầu sẽ hình thành bất đẳng thức $\mathcal{P}_c + \mathcal{P}_R \geq \mathcal{P}_E$, có liên quan tới việc giảm hoặc tăng số vòng quay của tổ máy. Tăng $\mathcal{P}_E$ sẽ làm giảm n . Ngược lại, khi giảm $\mathcal{P}_E$ số vòng quay của tổ máy sẽ tăng. Vậy là, sự thay đổi bất kỳ của phụ tải bên ngoài sẽ làm cho số vòng quay của tuốc bin thay đổi (tốc độ quay của rôto). Nhiệm vụ của sự điều chỉnh tốc độ là tự động phục hồi đẳng thức (a) khi phụ tải $\mathcal{P}_E$ thay đổi.

Bộ phận để điều chỉnh số vòng quay của tuốc bin gọi là *bộ điều tốc*.

Bộ điều tốc hoạt động trên cơ sở tác dụng của các lực ly tâm, mà nó sẽ thay đổi tương ứng với sự thay đổi của số vòng quay của tuốc bin.

Hình III.1 chỉ ra sơ đồ nguyên lý của bộ điều tốc kiểu này.

Khi số vòng quay của tuốc bin tăng lên quả văng m của bộ điều chỉnh, dưới tác dụng của lực ly tâm, sẽ doăng ra theo cung Ao và dịch ra một đoạn Z_1 . Con trượt của bộ điều chỉnh dịch lên một đoạn từ điểm C tới C_1 một đại lượng bằng Z . Khi số vòng quay giảm, ngược lại, các quả văng sẽ khép bớt và con trượt sẽ chạy xuống phía dưới. Sự xê dịch con trượt của bộ điều chỉnh ly tâm được dùng để thay đổi số lượng và chất lượng của hơi vào tuốc bin, tức là để thay đổi công suất tuốc bin.



Hình III.1. Sơ đồ của bộ điều tốc ly tâm.

Bộ điều tốc muốn hoạt động được phải qua truyền động bánh răng. Đó là nhược điểm lớn của bộ điều chỉnh loại này. Xung lượng từ bộ điều chỉnh này truyền đến các xupap điều chỉnh bằng sự liên kết cơ học (hệ thống cánh tay đòn) hay bằng tác động thủy lực (áp suất dầu).

Nguyên lý hoạt động của bộ điều chỉnh thủy khí động lực dựa trên tính tỷ lệ giữa áp suất dầu do bơm ly tâm lắp trên trục tạo nên và bình phương số vòng quay của tuốc bin.

Sau đây ta sẽ nghiên cứu các sơ đồ nguyên lý điều chỉnh tuốc bin hơi.

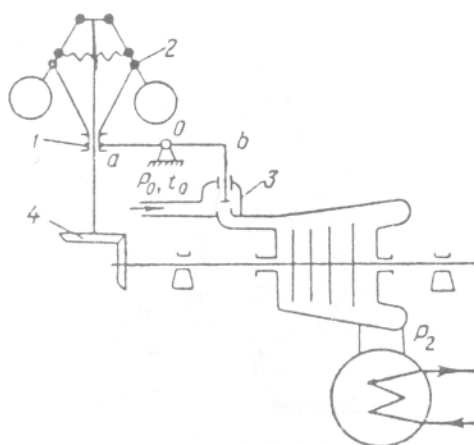
III.2. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ ĐIỀU CHỈNH TUỐC BIN HƠI

III.2.1. SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ ĐIỀU CHỈNH TRỰC TIẾP

Sơ đồ nguyên lý điều chỉnh trực tiếp được thể hiện trên hình III.2.

Con trượt 1 của bộ điều chỉnh ly tâm 2 có liên kết cánh tay đòn trực tiếp với xupap điều chỉnh 3. Khi tăng phụ tải ở đầu cực máy phát điện giữa phụ tải và công suất (do mômen quay xác định) bị mất cân bằng, làm giảm số vòng quay của tuốc bin. Trục tuốc bin liên kết với bộ điều chỉnh tốc độ bằng truyền động bánh răng 4. Khi giảm số vòng quay tuốc bin con văng của bộ điều tốc ly tâm khép bớt lại và con trượt 1 dịch xuống dưới, kéo theo đầu mút a của tay đòn. Trong khi đó tay đòn ab quay chung quanh điểm O tương đối bất động, mở xupap điều chỉnh 3. Công suất tuốc bin tăng, và tuốc bin sẽ làm việc ở số vòng quay mới, thấp hơn. Khi giảm phụ tải số vòng quay của tuốc bin sẽ tăng và xupap điều chỉnh bắt đầu khép lại.

Ưu điểm của loại sơ đồ điều chỉnh máy là đơn giản. Nhưng lực điều chỉnh của bộ điều chỉnh ly tâm bé (thường là vài kilogam). Điều chỉnh trực tiếp chỉ áp dụng cho tuốc bin có công suất không lớn (dưới 50 ÷ 60 kW) với các xupap nhỏ, nhẹ, không đòi hỏi lực điều chỉnh của bộ điều tốc lớn.



Hình III.2. Sơ đồ điều chỉnh trực tiếp.

III.2.2. SƠ ĐỒ ĐIỀU CHỈNH GIÁN TIẾP

Trong tuốc bin có công suất trung bình và lớn, muốn mở xupap điều chỉnh cần có lực điều chỉnh lớn để thắng các lực sinh ra do trọng lượng, lò xo xupap, v.v.

Nếu trong sơ đồ điều chỉnh ta ứng dụng bộ khuếch đại đặc biệt (xecvô-mô tơ) thì có thể đạt được giá trị cần thiết của lực điều chỉnh.

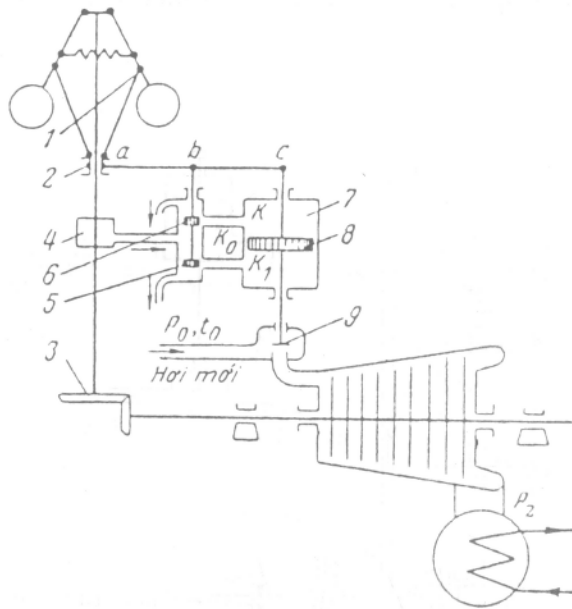
Trên hình III.3 là sơ đồ nguyên lý điều chỉnh với bộ khuếch đại kiểu pittông.

Ở chế độ làm việc ổn định của tuốc bin pittông 6 của ngăn kéo phân phối 5 của bộ khuếch đại (xecvô-mô tơ) 7 nằm ở vị trí trung bình và phủ chồm các rãnh nối thân ngăn kéo phân phối với các khoang của vecvô mô tơ 7. Trong trường hợp này xupap điều chỉnh 9 nằm ở vị trí cố định.

Sự xô dịch con trượt 2 của bộ điều chỉnh ly tâm 1 sẽ làm cho pittông 6 dịch chuyển. Tùy thuộc vào hướng dịch chuyển của pittông 6 dầu dưới áp lực từ bơm dầu 4 sẽ chảy vào khoang K hay khoang K_1 của xecvô-mô tơ 7. Nếu dầu chảy vào khoang K xupap 9 sẽ khép bớt lại, giảm lưu lượng hơi đi qua tuốc bin (công suất của tuốc bin giảm). Đồng thời dầu từ khoang K_1 sẽ chảy qua vỏ ngăn kéo phân phối 5 ra đường xả. Khi dầu chảy vào khoang K_1 sẽ làm cho xupap 9 mở.

Trong sơ đồ điều chỉnh này để di dịch pittông 6 không cần đến lực lớn, bởi vì nó được làm cân bằng ở chính giữa buồng ngăn kéo phân phối K_0 nhờ có áp lực dầu. Lực điều chỉnh để mở xupap 9 phụ thuộc vào kích thước của pittông 8 của xecvô-mô tơ 7 và áp suất dầu. Áp suất dầu trong hệ thống điều chỉnh thường chấp nhận từ 3 đến 7 bar. Trong các tuốc bin hiện đại thường chấp nhận áp suất cao hơn, tới $12 \div 20$ bar.

Ta sẽ xét ví dụ về sự hoạt động của sơ đồ điều chỉnh khi giảm phụ tải tuốc bin. Khi giảm phụ tải số vòng quay của trục tuốc bin sẽ tăng. Qua cơ cấu truyền động 3 các con văng sẽ doăng ra, con trượt 2 sẽ dịch lên phía trên, làm dịch điểm b lên phía trên, kéo theo pittông của ngăn kéo phân phối 6 đi lên. Trong lúc này điểm c của tay đòn ac là tương đối bất động. Khoang K của xecvô-mô tơ nối với buồng ngăn kéo phân phối K_0 . Dầu dưới áp lực sẽ chảy vào khoang K và xupap 9 bắt đầu khép lại. Dầu từ khoang K_1



Hình III.3. Sơ đồ điều chỉnh gián tiếp.

qua rãnh dưới sẽ chảy theo đường xả. Lúc đó điểm c của tay đòn ac bắt đầu hạ xuống dưới, kéo theo pittông của ngăn kéo phân phối 6. Bây giờ điểm a là tương đối bất động. Chỉ khi nào pittông 6 chiếm lại vị trí trung bình của nó dầu sẽ ngưng chảy vào khoang K , và xupap điều chỉnh 9 dừng lại ở vị trí mới. Lưu lượng hơi đi qua tuốc bin giảm, tương ứng công suất cũng bị giảm. Số vòng quay của trục tuốc bin tăng lên chút ít.

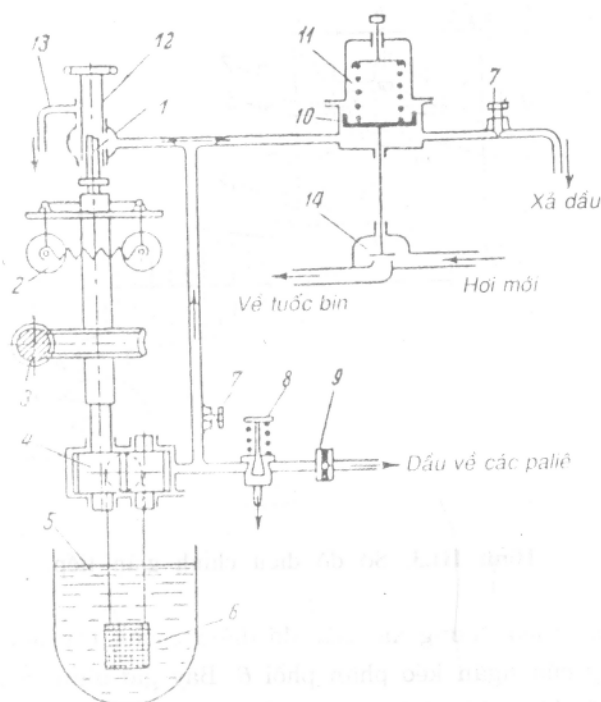
Tay đòn ac được gọi là cần liên hệ nghịch, bởi vì nhờ nó mà vị trí trung bình của ngăn kéo phân phối luôn được phục hồi.

III.2.3. SƠ ĐỒ ĐIỀU CHỈNH BẰNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

Trong các sơ đồ điều chỉnh bằng truyền động thủy lực không có cơ cấu tay đòn. Trên hình III.4 là sơ đồ nguyên lý của loại điều chỉnh này.

Ngăn kéo phân phối vát xiên 1 liên hệ cứng với con trượt của bộ điều chỉnh ly tâm 2. Bộ điều chỉnh hoạt động qua cơ cấu truyền động 3. Khi thay đổi số vòng quay của tuốc bin ngăn kéo phân phối 1 dịch xuống hoặc dịch lên, làm tăng hoặc giảm tiết diện của dầu trong bầu dầu 12 để xả dầu qua ống 13. Vì thế áp suất dầu dưới pittông 10 của xecvô-mô tơ của xupap điều chỉnh giảm hoặc tăng, còn xupap điều chỉnh 14 tương ứng sẽ đóng hoặc mở. Dầu từ bể 5 qua lưới lọc và dầu hút 6 đi về bơm dầu bánh răng 4. Theo dầu ra khỏi bơm 4 dầu chảy vào hệ thống điều chỉnh qua van chỉnh định 7, và về hệ thống bôi trơn - qua van tiết lưu 9. Dầu vào hệ thống điều chỉnh được chia làm hai nhánh: một phần dầu chảy qua cửa bầu dầu 12 ra đường xả, còn phần khác - về phía dưới pittông của bộ khuếch đại, sau đó qua van chỉnh định thứ hai 7 chảy ra ngoài. Vị trí của cả hai van chỉnh định 7 được ấn định khi tiến hành hiệu chỉnh sự làm việc của bộ điều chỉnh. Ở phía ống dầu có áp lực ta đặt van an toàn 8 để xả bớt dầu qua

van tiết lưu 9 khi bị quá áp. Lò xo 11 của xupap điều chỉnh 14 nằm ở vị trí nén và luôn ở thể đóng van lại.



Hình III.4. Sơ đồ điều chỉnh bằng thủy lực.

Thực hiện mở xupap 14 bằng áp lực dầu để thắng lực nén của lò xo. Áp suất dầu dưới pittông 10 thay đổi khi thay đổi phụ tải hoặc số vòng quay của tuốc bin, để bảo đảm cho xupap điều chỉnh làm việc.

Ta sẽ nghiên cứu sự hoạt động của hệ thống điều chỉnh khi tăng phụ tải tuốc bin chẳng hạn.

Khi tăng phụ tải tuốc bin con trượt của bộ điều chỉnh ly tâm và ngăn kéo phân phối 1 dịch lên phía trên, tiết diện xả dầu ở bầu dầu 12 giảm. Áp suất dầu dưới pittông 10 tăng lên, và xupap 14 mở thêm. Lưu lượng hơi qua tuốc bin tăng lên và công suất cũng tăng.

Ưu điểm chủ yếu của điều chỉnh tuốc bin bằng thủy lực là không có cơ cấu tay đòn, tránh được ma sát và độ jơ.

III.3. BỘ PHẬN ĐỒNG BỘ - CƠ CẤU DÙNG ĐỂ THAY ĐỔI SỐ VÒNG QUAY CỦA TUỐC BIN

Từ các sơ đồ nguyên lý điều chỉnh đã nghiên cứu trên thấy rằng, sự thay đổi phụ tải tuốc bin sẽ làm thay đổi số vòng quay. Như vậy, đối với tổ máy làm việc riêng lẻ,

số vòng quay của nó phụ thuộc vào phụ tải, tức là, một số vòng quay nhất định hoàn toàn tương ứng với một phụ tải nhất định của tuốc bin.

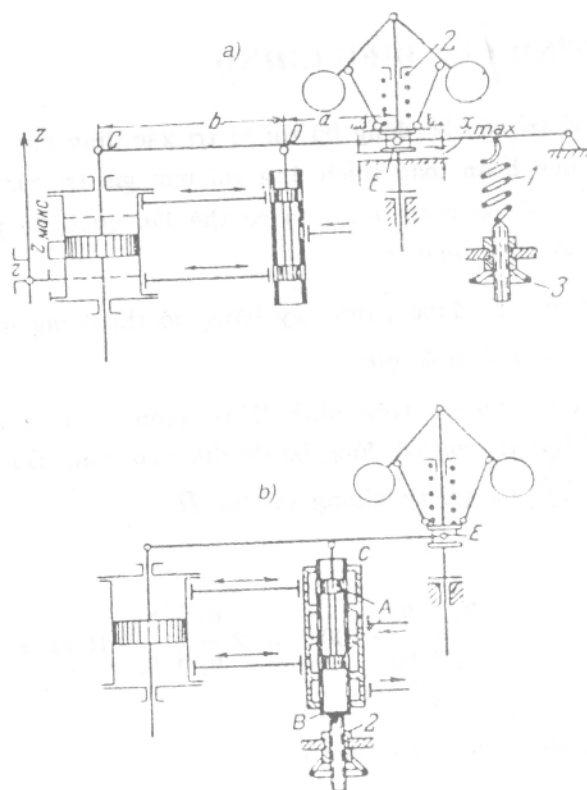
Trong trường hợp này giới hạn thay đổi vòng quay phụ thuộc vào độ không đều của bộ điều chỉnh (thường khi kéo máy phát điện, độ không đều không vượt quá 6% số vòng làm việc định mức n_0).

Nếu tổ máy làm việc song song với các tổ máy khác trong lưới điện, thì số vòng quay của nó sẽ do tần số dưới quyết định.

Trong trường hợp này tuốc bin phải làm việc với số vòng định mức trong toàn dải thay đổi phụ tải của nó. Có thể thực hiện điều đó bằng cơ cấu đặc biệt dùng để thay đổi số vòng quay (bộ đồng bộ).

Cấu tạo của bộ đồng bộ rất khác nhau. Trên hình III.5 giới thiệu các sơ đồ chủ yếu của các bộ đồng bộ ấy.

Trong sơ đồ a ta thêm vào sơ đồ nguyên lý điều chỉnh (hình III.5,a) lò xo 1 với vô lăng 3 để thay đổi độ căng của nó. Ở đây lò xo là chức năng của bộ đồng bộ, từ sơ đồ này ta thấy rằng, khi thay đổi số vòng quay của tuốc bin, các con văng của bộ điều chỉnh ly tâm sẽ tác động lên lò xo 1 và 2. Ví dụ, khi tăng số vòng quay con văng bộ điều chỉnh ly tâm cùng một lúc sẽ nén lò xo 2 và kéo lò xo 1 làm dịch con trượt E lên phía trên.



Hình III.5. Sơ đồ các cơ cấu dùng để thay đổi số vòng quay tuốc bin :
a) kiểu có lò xo phụ 1 ; b) kiểu có vô trượt di động B.

Có thể thay đổi sức căng ban đầu của lò xo 1 trong giới hạn nhất định, bằng cách dùng vô lăng 3 quay vít gắn liền với lò xo 1.

Khi thay đổi sức căng ban đầu của lò xo 1, sẽ làm thay đổi sức căng của lò xo 2 và vị trí của con trượt E.

Ví dụ : muốn tăng sức căng của lò xo 1, ta sẽ giảm sức căng của lò xo 2 và kéo con trượt E xuống. Khi con trượt E đi xuống, ngán kéo phân phối của bộ khuếch đại chiếm vị trí mới, độ mở của xupap điều chỉnh thay đổi, và công suất sẽ thay đổi khi số vòng quay thực tế vẫn giữ nguyên. Như vậy là, khi thay đổi sức căng lò xo 1 có thể thay đổi vị trí của con trượt E và tương ứng sẽ thay đổi công suất của tuốc bin.

Từ sơ đồ b (hình III5,b) thấy rằng, vô trượt B của ngán kéo phân phối có thể di chuyển được là nhờ vô lăng 2 quay vít gắn với vô trượt. Khi di dịch vô trượt lên hoặc xuống pittông A của ngán kéo phân phối sẽ trở lại vị trí giữa với các vị trí khác nhau của con trượt bộ điều tốc. Tại vị trí giữa của ngán kéo phân phối A vị trí xác định của con trượt E và độ mở của xupap điều chỉnh đều hoàn toàn tương ứng với vị trí của vô trượt B. Như vậy, khi tác động làm di dịch vô trượt B, có thể thay đổi độ mở của xupap điều chỉnh và lưu lượng hơi trong tuốc bin.

Qua các sơ đồ trên ta thấy rằng cơ cấu dùng để thay đổi số vòng quay bảo đảm cho thiết bị làm việc trong lưới điện với bất kỳ phụ tải nào, từ không tải tới định mức, trong khi số vòng quay vẫn giữ không đổi, tức vẫn là số vòng định mức.

III.4. ĐẶC TÍNH TÍNH CỦA ĐIỀU CHỈNH

Khi đã cố định vị trí của bộ đồng bộ thì vị trí xác định của con trượt và công suất ở đầu dây máy phát đều hoàn toàn thích ứng với một giá trị của số vòng quay. Nếu do công suất của tuốc bin và số vòng quay, ta có thể lập quan hệ phụ thuộc của sự thay đổi công suất P_E và số vòng quay n.

Sự phụ thuộc P_E vào n, được trình bày bằng đồ thị trong hệ thống tọa độ, gọi là *đặc tính tính của điều chỉnh tuốc bin*.

Đặc tính tính được biểu thị trên hình III.6. Trên sơ đồ a trình bày sự thay đổi P_E tùy thuộc vào n khi vị trí của bộ đồng bộ đã được cố định. Đường ab chỉ sự thay đổi P_E theo hàm n khi tăng phụ tải từ không tải tới P_E .

Tỷ số

$$\frac{\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2}}{2} \cdot 100\% = 2 \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \cdot 100\% = \delta$$

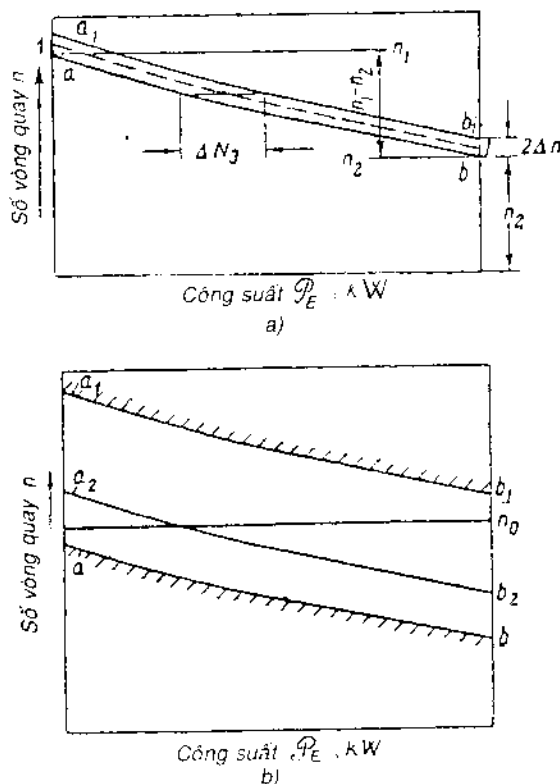
được gọi là *độ không đều của điều chỉnh*.

Ở đây :

n_1 - số vòng tuốc bin ở chế độ không tải ;

n_2 - số vòng tuốc bin ở phụ tải định mức ;

$\frac{n_1 + n_2}{2}$ - số vòng trung bình của tước bin khi vị trí của bộ đồng bộ đã được cố định.



Hình III.6. Đặc tính tĩnh của điều chỉnh tước bin :

- a) vị trí của bộ đồng bộ đã được cố định ;
- b) vị trí biên và trung gian của bộ điều chỉnh.

Nếu chấp nhận thay số vòng trung bình bằng số vòng định mức n_0 , thì ta có :

$$\delta = - \frac{n_1 - n_2}{n_0} 100\%$$

Sự làm việc của hệ thống điều chỉnh tước bin phụ thuộc vào đặc tính của đường cong thay đổi của P_E tùy thuộc vào n .

Để bảo đảm cho tước bin làm việc bình thường, tức là sự thay đổi P_E thích ứng với n , độ không đều phải nằm trong giới hạn từ 4 đến 6%. Độ không đều không nên vượt quá 6%, vì khi mất tải hoàn toàn, số vòng quay tăng vọt và chột an toàn tác động.

Nếu đo công suất tước bin tùy thuộc vào số vòng quay từ P_E đến không tải, thì ta sẽ được quan hệ phụ thuộc P_E vào n hơi khác chút ít. Trên hình III.6,a sự phụ thuộc ấy được thể hiện qua đường cong a_1b_1 . Ký hiệu $2\Delta n$ là hiệu số giữa số vòng quay, lấy theo đường a_1b_1 , và số vòng quay, lấy theo đường ab , trên cùng một công suất P_E và gọi đó là sự thay đổi tự phát của số vòng quay. Giá trị $2\Delta n = +\Delta n - (-\Delta n)$ là sự thay đổi số

vòng quay, so với trạng thái khi bộ điều chỉnh còn nằm ở trạng thái cân bằng 1-1, và chưa thể thắng được các trở lực trong các khớp của bộ điều chỉnh và các khớp liên kết con trượt của hệ điều chỉnh với ngăn kéo phân phối, cũng như trong bản thân ngăn kéo phân phối.

Δn^+ - độ tăng số vòng quay cần thiết của tuốc bin, so với giá trị trung bình ổn định, để thắng các trở lực kể trên và đem bộ điều chỉnh ra khỏi trạng thái cân bằng.

Δn^- - độ giảm số vòng quay cần thiết, so với giá trị trung bình ổn định, để thắng các trở lực có hại và đem bộ điều chỉnh thoát khỏi trạng thái cân bằng.

Vùng $2\Delta n$ gọi là vùng không nhảy của bộ điều chỉnh. Tỷ số $2\Delta n$ trên n_0 tính bằng phần trăm gọi là *độ không nhảy* của hệ thống điều chỉnh.

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n_0} \cdot 100\%$$

Đại lượng ε cho phép tối đa không quá 0,5%. Trong các tuốc bin hiện đại người ta phần đầu thực hiện điều chỉnh với độ nhảy $\varepsilon \leq 0,1\%$. Độ không nhảy của hệ thống điều chỉnh tuốc bin phụ thuộc vào nhiều yếu tố: có độ hở (khe hở lớn) trong khớp tay đòn, độ quán tính của con trượt bộ điều chỉnh, độ ma sát trong con trượt và ngăn kéo phân phối v.v..

Có thể xác định độ thay đổi tự phát của số vòng quay khi biết được độ nhảy điều chỉnh:

$$2\Delta n = \frac{\varepsilon n_0}{100}$$

Nhờ có bộ phận đồng bộ mà có thể chuyển dịch lên xuống đặc tính tĩnh của điều chỉnh (đường cong ab).

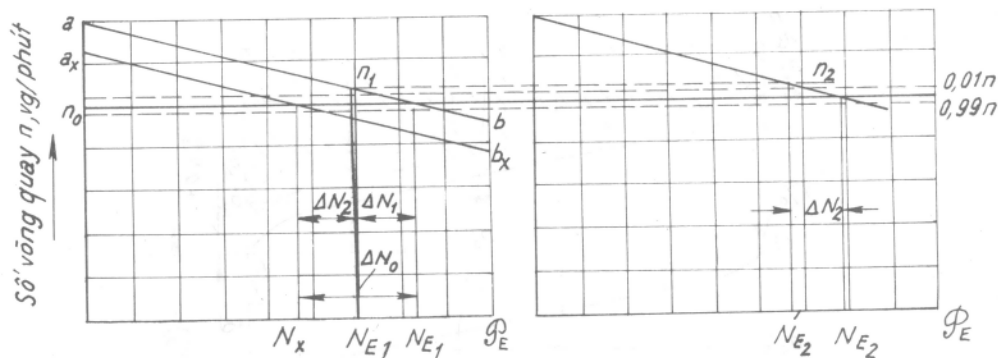
Trên hình III.6,b là đặc tính điều chỉnh tại các vị trí biên (trên và dưới) của bộ phận đồng bộ (đường a_1b_1). Đường cong a_2b_2 là đặc tính điều chỉnh ở vị trí trung gian của bộ đồng bộ.

Đặc tính tĩnh không chỉ có thể chuyển vị trong phạm vi độ không đều, tức là từ đường ab đến a_1b_1 (hình III.7).

Trong điều kiện vận hành của tổ tuốc bin-máy phát giới hạn chuyển vị ấy chưa đủ, bởi vì trong nhiều trường hợp tổ máy làm việc với số vòng quay khác với định mức, cả về phía tăng cũng như phía giảm.

Nếu bộ phận đồng bộ chỉ dịch đặc tính tĩnh trong phạm vi độ không đều, thì khi tăng số vòng, chẳng hạn, lên 1%, tổ máy không thể mang trên 80% công suất định mức được, bởi vì muốn mang đầy tải phải dịch đặc tính tĩnh cao hơn đường a_1b_1 , tức là đường a_1b_1 .

Ngược lại, khi giảm số vòng quay, ví dụ, xuống 2%, tổ máy không thể giảm công suất xuống dưới 76% được (hình III.7). Muốn giảm nữa phải dịch đặc tính theo đường a_1b_1 .



Hình III.8. Đặc tính điều chỉnh khi tước bin làm việc song song với nhau.

Trong một thời điểm nhất định phụ tải chung của cả hai tước bin bằng :

$$P_E = N_{E1} + N_{E2} ,$$

trong đó :

N_{E1} - phụ tải của tổ máy N^o1 ;

N_{E2} - phụ tải của tổ máy N^o2.

Giả sử phụ tải trong lưới giảm một đại lượng bằng ΔN_0 . Nếu không dùng bộ phận đồng bộ tác động lên đặc tính điều chỉnh của tước bin, thì cả hai tước bin đều giảm phụ tải và tăng số vòng quay. Ở máy N^o1 phụ tải giảm bớt ΔN_1 và ở máy N^o2 - ΔN_2 . Thêm vào đó ta có :

$$\Delta N_1 + \Delta N_2 = \Delta N_0 = \Delta P_0$$

Chẳng hạn, khi dùng bộ phận đồng bộ tác động lên đặc tính điều chỉnh của tước bin N^o1, có thể chỉ giảm phụ tải của tổ máy N^o1 một đại lượng ΔN_0 và vẫn giữ được số vòng làm việc n_0 .

Đặc tính điều chỉnh sẽ được chuyển vị từ vị trí ban đầu ab về vị trí $a_x b_x$.

Sự thay đổi phụ tải trong lưới điện luôn sẽ làm cho phụ tải tước bin và số vòng quay thay đổi (tương ứng sẽ thay đổi tần số của lưới).

Sự thay đổi phụ tải nhiều ít phụ thuộc vào đặc tính tĩnh. Trong tước bin có đặc tính điều chỉnh thoải phụ tải sẽ thay đổi nhiều hơn trong tước bin có đặc tính điều chỉnh dốc. Phụ tải có thể thay đổi một cách tự phát nếu hệ thống điều chỉnh không có đủ độ không nhạy thỏa đáng và trên đặc tính tĩnh có những đoạn thoải.

Với những điều kiện nói trên tước bin sẽ làm việc không ổn định. Do đó, đặc tính tĩnh của hệ thống điều chỉnh có những đoạn thoải và có độ không nhạy cao hơn mức bình thường là không tốt. Tước bin làm việc với đặc tính như thế là không tin cậy.

Trong hệ thống năng lượng thường chia tước bin ra loại "chạy nền" và loại "chạy đỉnh". Tước bin có công suất lớn và hiệu quả kinh tế cao thường được dùng để chạy nền. Tước bin chạy đỉnh là tước bin có hiệu quả kinh tế thấp hơn.

Nhằm mục đích tiết kiệm nhiên liệu trong các nhà máy điện, theo thường lệ, những tước bin chạy nền phải mang đầy tải, còn tước bin chạy đỉnh chủ yếu dùng để phủ tải đỉnh cho lưới. Muốn bảo đảm cho tước bin chạy nền mang đầy tải và ít thay đổi khi có dao động phụ tải trong lưới điện, thì đặc tính tĩnh điều chỉnh của loại tước bin này phải dốc, nhất là ở đoạn phụ tải kinh tế. Tuy nhiên, việc tăng độ dốc của đặc tính tĩnh sẽ là bất lợi, nếu số vòng quay tăng đột ngột (lồng tặc) do sa thải một phần hoặc hoàn toàn phụ tải khi máy phát bị sự cố.

Sự thay đổi đột ngột số vòng quay là hiệu số giữa số vòng quay lớn nhất, mà tước bin đạt tới khi máy phát bị mất phụ tải đột ngột, và số vòng quay định mức.

Sự thay đổi đột ngột số vòng quay phần lớn phụ thuộc vào độ không đều của điều chỉnh, thể tích của hơi sau các xupap điều chỉnh, độ không nhạy của điều chỉnh, thể tích trong buồng trích hơi, các ống nhánh dẫn hơi, v.v. ... Nếu chỉ phụ thuộc vào độ không đều thì

$$\Delta n = \frac{\delta n_0}{100}.$$

Từ phương trình này thấy rằng, Δn tỷ lệ thuận với độ không đều. Cho nên đối với tước bin chạy nền thường không được vượt quá 6%.

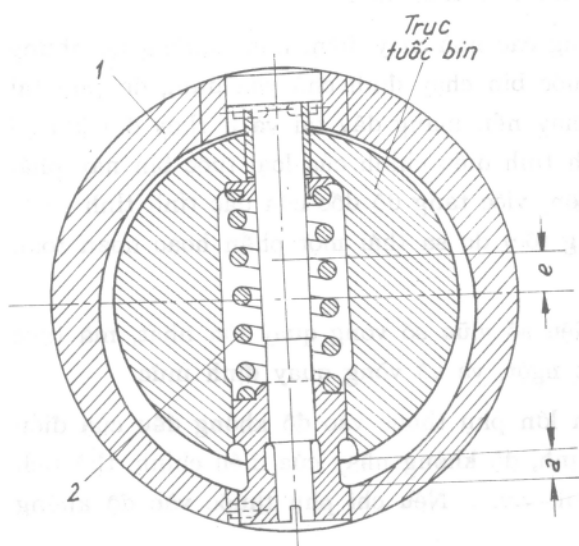
III.6. BỘ PHẬN AN TOÀN

Dù hệ thống điều chỉnh có được thiết kế và chế tạo hoàn hảo đến đâu, bao giờ cũng cần đề phòng những trường hợp xấu xảy ra trong vận hành. Ví dụ : các xupap bị mòn, ngăn kéo phân phối bị kẹt, độ di trục quá lớn và nhiều hiện tượng khác, nhất là khi bị mất phụ tải đột ngột, số vòng quay của tước bin có thể tăng lên đến giá trị nguy hiểm. Số vòng quay giới hạn cho phép thường chấp nhận cao hơn số vòng làm việc từ 10 đến 12%. Nếu không ngừng máy kịp thời có thể xảy ra sự cố nghiêm trọng. Vì vậy mỗi tước bin được trang bị một hoặc hai bộ phận an toàn, dùng để cắt ngay hơi đi vào tước bin khi số vòng quay tăng nhanh, đạt quá giới hạn cho phép, hay là khi xảy ra sự cố nghiêm trọng khác. Khi bộ phận an toàn tác động thì van stop và van điều chỉnh phải đóng ngay tức khắc.

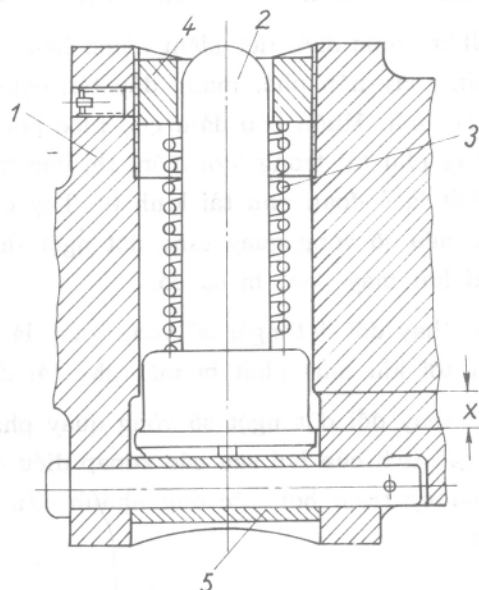
Trong tước bin ngưng hơi bộ phận an toàn dùng để bảo vệ tước bin khi số vòng quay lồng lên hoặc lúc độ di trục quá lớn, hay áp lực dầu và chân không bị giảm nhiều. Trong tước bin đối áp nó dùng để bảo vệ tước bin khi áp suất cuối tước bin bị giảm quá nhiều. Trong tước bin trích hơi cấp nhiệt có điều chỉnh nó dùng để bảo vệ không cho luồng hơi quay ngược về tước bin khi cắt phụ tải nhiệt, hoặc khi áp suất ở cửa trích giảm xuống quá mức.

Bộ phận an toàn phải làm việc chắc chắn và tin cậy để bảo vệ máy. Bộ phận an toàn thực chất là bộ điều chỉnh ly tâm không bền vững.

Kết cấu của bộ phận an toàn kiểu vòng được thể hiện trên hình III.9.



Hình III.9. Bộ phận an toàn kiểu vòng (vòng an toàn).



Hình III.10. Bộ phận an toàn kiểu chốt (chốt an toàn).

Vòng lệch tâm 1 được lắp lên trục. Dưới tác dụng của lò xo 2 vòng lệch tâm bám vào trục (hình III.9). Độ lệch tâm e xác định khoảng cách giữa trọng tâm của vòng an toàn và tâm quay của trục. Khoảng cách a là hành trình (khoảng chạy) của vòng an toàn.

Sự dịch chuyển của vòng với khoảng cách a sẽ xảy ra khi số vòng quay tăng đến giá trị giới hạn.

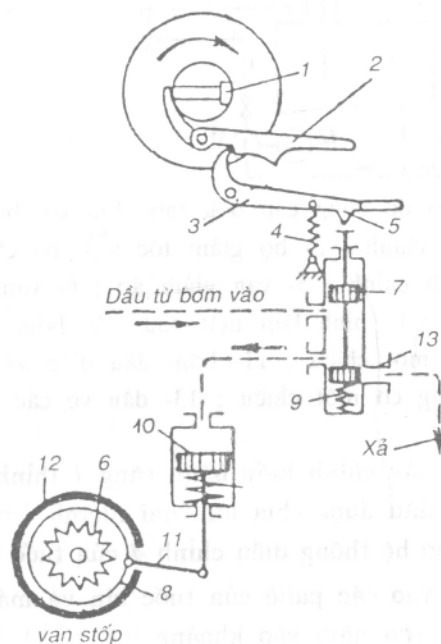
Bộ phận an toàn cũng còn có cấu tạo kiểu chốt, thường hay gọi là chốt an toàn. Trên hình III.10, trình bày sơ đồ nguyên lý của loại này. Trong lỗ tròn xuyên ngang trục trục tước bin 1 có lắp chốt an toàn 2. Trọng tâm của chốt không nằm trên tâm trục tước bin. Lúc trục quay bình thường nhờ có lò xo 3 tựa lên êcu 4 mà chốt tỳ vào đế 5. Lực nén của lò xo cân bằng với lực ly tâm.

Khi số vòng quay tăng vượt quá giá trị cho phép, lực ly tâm của chốt 2 thắng trở lực của lò xo, chốt văng ra và đập vào cần truyền động trung gian, làm sập van stop, cắt hơi vào tước bin. Trên hình III.11 là sơ đồ cơ cấu bộ phận an toàn có liên kết thủy lực.

Cần 2 quay quanh trục của nó theo chiều ngược kim đồng hồ và nhà móc cài của cần 3. Đầu bên phải cần 3 hạ xuống, qua răng 5 ấn ngăn kéo phân phối 7 xuống và ép lò xo nén 9. Dầu áp lực từ bơm dầu chính được dẫn vào vỏ ngăn kéo phân phối.

Lúc làm việc bình thường dầu từ bơm dầu chính qua ngăn kéo phân phối chảy vào khoang trên của xecvô mô tơ 10, ép pittông xuống dưới, nhờ đó mà cần 11 duy trì được độ mở của xupap 12.

Nếu chốt an toàn 1 tác động, thì ngăn kéo phân phối 7 di dịch xuống, cách ly đường dầu vào và đường dầu đi về xecvô-mô tơ của van stop. Khoang trên của xecvô-mô tơ 10 thông với đường xả 13, áp suất trên pittông giảm lò xo 14 nâng pittông lên trên. Cần 11, quay ngược chiều kim đồng hồ, nhờ khớp quay 8 đĩa hình sao 6 làm sập van stop và đóng kín hơi lại.



Hình III.11. Sơ đồ cơ cấu chốt an toàn có liên kết thủy lực.

Cũng cần lưu ý rằng, khi tuốc bin làm việc song song trong lưới điện, bộ phận an toàn không những chỉ cắt hơi vào tuốc bin mà còn phải cắt máy phát khỏi lưới nữa. Nếu không đảm bảo được điều kiện này thì sau khi bộ phận an toàn tác động máy phát có thể chuyển sang làm việc theo chế độ động cơ.

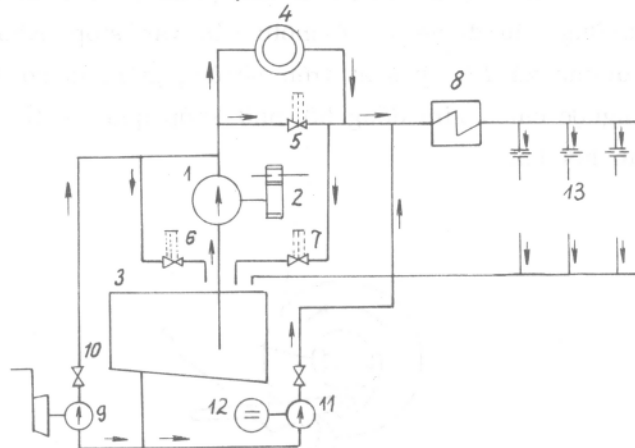
III.7. SƠ ĐỒ CUNG CẤP DẦU TUỐC BIN

Dầu tuốc bin dùng để :

- Bôi trơn các paliê.
- Rút nhiệt ra khỏi các paliê.
- Cung cấp cho hệ thống điều chỉnh.
- Bôi trơn các bánh răng truyền động, các khớp trục và các bộ phận cơ khí khác của tuốc bin.

Trong thực tế của ngành chế tạo tuốc bin có hai loại sơ đồ dầu phổ biến : sơ đồ với bơm thể tích (hình III.12) và sơ đồ với bơm ly tâm (hình III.13).

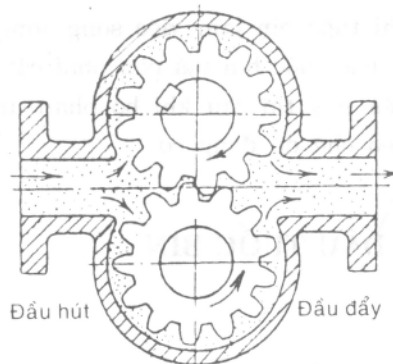
III.7.1. SƠ ĐỒ VỚI BƠM THỂ TÍCH (HÌNH III.12)



Hình III.12. Sơ đồ cung cấp dầu tước bin với bơm thể tích :

- 1- bơm dầu chính ; 2- bộ giảm tốc ; 3- bể chứa dầu ;
- 4- hệ thống điều chỉnh ; 5- van giảm áp ; 6- van xả cao áp ;
- 7- van xả hạ áp ; 8- bình làm mát dầu ; 9- bơm dầu hồi phụ ;
- 10- van một chiều ; 11- bơm dầu điện sự cố ;
- 12- động cơ một chiều ; 13- dầu về các paliê.

Từ bể 3 dầu được bơm dầu chính kiểu bánh răng 1 (hình III.13) bơm vào hệ thống dầu. Qua đầu đẩy của bơm dầu được chia làm hai nhánh : một nhánh với áp lực toàn phần ($4 \div 20$ bar) dầu đi vào hệ thống điều chỉnh 4 của tước bin, còn nhánh thứ hai thì chảy qua van giảm áp 5 đi vào các paliê của tước bin và máy phát. Áp suất tuyệt đối của dầu trong hệ thống bôi trơn nằm vào khoảng $0,4 \div 1,8$ bar.



Hình III.13. Mặt cắt ngang của bơm dầu chính kiểu bánh răng.

Trước khi chảy vào các paliê dầu được làm mát sơ bộ trong bình làm mát dầu 8. Để phân phối chính xác dầu cho các paliê trong các đường ống dẫn dầu có đặt các vòng tiết lưu khống chế. Việc phân phối chính xác lưu lượng dầu cho các paliê do độ tăng nhiệt của dầu xác định và có thể thực hiện được bằng cách lựa chọn đường kính lỗ của

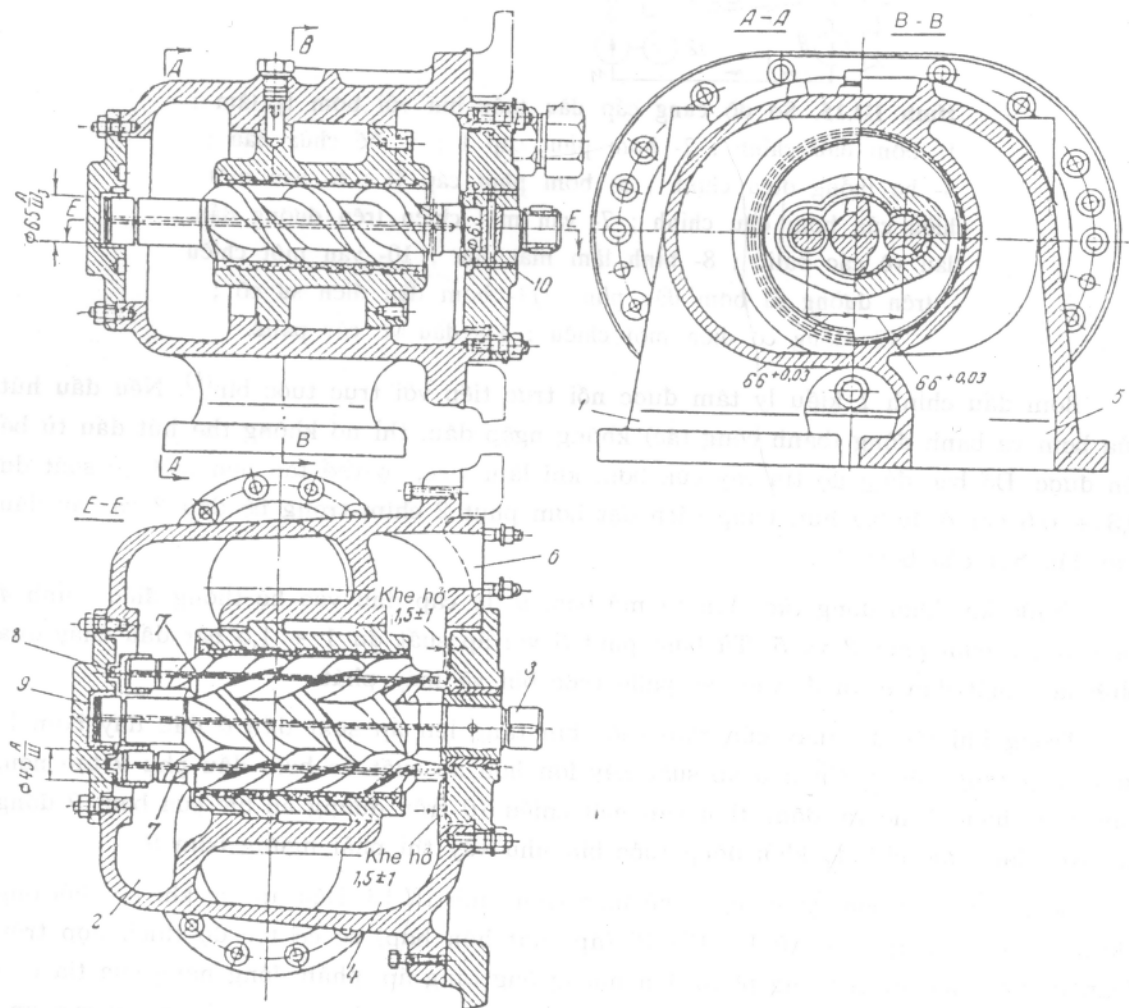
vòng tiết lưu đặt trong ống dẫn dầu có áp lực trước từng paliê. Từ các paliê dầu được gom lại trong ống dẫn dầu xả và quay về bể chứa dầu.

Trên ống dẫn dầu trong hệ thống bôi trơn có đặt van an toàn 7 để xả bớt dầu dư thừa vào bể khi áp suất dầu bôi trơn tăng quá mức cần thiết.

Dầu xả ra từ hệ thống điều chỉnh được đem vào đường dầu có áp lực dẫn về các paliê. Sơ đồ phân phối dầu như thế này sẽ làm giảm chút ít hiệu áp suất của dầu lên pittông của xecvô mô-tơ.

Trong một số tuốc bin dầu từ hệ thống điều chỉnh được xả trực tiếp vào bể dầu.

Trong các tuốc bin có công suất lớn, thay vì cho bơm bánh răng, người ta dùng bơm trục vít (hình III.14).

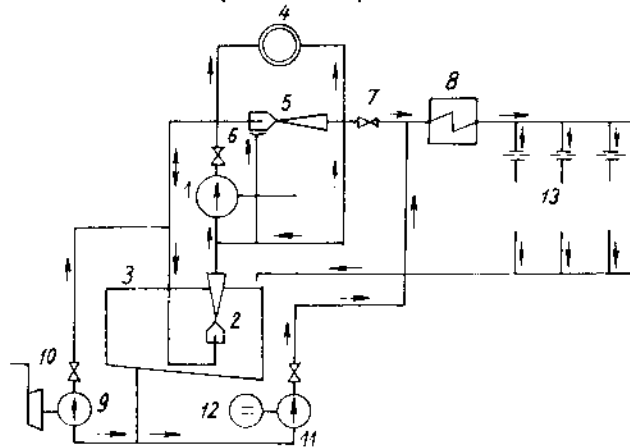


Hình III.14. Bơm dầu kiểu trục vít LMZ (2400 lit/ph ; $n = 1500$ vg/ph) :

- 1- ống hút dầu ; 2- khoang trước bơm ; 3- trục vít dẫn động ;
- 4- khoang đẩy ; 5 và 6- ống thoát dầu ; 7- trục vít bị dẫn ;
- 8 và 9- ổ chặn trục vít ; 10- bạc paliê.

So với bơm bánh răng, bơm trục vít có nhiều ưu điểm trong vận hành : công suất truyền động nhỏ, lắp ráp đơn giản, làm việc bền lâu.

III.7.2. SƠ ĐỒ VỚI BƠM LY TÂM (hình III.15)



Hình III.15. Sơ đồ cung cấp dầu tuốc bin với bơm ly tâm :
 1- bơm dầu chính ; 2- bơm phụ cấp I ; 3- bể chứa dầu ;
 4- hệ thống điều chỉnh ; 5- bơm phụ cấp II ; 6- van một
 chiều của bơm dầu chính ; 7- van một chiều trên đường dẫn
 dầu về các paliê ; 8- bình làm mát dầu ; 10- van một chiều
 trên đường từ bơm dầu phụ ; 11- bơm dầu điện sự cố ;
 12- động cơ điện một chiều ; 13- dầu về các paliê.

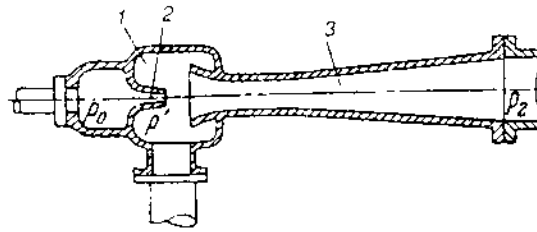
Bơm dầu chính 1 kiểu ly tâm được nối trực tiếp với trục tuốc bin⁽¹⁾. Nếu dầu hút của bơm và bánh động (bánh công tác) không ngập dầu, thì nó không thể hút dầu từ bể lên được. Để bảo đảm độ tin cậy của bơm khi làm việc, có thể tạo nên một áp suất dư $0,3 \div 0,5$ bar ở đường hút, bằng cách đặt bơm phụ 2 chìm trong bể dầu 3 và cấp dầu vào đầu hút của bơm 1.

Trước khi khởi động tuốc bin ta mở bơm 9 để cấp dầu vào hệ thống điều chỉnh 4 và vào các bơm phụ 2 và 5. Từ bơm phụ 5 với áp suất dư $1 \div 1,5$ bar dầu chảy qua bình làm mát dầu 8 và đi vào các paliê tuốc bin và máy phát.

Trong khi tốc độ quay của rôto tuốc bin tăng lên áp suất dầu ở đầu đẩy bơm ly tâm cũng tăng dần ; Khi nào áp suất này lớn hơn áp suất do bơm dầu phụ 9 tạo nên, van một chiều 6 mở ra, đồng thời van một chiều 10 trên đường áp lực của bơm 9 đóng lại. Khi đạt được chế độ khởi động tuốc bin như vậy thì phải ngừng bơm 9.

Sơ đồ kết cấu bơm phụ được thể hiện trên hình III.16. Dầu áp lực khi ra khỏi ống phun 2 do giảm áp suất từ P_0 đến P' (áp suất hỗn hợp) sẽ có tốc độ thích hợp trên đoạn từ tiết diện ra của ống phun đến miệng ống tăng áp, phần động năng của tia dầu được dùng để hút dầu từ ngăn hỗn hợp vào ống tăng áp. Trong đoạn hình trụ của ống tăng áp sẽ diễn ra quá trình pha trộn và cân bằng tốc độ của dầu áp lực và dầu trong bể chứa được hút từ ngăn hỗn hợp. Trong phần tapers của ống tăng áp động năng của hỗn hợp dầu giảm và áp suất tăng từ P' đến P_2 .

⁽¹⁾ Ngày nay có một số hãng chế tạo một bơm (ví dụ : IMB, v.v...) không đặt bơm dầu chính ở đầu tuốc bin mà bố trí riêng biệt trong gian máy.



Hình III.16. Sơ đồ kết cấu bơm phụt :

1- ngăn hỗn hợp ; 2- ống phun dầu ; 3- ống tăng áp.

Trong cả hai sơ đồ dầu đều xét đến bơm dầu điện sự cố để bôi trơn các palie tước bin và máy phát. Trong các tước bin hiện đại bơm dầu điện sự cố có thể được chạy bằng động cơ điện một chiều hoặc xoay chiều.

Chương IV

VẬN HÀNH THIẾT BỊ TUỐC BIN

Trình tự và các thao tác vận hành cụ thể, chính xác được quy định rõ ràng trong các quy trình vận hành, riêng biệt cho từng chủng loại tuốc bin, phù hợp với đặc điểm cấu tạo và điều kiện thực tế.

Trong chương này chỉ trình bày tóm tắt một số vấn đề cơ bản cần lưu ý để dễ bề nắm vững các quy trình vận hành chi tiết và giải minh nội dung vật lý của các hiện tượng nảy sinh trong các bộ phận tuốc bin khi mở máy, thay đổi chế độ làm việc, ngừng máy, v.v....

IV.1. NHIỆM VỤ VẬN HÀNH THIẾT BỊ TUỐC BIN

Nhiệm vụ chủ yếu của vận hành thiết bị tuốc bin là cung cấp theo độ thị phân phối điện năng và nhiệt năng cho hộ tiêu thụ một cách liên tục, an toàn, với độ tin cậy cao và hiệu quả kinh tế tối đa.

Độ tin cậy gắn chặt với hiệu quả kinh tế.

Chỉ tiêu tổng hợp của độ tin cậy là hệ số sẵn sàng K . Nó đặc trưng cho khả năng làm việc của tuốc bin trong bất kỳ thời gian nào, ngoại trừ thời gian sửa chữa.

Hệ số sẵn sàng được tính theo công thức :

$$K = \frac{T_0}{T_0 + T_1}$$

trong đó :

$T_0 = T_2/m$ - thời gian làm việc cho đến lúc máy hỏng phải ngừng ;

$T_1 = T_3/m$ - thời gian phục hồi (sửa chữa) trung bình ;

T_2 - tổng thời gian làm việc sau một giai đoạn ;

T_3 - tổng thời gian sửa chữa sau một giai đoạn ;

m - số lần ngừng máy.

Chỉ tiêu và độ tin cậy thường phải là :

- Hệ số sẵn sàng không dưới 0,97 ;
- Thời gian làm việc cho đến lúc máy hỏng phải ngừng - trên 5.000 giờ ;

- Thời gian giữa hai lần sửa chữa không dưới 4 năm.
- Tuổi thọ đến lúc thanh lý không dưới 30 năm, ngoại trừ các chi tiết máy chống bị ăn mòn

Vì đồ thị điện năng là không đồng đều nên trong việc điều phối công suất tuốc bin cũng cần chú ý đáp ứng một số yêu cầu nhất định. Ví dụ : phải đảm bảo khả năng ngừng máy khi cần thiết (ngừng máy hàng tuần chẳng hạn). Lúc khởi động lại từ trạng thái nguội phải giữ tốc độ nâng tải không dưới $0,8 \div 0,65\%$ công suất định mức trong một phút (đối với khối có áp suất dưới tối hạn) và $0,7 \div 0,5\%$ (đối với khối có áp suất trên tối hạn) Nếu khởi động lại máy sau khi ngừng qua đêm thì tốc độ nâng tải yêu cầu là $1,0 \div 2,0\%$ công suất định mức trong một phút.

Mỗi năm trung bình có thể khởi động trên 20 lần. Vậy số lần khởi động trong cả đời làm việc (cỡ 30 năm) của tuốc bin có thể lên tới $600 \div 800$ lần.

Vì độ không đều của đồ thị phụ tải ngày càng tăng, nên nhiều nhà sản xuất tuốc bin trên thế giới đã chế tạo ra loại tuốc bin đặc biệt chuyên dùng để chạy lưng hoặc chạy đỉnh, và số lần khởi động tuốc bin có thể lên tới $2000 \div 3000$. Tuốc bin loại này có đặc điểm là thông số hơi thấp hơn, sơ đồ nhiệt đơn giản hơn, khe hở trong phần chuyển hơi lớn hơn, v.v...

IV.2. TIÊU CHUẨN VỀ ĐỘ TIN CẬY KHI TUỐC BIN LÀM VIỆC

Ở chế độ làm việc ổn định, đặc biệt là khi chế độ làm việc thay đổi, các chi tiết của tuốc bin chịu tác dụng của phụ tải cơ nhiệt từ dòng hơi, từ lực ly tâm, từ sự biến dạng nhiệt của các bộ phận... Muốn cho các phụ tải ấy không vượt các giá trị cho phép, dẫn đến sự cố hoặc làm giảm tuổi thọ của tuốc bin, trong công tác vận hành cần tuân thủ một số tiêu chuẩn về độ tin cậy.

Có thể quy ước chia độ tin cậy thành hai nhóm :

Nhóm thứ nhất bao gồm những tiêu chuẩn mà nếu vi phạm thì phải lập tức ngừng máy và cắt máy phát khỏi lưới điện. Đó là :

- Tần số quay của rôto không được vượt quá giới hạn tác động tự động của chốt an toàn.

Tần số quay tăng quá cao chứng tỏ rằng, hệ thống điều chỉnh bị hỏng hóc, có thể làm cho cánh bị gãy và rôto bị phá hủy vì lực ly tâm.

- Độ di trục của rôto không được vượt quá trị số cho phép.

Độ di trục quá lớn có thể gây nên va quệt và làm tổn hại nghiêm trọng cho phần chuyển hơi. Vị trí tương đối của các chi tiết sẽ thay đổi do sấy không đều khi thay đổi nhiệt độ và lưu lượng hơi.

- Nhiệt độ dầu ra khỏi bất kỳ palie nào hay là nhiệt độ tráng babit của các palie chần và đỡ tương ứng không vượt quá 75 và 90°C .

- Chân không trong bình ngưng không thấp hơn $0,072$ MPa (khoảng 51 mmHg).

Chân không giảm sẽ làm cho các ống thoát phân hạ áp, các bộ phận cánh bị sấy quá nóng, vị trí tương đối của rôto và thân hạ áp bị thay đổi nhiều.

- Giảm áp ở tầng cuối tước bin đối áp không được vượt quá giá trị cho phép.

Giảm áp lớn quá sẽ làm cho tầng cuối cùng bị quá tải và làm cho cánh có thể bị gãy.

- Độ rung tại các paliê không được tăng đột ngột quá giới hạn cho phép ($20 \mu\text{cr}$); không được phép có tiếng kêu kim loại và các tia lửa từ bộ chèn; độ cong của rôto không quá $0,2 \text{ mm}$.

Những hiện tượng ấy chứng tỏ các chi tiết của phần chuyển hơi bị gãy, hoặc thân máy hay rôto bị cong vồng.

- Nhiệt độ hơi mới và hơi quá nhiệt trung gian (tái sấy) không được giảm đột ngột xuống dưới giới hạn cho phép. Không được để xảy ra hiện tượng thủy kích.

Nhiệt độ hơi giảm xuống dưới mức cho phép là do chế độ lò bị vi phạm, có thể làm cho các chi tiết tước bin va quệt vào nhau hoặc bị hư hỏng.

Nhóm thứ hai bao gồm các tiêu chuẩn mà nếu vi phạm thì không đòi hỏi phải ngừng máy ngay, nhưng không cho phép chạy máy trong thời gian dài:

- Biên độ rung kép của các paliê tước bin làm việc với tần số quay $n = 50 \text{ 1/s}$ không được vượt quá $30 \mu\text{cr}$, còn với $n = 25 \text{ 1/s}$, không được quá $50 \mu\text{cr}$. Tốc độ rung không được quá $4,5 \text{ mm/s}$.

- Áp suất hơi tại các tầng kiểm tra với lưu lượng hơi đã định không vượt quá $10 \div 15\%$ áp suất định mức.

Áp suất trong các tầng kiểm tra tăng dần là do tiết diện thông hơi của cánh hướng và cánh động bị giảm bớt vì muối bám vào.

Nếu muối bám vào cánh hướng sẽ làm tăng giảm áp và lực uốn lên bánh tĩnh. Nếu muối bám vào cánh động thì sẽ làm tăng giảm áp lên đĩa, tức là tăng lực dọc trục lên paliê chắn.

- Chỉ cho phép tăng nhiệt độ hơi mới và hơi tái sấy nóng trên giá trị định mức $10 \div 20^\circ\text{C}$ trong một số giờ hạn chế hàng năm.

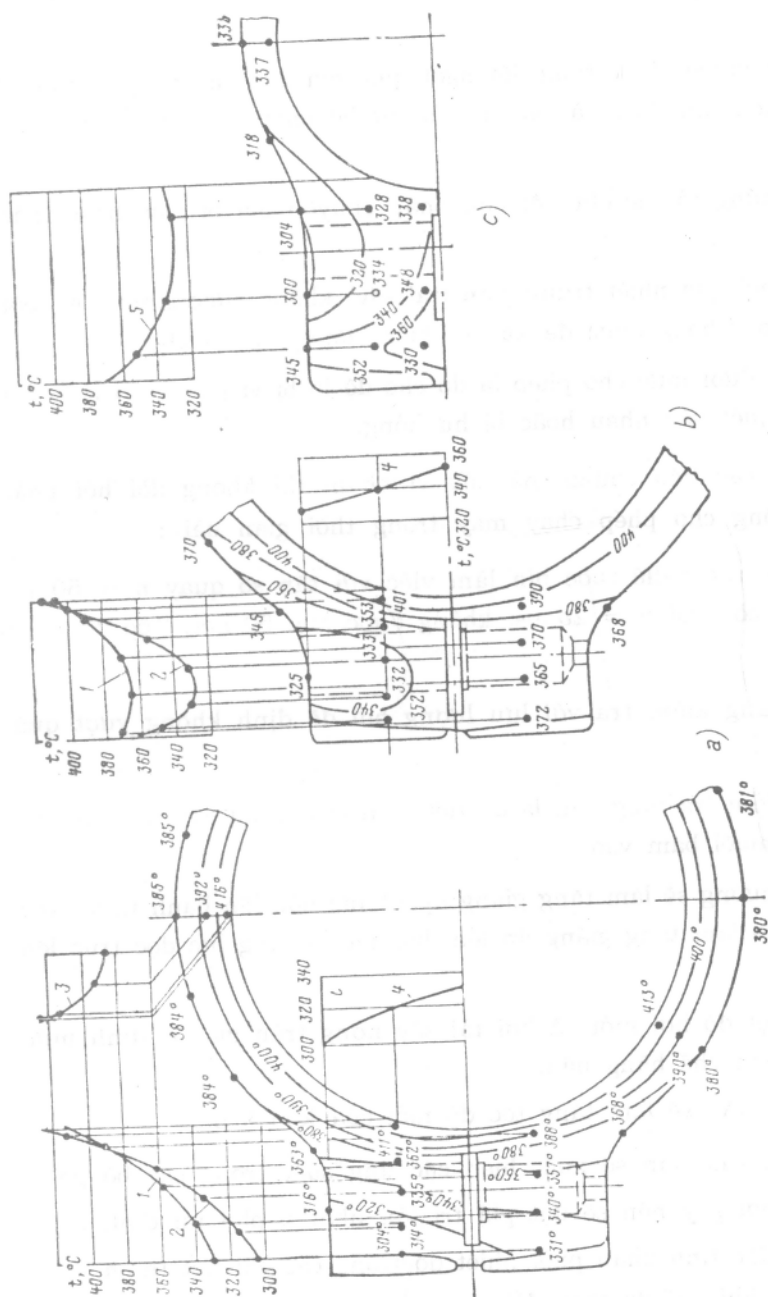
Với nhiệt độ tăng cao như vậy sẽ làm tăng tốc độ mòn của kim loại.

Trong quá trình vận hành tước bin sẽ xuất hiện các ứng suất trong các bộ phận của nó. Ứng suất do áp suất hơi gây nên sẽ đạt giá trị lớn nhất ở phụ tải định mức. Ứng suất nhiệt phụ thuộc vào đặc tính phân phối nhiệt độ trong các chi tiết (hình IV-1 và IV-2) và đạt giá trị cực đại khi chế độ thay đổi.

Đối với vách có một phía được cách nhiệt tuyệt đối (lý tưởng) còn phía kia thì được đốt nóng, có thể dùng công thức liên hệ giữa tốc độ đốt nóng vách với hiệu nhiệt độ theo bề dày của nó tại chế độ gần ổn định:

$$\Delta t = t_{\text{trong}} - t_{\text{ngoài}} = \frac{v \theta^2}{2a},$$

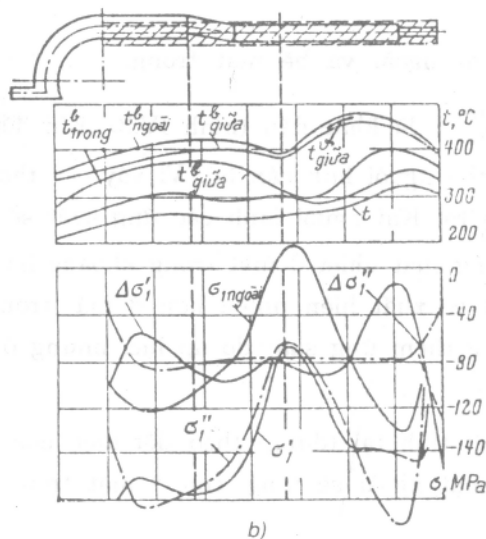
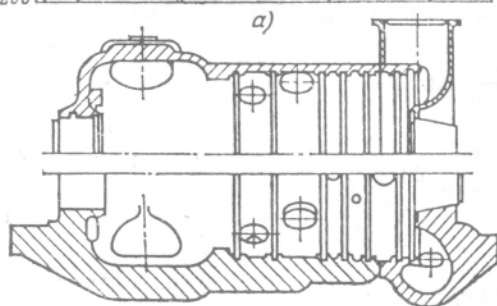
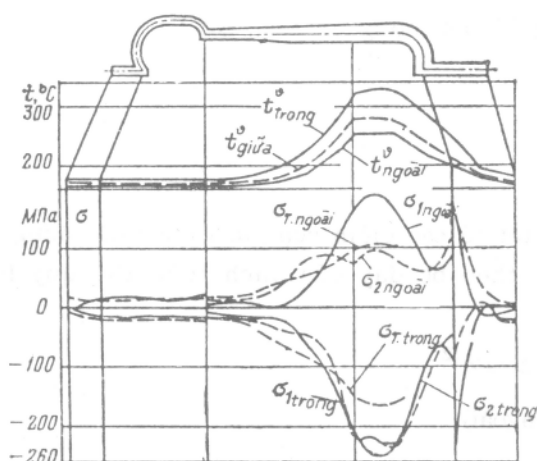
trong đó:



Hình IV.1. Sự phân phối nhiệt độ trên các tiết diện của thân tước bin K-200-130

khí chạy máy với công suất $P_E = 80$ MW :

- a) tại tiết diện buồng điều chỉnh khí không sấy mặt bích và gujông ;
- b) cũng như vậy, nhưng có sấy mặt bích và gujông bằng hơi lấy từ ngoài (nhiệt độ sấy mặt bích là 370°C , sấy gujông - 350°C) ;
- c) như thế tại tiết diện bộ chén trước. Sự phân phối nhiệt độ :
 - 1- theo chiều rộng buồng điều chỉnh tại điểm giữa theo chiều cao ;
 - 2- như thế đối với mặt bích trên ;
 - 3- theo bề dày của vách buồng tăng điều chỉnh ;
 - 4- theo chiều cao của gujông ở vùng buồng tăng điều chỉnh ;
 - 5- theo bề rộng của mặt bích trên của hộp hơi chén trước.



Hình IV.2. Sơ đồ và kết quả tính toán ứng suất nhiệt trong vách thân cao áp tước bin K-200-130 (a) và thân cao trung áp tước bin K-160-130 (b) khi khởi động từ trạng thái nguội :

- t_{trong}^v , $t_{\text{ngoài}}^v$, $t_{\text{giữa}}^v$ - nhiệt độ vách kim loại ở bề mặt trong, ngoài và giữa.

- t_{trong}^b , $t_{\text{ngoài}}^b$, $t_{\text{giữa}}^b$ - như trên đối với mặt bích tại các vị trí ở giữa chiều cao.

- σ_1 ngoài, σ_2 ngoài - ứng suất dọc trục và ứng suất vòng ở mặt ngoài ;

- σ_1 trong, σ_2 trong - như trên ở mặt trong ;

- σ_T ngoài, σ_T trong - ứng suất trên bề mặt ngoài và trong tính theo công thức cho trục dài có trường nhiệt độ đồng đều.

- $\Delta\sigma'_1$, $\Delta\sigma''_1$ - ứng suất dọc trục phụ ở bề mặt trong do ảnh hưởng của mặt bích ngang và đứng :

$$\sigma'_1 \text{ trong} = \sigma_1 \text{ trong} + \Delta\sigma'_1$$

$$\sigma''_1 \text{ ngoài} = \sigma_1 \text{ ngoài} + \Delta\sigma''_1$$

t_{trong} - nhiệt độ của bề mặt vách bị đốt nóng ;

$t_{\text{ngoài}}$ - nhiệt độ của bề mặt không bị đốt nóng ;

v - tốc độ đốt nóng ;

δ - bề dày của vách ;

a - độ dẫn nhiệt độ.

Chế độ gần ổn định hiểu là chế độ mà tất cả các điểm của vách được đốt nóng với tốc độ như nhau, và sự phân bố nhiệt độ theo bề dày của vách tuân thủ quy luật parabol.

$$t = t_{\text{ngoài}} + \Delta t(x/\delta)^2$$

Ở đây, x - tọa độ chạy (tính từ bề mặt ngoài).

Khi biết Δt có thể tìm được ứng suất phát sinh trong tấm kim loại :

$$\sigma_t^{\text{ngoài}} = \frac{1}{3} \frac{\beta E}{1 - \nu} \Delta t ;$$

$$\sigma_t^{\text{trong}} = - \frac{2}{3} \frac{\beta E}{1 - \nu} \Delta t ;$$

trong đó :

β - hệ số giãn dài của thép ;

E - môđun đàn hồi ;

ν - hệ số Poisson ;

$\sigma_t^{\text{ngoài}}$ và σ_t^{trong} - ứng suất trên bề mặt ngoài và bề mặt trong.

Từ công thức trên thấy rằng, $\sigma_t^{\text{ngoài}}$ và σ_t^{trong} là khác dấu (hình IV.3). Khi đốt các thanh bên trong có xu hướng giãn ra, nhưng bị thanh ngoài hơn cản lại. Vì vậy các thanh bên trong bị nén lại, còn thanh bên ngoài thì bị kéo ra. Khi nguội lạnh các ứng suất sẽ thay đổi dấu. Ứng suất nhiệt ở mặt ngoài bé hơn ứng suất nhiệt ở mặt trong khoảng hai lần. Tuy nhiên điều đó không có nghĩa là vết nứt sẽ xuất hiện nhiều hơn ở mặt trong, vì ngoài ứng suất nhiệt kéo ở mặt ngoài còn cộng thêm ứng suất do áp lực, nhưng ở mặt trong thì lại trừ đi.

Ngoài ra, khi kim loại bị rào các ứng suất tĩnh tại (dùng) theo tiết diện của vách sẽ được phân phối lại : ứng suất tĩnh tại ở mặt ngoài sẽ tăng, còn ở mặt trong - sẽ giảm.

Ứng suất nhiệt trong các chi tiết có thể chia ra làm hai nhóm :

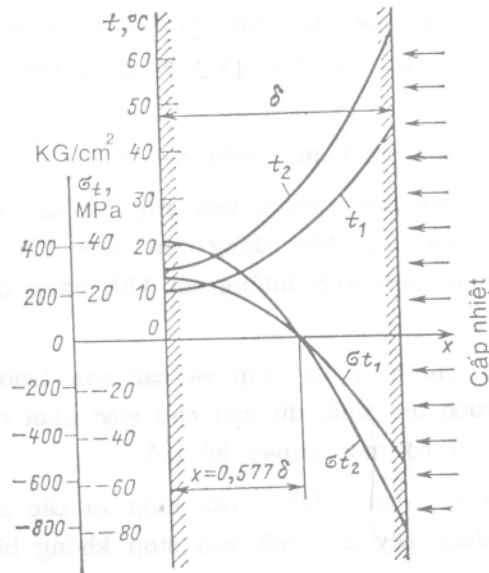
- Nhóm thứ nhất bao gồm các ứng suất phát sinh do chịu ảnh hưởng của trường nhiệt độ không đồng đều trong vách của bản thân chi tiết máy ;

- Nhóm thứ hai - ứng suất xuất hiện trước tác dụng tương hỗ của các bộ phận khác nhau, ví dụ, giữa vỏ và nắp xupap, giữa vách thân máy và mặt bích...

Khi phân tích định tính cần lưu ý rằng, ứng suất nhiệt ở bất kỳ điểm nào của chi tiết đều tỷ lệ với hiệu nhiệt độ tại điểm ấy và nhiệt độ trung bình của chi tiết máy.

Nếu đốt hoặc làm nguội nhanh bề mặt của chi tiết máy, trong lúc nhiệt độ của chi tiết lại thay đổi chậm, thì sẽ gây nên ứng suất nhiệt cao.

Nguyên tắc chung để bảo đảm có ứng suất nhiệt vừa phải là giữ sao cho nhiệt độ của môi chất đi qua chi tiết không được quá 50°C so với nhiệt độ bề mặt của chi tiết.



Hình IV.3. Đồ thị phân phối nhiệt độ và ứng suất nhiệt trong vách với các hiệu nhiệt độ khác nhau.

IV.3. MỞ MÁY (KHỞI ĐỘNG) TUỐC BIN

Mở máy là chế độ vận hành tuốc bin quan trọng nhất và tốn công sức nhất. Công nghệ mở máy mà không đúng thì sẽ gây nên hậu quả tai hại, ví dụ : va quệt (xuất hiện ngay trong lúc mở máy) ; những hiện tượng ngấm ngấm (không phát hiện ngay được) sẽ phát triển dần làm cong hoặc gãy nứt bề mặt của các chi tiết.

Nếu tuân thủ đầy đủ các tiêu chuẩn về độ tin cậy (IV.2) thì sẽ giảm được ảnh hưởng xấu đến mức tối thiểu.

Công nghệ mở máy tuốc bin có liên hệ ngang và tuốc bin làm việc theo khối với lò hơi có khác nhau.

IV.3.1. MỞ MÁY TUỐC BIN HƠI KHÔNG THEO KHỐI

Việc mở máy được tiến hành với hơi có thông số định mức. Công nghệ mở máy có thể chia theo các giai đoạn : chuẩn bị khởi động ; mở các thiết bị phụ ; sấy tuyến ống hơi ; nâng tần số quay tới định mức và hòa vào lưới điện ; nâng tải tuốc bin.

Công tác chuẩn bị khởi động bao gồm : kiểm tra thiết bị ; kiểm tra bảo vệ ; xem xét sơ đồ xả động và nước ngưng chính ; kiểm tra hệ thống cung cấp dầu và hệ thống điều chỉnh.

Bắt đầu khởi động tuốc bin bằng cách mở bơm dầu dự phòng và chạy bộ quay trực ; sau đó khởi động thiết bị ngưng hơi và thiết bị rút không khí, cấp hơi từ ngoài vào bộ chèn tuốc bin. Sau khi tạo chân không sơ bộ (không dưới 0,04 MPa) sẽ mở từ từ van nhánh của van hơi chính, bắt đầu sấy ống dẫn hơi, xả nước đọng (cho đến lúc hơi xì ra).

Trước khi thúc động rôto cần kiểm tra độ cong trục bằng bộ cảm biến độ cong cơ và điện. Độ cong trục không được vượt quá độ đảo của rôto tại điểm đo trên 0,03 mm. Trong trường hợp ngược lại thì tiếp tục quay bộ quay trục cho đến lúc rôto được nắn thẳng.

Có thể cho hơi vào tuốc bin bằng nhiều cách :

- Bằng van stop : các van nằm trước van stop và các xupap điều chỉnh phải mở hoàn toàn. Hơi vào tuốc bin được đồng đều, tuốc bin được sấy đều hơn, nhưng đầu van sẽ chống mòn làm ảnh hưởng tới khả năng đóng kín của van khi cần dừng máy khẩn cấp.
- Bằng các xupap điều chỉnh : van stop và các van trước nó phải mở hoàn toàn. Lưu lượng hơi vào tuốc bin nhỏ, đủ cần cho việc khởi động máy, nhưng sấy tuốc bin không được đều vì có một xupap hé mở.
- Bằng van nhánh của van hơi chính : van stop và các xupap điều chỉnh phải mở hoàn toàn. Máy sẽ được sấy đều mà van stop không bị mòn.

Tăng dần số vòng quay theo từng cấp với thời gian duy trì quy định cho tới số vòng quay định mức. Thời gian duy trì từng cấp tốc độ do trạng thái nhiệt ban đầu của tuốc bin và tốc độ sấy cho phép của kim loại xác định.

Khi nâng tần số quay phải theo dõi đặc biệt cẩn thận độ rung và độ cong rôto. Nếu xuất hiện độ rung quá lớn hoặc độ cong rôto vượt quá 0,2 mm, thì phải ngừng khởi động và quay tuốc bin bằng bộ quay trục để làm rõ nguyên nhân rung động.

Khi tăng tần số quay từ $n = 16 \div 20$ 1/s đến $n = 50$ 1/s phải vượt nhanh (sau $3 \div 7$ phút) vì thường vùng này hay rơi vào vùng có tần số quay tới hạn của rôto. Ở tần số quay tới hạn độ rung tăng vọt lên vì lúc này tần số dao động ngang của rôto trùng với tần số của lực kích động.

Khi tần số quay gần tới định mức thì cắt bơm dầu dự phòng của hệ thống cung cấp dầu, tần số quay của thiết bị tuốc bin được hòa với tần số lưới bằng cơ cấu đồng bộ, máy phát được kích thích và nối vào lưới điện.

Ngay sau khi hoà đồng bộ phải khóa các van xả, các van nhánh và mở hoàn toàn van chính. Các xupap điều chỉnh tự động mở để tiếp tục nâng tải, tốc độ nâng tải cũng được xác định bởi chế độ sấy tuốc bin và các tiêu chuẩn độ tin cậy. Nói chung, tốc độ nâng tải tuốc bin thường không vượt quá 1% công suất định mức trong một phút.

Sau khi đạt đến phụ tải nhất định thì đem dần hệ thống gia nhiệt vào làm việc.

Thường hay cấp hơi vào hệ thống sấy mặt bích và gujông (nếu có) lúc chạy không tải và sẽ cắt hơi khi máy đã đạt phụ tải định mức.

IV.3.2. ĐẶC ĐIỂM MỞ MÁY TUỐC BIN ĐỐI ÁP VÀ TRÍCH HƠI CÓ ĐIỀU CHỈNH KHÔNG THEO KHỐI

Hơi từ ống thoát tuốc bin đối áp được dẫn vào mạng nhiệt có áp suất cố định. Cho nên đặc điểm chính của việc khởi động tuốc bin loại này là dùng hơi từ mạng nhiệt qua van tắt đặt ở ống thoát để sấy tuốc bin khi bộ phận quay trục làm việc. Lúc này, các van điều chỉnh, các van xả động của thân máy, các cửa trích và các ống nhánh đều phải mở.

Áp suất trong tuốc bin dần được nâng lên bằng áp suất trong mạng nhiệt. Van nối tuốc bin với mạng nhiệt được mở hoàn toàn. Sau đó mở van nhánh của van hơi chính. Rôto được thúc động và tần số quay được nâng dần tới định mức. Sau khi hoà đồng bộ máy phát được nối vào lưới điện.

Hệ thống tuốc bin đối áp có hai xung lượng để điều khiển các xupap điều chỉnh : tần số quay và áp suất ở ống thoát.

Vì tuốc bin làm việc theo đồ thị nhiệt nên bộ điều chỉnh áp suất (bộ điều áp) sẽ hoạt động ngay sau khi hoà đồng bộ. Cơ cấu điều khiển tuốc bin theo tần số quay được đặt ở vị trí tương ứng với trường hợp đẩy tải và chỉ dùng để bảo vệ tuốc bin khi lỏng tốc.

Tuốc bin ngưng hơi có trích hơi điều chỉnh cũng được khởi động như tuốc bin ngưng hơi bình thường và chỉ mở cửa trích điều chỉnh sau khi đã hoà đồng bộ.

IV.3.3. MỞ MÁY TUỐC BIN LÀM VIỆC TRONG KHỐI VỚI Lò HƠI

Trong sơ đồ khối lò hơi và tuốc bin được khởi động đồng thời. Để bảo đảm an toàn cho bề mặt bức xạ khi khởi động, lò trực lưu với thông số dưới hay trên tới hạn phải giữ được phụ tải tối thiểu khoảng 30% phụ tải định mức. Rõ ràng là không thể đem ngay một lượng hơi lớn vào tuốc bin sau khi khởi động là được. Vì vậy cần thiết phải có đường nhánh chạy tắt qua tuốc bin và xả trực tiếp hơi thừa, nước thừa vào bình ngưng. Lúc đấy chân không trong bình ngưng không được dưới 0,04 Pa.

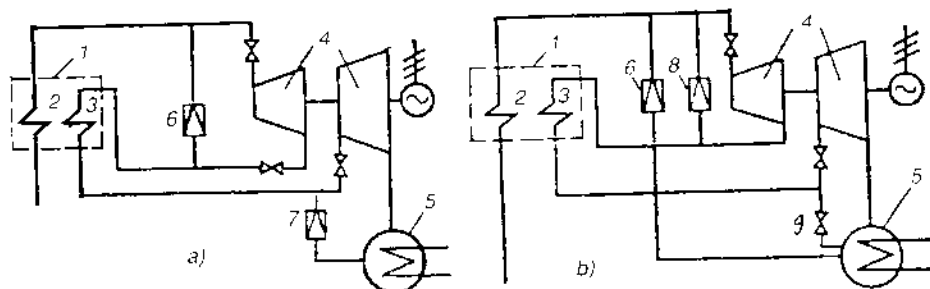
Phần nước thừa thường được xả vào phía dưới bình ngưng, còn hơi được đưa về phần trên, qua bộ giảm ôn - giảm áp tác động nhanh (BROU). Trong BROU thông số hơi giảm xuống còn $150 \div 160^{\circ}\text{C}$ và 0,6 MPa. Ngoài ra thường cũng phun trực tiếp nước làm mát vào bình ngưng. Sự tác động nhanh của BROU là cần thiết nhất cho trường hợp sa thải phụ tải, lúc mà các xupap điều chỉnh tuốc bin đã đóng hết, nhưng lò vẫn tiếp tục sinh hơi.

Có hai sơ đồ cho hơi đi tắt : một và hai đường tắt. Trong sơ đồ hai đường tắt (hình IV.4,a) từ đường hơi mới qua BROU-1 (6) hơi được dẫn về bộ tái sấy (3), sau đó đi về trước phần trung áp tuốc bin rồi qua BROU-2 (7) về bình ngưng. Bởi vì bộ tái sấy được hơi làm mát ở mọi chế độ, nên được bố trí ở vòng có nhiệt độ cao, do đó giảm được dung lượng kim loại của bộ sấy. Vì lưu lượng hơi đi qua ống dẫn hơi mới và bộ tái sấy bằng nhau, nên thời gian sấy sơ bộ các đường ống là như nhau.

Nhược điểm chủ yếu của sơ đồ hai đường tắt là sự tồn tại của BROU-2, rất đồ sộ và rất khó gia công, cho nên không được ứng dụng rộng rãi.

Trong sơ đồ một đường tắt hơi chủ yếu được đem qua BROU-1 (6) về ngay bình ngưng (hình IV.4,b). Muốn làm mát bộ tái sấy và sấy đường ống thì dùng bộ giảm ôn (ROU) với năng suất không lớn ($20 + 30\%$ năng suất của BROU-1).

Khi sa thải phụ tải, do không có tính năng tác động nhanh, ROU không được khai thông và bộ tái sấy không được làm mát. Vì vậy phải đặt ROU ở vùng có nhiệt độ hơi vừa phải cho nên dung lượng kim loại của lò tăng lên. Một nhược điểm nữa của sơ đồ một đường tắt là lúc sấy sơ bộ nhiệt độ các ống nóng của bộ tái sấy tăng chậm hơn nhiệt độ của các ống dẫn hơi mới. Điều đó làm kéo dài thời gian khởi động và tăng tổn thất khởi động.



Hình IV.4. Sơ đồ khởi động các khối có hai (a) và một (b) đường tắt với BROU.

- 1- lò hơi ; 2- bộ quá nhiệt ; 3- bộ tái sấy (bộ quá nhiệt trung gian) ;
4- tuốc bin ; 5- bình ngưng ; 6- BROU-1 ; 7- BROU-2 ; 8- ROU ;
9- van xả.

Hiện nay sơ đồ hai đường tắt được áp dụng cho khối 160 MW và một số khối 300 MW, còn sơ đồ một đường tắt cho khối 200 MW và phần lớn cho khối $300 + 1200$ MW.

IV.3.4. KHỞI ĐỘNG TUỐC BIN THEO SƠ ĐỒ KHỞI TỪ TRẠNG THÁI NGUỘI

Khởi động tuốc bin theo sơ đồ khối cũng chia ra làm hai giai đoạn như trường hợp sơ đồ không theo khối. Nhưng có sự khác biệt đáng kể liên quan tới sự khởi động lò máy đồng thời và có bộ quá nhiệt trung gian (bộ tái sấy).

Ở đây có khả năng khởi động khối bằng thông số hơi thay đổi, thông số trượt. Theo công nghệ này thì không phải cho hơi với thông số định mức vào tuốc bin, mà với nhiệt độ cao hơn nhiệt độ kim loại của thân máy một đại lượng cần thiết để sấy máy an toàn. Tăng thông số hơi tới định mức được tiến hành đồng thời với việc tăng số vòng quay và nâng tải tuốc bin. Công nghệ này cho phép giảm thời gian khởi động khối và tổn thất khởi động.

Tuy nhiên sự thay đổi áp suất hơi sẽ làm giảm chất lượng điều chỉnh nhiệt độ hơi.

Khi khởi động khối từ trạng thái nguội thường áp dụng công nghệ sấy sơ bộ phần cao áp. Hơi từ ống dẫn hơi mới được đưa vào nhánh nguội của bộ tái sấy. Ở đây sẽ chia làm hai dòng. Phần hơi đi ngược dòng qua phần cao áp sẽ được dẫn về các ống xả của thân máy và các ống nhánh. Phần còn lại sẽ sấy đường ống của bộ tái sấy. Đồng thời từ phía lò sẽ sấy các đường ống, van stop và các ống nhánh của tuyến hơi mới.

Khi khởi động từ trạng thái nguội nhiệt độ hơi phải cao hơn nhiệt độ bão hòa trên $20 \div 50^{\circ}\text{C}$. Khởi động bằng hơi quá nhiệt sẽ giảm bớt lượng nước đọng do quá trình ngưng tụ hơi tạo nên và loại trừ được khả năng tống nước vào tuốc bin.

Thường hay dùng các xupap điều chỉnh để nâng tần số quay. Khi $n = 8$ 1/s phải nghe ngóng tuốc bin. Nâng tần số quay đến $n = 16$ 1/s và duy trì lâu lâu ($2 \div 4$ giờ) để sấy rôto. Thép rôto của tuốc bin với công suất lớn có cơ tính thấp ở nhiệt độ dưới ngưỡng giòn nguội ($t = 100 \div 140^{\circ}\text{C}$). Chừng nào phần tiện trong chưa được sấy tới nhiệt độ ấy thì chưa được nâng tiếp tần số quay. Khi nâng tần số quay từ 16 đến 50 1/s -vùng tần số tới hạn, phải vượt nhanh ($3 \div 7$ phút).

Đồng thời với việc nâng tần số quay sẽ đóng bớt BROU, tức là lưu lượng hơi từ đường xả sẽ chuyển vào tuốc bin. Thường thì áp suất hơi mới không thay đổi. Trong khối có sơ đồ một đường tắt thì sẽ cắt hơi vào bộ tái sấy trước khi cho hơi vào tuốc bin.

Trong khối với sơ đồ hai đường tắt thì không được làm như vậy, vì bộ tái sấy nằm trong vòng nhiệt độ cao, nếu không được làm mát bộ tái sấy sẽ bị cháy.

Sau khi chạy không tải $n = 50$ 1/s máy được hoà đồng bộ. Sau đó đóng BROU, các đường xả của các ống nhánh và cửa trích

Về mặt công nghệ mở máy với các vị trí cố định của xupap điều chỉnh là tối ưu nhất. Ngay sau khi hoà đồng bộ các xupap sẽ được mở ở vị trí tương ứng với phụ tải định mức và áp suất định mức. Các xupap sẽ được duy trì tại vị trí ấy trong suốt thời gian khởi động, còn áp suất hơi mới sẽ được nâng đều cùng với phụ tải cho tới giá trị định mức.

Tuy nhiên về phương diện độ tin cậy của lò và sơ đồ khởi động thì không phải bao giờ công nghệ này cũng được chấp nhận, bởi vì để bảo đảm độ tin cậy về chế độ nhiệt của bộ hâm nước và bao hơi, đôi khi phải tăng tải với áp suất nâng cao, tức là các xupap tuốc bin phải đóng bớt, sao cho bắt đầu từ công suất $P = 0,3 P_{\text{định mức}}$ áp suất phải đạt được giá trị định mức.

Trong khối lò trực lưu khi phụ tải đạt $15 \div 30\%$ không thể nâng áp suất tới giá trị định mức được nữa, vì đã hết khả năng tải hơi của cụm ống đặt trong lò, và muốn tiếp tục nâng tải cần mở thêm van.

IV.3.5. MỞ MÁY TUỐC BIN TỪ TRẠNG THÁI CHUA NGUỘI VÀ TRẠNG THÁI NÓNG

Trạng thái nhiệt của tuốc bin trước khởi động được xác định bởi thời gian ngừng máy, chất lượng bảo ôn và kết cấu của máy. Tuốc bin được coi là chưa nguội nếu nhiệt độ của phần nóng nhất còn quá $150 \div 170^{\circ}\text{C}$. Mở máy sau khi dừng qua đêm hoặc thời gian dừng ít hơn gọi là mở máy từ trạng thái nóng, khi nhiệt độ tuốc bin còn trên 420°C .

Khó khăn chủ yếu của việc mở máy từ trạng thái chưa nguội liên quan tới tốc độ nguội lạnh khác nhau của các bộ phận (hình IV.5). Các ống dẫn hơi mới và hơi tái sấy, các đường ống rẽ nhánh và các xupap có dung lượng kim loại ít hơn so với thân máy nên nguội nhanh hơn. Vì vậy phải sấy sơ bộ các tuyến ống dẫn hơi. Trong khối với sơ

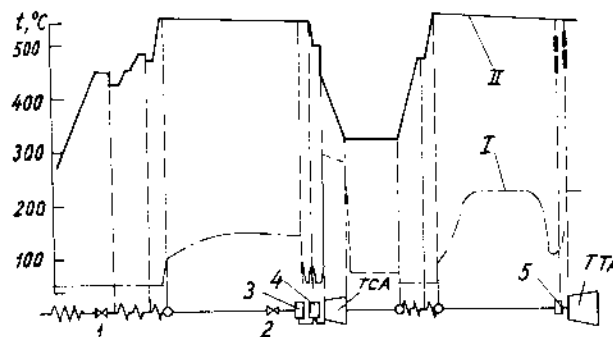
đổ hai đường tắt các đường ống dẫn hơi mới và hơi quá nhiệt trung gian được sấy bằng lưu lượng hơi như nhau, cho nên nhiệt độ hơi trước tuốc bin sẽ đồng thời đạt được giá trị cần thiết để cấp hơi vào tuốc bin. Trong khối với sơ đồ một đường tắt nhiệt độ hơi tái sấy trước tuốc bin thấp hơn nhiệt độ hơi mới.

Cùng một lúc với việc sấy các ống dẫn hơi phải sấy các van chính, van stop và các ống nhánh từ van stop đến van điều chỉnh. Tốt nhất là nên sấy các chi tiết ấy khi nhiệt độ của chúng bằng nhiệt độ tăng trưởng của hơi trước tuốc bin. Quá trình sấy được coi là kết thúc khi nhiệt độ của các bộ phận ấy gần bằng nhiệt độ kim loại của thân máy.

Khi khởi động từ trạng thái nóng không mở các đường xả của thân máy, bởi vì nhiệt độ kim loại cao hơn nhiệt độ bão hoà và quá trình ngưng tụ sẽ không xảy ra.

Sau khi kết thúc sấy sơ bộ tuyến ống dẫn hơi, sẽ cho hơi vào tuốc bin để nâng tần số quay của rôto. Khi hơi chuyển động từ van stop và thân máy nhiệt độ sẽ giảm do có tiết lưu trong các cơ quan điều chỉnh, do sự tỏa nhiệt vào các chi tiết chưa được sấy của cửa hơi và do sinh nhiệt giáng trong tầng điều chỉnh. Vì vậy nhiệt độ hơi mới trước van stop của phần cao áp phải cao hơn nhiệt độ kim loại tại điểm nóng nhất trong tuốc bin (thân tuốc bin tại tiết diện cửa hơi) khoảng 100°C . Không quy định cứng nhắc áp suất trước khi thúc động rôto bởi vì nó phụ thuộc vào năng suất của lò và khả năng tải hơi của BROU.

Thường chấp nhận nhiệt độ hơi tái sấy được vượt quá nhiệt độ của thân trung áp (TTA), nhưng thấp hơn chút ít so với thân cao áp (TCA), vì ở vùng áp suất thấp, khi có tiết lưu, nhiệt độ hơi giảm ít hơn so với vùng có áp suất cao. Sau khi dừng qua đêm tuốc bin nóng được khởi động lại bằng hơi có thông số định mức. Hơn nữa, lúc chạy không tải nhiệt độ hơi vào buồng tầng điều chỉnh thường thấp hơn nhiệt độ kim loại của rôto khoảng $30 \div 40^{\circ}\text{C}$.



Hình IV.5. Trạng thái nhiệt ban đầu (I) và cuối (II) của các phần tử khối đơn 300 MW khi khởi động lại sau khi ngừng máy 55 giờ.

- 1- van quay ; 2- van hơi chính ; 3- van stop ; 4- van điều chỉnh ;
5- van hơi tái sấy ; TCA- thân cao áp ; TTA - thân trung áp.

Lúc khởi động từ trạng thái nóng và chưa nguội cần giảm thời gian nâng tần số quay xuống mức tối thiểu, để giảm bớt tốc độ nguội lạnh của phần cấp hơi và đồ sấy nóng phần thoát của thân hạ áp.

Trường hợp rôto tước bin tham gia điều chỉnh phụ tải của hệ thống năng lượng và cần giảm thời gian nâng tải, thì có thể sấy sơ bộ các bộ phận như rôto, mặt bích thân máy... Cùng lúc với việc khởi động lò sẽ cho hơi từ nhánh nóng của bộ tái sấy của các khối lân cận vào buồng xả hơi từ bộ chèn trước TCA và TTA. Nhờ đó cả hai rôto, tại vùng ứng suất nhiệt lớn nhất, được sấy từ lúc bắt đầu tăng tải. Điều đó sẽ giảm bớt ứng suất nhiệt khi tiếp tục chạy máy. Khi sấy các rôto sẽ làm tăng khe hở dọc trục ở đầu vào và mặt bích của thân máy cũng được sấy sơ bộ nhờ có hơi lách vào.

IV.4. NGỪNG MÁY TUỐC BIN

Công việc chuẩn bị ngừng máy bao gồm :

- Kiểm tra các bơm dầu dự phòng ;
- Kiểm tra các van stop và van điều chỉnh ;
- Kiểm tra hệ thống BROU và ROU ;

- Khi giảm tải : cắt bình gia nhiệt cao áp, chuyển bình khử khí sang nguồn hơi khác từ bên ngoài, ngừng bơm cấp nước, mở hệ thống tái tuần hoàn nước ngưng.

Dùng van điều chỉnh và van stop cắt hơi vào tuốc bin. Sau đó, kiểm tra máy thôi phát công, đóng van hơi chính và tách máy phát khỏi lưới điện. Để cho phần chuyển hơi không bị sấy nóng khi làm việc ở chế độ không hơi, phải cắt máy phát khỏi lưới, không được muộn hơn 4 phút kể từ lúc đóng các van điều chỉnh. Khi giảm tần số quay của rôto cần ghi chép thời gian chạy theo đà (quán tính) của máy. Nó đặc trưng cho độ hoàn hảo của tuốc bin, thời gian chạy theo đà của tuốc bin hiện đại vào khoảng $20 \div 40$ phút. Sau khi rôto đã ngừng, cho bộ phận quay trục làm việc, cắt hơi vào bộ chèn và éjéc tơ, ngừng bơm tuần hoàn.

Trong thời gian chạy theo đà đôi khi phải giảm bớt chân không để ngừng rôto nhanh hơn, sấy nóng xilanh hạ áp và không để độ giãn nở tương đối của rôto hạ áp lớn quá, vì rằng lúc giảm tần số quay lực ly tâm tác dụng lên trục sẽ giảm và rôto giãn dài ra khoảng $1 \div 2$ mm.

Bộ phận quay trục thường làm việc liên tục trong 8 giờ đầu sau khi ngừng rôto. Tiếp theo, định kỳ sẽ trở rôto 180° . Được phép ngừng trở rôto và cho dầu vào các paliê khi nhiệt độ của tuốc bin còn dưới 200°C .

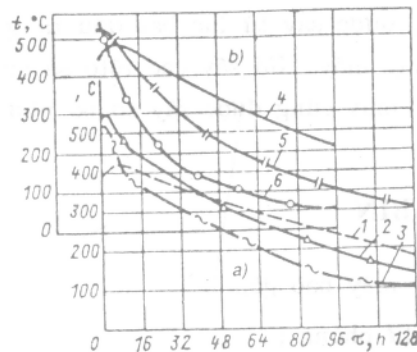
Có thể có nhiều mục đích ngừng tuốc bin, tùy thuộc vào những lý do ngừng máy và công nghệ được ứng dụng mà phân ra các dạng ngừng máy khác nhau.

IV.4.1. NGỪNG MÁY ĐỂ DỰ PHÒNG

Trước khi ngừng máy sẽ giảm tải đến mức thấp của phạm vi điều chỉnh. Tùy theo thời gian định ngừng máy để dự phòng mà tiến hành giảm tải có làm mát nhẹ (trong giới hạn 20°C) hoặc sấy TCA tuốc bin.

Nếu định ngừng máy trong thời gian ngắn và tuốc bin được sấy thích hợp chút ít, thì sẽ giảm tải với áp suất định mức bằng cách khép bớt van. Nếu định ngừng máy lâu,

ví dụ ngừng hai ngày đêm, thì trước khi giảm tải phải mở hoàn toàn các xupap điều chỉnh TCA, nhiệt độ trong buồng tăng điều chỉnh sẽ tăng lên, và tiến hành giảm tải với thông số trượt. Nếu ngừng 18 ÷ 24h thì giảm tải tước bin với vị trí các xupap không đổi là hợp lý. Sau khi ngừng máy sẽ bắt đầu quá trình nguội dần tự nhiên (hình IV.6).



Hình IV.6. Sự nguội dần tự nhiên của tuốc bin K-800-240-3 LMZ :

- a) thân cao áp (TCA) và các ống dẫn hơi mới :
 1- TCA ; 2- thân van stop của TCA ; 3- ống dẫn hơi trước TCA ;
 b) thân trung áp (TTA) và các ống dẫn hơi tái sấy nóng :
 4- TTA ; 5- thân van stop của TTA ; 6- ống dẫn hơi trước TCA.

Những phần tử nóng nhất và có dung lượng kim loại ít hơn sẽ nguội nhanh nhất, ví dụ các ống nhánh và xupap.

Do nhiệt lượng tỏa ra từ các chi tiết bên trong nóng hơn và từ các ống cấp hơi mà nhiệt độ thân máy ở vùng cửa hơi lúc đầu sẽ tăng lên, sau đó (khoảng 6 ÷ 8 giờ) mới ổn định ở chế độ nguội dần, đều đặn. Tốc độ nguội dần phụ thuộc vào chất lượng bảo ôn và kết cấu của tuốc bin.

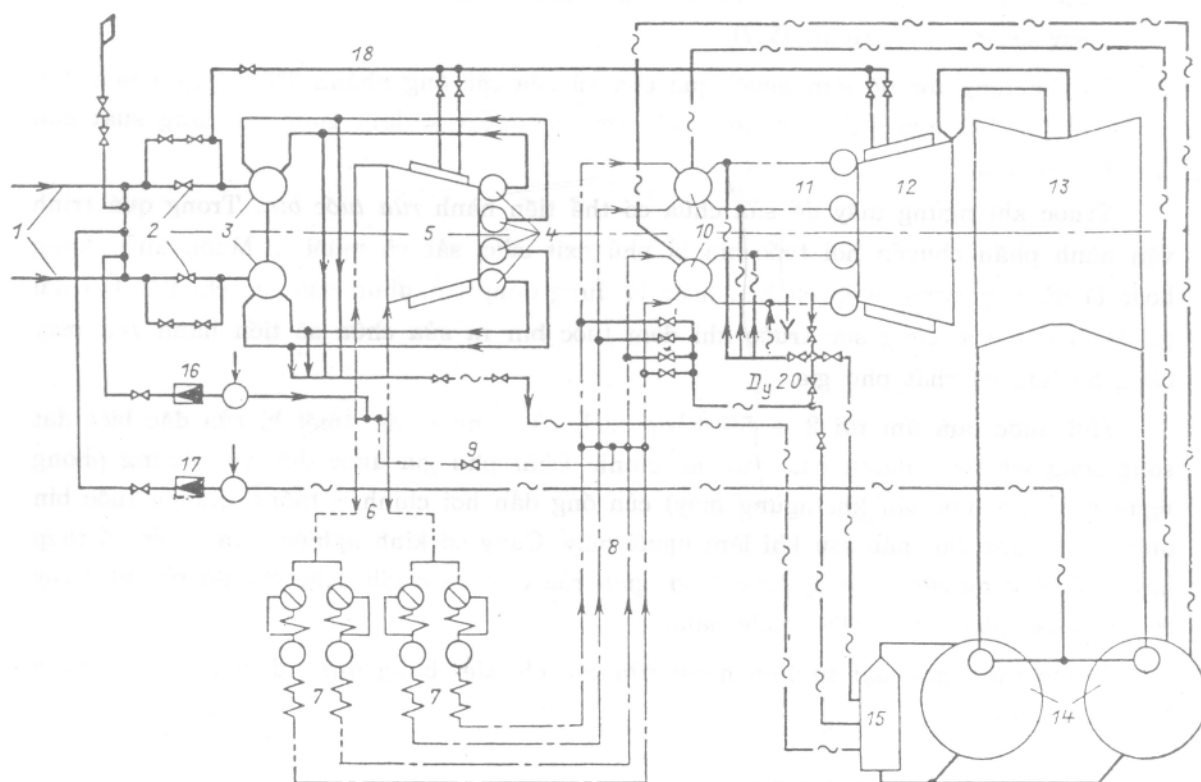
Khi stato nguội dần thì đồng thời rôto cũng nguội theo. Điều kiện trao đổi nhiệt và khối lượng của stato và rôto khác nhau tạo nên sự phân phối nhiệt độ và các khe hở dọc trục tuốc bin khác nhau. Sau khi ngừng máy vài giờ rôto trở nên ngắn hơn stato do nhiệt thoát nhanh theo dầu bôi trơn paliê. Nhiệt độ lớn nhất của rôto dịch vào điểm giữa, những giá trị của nó gần bằng nhiệt độ cực đại của thân máy.

IV.4.2. NGỪNG MÁY ĐỂ SỬA CHỮA

Muốn đưa tuốc bin ra sửa chữa phải cắt dầu vào các paliê. Nhiệt độ tráng babit cho paliê được giới hạn ở mức 110°C. Nhiệt độ này sẽ không tăng, nếu cắt dầu sau khi nhiệt độ kim loại của tuốc bin giảm xuống 170 ÷ 210°C.

Thời gian để nguội tự nhiên đến nhiệt độ này là 5 đến 7 ngày đêm. Có thể giảm bớt thời gian ấy bằng cách làm mát cưỡng bức tuốc bin khi còn mang tải và sau khi tách máy phát khỏi lưới. Tiến hành làm mát khi còn mang tải bằng cách giảm bớt lưu lượng và nhiệt độ hơi. Trong tuốc bin theo sơ đồ khối thì phun nước vào và giảm bớt lưu lượng nhiên liệu để làm mát khi còn mang tải. Trong thời gian làm mát nhiệt độ hơi không được vượt quá nhiệt độ bão hòa (ứng với áp suất đã có) 20 ÷ 25°C, trong đó trị số bé hơn tương ứng với phụ tải thấp hơn.

Trong các tuốc bin không theo khối nhờ khớp bốt xupap điều chỉnh sẽ giảm phụ tải đến $2 \div 3\%$ phụ tải định mức, đóng van hơi chính, mở thông đường nhánh của van hơi chính, rồi trộn hơi mới với hơi tự dùng nhiệt độ $150 \div 250^{\circ}\text{C}$. Hơi nguội được dẫn theo đường ống riêng. Giảm dần lưu lượng hơi mới bằng cách khép bốt van nhánh và trộn



Hình IV.7. Sơ đồ làm nguội tuốc bin K - 200 - 130 :

- 1- ống dẫn hơi mới ; 2- van hơi chính ; 3- van stop tự động ;
- 4- các xupap điều chỉnh TCA ; 5- TCA ; 6- ống dẫn hơi nguội của bộ tái sấy ; 7- bộ tái sấy (bộ quá nhiệt trung gian) ;
- 8- ống dẫn hơi nóng của bộ tái sấy ; 9- van tái khởi động ;
- 10- van an toàn TTA ; 11- van điều chỉnh TTA ; 12- TTA ;
- 13- THA ; 14- bình ngưng ; 15- bình phân ly nước đọng ;
- 16- ROU 140/25 ; 17- BROU ; 18- ống góp hơi vào hệ thống sấy mặt bích và gujông.

với hơi nguội. Yếu tố hạn chế tốc độ làm nguội là độ co tương đối của rôto. Để tăng tốc sẽ đem hệ thống sấy mặt bích – guồng vào làm việc và cho hơi nóng vào bộ chén. Cả hai biện pháp ấy sẽ làm tăng chiều dài tương đối của rôto và cho phép tăng mức giảm nhiệt độ kim loại của thân máy tới $15 \div 30^{\circ}\text{C}/\text{giờ}$.

Một trong những phương pháp làm nguội cưỡng bức tuốc bin đã ngừng là làm nguội bằng không khí. Thân máy được thông với khí quyển, còn lượng không khí thì lấy từ ejector. Không khí từ gian máy được hút vào van an toàn của hệ tái sấy và chia làm hai dòng.

Một dòng theo hướng ngược chiều với lúc làm việc đi vào làm mát TCA, rồi qua các xupap điều chỉnh và đường xả của các ống nhánh chảy về bình ngưng. Dòng khác qua bộ tái sấy đi vào TTA (hình IV.7).

Có thể tăng tốc độ làm nguội qua cửa xả của các ống nhánh TTA. Tuy nhiên, lưu lượng không khí qua TCA và hiệu quả làm mát TCA sẽ làm giảm, vì năng suất của ejector là có hạn.

Trước khi ngừng máy để sửa chữa có thể tiến hành *rửa tuốc bin*. Trong quá trình vận hành phần chuyển hơi tuốc bin bị phủ oxit silic, sắt và muối ... Muốn khử chúng hoặc là dùng phương pháp cơ khí, hoặc là dùng dòng cát phun vào các chi tiết khi đại tu. Để tránh tổn công sức trước khi đem tuốc bin ra sửa chữa sẽ tiến hành rửa máy bằng hơi ẩm có chất phụ gia.

Hơi được làm ẩm tới $2 \div 5\%$ bằng cách phun nước vào thiết bị rửa đặc biệt đặt song song với van nhánh của van hơi chính. Chất phụ gia được đưa vào đường phòng ngừa hơi (vào tuốc bin khi ngừng máy) của ống dẫn hơi chính – thông thường tuốc bin được rửa ở phụ tải thấp sau khi làm nguội máy. Cũng có kinh nghiệm rửa ở tần số thấp hay là ở số vòng của bộ quay trục. Thời gian rửa cỡ $2 \div 8$ giờ. Nhờ chế độ rửa như vậy có thể khắc phục được 80% muối bám.

Trong thời gian đại tu tiến hành rửa các chi tiết bằng dung dịch hóa chất chứa trong bể riêng.

IV.4.3. NGỪNG MÁY DO SỰ CỐ

Những sự cố xảy ra cần phải ngừng máy đều được ghi rõ trong quy trình vận hành cho từng loại tuốc bin.

Nếu là sự cố không nghiêm trọng lắm, thì có thể ngừng máy theo trình tự bình thường. Nhưng nếu là sự cố nguy cấp thì phải ngừng máy ngay. Muốn ngừng máy nhanh, sau khi dập chốt an toàn, phải phá hoại chân không trong bình ngưng để tạo thêm lực cản, nhằm giảm bớt thời gian quay theo quán tính của rôto.

Trong một số trường hợp nhờ ngừng máy nhanh mà cứu nguy được cho máy, tránh được nhiều hư hỏng nghiêm trọng. Nhưng ngừng máy nhanh bằng cách phá hoại chân không là việc làm bất đắc dĩ, vì nó sẽ làm cho phần đuôi tuốc bin bị nóng quá đến mức nguy hiểm. Vì thế việc phá hoại chân không khi ngừng sự cố là điều rất hãn hữu, chỉ được áp dụng cho trường hợp thật khẩn cấp và được quy định rõ ràng trong quy trình chống sự cố, ví dụ :

- Tuốc bin bị rung mạnh.
- Có tiếng cọ xát mạnh giữa phần tĩnh và phần động của tổ máy.
- Nhiệt độ dầu bôi trơn khi ra khỏi paliê đỡ vượt quá 70°C, hay là paliê "bốc khói".
- Khi ống dẫn hơi hoặc dẫn dầu bị vỡ.
- Chân không trong bình ngưng bị giảm xuống dưới 450 mmHg.
- Cháy dầu không dập tắt được, v.v...

IV.5. ĐÔI ĐIỀU CẦN LƯU Ý TRONG QUÁ TRÌNH VẬN HÀNH BÌNH THƯỜNG

IV.5.1. QUAN SÁT, THEO DÕI CÁC THÔNG SỐ VẬN HÀNH

Khi tuốc bin làm việc bình thường, để bảo đảm an toàn cho người và máy, cần không ngừng theo dõi : các thông số hơi ở đầu vào thân máy ; trạng thái rung của thiết bị ; nhiệt độ của dầu, các tấm chắn, paliê đỡ và chân ; chân không và nhiệt độ ống thoát, giáng áp sau tầng cuối của tuốc bin đối áp ; áp suất hơi trong các tầng điều chỉnh.

Nhiệt độ hơi mới và hơi tái sấy phải giữ với độ chính xác $-10 \pm +5^{\circ}\text{C}$. Chỉ cho phép vượt quá nhiệt độ định mức cỡ 10°C trong vài giờ/một năm, vì nhiệt độ cao quá sẽ làm giảm ứng suất cho phép và tăng tốc độ mỏi của kim loại.

Khi giảm nhiệt độ, nhất là khi giảm nhanh quá, sẽ gây nên ứng suất kéo ở bề mặt trong của thân máy và ở bề mặt ngoài của rôto. Nếu làm nguội và đốt nóng nhiều lần sẽ xuất hiện vết nứt mới. Giảm nhiệt độ hơi mới và hơi tái sấy sẽ làm giảm nhiệt giáng, tăng độ phân lực và lực dọc trục trong các tầng. Để bảo đảm công suất định mức cần tăng lưu lượng hơi, kể theo là tầng nhiệt giáng trong các tầng. Vì thế các nhà chế tạo thường hạn chế phụ tải khi giảm nhiệt độ hơi nước. Giảm nhiệt độ hơi trước phần trung áp (PTA) sẽ làm tăng độ ẩm và mài mòn mép vào các cánh động các tầng cuối.

Áp suất hơi mới phải giữ với độ chính xác $\pm 0,5 \text{ MPa}$, tăng áp suất sẽ làm tăng ứng suất trong các ống dẫn hơi và các xupap. Giảm áp suất hơi đối với tuốc bin không nguy hiểm, nhưng hiệu quả kinh tế kém đi.

Khi các thông số hơi và chân không tụt xuống dưới giới hạn cho phép thì phải giảm tải cho tuốc bin.

Ngày nay với trình độ tự động hóa cao trong các nhà máy điện ngày càng thông dụng các máy thông tin - tính toán và thông tin - điều khiển.

Định kỳ qua bộ cảm biến máy sẽ phát tín hiệu về độ sai lệch khỏi giá trị cho phép của các thông số, ghi nhận các thông số, xử lý thông tin và tính toán chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật.

Kết quả xử lý thông tin được thông báo cho người vận hành biết để kịp thời khắc phục.

IV.5.2. VẬN HÀNH TUỐC BIN KHI THAY ĐỔI CÔNG SUẤT

Khi vận hành bình thường công suất tuốc bin thay đổi do phụ tải lưới thay đổi. Phụ tải lớn nhất thường được phát vào những giờ sáng và chiều. Trong thời gian này tất cả khả năng quá tải của tuốc bin đều được tận dụng.

Một khả năng nhằm nâng công suất là cắt các bình gia nhiệt cao áp trong khi vẫn giữ toàn bộ lưu lượng hơi vào tuốc bin. Có nhiên, khi cắt các bình gia nhiệt cao áp nhiệt độ nước cấp sẽ giảm và hiệu quả kinh tế của thiết bị sẽ kém hơn. Nếu cắt một cụm bình gia nhiệt cao áp có thể tăng công suất gần 3,5%. Để thực hiện được chế độ này cần biết mức dự phòng về đồ bền cơ học của các chi tiết trong phần chuyển hơi.

Vào những giờ ban ngày, nhất là về đêm, trong hệ thống có thể bị sa thải phụ tải rất lớn. Có khi tỷ số giữa phụ tải tối thiểu trong ngày đêm trên phụ tải tối đa là $0,55 \div 0,60$.

Để duy trì phụ tải tối thiểu đã có những biện pháp quen thuộc sau đây : chế độ khởi động - ngừng máy ; giảm phụ tải ; chế độ động cơ.

1. *Chế độ khởi động - ngừng máy* : được áp dụng cho trường hợp sụt tải dài ngày, ví dụ, trong những ngày nghỉ lễ. Rõ ràng là, những máy kém hiệu quả kinh tế nhất sẽ được tạm ngừng hoạt động.

Nếu chỉ ngừng trong một thời gian ngắn (dưới một ngày đêm), thì sẽ dùng biện pháp khác hợp lý hơn.

2. *Giảm phụ tải tuốc bin* : có thể thực hiện giảm tải tuốc bin xuống bất kỳ giá trị nào, thậm chí là chạy không tải. Phụ tải tối thiểu mà nhà máy điện hoặc khối có thể duy trì được phụ thuộc vào tính ổn định của sự cháy có ngọn lửa trong lò hay là tính chất thủy động học của lò. Mức tối thiểu đối với lò than phun là 70% phụ tải định mức, đối với lò khí - ma zút là 40%.

Như vậy việc giảm tải tuốc bin cũng có giới hạn nhất định.

Để giữ phụ tải tối thiểu với mức tiêu hao nhiên liệu thấp nhất cần biết phân phối tối ưu phụ tải của các tuốc bin đang chạy. Phải phân phối phụ tải, sao cho ít bị tiết lưu nhất ; tức là, tất cả tuốc bin, trừ một máy, đều làm việc với các xupap mở hoàn toàn. Mọi sự thay đổi phụ tải đều do một máy gánh chịu.

3. *Chế độ động cơ của máy phát* là chế độ khi tuốc bin không quay máy phát và truyền năng lượng lên lưới, mà máy phát lấy năng lượng từ lưới và quay rôto tuốc bin ở tần số định mức. Bình thường, thời gian chạy theo chế độ động cơ chỉ được 3 ÷ 4 phút, vì nếu kéo dài thì phần chuyển hơi sẽ bị sấy quá nóng, nguy hiểm, do nhiệt lượng bởi ma sát và hơi quẩn của rôto. Tuy nhiên, nếu tổ chức thêm dòng hơi làm mát thì thời gian chạy theo chế độ động cơ có thể không bị giới hạn, trong trường hợp này thiết bị được xem là dự phòng quay, và khi cần thiết máy phát có thể sản xuất công suất vô công.

Ưu điểm của chế độ động cơ so với chế độ khởi động - ngừng máy là không cần phải nâng tần số quay của rôto tới định mức và có khả năng cấp nhanh một lưu lượng

hơi lớn vào tuốc bin. Điều này tạo khả năng giảm thiểu ảnh hưởng làm nguội máy do các phần hơi đầu tiên khi khởi động từ trạng thái nóng.

Nhược điểm của chế độ động cơ là tiêu hao thêm điện năng để quay rôto, bơm tuần hoàn và bơm nước ngưng, thêm tổn thất nhiệt bởi hơi làm mát và hơi vào ejectơ.

Trong các phương pháp vận hành khi sụt tải xuống mức thấp nhất thì phương pháp giảm phụ tải có độ tin cậy cao nhất và số lần chuyển đổi máy là ít nhất. Nhưng do phụ tải tối thiểu của các khối bị giới hạn, suất tiêu hao nhiệt tăng lên, nên phương pháp này cũng bị hạn chế.

Ví dụ : đối với nhà máy có các khối 200 MW chỉ được giảm tải đến 50 MW trong thời gian 2 giờ. Nếu muốn chạy máy theo chế độ động cơ chỉ kéo dài từ 2 đến 4 giờ là hợp lý nhất. Nếu thời gian dài hơn thì phải ngừng máy.

IV.5.3. ĐỊNH KỲ THÍ NGHIỆM THIẾT BỊ TUỐC BIN

Trong quá trình vận hành cần tiến hành thí nghiệm tuốc bin để đánh giá tình trạng thiết bị và có kế hoạch bảo dưỡng và sửa chữa.

Để loại trừ khả năng lỏng t ốc của rôto tuốc bin cứ bốn tháng một sẽ làm thí nghiệm bộ phận aptômát an toàn và hệ thống bảo vệ vượt tốc. Điều đó là cần thiết, vì aptômát thường nằm yên, để có khả năng bị bẩn, bị cấu cấn, bị gỉ, v.v... Trước khi tiến hành thí nghiệm aptômát an toàn, trước khi ngừng tuốc bin, khi khởi động sau lắp ráp, đều phải kiểm tra độ kín của các xupap.

Khi các van điều chỉnh và van stop đã đóng kín, rôto tuốc bin không thể quay được. Nếu chỉ đóng van stop hoặc chỉ đóng xupap điều chỉnh thì tần số quay phải thấp hơn 50% giá trị định mức. Khi nghiệm thu tuốc bin sau lắp ráp phải kiểm tra hệ thống điều chỉnh tuốc bin ở chế độ sa thải phụ tải.

Nếu suất tiêu hao nhiệt sai lệch quá 1% so với tiêu chuẩn quy định và có sự thay đổi nhiều trong sơ đồ nhiệt thì cần tiến hành các thí nghiệm nhiệt.

IV.6. SỰ THAY ĐỔI KHE HỖ DỌC TRỤC VÀ HƯỚNG KÍNH TRONG PHẦN CHUYỂN HƠI TUỐC BIN

IV.6.1. SỰ THAY ĐỔI KHE HỖ DỌC TRỤC

Có sự thay đổi khe hở dọc trục trong phần chuyển hơi tuốc bin ở các chế độ vận hành khác nhau là do độ di trục của rôto ΔS , độ võng đàn hồi của bánh tĩnh Δf và hiệu dãn nở nhiệt hay là co lại của rôto và thân máy Δl_r gây nên. Ngoài ra, ở một mức độ nhất định, do ảnh hưởng của lực ly tâm ΔC tác dụng lên đĩa rôto, làm cho nó co lại, nhất là đĩa lắp găng, cũng làm thay đổi khe hở dọc trục.

Như vậy là, đối với tiết diện ngang bất kỳ của tuốc bin sự thay đổi khe hở dọc trục có thể biểu thị dưới dạng :

$$\Delta a = \Delta S + \Delta f + \Delta l_r + \Delta C.$$

Độ di trục ΔS do lực dọc trục tác động lên rôto tước bin và máy phát gây nên. ΔS bao gồm khe hở dọc trục của rôto ở giữa các miếng chắn động và tĩnh trong paliê chắn, độ võng đàn hồi của bộ đỡ paliê và độ thay đổi màng dầu bôi trơn trong paliê chắn.

Độ di trục có ảnh hưởng như nhau tới sự thay đổi khe hở dọc trục trong tất cả các tầng của phần chuyển hơi tước bin.

Độ võng đàn hồi của bánh tĩnh Δf có ảnh hưởng khác nhau tới khe hở dọc trục trong các tầng và chỉ xuất hiện khi tước bin mang tải, tức là khi có giáng áp lên bánh tĩnh.

Độ võng bánh tĩnh phụ thuộc vào kết cấu của nó và giáng áp ; có thể tính theo công thức :

$$\Delta f = k \frac{D^4 \Delta P}{E \delta^3},$$

trong đó :

k - hệ số phụ thuộc vào hình dạng cấu trúc của bánh tĩnh ; trung bình

$$k = 0,10 \div 0,12 ;$$

D - đường kính ngoài của bánh tĩnh, mm ;

ΔP - giáng áp ở hai phía bánh tĩnh, MPa ;

E - môđun đàn hồi của kim loại bánh tĩnh, bằng $2,1 \cdot 10^5$ MPa

δ - bề dày của bánh tĩnh, mm.

Hiệu dãn nở nhiệt hay co lại của rôto và thân máy Δl_r , thường gọi là độ dãn dài tương đối của rôto là nguyên nhân chính làm thay đổi khe hở dọc trục khi khởi động, ngừng máy và ở các chế độ quá độ khác của tước bin.

Với chế độ nhiệt ổn định của tước bin độ dãn dài tương đối của rôto thường không lớn và có thể mang dấu cộng khi rôto dài hơn thân máy, mang dấu trừ khi rôto ngắn hơn. Độ dãn dài tương đối hay co lại của rôto do hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy cũng như sự khác nhau về hệ số dãn nở nhiệt của kim loại gây nên. Ở chế độ quá độ ngoài những nguyên nhân trên còn thêm một số yếu tố ảnh hưởng như sấy hoặc làm nguội thân máy và rôto không đồng thời, sấy thêm mặt bích thân máy, v.v...

Khi hiệu nhiệt độ và hệ số dãn nở nhiệt của rôto và thân máy trên toàn chiều dài tước bin không đổi độ dãn dài của rôto tỷ lệ với khoảng cách từ tiết diện ngang đang xét tới paliê chắn. Trong trường hợp này có thể tính độ dãn dài tương đối bằng công thức :

$$\Delta l_r = \alpha_r l_r \Delta t ,$$

ở đây, α_r - hệ số dãn nở nhiệt của kim loại rôto và thân máy, $^{\circ}\text{C}^{-1}$;

l_r - chiều dài của đoạn rôto tính từ paliê chắn tới tiết diện ngang đang xét ;

Δt - hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy.

Trong trường hợp chung, khi hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy thay đổi theo chiều dài tước bin và các hệ số dẫn nở nhiệt không bằng nhau, để xác định độ dẫn dài tương đối cần quy ước chia rôto và thân máy ra một số đoạn (theo chiều dài) với hiệu nhiệt độ bằng nhau.

Như vậy, độ dẫn dài tương đối có thể xác định theo công thức :

$$\Delta l_r = \sum_1^n \alpha_{ri} l_i (t_{ri} - t_{r,M}) - \sum_1^n \alpha_{si} l_i (t_{si} - t_{s,M}) ,$$

trong đó,

$$\sum_1^n \alpha_{ri} l_i (t_{ri} - t_{r,M}) - \text{độ dẫn nở nhiệt tổng của rôto, mm ;}$$

$$\sum_1^n \alpha_{si} l_i (t_{si} - t_{s,M}) - \text{độ dẫn nở nhiệt tổng của thân máy, mm ;}$$

t_{ri}, t_{si} - nhiệt độ trung bình của đoạn thứ i của rôto và thân máy, °C ;

$t_{r,M}, t_{s,M}$ - nhiệt độ của rôto và thân tước bin khi lắp ráp (đại tu), °C ;

α_{ri}, α_{si} - hệ số dẫn nở nhiệt của kim loại rôto và thân máy được chọn ở nhiệt độ tương ứng của đoạn thứ i , °C⁻¹.

Khó khăn chủ yếu trong tính toán là đánh giá được nhiệt độ của các đoạn rôto và thân máy. Ví dụ, ở chế độ quá độ sẽ xuất hiện hiệu nhiệt độ lớn tại từng tiết diện ngang của rôto, cũng như theo bề dày của vách và chiều rộng của mặt bích thân máy.

Giá trị của độ dẫn nở tương đối của rôto đáng tin cậy nhất là trị số đo trực tiếp các khe hở dọc trục trong phần chuyển hơi tước bin ở các chế độ vận hành. Tất cả tước bin hiện đại đều được trang bị dụng cụ đo độ dời trục (đặt gần palie chắn) và độ dẫn dài tương đối của rôto (đặt ở phía thân máy cách xa palie chắn).

Trong vận hành độ dẫn nở tương đối của rôto chủ yếu phụ thuộc vào chế độ làm việc của tước bin : khởi động từ trạng thái nguội hoặc nóng, ngừng máy, mang tải hoặc chạy không tải, v.v...

Dưới đây sẽ trình bày một số yếu tố ảnh hưởng tới độ dẫn nở tương đối của rôto, tương ứng là khe hở dọc trục của phần chuyển hơi tước bin.

1) Ảnh hưởng của việc sấy mặt bích tới sự thay đổi khe hở dọc trục

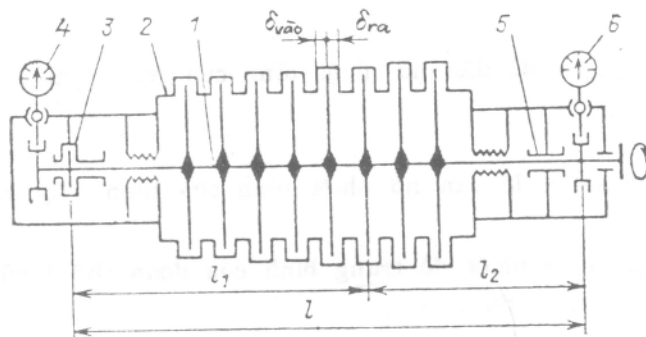
Đối với hầu hết tước bin hiện đại, công suất lớn đều áp dụng sấy mặt bích và gujông. Dem hệ thống sấy này vào làm việc sẽ giảm được hiệu nhiệt độ theo chiều rộng mặt bích, giữa mặt bích và gujông, giữa vách và mặt bích thân máy. Đồng thời việc sấy mặt bích có thể dùng để giảm bớt, hoặc là trong một số trường hợp, điều chỉnh độ dẫn dài tương đối của rôto.

Nếu biết sấy đúng mặt bích sẽ giảm được độ dẫn dài tương đối của rôto theo yêu

cầu. Do đó cho phép giảm bớt nhiều thời gian khởi động tước bin từ trạng thái nguội và chưa nguội mà không làm tổn hại đến độ tin cậy của máy.

Để phân tích ảnh hưởng của việc sấy mặt bích tới sự thay đổi khe hở dọc trục sẽ khảo sát sơ đồ tước bin một thân ở hình IV.8. Giả thiết rằng, ở đoạn thân máy với chiều dài l_1 có sấy mặt bích, còn ở đoạn dài l_2 - không sấy.

Lúc khởi động có sấy mặt bích, nếu giữ độ dài của rôto bằng không theo đồng hồ chỉ báo 6, thì các khe hở dọc trục ở đầu vào $\delta_{vào}$ trên đoạn thân máy có bộ sấy sẽ bé hơn giá trị của nó lúc lắp ráp.



Hình IV.8. Sơ đồ tước bin một thân để phân tích độ giãn nở tương đối của rôto và thân máy :

- 1- rôto ; 2- thân máy ; 3- paliê đỡ - chặn ; 4- đồng hồ chỉ báo độ di trục ;
5- paliê đỡ ; 6- đồng hồ chỉ báo độ giãn nở tương đối của rôto.

Thật vậy, khi mở máy không sấy mặt bích độ giãn dài tương đối của rôto sẽ là :

$$\Delta l_r = \alpha l_r \Delta t = \alpha l_1 \Delta t + \alpha l_2 \Delta t ,$$

trong đó, l_r - chiều dài của đoạn rôto từ paliê chắn tới các đồng hồ chỉ báo độ giãn nở tương đối ;

Δt - hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy, giữ không đổi suốt chiều dài TCA.

Khi khởi động có sấy mặt bích thì :

$$\Delta l'_r = \alpha_1 l_1 \Delta t_1 + \alpha_2 l_2 \Delta t_2 ,$$

ở đây, Δt_1 - hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy ở đoạn được sấy ;

Δt_2 - hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy ở đoạn không sấy.

Bởi vì hiệu nhiệt độ của rôto và thân máy ở đoạn thân máy không trang bị sấy mặt bích lúc có sấy hay không cũng gần như nhau, nên độ co tương đối của rôto, tức là độ giảm khe hở dọc trục ở đầu vào cánh động tại vùng giữa các đoạn có sấy và không sấy của thân máy sẽ là :

$$\Delta_{dọc}^{vào} = \Delta l'_1 - \frac{\Delta l_r}{l_r} l_2 .$$

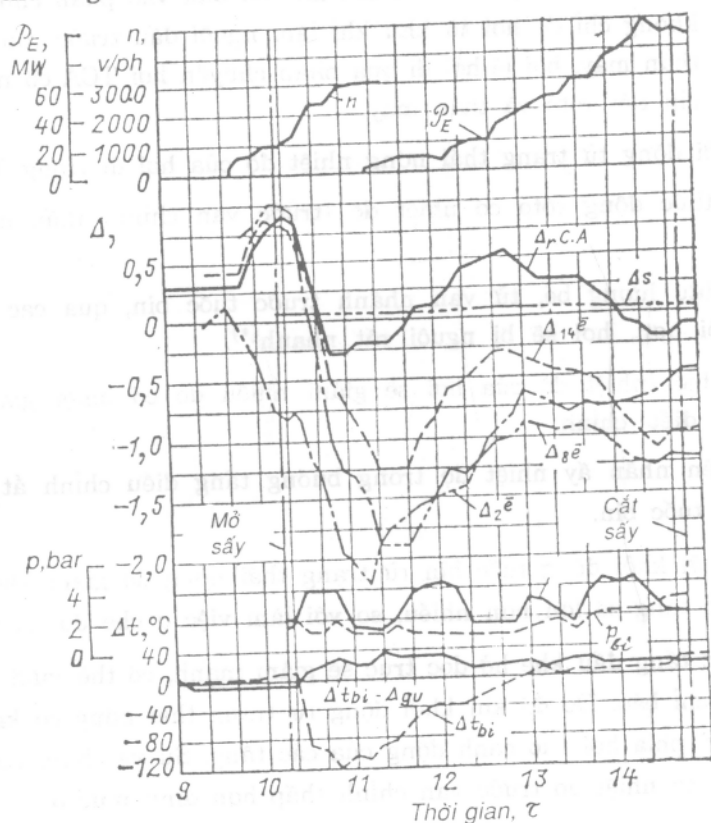
Ví dụ : Đối với tước bin K-100-90 độ giãn nở tương đối của rôto TCA khi

khởi động không sấy là $\Delta l_r = 2,8$ mm, lúc có sấy $\Delta l'_r = -0,3$ mm. Chiều dài của rôto TCA $l_r = -5,2$ m, chiều dài của đoạn thân máy không có bộ sấy mặt bích $l_2 = 2,7$ m. Giới hạn giữa đoạn có sấy và không sấy nằm trong vùng tầng thứ 8.

Độ giảm khe hở dọc trục ở đầu vào cánh động tầng thứ 8 sẽ là :

$$\Delta_{\text{đọc}}^{\text{vào}} = -0,3 - \frac{2,8}{5,2} \cdot 2,7 = -1,75 \text{ mm}.$$

Trong quá trình vận hành khi đo trực tiếp thấy rằng, khe hở dọc trục ở đầu vào cánh động tầng thứ 8 giảm đi 1,8 mm (hình IV.9).



Hình IV.9. Sự thay đổi khe hở dọc trục tuốc bin K-100-90

khi khởi động có sấy mặt bích và gujông của TCA :

$\Delta_2, \Delta_8, \Delta_{14}$ - độ thay đổi khe hở dọc trục ở đầu vào cánh động của tầng thứ 2, 8 và 14 TCA ; Δ_{tbi-VI} - hiệu nhiệt độ của mặt bích TCA và gujông VI ; n - tần số quay của rôto ; P_E - phụ tải điện của tuốc bin ; ΔS và $\Delta_{r.C.A.}$ - độ di trục và độ dẫn nở tương đối của rôto cao áp ; p_{bi} và p_{gu} - áp suất hơi cho vào sấy mặt bích và gujông TCA ; Δ_{tbi} - hiệu nhiệt độ theo chiều rộng mặt bích ở vùng tầng điều chỉnh.

Khi khởi động nếu sấy mặt bích mạnh hơn hiệu nhiệt độ của thân máy và rôto ở đoạn được sấy sẽ tăng nhiều hơn, khe hở dọc ở đầu vào cánh động của tầng thứ 8 đang khảo sát sẽ giảm nhiều nữa, và có thể dẫn đến va chạm giữa rôto quay và bánh tĩnh. Vì vậy độ co tương đối cho phép của rôto khi mở máy có sấy phải bé hơn nhiều so với khi khởi động không sấy. Tốt nhất khi có sấy không cho phép để độ co tương đối,

nhất là khi kích thước lắp ráp của các khe hở ở đầu vào các cánh động quá bé, ví dụ dưới 2 mm.

2) Sự thay đổi khe hở dọc trục khi mở máy từ trạng thái nóng

Hãy khảo sát trường hợp khởi động tuốc bin K-100-90 sau khi ngừng tám giờ. Hơi được trích từ bình khử khí đem vào bộ chèn trước của TCA lúc tạo chân không đã làm nguội đều phía trước của rôto, tương ứng là giảm khe hở đầu vào phần chuyển hơi TCA so với trước lúc khởi động.

Khi thúc động rôto và quay tuốc bin các khe hở đầu vào phần chuyển hơi TCA còn tiếp tục giảm, vì không chỉ do hơi từ khử khí làm nguội đầu trước rôto mà còn do rôto nguội nhanh hơn thân máy, bởi lẽ hơi đi qua phần chuyển hơi TCA có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ của các chi tiết rôto và thân máy.

Lúc mới khởi động từ trạng thái nóng nhiệt độ của hơi đi trong TCA thấp là vì :

- 1 - hơi thúc động rôto có nhiệt độ (trước van chính) thấp hơn nhiệt độ định mức.
- 2 - Với lưu lượng bé, từ van nhánh trước tuốc bin, qua các đoạn ống dẫn nguội hơn, hơi sẽ bị nguội rất nhanh^(*).
- 3 - Đặc biệt nhiệt độ của hơi sẽ giảm nhiều do có nhiệt giáng lớn trong tầng điều chỉnh.

Với ba nguyên nhân ấy nhiệt độ trong buồng tầng điều chỉnh ắt phải thấp hơn nhiệt độ kim loại tuốc bin.

Vậy là, lúc mới khởi động tuốc bin từ trạng thái nóng độ giảm khe hở ở đầu vào cánh động của các tầng sẽ lớn hơn nhiều, so với làm việc ở chế độ ổn định.

Đặc biệt ở các tầng đầu khe hở dọc trục sẽ giảm mạnh, có thể vượt xa độ co tương đối của rôto được chỉ báo. Do đó khi khởi động từ trạng thái nóng có khả năng xảy ra va chạm dọc trục ở phía hơi vào cánh động của các tầng. Sự va chạm này chắc sẽ tăng thêm khi dùng hơi có nhiệt độ trước van chính thấp hơn định mức để nâng dần tần số quay.

Ngoài độ di trục, độ võng bánh tĩnh và độ co nhiệt tương đối của rôto, sự suy giảm độ găng của đĩa ghép lên trục tuốc bin cũng ảnh hưởng nhiều tới độ giảm khe hở dọc trục ở đầu vào do tác dụng của lực ly tâm hay là hiệu nhiệt độ của đĩa và trục. Sau khi lắp nóng đĩa, khi gia công rôto tại nhà máy chế tạo, trục bị giãn dài khoảng $2 \div 3$ mm do bị biến dạng.

Nếu đĩa bị suy giảm độ găng thì tương ứng trục cũng sẽ bị co $2 \div 3$ mm, nghĩa là, khe hở ở đầu vào cánh động của các tầng cuối sẽ giảm đi $2 \div 3$ mm.

Để tránh cho độ co tương đối của rôto không vượt quá giá trị cho phép khi ngừng máy, khởi động từ trạng thái nóng và sa thải phụ tải, Viện VTI đề xuất sơ đồ trộn hơi mới với hơi lấy từ khử khí để cho vào bộ chèn trước.

^(*) Sau khi ngừng tuốc bin 8 ÷ 12 giờ nhiệt độ của ống dẫn hơi thấp hơn nhiệt độ TCA tại vùng tầng điều chỉnh khoảng $100 \div 150^{\circ}\text{C}$.

Điều đó cho phép giảm độ co được 1,5 mm (đối với tuốc bin T-100-130).

Khi ấn định các khe hở dọc trục trong phần chuyển hơi trong lúc lắp ráp hoặc đại tu điều quan trọng là phân phối đúng các khe hở đó. Hiện nay các khe hở dọc ở đầu vào theo suốt chiều dài phần chuyển hơi TCA của tuốc bin K-100-90 được đặt giống nhau (không dưới 2 mm, nhưng trước đây thì tăng dần từ 1,0 đến 2,5 mm).

IV.6.2. SỰ THAY ĐỔI KHE HỖ HƯỚNG KÍNH

1) Sự thay đổi khe hở hướng kính khi mở máy từ trạng thái nóng

Nguyên nhân của sự thay đổi của khe hở hướng kính trong phần chuyển hơi tuốc bin có thể là do : độ võng nhiệt của thân máy, hiệu dẫn nở nhiệt theo chiều đứng của bộ đỡ thân máy và rôto, hiệu dẫn nở nhiệt hướng kính của rôto, bánh tĩnh, vành bánh tĩnh và thân máy ; sự nổi bấp bênh của rôto trong màng dầu ở các paliê đỡ ; độ võng nhiệt và động của rôto, sự biến hình của các vòng chèn.

Sự xô dịch qua lại của rôto và thân máy theo hướng kính có thể do các yếu tố lực cũng như nhiệt độ gây nên. Các yếu tố lực có thể là sự biến dạng đàn hồi của thân máy khi lắp tuốc bin, sự nổi bấp bênh của trục trong màng dầu, hiện tượng xoay thân máy quanh tâm dọc trục theo sườn các then đứng dưới tác dụng của mômen phản lực.

Các yếu tố nhiệt độ bao gồm độ không đồng đều của trường nhiệt độ, hiệu dẫn nở nhiệt theo chiều đứng của các bộ đỡ thân máy và rôto, sự xô dịch thân máy dưới tác dụng của các ống dẫn nối ghép bị dẫn nở nhiệt.

Có thể xuất hiện hiệu dẫn nở nhiệt hướng kính của rôto, bánh tĩnh, vành bánh tĩnh và thân máy vì các chi tiết không được sấy đồng thời, cũng như hệ số dẫn nở nhiệt khác nhau của chúng.

Có sự biến hình của vòng chèn thường là do sấy không đồng thời các bánh tĩnh và vành bánh tĩnh theo đường bán kính. Vì thế gây nên biến dạng nhiệt ở phần tiện tròn của bánh tĩnh và vành bánh tĩnh của bộ chèn cuối, làm cho vòng chèn cũng bị biến hình.

2) Ảnh hưởng của độ võng nhiệt thân máy

Khi xuất hiện trường nhiệt độ không đối xứng của thân máy, ví dụ, khi nhiệt độ đường sinh phía trên cao hơn nhiệt độ đường sinh phía dưới, thì chiều dài của đường sinh phía trên sẽ dài hơn phía dưới, vì thế thân máy võng lên phía trên ;

Nếu hiệu nhiệt độ trên và dưới suốt chiều dài thân máy không thay đổi, thì đường cong độ võng có dạng parabol và độ cong (mm) sẽ thay đổi từ không tại bộ đỡ thân máy tới cực đại tại chính giữa thân máy :

$$y = \frac{\alpha \Delta t}{2D} (LZ - Z^2) \cdot 10^3$$

trong đó, Δt - hiệu nhiệt độ trên và dưới của thân máy, $^{\circ}\text{C}$;

D - đường kính ngoài, lấy trung bình theo chiều dài thân máy, m ;

L - chiều dài thân máy, bằng khoảng cách giữa hai bộ đỡ, m ;

Z - khoảng cách từ bộ đỡ phía trước của thân máy tới tiết diện tính độ cong, m.

Nếu $Z = L/2$ thì độ cong cực đại sẽ là :

$$y_{\max} = \frac{\alpha L^2 \Delta t \cdot 10^3}{8D}$$

Trường hợp khi hiệu nhiệt độ trên và dưới thay đổi theo chiều dài thân máy, thì hiệu nhiệt độ tích phân trung bình có dạng :

$$\Delta t_m = \frac{1}{l_0} \int_0^l \Delta t \, dl = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta t_i \Delta l_i}{l}$$

trong đó : l - chiều dài của thân máy không tính vấu đỡ, m ;

Δt_i - hiệu nhiệt độ trên và dưới của thân máy tại đoạn Δl_i .

Nếu đo nhiệt độ trên và dưới thân máy tại tám tiết diện ngang trở lên thì hiệu nhiệt độ tích phân trung bình có thể thay bằng hiệu trung bình cộng :

$$\Delta t_m = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta t_i}{n} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_n}{n}$$

trong đó, $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_n$ - hiệu nhiệt độ trên và dưới thân máy tại các tiết diện ngang thứ nhất, thứ hai, v.v..., °C ;

n - số tiết diện ngang của thân máy có đặt điểm đo nhiệt độ trên và dưới.

Hiệu nhiệt độ trên và dưới thân máy lớn nhất sẽ xuất hiện khi nguội dẫn và thường đạt đỉnh cao sau 6 ÷ 12 giờ ngừng máy. Hiệu nhiệt độ này nảy sinh có thể do :

- sự tuần hoàn tự nhiên của không khí dưới vỏ bao quanh tuốc bin ;
- ở nửa dưới thân máy có các ống trích hơi, cửa xả, miệng hút, v.v... Đó là những nơi thải nhiệt khi tuốc bin nguội dẫn ;
- bảo ôn nửa dưới kém hơn nửa trên.

Trong đó, bảo ôn và các ống trích hơi có ảnh hưởng lớn nhất.

Khi thân máy bị biến dạng nhiệt khe hở hướng kính ở phía trên sẽ tăng đến giá trị $y_{\max}$; còn phía dưới tương ứng sẽ giảm. Như vậy, ở phía dưới có khả năng va chạm rôto với stato, nếu khe hở hướng kính khi lắp ráp gần bằng $y_{\max}$.

Sấy gudông sẽ làm cho thân máy cong lên phía trên, vì xuất hiện hiệu nhiệt độ giữa mặt bích trên và dưới.

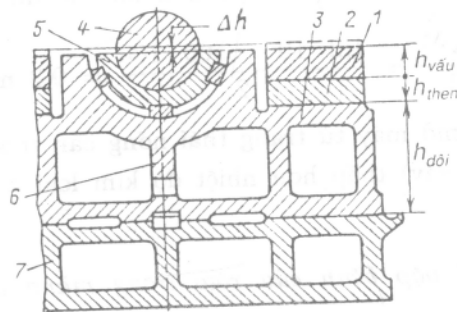
Rõ ràng, nếu không biết sấy đúng mặt bích và gudông, không kiểm tra đầy đủ nhiệt độ, thì có thể va chạm dọc trục, cũng như hướng kính trong phần chuyển hơi.

Đặc biệt nguy hiểm nếu có nước rơi vào tuốc bin đang nóng. Nó sẽ làm nguội rất

nhanh phía dưới thân máy, gây nên độ võng nhiệt, làm giảm khe hở hướng kính phía dưới, tất nhiên, sẽ sinh ra va quét hướng kính trong phần chuyển hơi của tuốc bin.

3) Ảnh hưởng của hiệu dẫn nở nhiệt theo chiều đứng của bộ đỡ thân máy và rôto

Hãy khảo sát sơ đồ nguyên lý của chỗ tựa thân máy lên bộ paliê bằng các vấu của nửa thân dưới (hình IV.10).



Hình IV.10. Sơ đồ chỗ tựa thân máy lên bộ đỡ paliê để phân tích sự thay đổi khe hở hướng kính khi có dẫn nở nhiệt

- 1- vấu tựa của thân máy ; 2- then ; 3- phần đôi của bộ đỡ ;
4- rôto ; 5- máng lót ổ trục ; 6- trụ đỡ paliê ; 7- tấm móng.

Khi có sự dẫn nở nhiệt theo chiều đứng trong các vấu 1, then ngang 2 và phần đôi của bộ đỡ paliê 3, tâm tiền của thân máy tại vòng chèn sẽ bị dâng lên trên so với tâm của rôto. Độ nâng tâm thân máy (mm) so với tâm rôto sẽ là :

$$\Delta h = \alpha [h_v(t_v - t_M) + h_{th}(t_{th} - t_M) + h_{đôi}(t_{đôi} - t_M)]$$

trong đó : α - hệ số dẫn nở nhiệt bằng $1,2 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$;

$h_v, h_{th}, h_{đôi}$ - chiều cao của vấu, then và phần đôi của bộ đỡ paliê, mm ;

t_M - nhiệt độ lúc lắp ráp (đại tu), $^\circ\text{C}$.

Ví dụ : tính độ nâng tâm thân máy có vấu tựa lên bộ đỡ paliê trước của tuốc bin IIT-60-130 ở trạng thái ổn định nhiệt của tuốc bin. Chiều cao của vấu, then và phần đôi của bộ đỡ trước tương ứng bằng 115, 105 và 640 mm.

Nhiệt độ của các vấu trước TCA đo được 180°C , các then ngang - 143°C và phần đôi bộ đỡ trước - 97°C . Nếu chấp nhận nhiệt độ của trụ đỡ paliê trước bằng nhiệt độ ra của dầu, tức là 45°C , thì hiệu dẫn nở nhiệt hay là độ nâng của phần trước TCA so với rôto sẽ là :

$$\Delta h = 1,2 \cdot 10^{-5} [115(180^\circ - 45^\circ) + 105(143^\circ - 45^\circ) + 640(97^\circ - 45^\circ)] = 0,71 \text{ mm}.$$

Các số liệu thí nghiệm xác nhận kết quả đó và chứng tỏ rằng, do hiệu dẫn nở nhiệt của chỗ tựa thân máy và rôto, ở chế độ ổn định, hầu khắp chiều dài TCA khe hở hướng kính sẽ giảm đi $0,7 \div 0,8 \text{ mm}$.

Nhằm giảm bớt hiệu nhiệt độ ở chỗ tựa của thân máy và rôto cần làm mát các then ngang (ví dụ, bằng nước) ở dưới vấu trước và vấu sau của xylanh, cũng như đặt các tấm chắn bức xạ nhiệt từ phía thân máy để bảo vệ bộ đỡ.

4) Ảnh hưởng hiệu dẫn nở nhiệt của rôto và vòng chèn

Nếu khi khởi động từ trạng thái nóng nhiệt độ hơi đi vào tuốc bin thấp hơn nhiều lần nhiệt độ kim loại, thì bánh tĩnh có thể bị nguội nhanh hơn rôto, trong trường hợp này phần tiện của bánh tĩnh để lắp vòng chèn sẽ giảm nhanh hơn đường kính rôto làm cho khe hở hướng kính sẽ bị giảm quanh toàn vòng tròn rôto.

Giả sử trong một thời gian nào đó hiệu nhiệt độ của rôto và bánh tĩnh $\Delta t = 100^{\circ}\text{C}$. Với đường kính bộ chèn bánh tĩnh $d_y = 500 \text{ mm}$ khe hở đường kính Δ_r sẽ giảm :

$$\Delta_r = \frac{\alpha d_y \Delta t}{2} = \frac{1,2 \cdot 10^{-5} \cdot 500 \cdot 100}{2} = 0,3 \text{ mm}$$

Từ đó thấy rằng, khi mở máy từ trạng thái nóng cần theo dõi dừng để nhiệt độ hơi (hơi mới cũng như hơi tái sấy) thấp hơn nhiệt độ kim loại của phần nóng nhất ở TCA và THA.

5) Ảnh hưởng độ nổi bập bênh của rôto trong màng dầu

Độ nổi bập bênh của rôto trong màng dầu thường không quá $0,15 \div 0,20 \text{ mm}$ thêm vào đó, rôto bị dịch lên theo chiều quay, nên làm giảm chút ít khe hở hướng kính ở phần trên và bên sườn rôto. Ở mức độ nào đó độ nổi bập bênh của rôto lên phía trên được bù trừ cho độ giảm khe hở hướng kính do hiệu dẫn nở theo chiều đứng của bộ đỡ và thân máy gây nên. Vì vậy có thể bỏ qua ảnh hưởng này.

6) Ảnh hưởng của độ vồng nhiệt và động của rôto

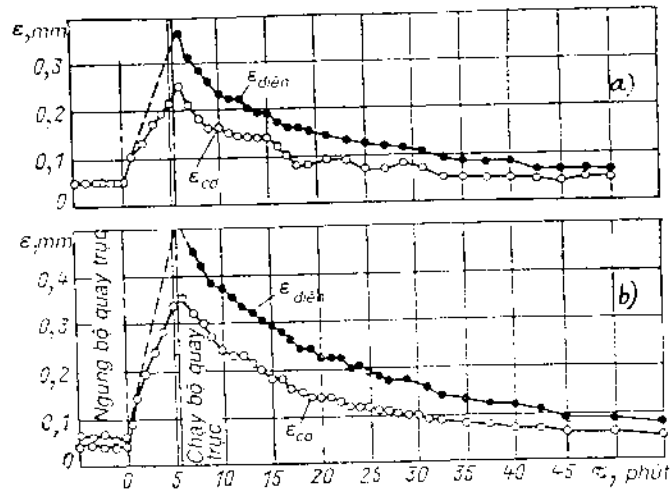
Độ vồng nhiệt của rôto sẽ xuất hiện nếu trường nhiệt độ quanh rôto không đồng đều. Ví dụ, khi cho hơi chèn vào rôto đứng yên, nhiệt độ của nó từ phía ống dẫn hơi chèn vào sẽ lớn nhất, còn ở phía đối diện - bé nhất.

Nếu khởi động rôto khi có độ vồng nhiệt (dù bé) của rôto có thể gây nên hậu quả nghiêm trọng. Độ vồng nhiệt của rôto thường hay phát sinh khi ngừng bộ quay trục quá sớm, trước lúc thúc động rôto, nhưng vẫn cho hơi vào các bộ chèn cuối (hình IV.11).

Cùng với độ vồng nhiệt của rôto do ngừng bộ quay trục quá sớm gây ra, không hiếm trường hợp độ vồng còn xuất hiện sau khi thúc động rôto và tăng lên đến mức nguy hiểm ($0,20 \div 0,25 \text{ mm}$) khi nâng tần số quay lên. Điều đó chứng tỏ rằng, có chỗ va quệt hướng kính của rôto do rôto bị sẩy một phía bởi ma sát và độ vồng nhiệt. Trong trường hợp này phải giảm ngay tần số quay đến $5 - 5,13 \text{ s}^{-1}$ và sấy nóng ở tần số này khoảng $40 \div 50$ phút để có thể tránh được sự cố cong trục.

Trong thực tế khi qua tần số tối hạn, ngay cả lúc rôto còn thẳng, cũng xuất hiện *độ vồng động*. Nó phụ thuộc vào độ mất cân bằng, thời gian lưu lại ở số vòng tối hạn và có thể đạt tới $0,5 \text{ mm}$ hoặc lớn hơn. Cho nên để bảo đảm khởi động bình thường, trước khi vượt qua tần số tối hạn, trong chừng mực có thể, phải giảm hiệu nhiệt độ trên và dưới của thân máy, nâng nhiệt độ hơi cao hơn (trên 50°C) so với nhiệt độ kim loại ở những phần nóng nhất của TCA và TTA, đồng thời khắc phục tất cả các nguyên nhân khác làm giảm khe hở hướng kính.

Hệ quả của sự va quệt hướng kính phụ thuộc vào tính đàn hồi của vòng chèn, tức là, vào lực nén giữa con chèn và trục. Trong trường hợp bị va quệt, để cho chèn đàn hồi không bị biến cứng, cần đặt các đoạn chèn với khe hở hướng kính không dưới 3 mm.



Hình IV.11. Độ võng rôto TCA tước bin PIT-60-130 khi cho hơi vào bộ chèn cuối trước lúc mở máy từ trạng thái nóng do ngừng bộ quay trục quá sớm.

a) sự uốn thẳng rôto, khi cho hơi vào chèn ;

b) như trên, nhưng không cho hơi vào chèn ;

$\epsilon_{điện}$ - độ đảo của đầu rôto phía trước theo đồng hồ chỉ báo điện cảm ứng đặt cách tâm paliê trước 730 mm ;

$\epsilon_{cơ}$ - như trên, theo đồng hồ so cơ khí (indicatơ) đặt cách tâm paliê 480 mm.

Để tránh không xảy ra sự cố, trước mỗi lần khởi động phải kiểm tra độ cong trục ban đầu, chú ý nghe bộ chèn cuối tước bin trong thời gian duy trì sấy máy. Trong trường hợp bị va quệt mạnh cần ngừng máy ngay (có phá hoại chân không), chuyển sang chế độ vận trục bằng bộ quay trục, kiểm tra độ đảo của đầu rôto phía trước và sau khi rôto được nắn thẳng hoàn toàn thì mới được khởi động lại ...

Chương V

NHỮNG SỰ CỐ ĐIỂN HÌNH TRONG THIẾT BỊ TUỐC BIN

V.1. MỘT VÀI NHẬN XÉT CHUNG

Sự cố trong ngành năng lượng là mọi sự phá hủy chế độ làm việc bình thường, bắt buộc phải ngừng hoặc giảm cung cấp năng lượng cho hộ tiêu thụ, hoặc là làm giảm công suất đặt của thiết bị. Hậu quả của sự cố có thể làm hư hại hay không làm hỏng thiết bị. Nguyên nhân của sự cố có thể là do :

- Khiếm khuyết trong cấu tạo, vật liệu, chế tạo tuốc bin và các thiết bị phụ.
- Thiếu sót và sai lầm trong lắp ráp tuốc bin.
- Thiếu sót và sai lầm trong vận hành và trong sửa chữa.
- Những hiện tượng tự phát khác.

Phần lớn những hỏng hóc và sự cố xảy ra trong thiết bị tuốc bin là do lỗi của người vận hành. Nếu người vận hành có trình độ lành nghề cao, nắm vững thiết bị, chú ý theo dõi và thực hiện đúng quy trình, đồng thời nâng cao chất lượng sửa chữa, bảo dưỡng đúng định kỳ thì có thể bảo đảm cho máy làm việc an toàn và tin cậy.

Những sự cố do khiếm khuyết trong thiết bị chủ yếu phụ thuộc vào các sai sót của người chế tạo và lắp ráp, trong việc tính toán, lựa chọn vật liệu, công nghệ chế tạo và tổ hợp thiết bị.

Những sự cố hay gặp nhưng không nguy hại đến thiết bị là : chốt an toàn nhảy quá sớm, mất chân không, xupap bị kẹt và sự sai sót của người vận hành khi thay đổi chế độ làm việc của thiết bị, làm cho phụ tải bị sa thải.

V.2. SỰ RUNG ĐỘNG CỦA TUỐC BIN VÀ NHỮNG NGUYÊN NHÂN CHỦ YẾU

II.2.1. MỘT VÀI KHÁI NIỆM CHUNG

Nói chung, sự rung động trong kỹ thuật là *sự dao động đàn hồi của vật thể*, tức là sự dao động xuất hiện dưới tác động của ngoại lực bất kỳ, rồi tắt dần sau một thời gian, nếu lực thôi tác dụng.

Số dao động của vật thể trong đơn vị thời gian (ví dụ, 1 giây) gọi là *tần số dao động*, và trị số đỉnh đến đỉnh gọi là hai lần *biên độ dao động*. Mỗi vật thể có trọng khối và hình dạng nhất định. Nếu được giữ chặt, rồi đem nó ra khỏi trạng thái đứng yên thì luôn sẽ có số dao động không đổi, được gọi là *dao động riêng và thực tế không phụ thuộc vào đại lượng của lực tác dụng*.

Ngoài dao động riêng hay là dao động tự do của vật thể, còn có thể có *dao động cưỡng bức* do ngoại lực tác dụng theo chu kỳ. Nếu ngoại lực tác dụng lên vật thể theo chu kỳ và tần số tác dụng của lực ấy trùng với tần số dao động riêng của vật thể hay là có giá trị bé hơn tần số riêng một số nguyên lần thì sẽ sinh ra *dao động cộng hưởng*, đồng thời biên độ dao động sẽ tăng lên đáng kể và thường gây nguy hại cho vật thể.

Trong tuốc bin hơi những dao động cưỡng bức do sự va đập của hơi khi xuyên ống phun qua các cánh động và nhiều nguyên nhân khác gây nên. Tần số các dao động ấy phụ thuộc vào số vòng quay của trục. Nếu số vòng quay của trục bằng tần số dao động riêng của trục (trong một phút), thì được gọi là số vòng tới hạn. Với số vòng lớn hơn hay là bé hơn số vòng tới hạn trục sẽ làm việc bình thường, trừ trường hợp số vòng quay bé hơn số vòng tới hạn một số nguyên lần. Trong trường hợp ấy độ rung sẽ tăng, mặc dù số vòng quay chưa đạt tới số vòng tới hạn. Trục tuốc bin có loại *cứng* và loại *đàn hồi*. Loại cứng làm việc với số vòng đạt mức dưới số vòng tới hạn ; loại *đàn hồi* - trên số vòng tới hạn.

Như vậy là, khi khởi động tuốc bin có trục cứng chỉ phải vượt qua số vòng cộng hưởng (bé hơn số vòng tới hạn một số nguyên lần) ; còn khi khởi động tuốc bin có trục đàn hồi thì phải qua số vòng tới hạn. Thời điểm này phải biết trước và phải vượt nhanh số vòng tới hạn đúng với quy trình của nhà máy chế tạo tuốc bin ban hành.

Bây giờ ta sẽ nghiên cứu sự rung động của tuốc bin khi làm việc ở số vòng định mức. Mọi tổ tuốc bin - máy phát, kể cả tổ máy hoàn hảo nhất, khi làm việc bao giờ ít nhiều cũng bị rung. Những dao động ấy sẽ chuyển cho các palie đỡ và các bộ phận khác của máy. Trong vận hành độ rung của tổ máy không được vượt quá các giá trị cho phép (bảng V.1).

Bảng V.1. Biên độ dao động cho phép

Đối tượng và vòng quay trong một phút	2A, biên độ dao động, mm và đánh giá		
	Rất tốt	Tốt	Cho phép
Máy phát với 1500 vg/ph	Dưới 0,03	Dưới 0,05	Dưới 0,07
Tuốc bin và máy phát 3000 vg/ph	Dưới 0,02	Dưới 0,03	Dưới 0,05
Tuốc bin với 5000 - 12.000 vg/ph	-	-	0,02
Bộ giảm tốc đến 12.000 vg/ph	0,03	0,05	0,12
Trục ở đầu ra khỏi thân palie với 3000 vg/ph	0,04	0,06	0,10
Như trên với 12.000 vg/ph	-	-	0,05
Kết cấu chủ yếu của móng thiết bị tuốc bin	0,02	0,03	0,05

Nếu độ rung của tổ máy tăng quá giá trị cho phép, thì chứng tỏ rằng máy đang bị trục trặc.

Cũng cần lưu ý rằng, sự rung động của các chi tiết tuốc bin như cánh quạt và đĩa, thường ít phản ánh vào đặc tính rung của tuốc bin. Đó là vì chúng làm tăng độ rung chung của máy. Cho nên, khi xuất hiện sự rung động như vậy là nguy hiểm, bởi vì chỉ có thể phát hiện sau khi các chi tiết bị rung ấy đã bị hư hỏng do bị mỏi.

Nguyên nhân rung của tuốc bin có thể chia ra làm ba nhóm :

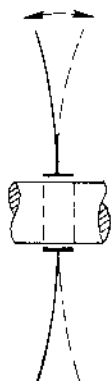
1. Nguyên nhân do sai sót trong kết cấu ;
2. Nguyên nhân do sai sót trong tổ hợp và lắp ráp ;
3. Nguyên nhân do vận hành (vận hành không đúng, các chi tiết bị mòn,...).

V.2.2. SỰ RUNG ĐỘNG CỦA ĐĨA

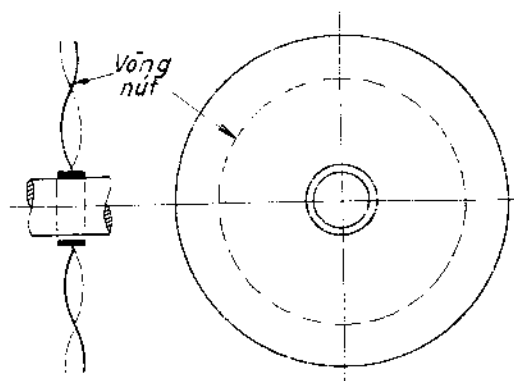
Đĩa tuốc bin, cũng như mọi vật thể đàn hồi khác, dễ bị rơi vào trạng thái dao động khi có ngoại lực tác dụng theo chu kỳ.

Có hai dạng dao động cơ bản của đĩa :

1. Những dao động làm đĩa bị uốn theo hình dạng đủ không có vòng nút (hình V.1) hoặc có vòng nút (hình V.2)



Hình V.1. Sơ đồ rung của đĩa có hình dạng đủ.

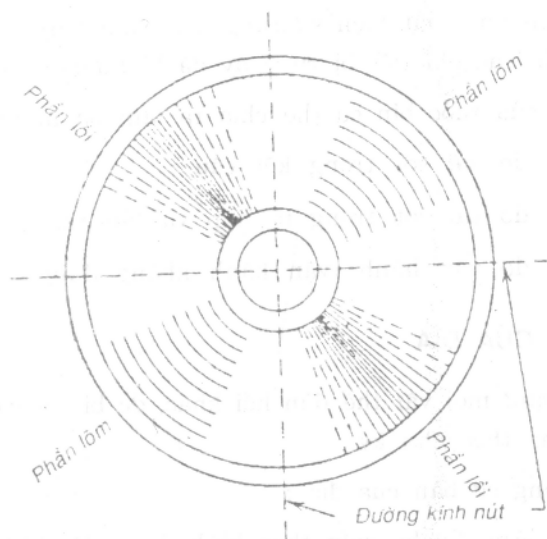


Hình V.2. Sơ đồ rung của đĩa xung quanh một vòng nút.

2. Những dao động, trong đó những vùng đĩa kề nhau do đường kính tách ra bị lệch theo chiều đối nhau. Những dao động ấy có thể xảy ra chung quanh hai, ba hay là nhiều đường kính nút⁽¹⁾ (hình V.3 và V.4).

Sự dao động của hai dạng đầu khi đĩa không đủ cứng có thể do sự rung động của rôto theo hướng dọc trục gây nên, ví dụ, do có hỏng hóc của palie chân hay là của khớp nối. Thông thường nguyên nhân là do tác động của dòng hơi được cấp toàn phần vào các tầng. Ta biết rằng, cánh động thường dài hơn ống phun chút ít (khoảng 1 ÷ 3 mm hay hơn nữa) (hình V.5). (Làm như vậy chủ yếu là để phòng trường hợp tổ hợp tuốc bin không chính xác).

⁽¹⁾ Vòng nút và đường kính nút gọi là vòng tròn và đường kính tạo thành nửa chu vi của đĩa khi số dao động bằng không



Hình V.3. Sơ đồ rung của đĩa chung quanh hai đường kính nút.



Hình V.4. Hình trái của vành đĩa đã biểu thị trên hình V.3.

Do có hiệu số chiều cao ấy, khi tuốc bin làm việc sẽ xuất hiện một lực hút. Dòng hơi chảy qua khe hở giữa các mép ống phun và cánh động sẽ hút hơi ra từ khoang A trước đĩa, làm giảm áp suất trong khoang ấy. Mặt khác, hơi từ tầng trước chảy dọc theo trục qua bộ chèn bánh tĩnh sẽ tràn đầy khoang A. Nếu hơi bị hút ra lớn hơn hơi vào khoang A thì áp suất trong khoang có thể thấp hơn phía sau đĩa, do đó đĩa bị uốn nhẹ và vành đĩa sẽ ngã gần về phía bánh tĩnh.

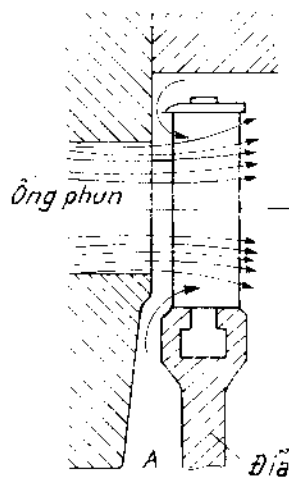
Lúc đó khe hở giữa bánh tĩnh và đĩa giảm làm yếu sức hút của hơi, áp suất trong khoang A lại tăng lên, và đĩa lại đàn hồi về phía ngược lại. Ngay sau khi vành rời xa bánh tĩnh, sức hút lại tăng lên và quá trình sẽ tái diễn. Kết quả làm cho đĩa bị dao động liên tục. Tuy nhiên, nếu tuốc bin được chế tạo và lắp đặt tốt thì sự dao động ấy không bao giờ đạt tới giá trị nguy hiểm cho vận hành. Những trường hợp sự cố do sự dao động dạng này gây nên rất ít và có thể hạn chế bằng cách bố trí các lỗ cân bằng thích hợp.

Sự dao động có đường kính nút nguy hiểm hơn nhiều. Trên hình V. 3 nêu lên dưới dạng sơ đồ đặc tính biến dạng của đĩa khi dao động chung quanh đường kính nút. Trên hình V.4 là sơ đồ hình trái của đĩa khi có các dao động ấy, trong đó đường cong liên và đường chấm chấm cho ta thấy vị trí của vành đĩa khi có biên độ dao động lớn nhất.

Sự rung động dạng này *trong các tầng có phun hơi một phần* do tính chất gián đoạn của lực tác dụng lên cánh quạt gây nên.

Dưới tác động của dòng hơi từng cánh quạt sẽ bị uốn nhẹ khi đi ngang qua ống phun, và sẽ trở lại vị trí ban đầu khi đi qua vách của cụm ống phun. Do hiện tượng ấy mà xuất hiện độ rung động của đĩa.

Trong các tầng có *phun hơi toàn phần* hiệu ứng tương tự có thể xảy ra do dạng của một hoặc nhiều rãnh ống phun bị sai lệch, ví dụ lắp không đúng các đầu nối cánh quạt ở mặt ráp bánh tĩnh. Trong trường hợp ấy dạng của rãnh ống phun bị thay đổi, và từng cánh động khi đi ngang qua chỗ nối sẽ bị va đập.



Hình V.5. Tác động của dòng hơi.

Ngoài các nguyên nhân trên, có thể có những nguyên nhân khác do sai sót trong kết cấu và chế tạo gây nên. Ví dụ : do bố trí lệch các rãnh ống phun trong bánh tĩnh đúc mà ở một phía dòng hơi va vào đĩa, còn phía kia lại va vào đỉnh cánh.

Một điều đáng chú ý là *hiệu ứng nhiệt độ có ảnh hưởng tới tần số dao động*.

Nếu đĩa được sấy đều, thì khi nhiệt độ của đĩa tăng sẽ làm giảm tần số dao động riêng của nó (do giảm modun đàn hồi). Nhưng nếu vành đĩa bị đốt nóng nhiều hơn bạc đĩa (thường là như vậy, nhất là khi tăng tải) thì, với hiện tượng dao động dạng đủ, sẽ làm tăng tần số do tác dụng kéo của lớp ngoài đĩa nóng hơn.

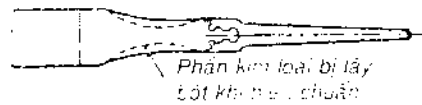
Như vậy là sự thay đổi phụ tải đột ngột có thể dẫn đến dao động cộng hưởng, nếu hiệu số giữa tần số dao động của đĩa và tần số của lực nhiễu động không lớn. Rõ ràng là, khi vận hành những tuốc bin như thế, lúc thay đổi chế độ làm việc của nó là phải hết sức thận trọng.

Một nguyên nhân làm đĩa bị rung mạnh có thể là *bị cộng hưởng do tuốc bin làm việc với số vòng quay thấp*.

Có thể tránh được độ rung lớn cho đĩa tuốc bin bằng cách dùng đĩa cứng vững đến

mức, với bất kỳ tần số nào của lực nhiễu động trong lúc tước bin làm việc, tần số riêng của đĩa cũng luôn là cao hơn.

Đĩa mỏng hơn có độ cứng yếu hơn và tần số dao động riêng tương đối thấp, phải được "hiệu chuẩn". Cơ chế "hiệu chuẩn" bằng cách lấy bớt phần kim loại trên bề mặt đĩa nằm giữa vành và bạc khớp V6).



Hình V.6. "Hiệu chuẩn" đĩa tước bin.

Như thế sẽ làm thay đổi tần số dao động riêng của đĩa, tránh được khả năng cộng hưởng khi số vòng tước bin gần với số vòng định mức.

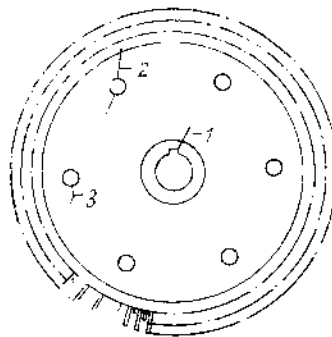
Su hiệu chuẩn đĩa không loại trừ khả năng cộng hưởng khi tước bin làm việc ở số vòng thấp, bởi vì thông thường trong đĩa đã được hiệu chuẩn, dự trữ cộng hưởng ở số vòng quay định mức không còn lắm.

Sự cố đĩa do rung động là hiện tượng hiếm có, nhưng hiệu quả của nó thì rất nặng nề, bởi vì nó sẽ phá hủy hoàn toàn tước bin.

Sự cố thường bắt đầu từ các vết nứt trong thân đĩa do độ mỏi của kim loại. Ta biết rằng, một mẫu kim loại, khi chịu tác dụng của tải trọng biến đổi, sẽ bị phá hủy ở ứng suất thấp hơn nhiều, so với ứng suất cần thiết để phá hủy nó khi tải trọng không đổi.

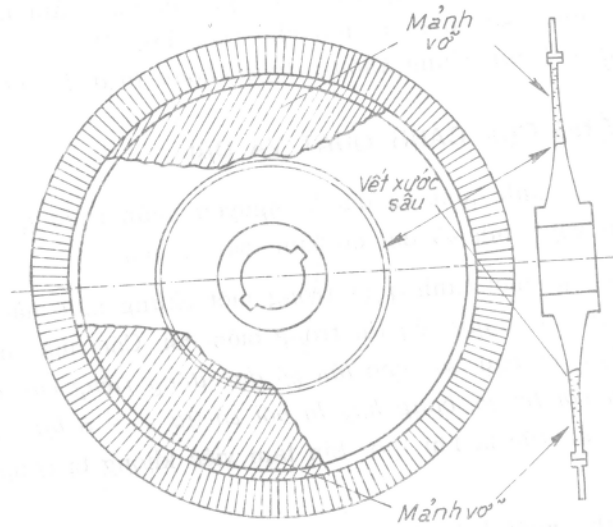
Giới hạn mỏi của thép gọi là ứng suất lớn nhất có thể duy trì mà mẫu kim loại không bị phá hủy với 10 triệu lần biến đổi tải trọng. Với tải trọng thấp hơn giới hạn mỏi, vật liệu trong thực tế có thể chịu được số lần biến đổi tải trọng bất kỳ.

Ứng suất lớn nhất trong các chi tiết như cánh quạt, đĩa và các phần khác của tước bin thường xuất hiện ở những điểm chuyển tiếp có bán kính lượn bé, ví dụ ở các góc và các tiết diện bị yếu đi do cơ lỗ.



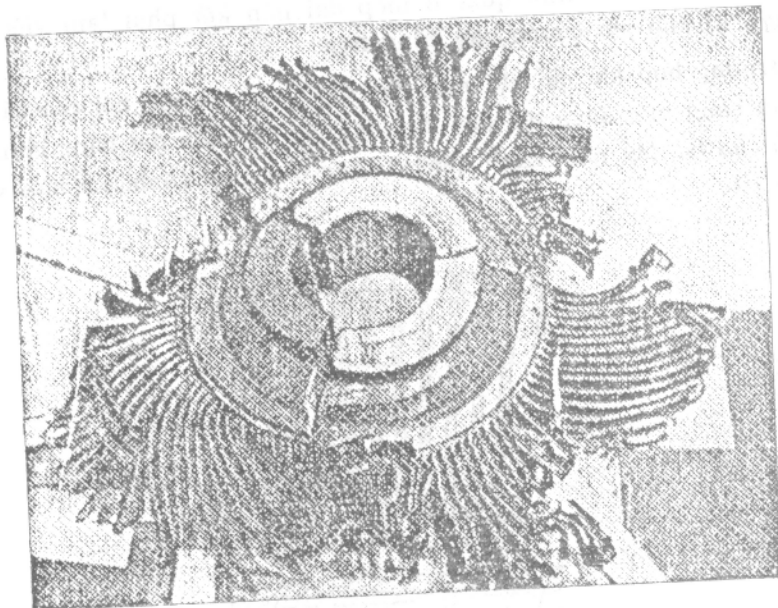
Hình V.7. Sơ đồ các vị trí nứt trên đĩa.

Vì vậy các vết nứt do độ mỏi kim loại trước hết hay xuất hiện ở những chỗ ấy (hình V.7). Trên hình V.8 trình bày trường hợp đĩa bị vỡ do khiếm khuyết trong chế tạo.



Hình V.8. Đĩa bị vỡ do khiếm khuyết khi gia công bề mặt ngoài.

Ví dụ : ở một nhà máy điện của Mỹ với tuốc bin 30.000 kW đã bị sự cố do độ mỏi kim loại. Từ một trong số đĩa với đường kính 2740 mm khi quay với tốc độ 1500 vg/ph đã văng ra hai mẫu với trọng lượng 206 và 188 kg, làm cho không chỉ tuốc bin bị phá hủy hoàn toàn, mà cả máy phát nữa vì trục bị gãy. Khi khám nghiệm đĩa phát hiện rằng, đường vết nứt ở một số chỗ thực tế trùng với vết xước sâu do dao để lại khi tiện đĩa (hình V.9).



Hình V.9. Đĩa bị vỡ do khiếm khuyết khi gia công bề mặt ngoài.

Rõ ràng, trong tiết diện của đĩa do vết xước làm yếu đi có ứng suất tập trung, và vượt quá nhiều giới hạn mỏi của kim loại.

Từ những điều trình bày trên kia cần thấy rằng, mỗi lần kiểm tra đĩa tước bin phải khảo sát cẩn thận, nhất là ở những tiết diện nguy hiểm, nhằm mục đích phát hiện kịp thời vết nứt, tránh được sự cố nguy hại cho tước bin. Đĩa đã nứt là phải thay. *Cần không được hàn đắp vết nứt. Cũng không được khoan lỗ ở đĩa khi tiến hành cân bằng.*

V.2.3. SỰ RUNG ĐỘNG CỦA CÁNH QUẠT VÀ ĐAI

Sự rung động của cánh quạt và đai là nguyên nhân thường gây nên sự cố cho bộ phận cánh quạt, làm gãy cánh và đai do kim loại bị mỏi.

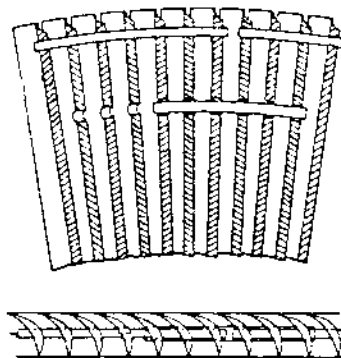
Khi tước bin làm việc mọi cánh quạt trong một chừng mực nào đó đều bị rung như là vật thể đàn hồi dưới tác dụng của tải trọng biến đổi. Các nhà chế tạo phải tính toán, thử nghiệm để tạo được cơ cấu, sao cho tần số dao động riêng của cánh quạt trong mức độ có thể, khác nhiều với trị số, bằng hay là bội số (từ 2 ÷ 6 lần) của tần số lực nhiễu động ở số vòng làm việc, tức là khi tước bin làm việc không bị cộng hưởng ở bội số thứ nhất đến thứ sáu.

Cộng hưởng có thể xuất hiện khi trùng tần số dao động của cánh quạt hay cụm cánh quạt với tần số của lực nhiễu động hoặc với số dao động của trọng khối khác, ví dụ, đĩa, toàn tước bin, móng hay là thậm chí cả các bộ phận của những tước bin lân cận tại thời điểm có số vòng quay nhất định nào đó. Thông thường khả năng cộng hưởng sẽ tăng khi độ lắp ghép cánh quạt trên đĩa bị suy giảm, lúc mà tần số dao động riêng của các cánh quạt bị giảm so với giá trị tính toán.

Mặt khác, bản thân sự suy giảm độ lắp ghép cánh quạt và đai đôi khi là hậu quả trước tiên của hiện tượng rung động.

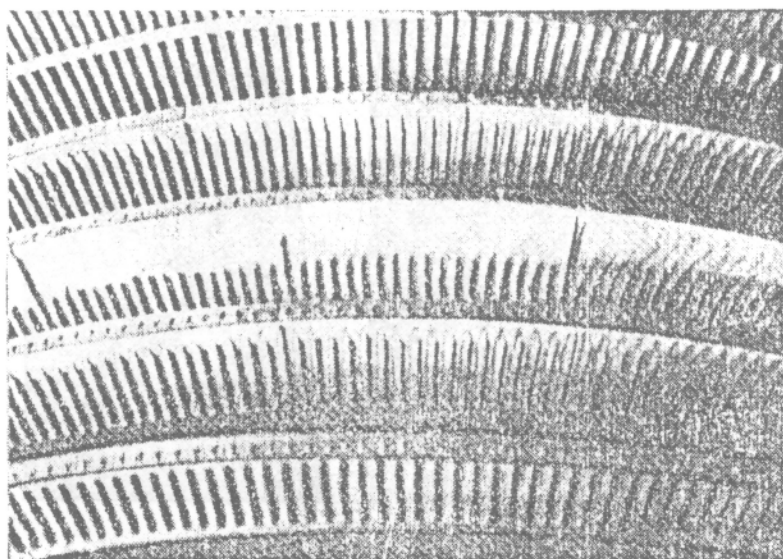
Biện pháp để tách cánh quạt khỏi cộng hưởng là thay thế bằng cánh quạt khác có profin được gia cường hay là lắp thêm đai dây. Cũng có thể cải tiến độ liên kết các cánh quạt đã có đai sẵn. Các cánh quạt ở mép đai liên kết phải làm việc trong điều kiện nặng nề nhất, vì khó gia cường cho cứng hơn.

Trong trường hợp khi chỉ đặt một dây đai băng, có thể nối các cánh cuối của cụm cánh kế nhau bằng một đoạn đai dây. Sợi dây lấy dày hơn đai băng chính khoảng 1 mm và xỏ qua lỗ của ba đến năm cánh quạt ở tầng bên cụm cánh, rồi hàn với các cánh đầu mép (hình V.10).



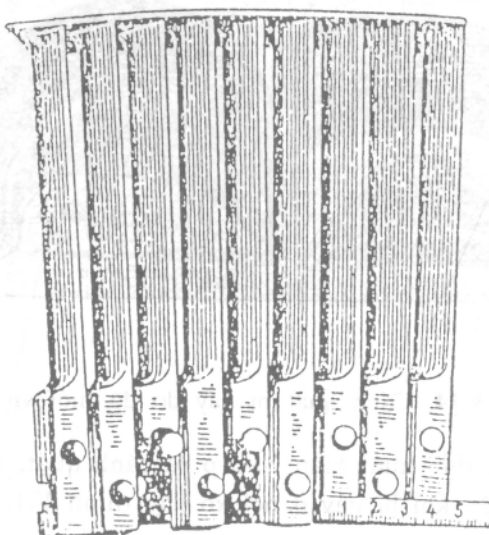
Hình V.10. Đoạn đai dây liên kết.

Sự dao động cánh quạt sẽ tăng lên khi các chất kết tủa bám vào các rãnh cánh, làm cho hơi vào không đều, và cũng làm thay đổi tần số dao động riêng của cánh quạt (hình V.11).



Hình V.11. Trường hợp các chất kết tủa (muối) bám nhiều vào phần chuyển hơi.

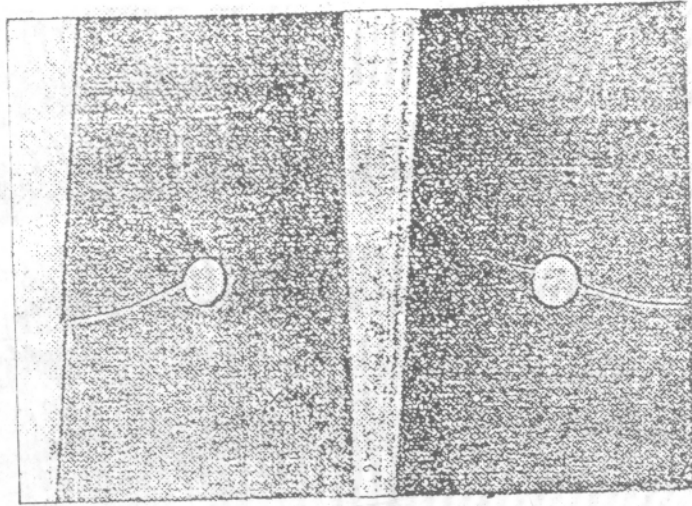
Thông thường, sự gãy cánh do độ rung tăng cao hay xảy ra ở gốc cánh và ở những chỗ bị lỗ làm yếu (hình V.12 và V.13), tức là ở những đoạn có ứng suất tập trung trong kim loại, đặc biệt là những góc cắt trong đuôi cánh quạt.



Hình V.12. Cánh quạt của tuốc bin TH-165 bị gãy do rung.

Sự gãy cánh do độ mỏi kim loại thường có dạng sau đây :

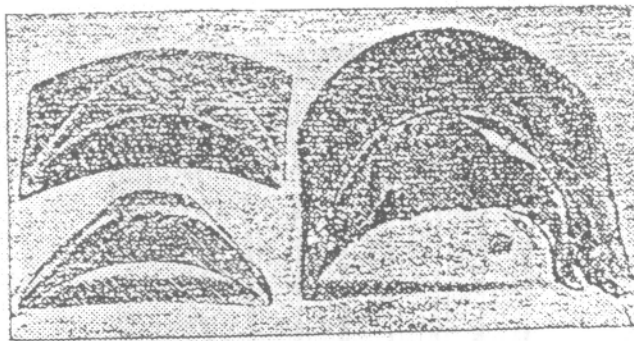
- một phần có cấu trúc hạt nhỏ, đôi khi là những đường cong tương tự như vòng tuổi ở đầu khúc gỗ ;
- một phần là đoạn có cấu trúc hạt to.



Hình V.13. Vết nứt trong cánh quạt tại các lỗ xỏ đai dây.

Có đoạn này là do cánh bị gãy đứt khi tiết diện cánh đã bị các vết nứt làm yếu đi (hình V.14).

Nếu có dạng gãy cánh như vậy thì nguyên nhân sự cố đích thị là do rung động gây nên.

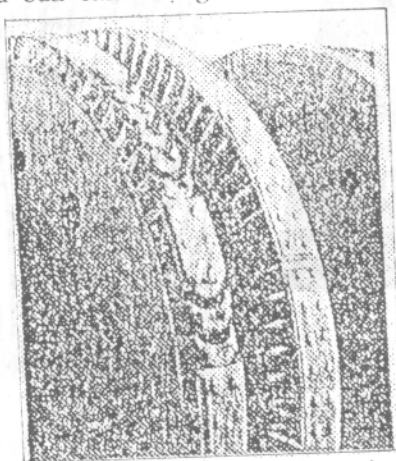


Hình V.14. Cánh quạt bị gãy do độ mỏi vì rung.

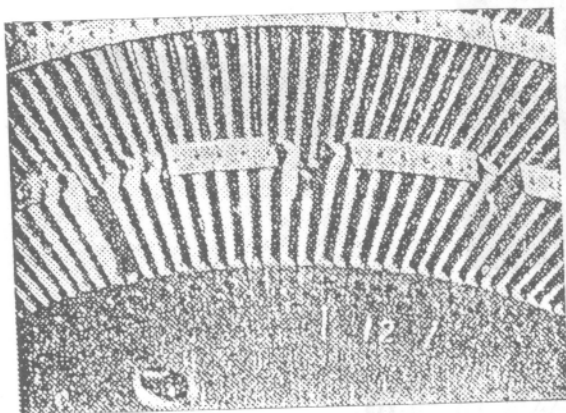
Phần lớn vết nứt bắt đầu xuất hiện ở mép ra cánh quạt, vì là nơi mỏng nhất. Nếu cánh quạt có đai dây nhiều khi bị gãy ở nơi xỏ dây (hình V.13), và lại vết nứt bắt đầu xuất hiện từ lỗ xỏ dây.

Điều đó có thể giải thích rằng lỗ khoét không tốt và thường khi hàn đai dây cánh quạt bị đốt quá mức làm cho kim loại bị giòn. Nếu bố trí không đạt và tiết diện không đủ thì đai dây sẽ bị văng ra khỏi cánh.

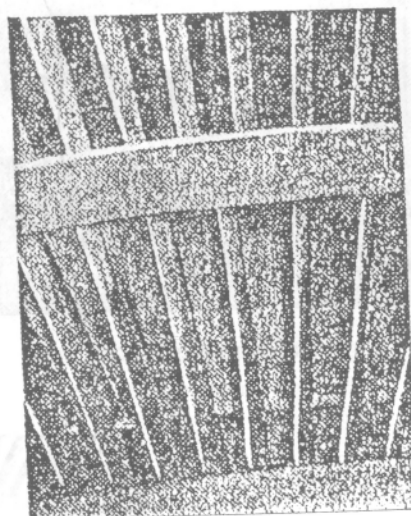
Các dạng sự cố khác nhau của cánh động có thể xem trong hình V.15.



a) Sự cố cánh động tăng đầu do va chạm cơ học.



b) Dạng cánh hỏng do rung.



d) Sự hư hỏng cánh quạt do tác dụng của các tạp chất hoạt tính hóa học.

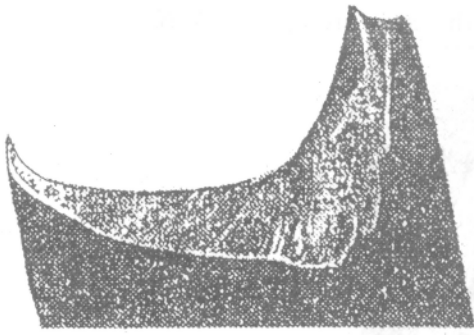


c) Cánh hỏng do bị gỉ.

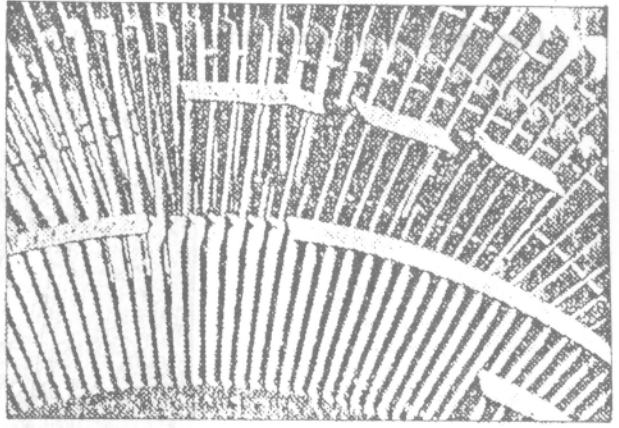


e) Sự hư hỏng cánh quạt do mòn và gỉ đồng thời.

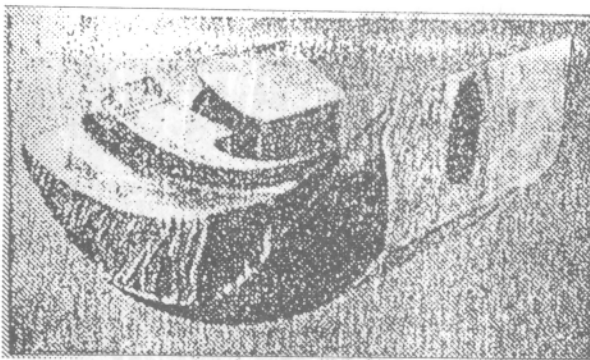
Hình V.15. Các dạng sự cố cánh động .



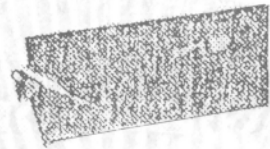
f) Dạng mặt gãy của cánh
do rung tiếp tuyến.



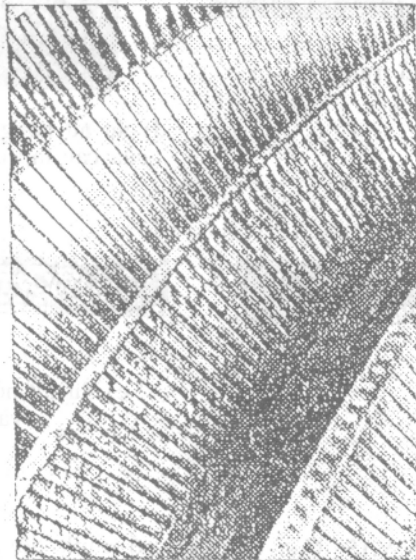
h) Dạng cánh bị hỏng.



g) Dạng mặt gãy của cánh
do rung dọc trục.



i) Vết nứt ở đầu chốt cánh.



k) Sự hư hỏng của cánh động
làm giảm tiết diện ra.

Hình V.15. Các dạng sự cố cánh động (tiếp theo).

V.2.4. SỰ RUNG ĐỘNG CHUNG CỦA TUỐC BIN

Sự rung động không bình thường của tuốc bin (không có khuyết tật về cấu tạo) có thể do nhiều nguyên nhân từ lắp ráp và vận hành.

Những nguyên nhân rung do lắp ráp gây nên thường xảy ra sau khi khởi động máy mới lắp hoặc sau khi mới sửa chữa xong tổ máy, và sẽ tiếp tục phát triển trong quá trình vận hành.

Những nguyên nhân rung ấy có thể không chỉ phát sinh trong tuốc bin, mà còn cả trong máy phát, thậm chí trong các ống dẫn hơi và móng máy nữa.

Chủ yếu có thể chia những nguyên nhân ấy thành bốn nhóm :

1. Không cân bằng tốt các chi tiết quay.
2. Không chỉnh tâm đúng. Các tâm trục tuốc bin và máy phát không trùng nhau.
3. Không lắp ráp đúng các chi tiết chịu nhiệt, không bảo đảm tự do giãn nở nhiệt.
4. Khe hở giữa phần tĩnh và phần động không đủ và không đối xứng.

Trong một số trường hợp sự rung động tăng mạnh là do tổ hợp một loạt khiếm khuyết riêng biệt, không lớn lắm trong lắp ráp gây nên. Để khắc phục chỉ có cách là lắp ráp máy lại hoàn toàn.

Ta biết rằng, khi sấy hoặc để nguội rôto không đều thì nó sẽ bị cong. Tuy nhiên, cũng có trường hợp rôto vẫn bị cong và gây rung tuốc bin, mặc dù khi sấy đã tiến hành rất cẩn thận.

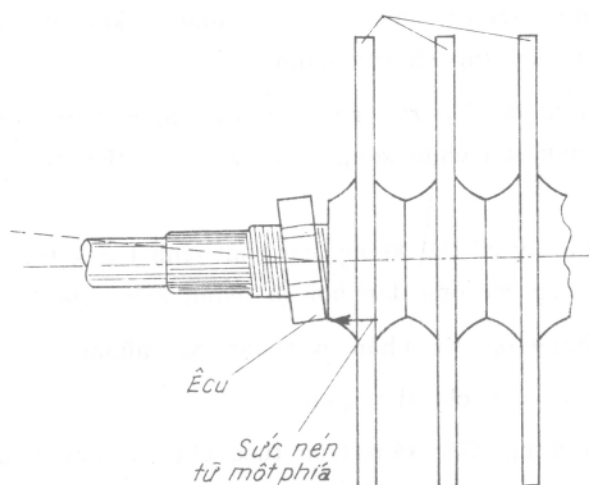
Nguyên nhân của sự rung động ấy có thể là do lắp đĩa lên trục không đúng. Ở đây có thể có mấy trường hợp như sau :

1. Giữa bạc đĩa và êcu đầu nút khe hở không đủ. Khi bị sấy nóng bạc giãn nở, đầu mút của bạc bắt đầu ép lên êcu, và nếu bề mặt đầu mút kia không thẳng góc với tâm trục thì sức ép sẽ dồn về một phía và trục sẽ bị cong (hình V.16).

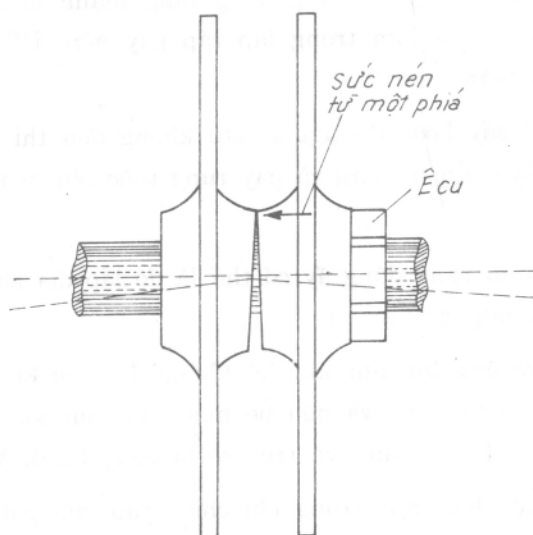
2. Đĩa lắp quá căng lên trục, trong khi chiều cao mặt cắt đầu mút của bạc đĩa lại khá lớn. Trong trường hợp này bạc của một đĩa, khi giãn nở có thể sẽ ép về một phía lên bạc kia ; nếu bạc này lắp quá căng, thì trục sẽ bị cong (hình V.17). Rõ ràng lúc trục bị cong thì rôto sẽ bị mất cân bằng.

3. Có trường hợp nguyên nhân rung là do lắp đĩa của các tầng cuối tuốc bin quá chặt. Trong lúc làm việc trục bị hơi chèn từ phía hạ áp sấy nóng thêm và giãn nở đến nỗi đĩa cũng bị biến dạng. Sau khi bạc được rà nhẹ bên trong để giảm bớt độ căng độ rung sẽ mất. Mặt khác, nếu lắp đĩa lỏng quá thì đó cũng là nguyên nhân gây rung.

Chú ý rằng, không ít trường hợp rôto bị rung là do trục cọ xát với các con chèn, làm cho trục bị sấy một phía và trục bị cong (vấn đề này sẽ được nghiên cứu kỹ thêm sau).



Hình V.16. Trục bị cong do bề mặt đầu mút êcu không thẳng góc.



Hình V.17. Trục bị cong do thiếu khe hở và do độ không song song của mặt cắt đầu mút của bạc đĩa.

Việc xiết, tiện và cạo rà đúng các paliê giữ một vai trò quan trọng.

Mọi rôto, dù có được cân bằng tốt đến đâu, khi máy làm việc vẫn bị rung nhẹ.

Nếu khe hở giữa máng trục và trục quá bé, thì khi trục bị rung theo định kỳ nó sẽ làm gián đoạn màng dầu và tiếp xúc với máng trục. Điều đó sẽ làm tăng độ rung và sấy nóng máng trục. Để khắc phục phải cạo rà máng trục cẩn thận cho đến khi đạt được khe hở cần thiết.

Thường thường sự rung động cũng do sự dao động dọc trục của rôto máy phát gây

nên. Đó là vì tác dụng của từ trường stato lên rôto khi vị trí của nó không đối xứng so với từ trường của stato. Những dao động này thường kèm theo va đập vào khớp nối.

Cuối cùng, những nguyên nhân rung thường gặp là do chỉnh tâm các trục của tổ tước bin máy phát không đúng và không bảo đảm độ dân nở nhiệt tự do của thân tước bin trong giới hạn cho phép.

Những nguyên nhân rung do vận hành gây nên chủ yếu có thể chia thành các nhóm sau đây :

1. Suy giảm độ lắp ghép các chi tiết riêng biệt của rôto tước bin hoặc máy phát ; các chi tiết ấy bị biến dạng dẻo và đàn hồi hay là xô dịch, làm lệch trọng tâm của khối lượng quay.

2 Trước khi khởi động sấy không đủ hoặc không đúng, do đó tước bin bị cong trục hay là mất cân tâm.

3. Mất cân bằng ban đầu của trọng khối quay, ví dụ, do cánh quạt bị bay đi, cánh bị ăn mòn nhiều hoặc bị bẩn, v.v...

4. Thân máy bị biến dạng (cong vênh) do gang nở, sấy tước bin không đều trước khi khởi động, hay là áp lực của ống dẫn hơi lên thân máy không đều.

5. Dầu bôi trơn các paliê không đủ hoặc kém chất lượng.

6 Cuộn dây của máy phát bị hư hỏng.

7. Hơi quá nhiệt thái quá.

IV.2.5. XÁC ĐỊNH NGUYÊN NHÂN RUNG

Xác định nguyên nhân rung thường là nhiệm vụ rất phức tạp, đòi hỏi phải có nhiều kinh nghiệm ; phán quyết chính xác là không thể được, bởi vì việc xác định nguyên nhân rung thường được tiến hành bằng cách khảo sát tuần tự toàn bộ tước bin.

Để biết sơ bộ phương pháp xác định nguyên nhân rung có thể xem bảng V. 2.

Bảng V.2. Những nguyên nhân rung chủ yếu và phương pháp xác định

Những nguyên nhân chủ yếu	Các dấu hiệu đặc trưng	Những sự hư hỏng dẫn đến nguyên nhân rung động	Phải làm gì ?
1. Khối lượng hay là lực bị mất cân bằng	1-8. Toàn tước bin bị rung đều, đơn điệu. Số chu kỳ rung tương ứng với số vòng quay. Độ rung sẽ giảm chút ít khi tăng phụ tải. Cường độ rung phụ thuộc vào độ mất cân bằng	1. Chỉnh tâm không đúng 2. Trọng lượng của khối lượng cân bằng không* đúng hay là không nằm đúng vị trí của nó. 3. Cánh quạt bị bẩn. 4. Cánh quạt bị mài mòn hay là bị gỉ nhiều.	1 Kiểm tra việc lắp đặt trục 2. Cân bằng lại rôto. 3. Làm sạch cánh quạt 4. Thay cánh bị mài mòn

Tiếp bảng V.2

Những nguyên nhân chủ yếu	Các dấu hiệu đặc trưng	Những sự hư hỏng dẫn đến nguyên nhân rung động	Phải làm gì ?
		5. Sấy rôto không đều trước khi khởi động. 6. Xuất hiện lực mất cân bằng do có ứng suất lớn và có biến dạng 7. Dây điện trong máy phát bị chuyển vị 8. Khe hở giữa rôto và stato máy phát không đều	5. Giảm số vòng quay 6. Không thể cho chỉ dẫn chung được. 7. Gia cố cuộn dây và cân bằng lại rôto 8. Lắp lại cho đúng.
	9. Độ rung xuất hiện tạm thời và cường độ khác nhau. Thường biểu hiện khi khởi động sau khi kích thích máy và tăng lên khi tăng phụ tải	9. Tiếp xúc pháp phù trong cuộn dây	9. Tìm ra chỗ hư hỏng khó vô cùng. Nếu cách điện đã cũ, thì đơn giản nhất là quấn lại rôto.
II. Lắp đặt trục không tốt	Độ rung thay đổi theo chu kỳ ; rung nhẹ ở chế độ không tải và rung mạnh khi có phụ tải	1. Lắp khớp trục lệch tâm. 2. Móng lún không đều. 3. Áp lực truyền lên thân máy ; do biến dạng nhiệt các ống dẫn hơi tỳ lên tước bin.	Kiểm tra và chỉnh lại
III. Móng có khiếm khuyết	Có hiện tượng công hưởng trong các bộ phận của tòa nhà. Độ rung lan ra toàn tổ máy và giữ không đổi ở mọi phụ tải	1. Để tấm móng không đúng hoặc là lắp ghép tấm móng không chặt. 2. Độ tiếp xúc tấm móng không đều do lún không đều.	Kiểm tra và sửa lại cho phù hợp
IV. Một bộ phận của rôto dễ di dịch do độ lắp ghép bị suy giảm hay bị mòn	Độ rung mang tính chất cục bộ, chủ yếu là ở phần động. Đôi khi nghe tiếng rít, tiếng lách cách hay là tạp âm khi khởi động hoặc ngừng máy.	1. Khe hở trong các paliê quá lớn 2. Màng cầu của paliê bị jở. 3. Giảm độ lắp ghép trong tổ hợp rôto. 4. Dây điện trong rãnh máy phát bị long. 5. Các bulông ở khớp trục bị nới ra.	1. Phải thay hoặc đúc lại cút xinê. 2-5. Khắc phục những chỗ nối ghép thích ứng.

Tiếp bảng V.2

Những nguyên nhân chủ yếu	Các dấu hiệu đặc trưng	Những sự hư hỏng dẫn đến nguyên nhân rung động	Phải làm gì ?
V. Có cọ sát bên trong tước bin.	Độ rung không bình thường, tập trung ở một chỗ. Tiếng động thay đổi theo số vòng quay trong thời gian khởi động và ngừng máy, đôi khi còn nghe tiếng va chạm bên trong tước bin.	1. Có sự cọ sát giữa bánh động và bánh tĩnh. 2. Khe hở hướng kính không đủ và lắp đặt không đúng. 3. Bánh tĩnh bị võng, gang nở hay là bánh động bị uốn hình số 8. 4. Paliê chắn bị hư hỏng hoặc không lắp đúng.	1. Phải ngừng máy ngay và kiểm tra sự lắp đặt paliê chắn, trạng thái cánh động và cánh tĩnh. 2. Kiểm tra khe hở hướng kính và tìm nguyên nhân thay đổi khe hở. Sửa chữa cho phù hợp. 3. Cần hỏi ý kiến của người có thẩm quyền. 4. Khám nghiệm paliê chắn, kiểm tra cách lắp đặt và sửa cho thích hợp.
VI. Hỏng hóc trong ống dẫn hơi.	Tiếng động không bình thường khi mở hơi. Nhiệt độ hơi giảm đột ngột. Tước bin rung mạnh.	1. Nước lọt vào lẫn với hơi. 2. Cấu căn và các hạt cứng rơi vào hơi. 3. Hơi vào không đều do khiếm khuyết ở cơ quan điều chỉnh.	1. Ngừng ngay máy lại và làm rõ nguyên nhân. 2. Thổi ống dẫn hơi và kiểm tra tuổi lọc hơi. 3. Tiến hành kiểm tra các cơ quan điều chỉnh ở lần ngừng máy gần nhất để sửa chữa.
VII. Hỏng hóc trong bộ chèn.	Rung động cục bộ. Trục hay là thân bộ chèn bị đốt nóng.	1. Lắp đặt bộ chèn lắt léo không đúng hay là khe hở không đủ. 2. Đường kính vành chèn thân không đủ. 3. Muối bám vào chèn nước.	1. Ngừng máy và tiến hành khắc phục. 2. Rà vành chèn theo đúng. 3. Làm sạch chèn và dùng nước ngưng để chèn.
VIII. Hỏng hóc trong hệ thống bôi trơn	Rung nhẹ, máy chạy ồn.	1. Màng dầu bị phá hủy do thiếu dầu hoặc mất dầu. 2. Dầu không đạt yêu cầu (có nước, có nhũ tương). 3. Nhiệt độ dầu quá thấp.	1. Phải ngừng máy ngay, làm rõ nguyên nhân và khắc phục. 2. Ngừng máy, thay dầu, kiểm tra chất lượng dầu. 2. Sấy dầu trước khi khởi động hoặc quay máy rất chậm.

Tiếp bảng V.2

Những nguyên nhân chủ yếu	Các dấu hiệu đặc trưng	Những sự hư hỏng dẫn đến nguyên nhân rung động	Phải làm gì ?
IX. Lắp ráp không đúng	Độ rung chỉ xuất hiện khi nhiệt độ quá nhiệt đạt giá trị thấp hơn tính toán.	1. Áp lực của ống dẫn hơi vào lên thân máy đo biến dạng nhiệt. 2. Lắp rôto không đúng.	1. Lắp chỉnh lại ống dẫn hơi vào. 2. Kiểm tra lại việc lắp rôto.
X. Hơi quá nhiệt quá mức (thải quá)	Độ rung xuất hiện chỉ khi nào nhiệt độ quá nhiệt có giá trị cao hơn tính toán.	Độ quá nhiệt quá mức mà không tính đến.	Không được phép quá nhiệt trên định mức.
XI. Hỏng hóc của bộ phận cánh tuốc bin	Độ rung có tần số bằng số vòng quay của tuốc bin. Paliê chấn bị đốt nóng	Rãnh cánh bị cấu bẩn, do đó tăng áp suất dọc trục và làm mất cân bằng rôto.	Rửa tuốc bin đang chạy hay là mở tuốc bin và làm sạch cánh quạt. Chú ý đến chất lượng nước cấp và chế độ làm việc của lò hơi.

V.3. THỦY KÍCH

Sự sai sót của người vận hành lò hoặc máy là nguyên nhân của thủy kích. Khi xảy ra thủy kích sẽ cuốn một lượng nước theo hơi vào tuốc bin và làm hư hỏng nghiêm trọng tuốc bin.

Như vậy nhóm sự cố này hoàn toàn có thể là loại sự cố do lỗi của người vận hành.

Việc tổng nước từ gian lò vào ống dẫn hơi mới có thể xảy ra do những nguyên nhân sau đây :

1) Lò hơi bị quá tải đột ngột

Việc tăng đột ngột lưu lượng hơi sẽ làm tụt áp suất trong lò hơi ; đồng thời nhiệt độ nước trong lò cao hơn nhiệt độ tương ứng với áp suất đã tụt, do đó một phần nước tức thời chuyển hóa thành hơi, tức là xảy ra hiện tượng sinh hơi mạnh mẽ trong toàn thể tích nước. Do tăng khối lượng bọt hơi trong nước mà mức nước trong lò tăng quá cao, làm cho nước bị tổng vào bộ quá nhiệt, và từ đó - vào ống dẫn hơi.

2) Cấp nước vào lò quá mức

Tức là mức nước trong lò cao hơn bình thường do người vận hành không trông coi chu đáo hay là do bộ phận tự động điều chỉnh cấp nước bị trục trặc.

3) Nước trong lò sủi bọt

Hiện tượng này xảy ra là do chất lượng nước cấp và nước lò không tốt (chứa nhiều dung dịch muối và các tạp chất khác, nhất là dầu hoặc dầu mỡ).

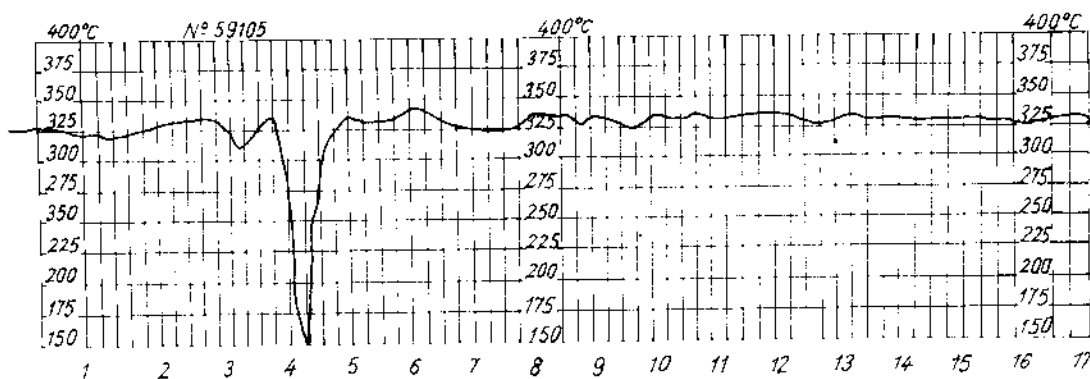
4) Bộ quá nhiệt chứa đầy nước ngưng

Trong thời gian ngừng lò và khi khởi động lò nước ngưng bị tống vào ống dẫn hơi. Thủy kích có thể xảy ra cả trong thời gian khởi động tuốc bin, nếu các ống dẫn hơi và hộp hơi không được sấy và thổi cẩn thận, cũng như khi nước ngưng tràn đầy bể chứa nước đọng và thiết bị tách nước.

Cuối cùng, khi trong ống dẫn hơi có "túi nước", tức là các chỗ thấp, nước ngưng tích tụ lại do bố trí điểm xả không đủ hoặc không đúng, thủy kích có thể xảy ra khi tăng phụ tải đột ngột: tốc độ hơi đột ngột tăng lên, cuốn theo khối lượng nước ngưng tích tụ, tạo thành "pittông nước" trong ống dẫn hơi và có thể với lực khá lớn sẽ va đập vào tuốc bin, kể cả khi đã có bộ phận phân ly nước. Hơn nữa, thông thường tuốc bin bị nguy hiểm nhất là nó được nối với đầu ống dẫn hơi nằm xa gian lò nhất, đặc biệt là khi nó lại làm việc không liên tục.

Những dấu hiệu cho ta biết có nước vào tuốc bin là:

1.) Nhiệt độ hơi mới giảm đột ngột (hình V.18). Đây là dấu hiệu đáng tin cậy nhất.



Hình V.18. Đồ thị ghi nhiệt độ của hơi đo bằng cặp nhiệt cho biết lúc 4 giờ 15 phút có thủy kích.

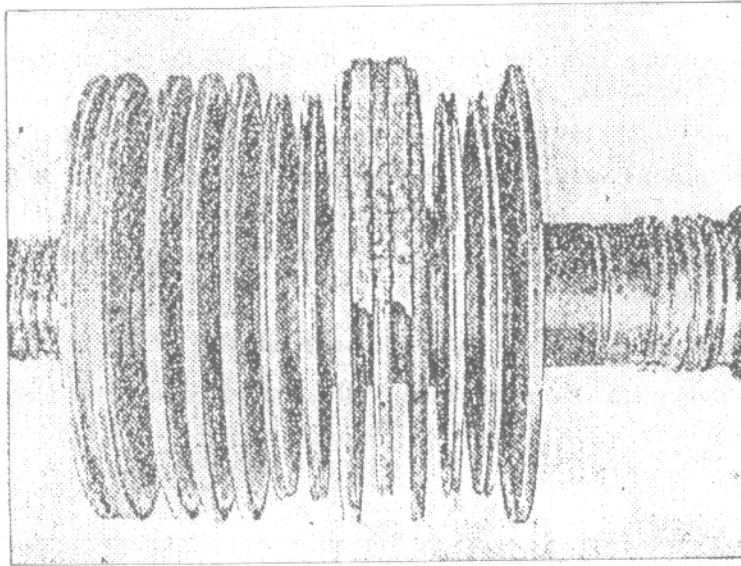
- 2.) Nước và hơi ẩm xì ra từ các thiết bị đặt trên đường hơi mới và từ các mặt bích nối thân cao áp.
- 3.) Số vòng quay tuốc bin giảm (hay là sa thải phụ tải khi làm việc song song) và xuất hiện rung, tiếng gầm và va đập bên trong tuốc bin.
- 4.) Tăng áp suất trong bình ngưng (chân không tụt).
- 5.) Tăng nhiệt độ dầu ra khỏi paliê chấn.

Khi có thủy kích trước hết là tầng thứ nhất phải gánh chịu. Trong thực tế cũng có những tầng giữa, thậm chí cả tầng cuối cùng bị hư hỏng (hình V. 19).

Điều đó có thể giải tích như sau:

Nước do hơi cuốn vào có động năng rất lớn và có thể phá hủy bất kỳ chi tiết nào không đủ độ bền nằm trên đường đi của nó. Nhưng, trước khi rơi vào tuốc bin, nước

phải đi qua bộ phận tách nước (chịu cú va đầu tiên), sau đó qua các van và các rãnh cong, trong đó động năng của nó giảm dần. Cho nên nói rằng động năng của nước là nguyên nhân chủ yếu làm phá hủy các bộ phận bên trong của tuốc bin chưa hẳn đã đúng hoàn toàn và ít khi xảy ra.



Hình V.19. Rôto tuốc bin bị hư hại do thủy kích.

Quá trình xảy ra bên trong tuốc bin chắc là như sau :

Với lượng nước lớn rơi vào tuốc bin và không thoát ra được, bộ phận cánh quạt một phần bị ngập trong nước. Nước văng ra khi rôto quay sẽ tạo thành vòng nước quay.

Do có vòng nước ấy, do độ ẩm chung lớn và do tăng làm việc khác xa với chế độ tính toán, tổn thất trong tuốc bin tăng lên, nhiệt giáng sử dụng bị giảm, vì thế làm giảm đột ngột số vòng quay (hay là sa tải phụ tải). Khi số vòng quay giảm bộ điều chỉnh mở hoàn toàn các xupap và thêm một lượng hơi vào tuốc bin.

Sự va đập của áp lực (được thân máy tiếp nhận), lực ly tâm bổ sung của nước, sự nguội lạnh không đều của các mặt bích nối ghép và thân máy khi có nước tống vào tuốc bin, sẽ làm mất độ kín của các mặt bích nối ghép và làm cho hơi và nước xì ra ngoài.

Sự dao động trong lưu lượng hơi và sự thay đổi độ phản lực trong các tầng tuốc bin sẽ làm cho paliê chắn bị quá tải. Tải trọng có thể đặc biệt tăng mạnh, nếu vòng nước quay trong tuốc bin điến đầy rãnh cánh của tầng này hay tầng khác. Lúc ấy áp suất trước tầng sẽ tăng và áp suất sau nó sẽ giảm, làm giảm lưu lượng hơi đi qua tầng, còn lượng hơi cấp vào tuốc bin vẫn giữ không đổi. Hiệu số áp suất từ hai phía đĩa có thể rất lớn, và nó sẽ duy trì chừng nào nước (chuyển động chậm hơn hơi nhiều) chưa chảy thoát khỏi các rãnh cánh. Quá trình này rất ngăn ngừi, áp lực dọc trục có tính chất đột biến. Tuy nhiên lúc này có thể làm chảy babit của paliê chắn, và nếu không đóng ngay cửa hơi lại, tức là không cắt áp lực dọc trục (bằng mức bình thường hay tăng lên khi có nước trong tuốc bin) thì sẽ làm hỏng những phần khác cứng hơn babit của paliê chắn. Rôto dịch chuyển về phía hạ áp, gây nên cọ xát giữa stato và rôto cả ở trong

hộp chén cũng như bên trong tước bin giữa bánh động và bánh tĩnh. Trong đó đĩa bị cọ từ phía hơi ra, còn bánh tĩnh ở phía hơi vào.

Ở những nơi ma sát của đĩa với bánh tĩnh sẽ bị đốt nóng nhiều đến nỗi mép vành đĩa bị mềm ra, thậm chí bị bật ra, cánh quạt bay đi, có khi cả một cụm với đai băng. Trong trường hợp đó, tất nhiên, những tầng có khe hở bé nhất là phải hứng chịu trước tiên.

Nước khi lọt vào tước bin với khối lượng lớn có thể gây nên dạng sự cố khác.

Nước có thể tràn đầy tiết diện các ống phun trong bánh tĩnh của một tầng nào đó. Lúc đó áp suất hơi trước bánh tĩnh sẽ tăng nhanh, còn sau bánh tĩnh – giảm. Hiệu số áp suất có thể đạt tới giá trị làm cho bánh tĩnh bị uốn cong quá khe hở sau bánh tĩnh. Bánh tĩnh và đĩa sẽ cọ xát với nhau, trong đó bánh tĩnh bị cọ ở phía hơi ra, còn đĩa – ở phía hơi vào. Sự cọ xát có thể xảy ra ở bất kỳ chỗ nào của bánh tĩnh, tùy thuộc vào phần bánh tĩnh nào yếu hơn và nơi có khe hở bé hơn.

Từ những điều đã trình bày ở trên thấy rằng, để đề phòng tước bin bị phá hủy nặng khi có một lượng lớn nước vào cần *phải cắt ngay hơi vào tước bin*, thường thì tiếng va đập của nước vào bộ phận tách nước rất to ; khi nghe tiếng va đập hay là để ý đến các dấu hiệu thủy kích đã nêu trên, người lái máy phải đập chốt an toàn ngay và mở xả trực tiếp. Khi tước bin đang quay theo đà, trước khi mở bôm dầu hơi phụ, cần thổi ống dẫn hơi cẩn thận, tránh để nước bọt làm hỏng bôm hơi.

Chú ý rằng, nếu thời gian chạy theo đà của tước bin mà bé hơn bình thường thì phải mở và khám nghiệm paliê chặn và nếu còn có tiếng kêu đáng ngờ thì phải mở cả tước bin nữa.

Ngoài việc vận hành đúng, một biện pháp phòng ngừa thủy kích là bố trí xả động các đường ống dẫn hơi hợp lý.

Trước khi khởi động tước bin đã dừng lâu, tất cả các đường xả đều phải mở.

Khi khởi động phải tiến hành rất cẩn thận bằng cách mở từ từ van khởi động.

Khi cho lò hơi làm việc và chuyển từ ống hơi chính này sang ống hơi chính khác người vận hành lò phải thông báo cho người lái máy biết, vì lúc này là lúc nguy hiểm nhất do có thể xảy ra hiện tượng thủy kích.

V.4. BÁNH TĨNH BỊ VÔNG

Bánh tĩnh tước bin hơi là các vách phân cách hai đĩa kề nhau, chịu đựng tải trọng hướng về phía hạ áp. Tải trọng ấy phụ thuộc vào hiệu số áp suất ở hai phía bánh tĩnh và diện tích bề mặt bánh tĩnh. Dưới ảnh hưởng của tải trọng ấy, khi tước bin làm việc bánh tĩnh sẽ bị vông. Độ vông ấy không được vượt quá giá trị tính toán, được xác định bởi các khe hở trong phần chuyển hơi. Ứng suất trong kim loại bánh tĩnh cũng không được vượt quá giới hạn cho phép.

Bánh tĩnh không những được tính toán đủ độ bền, mà còn được kiểm tra bằng thực nghiệm tại nhà máy chế tạo.

Ta sẽ nghiên cứu trong điều kiện nào thì bánh tĩnh có thể bị vồng quá giới hạn cho phép.

1) Tổ tước bin - máy phát mang tải đột ngột

Do sự sa thải phụ tải của máy khác làm việc song song. Lúc đó số vòng quay của tước bin nhận phụ tải sẽ giảm, xupap điều chỉnh mở thêm hơi vào tước bin làm cho áp suất trong các tầng phải phân phối lại. Nếu thể tích bên trong của tầng không lớn, thì hơi sẽ diễn đầy rất nhanh và hiệu số áp suất trên bánh tĩnh thực tế sẽ trở lại ngay như khi tước bin làm việc bình thường với lưu lượng hơi đó.

Nếu sau bánh tĩnh nào đó có khoang với thể tích lớn, thì muốn diễn đầy hơi phải có thời gian, trong lúc đó bánh tĩnh chịu tác dụng của hiệu số áp lực đang tăng cao.

Những khoang có thể tích lớn thường dùng để bố trí cửa trích hơi, để nối với các ống nhánh giữa các thân máy, v.v... Cho nên, những bánh tĩnh nằm trước các khoang ấy phải hứng chịu tác dụng đột ngột của việc tăng hiệu số áp suất khi phụ tải tước bin tăng quá nhanh

Ví dụ :

Tại nhà máy điện ở Boston (Mỹ) với tước bin 35.000 kW đã bị sự cố nặng do bánh tĩnh bị vồng, trong thời gian tước bin làm việc với phụ tải 32.000 kW người vận hành nghe tiếng kêu mạnh trong tước bin do có cọ xát. Đáng lẽ là phải ngừng máy, thì lại cố gắng khắc phục bằng cách điều chỉnh paliê chắn. Nhưng tiếng kêu và độ rung tăng đến mức người lái máy hoang mang và bỏ chạy. Sau một thời gian ngắn có tiếng va khùng khiếp và tước bin bay ra từng mảnh. Qua khám nghiệm thấy rằng, bánh tĩnh của tầng thứ 18 bị vồng đến nỗi bị cọ xát với vành đĩa ; do ma sát nhiệt độ tăng cao đến mức đĩa dính vào bánh tĩnh, bẻ gãy then giữ bánh tĩnh, làm cho bánh tĩnh cùng quay trong thân máy. Cuối cùng một nửa bánh tĩnh bị lực ly tâm làm văng ra ngoài, phá vỡ thân máy và phá hủy toàn bộ tước bin.

Ở một tước bin khác, khi làm việc trong lưới với tước bin 35.000 kW, đột nhiên bị sa thải phụ tải khoảng 10.000 kW do sự cố ở lưới điện. Lập tức tước bin 35.000 kW phải chịu quá tải đột ngột, làm cho áp suất trong các tầng phải phân phối lại, và bánh tĩnh N°18 nằm trong điều kiện xấu nhất bị vồng nhiều đến mức va chạm vào đĩa.

2) Quá tải tước bin vượt công suất định mức

Lúc này tải trọng lên bánh tĩnh tăng tới giá trị vượt trị số tính toán.

Nếu không đủ độ cứng bánh tĩnh có thể bị vồng quá giới hạn cho phép.

3) Phụ tải dao động

Phụ tải dao động làm cho nhiệt độ trong phần chuyển hơn bị phân phối lại. Khi sa thải phụ tải nhiệt độ của phần hạ áp tăng quá cao, các tầng cuối của tước bin bị đốt nóng nhanh hơn phần thoát của thân máy. Nếu bánh tĩnh lắp trong rãnh tiện của thân máy mà không có khe hở đầy đủ, thì khi dân nở nó sẽ bị vồng về phía hạ áp, các cánh hướng bị cong và làm nứt cánh.

4) Bánh tĩnh bằng gang "nở" ra

Gang "nở" hiểu là tăng thể tích của các chi tiết bằng gang dưới tác dụng của nhiệt độ cao trong một thời gian sau đó lại nguội lại. Sắt và thép không có tính chất này và sau khi bị đốt nóng, làm nguội vẫn giữ được thể tích ban đầu.

Sự phân biệt chủ yếu giữa gang và thép hoặc sắt là ở hàm lượng cacbon. Như đã biết, sắt nguyên chất hoàn toàn không chứa cacbon, thép chứa $(0,05 \div 0,7\%)$ C, còn gang chứa $(2,5 \div 3,5\%)$ C. Ngoài ra, trong thép cacbon ở dưới dạng hóa hợp với sắt (cacbit sắt - Fe_3C), trong gang chỉ một phần nhỏ cacbon là hóa hợp với sắt, còn phần lớn là ở trạng thái tự do dưới dạng grafit và bao phủ các phần tử sắt riêng biệt. Khi gang bị đốt cacbit sắt sẽ phân rã ra sắt và cacbon, tức là tách graphit ra, làm cho thể tích tăng lên, bởi vì thể tích của graphit lớn hơn thể tích cacbit sắt ba lần. Quá trình này xảy ra mạnh mẽ ở nhiệt độ khoảng $400^\circ C$.

Một yếu tố khác làm gang "nở" là hàm lượng các tạp chất trong gang, nhất là silic (Si) và mangan (Mn); chất silic có khả năng tách graphit, còn mangan - giữ nó lại. Cuối cùng, sự oxi hóa trên toàn khối lượng kim loại cũng ảnh hưởng tới hiện tượng gang nở.

Sự thay đổi cấu trúc của gang "nở" sẽ làm giảm độ bền của nó rất nhiều. Có trường hợp sau khi vận hành lâu dài gang của thân tước bin bị mềm đi, có thể dùng dao cắt được.

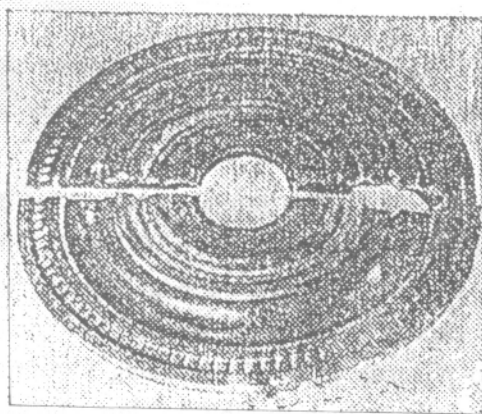
Ảnh hưởng nguy hại nhất là khi gang của bánh tĩnh "nở" ra. Đường kính của bánh tĩnh tăng dần, tỳ mạnh lên thân máy, hoặc là làm cong các cánh hướng trong bánh tĩnh, hoặc là làm bản thân bánh tĩnh phình ra, hoặc là làm hỏng độ kín của chỗ nối ghép với các phần thân máy.

Từ những điều trình bày ở trên thấy rằng, người vận hành, khi kiểm tra tước bin có bánh tĩnh bằng gang, phải chú ý *cân chỉnh tốt và chứa đủ khe hở cho gang "nở"*.

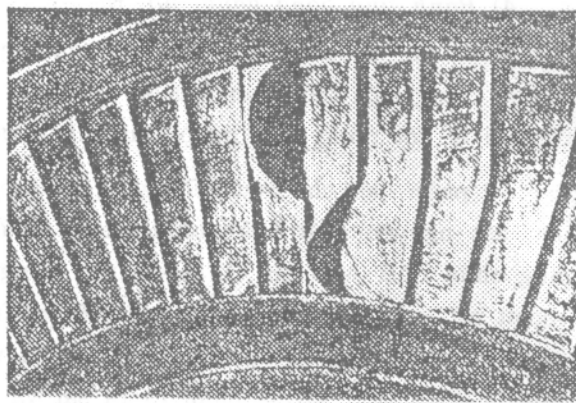
Cần lưu ý thêm một điều là trong thực tế có trường hợp tước bin phải tạm thời làm việc với đĩa của một tầng nào đó đã bị tháo hết cánh (do cánh gãy mà chưa có điều kiện thay).

Nếu muốn nâng cao hiệu suất phải tháo bánh tĩnh của tầng bị sự cố đó. Nhưng điều đó sẽ làm cho tầng trước nó bị quá tải, vì phải làm việc với góc áp vượt quá xa số liệu tính toán, làm cho bánh tĩnh có thể bị ~~hư~~ hỏng quá giá trị cho phép. Cho nên khi đĩa không có cánh thì cấm không được tháo bánh tĩnh trước nó.

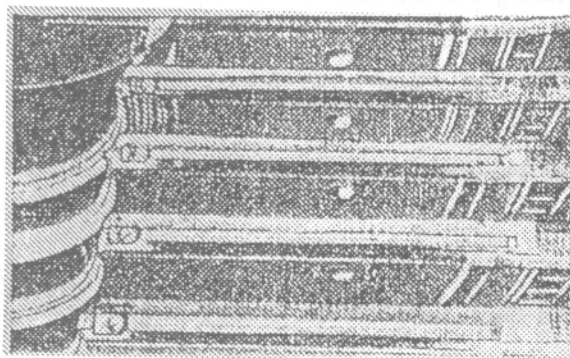
Trên hình V.20 trình bày một số hình ảnh về sự cố do bánh tĩnh bị võng gây nên.



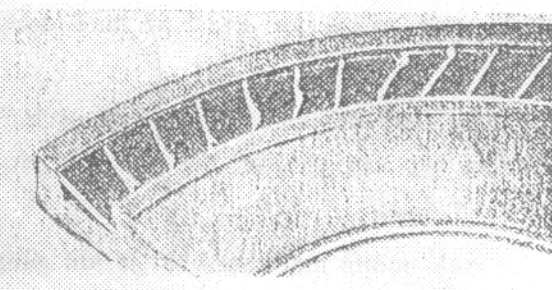
a) Bánh tĩnh bằng gang bị phá hủy do cọ xát với đĩa.



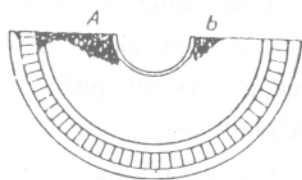
d) Cánh bánh tĩnh bị gãy.



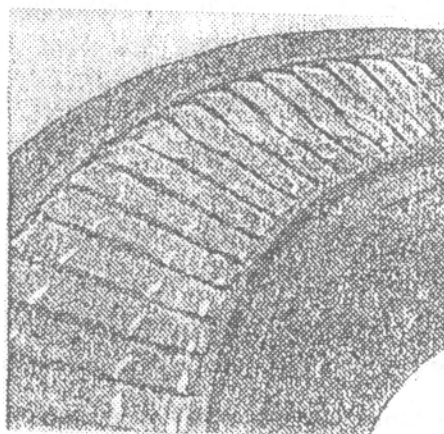
b) Bánh tĩnh bằng thép bị mòn do bị võng và cọ xát với đĩa.



e) Mép vào bánh tĩnh bị hư hỏng do va đập cơ học.



c) Vị trí cọ xát bánh tĩnh với đĩa.



f) Mép ra bánh tĩnh bị hư hỏng do va đập cơ học.

Hình V.20. Bánh tĩnh bị hư hỏng do bị võng sự cố.

V.5. NHỮNG SỰ CỐ VÀ HỒNG HỌC CỦA PALIÊ CHẶN VÀ PALIÊ ĐỒ

V.5.1. SỰ CỐ CÁC PALIÊ CHẶN

Sự cố của paliê chặn thường đem lại hậu quả nghiêm trọng, bởi vì sự di dịch của rôto khi lớp babit chảy sẽ làm cho rôto va quệt với các bộ phận tĩnh. Sự nóng chảy của lớp babit ở các tấm chặn thường xảy ra quá nhanh, đến nỗi người lái máy không kịp phát hiện nhiệt độ dầu tăng cao để kịp thời ngừng máy. Vì vậy *bề dày của lớp babit ở tấm chặn phải làm bé hơn khe hở dọc bé nhất trong tước bin.*

Bản thân các tấm chặn cũng được chế tạo bằng kim loại có khả năng làm việc tiếp sau khi lớp babit đã chảy, ví dụ, đồng thau photpho chẳng hạn. Những biện pháp này có thể hạn chế tước bin bị hư hỏng nặng, nhưng với điều kiện bắt buộc là cất hơi vào tước bin ngay, mỗi khi thấy nhiệt độ tăng nhanh và có tiếng kêu trong paliê.

Trong những tước bin hiện đại có trang bị rôle di trục, để cất hơi vào tước bin khi rôto di dọc. Tuy nhiên không nên ý lại vào thiết bị ấy, vì nó chỉ tác động khi rôto đã di dịch đến giá trị giới hạn, tức là thực chất sự cố đã bắt đầu.

Những nguyên nhân gây nên sự cố cho paliê chặn có thể như sau :

1) *Thủy kích* làm tăng lực dọc trục, tính chất của hiện tượng này được trình bày ở mục V.2.6.

2) *Tăng áp lực dọc trục do hơi rò dọc* qua các khe hở quá lớn của bộ chèn bánh tĩnh, thêm vào đó, ngoài dòng chính của hơi đi qua các cánh quạt bằng đường bình thường, còn có dòng hơi thứ hai chảy dọc trục vào khoang tầng tiếp theo làm tăng áp lực trong đó. Nếu đĩa của tầng đó không có các lỗ cân bằng hay là không đủ tiết diện, thì áp lực lên đĩa sẽ tăng nhanh, truyền cho paliê chắn, và làm cho nó bị quá tải.

3) *Tăng áp lực dọc trục do cấu cặn làm tắc rãnh cánh quạt*

Do tiết diện của rãnh bị thu hẹp độ phân lực tăng lên, hình dạng của rãnh bị biến dạng. Cũng có thể do mép ra cánh quạt của một tầng nào đó bị quấn vì có vật lạ rơi vào, sau đó mắc kẹt ở trong ống phun bánh tĩnh.

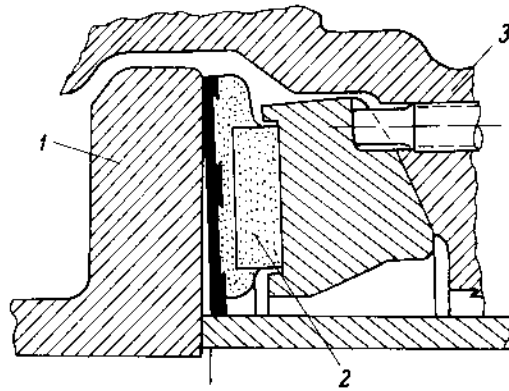
4) *Dầu kém chất lượng và bị bẩn*

Dầu bẩn và kém chất lượng là do để sót các xơ gai, dây thừng, sau khi lau chùi các chi tiết, hay là để rơi vào dầu các vật cứng từ các bình chứa và ống dẫn dầu không được rửa sạch sau khi lắp ráp hoặc sửa chữa.

Vì vậy chỉ được dùng giẻ sạch có khâu các đầu mép để lau chùi tước bin. Sau mỗi lần kiểm tra tước bin cần rửa hệ thống dầu bằng dầu nóng và dùng hơi thổi. Sau đó sẽ tiến hành rửa hệ thống bơm dầu, có đặt bộ lọc bằng vải mỏng giữa các mặt bích ống dầu gần paliê. Tiến hành rửa cho đến khi không còn có vết bẩn trên bộ lọc mới thôi.

5) *Không khí lọt vào paliê* do có các túi không khí trong các ống dẫn dầu. Nó sẽ làm hồng màng dầu trong các tấm chặn. Các đường ống dầu phải đặt sao cho không có chỗ cho không khí tích tụ.

6) *Lắp đặt paliê không đúng*, nhất là không định vị đúng vít hãm (hình V.21) do đó máng cầu của paliê không tự do dịch chuyển trong ổ của nó.



Hình V.21. Không đặt đúng vị trí của vít hãm máng cầu.

1- đĩa chặn ; 2- tấm chặn ; 3- vít hãm.

Vít hãm phải được định vị trong máng cầu với khe hở theo vòng tròn 1,5 mm và 3 mm kể từ đầu mút vít hãm để cho máng có thể tự lựa trong giới hạn các khe hở đó. Có trường hợp sự cố đã xảy ra vì khi lắp đã xiết nhầm một vít vào máng cầu (hình V.21).

7) *Chất lượng tráng babbit cho tấm chặn kém*, cụ thể là trong babbit có lẫn các tạp chất như phoi đồng, thép hoặc gang. Nếu có các tạp chất rắn trong babbit, thì có thể xảy ra sự cố nghiêm trọng cho tuốc bin. Cho nên trước khi lắp đặt phải kiểm tra cẩn thận.

Có trường hợp lớp babbit bị tróc ra dưới dạng hạt thô (hạt tinh thể). Nguyên nhân của hiện tượng này là do babbit quá giòn vì không chọn đúng thành phần của hợp kim (ví dụ, hàm lượng đồng quá lớn) hay là babbit bị cháy khi tráng.

Ngoài ra, trong thực tế còn có trường hợp quá tải và sự cố của paliê chắn là do ảnh hưởng của từ trường máy phát và xuất hiện lực dọc trục hướng ngược chiều dòng hơi.

8) *Ảnh hưởng của từ trường máy phát*

Khi máy phát được kích thích từ trường cố giữ cho rôto máy phát nằm đúng chính giữa trường của stato. Nếu vị trí của rôto không trùng với trường của stato, thì khi tuốc bin làm việc sẽ xuất hiện lực dọc trục để cố đem rôto về vị trí chính giữa. Giá trị của lực này tăng khi tăng phụ tải.

Nếu rôto tuốc bin nối với rôto máy phát bằng khớp cứng (hay là khe hở trong khớp trục động không đủ), thì lực ấy sẽ chuyển cho trục tuốc bin và trong trường hợp lực từ trường và lực dọc trục của hơi trùng hướng thì paliê chắn bị quá tải. Trường hợp các lực ấy có hướng ngược chiều thì các tấm chắn "không làm việc" (tấm chắn định vị) phải chịu

tải (bình thường không phải chịu tải, nên không tính cho trường hợp có áp suất dọc trục lớn).

Lực dọc trục hướng ngược chiều dòng hơi có thể xuất hiện trong trường hợp, nếu trong tầng nào đó của tuốc bin, *áp suất sau đĩa lớn hơn áp suất trước đĩa*. Trường hợp này có thể xảy ra nếu trong khoang trước đĩa thứ nhất (thường là đĩa hai cấp tốc độ và không có các lỗ cân bằng) áp suất giảm, chẳng hạn, do tầng hơi rò qua bộ chèn trước trong khi khe hở giữa vành đĩa và các ống phun là bé. Tình thế tương tự có thể xảy ra khi sa thải phụ tải do giảm nhanh độ phản lực của tầng điều chỉnh hay là khi làm việc với số vòng quay thấp do giảm độ phản lực của tất cả các tầng. Nếu lực ấy lớn quá có thể làm chảy lớp babbit của những tấm chắn "không làm việc" và rôto di dịch ngược hướng dòng hơi trong tuốc bin.

V.5.2. SỰ CỐ CÁC PALIÊ ĐỖ

Đối với paliê đỡ những sự cố thường xảy ra là do nhiệt độ tăng cao, paliê bị rung, có vết nứt trong lớp babbit, babbit bị chảy...

Ta sẽ chú ý một số hiện tượng sau đây :

1. Cutxinê (máng trục) bị hỏng do dòng ký sinh sinh ra trong thiết bị và nhiều nguyên nhân (sẽ nghiên cứu sau).

Do nguyên nhân này có thể làm cho dầu bị biến chất (sẫm màu), làm hỏng truyền động trục vít đến bộ điều chỉnh và làm cổ trục bị rỗ.

Để bảo vệ phải cách ly giả đỡ paliê máy kích thích khỏi tấm móng hay là cách ly cutxinê khỏi thân máy (xem V.7).

2. Paliê bị hư hỏng hoặc bị đốt nóng quá do tiện hoặc cạo rà không đúng, tức là paliê bị bó. Các khe hở giữa cổ trục và lớp babbit, kể cả trên và dưới phải nằm trong tiêu chuẩn cho phép.

3. Lớp tráng cutxinê bị tróc và có vết nứt, có thể do thành phần babbit không đạt hay bị cháy khi đổ babbit.

4. Babbit bị bong thành lớp khỏi thân cutxinê bằng gang hay bằng thép do không thực hiện đúng công nghệ đổ babbit.

5. Cutxinê bị mài mòn không đều (một phía) kéo theo nhiệt độ tăng lên.

Nguyên nhân thông thường là do sự biến dạng của paliê hay là bộ đỡ vì bị đốt nóng, nhất là paliê ở phía cao áp. Về phía tuốc bin cutxinê bị đốt nóng hơn nên dẫn nở mạnh hơn, do đó paliê bị lệch (tâm cutxinê không song song với tâm của cổ trục) và tải trọng của rôto không được phân phối đều theo chiều dài cutxinê. Muốn khắc phục hiện tượng này phải cách ly paliê khỏi bức xạ nhiệt của các bộ phận nóng. Nếu có máng cầu đỡ cutxinê thì tình hình sẽ được cải thiện hơn vì nó có thể tự lựa cho phù hợp với vị trí của tâm trục.

6. Chất lượng dầu không đạt yêu cầu

Khi làm việc dầu có thể mất chất lượng ban đầu của nó. Nếu trong dầu có độ axit và độ ẩm cao hơn mức thường, thì không chỉ làm tăng nhiệt độ và còn làm nóng chảy babbit nữa.

7. Hỏng hóc và sự cố paliê do mức dầu trong bể quá thấp.

Một sự cố nghiêm trọng vì lý do này đã xảy ra ở nhà máy điện có tuốc bin 8000 kW của hãng AEG.

Người lái máy đã để ý đến độ rung tăng cao của tuốc bin. Sau một thời gian từ paliê giữa của tuốc bin thấy bốc khói. Lập tức bộ phận an toàn tác động ngừng máy. Phải mở bơm dầu phụ và phá hoại chân không. Tuốc bin ngừng nhanh chóng và thấy rằng paliê bị hư hỏng. Khi mở paliê đỡ, phát hiện lớp babit ở phần dưới tất cả các cutxinê đã bị chảy và cuốn lên phần trên của các cutxinê. Đặc biệt paliê giữa bị hỏng nặng, các paliê cuối bị hỏng ít hơn.

Khi mở tuốc bin thấy rằng, bộ chèn lát léo cả phía hơi vào lẫn phía hơi ra hoàn toàn bị hỏng mòn, bởi vì khi paliê nóng chảy, rôto bị sụt xuống. Tất cả con chèn của các bánh tĩnh cũng bị vệt mòn hết.

Khi khám nghiệm hệ thống dầu, các ống dẫn dầu, bình làm mát dầu và bánh răng truyền động không thấy có vấn đề gì khiếm khuyết. Kiểm tra đến bể chứa dầu tuốc bin thì thấy rằng, mức dầu thấp hơn mức tối thiểu 105 mm.

Vậy là, nguyên nhân của sự cố là do mất dầu vào tuốc bin vì mức dầu trong bể chứa dầu quá thấp so với mức cho phép tối thiểu. Người vận hành lại không hiểu cấu tạo của bể chứa dầu và không biết rõ mức làm việc bình thường của dầu trong đó. Ngoài ra trên bể không có dấu giới hạn mức cao và mức thấp mà chỉ theo dõi qua ống thủy mà thôi.

Phải thường xuyên quan sát mức dầu trong bể chứa. Thông thường, mỗi tuốc bin phải được trang bị phao chỉ mức (hình V.22) ; trên thang chỉ mức phải ghi rõ giới hạn cho phép thay đổi mức dầu.

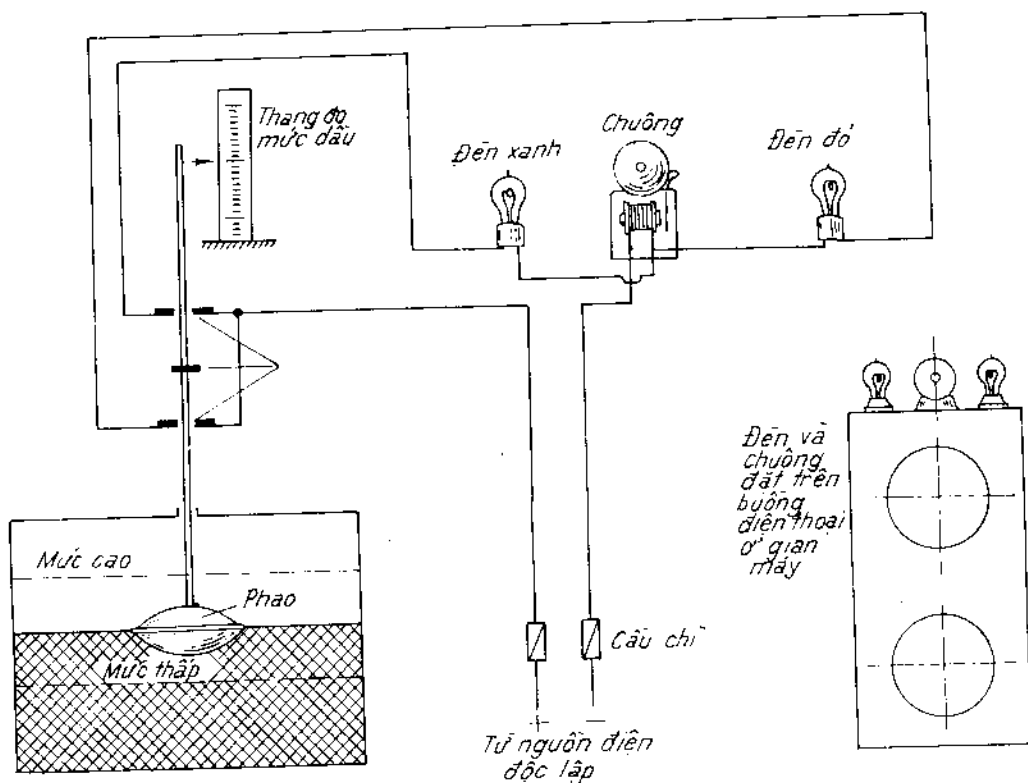
Trong một số trường hợp (ví dụ, khi vỡ ống của bình làm mát dầu) mức dầu có thể bất thành linh giảm nhanh. Hiện tượng đó có thể không nhìn thấy trong vài phút và kéo theo sự cố nghiêm trọng của tuốc bin. Cho nên phương pháp kiểm tra mức hợp lý nhất là áp dụng phao chỉ mức dầu có tín hiệu tự động. Trên hình V.22 giới thiệu một sơ đồ báo tín hiệu, bao gồm tín hiệu ánh sáng và chuông khi mức dầu đạt đến giới hạn cho phép.

Ngoài ra, kim chỉ thị còn chỉ mức nước trên thang đo bằng milimet hay phần trăm lượng dầu trong bể. Đèn tín hiệu phải đặt ở nơi dễ thấy gần tuốc bin.

Người vận hành phải luôn kiểm tra phao có bị kẹt không và tín hiệu có trực trực gì không, khi giao ca phải ghi mức dầu trong bể.

8. Cố trục rôto không đạt yêu cầu.

Cố trục có thể bị hư hỏng do các vật lạ nhỏ theo dầu đi vào paliê khi tuốc bin làm việc. Ngoài ra, nếu cố trục bị gỉ thì rơi vào tình trạng rất xấu. Phần lớn cố trục bị gỉ là do bảo quản không cẩn thận thiết bị khi lắp ráp tuốc bin hay là khi cho ngừng máy lâu dài mà không có biện pháp bảo dưỡng.



Hình V.22. Sơ đồ báo tín hiệu mức dầu trong bể chứa của tuốc bin.

9. Sự rung động của tuốc bin

Do cổ trục va đập vào cutxiné mà babit bị biến cứng. Lúc đầu xuất hiện những vết trắng trên bề mặt lớp babit và những vết nứt nhỏ thấy bằng mắt được. Sau đó vết nứt lan ra tạo thành một hoặc nhiều đường viền riêng biệt, bong thành lớp và tróc những mẫu babit bao quanh vết nứt.

Vết nứt phá hủy màng dầu dưới cổ trục, còn các mẫu tróc ra có thể rơi vào khe hở và làm hỏng chế độ bôi trơn bình thường. Nếu diện tích của mẫu bị tróc lớn, thì babit có thể bắt đầu bị nóng chảy.

V.6. SỰ CỐ DO CONG VÀ GÁY TRỤC

V.6.1. SỰ CỐ DO CONG TRỤC

Trong vận hành khi sấy nóng và làm nguội trục tuốc bin có thể bị cong. Nhưng độ cong ấy chỉ có tính chất tạm thời. Nếu sấy đúng, sấy đều (hay là để nguội dần) độ cong trục sẽ giảm và mất dần, trục sẽ được nắn thẳng. Nhưng có thể còn độ cong dư của trục do những nguyên nhân sau đây :

1) Do hậu quả của thủy kích

Thủy kích tác dụng từ một phía lên đĩa tạo thành lực uốn trục.

2) Do va chạm trực vào bộ chèn

Nguyên nhân này thường gặp trong vận hành. Ta biết rằng, giữa trục và các con chèn có khe hở rất bé. Nếu trục hơi bị cong do sấy không đúng hay là trục bị rung khi làm việc, thì một phần bề mặt nào đó của trục sẽ bắt đầu va chạm vào chèn. Do có ma sát trục bị đốt nóng cục bộ, các thớ kim loại ở chỗ va chạm dãn ra và trục bị cong; kết quả là chỗ bị đốt nóng của trục càng tỳ mạnh lên chèn, lực ma sát tăng lên, và nếu không ngừng tước bin, độ cong trục sẽ đạt tới giá trị rất lớn.

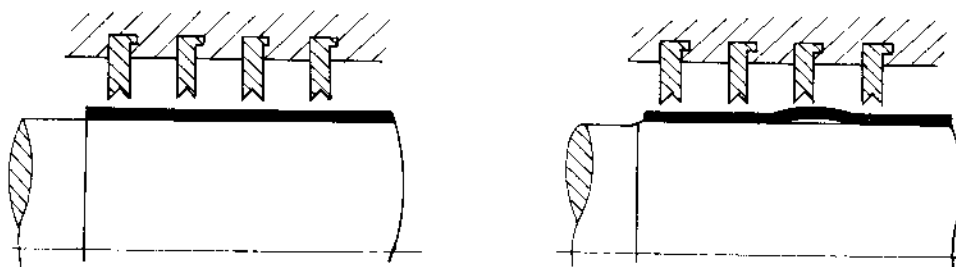
Sau khi trục nguội độ cong vẫn còn dư nhưng chỗ cọ xát thường nằm ở phía lõm chứ không phải phía lồi. Có thể giải thích hiện tượng này rằng, những thớ trục bị đốt nóng có xu hướng dãn ra, nhưng không đủ sức uốn trục vì có lớp kim loại nguội hơn bao quanh cản trở.

Kết quả là ở phần bị đốt nóng sinh ra ứng suất nén dọc lớn, có thể vượt quá giới hạn chảy của kim loại ở nhiệt độ đó. Trong kim loại xuất hiện biến dạng nén dư, làm cong rôto khi nguội dãn về phía ngược chiều với độ cong ban đầu, và chỗ cọ xát trên trục ở trạng thái nguội sẽ nằm ở phía lõm.

Những nguyên nhân cọ xát trong bộ chèn cũng có thể là do khi sấy thân máy dãn nở không đều, do hộp chèn bị biến dạng, v.v... Trong khi làm việc có thể phát hiện sự va chạm trục với chèn qua độ rung của máy do trục bị cong.

Một số nhà máy lắp bạc lên ngồng trục (hình V.23) để tránh cho trục không bị va quệt vào chèn. Trong trường hợp này, nếu xảy ra cọ xát thì trục không bị cong, nhưng có thể làm cho bạc phồng lên, thậm chí còn bị đứt.

Sự cố như thế tuy là nghiêm trọng, nhưng có thể dễ xử lý hơn là bị cong trục.

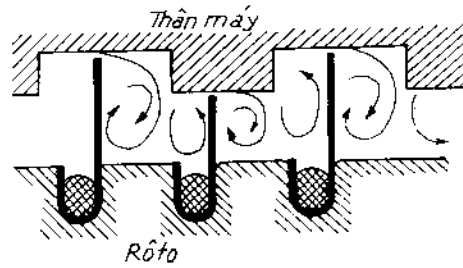


Hình V.23. Bạc chèn bị phình ra do cọ xát.

Trong các tước bin làm việc với hơi có thông số cao, bạc chèn trên ngồng trục không được ưa chuộng, bởi vì có khả năng bị long do ảnh hưởng của nhiệt độ cao.

Trong trường hợp ấy nhiều nhà máy đã áp dụng bộ chèn có răng chèn được cấy trực tiếp lên trục. Đó là lá kim loại mỏng ($0,2 \div 0,4$ mm) bằng niken hay là bằng thép không gỉ (hình V.24).

Với kết cấu này ít có khả năng xảy ra cong trục do có những vòng tiện phân chia các thớ bề mặt của ngồng trục thành từng đoạn ngắn, cũng như do răng chèn rất mỏng, không thể truyền nhiều nhiệt cho ngồng trục lúc bị cọ xát.



Hình V.24. Bộ chèn tuốc bin cao áp có răng chèn cấy trực tiếp lên rôto.

V.6.2. NẸN TRỤC

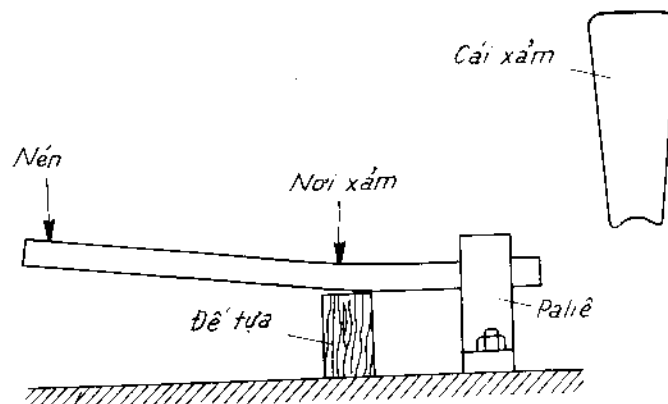
Ta sẽ nghiên cứu một cách tóm tắt một số phương pháp nắn trục chủ yếu.

1. Nắn trục bằng cách đốt nóng cục bộ

Đặt phần lõi của trục lên phía trên. Dùng mỏ hàn N^o7 - N^o8, với ngọn lửa xanh đốt chỗ bị cong lớn nhất, trên một đoạn dài khoảng 1/8 đường kính trục và rộng bằng khoảng 30% vòng tròn. Lúc đầu trục sẽ bị uốn cong nhiều hơn, nhưng khi nguội sẽ cố duỗi thẳng ra, bởi vì các thớ bề mặt của trục bị đốt nóng sẽ chịu nén theo hướng dọc đến quá giới hạn đàn hồi. Sau khi nắn thẳng trục sẽ nhiệt luyện ở khoảng 400°C và để nguội dần. Trường hợp cần thiết thì phải nắn lại cho đến khi đạt yêu cầu.

2. Nắn trục bằng phương pháp cơ học

Phương pháp này được tiến hành ở trạng thái nguội. Đặt phần lõm của trục lên phía trên (Hình V.25).



Hình V.25. Nắn trục bằng phương pháp cơ học.

Dùng xam có mép tròn tán lên bề mặt đó. Tiến hành xam rộng khoảng 1/3 vòng tròn trục. Khi xam như vậy các thớ mặt ngoài của trục sẽ dần ra, do đó trục được nắn thẳng. Sau khi nắn thẳng trục cần phải ủ (nhiệt luyện) và để nguội dần.

Phương pháp này thường dùng để nắn các trục máy phát, vì không cần gia nhiệt.

3. Nắn trục bằng phương pháp cơ nhiệt (kết hợp) (hình V.26)

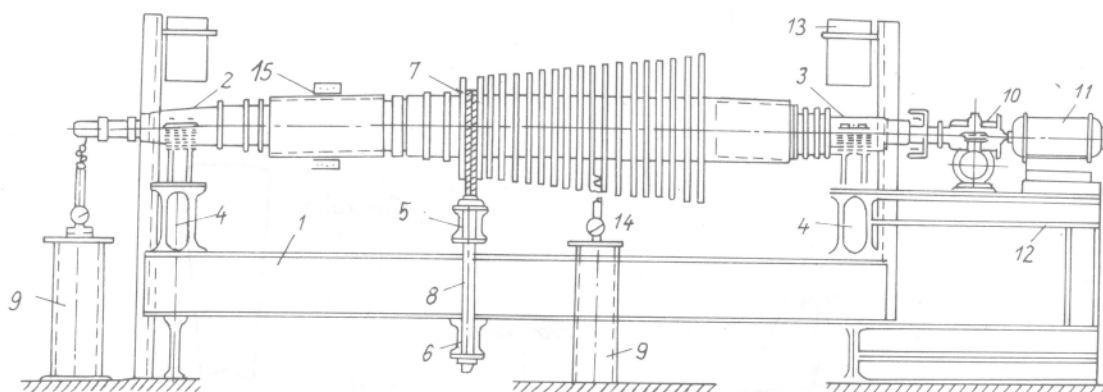
Phương pháp này là hoàn hảo hơn cả, bảo đảm cho hình dạng của trục được ổn định khi nó tiếp tục làm việc. Người ta thường dùng phương pháp này để nắn các trục tước bin có thông số hơi siêu cao và được chế tạo bằng thép hợp kim chịu nhiệt.

Khi nắn đoạn trục có độ cong lớn nhất được đốt tới nhiệt độ $600 - 650^{\circ}\text{C}$. Phương pháp đốt tốt nhất là dùng bộ nung kiểu cảm ứng. Trong khi đốt nóng trục được quay với số vòng thấp ($15 \div 20$ vg/ph). Sau đó giữ ở nhiệt độ này khoảng 3 - 5 giờ (ổn định nhiệt), trong khi phần lõi của trục được đặt lên phía trên.

Khi tiến hành nhiệt luyện như vậy sơ bộ có thể nắn trục được khoảng 25 - 50%.

Song song với việc đốt nóng sẽ dùng bulông giằng để kéo, nhằm tạo nên ứng suất tại chỗ đốt nóng (khoảng $3 - 5 \text{ kG/mm}^2$). Thời gian duy trì trục ở trạng thái kéo (hoặc căng) phải đủ, để dưới tác dụng của tải trọng và nhiệt độ cao phần biến dạng đàn hồi sẽ chuyển sang biến dạng dẻo (dư). Nhờ vậy, sau khi nắn thẳng trục không còn ứng suất dư bên trong, do đó bảo đảm sự ổn định hình dạng của trục trong quá trình vận hành lâu dài. Thời gian này kéo dài khoảng $1 \div 5$ giờ.

Sau khi kết thúc nắn trục cần tiến hành nhiệt luyện tới nhiệt độ cao hơn nhiệt độ làm việc từ 75 đến 100%.



Hình V.26. Nắn trục bằng phương pháp cơ nhiệt :

- 1- giá ; 2 và 3- các paliê ; 4- giá đỡ paliê ; 5 và 6- dầm ngang ;
- 7- dây giằng nén ; 8- bulông xiết ; 9- giá đặt đồng hồ so ; 10- bộ giảm tốc ;
- 11- động cơ điện ; 12- giá đỡ cơ cấu truyền động ; 13- bình dầu bôi trơn ;
- 14- đồng hồ so ; 15- bộ nung kiểu cảm ứng.

V.6.3. SỰ CỐ DO GÂY TRỤC

Trường hợp gây trục tương đối hiếm. Nguyên nhân làm cho trục bị gãy có thể là :

1. *Kim loại có khuyết tật (rỗ, nứt, v.v...).*

Những khuyết tật kim loại không phát hiện được khi gia công hoặc khi lắp ráp.

Ví dụ :

Một sự cố đầy thảm họa do nguyên nhân này đã xảy ra tại một nhà máy điện ở nước ngoài với công suất 20.000 kW.

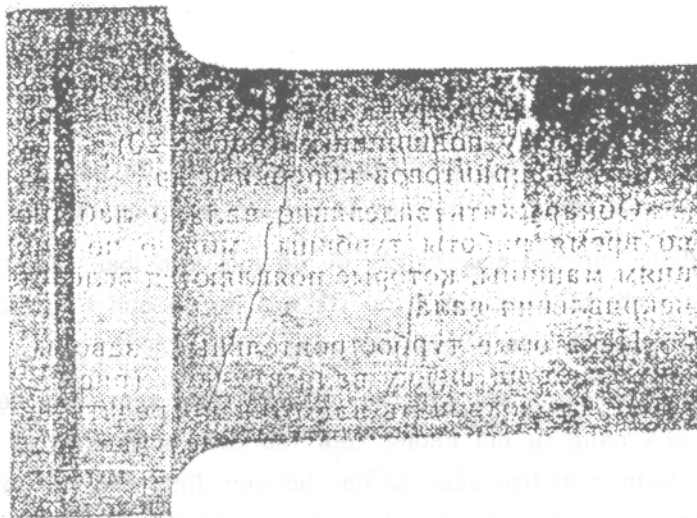
Một tuốc bin mới vừa lắp xong và đã chạy không tải được một tuần, và lại còn đang tiến hành sấy máy phát. Sau đó ngừng lại và tách khỏi máy phát để kiểm tra độ cân bằng của rôto. Qua một thời gian sau khi khởi động lại tuốc bin bị bay đi từng mảnh mà không thấy trước dấu hiệu gì cả. Theo các số liệu đã có thì số vòng quay trước khi bị sự cố không vượt số vòng định mức.

Phần rôto bị văng ra một bên, va vào cột tháp của ngôi nhà, tiếp tục bay đi và rơi vào và phá hủy bằng phân phối tự dùng của nhà máy. Do đó phải ngừng thêm hai tổ máy 18.000 kW (2×18.000 kW) đang mang tải. Những phần còn lại của rôto và cánh quạt bị bay vung vãi trong khoảng đường kính gần 300 m, trục gãy làm chết 3 kỹ sư và một số người bị thương.

Khi khám nghiệm các mảnh vỡ của rôto thấy rằng, trục bị gãy ở ba chỗ.

Nguyên nhân gây trục là vì có vết nứt dọc trong thân trục do phôi rèn bị rỗ gây nên. Trong quá trình rèn những chỗ rỗ ấy bị kéo dài ra và tạo thành mạch rẽ ngang.

Ngày nay trong ngành chế tạo tuốc bin rất chú ý đến chất lượng cao của kim loại. Những chỗ nghi ngờ trên trục đều được kiểm tra cẩn thận, bằng cách đánh bóng và tẩy axit để dễ phát hiện các khuyết tật (hình V.27). Trục còn được khoan dọc tâm và khám



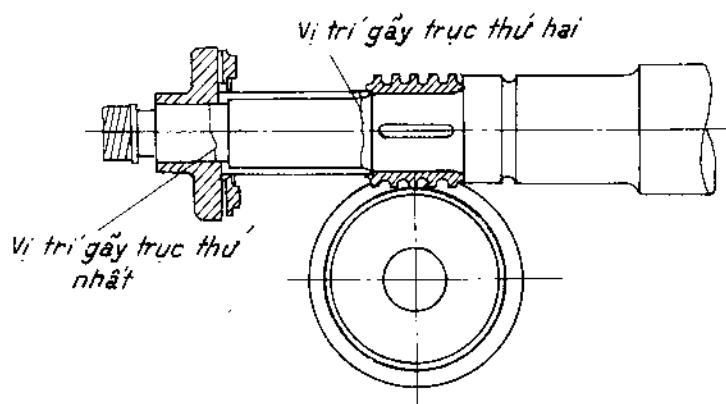
Hình V.27. Vết nứt được phát hiện khi tẩy axit trên bề mặt.

nghiệm bên trong bằng dụng cụ quang học. Kim loại của trục được kiểm tra bằng tia rơnghen hay là bằng siêu âm để phát hiện các vết rỗ và các tạp chất khác trong kim loại. Cho nên hiện tượng gãy trục trong các tuốc bin hiện đại ít xảy ra.

2. Kim loại bị mỏi

Độ mỏi của kim loại xuất hiện do lực dọc trục tác dụng lệch tâm.

Trường hợp này có thể xảy ra do kết cấu của đầu mút rôto hay là của paliê không đạt, và do cao rà hay lắp đặt paliê chận không đúng. Ví dụ, một trong những tấm chận dày hơn những tấm khác, hay là bu lông định vị xiết quá tay làm cho paliê không di dịch được trong máng cầu. Lúc đó trục đang quay phải chịu đựng lực uốn tác dụng liên tục, còn các thứ của nó – ứng suất thay đổi. Nếu bán kính lượn (góc lượn) bé, trên trục sẽ có ứng suất tập trung rất lớn. Với độ dôi lắp ghép quá lớn của đĩa chận, của bạc, trục vít và các chi tiết khác có thể xuất hiện sự ăn mòn ma sát. Rốt cuộc có thể làm nứt bề mặt, mà nó sẽ tăng dần khi tuốc bin làm việc.



Hình V.28. Vị trí gãy của trục tuốc bin TH - 165.

Một số trường hợp gãy trục theo nguyên nhân này đã xảy ra đối với tuốc bin TH-165, thậm chí ở một trong các máy ấy bị hai lần liên tiếp (hình V. 28).

Trên hình V.29 là ảnh của trục bị gãy do độ mỏi kim loại. Cấu trúc hạt nhỏ của phần lớn bề mặt gãy chỉ ra rằng, đó là do vết nứt do độ mỏi tăng dần. Phần có cấu trúc hạt to biểu thị cho tiết diện bị gãy sau cùng.

Để phòng ngừa sự cố dạng này cần theo dõi cẩn thận xem vòng đệm chận của các tấm chận paliê có khả năng tự lựa không. Mọi vết xước hoặc hoen gỉ ở mặt cầu phải được xử lý. Các vít hãm phải bảo đảm đủ khe hở quy định, còn các tấm chận phải có cùng một bề dày như nhau. Khi lắp đĩa chận và các chi tiết khác lên trục không được để độ dôi quá lớn.



Hình V.29. Dạng trục bị gãy do độ mài kim loại.

V.7. NHỮNG SỰ HƯ HỎNG CỦA TRỤC VÍT VÀ BÁNH RĂNG

Sự truyền động vòng quay của tước bin tới bộ điều chỉnh ly tâm và bơm dầu chính, phần lớn được thực hiện bằng cặp trục vít, bao gồm trục vít bằng thép được lắp trên trục tước bin và bánh răng vít bằng đồng, được ghép chặt trên trục bộ điều chỉnh. Trục của bộ điều chỉnh thường được nối với trục bơm dầu.

Bộ truyền động trục vít thường là nguyên nhân sự cố ở nhà máy điện. Vì vậy trong nhiều tước bin hiện đại người ta đã thay thế bằng truyền động bánh răng đơn giản và tin cậy hơn, hoặc là bỏ hẳn truyền động cơ khí và chuyển sang điều chỉnh bằng thủy lực.

Ví dụ : Trường hợp phát triển sự cố của tổ máy Brown Boveri có công suất 22.000 kW.

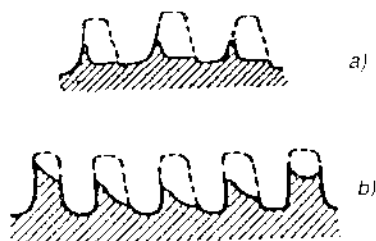
Lúc 19^h56' khi tổ máy làm việc trong lưới đã bị sa thải phụ tải, trong đó máy phát chuyển sang chế độ động cơ. Đồng thời mất dầu vào các paliê. Người lái máy đã đập chốt an toàn, mở bơm dầu phụ, phá hoại chân không bằng cách cất hơi đi vào êcetơ và

báo tín hiệu "nguy hiểm" lên bảng điều khiển. Nhận được tín hiệu này lúc 19^h58' từ bảng điều khiển đã ngắt máy, cắt dầu và aptômat khử trường của máy phát. Tổ máy ngừng rất nhanh nhờ có lực hãm mạnh. Khi số vòng giảm xuất hiện rung mạnh trên toàn tổ máy, nghe tiếng rít do va chạm, từ tất cả các paliê thấy bốc khói, từ vòng chèn dầu máy phát thấy tia lửa và cháy màng dầu ở các vòng chèn rôto máy phát về phía kích thích.

Nguyên nhân của sự cố là do không ăn khớp trục vít với bánh răng truyền động của bộ điều chỉnh và của bơm dầu chính vì răng bánh xe bị mòn rất nhanh, làm cho bộ điều chỉnh và bơm dầu bị ngừng đột ngột. Bơm dầu ngừng làm cho áp suất dầu trong hệ thống điều chỉnh giảm xuống bằng không, dẫn đến cắt dầu vào các paliê.

Các paliê bị đốt nóng nhanh, làm chảy lớp babit trong cutxinê, rôto bị lún, phần dưới của tất cả các con chèn và vành chần dầu bị hỏng, các cánh quạt bị va chạm trong thân cao áp và trung áp, máy rung mạnh, bị hãm, có tiếng rít và tia lửa khi ngừng máy.

Sự cố càng phát triển hơn khi xử lý bằng cách áp dụng biện pháp ngừng máy nhanh. Khám nghiệm khi mở máy thấy rằng, tất cả các răng bánh vít gần như bị mài hoàn toàn, còn răng trục vít khoảng một nửa (hình V.30). Tuy nhiên 10 ngày trước sự cố có kiểm tra cặp trục vít và thấy ở trạng thái tạm được.



Hình V.30. Răng bánh xe (a) và trục vít (b) bị mài mòn.

Đường chấm chấm ký hiệu răng ở trạng thái ban đầu.

Sự cố truyền động trục vít, nói chung, có thể do các nguyên nhân sau đây :

1. *Lựa chọn kim loại cho trục vít và bánh răng không đạt yêu cầu, hay là có khiếm khuyết trong chế tạo và nhiệt luyện.*

Nếu trục vít quá cứng và bánh xe bằng đồng lại mềm thì răng bánh xe chóng bị mài mòn. Với quan hệ nghịch giữa độ cứng của trục vít và bánh xe, thì sự mài mòn trục vít sẽ mạnh hơn, tiến triển nhanh hơn khi bề mặt hóa cứng bị mòn. Dấu hiệu để biết trục vít quá mềm là có vết ép của các phần tử đồng (tách rời khỏi bánh xe) lên bề mặt trục vít.

Trên bề mặt của trục vít mới đôi khi bằng kính lúp còn phát hiện thấy các vết nứt li ti do nhiệt luyện trục vít không đạt. Có khi răng bánh xe bị mòn rất nhanh (có vết lỗ rỗng - vết lấm chấm) do khuyết tật trong kim loại và do gia công bánh xe không đạt. Mọi vết nứt xuất hiện trên bề mặt răng, do chất lượng gia công hoặc lắp đặt bánh răng

không tốt, sẽ phát triển nhanh dưới tác dụng của dầu chui vào, mà áp suất của nó trong thời điểm tiếp xúc của khớp răng có thể rất lớn.

2. Lắp đặt hệ truyền động trục vít không đúng

Điều kiện để cặp trục vít làm việc lâu dài là tổ hợp và lắp đặt đúng, bảo đảm cho răng bánh xe tiếp xúc đều với răng trục vít trên toàn chiều dài.

Tiến hành rà cặp trục vít theo vết bột rà, đảo nhẹ bánh răng về cả hai phía, cho đến khi có tiếp xúc tốt trên toàn chiều dài của răng. Sau đó cạo nhẹ các răng đó để bảo đảm tiếp xúc đều gần toàn bề mặt. Giữa các răng phải có khe hở bên và khe hở hướng kính, phù hợp với quy định của nhà chế tạo.

Khe hở lớn quá sẽ gây tiếng gõ trong bộ truyền động, khe hở bé quá sẽ gây kẹt trong cặp bánh răng; bánh răng sẽ chóng bị mài mòn và thậm chí còn gây rung cho tước bin.

3. Bôi trơn bộ truyền động trục vít không tốt

Dầu được đưa vào bôi trơn bộ truyền động trục vít bằng ống dẫn có đường kính bé, ở phía cuối có vòi phun, để khi tước bin làm việc tia dầu sẽ tưới liên tục. Hướng của vòi phun phải đặt sao cho, khi rôto đứng yên tia dầu phun đúng theo hướng kính của trục vít. Tiết diện ra của vòi phun và áp suất dầu phải đủ để tốc độ của tia dầu có thể vượt quá tốc độ quay của trục vít, nếu không dầu sẽ bị lực ly tâm hút ra ngoài.

Nếu trên trục vít thấy rõ vết nung (biến màu nhiệt), thì trước hết phải kiểm tra lượng dầu bôi trơn; ống và vòi của ống dẫn dầu có thể bị cặn hoặc chất bẩn rơi vào dầu làm tắc. Lượng dầu vào cũng có thể bị giảm do bộ lọc bị bẩn.

Nếu chất lượng dầu kém trên bánh răng bằng đồng đôi khi xuất hiện dạng ăn mòn lỗ rỗ.

Mọi sự suy giảm chất lượng bôi trơn sẽ làm nóng thêm và làm mòn bộ truyền động trục vít. Thực tế đã chứng minh rằng, rất khó xử lý độ mòn ban đầu của cặp trục vít và khi đã không ăn khớp tốt thì tốc độ mòn càng tiến triển nhanh chóng.

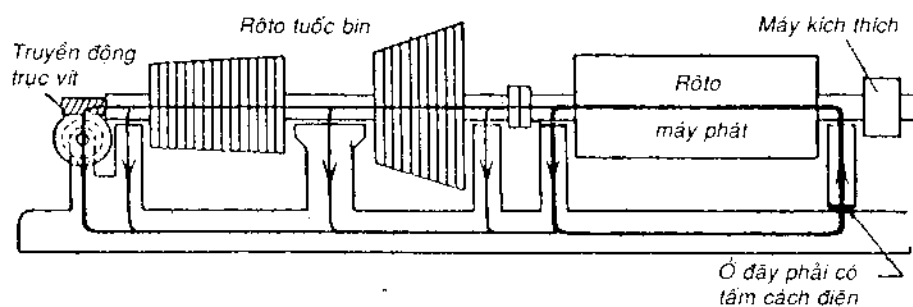
4. Bộ truyền động trục vít bị quá tải

Trong thực tế của nhà máy điện đã có trường hợp bộ truyền động trục vít bị hư hỏng do quá tải vì bơm dầu bị kẹt (bánh xe kẹt vào thân bơm). Điều đó xảy ra là vì tổ hợp bơm không đúng, (ví dụ, khe hở ở đầu mút bánh răng không đủ) hay là do chất lượng dầu kém (tích tụ cặn trong bơm), hoặc là do vật lạ rơi vào bơm.

5. Dòng điện ký sinh

Trong thời gian làm việc trong thân trục của máy phát xuất hiện cái gọi là dòng điện ký sinh. Nó có thể chạy từ trục máy phát đến trục tước bin, rẽ nhánh qua các paliê và bộ truyền động trục vít xuống bộ máy và quay về rôto máy phát qua các paliê ở phía máy kích thích (hình V.31).

Dòng điện này có thể đạt tới vài trăm ampe với điện thế tương đối không lớn (thường là vài phần mười vôn), bởi vì điện trở của mạch rất bé.



Hình V.31. Sơ đồ dòng điện ký sinh chạy theo trục, các paliê và bộ truyền động trục vít của tổ tuốc bin - máy phát.

Một trong những nguyên nhân chính sinh ra dòng điện ký sinh là tính không đối xứng của từ trường máy phát do các tình trạng sau đây gây nên :

- Có mặt tháo lắp trong stato máy phát ;
- Có mối nối trong các tấm tôn để tổ hợp stato ;
- Không trùng tâm rôto và stato của máy phát.

Dòng điện ký sinh cũng có thể sinh ra khi cách điện của rôto bị hỏng và do nhiều nguyên nhân khác. Nhưng thực tế nguy hiểm nhất là dòng điện cảm ứng vào thân rôto bởi dòng từ trường thay đổi, do tính không đối xứng của từ trường gây nên.

Tác dụng nguy hại của dòng điện ấy là ở chỗ, khi đi qua màng dầu nằm giữa cổ trục và cutxinê, nó sẽ ôxy hóa dầu, làm sẫm dầu và tạo thành chất kết tủa cứng giòn.

Dòng điện ký sinh là nguy hiểm nhất cho bộ truyền động trục vít, bởi vì bề mặt tiếp xúc của răng khi khớp với nhau thì không lớn, nhưng áp suất lại rất đáng kể. Khi mất tiếp xúc trong cặp bánh răng sẽ tạo thành cung lửa điện, đánh thủng màng dầu làm màng dầu bị cháy và làm nóng chảy bề mặt của răng. Kết quả là răng bị mòn lỗ rỗ và làm cho bộ truyền động trục vít bị mòn nhanh chóng.

Trong các paliê, nơi phải gánh chịu nguy hiểm nhất do dòng điện ký sinh là paliê của máy phát, nằm gần máy kích thích, vì mật độ dòng điện chạy qua paliê này là lớn nhất.

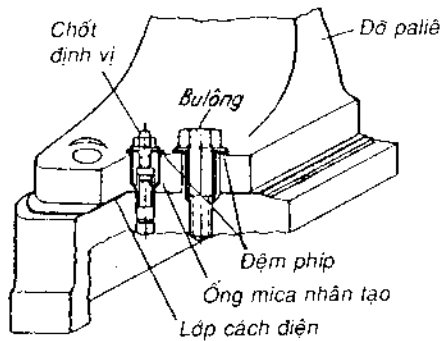
Các biện pháp tránh dòng điện ký sinh là :

- Chỉnh tâm đúng rôto máy phát.
- Cách ly chắc chắn giá đỡ paliê từ phía máy kích thích khỏi móng máy.

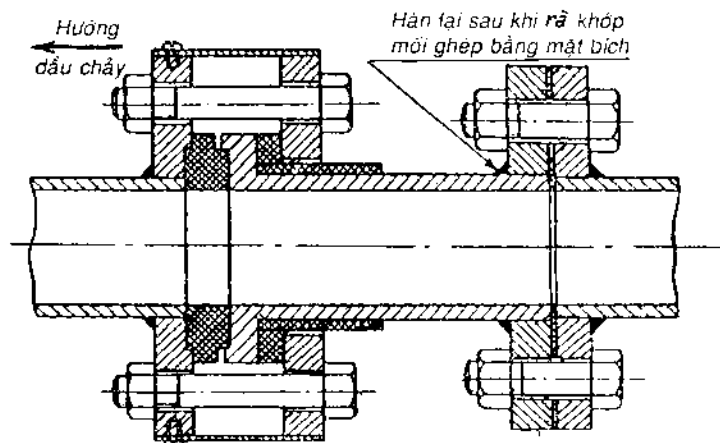
Muốn vậy, sẽ đặt tấm đệm dày 3 - 5 mm bằng tấm ép, mica nhân tạo, bakêlit hay là bằng vật liệu cách điện khác.

Ngoài ra, phải cách ly khỏi trụ đỡ các bulông nối bộ đỡ với móng máy, các vít định vị (hình V.32) và các ống dẫn dầu vào và ra.

Để cách điện ống dẫn dầu có thể đặt các tấm đệm giữa các mặt bích (hình V.33). Điều này cho ta không phải cách ly các bulông và ống dẫn dầu, nhưng kiểm tra tấm cách điện lại rất khó.



Hình V.32. Cách ly giá đỡ paliê khỏi bộ móng.



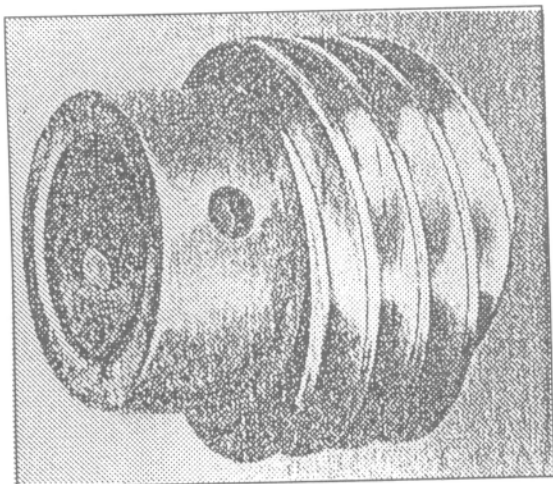
Hình V.33. Cách điện các mặt bích ống dẫn dầu.

Việc cách điện giá đỡ paliê hay là cutxinê của nó phải loại trừ được khả năng tuần hoàn của dòng điện ký sinh theo chu tuyến trực - paliê - bộ móng. Tuy nhiên, trong vận hành nhiều trường hợp cách điện bị chọc thủng hay là bị bẩn, sau đó sự tuần hoàn của dòng điện ký sinh lại được phục hồi. Cho nên phải định kỳ kiểm tra trạng thái cách điện ; điện trở của nó phải cỡ hàng trăm megôm, và trong bất cứ trường hợp nào không dưới 500.000 ôm. Nếu đo điện trở của vật cách điện giá đỡ paliê và khẳng định nó là tốt, mà vẫn phát hiện có hư hỏng ở bộ truyền động trực vít hay là paliê do dòng điện ký sinh, thì phải tìm nguyên nhân khác như những khiếm khuyết trong bôi trơn, trong lắp đặt hoặc trong kim loại của các chi tiết đó.

Như đã lưu ý ở trên (đầu mục V.7) bộ truyền động bánh răng đến bơm dầu và bộ điều chỉnh làm việc tin cậy hơn và bền lâu hơn so với truyền động trực vít. Tuy nhiên ở một số tuốc bin có truyền động bánh răng thay cho trực vít, nếu không có nối mềm

giữa rôto tuốc bin và bộ truyền động bánh răng, thì vẫn bị hỏng hóc nghiêm trọng ở khâu này. Sự rung động của nút trục tuốc bin sẽ truyền cho bánh răng dẫn động được lắp trên đuôi trục và làm mòn cặp bánh răng. Ngoài ra, trên đuôi trục, tại tiết diện chuyển tiếp đến đoạn tiện để lắp bánh răng, sẽ sinh ra ứng suất tập trung, dẫn đến vết nứt mỏi và phát triển cho đến khi gãy phần đuôi. Trường hợp gãy như thế đã xảy ra ở tuốc bin của Brown Boveri có công suất 12.800 kW sau 30 ÷ 40 nghìn giờ làm việc. Cũng đã có trường hợp gãy trục nhỏ của bánh răng dẫn động ở tuốc bin 50.000 kW.

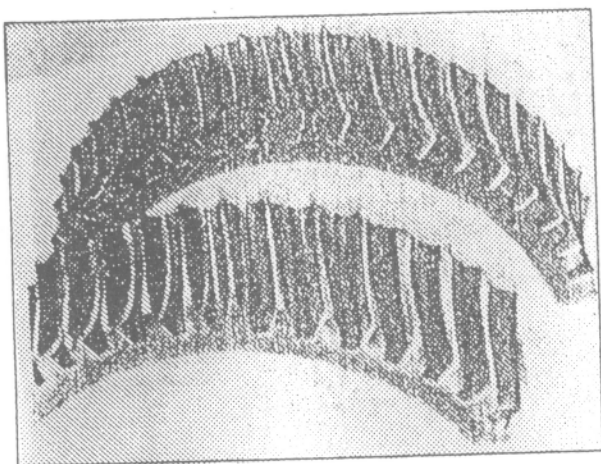
Trên hình V.34 trình bày một số hình ảnh về sự cố trong bộ truyền động trục vít và bánh răng.



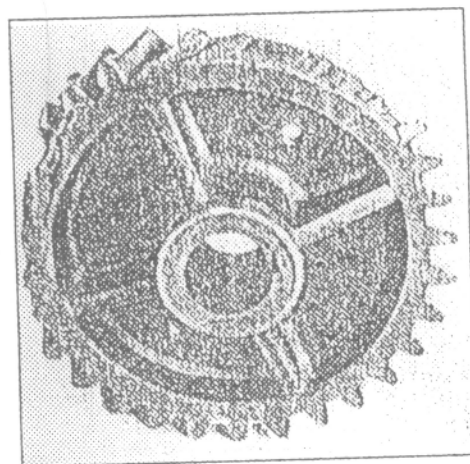
a) Vết nứt do bề mặt trục vít bị hóa cứng.



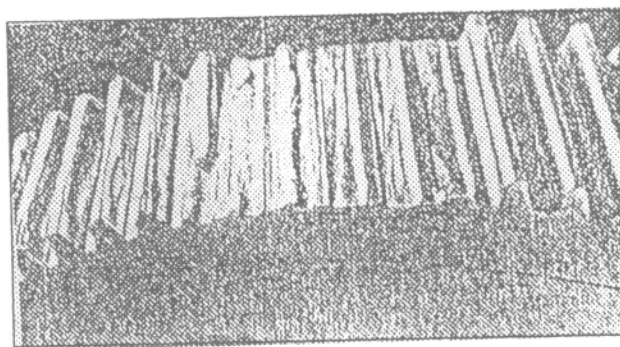
b) Răng bánh xe bằng đồng bị đập vỡ.



c) Răng bánh vít bị gãy do bị mài mòn quá mức.



d) Răng bánh vít bị gãy do quá tải.



e) Răng của truyền động bánh trụ tròn bị gãy.

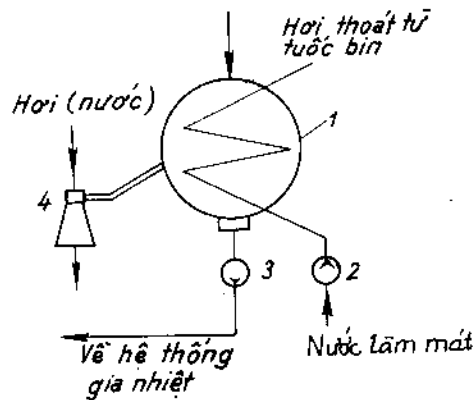
Hình V.34. Sự cố trong bộ truyền động trục vít và bánh răng.

Chương VI

THIẾT BỊ NGƯNG HƠI VÀ NHỮNG SỰ CỐ THƯỜNG GẶP

VI.1. THIẾT BỊ NGƯNG HƠI

Thiết bị ngưng hơi của tuốc bin hơi nước bao gồm bình ngưng và các thiết bị phụ của nó (hình VI.1)



Hình VI.1. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị ngưng hơi :

1- bình ngưng ; 2- bơm tuần hoàn ; 3- bơm nước ngưng (bơm ngưng tụ) ; 4- thiết bị rút không khí.

Hơi thoát của tuốc bin được ngưng tụ trong bình ngưng. Bơm tuần hoàn sẽ cấp nước làm mát (nước tuần hoàn) vào bình ngưng. Bơm ngưng tụ dùng để bơm nước ngưng vào hệ thống cấp nước cho lò hơi. Thiết bị rút không khí làm nhiệm vụ rút không khí lọt vào bình ngưng.

VI.2. BÌNH NGƯNG HƠI

Ngưng hơi tức là chuyển hơi từ trạng thái hơi về trạng thái nước. Thiết bị làm cho hơi ngưng tụ được gọi là bình ngưng hơi. Thực hiện quá trình ngưng tụ bằng cách làm nguội hơi nước, tức là chuyển từ pha hơi sang pha lỏng. Trong quá trình đó thể tích

riêng của hơi giảm đi rất nhiều. Vì vậy nước ngưng chiếm một thể tích rất nhỏ. Ví dụ : với áp suất khí quyển thể tích nước chiếm ít hơn thể tích hơi bão hòa 1722 lần ; với áp suất 0,05 bar chiếm ít hơn 28.700 lần.

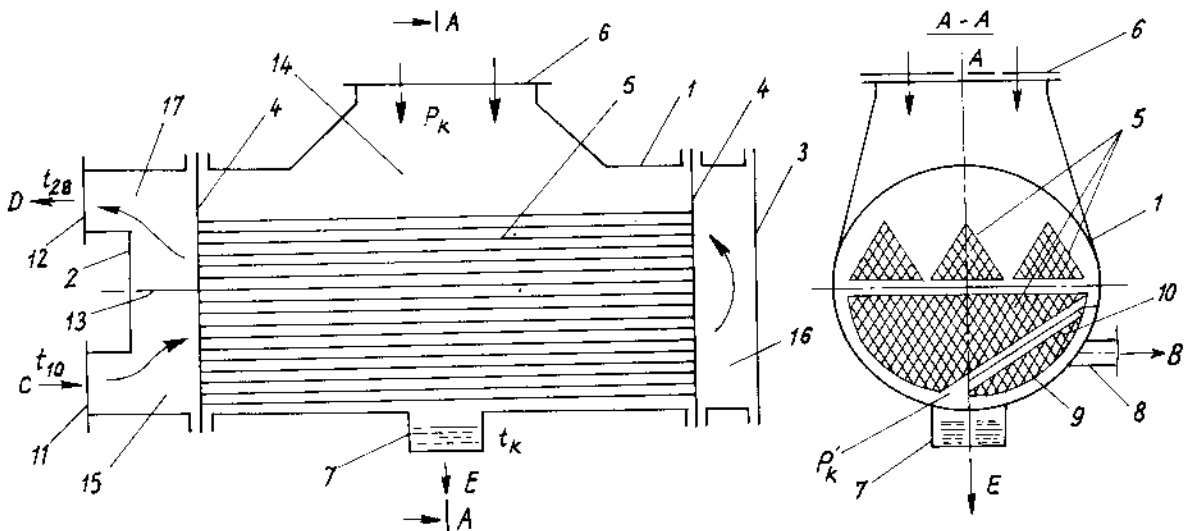
Để làm nguội hơi trong các nhà máy nhiệt điện thường phải dùng nước làm mát (nước tuần hoàn) từ sông, hồ hoặc tháp làm lạnh do bơm tuần hoàn đẩy lên. Có khi bắt buộc phải dùng không khí làm mát. Thông thường muốn làm nguội 1 kg hơi phải tốn đến $50 \div 90$ kg nước tuần hoàn.

Mục đích của việc ngưng hơi là để tạo chân không sâu trong tầng cuối cùng của tuốc bin ngưng hơi. Ta thấy rằng *chân không được tạo thành là do giảm thể tích riêng của hơi một cách đột ngột*. Nhiệt độ của nguồn lạnh càng thấp và lưu lượng của nó càng lớn thì càng tạo được chân không cao. Nâng cao chân không tức là tăng thêm công suất và hiệu suất của tuốc bin.

Có hai kiểu bình ngưng : bề mặt và hỗn hợp. Loại hỗn hợp thường được dùng trong máy hơi nước.

Trong tuốc bin ngưng hơi thường dùng loại bề mặt. Hình VI.2 biểu thị sơ đồ bình ngưng hơi bề mặt.

Thân bình ngưng 1 có nắp 2, 3 đây hai đầu. Trong bình ngưng có ghép nhiều ống mỏng 5 lên mặt sàng 4. Ống có thể bằng đồng thau, titan, thép không gỉ.



Hình VI.2. Sơ đồ bình ngưng hơi bề mặt hai chặng :

- 1- thân bình ngưng ; 2, 3- nắp khoang nước ; 4- mặt sàng ;
- 5- ống bình ngưng ; 6- cổ bình ngưng ; 7- bình chứa nước ngưng ;
- 8- ống hút hỗn hợp hơi - không khí ; 9- bộ phận làm mát không khí ;
- 10- tấm hướng hơi ; 11- ống dẫn nước vào ; 12- ống dẫn nước ra ;
- 13- vách ngăn ; 14- khoang hơi của bình ngưng ; 15÷17- khoang nước tuần hoàn vào, ngoặt và ra ;
- A- lối vào của hơi thoát ; B- miệng hút hỗn hợp hơi - không khí ;
- C, D- lối vào và ra của nước tuần hoàn ; E- lối thoát nước ngưng

Đường kính trong của ống bình ngưng thường bằng $17 \div 25$ mm. Ống bình ngưng được núc vào hai mặt sàng 4 nằm ở hai đầu bình ngưng. Hơi thoát khỏi tuốc bin sẽ đi

vào cổ bình ngưng 6, tiếp xúc với các ống. Bên trong ống bình ngưng có nước tuần hoàn lưu chuyển với tốc độ cỡ $1,5 \div 2,5$ m/s. Hơi gặp lạnh sẽ ngưng tụ lại. Do giảm đột ngột thể tích riêng của hơi nên trong bình ngưng sẽ tạo nên áp suất thấp (chân không). Nhiệt độ càng thấp và lưu lượng nước tuần hoàn càng lớn thì càng đạt được chân không cao trong bình ngưng. Nước ngưng chảy xuống phía dưới bình ngưng và được gom lại trong bình chứa 7, từ đây bơm ngưng tụ (bơm nước ngưng) sẽ bơm vào hệ thống cung cấp nước cho lò hơi. Bơm tuần hoàn bơm nước làm mát theo lối C vào khoang 15, xuyên qua các cụm ống phía dưới, quạt dòng trong khoang nước 16, chui qua các cụm ống phía trên, chảy vào khoang nước 17 và theo lối ra D của nước tuần hoàn đi vào kênh thải. Như vậy, nước tuần hoàn đã trải qua hai chặng trong bình ngưng. Tùy theo số lần nước đi qua các cụm ống mà phân bình ngưng thành loại một, hai, ba chặng, v.v.

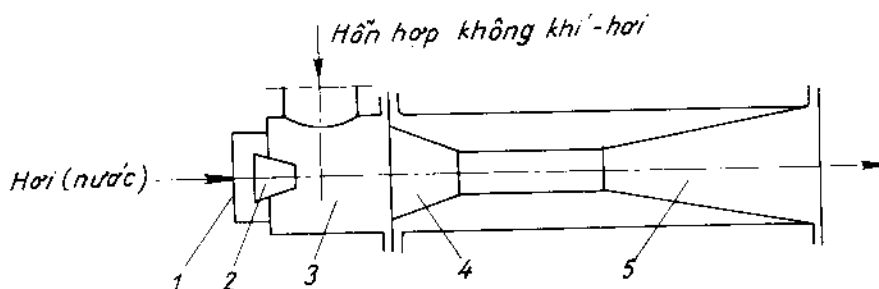
Bằng bình ngưng kiểu bể mặt có thể đạt được chân không khá cao, ứng với áp suất tuyệt đối trong bình ngưng khoảng $0,05 \div 0,03$ bar.

Trong thực tế không thể chế tạo bình ngưng kín hoàn toàn, cho nên lúc nào cũng có một lượng không khí lọt vào làm cho sự truyền nhiệt giữa hơi và nước kém đi, chân không sẽ bị giảm sút. Vì vậy phải liên tục rút lượng không khí ấy ra khỏi bình ngưng giữ cho chân không được ổn định. Không khí được rút ra bằng thiết bị rút không khí, mà loại thường dùng là ejectơ.

VI.3. THIẾT BỊ RÚT KHÔNG KHÍ

Thiết bị rút không khí dùng để thải hỗn hợp không khí - hơi ra khỏi bình ngưng và hệ thống tuần hoàn, cũng như để duy trì chân không cần thiết. Trong thiết bị tước bin hơi thường hay dùng loại ejectơ hơi hoặc ejectơ nước.

Nguyên lý làm việc của ejectơ được thể hiện trên hình VI.3.



Hình VI.3. Sơ đồ nguyên lý của ejectơ

- 1- hộp thu ; 2- ống phun nhỏ dẫn ; 3- hộp pha trộn ;
- 4- phần thu nhỏ của ống thoát hỗn hợp không khí-hơi ;
- 5- ống khuếch tán.

Chất sinh công (hơi-trong ejectơ hơi, nước-trong ejectơ nước) dưới áp lực được đem vào hộp thu 1, từ đây qua ống phun 2 với tốc độ lớn được dẫn về hộp pha trộn 3. Hộp pha trộn được nối với khoang hơi của bình ngưng.

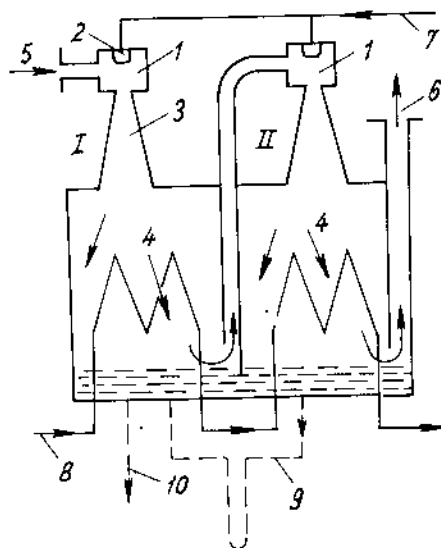
Với động năng lớn dòng chất sinh công sẽ cuốn hút hỗn hợp không khí-hơi từ hộp 3 vào phần thu nhỏ của ống thoát 4 với tiết diện thay đổi, sau đó đi vào ống khuếch tán 5, trong đó động năng sẽ chuyển thành thế năng. Nhờ vậy áp suất ở đầu ra ống khuếch tán sẽ lớn hơn áp suất khí quyển và thải được hỗn hợp không khí-hơi ra khỏi bình ngưng.

Trong nhà máy nhiệt điện ejectơ hơi được sử dụng rộng rãi nhất. Ejectơ hơi có thể có một cấp, hai hoặc ba cấp. Ejectơ một cấp có thể tạo được áp suất âm tới $0,073 \div 0,080$ MPa và thường dùng cho lúc khởi động (để hút nhanh không khí ra khỏi bình ngưng lúc khởi động tuốc bin).

Ejectơ hai-ba cấp tạo được áp suất âm sâu hơn và dùng làm ejectơ chính, bảo đảm cho tuốc bin làm việc ổn định và tin cậy với chân không cao, trong cấu trúc ejectơ hơi gần đây có đặt thêm dụng cụ đo lượng không khí rút ra. Điều đó cho phép kiểm tra độ kín của bình ngưng được dễ dàng.

Sơ đồ ejectơ hơi hai cấp được thể hiện trên hình VI.4, từ bình ngưng hỗn hợp không khí-hơi được hút vào hộp thu I của ejectơ cấp I, qua ống khuếch tán đi về bình làm mát 4 và hơi sẽ ngưng tụ tại. Nước đọng theo 10 được dẫn về bình ngưng, còn phần khí không ngưng có lẫn hơi sẽ đi vào cấp II của ejectơ. Từ bình làm mát của ejectơ cấp II không khí (có lẫn hơi) qua ống xả 6 sẽ thoát ra ngoài trời, còn nước đọng thì chuyển về bình làm mát cấp I (đường 9) sau đó - về bình ngưng (đường 10).

Như vậy, chất sinh công (môi chất) trong ejectơ hai cấp, được thể hiện trong hình VI.4, thực chất không bị tổn hao.



Hình VI.4. Sơ đồ nguyên lý của ejectơ hơi hai cấp :

I, II - cấp thứ nhất và cấp thứ hai :

- 1- hộp thu ; 2- ống phun ; 3- ống khuếch tán ; 4- bình làm mát ;
- 5- miệng hút hỗn hợp không khí - hơi ; 6- ống xả của ejectơ ;
- 7- đường dẫn hơi sinh công (môi chất) ; 8- đường dẫn nước làm mát ;
- 9- đường xả nước đọng ; 10- đường dẫn nước đọng về bình ngưng.

giá trị cực đại ở điểm a, sau đó giảm xuống và bằng không tại điểm x (điểm cắt của hai đường cong $\Delta\mathcal{P}_T$ và $\Delta\mathcal{P}_B$). Hiệu các tung độ $\Delta\mathcal{P}_T - \Delta\mathcal{P}_B$ là đường cong tăng trưởng có ích với cực trị ở điểm a khi có lưu lượng nước tuần hoàn tối ưu W_{opt} . Điểm b ứng với đại lượng chân không kinh tế hay là áp suất tuyệt đối kinh tế P_{kcc} , còn điểm y – áp suất tuyệt đối giới hạn P_{klim} .

Trong thực tế thường không có khả năng thay đổi liên tục lưu lượng nước và tất cả các thông số của thiết bị; chỉ có khả năng điều chỉnh lượng nước tuần hoàn W theo cấp bằng cách thay đổi số bơm tuần hoàn đang làm việc.

VI.5. NHỮNG YẾU TỐ ẢNH HƯỞNG TỚI SỰ LÀM VIỆC CỦA BÌNH NGƯNG HƠI

Muốn cho tước bin làm việc hiệu quả kinh tế cao thì phải giữ cho chân không cao trong phạm vi cho phép. Chân không trong bình ngưng phụ thuộc vào nhiều yếu tố. Để lý giải ảnh hưởng của từng yếu tố tới độ chân không trước hết hãy xét *sự cân bằng nhiệt của bình ngưng hơi*.

Hơi vào trong bình ngưng với lưu lượng $\mathcal{D}_2$ [kg/h] có entanpi i'_2 [kJ/kg], ứng với trạng thái hơi ở cuối tước bin. Trong quá trình ngưng tụ hơi truyền nhiệt cho nước và biến thành nước ngưng với nhiệt độ t_k , tương ứng với áp suất hơi bão hòa trong bình ngưng.

Nước tuần hoàn với lưu lượng W [kg/h] ở nhiệt độ t_{1b} đi vào các ống bình ngưng được hâm nóng lên tới nhiệt độ t_{2b} khi ra khỏi bình ngưng.

Tổn thất nhiệt ra môi trường chung quanh không đáng kể.

Phương trình nhiệt của bình ngưng có dạng :

$$\mathcal{D}_2(i_2 - i_k) = WC_t\Delta t,$$

trong đó

i_k – entanpi của nước ngưng khi ra khỏi bình ngưng, kJ/kg ;

C_b – tỷ nhiệt của nước tuần hoàn, kJ/kg độ ;

Δt – độ hâm nước tuần hoàn trong bình ngưng, °C ;

$$(\Delta t = t_{2b} - t_{1b}) ;$$

Phương trình cân bằng nhiệt chỉ rõ lượng nhiệt khi hơi ngưng tụ truyền cho nước tuần hoàn W và hâm nước từ t_{1b} lên t_{2b} °C.

Phương trình này cho ta xác định lưu lượng nước tuần hoàn đi qua bình ngưng. Muốn vậy ta lấy giá trị $\mathcal{D}_2$ và i_2 theo số liệu trong tính toán nhiệt tước bin. Đại lượng i_k chấp nhận :

– đối với bình ngưng có gia nhiệt

$$i_k = i'_k - 2 \div 4 \text{ kJ/kg} ;$$

– đối với bình ngưng không gia nhiệt

$$i_k = i''_k - 10 \div 20 \text{ kJ/kg},$$

trong đó,

i''_k - entanpi của nước ngưng, ứng với áp suất và nhiệt độ hơi thoát bão hòa đi vào bình ngưng.

Giá trị C_b có thể chấp nhận bằng 4,19 kJ/kg °C. Tùy theo nguồn cung cấp nước của nhà máy điện và cấu tạo bình ngưng độ hâm nước Δt có thể là :

a) đối với bình ngưng một chạng - nguồn cấp nước không hạn chế

$$\Delta t = 4 \div 6^\circ\text{C} ;$$

b) đối với bình ngưng hai chạng - nguồn cấp nước vừa phải

$$\Delta t = 7 \div 9^\circ\text{C} ;$$

c) đối với bình ngưng ba - bốn chạng - nguồn cấp nước bị hạn chế

$$\Delta t = 10 \div 12^\circ\text{C}.$$

Giá trị nhiệt độ tính toán của nước tuần hoàn ở đầu vào bình ngưng t_{1b} được chấp nhận bằng 10, 15, 20, 25, 30°C.

Giá trị t_{1b} phụ thuộc vào vị trí địa lý của nguồn cung cấp nước và hệ thống cấp nước được lựa chọn.

Như vậy, lưu lượng nước tuần hoàn sẽ là :

$$W = \frac{\Phi_2(i_2 - i_k)}{C_b \Delta t}$$

Tỷ số lưu lượng nước tuần hoàn W trên lưu lượng hơi Φ_2 đi vào bình ngưng gọi là *bội số tuần hoàn* (bội số làm lạnh) :

$$m = \frac{W}{\Phi_2}$$

Bội số tuần hoàn phụ thuộc vào :

- công suất của bơm tuần hoàn.
- phụ tải hơi của bình ngưng.

Giá trị m còn phụ thuộc vào số chạng bình ngưng và thường bằng :

Bình ngưng	m
Một chạng	80 ÷ 120
Hai chạng	60 ÷ 70
Ba - bốn chạng	40 ÷ 50

Hiệu số entanpi giữa hơi và nước ngưng ($i_2 - i_k$) ở bất kỳ chế độ làm việc nào của tuốc bin ngưng hơi hầu như không thay đổi và nằm vào khoảng 2179 ÷ 2212 kJ/kg (đối với loại nhỏ).

Vậy thì, trung bình

$$m = \frac{2242}{t_{2b} - t_{1b}}$$

Từ đây rút ra được kết luận quan trọng :

Bội số tuần hoàn tỷ lệ nghịch với độ hâm nước tuần hoàn đi vào bình ngưng, tức là tỷ lệ nghịch với nhiệt độ ra và vào bình ngưng của nước tuần hoàn. Nói cách khác, độ hâm nước trong bình ngưng chỉ phụ thuộc vào lượng nước tuần hoàn và phụ tải hơi của bình ngưng.

Nhiệt độ vào của nước tuần hoàn t_{1b} không phụ thuộc vào chế độ làm việc của thiết bị ngưng hơi, mà chỉ phụ thuộc vào nguồn cung cấp nước (sông, hồ, tháp làm lạnh, v.v...), khí hậu và thời gian trong năm. Cùng một bội số tuần hoàn m như nhau, nhưng chân không mùa đông tốt hơn mùa hè.

Áp suất tính toán tuyệt đối của hơi thoát trong bình ngưng P_k phụ thuộc vào nhiệt độ tính toán của nước làm mát t_{1b} và bội số tuần hoàn m .

Giá trị P_k tùy thuộc vào t_{1b} , tính toán mà các nhà chế tạo tước bin lựa chọn :

t_{1b} °C	P_k . kG/cm ² (tuyệt đối)	hay là bar
10	0,03 ÷ 0,035	0,0294 - 0,0343
15	0,04 ÷ 0,05	0,0392 - 0,049
20	0,06 ÷ 0,07	0,059 - 0,0685.

Chân không trong bình ngưng còn phụ thuộc vào trạng thái của bề mặt làm lạnh, độ kín của thiết bị ngưng hơi. Những chất bẩn đọng lại trong thành ống sẽ :

- làm giảm điều kiện truyền nhiệt từ hơi sang nước ;
- giảm lưu lượng nước tuần hoàn, vì tiết diện ống bị thu hẹp lại, thủy kháng tăng lên.

Muốn đạt được những chỉ tiêu vận hành tốt của bình ngưng, cần phải luôn luôn kiểm tra, đặc biệt chú ý tới :

- độ sạch của bề mặt làm lạnh ;
- không để nước tuần hoàn rò vào khoang hơi làm giảm chất lượng nước ngưng ;
- không để không khí lọt vào bình ngưng quá giới hạn cho phép ;
- các bơm tuần hoàn, các thiết bị rút không khí phải làm việc tốt.

VI.6. NHỮNG NGUYÊN NHÂN CHÍNH LÀM GIẢM CHÂN KHÔNG TRONG BÌNH NGƯNG

Bình ngưng làm việc tốt thì sẽ tạo được chân không cao. Kinh nghiệm cho hay rằng, nếu áp suất trong bình ngưng giảm 0,01 bar thì lưu lượng hơi tăng lên 1,5 ÷ 2,5%.

Thực tế không thể tạo nên bình ngưng kín tuyệt đối, tức là không thể có chân không tuyệt đối, vì lúc nào cũng có một lượng không khí lọt vào bình ngưng qua các khe hở. Nếu bình ngưng tốt, ống bình ngưng sạch, lưu lượng nước tuần hoàn đầy đủ, không khí được rút ra liên tục thì bảo đảm sẽ có chân không cao.

Nhưng thật ra chân không thường hay thay đổi. Nguyên nhân làm thay đổi chân không rất đa dạng. Những hỏng hóc thường gặp trong thiết bị ngưng hơi được biểu hiện hoặc là qua *sự giảm chân không đột ngột*, mà thông thường là do thiết bị rút không khí hay là bơm tuần hoàn bị hỏng hóc và có thể phát hiện tương đối dễ dàng, hoặc là qua *sự giảm chân không từ từ* với một đại lượng không lớn và khó phát hiện hơn.

Trong vận hành thiết bị ngưng hơi thường hay xảy ra những hiện tượng làm giảm chân không như sau :

- 1.- Không cung cấp đủ lượng nước làm mát.
- 2.- Nhiệt độ nước làm mát quá cao, nhất là về mùa hè, đặc biệt là khi sử dụng tháp lạnh hoặc hồ làm mát.
- 3.- Các ống bình ngưng bị bẩn.
- 4.- Không khí lọt qua các mặt bích không kín hay là qua các chèn.

Những nguyên nhân chủ yếu và các dấu hiệu giảm chân không trong vận hành được nêu trong bảng VI.1.

Để thường xuyên quan sát trạng thái của thiết bị ngưng hơi có thể dùng phương pháp sau đây.

Khi tổ máy làm việc cần đo nhiệt độ :

- a) nước làm mát sau bình ngưng ;
- b) hơi thoát tại ống thoát tước bin hay là ở cổ bình ngưng ;
- c) nước ngưng ;
- d) hỗn hợp không khí - hơi được hút ra.

Tiến hành đo như vậy ở các phụ tải tước bin (lưu lượng hơi vào bình ngưng thay đổi theo phụ tải tước bin) với các giá trị khác nhau của nhiệt độ vào của nước làm mát.

Qua các số liệu đo sẽ xây dựng các đồ thị ;

- a) độ hâm nước tùy thuộc vào lưu lượng hơi ;
- b) hiệu nhiệt độ hơi thoát và nước làm mát ở đầu ra tùy thuộc vào lưu lượng hơi với nhiệt độ khác nhau của nước làm mát ở đầu vào ;
- c) hiệu nhiệt độ của hỗn hợp hơi không khí được hút ra khỏi bình ngưng và nhiệt độ vào của nước làm mát tùy thuộc vào lưu lượng hơi khi nhiệt độ vào của nước làm mát khác nhau.

- d) độ quá lạnh của nước ngưng tùy thuộc vào nguyên nhân như ở điểm "b" và "c".

Sử dụng các đồ thị ấy và đối chiếu với các giá trị đo được trong quá trình vận hành tiếp theo có thể chẩn đoán được nguyên nhân làm giảm chân không (xem bảng VI.1)

Bảng VI.1. Những nguyên nhân hỏng hóc của thiết bị ngưng hơi

TT	Quan sát	Chẩn đoán nguyên nhân giảm chân không
1	Nhiệt độ hơi thoát trước bình ngưng bé hơn nhiệt độ ứng với áp suất của nó (bảng VI.2)	Không khí từ ngoài lọt nhiều vào tuốc bin không qua thiết bị ngưng hơi (ví dụ, qua chèn trục ở đầu cuối)
2	Độ quá lạnh nước ngưng vượt quá giá trị bình thường	Không khí lọt vào trong phạm vi thiết bị ngưng hơi hay là thiết bị rút không khí bị hỏng hóc. Với một phụ tải nhất định của tuốc bin lượng nước tuần hoàn quá lớn (nhất là về mùa đông, nhiệt độ nước thấp)
3	Nhiệt độ nước làm mát ở đầu ra bình ngưng cao hơn bình thường, nhưng hiệu giữa nhiệt độ hơi thoát và nhiệt độ nước ra vẫn bình thường	Lượng nước tuần hoàn không đủ do bơm bị hỏng hóc, lưới lọc bị bẩn, các ống dẫn không kín (không khí lọt vào), hay là do các nguyên nhân khác.
4	Với một phụ tải của tuốc bin và nhiệt độ vào của nước làm mát hiệu giữa nhiệt độ hơi thoát và nhiệt độ nước làm mát ở đầu ra bình ngưng vượt quá giá trị bình thường, nhưng hiệu giữa nhiệt độ nước trước và sau bình ngưng vẫn bình thường.	Ống bình ngưng bị bẩn, thiết bị rút không khí làm việc kém, giảm độ kín không khí của thiết bị.
5	Hiệu giữa nhiệt độ không khí rút ra khỏi bình ngưng và nhiệt độ nước làm mát trước bình ngưng vượt quá giá trị bình thường đối với chế độ hiện có.	Các ống bình làm mát không khí hoặc tất cả ống bình ngưng đều bị bẩn, cũng có thể do vách ngăn giữa khoang làm mát không khí và khoang hơi của bình ngưng bị phá hủy.

Ví dụ : có lúc nào đó qua kết quả đo được thấy rằng, với lưu lượng hơi đi vào bình ngưng 170 T/h và nhiệt độ vào của nước tuần hoàn 10°C, độ hàm nước là 9,5°C, thay vì 8°C, còn hiệu giữa nhiệt độ hơi và nước làm mát ở đầu ra bằng 12°C, thay vì 10,2°C, thì điều đó chứng tỏ rằng :

1- thiếu nước làm mát ;

2- độ kín không khí bình ngưng bị giảm hay là các ống bị bẩn.

Bảng VI.2. Sự phụ thuộc giữa nhiệt độ, áp suất và chân không trong bình ngưng

Nhiệt độ hơi, °C	Áp suất		Chân không khí B = 760 mmHg	
	mmHg	kg/cm ²	mmHg	%
23	2102	0,0286	738,98	97,23
24	22,32	0,0304	737,68	97,06
25	23,69	0,0322	736,31	96,88
26	25,13	0,0342	734,87	96,69
27	26,65	0,0363	733,35	96,49

Tiếp bảng VI.2

Nhiệt độ hơi, °C	Áp suất		Chân không khí B = 760 mmHg	
	mmHg	kg/cm ²	mmHg	%
28	28,25	0,0384	731,75	96,26
29	29,94	0,0407	730,06	96,06
30	31,71	0,0431	728,29	95,83
31	33,57	0,0456	726,43	95,58
32	35,53	0,0483	724,47	95,30
33	37,59	0,0511	722,41	95,06
34	39,75	0,0541	720,25	94,77
35	42,02	0,0572	717,98	94,47
36	44,40	0,0604	715,60	94,16
37	46,90	0,0638	713,10	93,82
38	49,51	0,0673	710,49	93,48
39	52,26	0,0711	707,74	93,12
40	55,13	0,0750	704,87	92,75

VI.7. ỐNG BÌNH NGƯNG BỊ ĂN MÒN

Đối với các thiết bị khác nhau tuổi thọ làm việc của ống bình ngưng cũng khác nhau và phụ thuộc vào điều kiện vận hành và vật liệu của ống. Có trường hợp sự ăn mòn ống xảy ra quá mạnh nên chưa đầy vài tháng đã phải thay.

Nguyên nhân làm cho ống bị ăn mòn khá đa dạng. Những nguyên nhân chính có thể là do :

1. bị ăn mòn hóa học ;
2. bị ăn mòn do va đập (mài mòn) ;
3. dòng điện cục bộ ;
4. tác dụng của tia nước có chứa không khí lên ống ...

1) Sự ăn mòn hóa học (gỉ)

Sự ăn mòn hóa học xảy ra chủ yếu là do kẽm chứa trong đồng thau của ống ngưng bị hòa tan trong nước và bị cuốn đi. Kết quả quá trình khử kẽm làm cho kim loại bị dòn, xốp và có màu đỏ.

Quá trình này xảy ra mạnh nhất trong nước biển, cũng như khi nước tuần hoàn bị nhiễm axit hay là amoniac từ nguồn nước thải của các nhà máy lân cận. Biện pháp cơ bản nhất để chống khử kẽm là sử dụng các loại ống bình ngưng có hợp kim chống khử kẽm. Ví dụ, hợp kim đồng - niken (đồng bạch MH-70/30) hoàn toàn có thể chống được hiện tượng khử kẽm. Hợp kim này không chứa chất kẽm, và gồm 70% đồng ; gần 30%

niken, ~ 0,5% sắt, 0,3 ÷ 1,0% mangan, nhưng giá lại đắt, nên thường được dùng trong bình ngưng làm việc với nước biển.

Sự ăn mòn hóa học của ống đồng bình ngưng từ phía nước làm mát và hơi (nước ngưng) có khác nhau.

a) Sự ăn mòn ống đồng bình ngưng từ phía nước làm mát

- Sự ăn mòn toàn bộ ống đồng xuất hiện dưới dạng làm mỏng đều vách ống do có chất oxy hóa trong axit hay là có O_2 trong axit. Trong các điều kiện ấy hoặc là không tạo được màng bảo vệ, hoặc là chỉ tạo được theo chu kỳ, còn kim loại thì dần dần bị hòa tan.

- Sự ăn mòn cục bộ có thể xảy ra dưới dạng lỗ chỗ, ăn mòn chọn lọc và vừa gỉ vừa bị mài mòn. Các ống đồng bị ăn mòn lỗ chỗ là do độ ngậm khí khác nhau của bề mặt kim loại khi tiếp xúc với môi trường ăn mòn. Cũng có thể do các cặn hay các chất bám bẩn lên bề mặt kim loại từ các nguồn khác nhau, kể cả vi sinh vật.

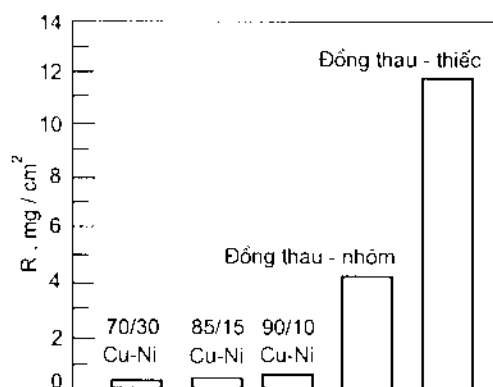
Khí ống đồng bình ngưng bị ăn mòn chọn lọc (bị khử kẽm) thì kẽm Zn trong ống đồng (chứa 85 Cu và các chất phụ gia Asen As, Antimon Sb hay là photpho P) sẽ bị hòa tan. Các ống bị khử kẽm sẽ mất độ bền cơ học và dễ bị tổn thương.

Nếu ống đồng vừa bị gỉ, vừa bị mài mòn thì sẽ có vết mòn hình móng ngựa tại đoạn ống có dòng rối nhiều, ví dụ, ở đoạn vào của ống bình ngưng. Vết mòn được hình thành rõ rệt, không có sản phẩm ăn mòn, và bề mặt vết mòn được mài bóng đến ánh kim.

Trong thực tế ống đồng thường bị mài mòn khi trong nước làm mát có chứa không khí và chuyển động trong ống bình ngưng với tốc độ lớn (trên 2,5 ÷ 3 m/s đối với đồng bạch và 1,5 ÷ 2 m/s đối với đồng thau).

b) Sự ăn mòn ống đồng bình ngưng từ phía hơi (phía nước ngưng)

Sự ăn mòn toàn bộ ống đồng từ phía hơi do tác dụng của NH_3 và CO_2 lên kim loại. Tính chất ăn mòn hợp kim đồng của các ống bình ngưng do NH_3 gây nên được minh họa trên hình VI.6.



Hình VI.6. Tốc độ ăn mòn hóa học của các hợp kim đồng R trong dung dịch amôniac với nồng độ 1000 mg/l.

Từ hình vẽ thấy rằng, các hợp kim đồng - niken (70/30, 85/15 và 9/10) có tính chống gỉ tốt hơn hợp kim đồng - kẽm (đồng thau - nhôm và đồng thau - thiếc). Điều đó sẽ thấy rõ khi so sánh tốc độ bị ăn mòn của các ống bình ngưng (trong đơn vị quy ước) được chế tạo bằng các kim loại khác nhau trong môi trường có NH_3 (bảng VI.3)

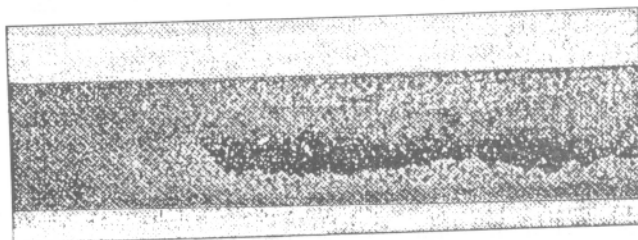
Bảng VI.3. Tốc độ bị ăn mòn của các loại ống bình ngưng trong môi trường có NH_3

Vật liệu	Tốc độ ăn mòn, đơn vị quy ước
Đồng có chứa photpho P	68
Đồng có chứa asen As	85
Đồng thau - thiếc :	
có chứa asen As	108
có chứa antimon Sb	110
có chứa photpho P	116
Đồng thau - nhôm	36
Đồng - nhôm	66
Hợp kim đồng - niken (cupro niken) :	
95/5	59
90/10	36
80/20	4
70/30	3
60/40	2
Thép không gỉ 304	0,07
Thép không gỉ 316	0,09

Cần lưu ý rằng, tốc độ ăn mòn trong môi trường amôniac không phải là tiêu chuẩn duy nhất dùng để lựa chọn vật liệu cho ống bình ngưng.

2) Sự ăn mòn do va đập (mài mòn)

Bề mặt ngoài của ống bình ngưng có thể bị mài mòn là do các dòng hơi, nước động, hơi thoát của các thiết bị phụ được dẫn vào bình ngưng và trực tiếp va đập vào các ống, làm cho ống bị mài mòn nhanh chóng (hình VI.7).



Hình VI.7. Ống bình ngưng bị mài mòn bởi tia dòng do dẫn nước động vào bình ngưng không đúng quy cách.

Để tránh được hiện tượng ấy cần đặt các tấm chắn ở chỗ dẫn nước đọng hoặc hơi vào bình ngưng. Nếu không đặt được các tấm chắn vì không tiếp cận được với khoang hơi hoặc do không có chỗ trống trong bình ngưng, thì có thể nút một vài dây ống nằm đối diện với chỗ dẫn hơi để tạo thành hàng rào bảo vệ. Để tăng tuổi thọ của hàng rào bảo vệ, cần đặt các thanh kim loại đặc trong ống, trước khi tiến hành nút.

Thường thì những dây ống bình ngưng đầu tiên không bị mài mòn nhiều bởi hơi ẩm, cho nên nếu đặt thiết bị bảo vệ dưới dạng tấm chắn, lưới v.v... sẽ làm giảm chân không sau tuốc bin. Trong nhiều trường hợp đã tăng chiều dày của các dây ống đầu lên (ví dụ, 1,5 mm thay vì 1 mm). Cách làm này là hoàn toàn hợp lý.

Ngay nay ống bình ngưng bằng thép không gỉ được áp dụng rộng rãi trong các nhà máy nhiệt điện dùng nước làm mát có hàm lượng muối khác nhau, kể cả nước biển. Đó là do tính chống mòn cao của thép không gỉ.

Tuy nhiên ống thép không gỉ có thể bị vết lõm rỗ do clo, nhất là khi trong nước có ion Cl⁻. Nhưng nếu hàm lượng ion Cl⁻ trong nước làm mát thấp hơn 750 mg/l thì hiện tượng lõm rỗ sẽ ít xảy ra.

Có thể dùng thép không gỉ trong nước có clorit nếu ống bình ngưng luôn được làm sạch, ví dụ, bằng bi cao su, hay bằng hệ thống của Taprogge⁽¹⁾.

Một khả năng khác chống an mòn do clo là dùng hợp kim thép không gỉ với molipden. Bằng phương pháp này sẽ tránh được vết lõm rỗ do clo.

Thép AL-6X chứa 6,0% Mo được áp dụng cho nước có hàm lượng clo cao. Các loại khác, ví dụ, AL-29-4, cho nước có hàm lượng clorit thấp hơn (bảng VI.4).

Bảng VI.4 Thép không gỉ dùng trong bình ngưng của tuốc bin

Thép, hoặc nhãn thép	Thành phần*, %				
	C	Cr	Ni	Mo	Kim loại khác
329	0,08	23 - 28	2,5 - 5,0	0,5	-
24 Cr - 2Mo	0,05	24	24	2,3	0,4 Ti
18 Cr - 4,5Mo	0,02	18	24	4,7	
20 Cr - 4,5Mo	0,02	20	25	4,5	14 Cu
825	0,03	21	40	2,8	1 Ti, 1,8 Cu
Al - 216	0,06	19	6	2,5	0,9 Mn ; 0,35 N
Al - 6X	0,03	20	24	6,5	
Al - 29 - 4	0,005	29	0,1	4,0	

* Trong tất cả các loại thép, thành phần sắt được bù vào cho đủ 100%.

⁽¹⁾ Hệ thống Taprogge dùng để chống bám bẩn trong ống bình ngưng. Trong nước tuần hoàn sẽ có những bi xếp trên, với đường kính lớn hơn đường kính trong của ống bình ngưng. Khi đi qua ống bi sẽ bị ép và bị kéo dài thành dạng hình trụ. Do đó đánh sạch chất bẩn bám trên bề mặt ống.

Các số liệu trên chỉ rõ khả năng áp dụng rộng rãi thép không gỉ trong bình ngưng để ngăn ngừa quá trình ăn mòn, và vì thế chống bẩn cho nước ngưng do nước tuần hoàn lọt vào.

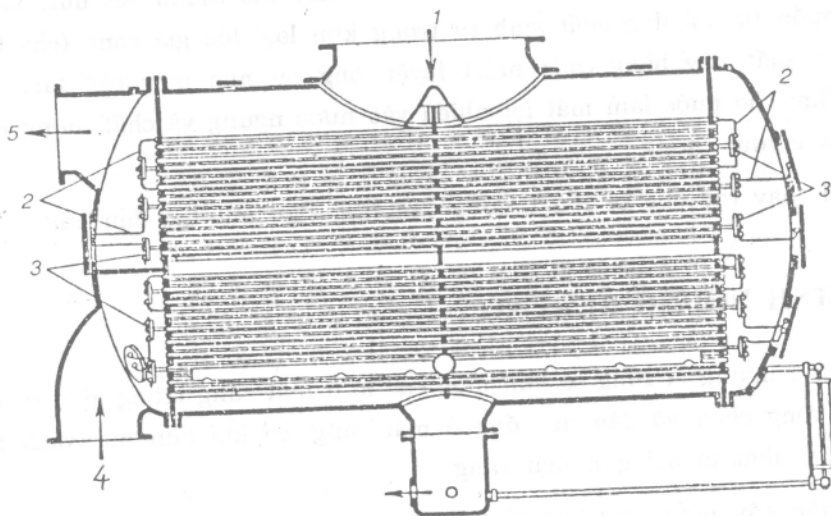
Về quan điểm vốn đầu tư và hiệu quả kinh tế nhiệt của nhà máy điện, mặc dù hệ số dẫn nhiệt của thép không gỉ thấp, nhưng nó có thể cạnh tranh được với hợp kim đồng - niken theo nhiều chỉ tiêu kỹ thuật khác.

Theo tài liệu xác suất thông kê thời hạn vận hành của thép không gỉ là 40 năm, tức là tương ứng với thời hạn vận hành thiết kế của một nhà máy điện.

3) Sự ăn mòn do dòng điện cục bộ (một chiều) (Ăn mòn điện hóa)

Như đã biết, hai kim loại không đồng nhất được nối với nhau và nhúng vào trong chất lỏng (chất điện phân) có thể tạo thành pin điện (pin vôn-ta) và cho ta dòng điện. Kết quả là dần dần sẽ phá hủy kim loại ở cực dương. Nước làm mát chứa tạp chất (đặc biệt là nước biển) là chất điện phân. Nếu trong nước làm mát có các loại than hoặc than cốc thì sẽ tác dụng mạnh hơn đến sự ăn mòn điện hóa. Sự phá hủy đồng thau trong trường hợp này phụ thuộc vào các chi tiết, được chế tạo bằng kim loại khác và phương pháp ghép nối giữa các chi tiết riêng lẻ. Đã có trường hợp do kim loại của ống bình ngưng không đồng nhất theo chiều dài vì chế tạo không hoàn hảo mà sinh ra dòng điện cục bộ. Cũng cần chú ý rằng, dòng điện cục bộ này là rất bé, khó đo được bằng đồng hồ điện.

Sự phá hủy kim loại ống thường xảy ra dưới dạng khử kẽm, tức là nó cũng mang tính chất như ăn mòn hóa học. Thường thì cả hai hiện tượng ấy cùng xảy ra đồng thời.



Hình VI.8. Bình ngưng có thiết bị bảo vệ bằng kẽm :

- 1- hơi thoát khỏi tuốc bin ; 2- dây đồng ; 3- tấm kẽm ;
- 4- nước làm mát (vào) ; 5- nước làm mát (ra).

Các mặt sàng bình ngưng cũng hay bị ăn mòn, bắt đầu từ vòng tròn quanh ống, làm giảm độ kín núc ống.

Để chống ăn mòn do dòng điện cục bộ thường đặt tấm kẽm hoặc nhôm trong khoang nước (thiết bị bảo vệ), và nối dây điện với kim loại được bảo vệ. Dưới tác dụng của dòng điện cục bộ tấm kẽm sẽ bị phá hủy (kim loại cực điện dương), còn các chi tiết được bảo vệ thì không bị hư hại. Bình ngưng có tấm kẽm bảo vệ được thể hiện trên hình VI.8.

Bằng cách này thực tế ống được bảo vệ khoảng $100 \div 200$ mm. Để bảo vệ ống có hiệu quả, tốt hơn nên dùng thiết bị bảo vệ bằng sắt. Những sản phẩm phân rã của nó sẽ được nước mang vào trong ống, tạo thành màng oxit bảo vệ suốt chiều dài của ống. Mặt sàng cũng được bảo vệ chống ăn mòn như vậy.

Thiết bị bảo vệ sẽ hết tác dụng khi bề mặt của nó bị lớp sản phẩm phân rã bao phủ. Cho nên định kỳ phải làm sạch thiết bị bảo vệ và theo dõi độ tiếp xúc tốt của nó với bề mặt được bảo vệ.

VI.8. VẾT NÚT TRONG CÁC ỐNG BÌNH NGƯNG

Trong một số trường hợp, có khi sau một thời gian làm việc không lâu, trong các ống bình ngưng xuất hiện vết nứt dọc.

Ống bình ngưng được chế tạo bằng phương pháp chuốt từ thỏi đúc. Nếu trong thỏi có khuyết tật (rỗ, tạp chất ngoài...) thì trong quá trình gia công các khuyết tật ấy sẽ lộ ra trên bề mặt ống. Đó là điểm xuất phát để tạo nên vết nứt và ăn mòn. Trong lúc chuốt cũng có thể để lại vết nứt dọc, sâu mà sau này tạo thành vết nứt. Vết nứt cũng có thể bắt nguồn từ nội ứng suất sinh ra trong kim loại lúc gia công (chế tạo hay lắp ráp). Khử ứng suất này bằng cách nhiệt luyện ống tại nhà máy chế tạo. Có vết nứt trong ống sẽ làm cho nước làm mát lọt nhiều vào nước ngưng và chất lượng nước ngưng sẽ bị giảm sút nhanh chóng.

Trước khi thay thế ống bị tổn thương cần tạm thời nút hai đầu ống.

VI.9. ỐNG BÌNH NGƯNG BỊ RUNG

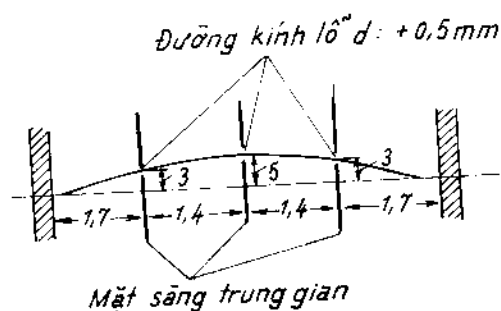
Khi ống bình ngưng bị rung sẽ làm mòn các lỗ ở mặt sàng trung gian có ống xuyên qua, làm long vòng chèn và đầu núc ống ở mặt sàng, có khi làm nứt vách ống, thậm chí làm gãy ống, nhất là nơi gần mặt sàng.

Nguyên nhân gây nên rung ống bình ngưng thường là do sự xung động của dòng hơi, do sự rung động của toàn bình ngưng (ít gặp hơn) vì tuốc bin hay là các cơ cấu cơ khí khác bị rung.

Hai ba dây ống trên cùng có thể bị rung mạnh hơn do đứt dòng hơi xoáy theo chu kỳ khi bao quanh ống, do sự va đập của dòng hơi và các giọt nước chứa trong hơi thoát với động năng khá lớn.

Nếu tần số dao động tự do của ống trùng với tần số dao động cưỡng bức, tức là bằng tần số quay của tuốc bin thì sẽ xuất hiện hiện tượng cộng hưởng, trong đó biên độ dao động của ống tăng lên rất nhanh. Không được để ống làm việc lâu dài ở vùng cộng hưởng (kể cả vùng gần cộng hưởng) ; cần phải khắc phục ngay.

Muốn đem ống thoát khỏi vùng cộng hưởng hoặc là thay ống mới dày hơn, hoặc là hiệu chỉnh hay đặt thêm mặt sàng trung gian trong bình ngưng ; có khi chỉ cần nâng mặt sàng trung gian lên, sao cho ống áp khít vào lỗ mặt sàng, hay là uốn nhẹ lên phía trên và cài căng (hình VI.9).



Hình VI.9. Sơ đồ bố trí các lỗ trong mặt sàng trung gian và uốn cong các ống bình ngưng.

Cũng cho phép dùng biện pháp khắc phục tạm thời bằng cách dùng nêm góc để chêm ống tại các vị trí tương ứng. Một số nhà máy đã áp dụng thành công kẹp kim loại, ví dụ, bằng đồng thau dày 3 mm, rộng 25 mm, để bó các ống ở những dãy trên cùng với nhau thành từng cụm hay nhiều cụm.

Việc đặt kẹp kim loại như vậy đã làm giảm độ rung của ống bình ngưng xuống mức tối thiểu.

VI.10. SỰ CỐ THIẾT BỊ NGƯNG HƠI KHI DÙNG NƯỚC NGỌT LÀM MÁT

Để minh họa những điều đã trình bày trên kia ta sẽ, ví dụ, phân tích trường hợp sự cố thiết bị ngưng hơi khi dùng nước ngọt làm mát.

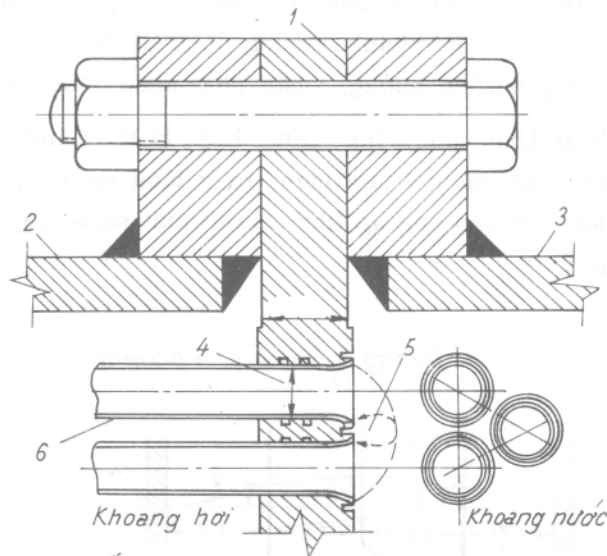
1) Nước làm mát lọt quá nhiều vào bình ngưng

Nước làm mát có thể lọt từ từ vào bình ngưng, nhưng có thể tăng nhanh đột ngột quá mức cho phép. Lượng nước lọt nhiều đến nỗi phải ngừng máy sự cố phụ thuộc vào nhiều yếu tố, trong đó chủ yếu là : các thông số hơi, độ bám bẩn của nước lên bề mặt đốt của lò hơi và độ muối bám trong tuốc bin.

Nguyên nhân làm nước lọt vào có thể là do đầu núc ống không kín ; do ống đồng bình ngưng bị khử kẽm hoặc bị ăn mòn cục bộ ; ống bị hư hỏng do rung ; ống bị tổn thương cơ khí.

● Đoạn núc ống không kín có thể do sai sót trong khi gia công hoặc trong vận

hành. Ngày nay ống bình ngưng thường được núc vào lỗ mặt sàng bình ngưng. Thậm chí, để bảo đảm độ kín, sau khi núc còn hàn ống vào mặt sàng⁽²⁾ (hình VI.10).



Hình VI.10. Ống bình ngưng ghép nối với mặt sàng bằng phương pháp núc và hàn :

- 1- mặt sàng ; 2- thân bình ngưng ; 3- vách buồng nước ;
- 4- đoạn ống núc $\Phi 19$ mm ; 5- mối hàn ;
- 6- ống đồng thau (LO-70-1) $\Phi 25,4/23$ mm.

Tất nhiên, muốn hàn ống bằng kim loại màu vào mặt sàng thì bản thân mặt sàng cũng phải làm bằng kim loại màu.

Ống được núc vào mặt sàng bảo đảm độ kín ít khi xảy ra lọt nước qua khe vào bình ngưng. Nhưng ống núc có thể bị tổn thương do bị mài mòn. Sự mài mòn đầu núc ống có thể xảy ra khi ở chế độ này (ví dụ, nước làm mát quá lạnh) trong ống có ứng suất kéo, còn ở chế độ kia (ví dụ, khi mất nước tuần hoàn) lại có ứng suất nén, đồng thời các ống cũng bị rung.

2) Mất độ kín do ống bị khử kẽm

Kẽm bắt đầu bị mất dần từ bề mặt trong ống, nơi có nước làm mát chảy qua.

Sự khử kẽm có thể xảy ra trên toàn bề mặt ống hay là cục bộ, có giới hạn, tạo thành sự phá hỏng điểm trong kim loại.

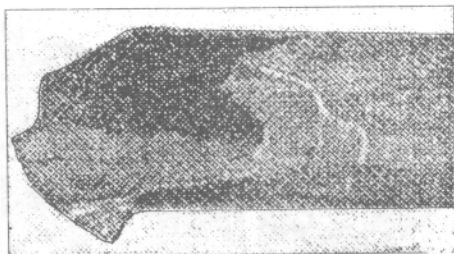
Nếu bị khử kẽm liên tục đồng thau sẽ bị hủy hoại dần và theo thời gian sẽ lan truyền khắp chiều dày của ống.

Khi bị khử kẽm trong mặt gãy của ống sẽ có hai lớp, trong đó lớp vách phía trong có màu hơi đỏ sẫm với mặt gãy giòn, còn lớp ngoài - màu đồng thau dày hoặc mỏng hơn. Ống gãy được thể hiện trên hình VI.11.

Nếu đem cửa ống thì không thể thấy rõ lớp đồng bên trong được mà phải bẻ gãy. Nếu toàn bộ chiều dày bị khử kẽm thì hoàn toàn không thấy được lớp đồng thau phía ngoài tại mặt gãy.

⁽²⁾ Hãng Chế tạo bình ngưng Allis Shalmers của Mỹ.

Cần lưu ý rằng giới hạn cho phép khử kẽm chỉ đến một nửa chiều dày vách ống. Nếu qua giới hạn đó là phải thay toàn bộ bằng ống mới. Thông thường dây ống thứ nhất bị khử kẽm nhanh hơn. Trong trường hợp đó có thể tiến hành thay ống lần lượt.



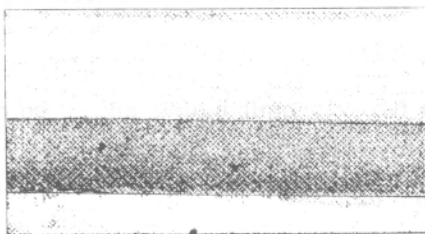
Hình VI.11. Mặt gãy ống khi bị khử kẽm.

Phát hiện sự phá hủy điểm không dễ dàng vì không có quy luật nào cả.

Trường hợp sự phá hủy điểm lan khắp chiều dày ống, khi ống bị rung, có thể bong thành lớp, tạo thành nhiều lỗ làm nước tuần hoàn phun vào bình ngưng (Hình VI.12).

Nếu rút ống ra khỏi bình ngưng thì rất dễ phát hiện những lỗ này. Đồng thời nếu quan sát kỹ bề mặt ngoài của ống có thể thấy những đoạn ống cỡ 1 mm x 1 mm có màu sẫm hơn. Khi ấn vào những chỗ ấy những mẫu đồng xộp sẽ bị bong ra thành lớp và tạo thành những lỗ nhỏ tại những chỗ ấy, ở phía trong ống, kim loại hơi bị phồng lên.

Thường thì kẽm sẽ bị mất hoàn toàn sau khi bình ngưng làm việc được $40.000 \div 80.000$ giờ.



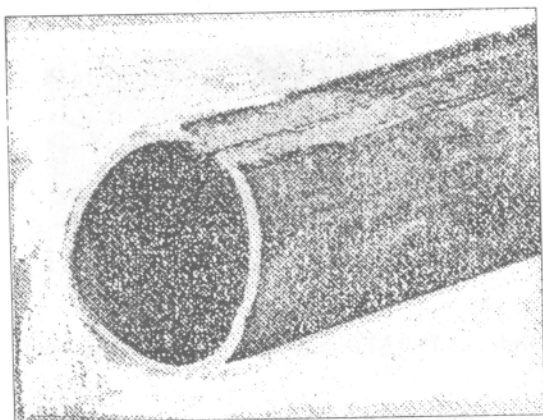
Hình VI.12. Ống bị tổn thương điểm.

3) Ống bình ngưng bị rung

Sự phá hủy ống bình ngưng do rung động thường xảy ra tại những chỗ bị làm yếu do nút ống, nhất là khi tiến hành nút ống không đúng (ví dụ, do nong quá mức mà làm mỏng vách ống), hay là ống bị xén nếu mép lỗ trong mặt sàng không được vê tròn, cũng như ở những chỗ không thuận tiện cho việc nút ống, ví dụ, ở các dây ống biên

nằm sát vách khoang nước, hoặc là ở những chỗ ống luồn qua mặt sàng trung gian khi lỗ mặt sàng này quá rộng.

Nếu sự rung động của các ống quá mạnh có thể cọ mòn các ống lân cận, tạo thành vết nứt dọc (hình VI.13) và các vách ống bị mỏng đi.



Hình VI.13. Ống bình ngưng bị tổn thương do bị cọ mòn khi rung động.

Khi đồng thau bị khử kẽm do rung động ống có thể bị đứt ở đoạn nằm giữa mặt sàng và mặt sàng trung gian, tại nơi có độ võng lớn nhất.

Sự rung động nguy hiểm sẽ xuất hiện khi có cộng hưởng tần số dao động riêng của ống (đầy nước hoặc không có nước) với tần số của lực kích động (bằng tần số quay của tuốc bin).

Trong vận hành tần số dao động riêng của ống có thể thay đổi nhiều theo thời gian do sự gia tăng lớp muối, độ mài mòn ống và độ khử kẽm.

Những dây ống ở trên cùng có thể bị rung nguy hiểm là do dòng hơi thoát có lẫn nước ngưng đi qua với tốc độ lớn và mài mòn phía trên ống.

4) Ống bị tổn thương cơ khí

Những mẩu cánh và đai bay vào bình ngưng khi sự cố có thể làm cho ống bị nứt, bị thủng. Đó cũng là nguyên nhân làm giảm chất lượng nước ngưng một cách đột ngột.

5) Chân không bị sụt quá mức

Độ sụt chân không quá mức có thể xảy ra đột ngột hoặc là từ từ do sự xuống cấp dần dần của thiết bị ngưng hơi.

Nguyên nhân làm cho chân không bị sụt quá mức, ngoài những sai sót trực tiếp của người vận hành, có thể là do giảm lượng nước tuần hoàn, tăng độ lọt không khí vào bình ngưng, suy giảm độ hút không khí, bình ngưng bị bẩn....

Những nguyên nhân làm giảm chân không trong bình ngưng đã được trình bày ở VI.6.

Sự cố thiết bị do sụt chân không quá mức cũng có thể xảy ra đột ngột do các nguyên nhân sau đây :

- bơm tuần hoàn làm việc gián đoạn (không kịp thời mở bơm dự phòng) ;
- ống xi phông bị đứt đoạn, nhất là lúc thiếu nước vào bình ngưng ;
- người vận hành thao tác không đúng vì các thiết bị đo bị trục trặc, ví dụ : đồng hồ đo chân không, nhiệt kế ở tước bin hay áp kế ở ejector... chỉ sai hay là bị hỏng.

Ta sẽ xét một vài ví dụ về độ sụt chân không quá mức.

Ví dụ 1 : Xét trường hợp sụt chân không sự cố với áp suất sau tước bin $P_2 = 1$ kG/cm² với hơi bão hòa ($t = 99^\circ\text{C}$). Nhiệt độ lúc lắp ráp là 20°C . Giả thiết vách của vỏ bình ngưng cũng tiếp nhận nhanh nhiệt độ tăng lên của hơi như là ống đồng thau (có độ dẫn nhiệt cao). Theo tính toán ứng suất trong ống lúc đấy là $\sigma_t = -520$ kG/cm². Thông thường khi bình ngưng làm việc với áp suất khí quyển hơi thoát của tước bin là hơi quá nhiệt, cho nên trong một thời gian nhất định nhiệt độ của vỏ bình ngưng sẽ thấp hơn nhiệt độ của ống đồng. Giả sử, nhiệt độ của nó không quá 40°C , trong lúc nhiệt độ của ống đã lên tới 94°C . Qua tính toán, ứng suất trong ống sẽ là $\sigma_t = 1300$ kG/cm² (ứng suất nén) và có thể vượt quá giới hạn chảy của đồng thau.

Như vậy, chế độ sụt chân không sự cố khi mất nước tuần hoàn là đặc biệt nguy hiểm.

Ví dụ 2 : Xét trường hợp bình ngưng làm việc ở chế độ khởi động tước bin và chế độ không tải. Trong những trường hợp này phần trên của vỏ bình ngưng cùng với ống thoát tước bin bị đốt nóng lên nhiều, có khi đến 100°C và hơn nữa.

Trong thời gian này lượng hơi đi vào bình ngưng không lớn, tương ứng hệ số tỏa nhiệt cũng thấp. Về mùa đông với nhiệt độ nước làm mát t_{lb} thấp, nhiệt độ của các ống bình ngưng ở phía trên thực tế gần bằng nhiệt độ nước làm mát.

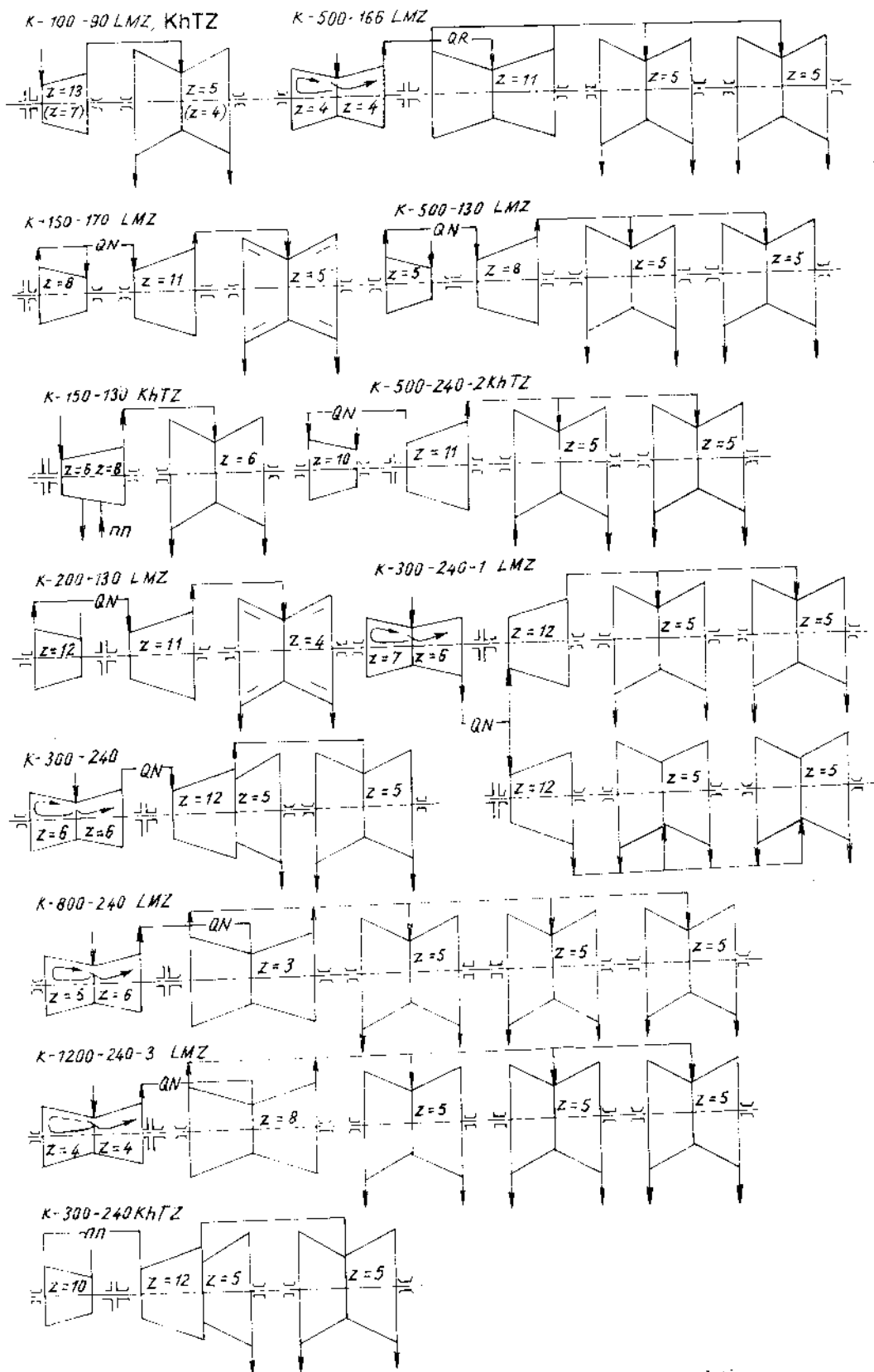
Giả sử nhiệt độ của vỏ bình ngưng $t_k = 100^\circ\text{C}$, nhiệt độ lúc làm việc của ống là $t_{\text{ống}} = t_{lb} \approx 2^\circ\text{C}$, nhiệt độ lúc lắp ráp $t_M = 20^\circ\text{C}$. Qua tính toán ứng suất trong ống ở phía trên $\sigma_t = +1410$ kG/cm² (ứng suất kéo).

Để giảm nhiệt độ ống thoát khi chạy không tải thực tế đã áp dụng cách phun nước ngưng vào cổ bình ngưng.

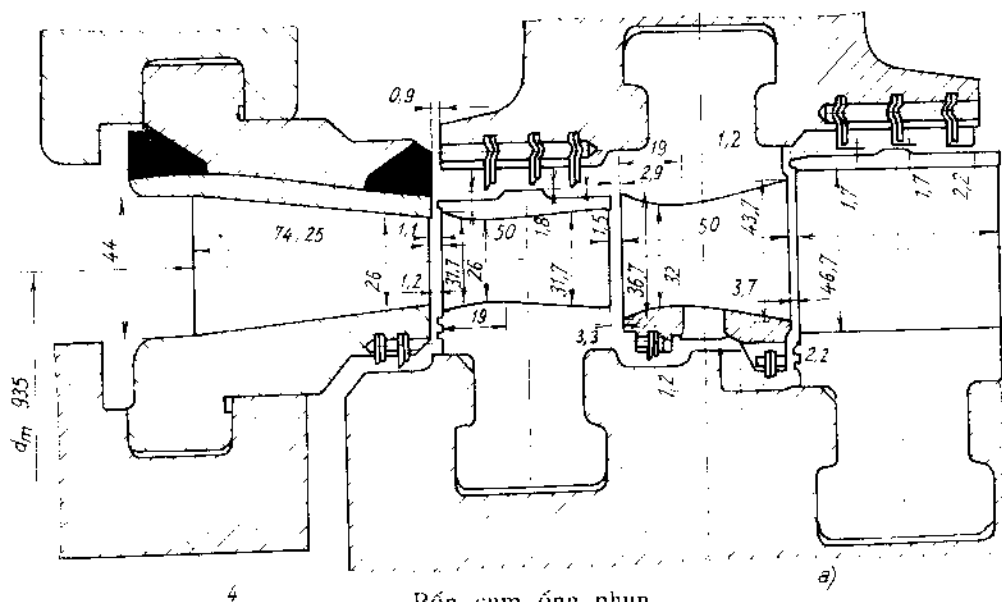
Vậy là, chế độ không tải của tước bin về mùa đông là nguy hiểm cho độ bền và độ kín của hệ thống ống bình ngưng.

PHỤ LỤC

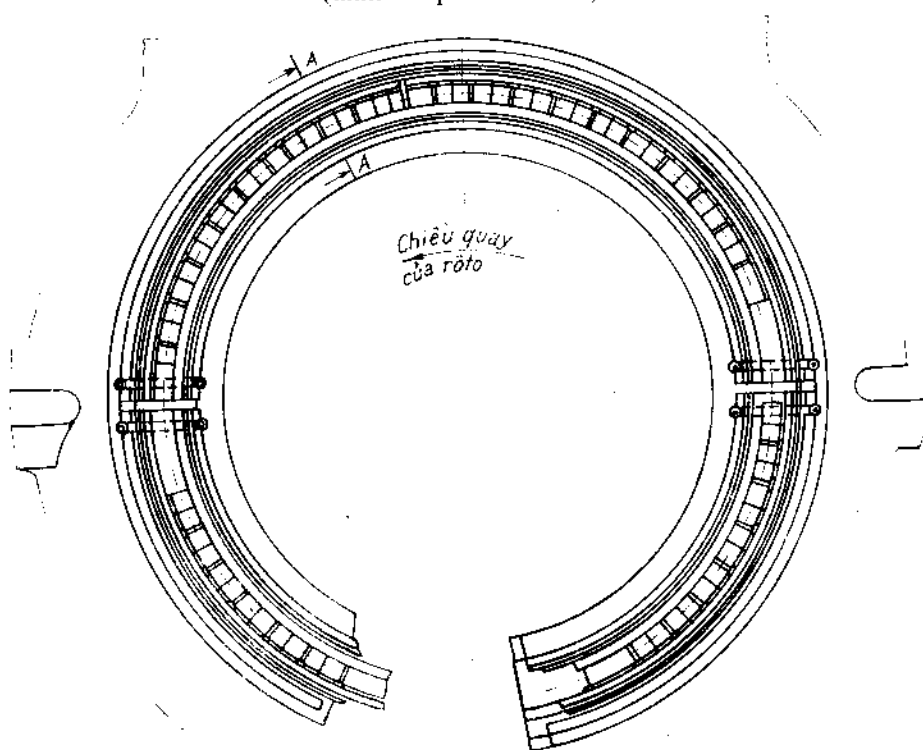
Về cấu tạo tuốc bin hơi nước



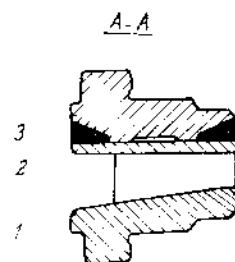
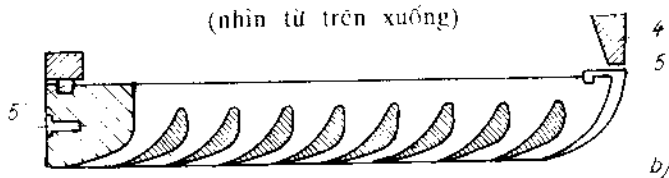
PL.1. Sơ đồ các dòng hơi trong các tuốc bin ngưng hơi
(Z - số tầng trong từng thân máy hay từng dòng hơi).



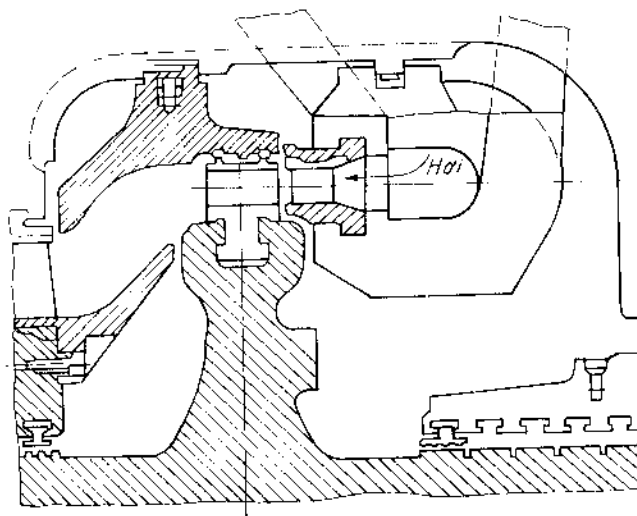
Bốn cụm ống phun
(nhìn từ phía hơi vào)



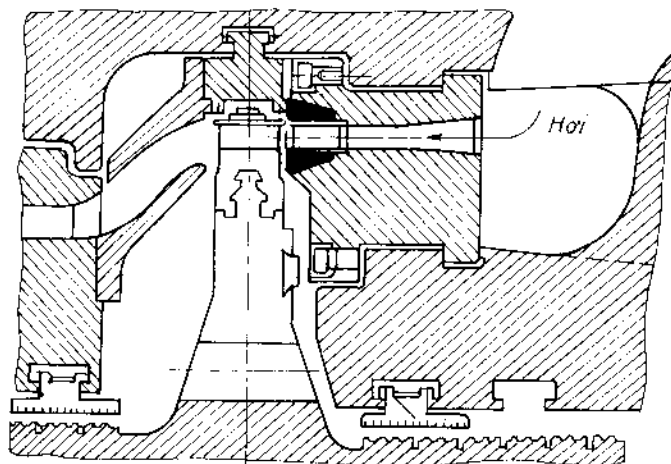
Hình trái nửa trên của cụm ống phun
(nhìn từ trên xuống)



PL.3. Tầng điều chỉnh kép của LMZ
a) phần chân (phần chuyển hơi); b) các cụm ống phun.

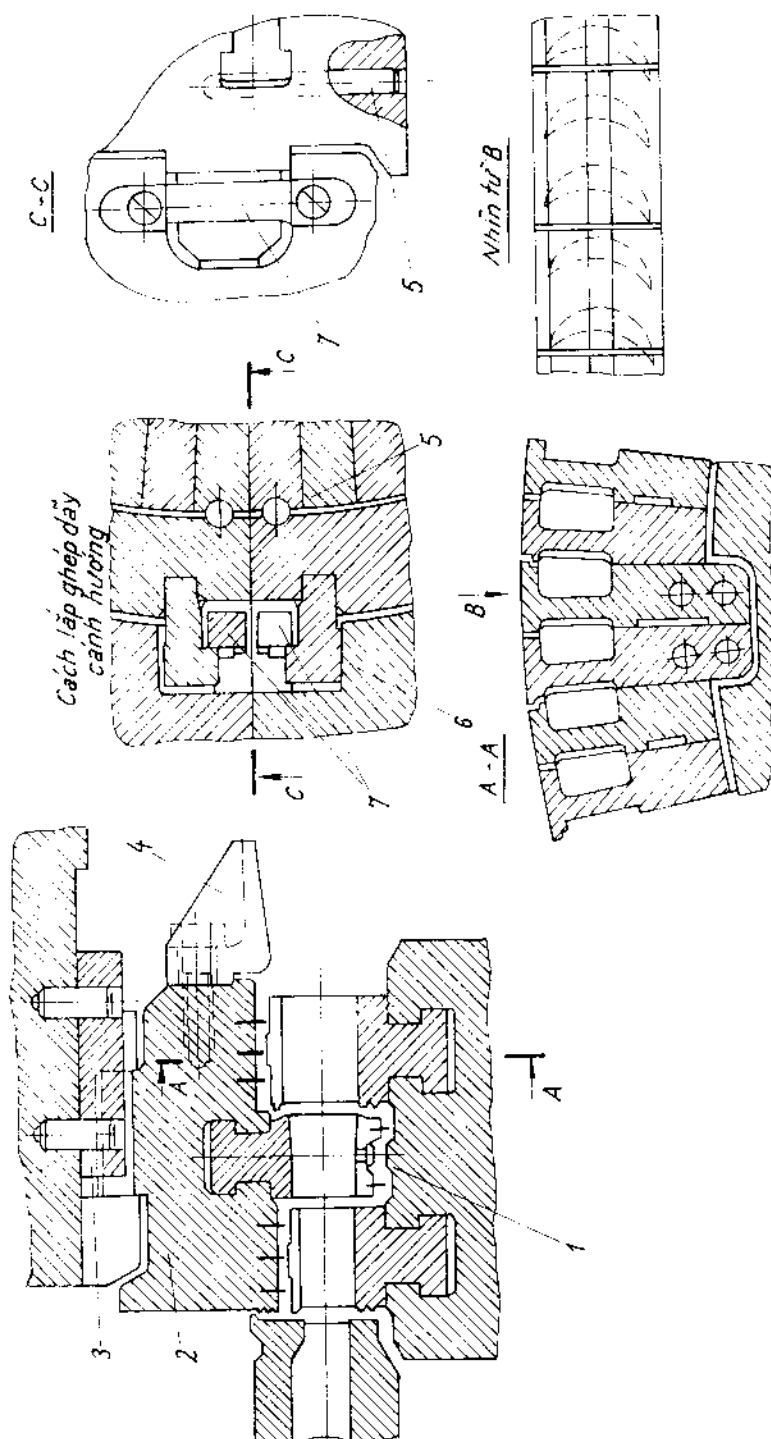


a)

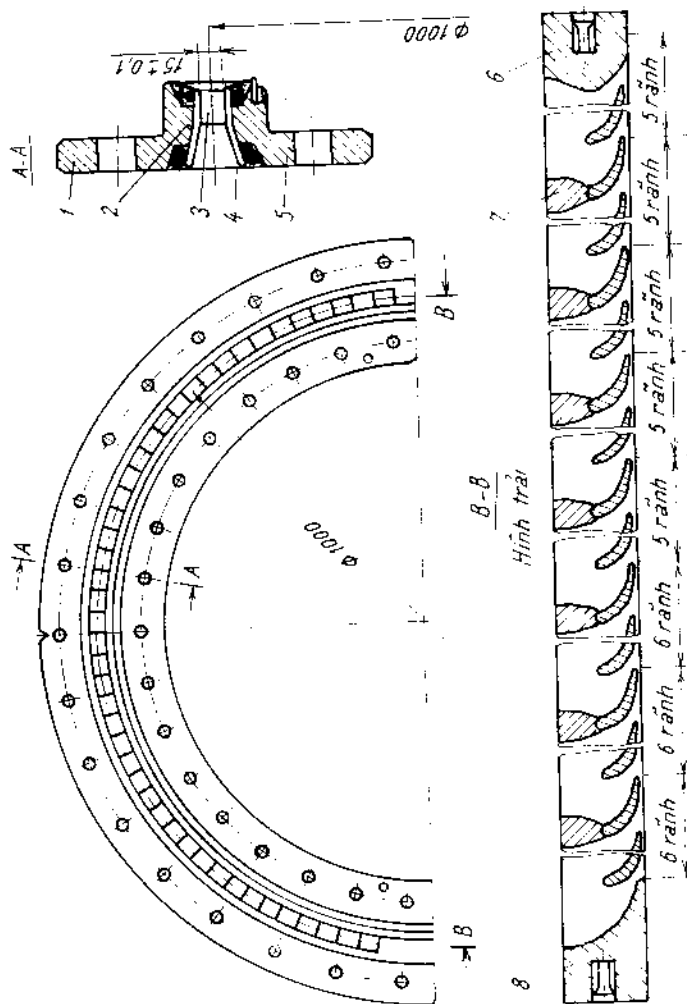


b)

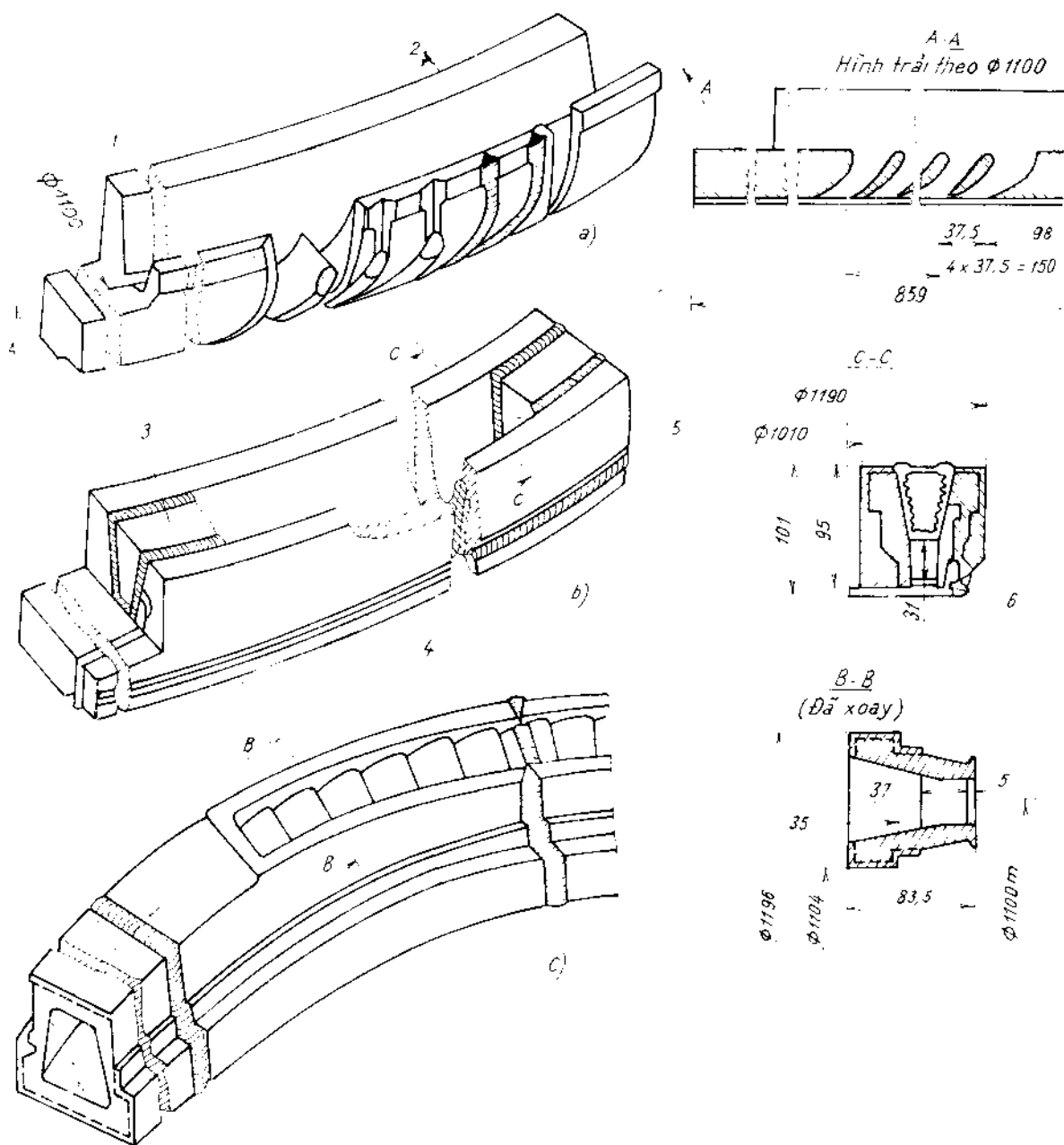
PL.4. Tầng điều chỉnh (đơn) của tuốc bin hơi
LMZ. (a) và KhTZ (b).



PL.5. Tầng điều chỉnh TCA của tuốc bin cấp nhiệt thu hồi TMZ.
với công suất từ 40 ÷ 100 MW



PL.6. Cụm ống phun của tăng điều chỉnh K TZ.

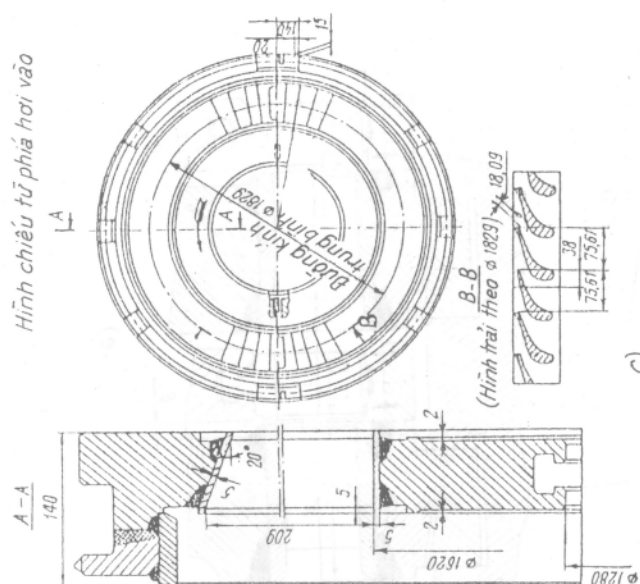


PL.7. Cụm ống phun của tuốc bin LMZ.

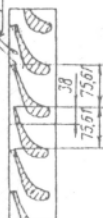
a.b) hàn - rèn ; c) hàn - đúc

(a- tổ hợp và hàn dây cánh của cụm ; b- tổ hợp xong và hàn cụm ống phun).

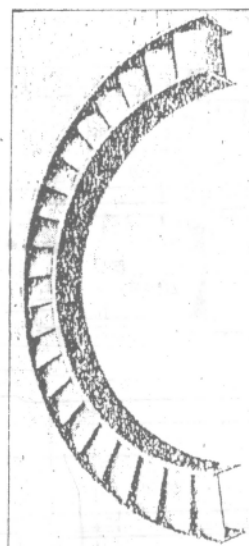
Hình chiếu từ phía hơi vào



B-B
(Hình trái theo $\phi 1820$)

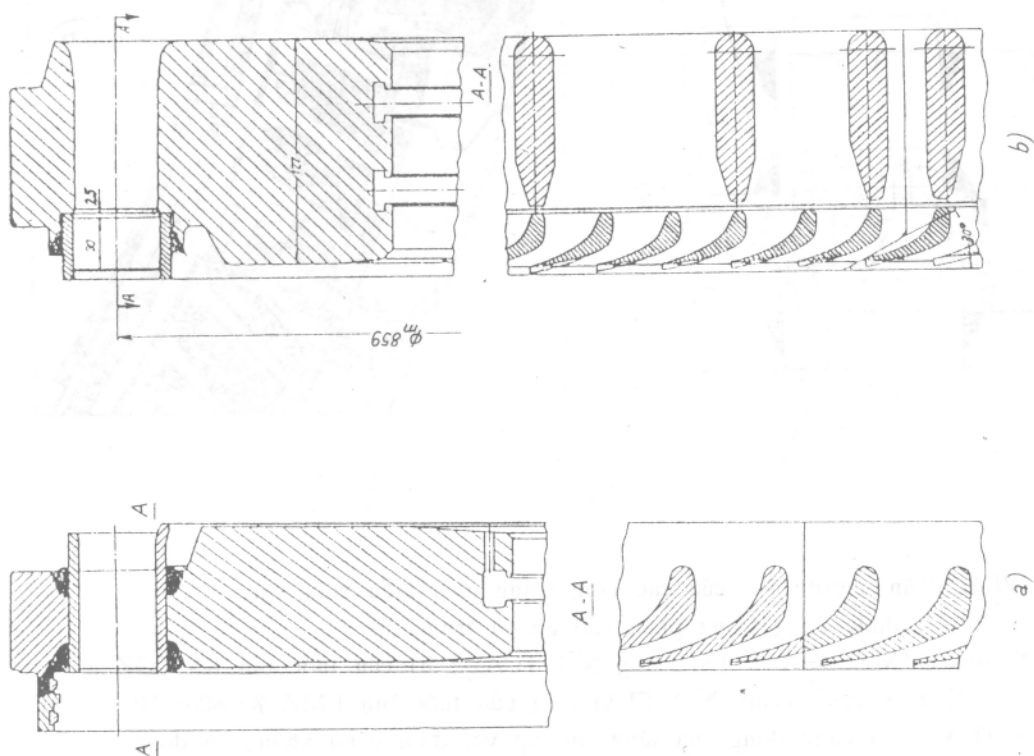


c)



PL.9. Bánh tĩnh hàn :

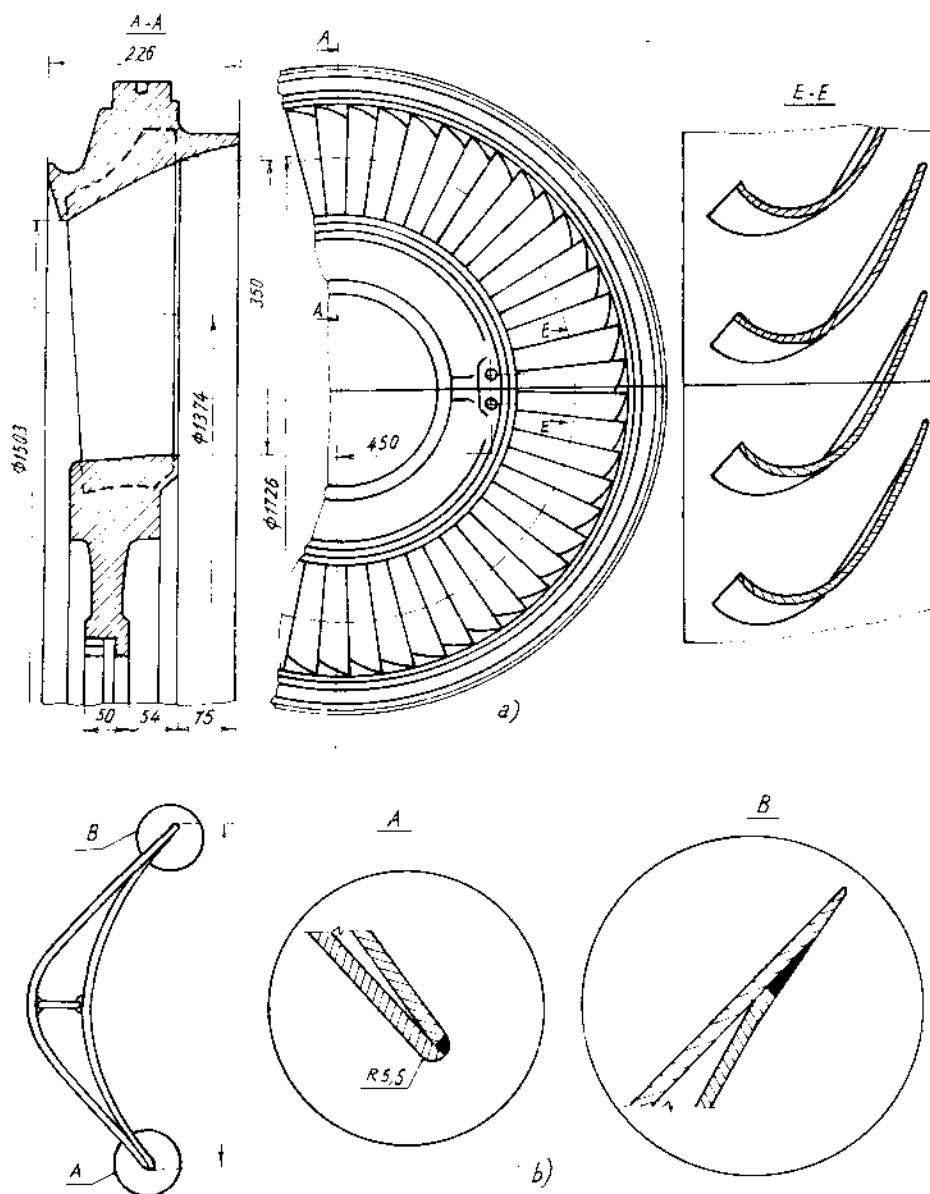
- a) của tầng tước bin UTMZT-100-130;
- b) của tước bin LMZ với cánh quạt hẹp;
- c) của tầng hạ áp tước bin KhtGZK-500-60
với $n = 25s^{-1}$;
- d) dây cánh (thành phẩm) của một nửa bánh tĩnh.



b)

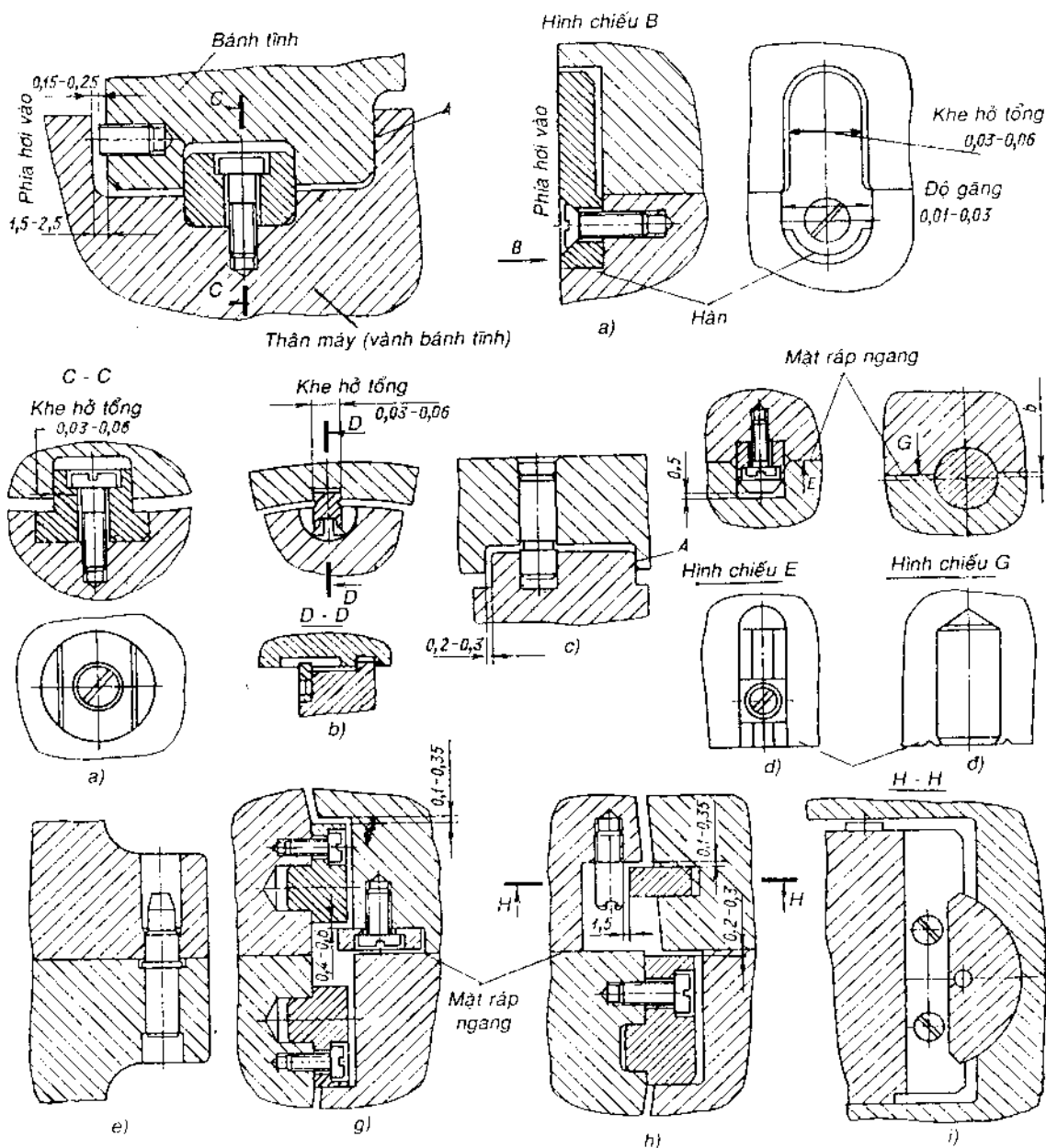
A-A

a)



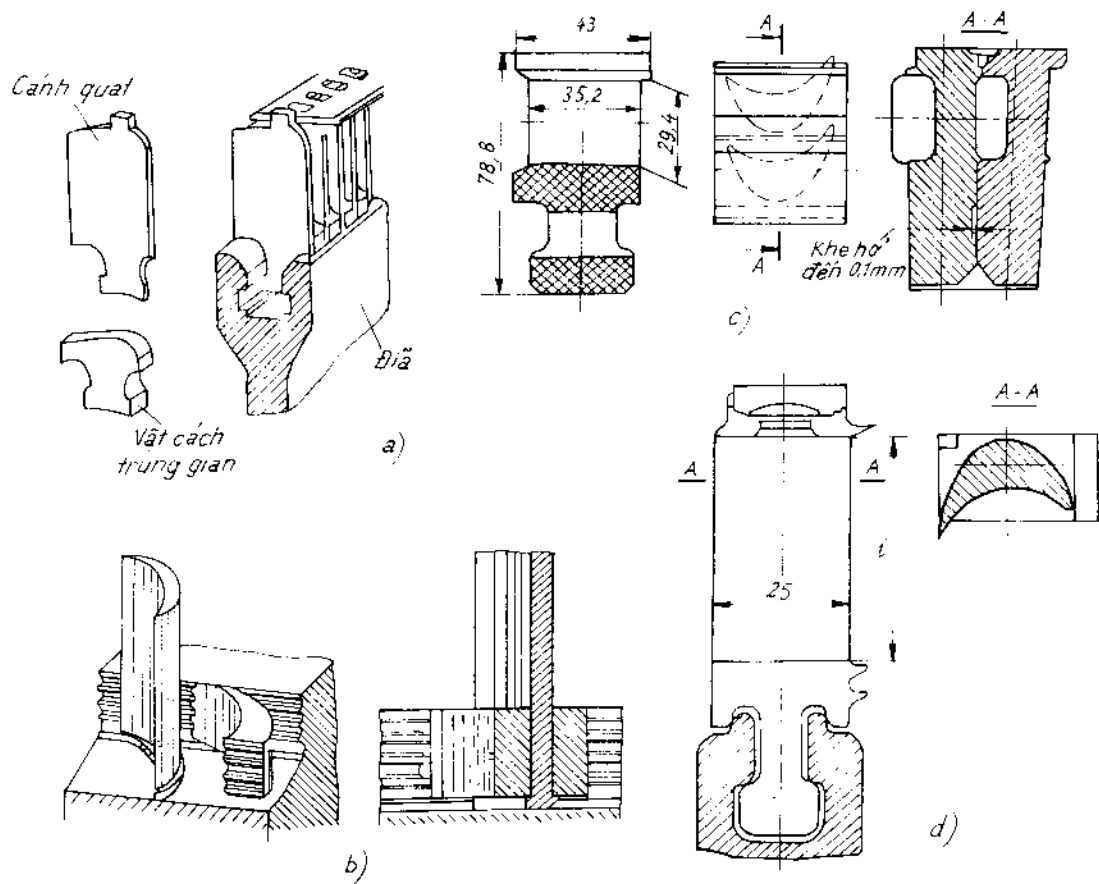
PL.10. Những cánh ống phun đập :

- a) bánh tính đúc bằng gang của NZL với cánh ống phun được đập từ thép tấm và cấp ngáp vào thân và vành bánh tính ;
- b) profil của cánh ống phun hàn đập KhtGZ.



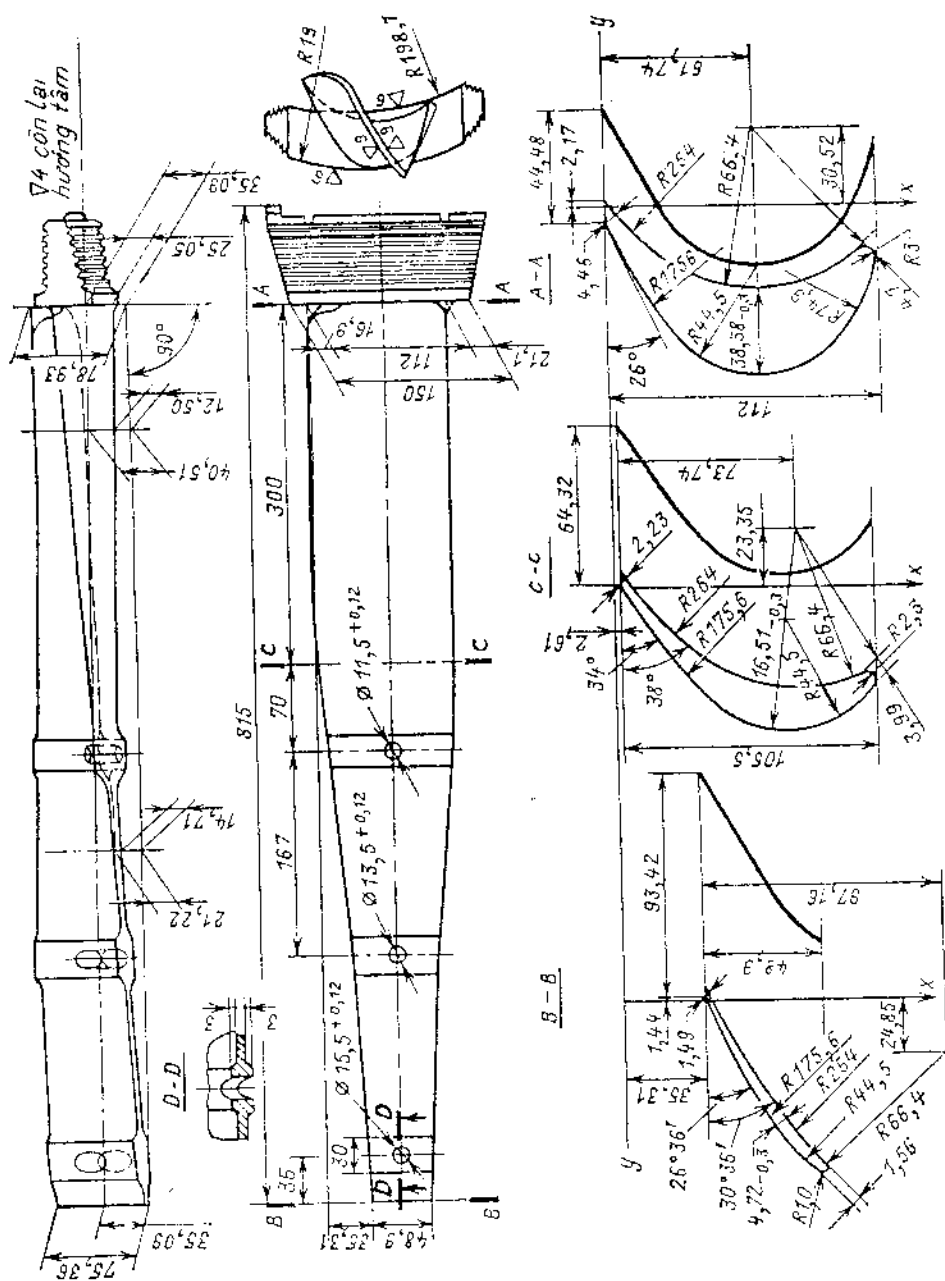
PL.11. Cách lắp ghép bánh tĩnh vào thân máy hoặc là vào vành bánh tĩnh.

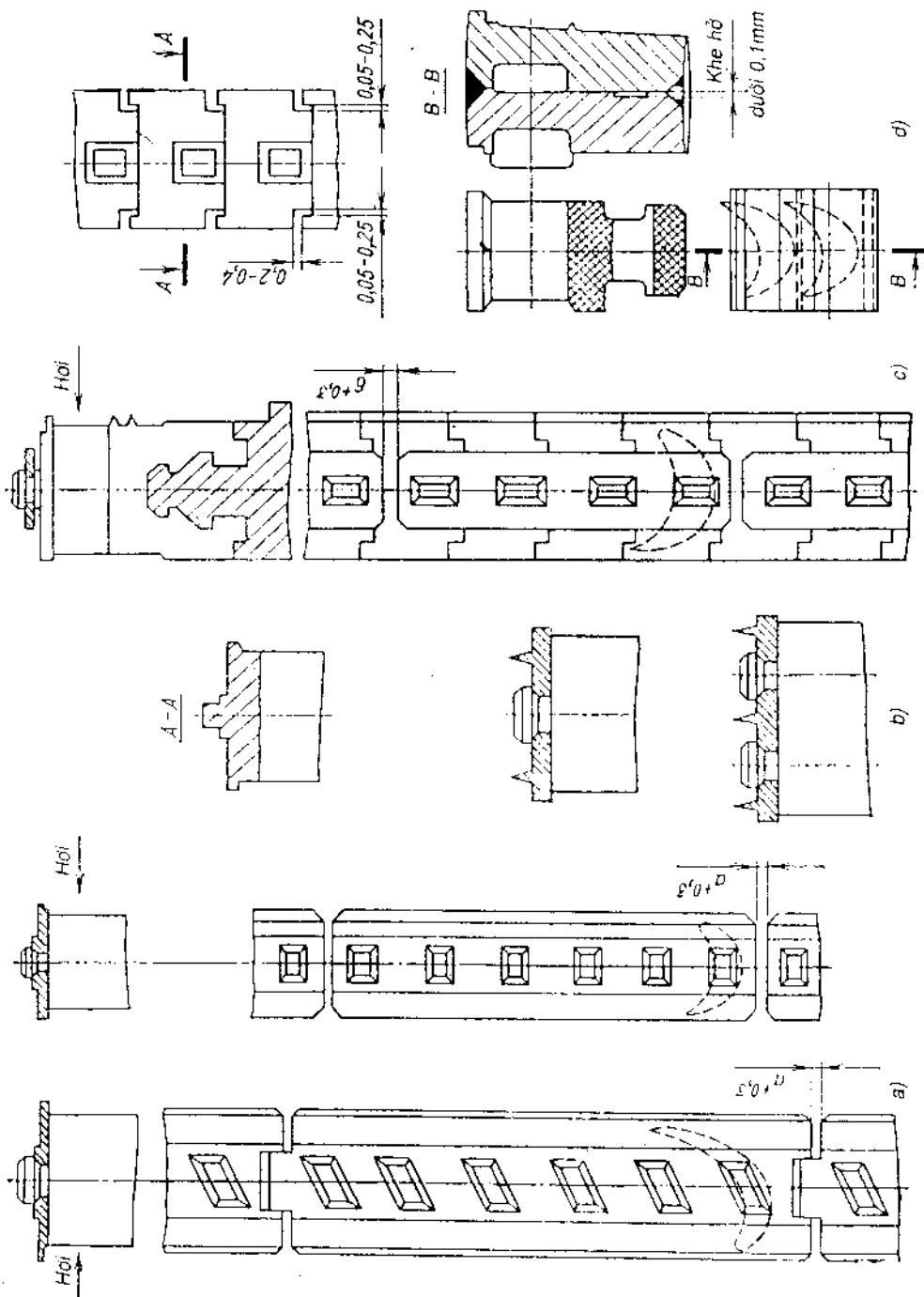
- a) chốt (vit) để chỉnh tâm bánh tĩnh theo hướng dọc trục ;
- a,c) then và chốt để chỉnh tâm bánh tĩnh trên mặt phẳng đứng ;
- d,d,e,i) then tròn lạng tru thay cho then hoặc chốt trên ;
- a,b,c,g,h) các chi tiết lắp ráp nửa bánh tĩnh trên và dưới gần mặt xích ngang (mặt ráp ngang).



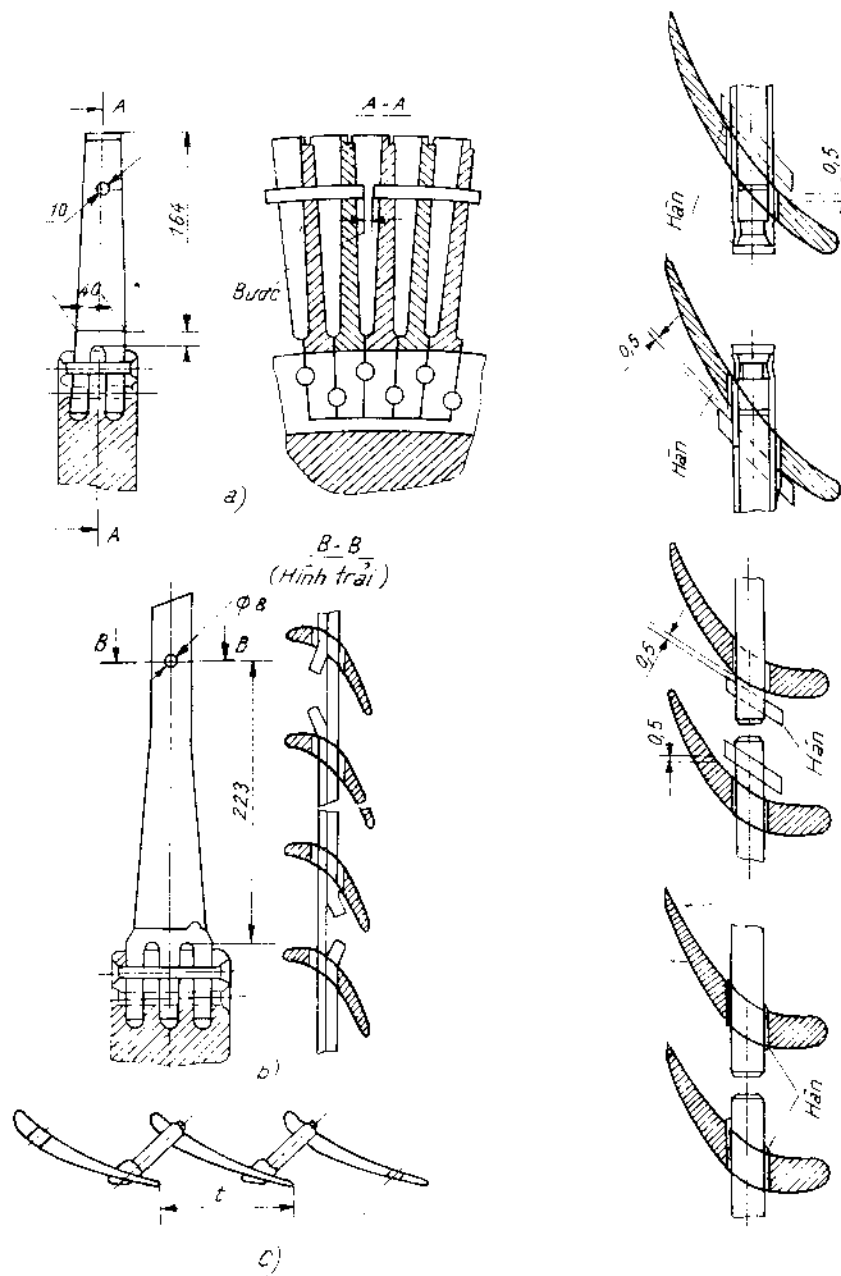
PL.12. Cách lắp ráp cánh động :

- a) cánh quạt của tầng xung lực ; b) cánh quạt của tầng phản lực ;
 c) cụm cánh hàn của LMZ ; d) cánh động của tầng trung gian
 tuốc bin TMZ. (phay liền với vật cách trung gian).

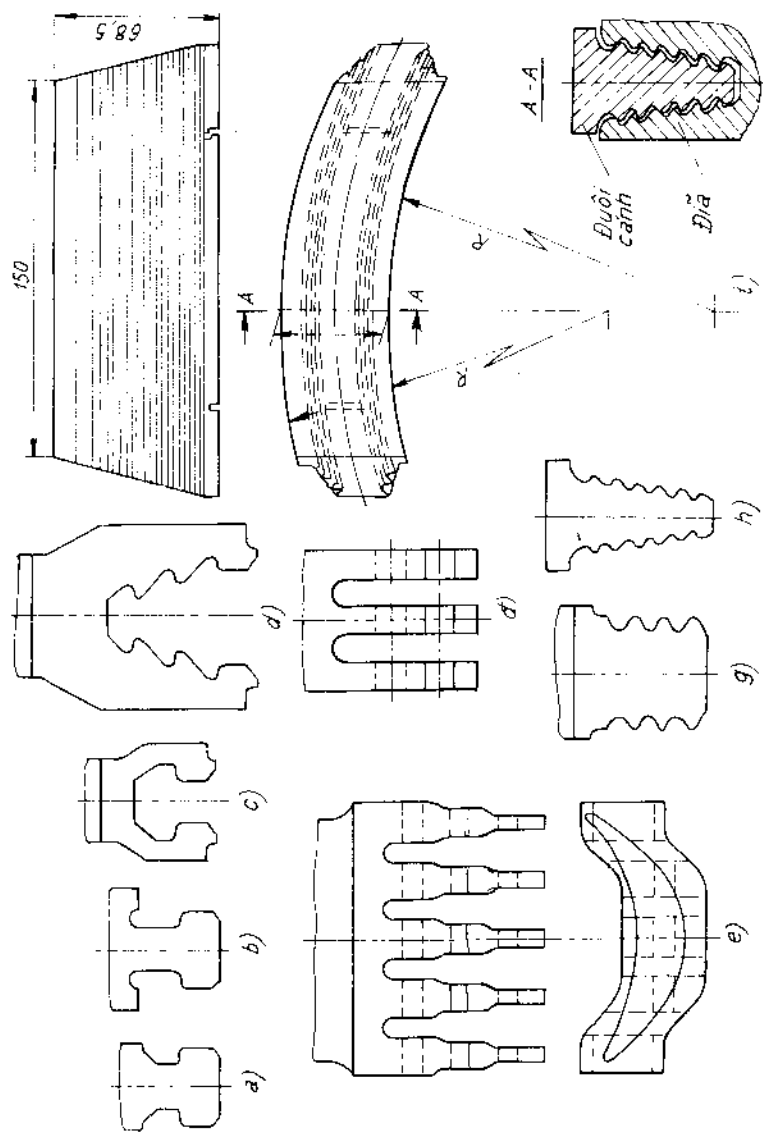




PL.14. Đại bảng của các cánh động :
a,b) đại bảng của các tầng không điều chỉnh;
c) của các tầng điều chỉnh tước bin KhtZ;
d) của các tầng điều chỉnh tước bin LMZ.

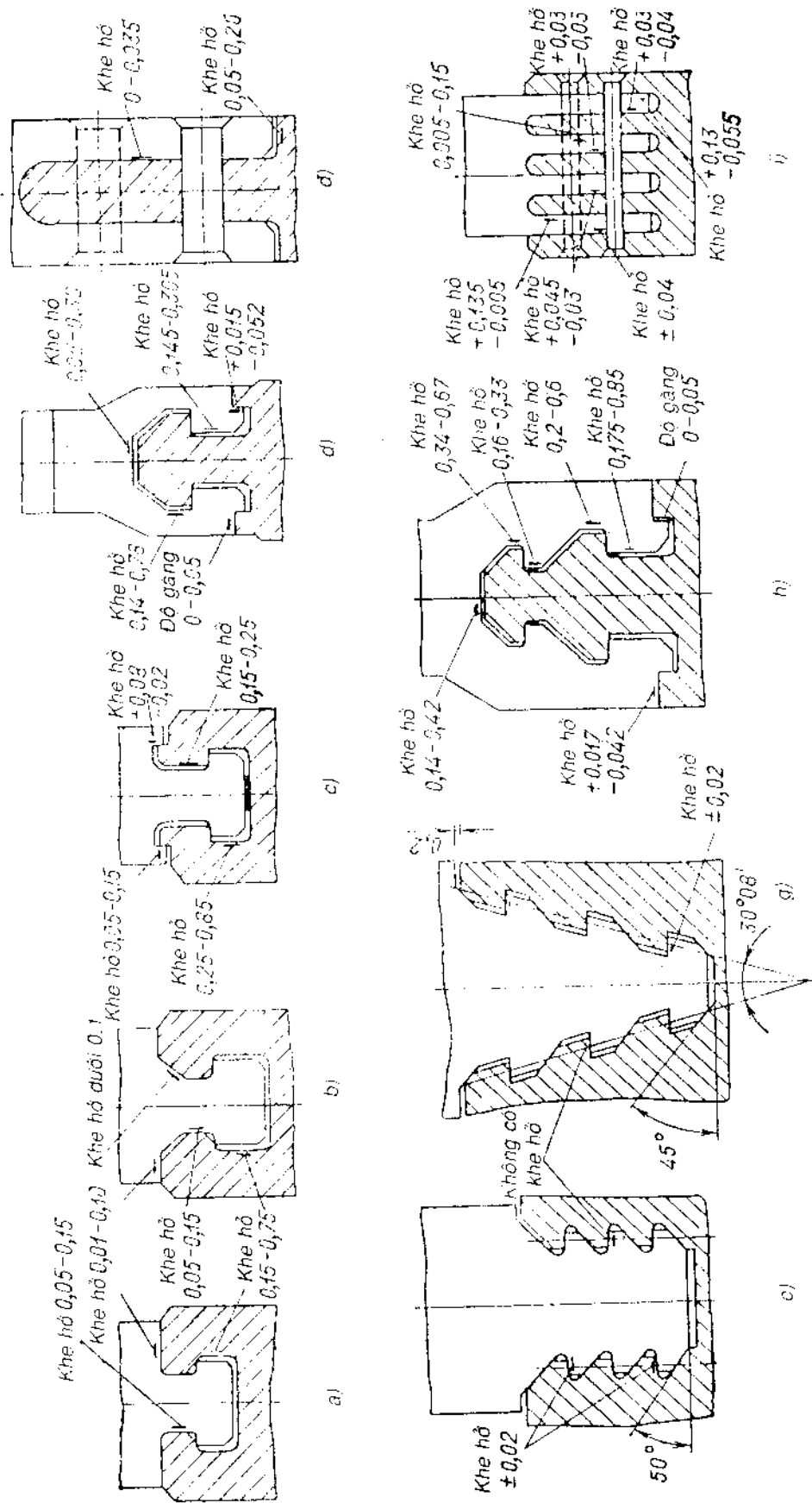


PL.15. Dài dây trong các cánh động:
a) dài dây nổi cứng - hàn với cánh quạt ;
b) dài dây có đệm - không hàn với cánh quạt ;
c) dài dây chữ Z ; d) dài dây kiểu ống.

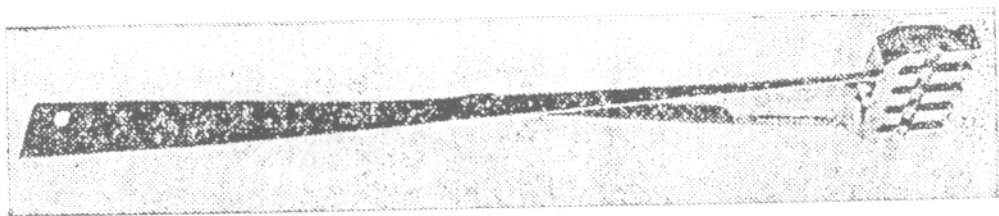


PL.16. Đuôi cánh quạt :

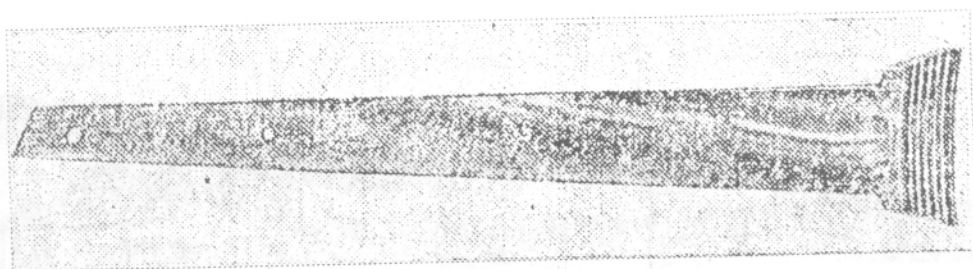
- a) dạng chữ T; b) dạng chữ T có vai; c) dạng hình nấm một đế tựa;
 d) dạng hình nấm ba đế tựa; đ) dạng hình chạc; h,i) dạng cây thông.



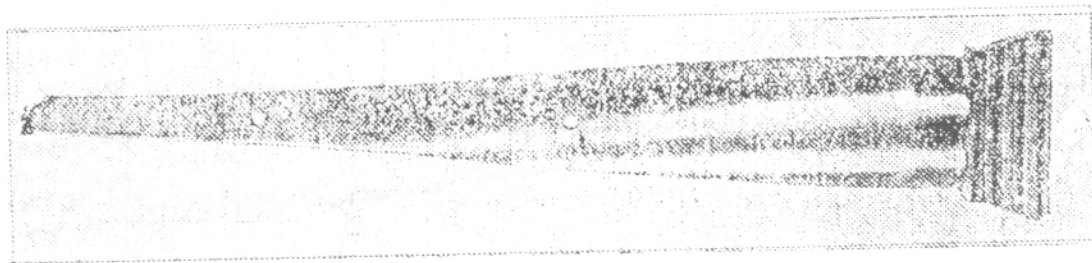
PL.17. Cách lắp ghép đuôi cánh với đĩa.



a)



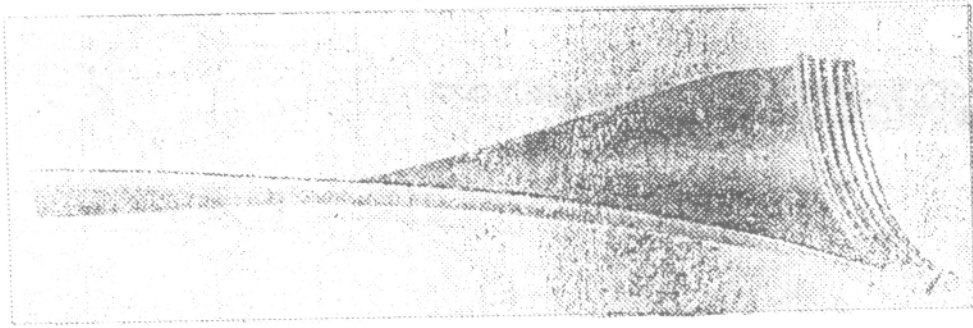
b)



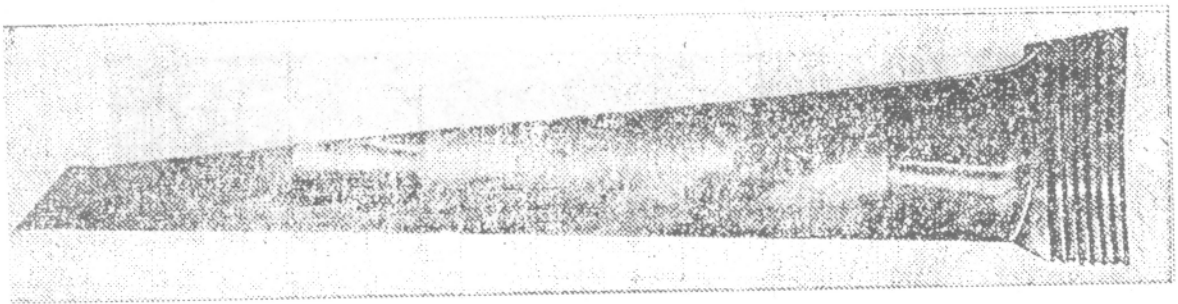
c)

PL.18. Những cánh quạt tầng cuối cùng của tuốc bin hơi :

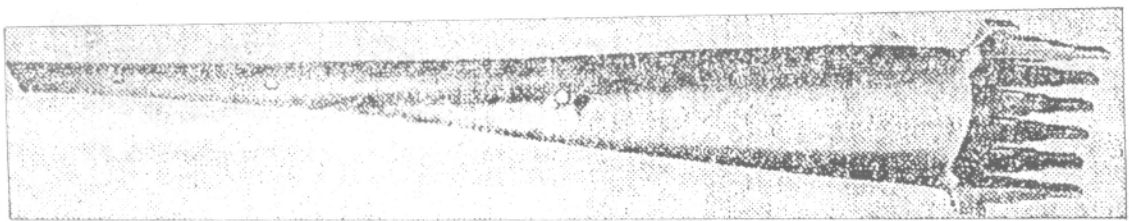
- a) cánh quạt LMZ dài 960 mm, $n = 50s^{-1}$;
- b) cánh quạt UTMZ dài 940 mm, $n = 50s^{-1}$;
- c) cánh quạt LMZ bằng hợp kim titan dài 1200 mm, $n = 50s^{-1}$;



d)



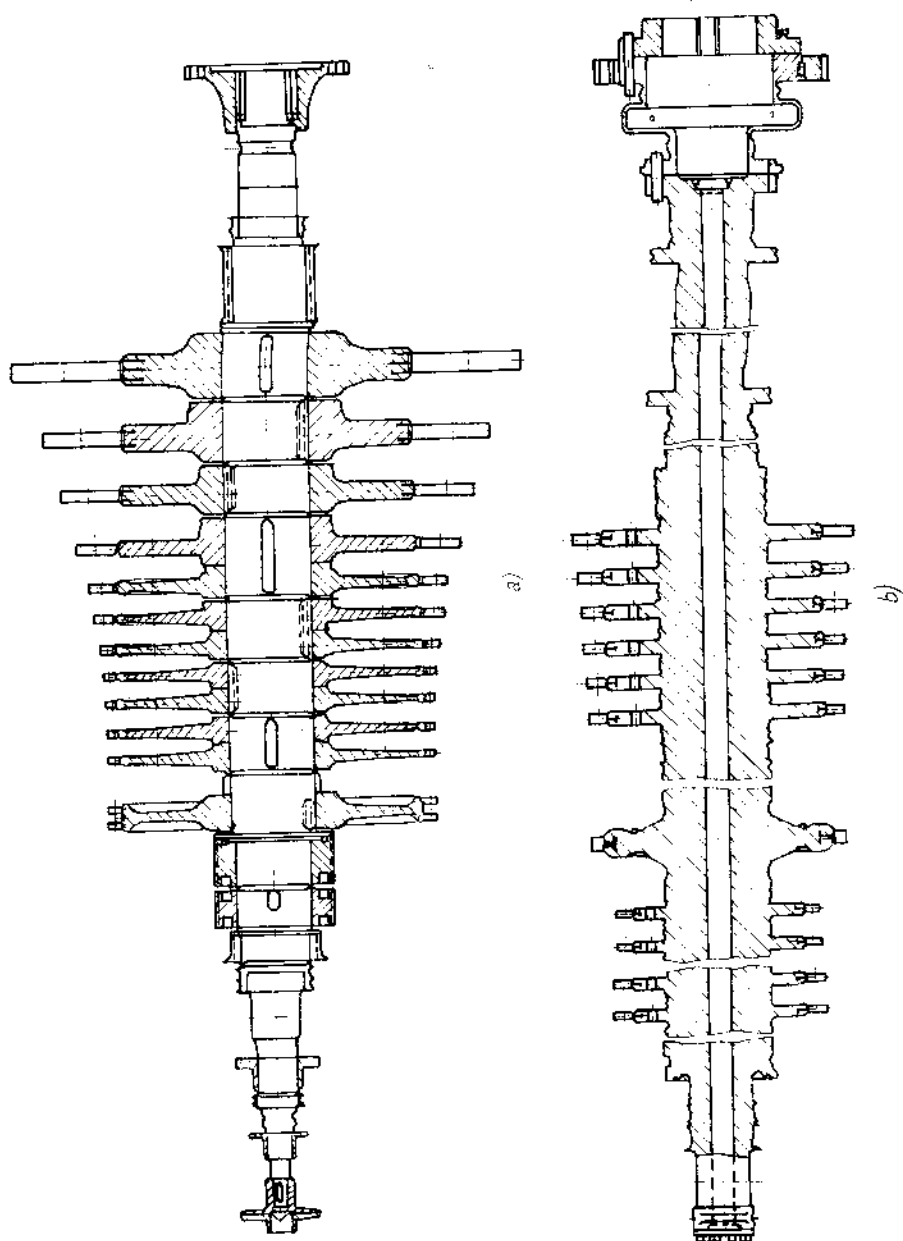
d)



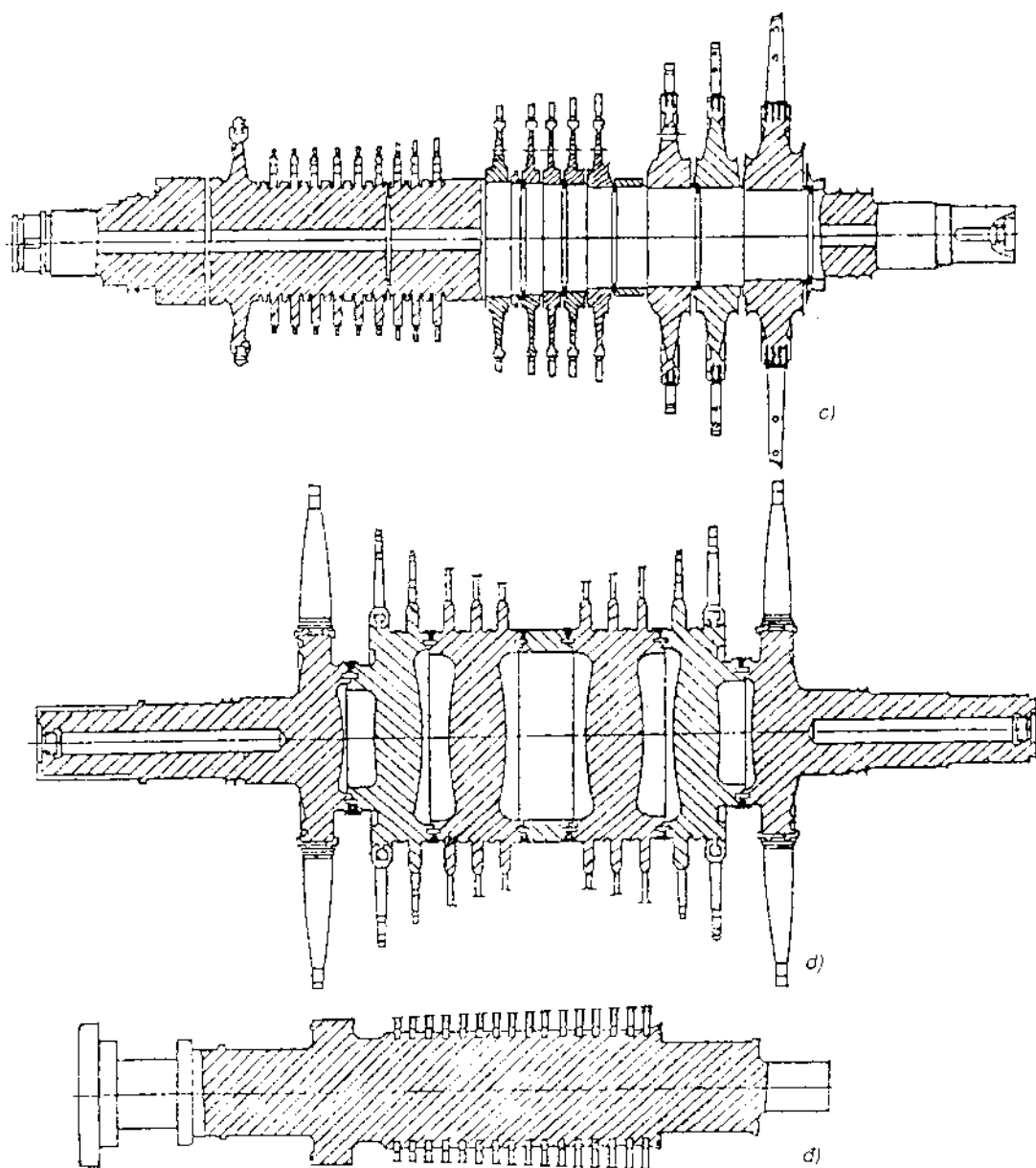
e)

PL.18. Những cánh quạt tầng cuối cùng của tuốc bin hơi :

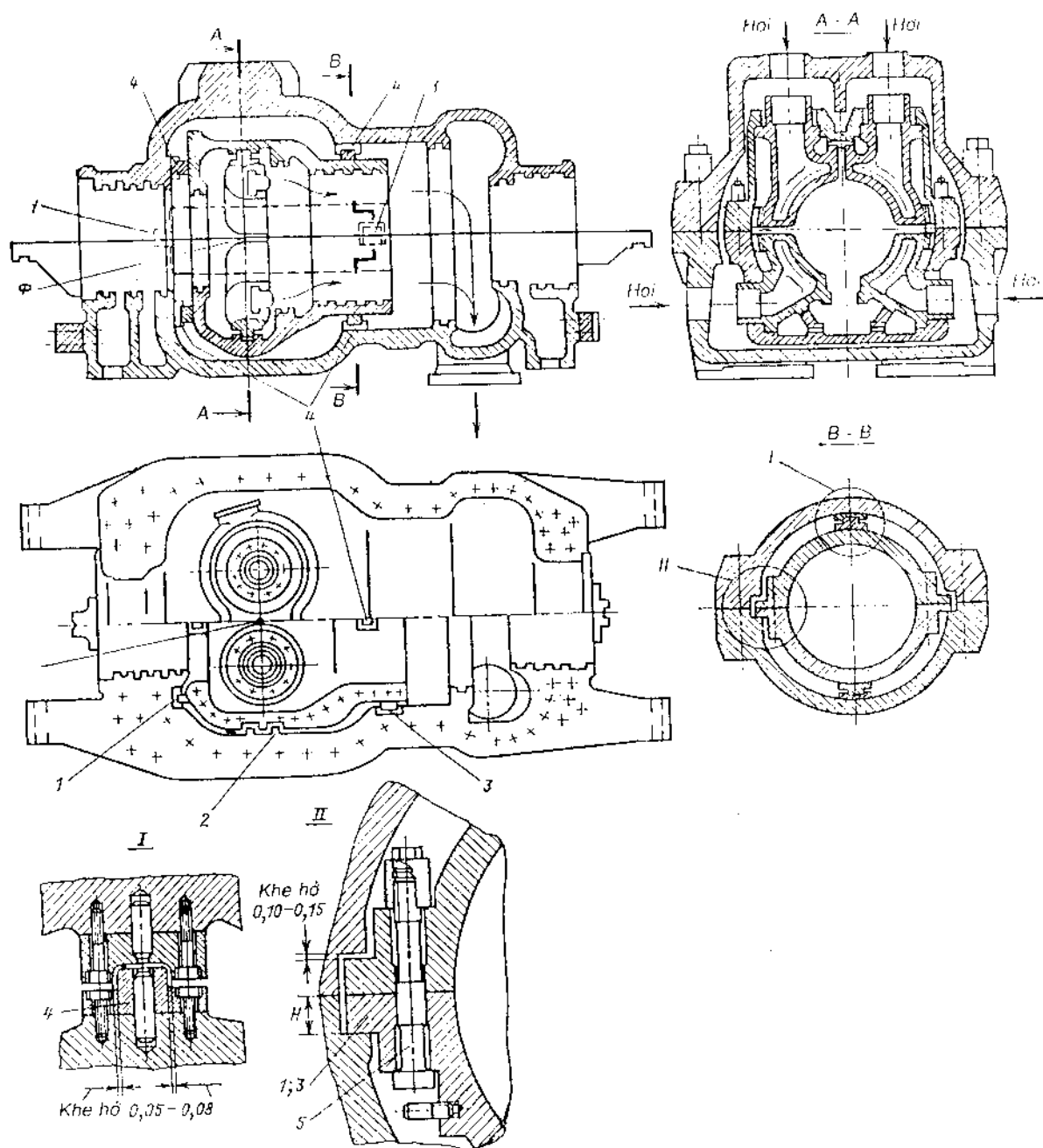
- d) cánh quạt BBC dài ≈ 1 m, $n = 50s^{-1}$;
- d) cánh quạt KhTGZ dài 1450 mm, $n = 25s^{-1}$;
- e) cánh quạt GE dài 1320 mm, $30s^{-1}$.



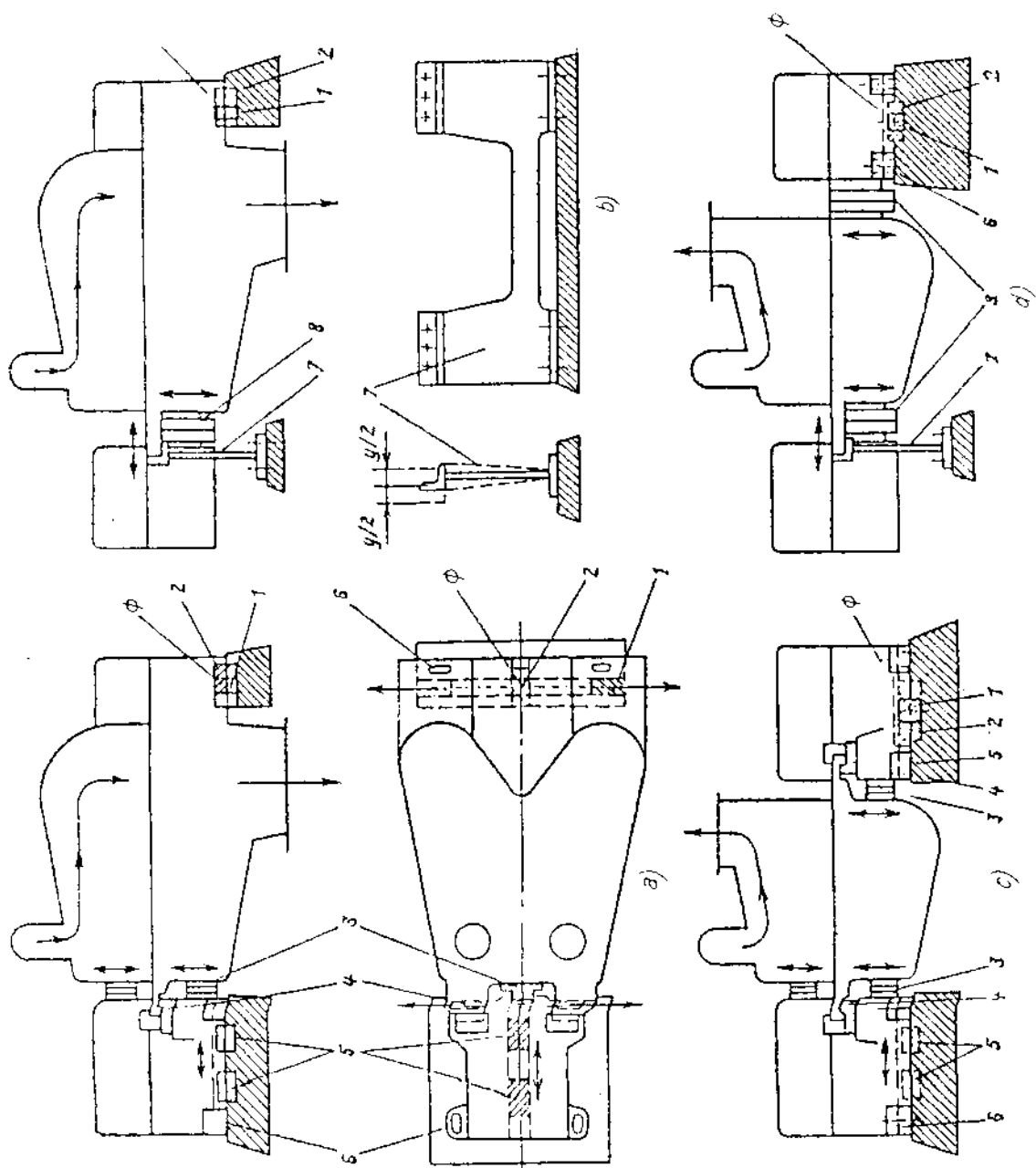
PL.19. Kết cấu khác nhau của rôto :
a) đĩa lắp gang lên trục ; b) đĩa rèn liền với trục.



PL.20. Kết cấu khác nhau của rôto (tiếp theo) :
c) rôto hỗn hợp ; d) rôto hàn ; d) rôto tang trống.



PL.21. Lắp ghép thân trong với thân ngoài
(trường hợp thân máy có hai vỏ).



PL.22. Sơ đồ lắp ghép các thân máy của tuốc bin hơi nước :

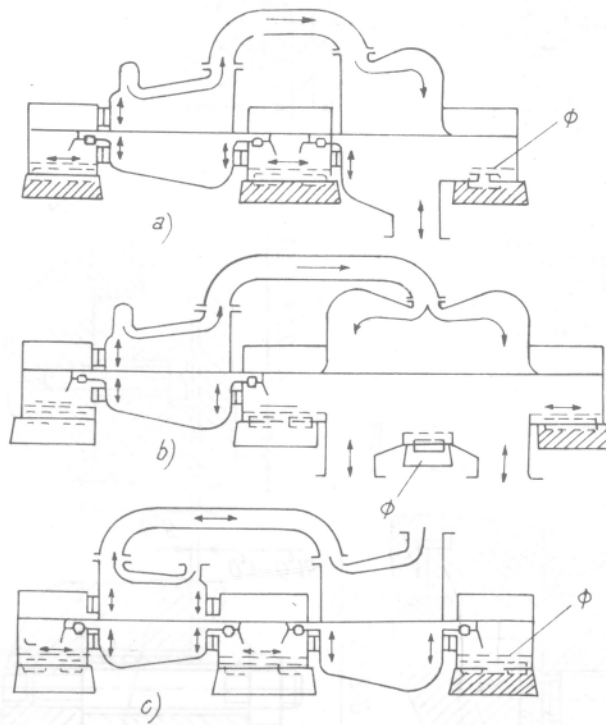
a,b) tuốc bin ngưng hơn ; c,d) tuốc bin đối áp ;

1,4- then ngang ; 2,5- then dọc ; 3- then đứng ;

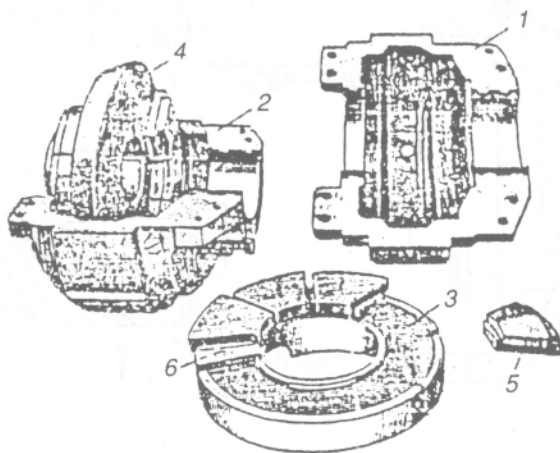
6- lắp ghép bằng bulông khoảng cách ; 7- giá đỡ mềm ;

8- lắp ghép bằng nửa mặt bích ;

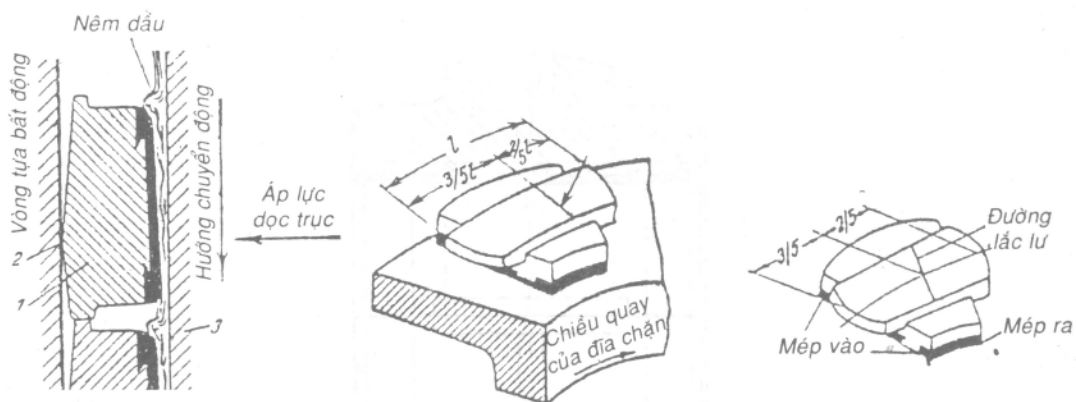
ϕ) điểm chết hay là điểm cố định.



PL.24. Sơ đồ lắp ghép tước bin có hai thân máy :
a,b) tước bin ngưng hơi ; c) tước bin đối áp ;
4- điểm chết hay là điểm cố định.

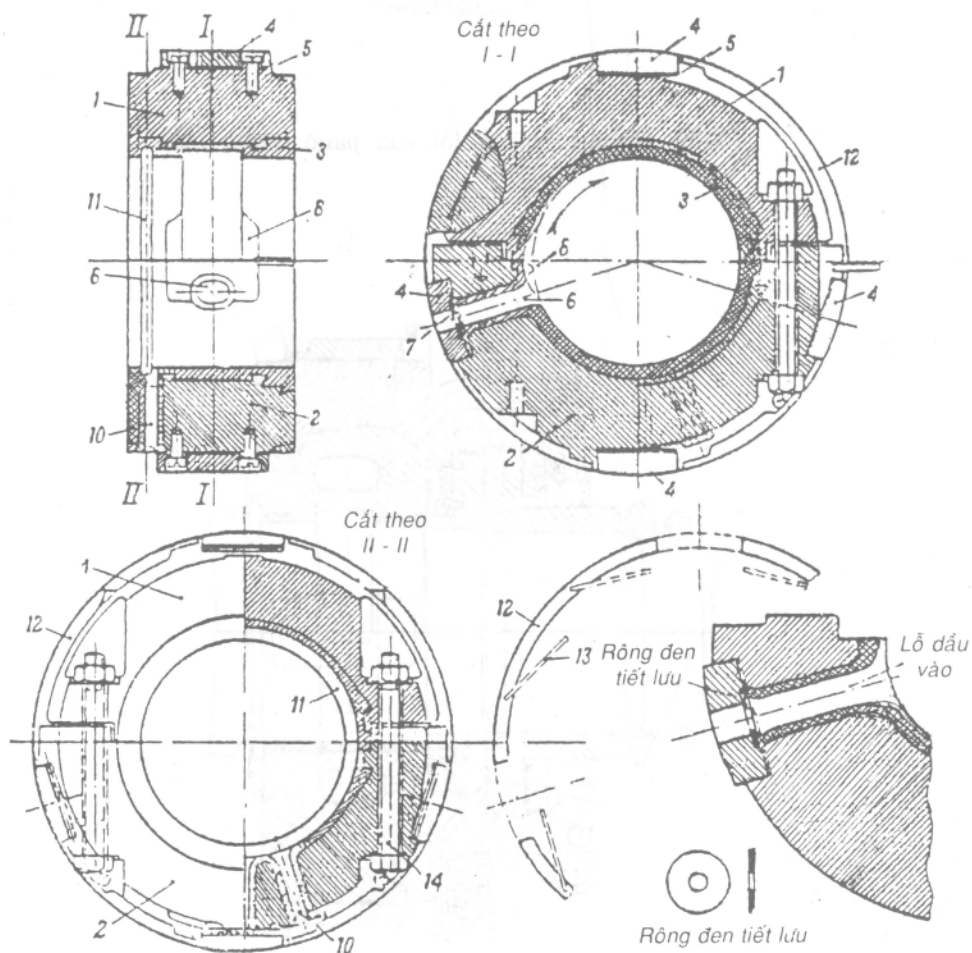


PL.25. Dạng chung của paliê chặn có xecmăng (má chắn) :
1- phần trên của cutxinê ; 2- phần dưới của cutxinê ;
3- vòng đệm bất động ; 4- đĩa chặn quay ;
5- má chắn (xecmăng) ; 6- cái hãm.

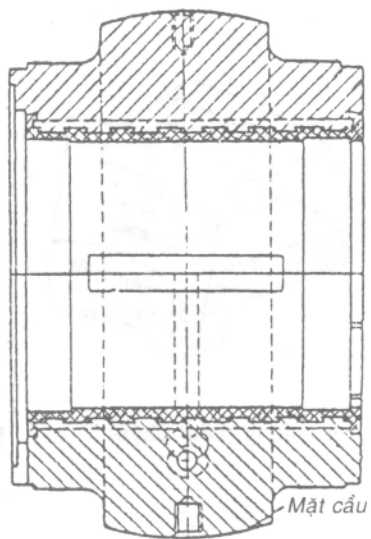


PL.26. Sự tác động của các xecmăng paliê chặn.

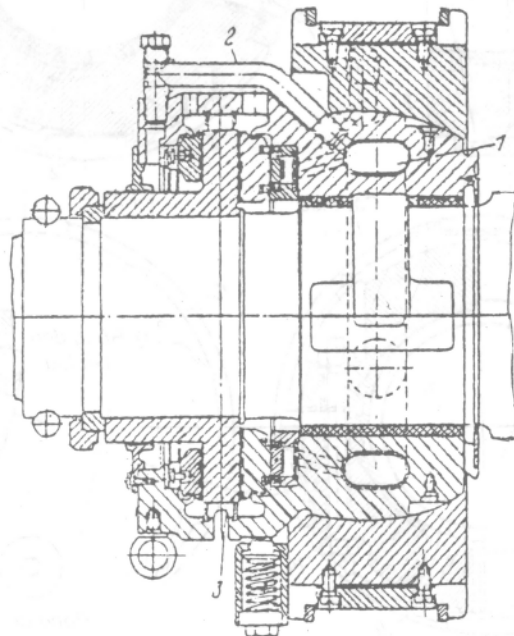
PL.27. Một cách bố trí má chặn.



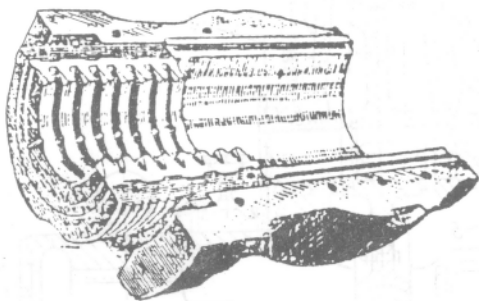
PL.28. Cutxinê (máng lót) của paliê đỡ tước bin LM3.



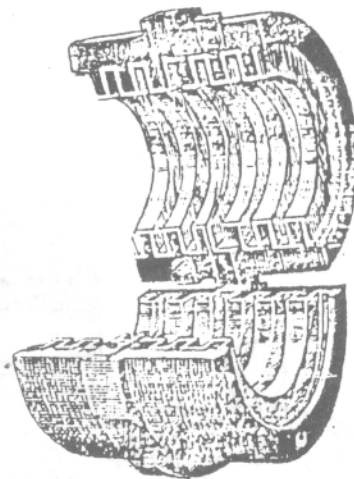
PL.29. Cutxinê (máng lót của paliê đồ tự lựa).



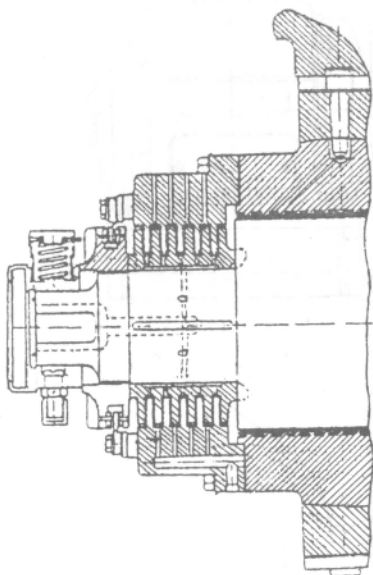
PL.30. Paliê đồ - chặn của tuốc bin cao áp LMZ.



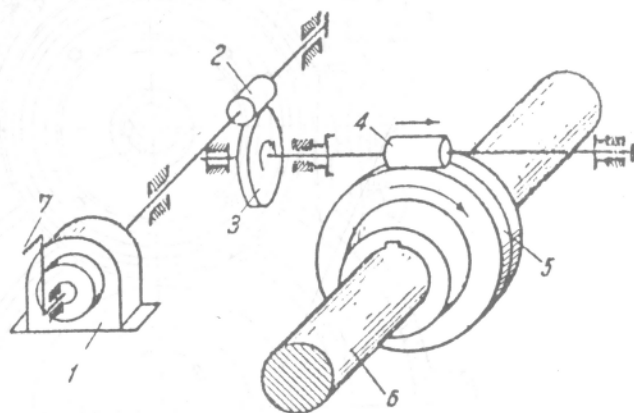
PL.31. Phần dưới của cutxinê đồ - chặn của paliê kiểu răng lược.



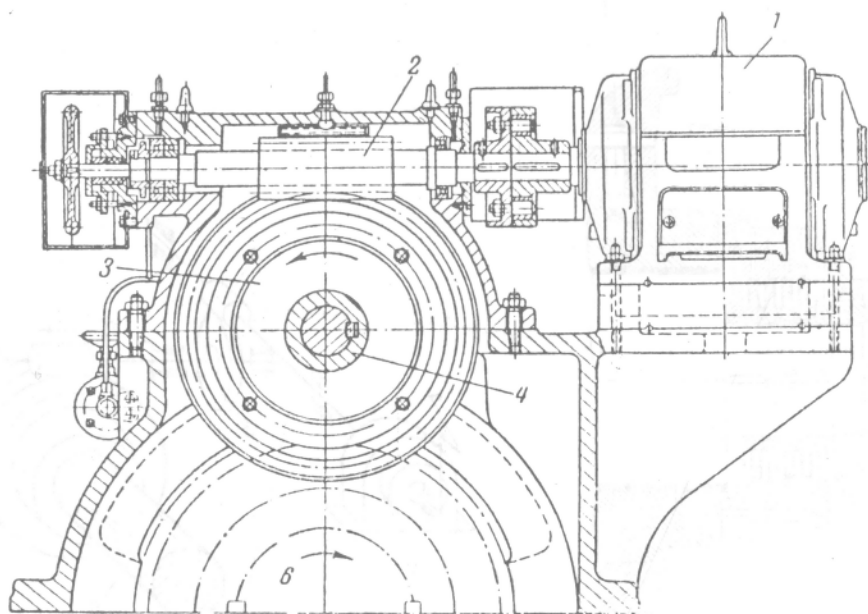
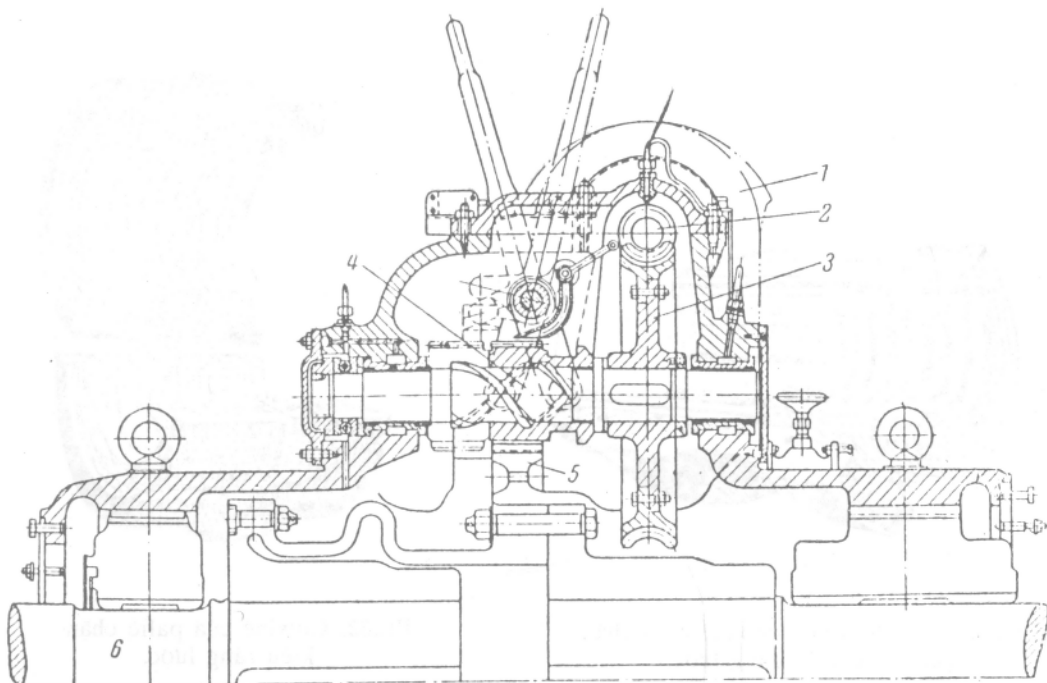
PL.32. Cutxinê của paliê chặn kiểu răng lược.



PL.33. Paliê chặn của tuốc bin KhTZ.

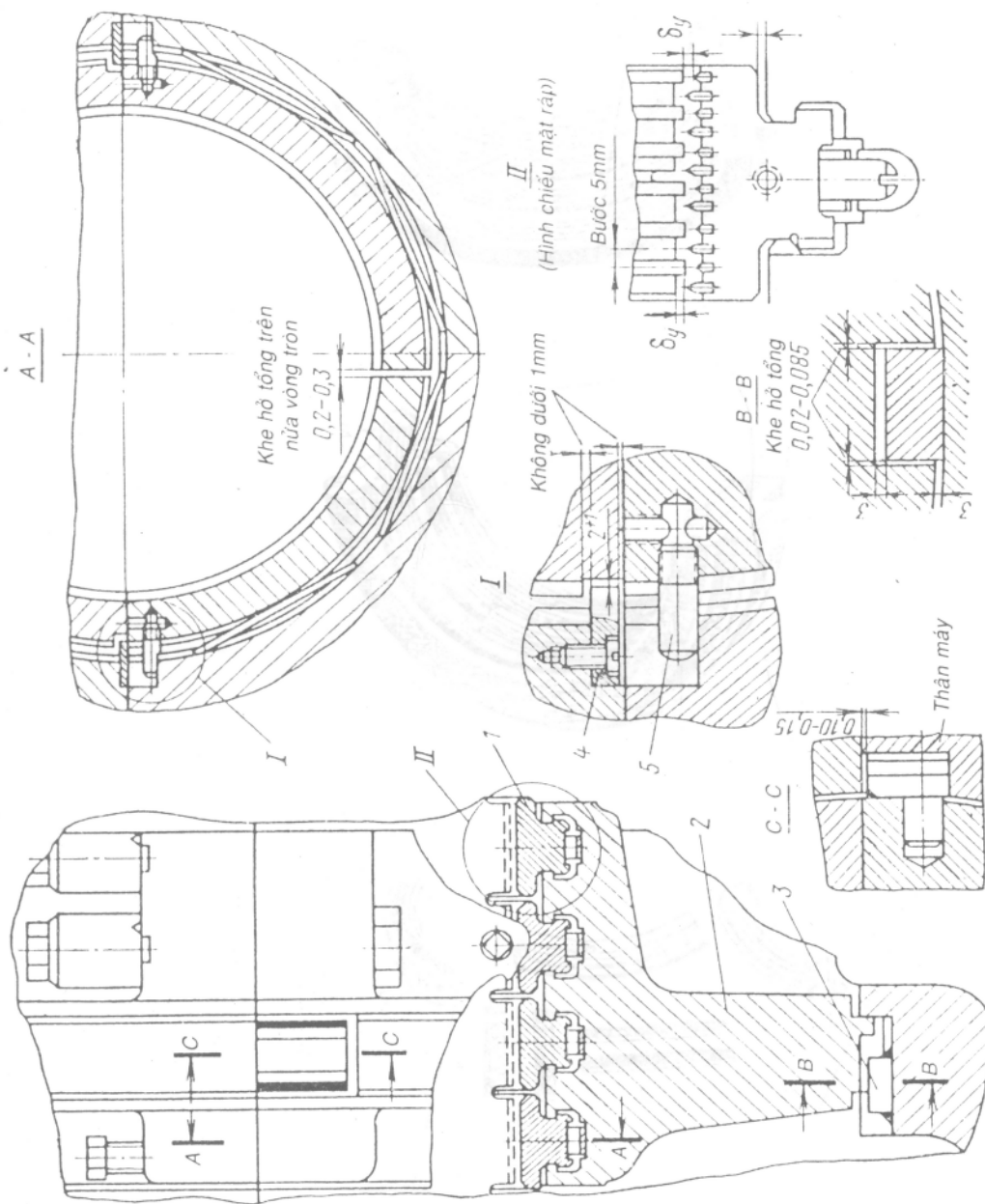


PL.34. Sơ đồ bộ quay trục có truyền động bằng cơ điện.



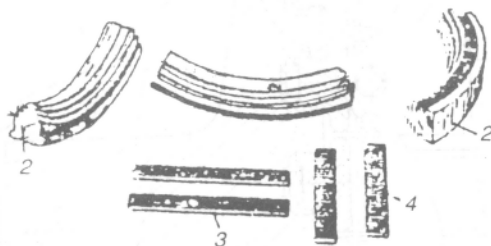
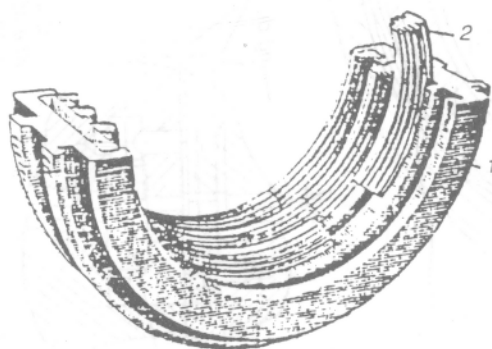
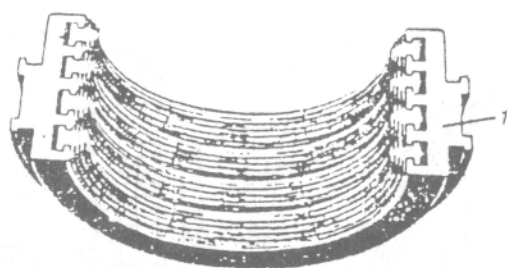
PL.35. Bộ quay trực của tuốc bin K-100-90 LMZ :

- 1- động cơ điện ; 2 và 4- trục vít ;
- 3 và 5- bánh răng ; 6- trục tuốc bin.

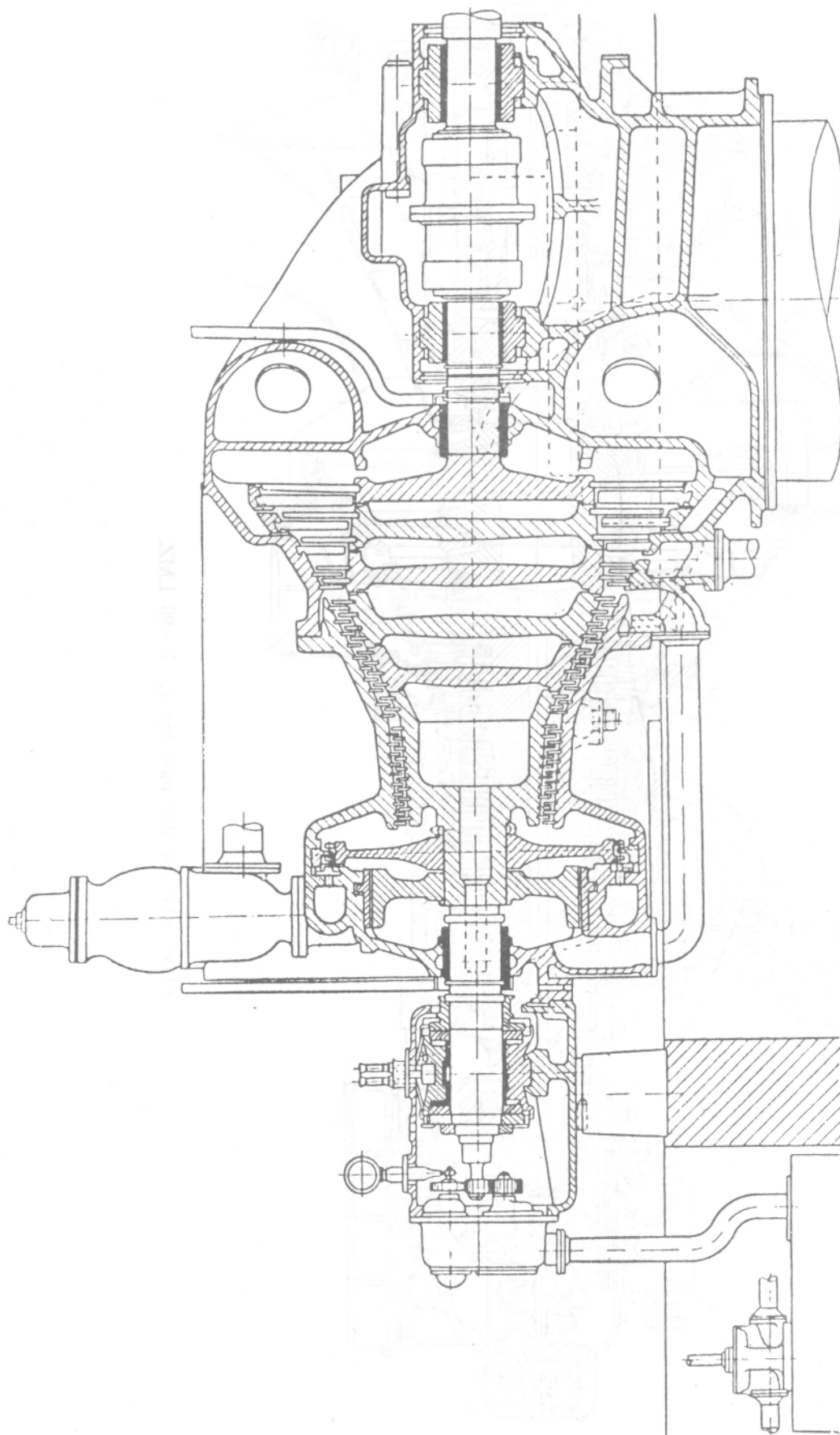


PL.36. Lắp ghép bộ chèn.

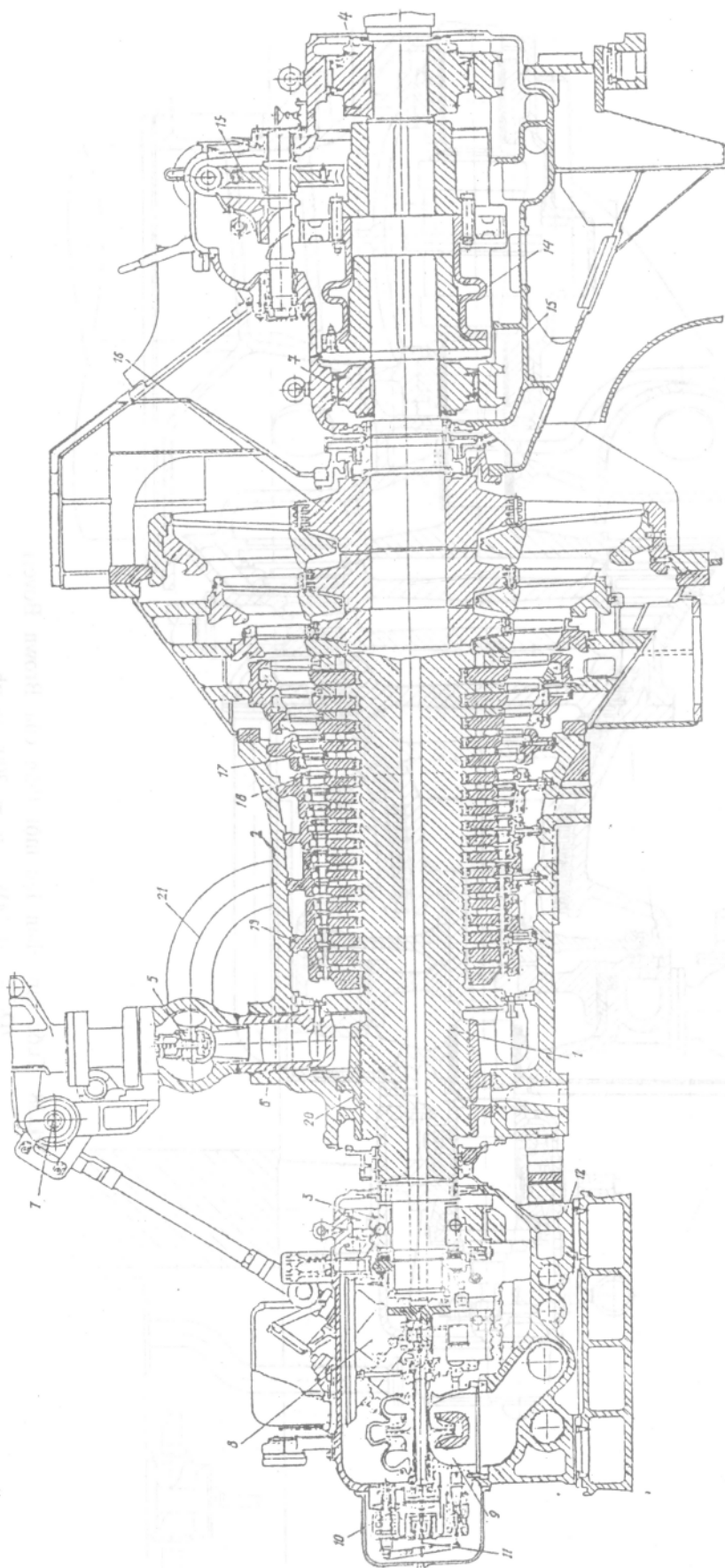
1- vòng chèn gồm bốn xéc măng; 2- vành chèn gồm hai nửa;
3- then hướng kính; 4- tấm chặn; 5- vít tủa.



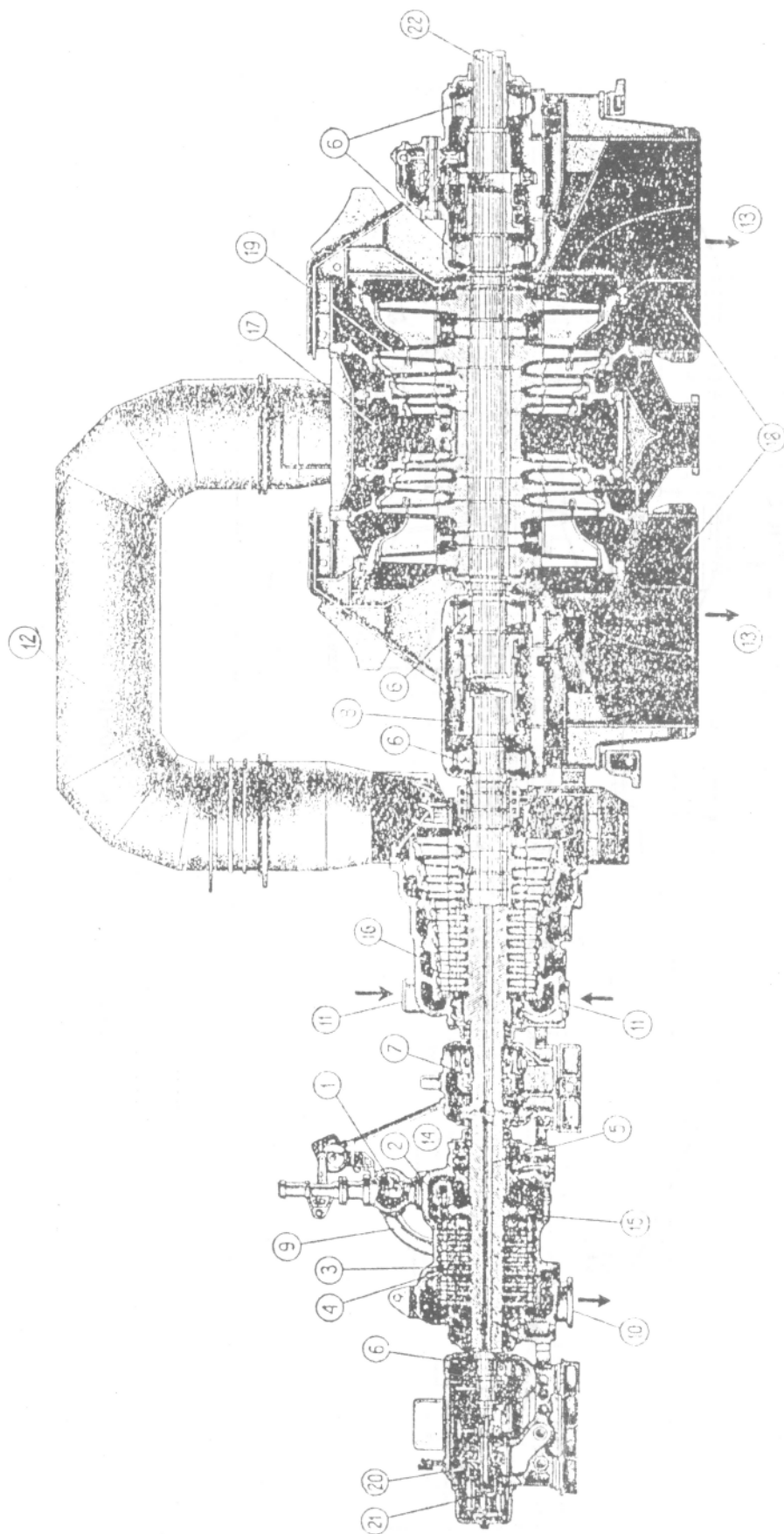
PL.37. Các chi tiết của bộ chèn tước bin LMZ :
1- vành chèn ; 2- xéc măng chèn ; 3 và 4- lò xo lá.



PL.38. Tuốc bin phản lực một thân của Brown Boveri
 $P_E = 20 \text{ MW}$; $n = 3000 \text{ vg/ph}$.

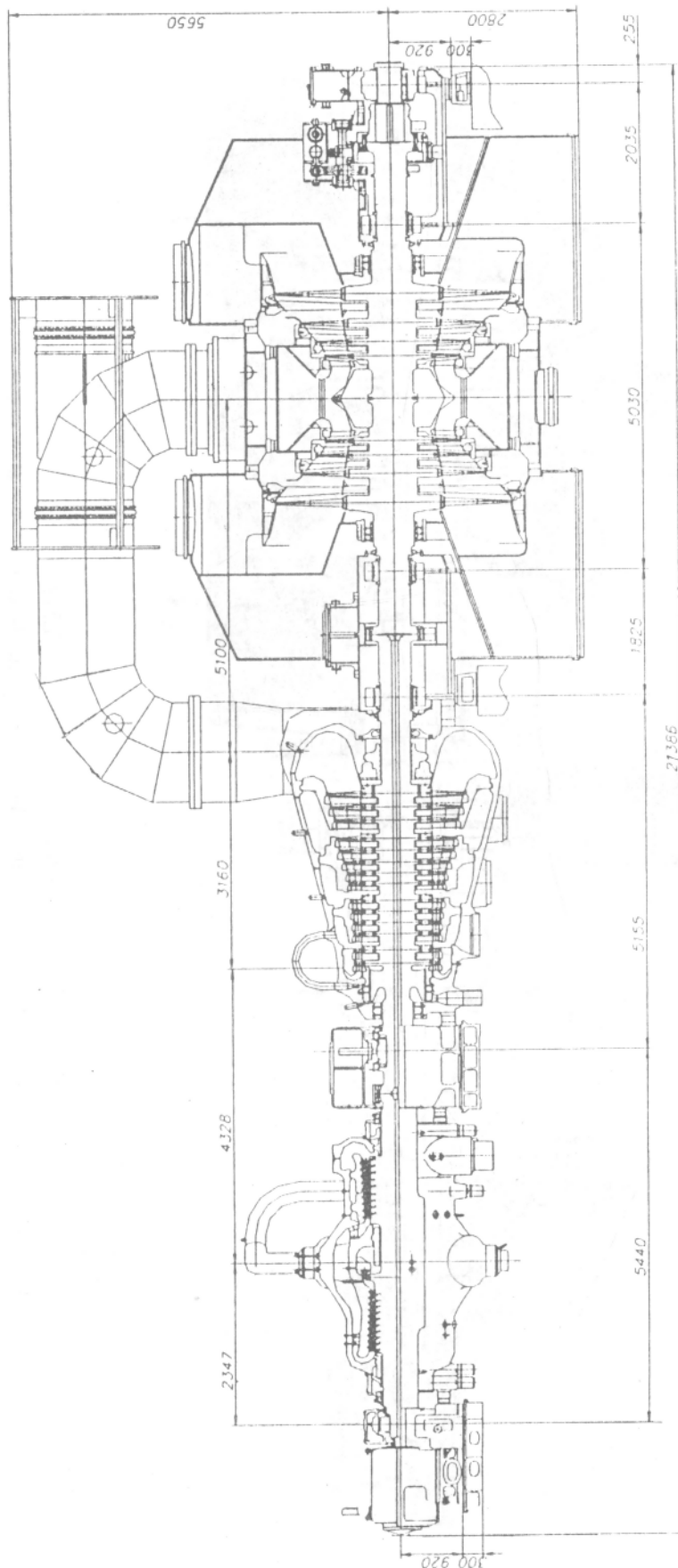


PL.39. Mặt cắt dọc tuốc bin K-50-90 LMZ.

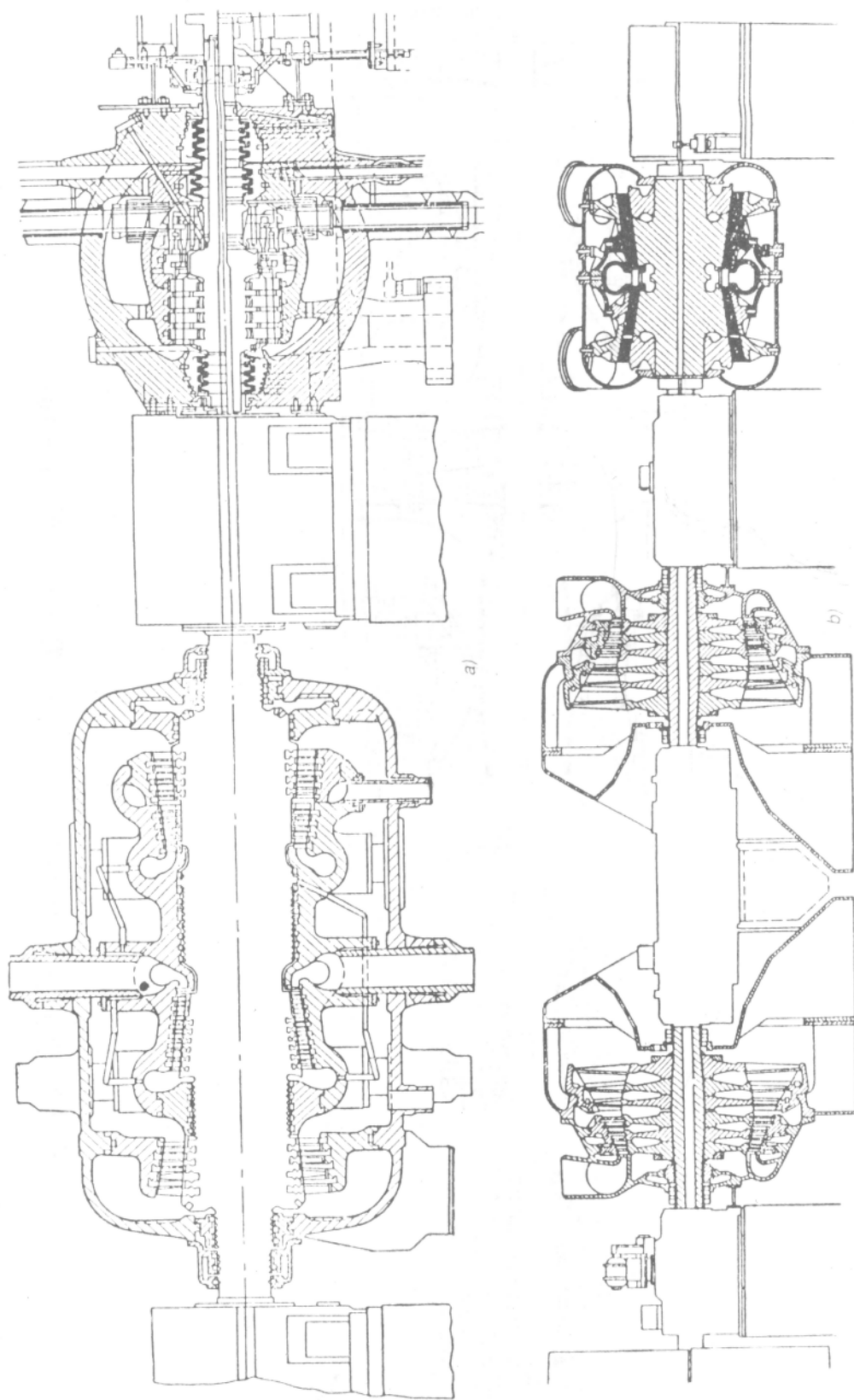


PL.40. Tuốc bin ngưng hơi K-200-100 LMZ.

1- van điều chỉnh; 2- tầng điều chỉnh; 3- bánh tĩnh tầng trung gian; 4- cánh động tầng trung gian;
 5- rôto; 6- palie đỡ; 7- palie đỡ - chặn; 8- khớp nối; 9- đường dẫn hơi vào tuốc bin; 10- lối dẫn hơi
 về bộ quá nhiệt trung gian; 11- lối dẫn hơi quá nhiệt trung gian vào phần trung áp; 12- ống dẫn hơi
 vào phần hạ áp; 13- hơi thoát vào bình ngưng; 14- bộ chèn; 15- phần cao áp; 16- phần trung áp;
 17- phần hạ áp; 18- ống thoát; 19- tầng hai ngăn áp chót; 20- bơm dầu; 21- bộ điều tốc; 22- rôto máy phát.

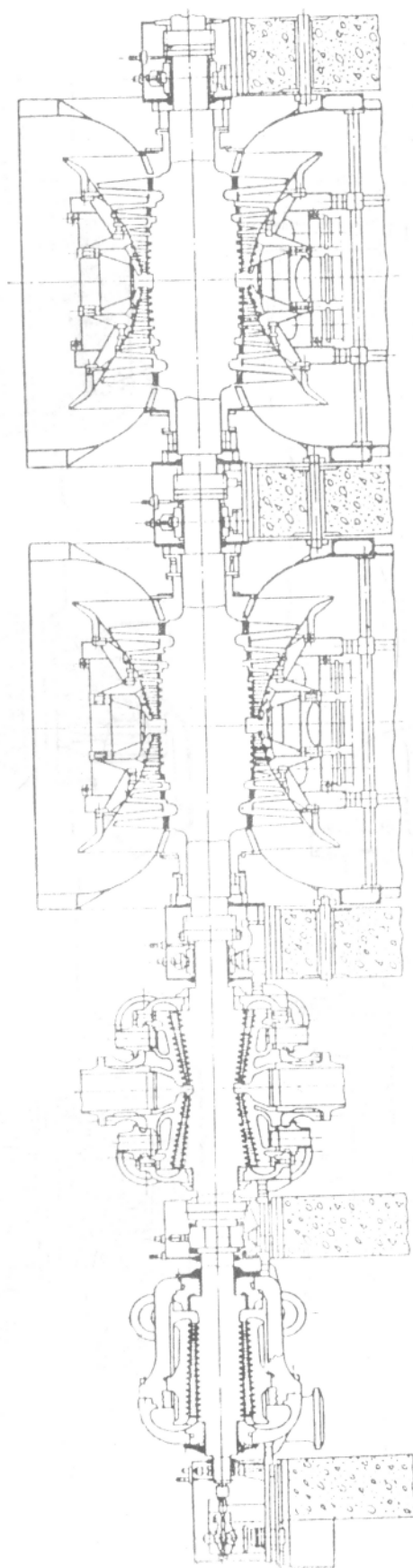


PL.41. Tuốc bin hơi K-300-166 LMZ.

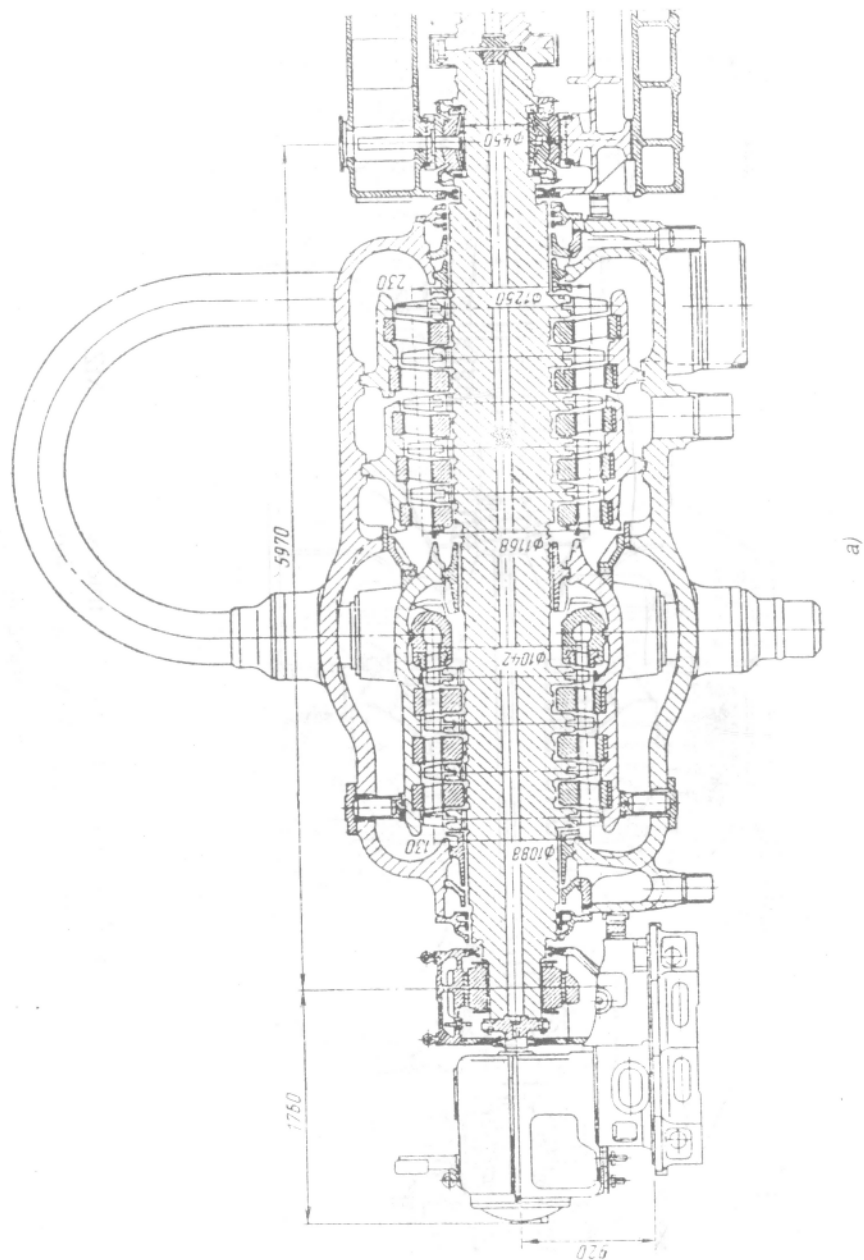


PL.42. Tuốc bin hơi của Mỹ. Công suất 325 MW hai trục, $P_0 = 350$ ata, $t_0 = 650^\circ\text{C}$:

- a) trục cao áp 3600 vg/ph ; b) trục hạ áp 1800 vg/ph.
(145 MW) (180 MW)



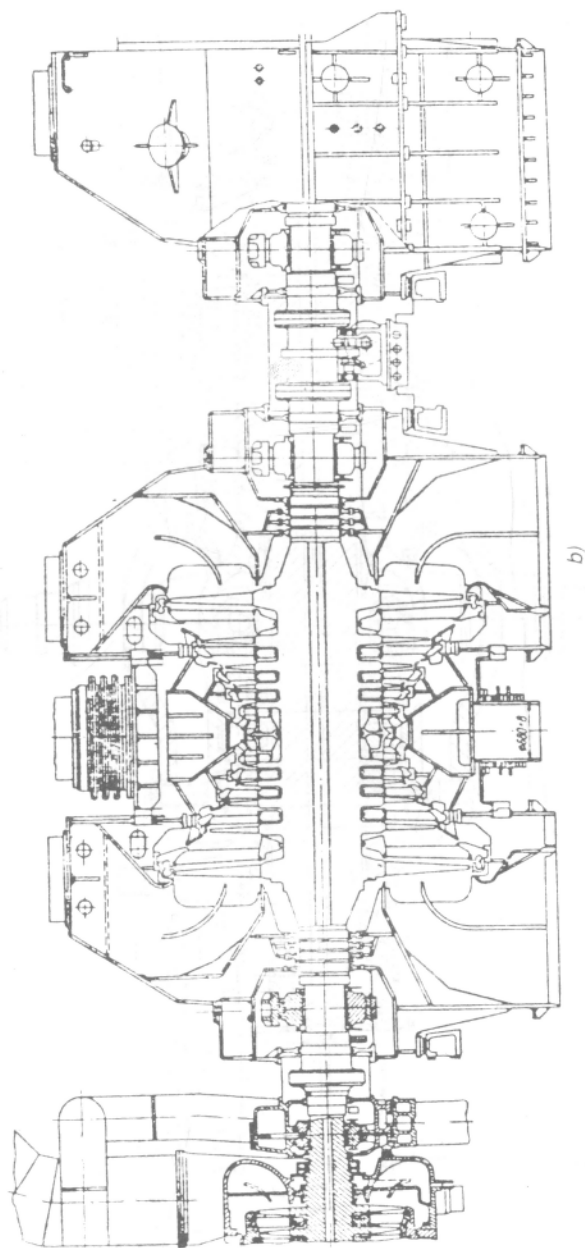
PL.43. Tuốc bin ngưng hơi K-630-166 KWU (Đức) - $P_t = 630$ MW, $n = 3.000$ vg/ph.



PL.44. Tuốc bin ngưng hơi một trục K-1200-240 LMZ.

$P_{\text{Emax}} = 1380 \text{ MW}$; $n = 3000 \text{ vg/ph}$

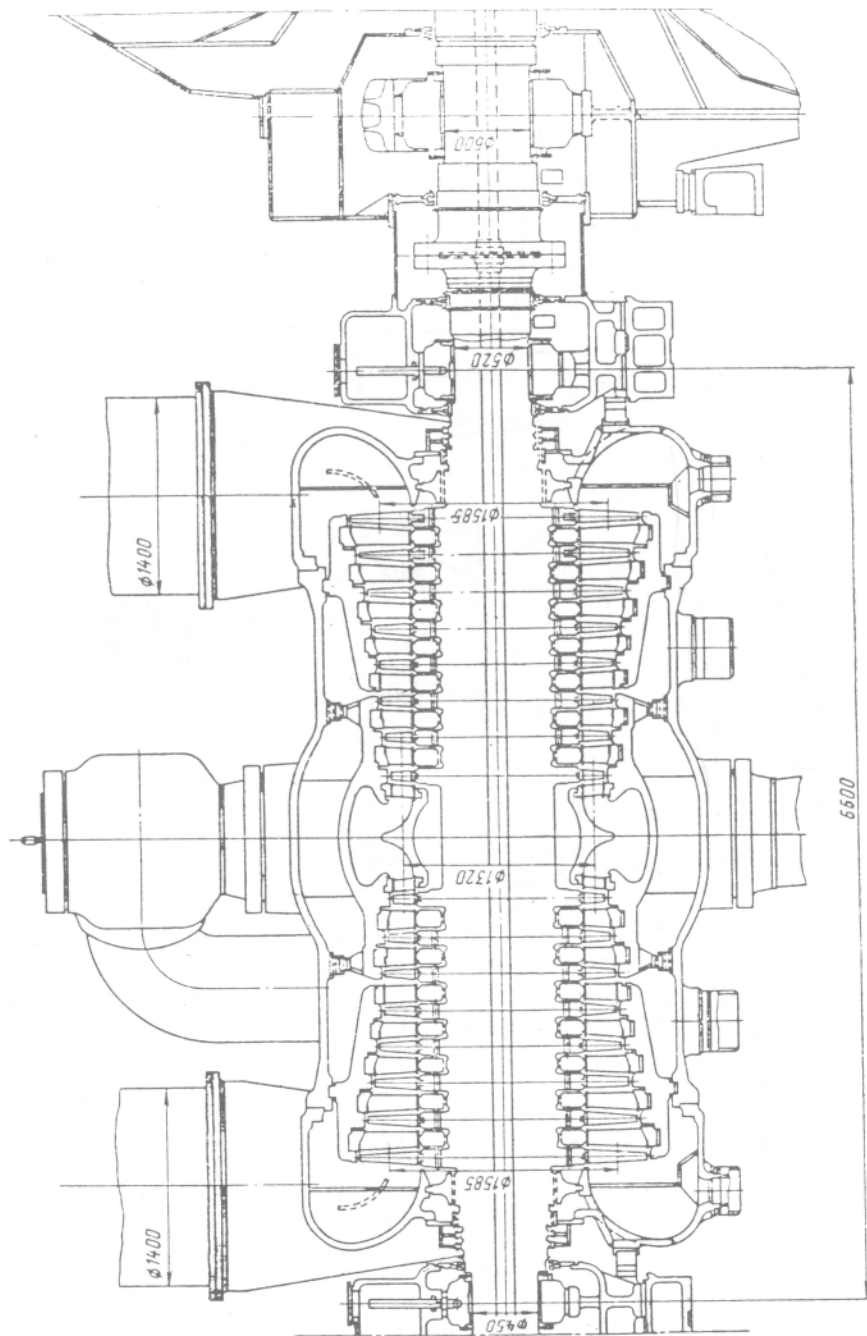
a) thân cao áp.



PL.44. Tuốc bin ngưng hơi một trục K-1200-240 LMZ.

$P_{t,max} = 1380 \text{ MW}$; $n = 3000 \text{ vg/ph}$

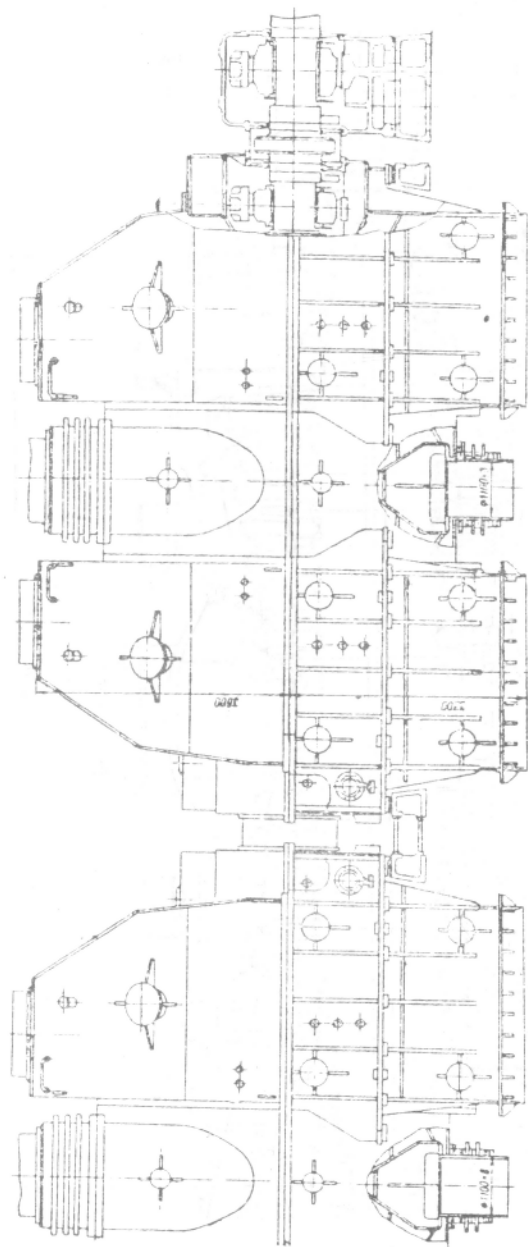
b) thân trung áp.



c)

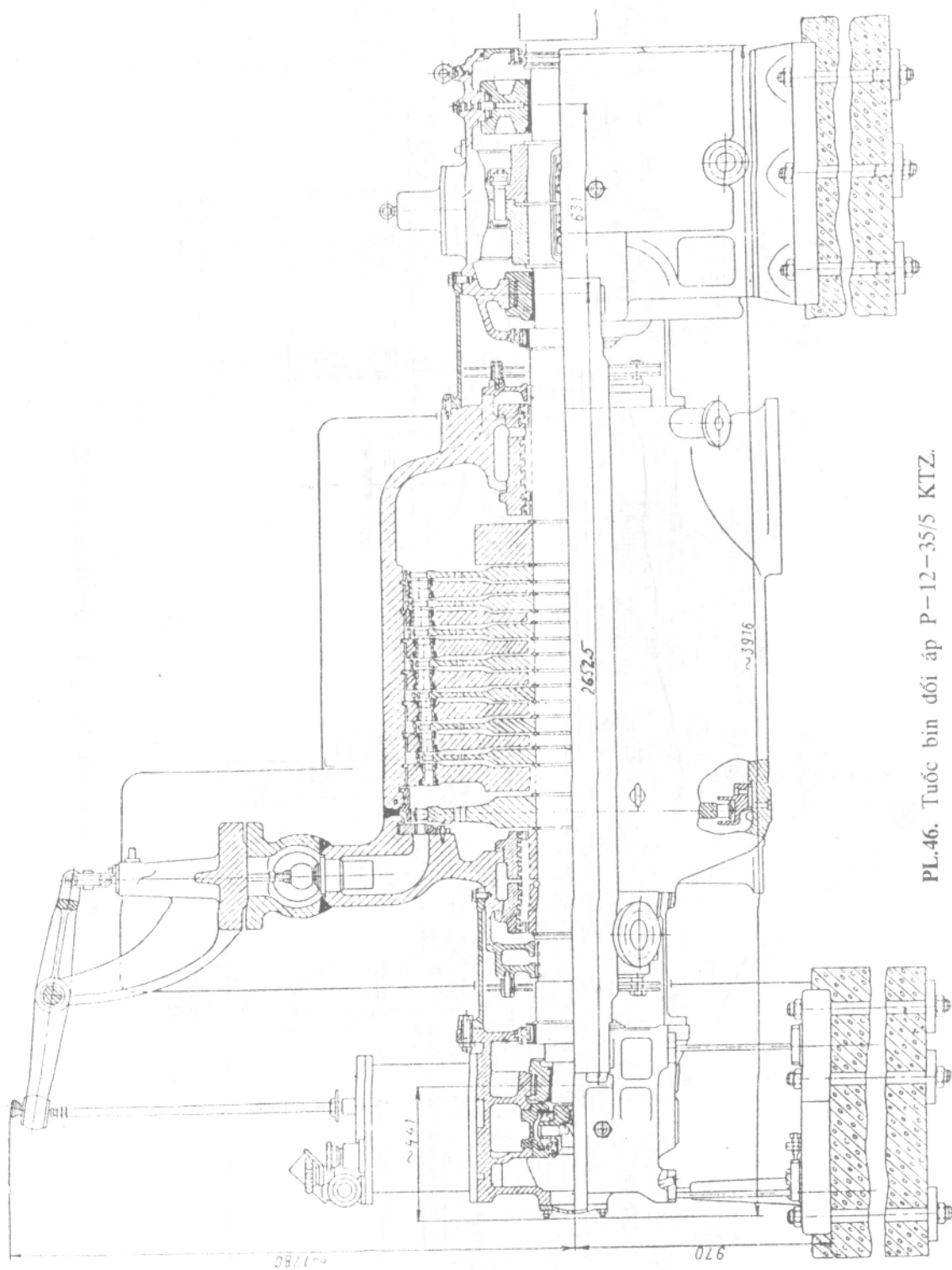
PL.45. Tuốc bin ngưng hơi một trục K-1200-240 LMZ,
 $P_{\text{Emax}} = 1380 \text{ MW}$; $n = 3000 \text{ vg/ph}$.

c) thân hạ áp.

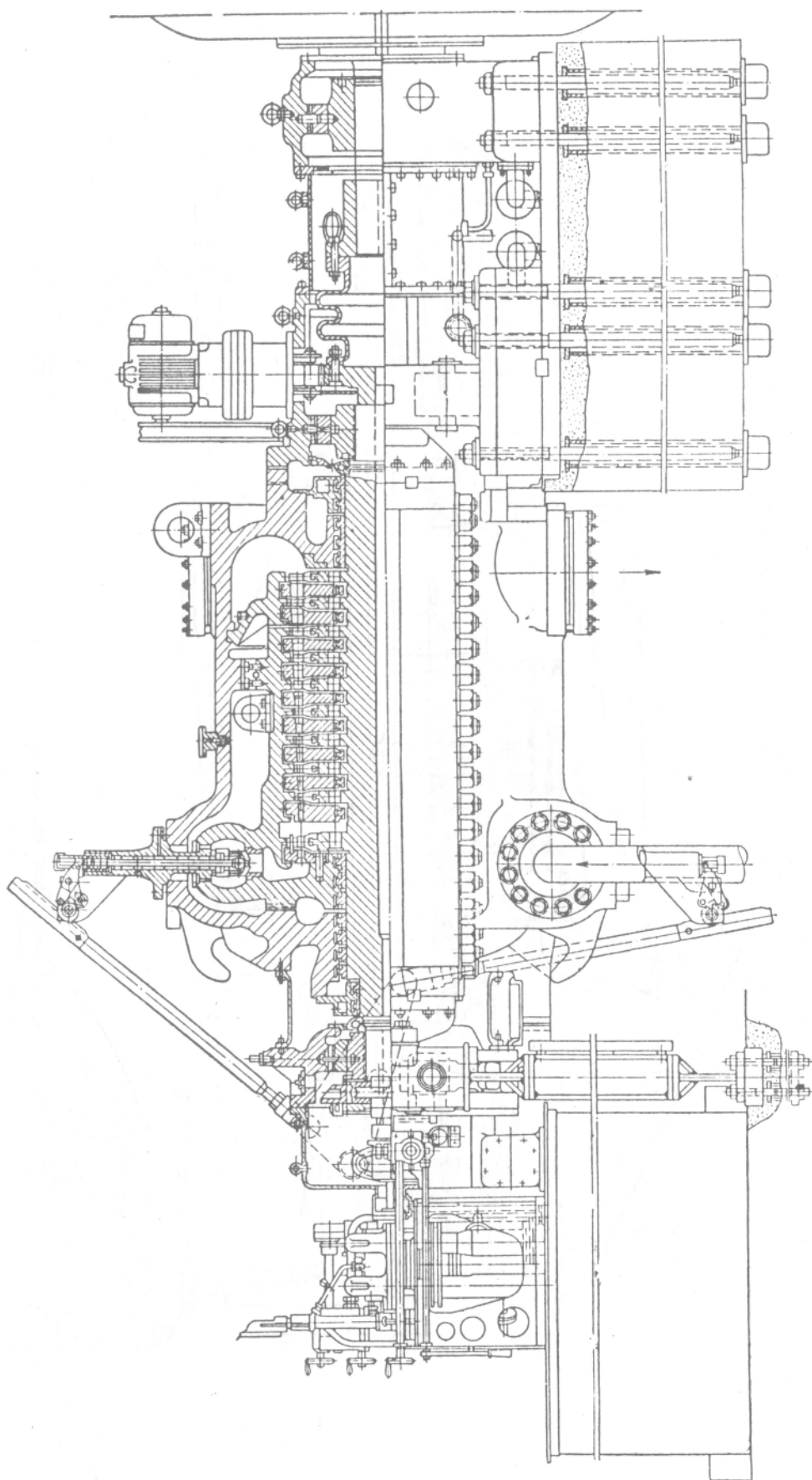


d)

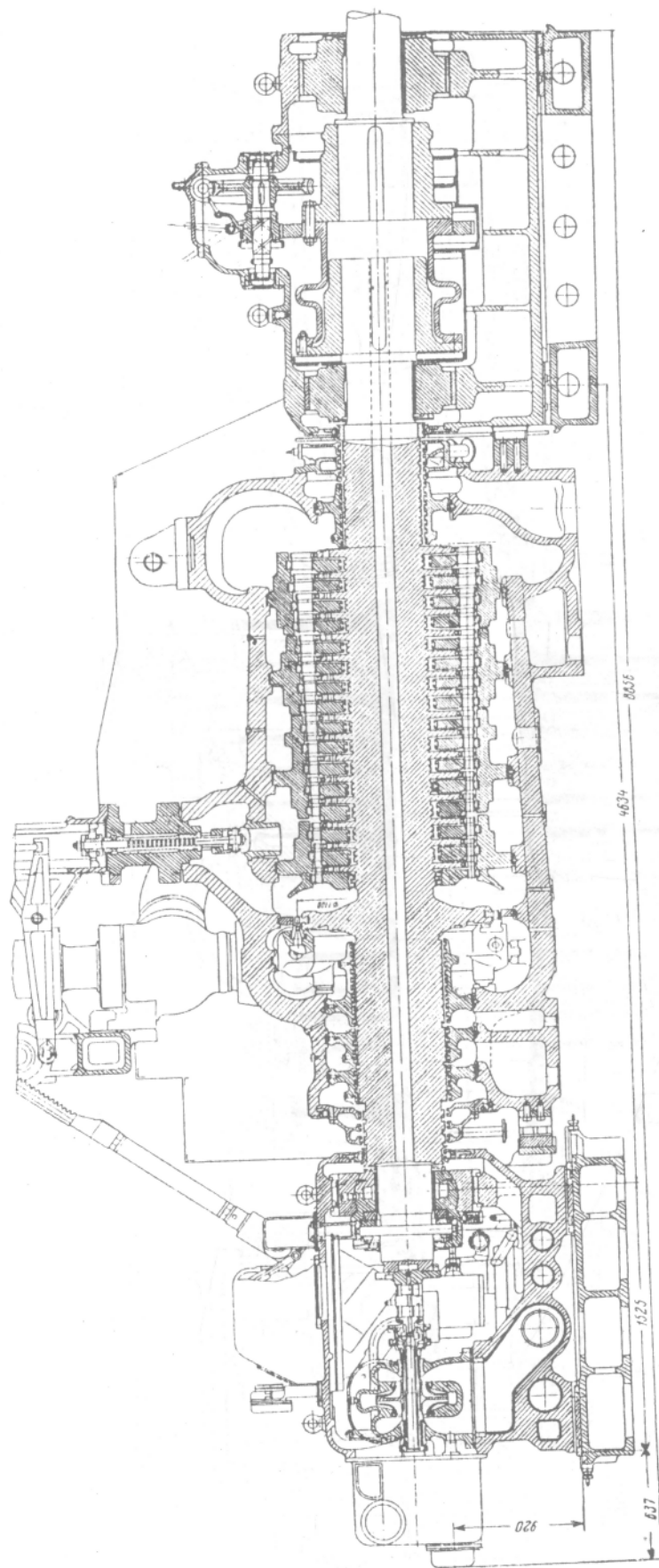
PL.45. Tuốc bin ngưng hơi một trục K-1200-240 LMZ,
 $P_{\text{max}} = 1380 \text{ MW}$; $n = 3000 \text{ vg/ph}$.
 d) thân hạ áp (nhìn từ bên ngoài).



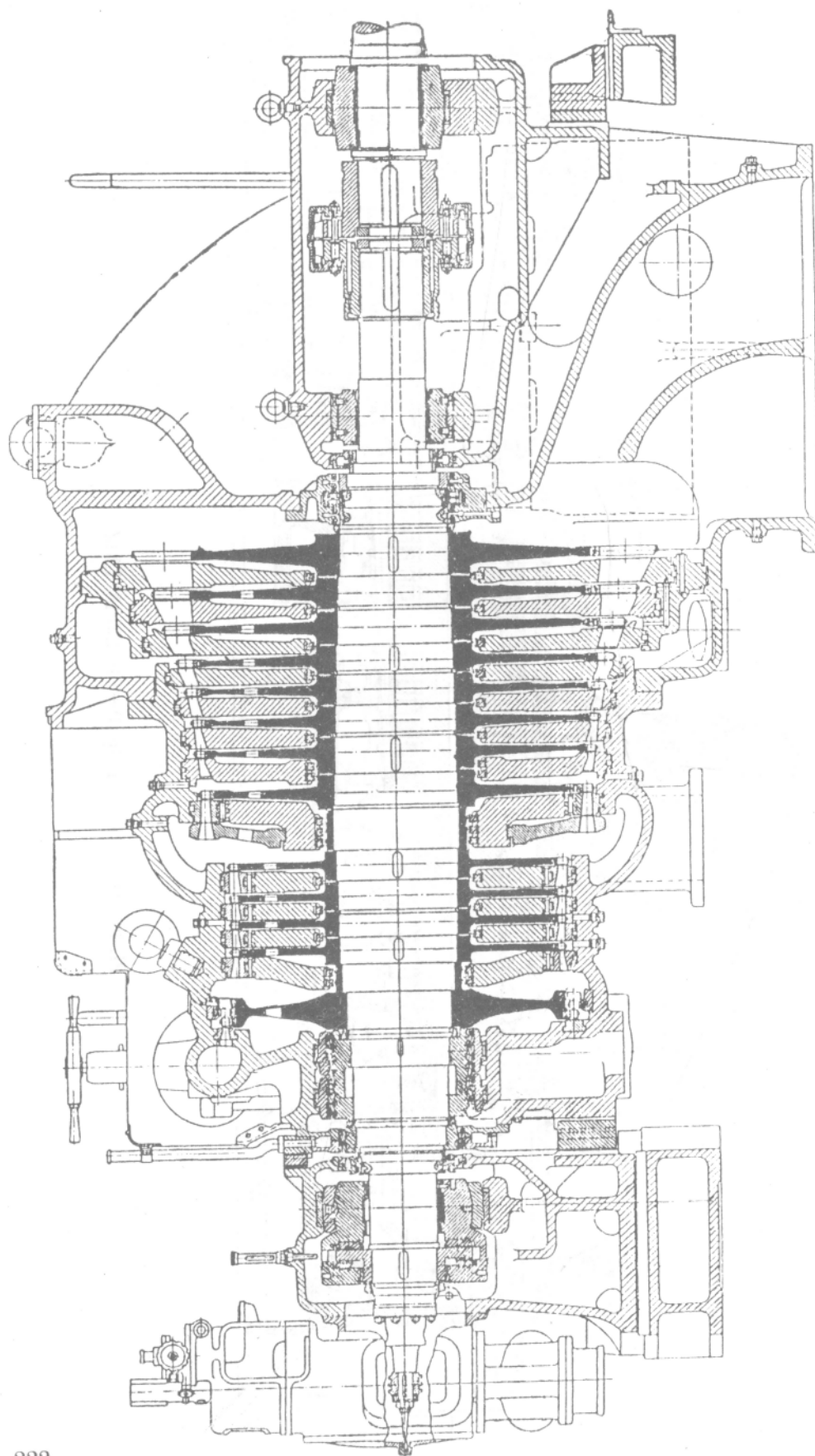
PL.46. Tước bin đối áp P-12-35/5 KTZ.



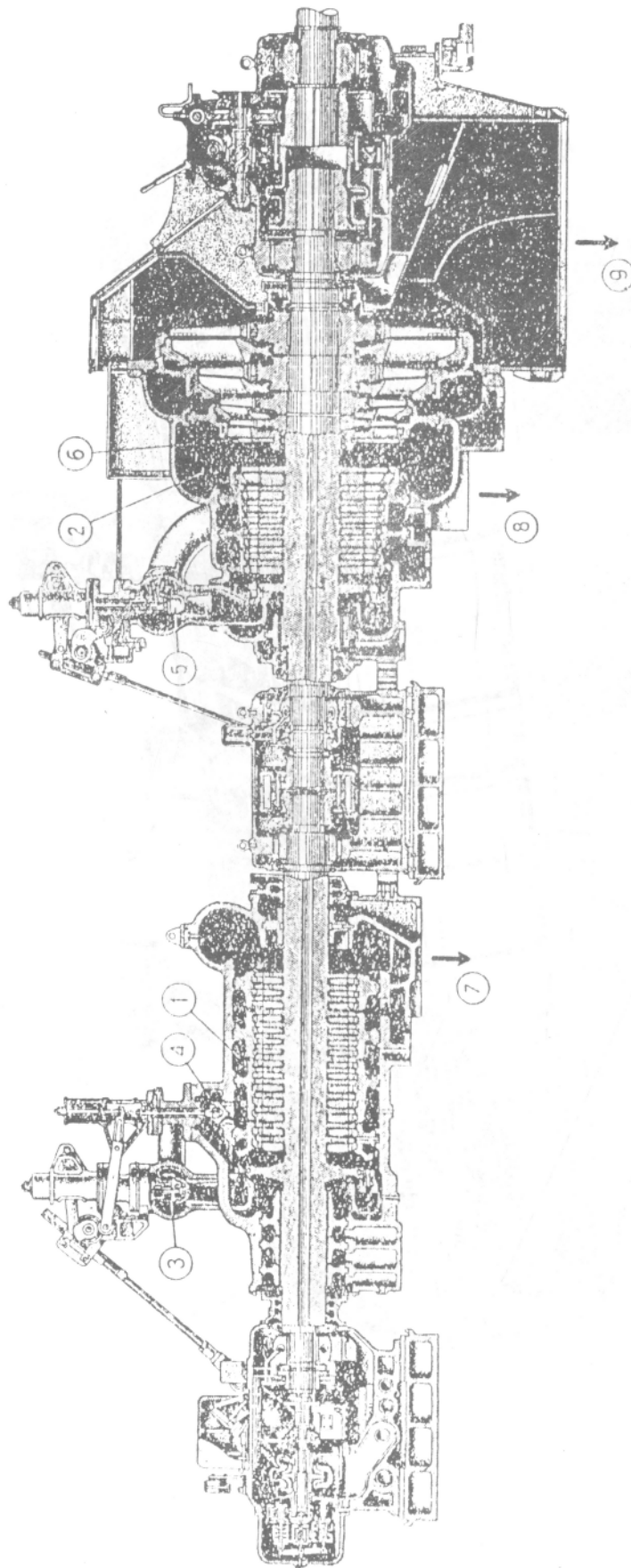
PL.47. Tuốc bin đối áp P-25-90/18 KhTGZ.



PL.48. Tuốc bin đối áp P-50-130/18 LMZ.

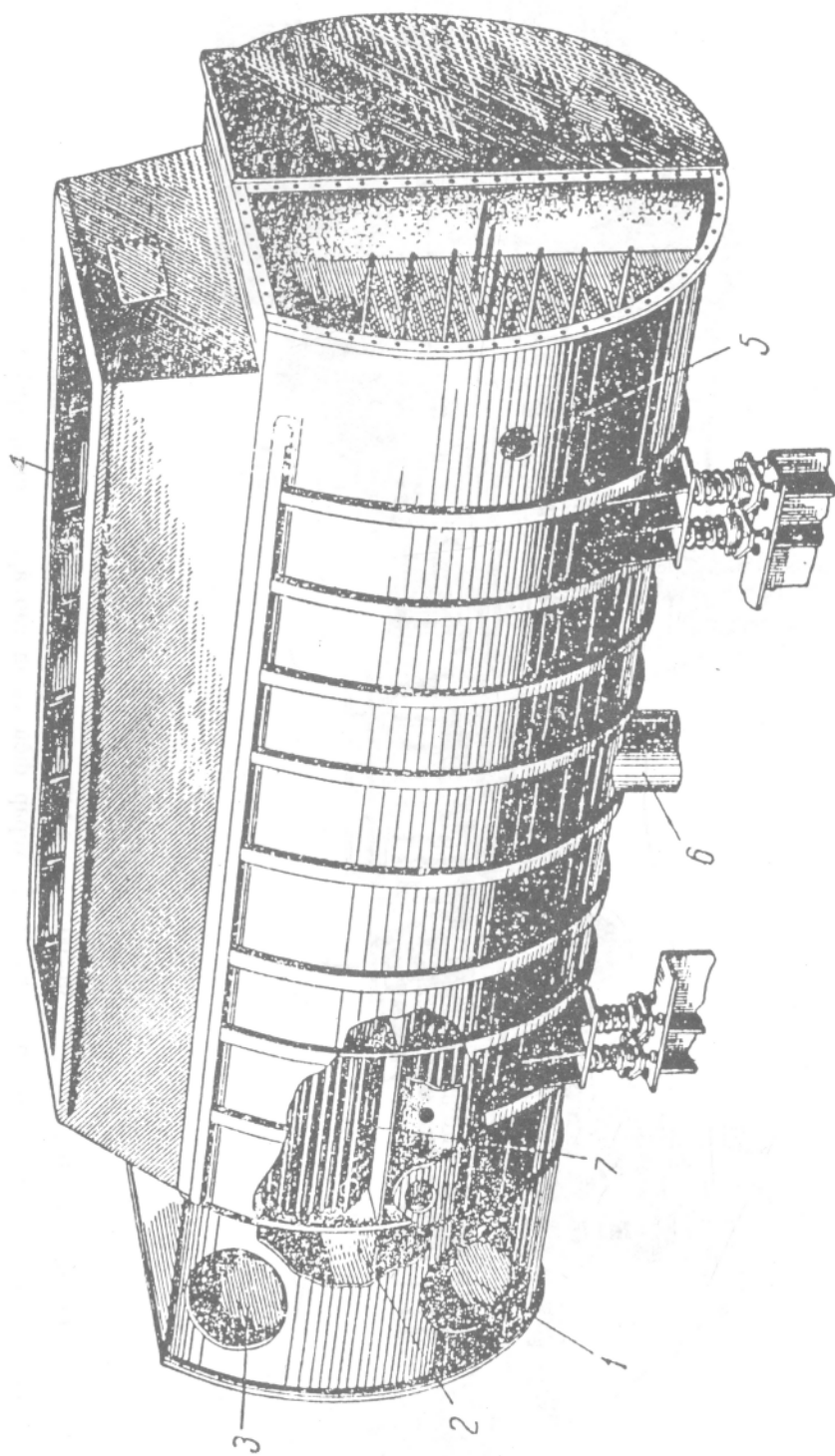


PL.49. Tuốc bin có trích hơi điều chỉnh П-6-35/5 NZL.



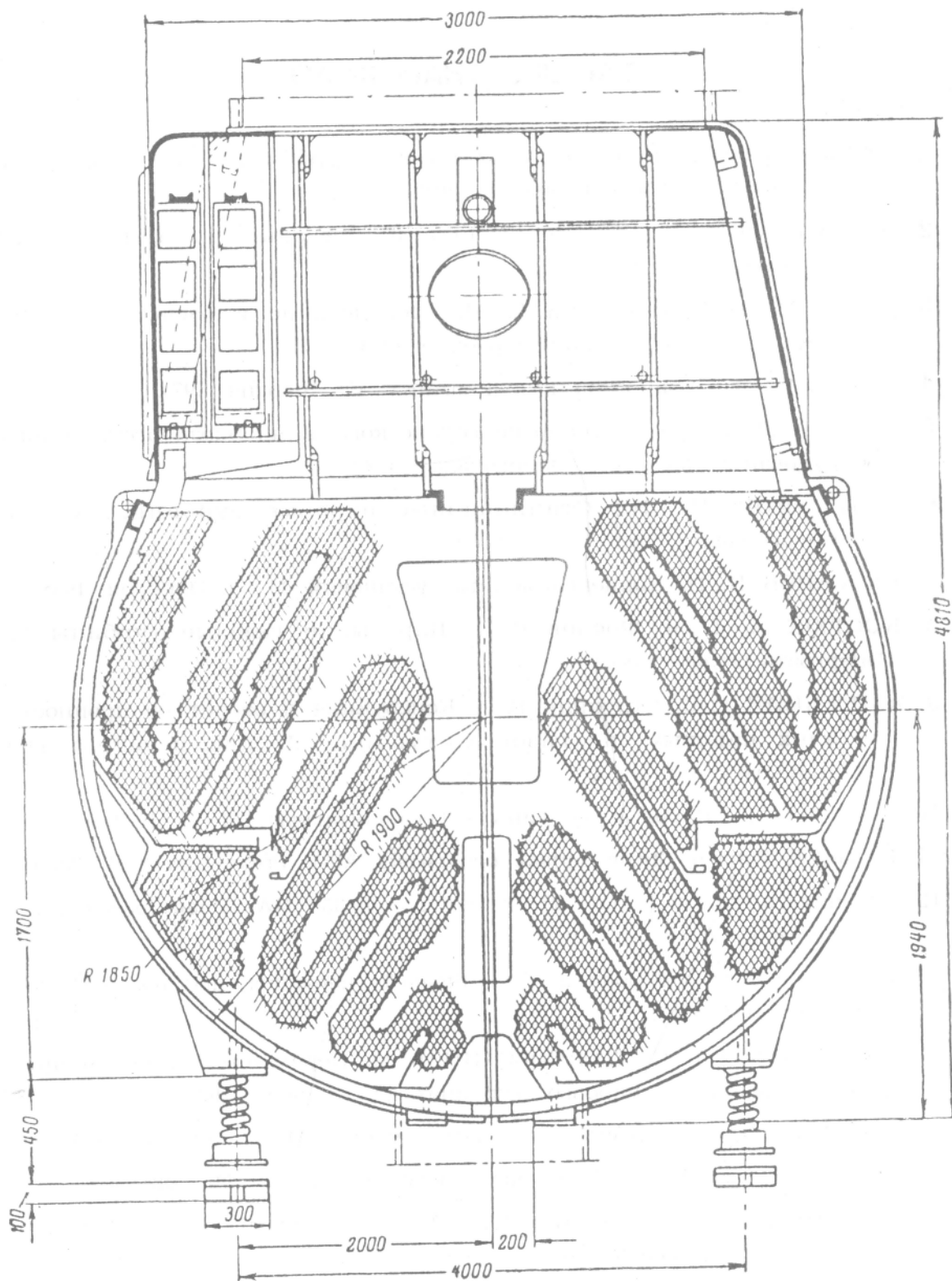
PL.50. Tuốc bin hơi IIT-50-90/13/2,5 LMZ với hai cửa trích hơi điều chỉnh :

1- phần trung áp và hạ áp; 2- xupap điều chỉnh cao áp; 3- xupap quá tải cao áp;
 5- xupap điều chỉnh trung áp; 6- bánh tính điều chỉnh hạ áp; 7- cửa trích cao áp (cho công nghiệp)
 và lối dẫn hơi vào phân trung áp; 8- cửa trích trung áp (cho sưởi) ; 9- lối thoát hơi vào bình ngưng.



PL.51. Bình ngưng của tuốc bin hơi :

- 1- đầu vào của nước làm mát ; 2- vách ngăn khoang nước ; 3- đầu ra của nước làm mát ;
- 4- hơi thoát từ tuốc bin ; 5- cửa xả nước ngưng ; 6- ống hút không khí ; 7- ống bình ngưng.



PL.52. Bình ngung kiểu KTSS của tước bin K-50-90 LMZ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. АТЛАС Конструкций паровых и газовых турбин. Под редакцией С. А. Кантов. М. Л. Госэнергоиздат. 1959.
2. БОДАШКОВ Н. К. Эксплуатация паровых турбин. М. Л. Госэнергоиздат. 1955.
3. ДЕЙЧ М. Е., Трояновский В. М. Исследование и расчёт ступеней осевых турбин. М. Машиностроение. 1964.
4. ДЕЙЧ М. Е. Техническая газодинамика. М. Энергия. 1974.
5. ИОВЧЕВ М. Коррозия теплоэнергетического и ядерноэнергетического оборудования. Москва - Энергоиздат. 1988.
6. КИРСАНОВ И. П. Стационарные паровые турбины. М. Л. Мосэнергоиздат. 1956.
7. КИРСАНОВ И. П. Конденсационные установки. М. Л. Энергия. 1968.
8. КОСТЮК А. Г. и Фролов В. В. Паровые и газовые турбины. М. Энергоатомиздат. 1985.
9. ЖИРИЦКИЙ Г. С., Стрункин В. А. Конструкция и расчёт на прочность деталей паровых и газовых турбин. Москва, издательство «Машиностроение». 1968.
10. ЛОСЕВ С. М. Паровые турбины - Госэнергоиздат. М. Л. 1959.
11. Richard E. Putman. Steam surface condensers. ASME Press New York 2000.
12. Technical presentation on ABB Alstom power 350 MW. Steam power plant January 2000 VN.
13. Steven C. Stulz and John B. Kitto. Steam/Its generation and use. 40th edition - Ohio - USA - 1992.
14. ПАМЮЯЛОВИЧ Г. С., ТРОЯНОВСКИЙ В. М. Переменные и переходные режимы работы в паровых турбинах. М. Энергия. 1982.
15. ЦЕЛЯХИН Н. Н. Паровые и газовые турбины. М. Л. Энергия. 1966.
16. Chvetz I. Kondak M. etc... Thermique generale Edition MIR Moscow. 1969.
17. ПЕРЛЯТОВ А. В., СМЕЛЬНИЦКИЙ Г. С. Регулирование паровых турбин - М. Л. Госэнергоиздат. 1964.
18. ЦЕЛЯХИН А. В. Паровые турбины - М. Энергия. 1967.
19. ЦЕЛЯХИН А. В., ТРОЯНОВСКИЙ В. М. Паровые турбины. М. Энергия. 1976.

20. BÀNG BÍCH. Sửa chữa tuabin. NXB CNKT – Hà Nội 1983.
21. ĐINH NGUYỄN BÌNH, NGUYỄN ĐOÀN PHÚC. Giáo trình "Thiết bị tuabin nhiệt". Tập II, ĐHBK Hà Nội 1993.
22. PHẠM LƯƠNG TUỆ, HOÀNG TĂNG THÔNG. Sửa chữa thiết bị tuốc bin. NXB KH và KT – Hà Nội 1979.
23. PHẠM LƯƠNG TUỆ. Giáo trình "Thiết bị tuốc bin", tập I. ĐHBK – Hà Nội 1991.
24. PHẠM LƯƠNG TUỆ. Giáo trình 'Chế độ làm việc thay đổi và chế độ quá độ của tuốc bin hơi nước'. ĐHBK Hà Nội, 10/1991.
25. PHẠM LƯƠNG TUỆ, HOÀNG BÁ CHƯ, ĐINH NGUYỄN BÌNH, TRẦN VĂN LƯỢNG. Nguyên nhân tăng cao độ rung của tuốc bin II-6-35/5 và các biện pháp xử lý ở nhà máy nhiệt điện thuộc Công ty Phân đạm Hà Bắc. Tạp chí Cơ khí ngày nay, N°16, Hà Nội 1997.

THIẾT BỊ TUỐC BIN HƠI NƯỚC VÀ NHỮNG SỰ CỐ THƯỜNG GẶP

<i>Tác giả :</i>	GS.TS.PHẠM LƯƠNG TUỆ
<i>Chịu trách nhiệm xuất bản :</i>	PGS.TS.TÔ ĐĂNG HẢI
<i>Biên tập :</i>	ThS.NGUYỄN HUY TIẾN
<i>Sửa bài :</i>	QUANG NGỌC
<i>Trình bày bìa :</i>	HƯƠNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

70 Trần Hưng Đạo – Hà Nội

In 1000 bản khổ 19 x 27cm, tại Xí nghiệp in 19-8
số 3 đường Nguyễn Phong sắc - Cầu Giấy - Hà Nội.

Giấy phép xuất bản số: 113 - 332; ngày 12/6/ 2003.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 1 năm 2004.

