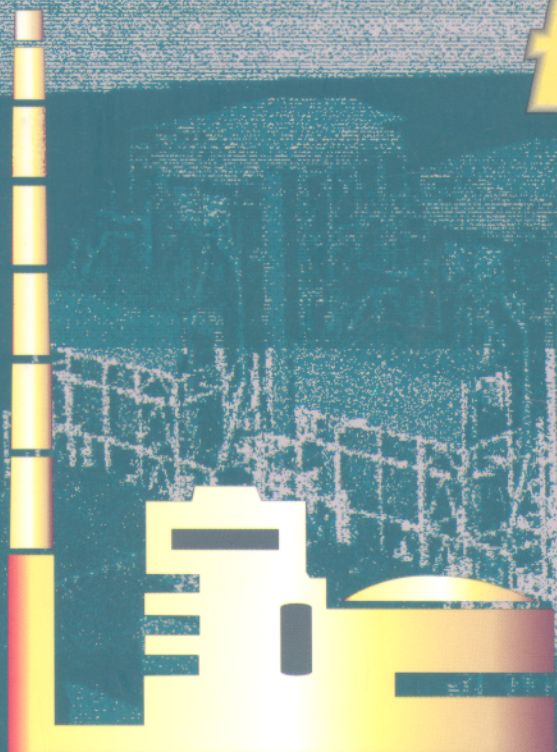


NGUYỄN CÔNG HÂN
NGUYỄN QUỐC TRUNG
ĐỖ ANH TUẤN

NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

TẬP 1



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT



NGUYỄN CÔNG HÂN - NGUYỄN QUỐC TRUNG - ĐỖ ANH TUẤN

NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

TẬP 1



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

HA NỘI - 2002

NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Tập 1

Chịu trách nhiệm xuất bản

PGS. TS Tô Đăng Hải

Biên tập

Nguyễn Thị Ngọc Khuê

Nguyễn Mạnh Hùng

Sửa bài

Mạnh Hùng

Vẽ bìa

Hương Lan

6C211

978-58-1-2001

KHKT-2002

Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật

70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội

In 1000 quyển, khổ 16 x 24 cm tại Công ty In Hàng không

Giấy phép xuất bản số 978 - 58 - 1 - 16/11/2001

In xong và nộp lưu chiểu tháng 3 năm 2002.

LỜI NÓI ĐẦU

Sản xuất điện năng là một ngành quan trọng trong nền kinh tế quốc dân. Nó phản ánh tình trạng chung của sức sản xuất của một quốc gia. Trên thế giới phần lớn điện năng được sản xuất ra ở các nhà máy nhiệt điện.

Ở nước ta, trong giai đoạn đổi mới hiện nay đang cần phát triển mạnh các nhà máy nhiệt điện đốt nhiên liệu hữu cơ. Tin chắc rằng, với khả năng về trữ lượng than đá, dầu mỏ và khí đốt, chúng ta sẽ có cơ sở để trong một thời gian không xa sản lượng điện sẽ tăng gấp đôi, gấp ba hiện nay, và sẽ góp phần quan trọng để đưa nền kinh tế của chúng ta tiến mạnh.

Tài liệu này trình bày những cơ sở lý thuyết của nhà máy nhiệt điện đốt nhiên liệu hữu cơ; khảo sát các loại nhà máy nhiệt điện, sơ đồ nhiệt nguyên lý và sơ đồ nhiệt chi tiết, tính toán các sơ đồ nhiệt nguyên lý, các thiết bị trao đổi nhiệt và một số vấn đề về vận hành nhà máy nhiệt điện. Tài liệu này được dùng làm giáo trình chính cho sinh viên ngành nhiệt điện, ngành kinh tế năng lượng, làm tài liệu tham khảo cho sinh viên ngành phát dẫn điện, nhiệt công nghiệp. Ngoài ra tài liệu này cũng có thể dùng cho các kỹ thuật viên, kỹ sư, nghiên cứu sinh làm việc ở các nhà máy nhiệt điện, ở các viện thiết kế.

Để nắm được các vấn đề ở đây, người đọc cần có những kiến thức nhất định về lò hơi và tuabin.

Tài liệu này do TS Nguyễn Công Hân chủ biên và soạn các chương mở đầu, chương 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16; Nguyễn

Quốc Trung soạn các chương 1, 2, 3, 4, 5 và Đỗ Anh Tuấn soạn các chương 6, 7, 8.

Chúng tôi bày tỏ lòng cảm ơn chân thành tới ông Chu Văn Kính giảng viên Viện Khoa học và Công nghệ Nhiệt - Lạnh, trường Đại học Bách khoa Hà Nội về những nhận xét quý giá khi đọc bản thảo quyển sách này.

Các soạn giả

CHƯƠNG MỞ ĐẦU

§M-1. NGUỒN NĂNG LƯỢNG VÀ CÁC LOẠI NHÀ MÁY ĐIỆN

Để sản xuất điện năng ta phải sử dụng các nguồn năng lượng thiên nhiên. Tùy theo loại năng lượng người ta chia ra các loại nhà máy điện chính: nhà máy nhiệt điện (NNĐ), nhà máy thủy điện (NTĐ) và nhà máy điện nguyên tử (NNT). Hiện nay phổ biến nhất là nhà máy nhiệt điện, ở đó nhiệt năng thoát ra khi đốt các nhiên liệu hữu cơ (than, dầu, khí v.v...) được biến đổi thành điện năng. Nhà máy nhiệt điện sản xuất ra khoảng 70% điện năng của thế giới.

Hiện nay nhu cầu nhiên liệu lỏng trong công nghiệp, giao thông vận tải và sinh hoạt ngày càng tăng. Do đó người ta đã hạn chế dùng nhiên liệu lỏng cho nhà máy nhiệt điện. Nhiên liệu rắn và khí trở thành những nhiên liệu hữu cơ chính của nhà máy nhiệt điện.

Trên bảng M-1 có đưa ra các số liệu về nguồn năng lượng nhiên liệu hữu cơ thế giới vào năm 1988 (theo tài liệu của Hội nghị năng lượng thế giới lần thứ XIV họp tại Montreal cuối năm 1989).

Bảng M-1. Dự trữ và khai thác nhiên liệu hữu cơ của thế giới năm 1988

<i>Nhiên liệu rắn</i>	
Trữ lượng	764 tỷ tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
Khai thác	3410 triệu tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
<i>Dầu mỏ</i>	
Trữ lượng	177 tỷ tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
Khai thác	4334 triệu tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
<i>Khí</i>	
Trữ lượng	144 tỷ tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
Khai thác	2482 triệu tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
<i>Tổng toàn bộ nhiên liệu hữu cơ</i>	
Trữ lượng	1085 tỷ tấn nhiên liệu tiêu chuẩn
Khai thác	10226 triệu tấn nhiên liệu tiêu chuẩn

Còn ở bảng M-2 ta có thể thấy được số liệu thống kê về năng lượng thế giới (tháng 7/2000) ở một số nước.

Bảng M-2. Tiêu thụ năng lượng sơ cấp ở một số nước (năm 1999)

Tên nước	Tiêu thụ năng lượng sơ cấp, đơn vị triệu tấn dầu tương đương	Trong đó gồm (đơn vị %)				
		Dầu	Than	Khi tự nhiên	Hạt nhân	Thủy năng
Mỹ	2205	40,0	24,6	25,2	9,0	1,2
Liên xô (cũ)	908	20,0	18,9	53,1	5,8	2,2
Trung Quốc	753	26,6	67,9	2,6	0,5	2,4
Nhật	507	51,0	10,0	13,2	16,2	1,6
Đức	331	40,0	24,4	21,8	13,2	0,6
Ấn độ	276	34,3	54,3	7,7	1,2	2,5
Pháp	252	38,2	5,6	13,4	40,2	2,6
Canada	228	36,4	14,0	28,3	8,3	13,0
Anh	222	35,4	16,1	37,0	11,2	0,3
Ý	166	56,3	7,5	35,5	0	0,7
Toàn thế giới	8534	40,6	25,0	24,2	7,6	2,6

Nước ta vẫn có nguồn nhiên liệu truyền thống là than và hiện nay nền công nghiệp dầu mỏ bắt đầu hình thành và phát triển, sản lượng đạt hàng triệu tấn/năm (xem bảng M-3) và có rất nhiều triển vọng. Hiện nay nhà máy nhiệt điện đốt than lớn nhất của ta là Phả Lại 1 & 2 với công suất 1040 MW và nhà máy nhiệt điện đốt dầu khí lớn nhất là Phú Mỹ 1 & 2 với công suất hơn 1000 MW. Trong một tương lai gần ta sẽ mở rộng nhà máy Phú Mỹ và đặt thêm một số nhà máy nhiệt điện nữa.

Hiện nay các nhà máy điện nguyên tử đang phát triển mạnh trên thế giới. Đó là loại nhà máy sử dụng năng lượng phân chia hạt nhân nguyên tử (nhiên liệu hạt nhân) để biến thành điện. Tính đến đầu năm 2000 trên thế giới có 432 lò phản ứng hạt nhân phát điện với tổng công suất 362 triệu kW, sản xuất khoảng 17% lượng điện toàn thế giới.

Nhà máy thủy điện là loại nhà máy điện sử dụng thế năng của dòng nước. Nó sản xuất khoảng 15% lượng điện năng của thế giới. Sự biến đổi năng lượng ở NTĐ so với nhà máy nhiệt điện có lợi thế là nguồn mang năng lượng là nước sẽ không bị cạn kiệt như nhiên liệu hữu cơ mà luôn được bảo tồn. Tuy nhiên việc phát triển thêm các NTĐ cũng dẫn bị hạn chế bởi ở nhiều nơi trên thế giới các nguồn nước hầu như đã được sử dụng hết.

Các NTĐ đòi hỏi chi phí đầu tư lớn để xây dựng các đập cao nhưng chi phí vận hành lại nhỏ, giá thành điện năng rẻ nhất. Hiện nay NTĐ lớn nhất ở nước ta là Hoà Bình (công suất 1920 MW). Về thủy điện chúng ta có tiềm năng rất lớn và trước mắt đang chuẩn bị xây dựng nhà máy thủy điện Sơn La.

Bảng M-3. Tình hình khai thác dầu của nước ta

Năm	Sản lượng dầu thô (triệu tấn)	Khí đốt (triệu m ³)
1986	0,04	42,4
1987	0,28	66,7
1988	0,68	128,0
1989	1,50	287,3
1990	2,70	491,6
1991	3,96	712,5
1992	5,5	880,0
1993	6,3	1000,0
1994	7,1	151 (khí đồng hành)
1995	7,67	185,6 (khí đồng hành)
1996	8,8	313 (khí đồng hành)
1997	9,95	562 (khí đồng hành)
1998	12,32	1039,3 (khí đồng hành)
1999	15,214	1434,9 (khí đồng hành)
2000	16,274	~ 1500 (khí đồng hành)

Ngoài ba loại nhà máy điện chính kể trên, còn có các loại nhà máy điện sau: nhà máy điện sử dụng năng lượng của dòng không khí - nhà máy phong điện (NPD) có công suất vài megawatt; nhà máy điện sử dụng năng lượng bức xạ của mặt trời (NMT); nhà máy điện sử dụng năng lượng của thủy triều (NTT) có công suất hàng trăm MW; nhà máy điện sử dụng nhiệt năng của nước ngầm dưới đất - nhà máy điện địa nhiệt (NĐN)*.

Hiện nay người ta đã đạt được những kết quả quan trọng trong việc biến đổi trực tiếp nhiệt năng thành điện năng, đã có những nhà máy điện dùng máy phát từ thủy động với công suất không nhỏ, ví dụ như máy phát từ thủy động U-25 của Nga có công suất 20 MW. Người ta cũng đang chuẩn bị xây dựng các nhà máy điện nhiệt hạch dựa trên cơ sở tổng hợp hạt nhân nóng (nhiệt hạch).

* Đến đầu năm 1989, toàn thế giới có 66 điểm địa nhiệt trên đó xây nhà máy điện, có 233 tổ máy với công suất tổng 5,1 GW (trong đó Mỹ là 2212 MW, ở México là 700 MW).

Các nhà máy điện được hợp nhất và một hệ thống điện bao gồm các hộ tiêu thụ điện, đường dây tải điện nối chúng với các nhà máy điện, các trạm phân phối điện với các nhà máy tăng áp và hạ áp. Việc truyền tải điện năng đi xa được thực hiện bằng đường dây cao áp.

Việc hợp nhất các nhà máy điện vào một hệ thống năng lượng sẽ có nhiều ưu điểm. Nó sẽ nâng cao độ tin cậy của việc cung cấp năng lượng và giảm được công suất dự phòng. Khả năng phân phối phụ tải một cách hợp lý giữa các nhà máy điện sẽ tiết kiệm được nhiên liệu. Tuy nhiên việc chuyển tải điện năng cũng gây tổn thất điện trên đường truyền tải và ở các mạng điện, tổn thất này vào khoảng 8 đến 9% lượng điện truyền.

§M-2. VIỆC TIÊU THỤ NĂNG LƯỢNG - ĐỒ THỊ PHỤ TẢI CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN

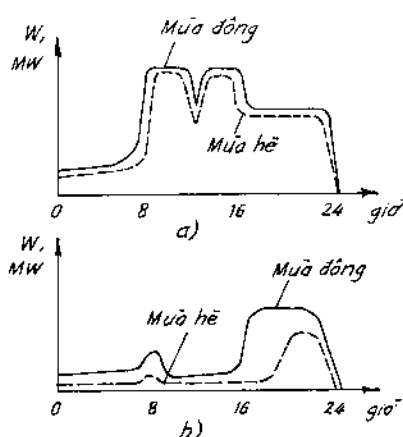
Người ta chia ra 4 loại hộ tiêu thụ điện chính: công nghiệp, sinh hoạt, chiếu sáng, giao thông và nông nghiệp. Sự thay đổi của phụ tải theo thời gian được biểu diễn bằng đồ thị phụ tải điện (hình M-1). Diện tích dưới đồ thị ngày là sản lượng điện trong ngày, đơn vị kWh/ngày:

$$E_{\text{ngày}} = \int_0^{24} W dt \quad (M-1)$$

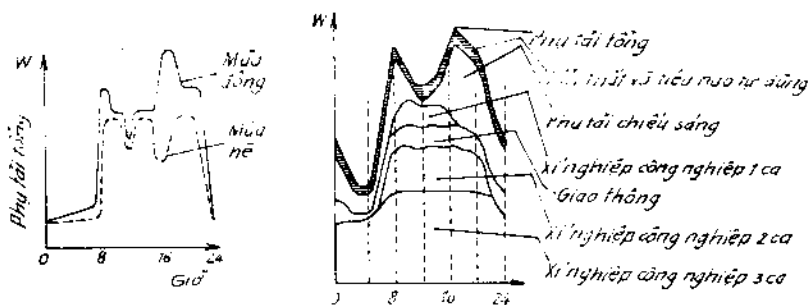
Đồ thị phụ tải của nhà máy điện bao gồm phụ tải của các hộ tiêu thụ, tiêu hao điện năng của nhà máy điện và hao tổn trong mạng điện (hình M-2).

Đồ thị phụ tải ngày có những chỗ tải giảm, nhất là về đêm, chỉ có xí nghiệp 3 ca làm việc (hình M-3).

Việc chọn giải pháp để hạ thấp công suất các nhà máy điện vào lúc giảm tải ban đêm, cũng như việc giảm phụ tải vào các ngày nghỉ là một trong những nhiệm vụ khó khăn trong vận hành nhà máy điện.

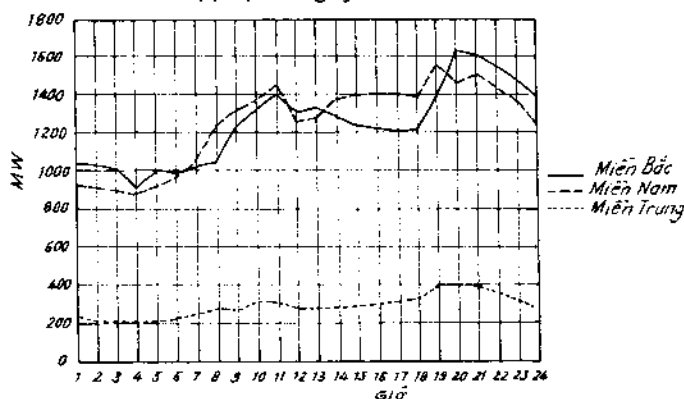


Hình M-1. Đồ thị phụ tải hàng ngày của phụ tải công nghiệp (a) và phụ tải sinh hoạt - chiếu sáng (b).



Hình M-2. Đồ thị phụ tải tổng ngày đông và ngày hè (a) và các thành phần của phụ tải tổng ngày đông (b).

Đồ thị phụ tải ngày 15-6-1998

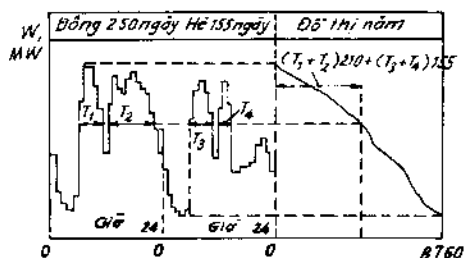


Hình M-3. Đồ thị phụ tải ngày của ba miền.

Tỷ số giữa phụ tải cực tiểu ban đêm với phụ tải cực đại ban ngày gọi là hệ số không đều của đồ thị phụ tải ngày:

$$\epsilon = \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \quad (\text{M-2})$$

Một đặc tính nữa của đồ thị ngày là hệ số sử dụng phụ tải cực đại:



Hình M-4. Thí dụ xây dựng đồ thị tải điện năm.

$$\xi = \frac{E_{\text{ngày}}}{W_{\text{max}} T_{\text{ngày}}} \quad (\text{M-3})$$

Người ta còn xây dựng đồ thị phụ tải điện năm dựa trên các đồ thị phụ tải ngày, muốn thế thì trục hoành sẽ biểu thị thời gian trong một năm (nếu năm không nhuận thì số giờ trong một năm là $T_{\text{năm}} = 8760$ giờ), còn trên trục tung biểu thị giá trị của phụ tải điện (hình M-4). Diện tích dưới đồ thị này chính là lượng điện sản xuất trong năm:

$$E_{\text{năm}} = \int_0^{8760} W dT \quad (\text{M-4})$$

Một đặc tính quan trọng của việc sử dụng công suất nhà máy điện trong năm là số giờ sử dụng công suất cực đại trong năm:

$$T_{\text{max}} = \frac{E_{\text{năm}}}{W_{\text{max}}} \quad (\text{M-5})$$

Dựa theo công suất cực đại và giá trị T_{max} đã chọn ta xác định lượng điện năng sản xuất trong năm:

$$N_{\text{năm}} = W_{\text{max}} \cdot T_{\text{max}}$$

ở đây:

T_{max} - thời gian làm việc quy ước với phụ tải cực đại W_{max} để bảo đảm sản xuất được lượng điện $E_{\text{năm}}$ cho trước.

Tương ứng ta có hệ số sử dụng phụ tải cực đại của năm:

$$\xi_{\text{năm}} = \frac{E_{\text{năm}}}{W_{\text{max}} T_{\text{năm}}} = \frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{năm}}} \quad (\text{M-6})$$

Công suất của các khối đặt trong hệ thống năng lượng (gọi là công suất $W_{\text{đặt}}$) gồm cả công suất dự phòng và lớn hơn phụ tải cực đại W_{max} một đại lượng mà được tính bằng hệ số dự phòng:

$$\rho = \frac{W_{\text{đặt}}}{W_{\text{max}}} \quad (\text{M-7})$$

* Để tham khảo: ở Nga, người ta lấy dự phòng như sau (tính theo phần trăm của cực đại phụ tải): dự phòng sửa chữa - 5, dự phòng sự cố - 7 và dự phòng kinh tế quốc dân - 1%.

Tương ứng ta có số giờ sử dụng công suất của năm:

$$T_{\text{đạt}} = \frac{E_{\text{năm}}}{W_{\text{đạt}}} = \frac{E_{\text{năm}}}{p} = \frac{g_{\text{max}}^{\text{năm}}}{W_{\text{max}}} T_{\text{năm}} = g_{\text{đạt}}^{\text{năm}} T_{\text{năm}} \quad (\text{M-8})$$

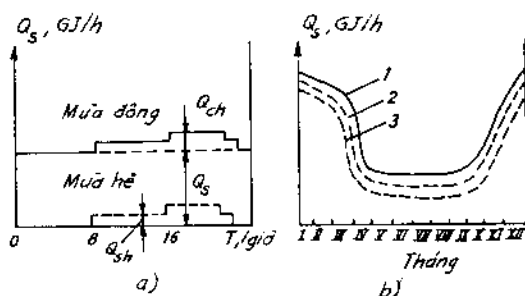
ở đây:

$g_{\text{đạt}}^{\text{năm}} = g_{\text{max}}^{\text{năm}} / p$ - hệ số sử dụng công suất đạt của nhà máy điện.

Trong các khu công nghiệp, các thành phố lớn yêu cầu nhiệt cho quá trình công nghệ của các xí nghiệp công nghiệp (thực phẩm, đường, giấy v.v.), thông gió các toà nhà dùng cho sinh hoạt trong mùa lạnh có thể được thoả mãn nhờ sử dụng lượng nhiệt thoát ra của nhà máy điện.

Nhà máy điện vừa cung cấp điện vừa cung cấp nhiệt do trích hơi tuabin gọi là trung tâm nhiệt điện. Sản xuất phối hợp điện năng và nhiệt năng trong trung tâm nhiệt điện sẽ tiết kiệm được một lượng nhiên liệu đáng kể.

Nhiệt lượng cung cấp từ nhà máy điện có thể là hơi nóng hay nước nóng. Người ta đáp ứng phụ tải nhiệt công nghiệp thường bằng hơi trích tuabin, phần lớn là có áp lực $1,0 \div 1,5 \text{ MPa}$, còn đáp ứng phụ tải sưởi bằng nước nóng được gia nhiệt đến $70 \div 150^\circ\text{C}$ bằng hơi trích tuabin với áp lực $0,05 \div 0,5 \text{ MPa}$. Trên hình M-5 là đồ thị phụ tải sưởi và sinh hoạt.



Hình M-5. Các đồ thị phụ tải sưởi - thông gió và phụ tải sinh hoạt:

a. Đồ thị phụ tải ngày; b. Đồ thị phụ tải năm;

1, 2, 3 - các phụ tải cực đại, trung bình và cực tiểu.

§M-3. CÁC LOẠI NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Nhà máy nhiệt điện đốt bằng nhiên liệu hữu cơ có thể chia ra các loại sau:

1) Theo loại nhiên liệu sử dụng:

- Nhà máy điện đốt nhiên liệu rắn
- Nhà máy điện đốt nhiên liệu lỏng
- Nhà máy điện đốt nhiên liệu khí
- Nhà máy điện đốt nhiên liệu 2 hoặc 3 loại trên.

2) Theo loại tuabin quay máy phát:

- Nhà máy điện tuabin hơi
- Nhà máy điện tuabin khí
- Nhà máy điện tuabin khí - hơi.

3) Theo dạng năng lượng cấp đi:

- Nhà máy điện ngưng hơi: chỉ cung cấp điện
- Trung tâm nhiệt điện: cung cấp điện và nhiệt.

4) Theo kết cấu công nghệ:

- Nhà máy điện khối
- Nhà máy điện không khối.

5) Theo tính chất mang tải:

- Nhà máy điện phụ tải gốc, có số giờ sử dụng công suất đạt hơn 5000 giờ

- Nhà máy điện phụ tải giữa, có số giờ sử dụng công suất đạt khoảng 3000 đến 4000 giờ

- Nhà máy điện phụ tải đỉnh, có số giờ sử dụng công suất đạt ít hơn 1500 giờ.

ĐỘ KINH TẾ NHIỆT VÀ CÁC CHỈ TIÊU NĂNG LƯỢNG CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGUNG HƠI (NMĐN)

§1-1. CÂN BẰNG NHIỆT VÀ CÁC HIỆU SUẤT CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGUNG HƠI VÀ CỦA CÁC THIẾT BỊ CHÍNH TRONG NHÀ MÁY

Cân bằng nhiệt chung của nhà máy điện ngưng hơi hoặc của một khối năng lượng xét trong một đơn vị thời gian (một giây hoặc một giờ) được biểu thị bằng phương trình sau đây:

$$Q_c = W_e + W_{co} + W_{mt} + Q_k + Q_{lq} + \Delta Q_{lq} + Q_{tr} + \Delta Q_{mt} \quad (1-1)$$

trong đó:

Q_c - tổng lượng nhiệt của nhiên liệu sinh ra;

W_e - công suất điện của thiết bị tuabin;

W_{co} , W_{mt} - các tổn thất cơ của tuabin và tổn thất công suất trong máy phát điện;

Q_k - tổn thất nhiệt trong thiết bị tuabin, chủ yếu là tổn thất nhiệt ở bình ngưng (trao cho nước làm lạnh);

Q_{lq} - tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh khi vận chuyển hơi và nước bằng ống dẫn giữa lò hơi và tuabin;

ΔQ_{lH} - tổn thất nhiệt trong thiết bị lò hơi;

Q_l - lượng nhiệt cấp cho nhu cầu sinh hoạt của khu công nhân và để sưởi ấm trong các ngôi nhà của nhà máy điện;

ΔQ_{nL} - tổn thất nhiệt trong hệ thống vận chuyển và chuẩn bị nhiên liệu không tính vào cân bằng nhiệt của lò hơi.

Tất cả các đại lượng nói trên được tính bằng kW hoặc GJ/h .

Nếu không kể đến lượng nhiệt cấp cho nhu cầu sinh hoạt (Q_l) và lượng nhiệt tổn thất ở hệ thống chuẩn bị nhiên liệu (ΔQ_{nL}) thì cân bằng nhiệt của nhà máy điện ngưng hơi (hoặc của một khối năng lượng) được viết dưới dạng rút gọn hơn:

$$Q_c = W_E + \Delta Q_{lH} + Q_{lax} + \Delta Q_{lH} \quad (1-2)$$

Trong đó $\Delta Q_{lH} = Q_K + W_{cc} + W_{nL}$ là tổn thất trong thiết bị tuabin. Hoặc cũng có thể viết:

$$Q_c = W_i + Q_K + Q_{lax} + \Delta Q_{lH} \quad (1-3)$$

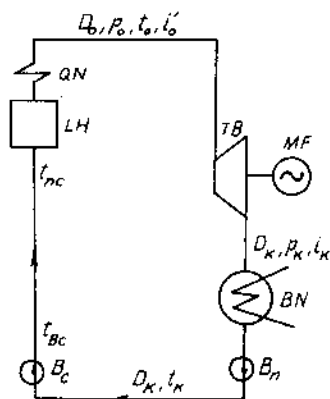
Trong đó $W_i = W_E + W_{cc} + W_{nL}$ là công suất trong của tuabin. Nếu sự cân bằng nhiệt không xét trong một đơn vị thời gian mà xét trong một khoảng thời gian dài, ví dụ 1 năm thì trong các phương trình cân bằng, công suất W được thay bằng điện năng E (kWh).

Nhà máy điện ngưng hơi (hoặc khối năng lượng) bao gồm các thiết bị chính cùng với những thiết bị phụ của chúng, đó là thiết bị tuabin và thiết bị lò hơi nối với nhau bằng ống dẫn (hình 1-1).

- Lượng nhiệt tiêu hao cho thiết bị tuabin:

$$Q_{lH} = W_i + Q_K \quad (1-4)$$

Gồm công suất trong của tuabin và tổn thất nhiệt ở bình ngưng.



Hình 1-1. Sơ đồ nhiệt của nhà máy điện ngưng hơi đơn giản nhất:

LH - lò hơi; QN - bộ quá nhiệt;

TB - tuabin; MF - máy phát điện; BN - bình ngưng.

B_c - bơm nước cấp;

B_n - bơm nước ngưng.

- Lượng nhiệt do nhiên liệu sinh ra trong thiết bị lò hơi chuyển thành nhiệt của hơi nước thu được và các tổn thất nhiệt trong thiết bị lò hơi:

$$Q_C = Q_{LH} + \Delta Q_{LH} \quad (1-5)$$

- Cân bằng nhiệt trong hệ thống ống dẫn:

$$Q_{LH} = Q_{TB} + Q_{tán} \quad (1-6)$$

Người ta dùng tỷ số giữa lượng điện năng sản xuất ra (hoặc công suất) với lượng nhiệt tiêu tốn để biểu thị độ kinh tế nhiệt của nhà máy điện ngưng hơi - nghĩa là hiệu suất của nhà máy (hoặc khối năng lượng):

$$\eta_c = \frac{E_{nam}}{Q_C^{nam}} \quad \text{hoặc} \quad \eta_c = \frac{W_E}{Q_C} \quad (1-7)$$

trong đó:

E_{nam} - điện năng sản xuất ra hàng năm;

Q_C^{nam} - nhiệt của nhiên liệu tiêu hao hàng năm.

Tương tự như thế, hiệu suất của lò hơi:

$$\eta_{LH} = \frac{Q_{LH}}{Q_C} \quad (1-8)$$

Hiệu suất tải nhiệt (theo ống dẫn) của nhà máy điện:

$$\eta_{tán} = \frac{Q_{TB}}{Q_{LH}} \quad (1-9)$$

Hiệu suất của thiết bị tuabin:

$$\eta_{TB} = \frac{W_E}{Q_{TB}} \quad (1-10)$$

Hiệu suất chung của nhà máy điện (khối năng lượng) sẽ là tích của 3 hiệu suất nói trên. Thật vậy, nếu ta viết:

$$\eta_c = \frac{W_E}{Q_C} = \frac{Q_{LH} Q_{TB} W_E}{Q_C Q_{LH} Q_{TB}} = \eta_{LH} \cdot \eta_{tán} \cdot \eta_{TB} \quad (1-11)$$

Như vậy, hiệu suất của nhà máy điện phụ thuộc trực tiếp vào các hiệu suất của lò hơi, ống dẫn và thiết bị tuabin.

Ảnh hưởng lớn nhất đến hiệu suất của nhà máy điện là hiệu suất của thiết bị tuabin, trong đó phải kể đến tổn thất nhiệt chủ yếu trong chu trình sản xuất điện năng là tổn thất ở bình ngưng Q_k (nhiệt trao cho nguồn lạnh), nó chiếm vào khoảng từ 45 đến 50% lượng nhiệt tiêu tốn. Các tổn thất nhiệt còn lại trong nhà máy điện nhỏ hơn nhiều. Ví dụ đối với các lò hơi hiện đại $\Delta Q_{l,h}$ vào khoảng 6 ÷ 10% lượng nhiệt tiêu tốn, còn tổn thất trong ống dẫn chỉ vào khoảng 1%. Từ đó có thể kết luận rằng hiệu suất của nhà máy điện ngưng hơi hiện đại theo công thức (1-11) với các trị số tổn thất nói trên có thể vào khoảng $\eta_c = 39 \div 43\%$.

Hiệu suất của nhà máy điện (khối năng lượng) biểu thị ở các công thức (1-7) và (1-11) được gọi là hiệu suất thô vì nó chưa kể đến lượng nhiệt tiêu hao tự dùng cho các máy móc và thiết bị phụ của bản thân nhà máy.

Trong khi đó một phần năng lượng sản xuất ra của nhà máy điện được tiêu dùng để thực hiện quá trình công nghệ biến đổi năng lượng bên trong nhà máy (chuẩn bị nhiên liệu, cung cấp không khí, hút khói, cung cấp nước v.v...) chiếm vào khoảng 4 ÷ 6% lượng điện năng sản xuất ra hoặc vào khoảng 1,5 ÷ 2,5% lượng nhiệt tiêu tốn.

Vậy thì hiệu suất có tính đến phần năng lượng tự dùng của nhà máy được gọi là hiệu suất tinh và được biểu thị như sau:

$$\eta_c^{net} = \frac{E_{var} - E_{td}}{Q_c^{net}} = \frac{E_{var}}{Q_c^{net}} (1 - e_{td}^{net}) = \frac{E_{td}}{Q_c^{net}} \quad (1-12)$$

ở đây:

E_{td} - lượng điện năng tiêu hao tự dùng của nhà máy (kWh);

$$e_{td}^{net} = \frac{E_{td}}{E_{var}} = 0,04 \div 0,06 - \text{suất điện năng tự dùng;}$$

$$E_{td} = E_{var} - E_{td} = E_{var}(1 - e_{td}^{net}) - \text{điện năng có ích cấp đi.}$$

Tương tự xét đối với một đơn vị thời gian (1 giây) thì ta thay điện năng bằng công suất điện W_c ta được:

$$\eta_c^{net} = \frac{W_{td} - W_{td}}{Q_c} = \frac{W_{td}}{Q_c} (1 - e_{td}^{net}) = \frac{W_{td}^{net}}{Q_c} \quad (1-13)$$

Tương ứng nhiệt giáng lý thuyết của hơi ở trước van điều chỉnh là H_v (kJ/kg) và ở sau van điều chỉnh là H'_v (kJ/kg). Tỷ số:

$$\eta_v = \frac{H_v}{H'_v}$$

gọi là hệ số tiết lưu.

Khi đó hiệu suất trong tương đối của phần truyền hơi của tuabin được biểu thị bằng tỷ số:

$$\eta'_{co} = \frac{H_v}{H'_v}$$

Tính cả sự tiết lưu của hơi khi qua các van điều chỉnh thì ta có:

$$\eta_{co} = \frac{H_v}{H'_v} = \frac{H_v H'_v}{H'_v H_v} = \eta'_{co} \eta_v$$

Hiệu suất trong tương đối của các tuabin hiện đại thường nằm trong giới hạn từ 0,86 ÷ 0,88 và thay đổi đối với từng đoạn của quá trình làm việc và các phản tương ứng của tuabin (tùy theo lượng hơi đưa vào và các thông số của nó) trong một giới hạn rộng hơn (0,80 ÷ 0,90).

- Hiệu suất cơ của tuabin tính đến tổn thất ma sát ở các ổ đỡ trục, tiêu phí năng lượng ở hệ thống điều chỉnh và bôi trơn.

Hiệu suất đó bằng:

$$\eta_{co} = \frac{W_u}{W_t} \quad (1-15)$$

W_u là công suất hiệu dụng của tuabin ở trên khớp trục nối với máy phát điện, nghĩa là công suất được truyền cho máy phát điện. Như vậy công suất hiệu dụng bằng công suất trong trừ đi tổn thất cơ của tuabin:

$$W_u = W_t - W_{co}$$

(W_{co} - tổn thất cơ khí của tuabin).

Đối với tuabin hiện đại, công suất lớn thì trị số $W_{co} = 0,99$.

- Hiệu suất hiệu dụng tương đối của tuabin:

$$\eta_m = \frac{W_m}{W_a} = \eta_{ot} \eta_{eo}$$

- Hiệu suất của máy phát điện:

$$\eta_{mf} = \frac{W_{fp}}{W_m} \quad (1-16)$$

Rõ ràng là công suất điện sẽ bằng công suất hiệu dụng trừ đi các tổn thất cơ điện của máy phát $W_{fp} = W_m - W_{mt}$ (W_{mt} là các tổn thất cơ điện của máy phát). Với những phương pháp làm mát hiện đại cho máy phát điện thì hiệu suất của máy phát vào khoảng 99%.

- Hiệu suất điện tương đối của thiết bị tuabin:

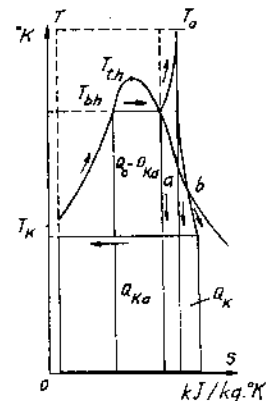
$$\eta_{ot} = \frac{W_{mf}}{W_a} = \eta_{mf} \eta_{eo} \eta_{ot} \quad (1-17)$$

Các hiệu suất η_{mf} , η_{eo} , η_{ot} , η_{mf} và η_{ot} là các hiệu suất tương đối của thiết bị tuabin; chúng đặc trưng cho mức độ hoàn thiện về kỹ thuật của từng phần (phần truyền hơi, phần cơ khí của tuabin, phần điện từ và phần cơ khí của máy phát).

Các trị số nêu ra ở trên của các hiệu suất tương đối là đối với công suất định mức hoặc công suất kinh tế của thiết bị tuabin, còn khi thiết bị tuabin làm việc ở phụ tải thấp hơn thì các hiệu suất đó giảm đi.

Ngoài các hiệu suất tương đối, người ta còn biểu thị độ kinh tế nhiệt của thiết bị tuabin ngưng hơi (bao gồm tuabin, bình ngưng và máy phát điện) bằng các hiệu suất tuyệt đối. Hiệu suất tuyệt đối được phân biệt với hiệu suất tương đối bởi mức độ tính toán tổn thất của quá trình công nghệ biến đổi năng lượng, nghĩa là hiệu suất tuyệt đối có tính đến cả tổn thất nhiệt của chu trình nhiệt động.

Chu trình nhiệt động hơi nước là cơ sở của quá trình công nghệ sản xuất năng lượng



Hình 1-3. Chu trình hơi nước trên đồ thị T-s:
a - chu trình lý tưởng;
b - chu trình thực.

bằng tuabin hơi. Nó bao gồm các quá trình: cấp nhiệt và nhà nhiệt đẳng áp, sinh công đoạn nhiệt (đẳng entropi) của hơi trong tuabin và công nén của bơm cấp. Đó chính là chu trình Renkin (hình 1-3).

Hiệu suất của chu trình này là:

$$\eta_0 = \frac{Q_0 - Q_{K0}}{Q_0} = \frac{i_0 - i_{nc} - (i_{K0} - i'_K)}{i_0 - i_{nc}} \quad (1-18)$$

ở đây:

$Q_0 = i_0 - i_{nc}$ - lượng nhiệt từ nguồn nóng cấp vào chu trình, kJ/kg ;

i_0 và i_{nc} - tương ứng là entanpi của hơi mới và của nước cấp sau khi nén trong bơm cấp, kJ/kg ;

$Q_{K0} = i_{K0} - i'_K$ - lượng nhiệt tổn thất ở nguồn lạnh, kJ/kg ;

i_{K0} và i'_K - entanpi của hơi thoát ra khỏi tuabin với quá trình dẫn nở đoạn nhiệt và entanpi của nước ngưng khi ngưng tụ, kJ/kg .

Công thức (1-18) có thể viết dưới dạng:

$$\eta_0 = \frac{i_0 - i_{K0} - (i_{nc} - i'_K)}{i_0 - i'_K - (i_{nc} - i'_K)} = \frac{H_0 - h_{R0}}{Q'_0 - \tau_{R0}} \quad (1-19)$$

$h_{R0} = \tau_{R0} = i_{nc} - i'_K$ là công nén đoạn nhiệt của bơm, tương đương với độ hâm nóng nước đoạn nhiệt trong bơm τ_{R0} .

Q'_0 là lượng nhiệt tiêu hao cho tuabin không tính đến công nén của bơm cấp. Những đại lượng này đều biểu thị bằng kJ/kg .

Như vậy nếu không tính đến công của bơm thì:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_{K0}}{i_0 - i'_K} = \frac{H_0}{Q'_0} \quad (1-20)$$

Tiêu hao năng lượng cho việc nâng cao áp suất của nước trong bơm (nén) ở các thiết bị tuabin hiện đại vào khoảng $25 \div 35 \text{ kJ/kg}$ hoặc $3 \div 4\%$ công của hơi trong tuabin.

Như vậy công nén của bơm cấp là phần chủ yếu của toàn bộ năng lượng tiêu hao cho nhu cầu tự dùng của nhà máy nhiệt điện. Rõ ràng biểu

thức (1-19) là hiệu suất tính của chu trình hơi nước, biểu thức (1-20) là hiệu suất thô của chu trình, còn biểu thức (1-18) là biểu thức chung của hiệu suất chu trình.

- Hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin (chu trình thực) trên cơ sở công thức (1-20):

$$\eta_t = \frac{H_t}{Q'_{to}} = \frac{H_a \eta_{tot}}{Q'_{to}} = \eta_t \cdot \eta_{tot} \quad (1-21)$$

- Hiệu suất hiệu dụng tuyệt đối của thiết bị tuabin (không kể máy phát điện):

$$\eta_o = \frac{H_t \eta_{tot}}{Q'_{to}} = \eta_t \cdot \eta_{co} = \eta_t \cdot \eta_{ot} \cdot \eta_{co} = \eta_t \eta_{oot} \quad (1-22)$$

- Hiệu suất điện tuyệt đối của thiết bị tuabin:

$$\eta_{te} = \frac{H_t \eta_{co} \eta_{oot}}{Q'_{to}} = \eta_t \eta_{co} \eta_{oot} = \eta_t \eta_{ot} \eta_{co} \eta_{oot} = \eta_t \eta_{ote} \quad (1-23)$$

Hiệu một cách chặt chẽ hơn thì hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin có tính đến công nén của bơm cấp (hiệu suất tính):

$$\eta_t = \frac{H_t - h_{bt}}{Q'_{to} - \tau_{bt}} \quad (1-24)$$

$$\text{trong đó: } H_t = H_a \eta_{co}; h_{bt} = \frac{h_{Ba}}{\eta_B^{co}} = \tau_{bt} = \frac{\tau_{Ba}}{\eta_B^{co}}.$$

η_B^{co} là hiệu suất trong tương đối (hiệu suất thủy lực) của bơm cấp tính đến các tổn thất của bơm đã biến thành nhiệt để làm nóng thêm nước cấp. Độ hâm nóng nước đoạn nhiệt ở trong bơm cấp có thể tìm theo bảng nước hoặc tính theo công thức:

$$\tau_{ba} = h_{ba} \approx 10^3 v (p_a - p_b) \quad (1-25)$$

trong đó:

v - thể tích riêng trung bình của nước, m^3/kg ;

p và p_b - áp suất của nước ở sau bơm và ở trước bơm, MPa .

Ví dụ khi $v = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg}$ và $p_d - p_v = 30 \text{ MPa}$ thì $\tau_{\text{bi}} = h_{\text{bi}} \approx 33 \text{ kJ/kg}$
 nếu $\eta_{\text{bi}}^{\text{tr}} = 0,80 \div 0,85$ ta được $\tau_{\text{bi}} = h_{\text{bi}} \approx 39 \div 41 \text{ kJ/kg}$.

§1-2. TIÊU HAO HƠI, TIÊU HAO NHIỆT VÀ TIÊU HAO NHIÊN LIỆU Ở NHÀ MÁY ĐIỆN NGỪNG HƠI KHÔNG CÓ QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

- Lượng hơi tiêu hao cho tuabin ngưng hơi $D_v(\text{kg/s})$ được xác định từ điều kiện cân bằng năng lượng (hình 1-2):

$$D_v(i_v - i_{\text{ka}})\eta_{\text{oi}}\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}} = W_E$$

từ đây rút ra:

$$\begin{aligned} D_v &= \frac{W_E}{(i_v - i_{\text{ka}})\eta_{\text{oi}}\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} = \frac{W_E}{(i_v - i_{\text{k}})\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} \\ &= \frac{W_E}{H_v\eta_{\text{oi}}\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} = \frac{W_E}{H_i\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} \end{aligned} \quad (1-26)$$

trong đó:

W_E - công suất điện của máy phát, kW;

$H_v = i_v - i_{\text{ka}}$ và $H_i = i_v - i_{\text{k}}$ - tương ứng là nhiệt giáng đoạn nhiệt (lý tưởng) và nhiệt giáng thực tế của hơi, kJ/kg;

i_v - entanpi ban đầu của hơi ở trước tuabin;

i_{ka} và i_{k} - entanpi cuối của hơi trong quá trình lý tưởng và trong quá trình thực tế, kJ/kg;

η_{oi} , η_{eo} , η_{mr} - hiệu suất trong tương đối, hiệu suất cơ của tuabin và hiệu suất của máy phát điện.

Để đánh giá mức độ hoàn thiện về kỹ thuật của tuabin ngưng hơi thì trước hết, một cách gần đúng, ta có thể dùng chỉ tiêu "suất tiêu hao hơi" d_v (g/kJ):

$$d_v = \frac{D_v}{W_E} = \frac{10^3}{(i_v - i_{\text{ka}})\eta_{\text{oi}}\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} = \frac{10^3}{H_v\eta_{\text{oi}}\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} = \frac{10^3}{H_i\eta_{\text{eo}}\eta_{\text{mr}}} \quad (1-27)$$

Nếu D_v biểu thị theo kg/h và d_v (kg/kWh) thì:

$$D = 3600 \cdot \frac{W_E}{H_i \eta_{es} \eta_{m1}} \quad (1-26a)$$

$$d_i = \frac{3600}{H_i \eta_{es} \eta_{m1}} \quad (1-27a)$$

Các tuabin ngưng hơi hiện đại có $d_i = 0,8 \text{ g/kJ}$ hoặc vào khoảng 3 kg/kWh .

Suất tiêu hao hơi không biểu thị hết độ kinh tế nhiệt của thiết bị tuabin, nó không phản ánh được tổn thất nhiệt trực tiếp ở nguồn lạnh (trong bình ngưng). Vì vậy phải dùng "suất tiêu hao nhiệt".

- Lượng nhiệt tiêu hao cho thiết bị tuabin (không có quá nhiệt trung gian) trong một đơn vị thời gian Q_{TB} (kW) bằng lượng nhiệt đưa vào tuabin của hơi mỗi trừ đi lượng nhiệt đi ra của nước cấp:

$$Q_{TB} = D \cdot (i_s - i_{nc}) \quad (1-28)$$

và lượng nước cấp trước hết được lấy gần đúng bằng lượng hơi mỗi D_i .

Người ta dùng suất tiêu hao nhiệt làm chỉ tiêu kinh tế nhiệt, nó tương đương với hiệu suất của thiết bị tuabin:

$$q_{TB} = \frac{Q_{TB}}{W_E} = d_i \cdot (i_s - i_{nc}) \quad (1-29)$$

ở đây Q_{TB} và W_E cũng được biểu thị bằng kW còn d_i - kg/kJ.

Khi ấy q_{TB} sẽ là đại lượng nghịch đảo của hiệu suất, cụ thể:

$$\eta_{TB} = \frac{W_E}{Q_{TB}} \rightarrow q_{TB} = \frac{1}{\eta_{TB}} \quad (1-30)$$

Nếu $\eta_{TB} = 0,44 \div 0,46$ thì $q_{TB} = 2,2 \div 2,3$ và cũng là đại lượng không thứ nguyên.

Nếu W_E được biểu thị bằng đơn vị kW, Q_{TB} - kJ/h thì q_{TB} sẽ có đơn vị là kJ/kWh.

$$\eta_{TB} = 3600 \frac{W_E}{Q_{TB}}; \quad q_{TB} = \frac{Q_{TB}}{W_E} = \frac{3600}{\eta_{TB}}$$

Với $\eta_{\text{th}} = 0,44 \div 0,46$ thì $q_{\text{th}} = 8100 \div 7800 \text{ kJ/kWh}$.

- Phụ tải nhiệt của lò hơi (kW) có tính đến tổn thất nhiệt khi vận chuyển hơi và nước (xem hình 1-1 và công thức 1-9):

$$Q_{\text{th}} = D_{\text{th}}(i_{\text{th}} - i_{\text{nc}}^{\text{li}}) = \frac{Q_{\text{th}}}{\eta_{\text{th}}} = \frac{D_{\text{th}}(i_{\text{th}} - i_{\text{nc}})}{\eta_{\text{th}}} \quad (1-31)$$

Ở đây ta thừa nhận lưu lượng hơi cho tuabin và phụ tải hơi của lò là một, nghĩa là $D_{\text{th}} = D_{\text{th}}$; i_{th} và $i_{\text{nc}}^{\text{li}}$ tương ứng là entanpi của hơi khi ra khỏi lò và của nước cấp khi đưa vào lò. Khi đó cần phải nói rằng áp suất của hơi ở lò cao hơn áp suất của hơi ở trước tuabin từ $1,0 \div 1,5 \text{ MPa}$, còn nhiệt độ thì cao hơn khoảng 5°C . Nhiệt độ và entanpi của nước cấp khi ra khỏi tuabin và khi vào lò thực tế là như nhau: $i_{\text{nc}}^{\text{li}} = i_{\text{nc}}$.

Phụ tải nhiệt của thiết bị lò hơi Q_{th} và lượng nhiệt của nhiên liệu Q_{c} được liên hệ với nhau bằng biểu thức (1-8):

$$Q_{\text{c}}\eta_{\text{th}} = Q_{\text{th}}$$

Suất tiêu hao nhiệt của nhà máy điện:

$$q_{\text{c}} = \frac{Q_{\text{c}}}{W_{\text{F}}} = \frac{Q_{\text{th}}}{W_{\text{F}}\eta_{\text{th}}} = \frac{Q_{\text{th}}}{W_{\text{th}}\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}}} = \frac{q_{\text{th}}}{\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}}} \quad (1-32)$$

Nếu lấy $\eta_{\text{th}} = 90 \div 94\%$; $\eta_{\text{th}} = 0,99$; $q_{\text{th}} = 2,2 \div 2,3$ thì $q_{\text{c}} \approx 2,2 \div 2,6$. Bởi vì $q_{\text{th}} = 1/\eta_{\text{th}}$ và $\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}} = \eta_{\text{c}}$ nên:

$$q_{\text{c}} = \frac{1}{\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}}\eta_{\text{th}}} = \frac{1}{\eta_{\text{c}}}$$

Nếu suất tiêu hao nhiệt tính bằng kJ/kWh thì $q_{\text{c}} = \frac{3600}{\eta_{\text{c}}}$.

- Lượng nhiệt của nhiên liệu tiêu hao bằng:

$$Q_{\text{c}} = BQ_{\text{th}}^{\text{h}} \cdot \text{kJ/h} \quad (1-33)$$

B - lượng nhiên liệu tiêu hao cho lò (kg/h);

Q_{th}^{h} - nhiệt trị của nhiên liệu (kJ/kg).

Phương trình cân bằng nhiệt của lò hơi:

$$BQ_{\text{vật}}^h \eta_{\text{lò}} = D_{\text{lò}}(t_{\text{th}} - t_{\text{nc}}^{\text{li}}) \quad (1-34)$$

Nếu vế phải của phương trình này đã biết thì có thể xác định hiệu suất của lò hơi $\eta_{\text{lò}}$ theo B (phương pháp cân bằng thuận) hoặc xác định B theo $\eta_{\text{lò}}$ (phương pháp cân bằng nghịch).

Ở trường hợp cân bằng nghịch thì hiệu suất của lò hơi được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt giữa sản lượng có ích và tổn thất nhiệt trong lò:

$$\eta_{\text{lò}} = 100 - \sum_{i=1}^6 q_i \quad (1-35)$$

q_i là tổn thất nhiệt trong lò (%), cụ thể $q_2 = 4 \div 6\%$ là tổn thất nhiệt vật lý của khối thoát; $q_3 + q_4 \approx 1 \div 3\%$ là tổn thất nhiệt do cháy không hết về hoá học và cơ khí; $q_5 = 0,5\%$ là tổn thất ra môi trường xung quanh; $q_6 \approx 0,5\%$ là tổn thất nhiệt vật lý của xỉ lỏng (khí thải xỉ lỏng).

Tổng các tổn thất:

$$\sum_{i=1}^6 q_i = 6 \div 10\%$$

Tương ứng với hiệu suất của lò hơi là $90 \div 94\%$.

Phương trình cân bằng nhiệt tổng quát của nhà máy điện ngưng hơi (NMĐN) có dạng:

$$Q_e \eta_e = BQ_{\text{vật}}^h \eta_e = W_{\text{th}} \quad (1-36)$$

Để đánh giá mức độ kinh tế nhiệt của nhà máy thì song song với hiệu suất η_e và suất tiêu hao nhiệt q_e người ta còn dùng chỉ tiêu "suất tiêu hao nhiên liệu":

$$b = \frac{B}{W_{\text{th}}} \text{ , g/kJ hoặc g/kWh} \quad (1-37)$$

Tuỳ theo B được biểu thị ở đơn vị g/s hay kg/h và được tính theo "nhiên liệu tiêu chuẩn" có nhiệt trị:

$$Q_{\text{trung}}^h \approx 29310 \text{ kJ/kg} = 29,31 \text{ kJ/g}$$

Khi ấy ta có suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn theo công thức (1-37):

$$b_{lc} = \frac{B_{lc}}{W_{lc}} = \frac{1}{29,31\eta_c} = \frac{q_{\text{trung}}}{29,31}, \text{ g kJ}$$

hoặc
$$b_{lc} = \frac{B_{lc}}{W_{lc}} \approx \frac{0,123}{\eta_c} \text{ kg/kWh} = \frac{123}{\eta_c} \text{ g/kWh}$$

Như vậy suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn tỷ lệ nghịch với hiệu suất và tỷ lệ thuận với suất tiêu hao nhiệt của nhà máy.

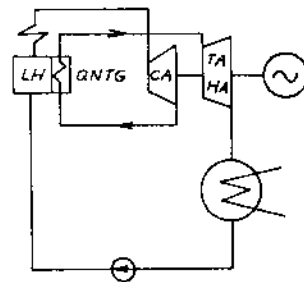
Với trị số $\eta_c = 0,37 \div 0,40$ ta sẽ có $b_{lc} \approx 332 \div 307 \text{ g/kWh}$

Việc giảm suất tiêu hao nhiên liệu trong việc sản xuất điện năng là một trong những nhiệm vụ quan trọng nhất của việc thiết kế và vận hành NMNĐ.

§1-3. TIÊU HAO HƠI, TIÊU HAO NHIỆT, TIÊU HAO NHIÊN LIỆU VÀ HIỆU SUẤT CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGỪNG HƠI KHÍ CÓ QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

Việc quá nhiệt trung gian cho hơi được áp dụng ở các nhà máy nhiệt điện tuabin hơi nhằm mục đích nâng cao hiệu suất của nhà máy và giảm bớt độ ẩm của hơi ở cuối tuabin khi áp suất ban đầu của hơi cao mà nhiệt độ ban đầu của nó không được nâng cao một cách tương xứng bởi các nguyên nhân về công nghệ hoặc về kinh tế.

Việc quá nhiệt trung gian tiến hành như sau: hơi đưa vào tuabin sau khi đã làm việc ở một số tầng đầu (thường là phân cao áp) được dẫn vào bộ quá nhiệt trung gian bố trí ở trong lò để tăng thêm nhiệt độ rồi lại đưa trở về tuabin để làm việc ở các tầng tiếp theo (phần trung áp và hạ áp) (xem hình 1-4).



Hình 1-4. Sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy điện ngưng hơi đơn giản nhất có quá nhiệt trung gian cho hơi

LH - lò hơi; QNTG - bộ quá nhiệt trung gian; CA, TA, HA - phần cao áp, trung áp và hạ áp của tuabin

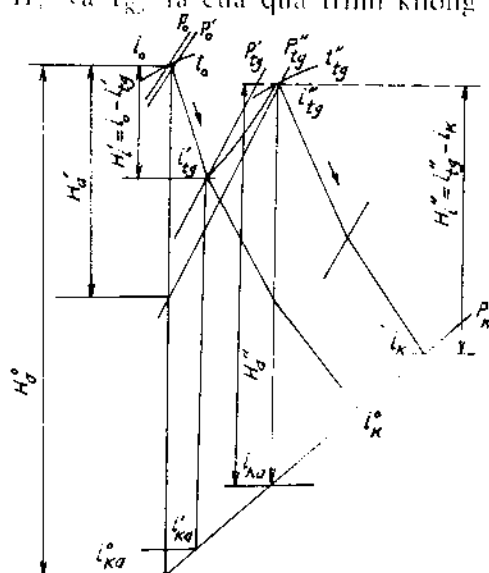
Nhờ quá nhiệt trung gian mà nhiệt giáng và công của hơi trong tuabin tăng lên do đó giảm được lượng hơi tiêu hao cho tuabin:

$$D_{\text{tr}} = \frac{W}{H_1 \eta_{\text{tr}} \eta_{\text{tr}} \eta_{\text{tr}}} = \frac{W_{\text{tr}}}{(H'_1 + H''_1) \eta_{\text{tr}} \eta_{\text{tr}} \eta_{\text{tr}}} \quad (1-38)$$

ở đây nhiệt giáng của hơi khi quá nhiệt trung gian H_1 bằng tổng nhiệt giáng trước và sau quá nhiệt trung gian $H'_1 + H''_1$ (xem hình 1-5):

$$H_1 = i_1 - i'_{\text{tg}} + i''_{\text{tg}} - i_{\text{K}} = H'_1 + H''_1 > H''_1 = i_1 - i''_{\text{K}}$$

Các đại lượng H'_1 và i''_{K} là của quá trình không có quá nhiệt trung gian.



Hình 1-5. Các quá trình làm việc của hơi trong tuabin ngưng hơi có quá nhiệt trung gian và không có quá nhiệt trung gian trên đồ thị i-s.

Sự tăng nhiệt giáng lý thuyết (đoạn nhiệt) của hơi là do nhiệt độ của nó sau khi quá nhiệt trung gian đã được nâng cao. Nhiệt giáng thực tế cũng tăng thêm là nhờ sự tăng hiệu suất tương đối của các tầng tuabin sau khi quá nhiệt trung gian, nghĩa là:

$$\eta_{\text{tr}} > \eta_{\text{tr}}^* \text{ bởi vì } \eta_{\text{tr}}^* > \eta_{\text{tr}}^{**}$$

và

$$H''_1 = H''_1 \eta_{\text{tr}}^* > H'''_1 = H'''_1 \eta_{\text{tr}}^{**}$$

ở đây ký hiệu "0" là thuộc về quá trình không có quá nhiệt trung gian.

Tương tự, nhờ quá nhiệt trung gian nên suất tiêu hao hơi cho tuabin giảm đi.

$$d_i = \frac{D_{0i}}{W_{ti}} = \frac{1}{H_{0i} \eta_{0i} \eta_{0i'} \eta_{0i''}} = \frac{1}{(H_{0i}' + H_{0i}'') \eta_{0i} \eta_{0i'} \eta_{0i''}} \quad (1-39)$$

Lượng nhiệt tiêu hao cho tuabin khi có quá nhiệt trung gian:

$$Q_{th} = D_{0i} Q_i^{mng} = D_{0i} (i_{0i}' - i_{0i} + \alpha_{0i} q_{0i}^{th}) \quad (1-40)$$

Ở đây $q_{0i}^{th} = i_{0i}^{th} - i_{0i}^{(0)}$ được xác định theo áp suất và nhiệt độ của hơi khi ra khỏi phần cao áp và khí vào phần trung áp của tuabin ($i_{0i}^{th} = i_{0i}''$; $i_{0i}^{(0)} = i_{0i}'$, xem hình 1-5).

Hệ số α_{0i} là lượng hơi từ tuabin đưa đi quá nhiệt trung gian, nó có thể chỉ là một phần của lưu lượng hơi D_{0i} hoặc là toàn bộ lưu lượng hơi D_{0i} , vì thế $\alpha_{0i} \leq 1$.

Tương tự suất tiêu hao nhiệt cho tuabin khi có quá nhiệt trung gian là:

$$q_{th} = \frac{Q_{th}}{W_{ti}} = d_i (i_{0i}' - i_{0i} + \alpha_{0i} q_{0i}^{th}) \quad (1-41)$$

Ta thấy rằng khi có quá nhiệt trung gian thì suất tiêu hao hơi cho tuabin giảm đi nhưng lượng nhiệt tiêu hao cho 1 kg hơi Q_i^{mng} lại tăng lên so với khi không có quá nhiệt trung gian. Như vậy, ảnh hưởng của việc quá nhiệt trung gian đến hiệu suất của thiết bị tuabin và của nhà máy đòi hỏi phải phân tích thêm (xem chương 3).

Hiệu suất của thiết bị tuabin khi có quá nhiệt trung gian cũng viết tương tự như khi không có quá nhiệt trung gian:

$$\eta_{th} = \frac{W_{ti}}{Q_{th}}$$

Hiệu suất tại nhiệt khi có quá nhiệt trung gian:

$$\eta_{ti} = \frac{Q_{th}}{Q_{ti}}$$

Trong đó phụ tải nhiệt của lò hơi Q_{LH} được xác định theo biểu thức:

$$Q_{LH} = D_{LH}(i_{LH} - i_{nc} + \alpha_{ig} q_{ig}^{1,H}) \quad (1-42)$$

Khi ấy $q_{ig}^{1,H} = i_{ig}^{1,H} - i_{ig}^{0,H}$ cũng xác định theo áp suất và nhiệt độ của hơi khi vào và khi ra khỏi bộ quá nhiệt trung gian nghĩa là trước và sau khi quá nhiệt trung gian.

Cần chú ý là vì có tổn thất áp suất và nhiệt độ của hơi trên đường ống dẫn đi quá nhiệt trung gian nên:

$$\left. \begin{aligned} i_{ig}^{0,H} < i_{ig}^{1,H}; \quad p_{ig}^{0,H} < p_{ig}^{1,H} \quad (\text{trước qntg}) \\ i_{ig}^{1,H} > i_{ig}^{1,H}; \quad p_{ig}^{1,H} > p_{ig}^{1,H} \quad (\text{sau qntg}) \end{aligned} \right\} \text{ xem hình 1-4}$$

Tổn thất nhiệt độ của hơi trên đường ống dẫn quá nhiệt trung gian giữa lò và tuabin thường vào khoảng 5°C , còn tổn thất áp suất thường vào khoảng $2 \div 3\%$, nếu tính cả tổn thất áp suất ở bộ quá nhiệt trung gian thì tổng tổn thất áp suất vào khoảng 10% áp suất khi ra khỏi phần cao áp của tuabin.

Cân bằng nhiệt của lò hơi khi có quá nhiệt trung gian được biểu thị bằng phương trình:

$$B Q_{\text{lò hơi}}^{\text{lv}} \eta_{LH} = D_{LH}(i_{LH} - i_{nc} + \alpha_{ig} q_{ig}^{1,H}) \quad (1-43)$$

Cũng như trên, $\alpha_{ig} \leq 1$.

Từ phương trình (1-43) ta có thể xác định được lượng nhiên liệu tiêu hao B (hoặc hiệu suất của lò hơi nếu biết B).

Hiệu suất của nhà máy điện η_c , suất tiêu hao nhiệt của nhà máy q_c và suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn b_{lc} được biểu thị bằng các công thức đã nêu ra ở trên có thể thống nhất như sau:

$$\eta_c = \frac{W_E}{B Q_{\text{lò hơi}}^{\text{lv}}} = \frac{W_L}{Q_c} = \eta_{TB} \eta_{\text{bộ}} \eta_{LH} = \frac{3600}{q_c} \approx \frac{123}{b_{lc}}$$

trong đó q_c được biểu thị bằng kJ/kWh còn b_{lc} là g/kWh .

Việc quá nhiệt trung gian cho hơi đã tiết kiệm được nhiên liệu vào khoảng từ 4 đến 7% và được thực hiện ở tất cả các nhà máy điện ngưng hơi có các khối công suất lớn.

ĐỘ KINH TẾ NHIỆT VÀ CÁC CHỈ TIÊU NĂNG LƯỢNG CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN (TTND)

§2-1. KHÁI NIỆM CHUNG

Trung tâm nhiệt điện khác với nhà máy điện ngưng hơi ở chỗ là nó kết hợp sản xuất đồng thời cả 2 dạng năng lượng: điện năng và nhiệt năng trong khi nhà máy điện ngưng hơi chỉ sản xuất một dạng năng lượng duy nhất là điện năng. Cũng vì thế mà độ kinh tế nhiệt và các chỉ tiêu năng lượng của trung tâm nhiệt điện cao hơn so với nhà máy điện ngưng hơi. Điều này cũng dễ hiểu bởi vì nhiệt của hơi thải ra khỏi tuabin không bị mất vào nguồn lạnh mà được dùng để cung cấp cho các hộ tiêu thụ nhiệt (dưới dạng hơi hoặc nước nóng). Nếu lượng nhiệt thải đó được sử dụng hoàn toàn thì coi như không có tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh và nếu dù chỉ sử dụng một phần thì tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh cũng nhỏ hơn rất nhiều so với nhà máy điện ngưng hơi.

Giả sử nếu nhu cầu về điện năng là do nhà máy điện ngưng hơi cung cấp còn nhu cầu về nhiệt năng là do các lò hơi và lò nước nóng riêng biệt cung cấp thì rõ ràng ta phải tốn thêm lượng nhiên liệu dùng cho các lò riêng biệt đó. Đây chính là quá trình sản xuất tách biệt giữa hai dạng năng lượng nói trên mà nhà máy điện ngưng hơi và các lò riêng biệt là những thiết bị riêng rẽ với nhau.

Còn ở trung tâm nhiệt điện thì để thoả mãn đồng thời cả 2 nhu cầu điện năng và nhiệt năng người ta sử dụng 2 loại tuabin, chúng vừa sản xuất ra điện năng vừa cung cấp nhiệt năng và được gọi là các tuabin cấp nhiệt. Hai loại tuabin cấp nhiệt là:

- + Tuabin đối áp - hơi thải ra khỏi tuabin dùng để cấp nhiệt năng, nghĩa là sử dụng hoàn toàn nhiệt thải ra.

- + Tuabin ngưng hơi có cửa trích hơi điều chỉnh để cung cấp nhiệt năng, nghĩa là sử dụng một phần nhiệt thải ra.

Nếu dùng tuabin đối áp thì lượng hơi tiêu hao cho nó được xác định theo lượng nhiệt mà các hộ tiêu thụ yêu cầu, bởi vì tuabin đối áp phải làm việc theo đồ thị phụ tải nhiệt. Do sự thay đổi khác nhau giữa đồ thị phụ tải điện và phụ tải nhiệt nên công suất điện của tuabin đối áp chỉ trùng với phụ tải điện từng lúc nhất thời còn phần lớn là không phù hợp.

Thường thì phụ tải điện lớn hơn công suất cực đại của tuabin đối áp khi nó làm việc theo phụ tải nhiệt. Vì thế để đảm bảo thoả mãn cả hai loại phụ tải đó, tuabin đối áp thường phải làm việc song song với tuabin ngưng hơi.

Hiện nay ở các trung tâm nhiệt điện người ta ưu tiên sử dụng loại tuabin ngưng hơi có cửa trích hơi điều chỉnh để cung cấp nhiệt. Loại tuabin này rất linh hoạt trong vận hành, nó có thể đồng thời thoả mãn cả phụ tải điện lẫn phụ tải nhiệt một cách dễ dàng. Hoặc là sử dụng kết hợp loại tuabin này với tuabin đối áp.

§2-2. TIÊU HAO HƠI, TIÊU HAO NHIỆT CHO CÁC TUABIN CẤP NHIỆT

1. Tuabin đối áp

Lưu lượng hơi đi qua tuabin đối áp được xác định theo nhu cầu của hộ tiêu thụ nhiệt (hình 2-1).

Lượng nhiệt mà hộ tiêu thụ nhận được:

$$Q_T^{ht} = Q_T \eta_T = D_T (i_T - i'_{v,e}) \eta_T \quad (kW, kJ/h) \quad (2-1)$$

ở đây:

$$W_T = D_T(i_o - i_{Ta})\eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt} \cdot kW \quad (2-2)$$

i_o - entanpi của hơi khí vào tuabin;

i_{Ta} - entanpi của hơi khí ra khỏi tuabin sau quá trình dẫn nở đoạn nhiệt trong tuabin.

Từ phương trình trên ta xác định được lượng hơi đi qua tuabin đối áp nếu cho trước trị số W_T và các thông số của hơi.

$$D_T = \frac{W_T}{(i_o - i_{Ta})\eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt}}$$

Thay D_T ở công thức (2-2) bằng Q_T ở công thức (2-1) ta được:

$$W_T = \frac{(i_o - i_{Ta})\eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt}}{i_T - i'_{v\bar{e}}} Q_T \quad (2-3)$$

$$W_T = \frac{H_a}{q_T} \eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt} Q_T$$

H_a - nhiệt giáng đoạn nhiệt (lý thuyết) của hơi trong tuabin, kJ/kg ;

q_T - nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ của 1 kg hơi thoát ra khỏi tuabin, kJ/kg .

Để đánh giá sự hoàn thiện về mặt năng lượng của quá trình sản xuất điện năng ở Trung tâm nhiệt điện người ta thường dùng một chỉ tiêu gọi là "suất sản xuất điện năng" trên cơ sở cung cấp nhiệt năng " ε " (không có thứ nguyên):

$$\begin{aligned} \varepsilon = \frac{W_T}{Q_T} &= \frac{i_o - i_{Ta}}{i_T - i'_{v\bar{e}}} \eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt} \\ &= \frac{H_a}{q_T} \eta_{ot}\eta_{co}\eta_{mt} = \frac{H_a}{q_T} \eta_{ot} \end{aligned} \quad (2-4)$$

Nếu tính thời gian là 1 giờ thì ta có:

$$D = \frac{3600W_T}{H_a \eta_{ot}}$$

$$W_E = \frac{H_a \eta_{\text{toE}}}{3600} \cdot \frac{Q_T \cdot 10^9}{q_1}$$

ở đây, Q_1 có đơn vị là GJ/h , D_1 - kg/h , W_E - kW

$$\text{và:} \quad \epsilon = \frac{W_E}{Q_1} = \frac{10^3 H_a \eta_{\text{toE}}}{36 \cdot q_1}, \text{ } kW/h/GJ$$

Trị số của ϵ nằm trong khoảng $50 \div 180 \text{ } kW/h/GJ$ và tăng lên khi tăng i_m , giảm i_{1a} .

Lượng tiêu hao nhiệt toàn bộ cho tuabin đối áp nếu nước ngưng của hơi ở các hệ tiêu thụ trả về hoàn toàn:

$$Q_{TB} = D_1(i_m - i'_{ve}) \quad (2-5)$$

Lượng nhiệt này tiêu hao cho việc sản xuất ra công suất trong của tuabin $W_i = D_1(i_1 - i_1) = D_1(i_m - i_{1a})\eta_m$ và lượng nhiệt năng cung cấp cho hệ tiêu thụ $Q_1 = D_1(i_1 - i'_{ve})$.

Cụ thể là:

$$Q_{TB} = D_1(i_m - i_1) + D_1(i_1 - i'_{ve}) = W_i + Q_1 \quad (2-6)$$

Trong ngành năng lượng người ta thường phân bố lượng tiêu hao nhiệt toàn bộ này cho từng dạng năng lượng được sản xuất ra: cho nhiệt năng là lượng nhiệt tiêu hao thực tế của nó Q_T , cho điện năng là phần còn lại. Cụ thể với tuabin đối áp theo công thức (2-6).

$$Q_{TH}^E = Q_{TB} - Q_1 = W_i = W_E + W_{co} + W_{mt} \quad (2-7)$$

Nghĩa là trong trường hợp này lượng nhiệt dùng cho việc sản xuất điện năng của tuabin chính bằng công suất trong W_i (kW) của nó. Tồn thất nhiệt ở bình ngưng không có, chỉ có các tổn thất cơ ở tuabin và ở máy phát điện W_{co} , W_{mt} .

2. Tuabin ngưng hơi có cửa trích hơi điều chỉnh

Lượng hơi tiêu hao cho tuabin ngưng hơi có cửa trích hơi điều chỉnh có thể xác định từ phương trình cân bằng năng lượng của tuabin, đồng thời có

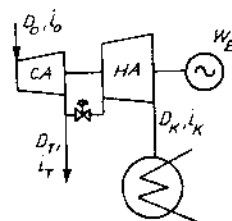
thể xem công suất của nó là tổng các công suất của phần cao áp (phần trước cửa trích) và của phần hạ áp (phần sau cửa trích).

$$W_1^{CA} + W_1^{HA} = W_1$$

$$\text{hoặc:} \quad D_0(i_0 - i_T) + D_K(i_T - i_K) = W_1 \quad (2-8)$$

Ở đây i_K là entanpi của hơi khi ra khỏi tuabin để vào bình ngưng, còn lượng hơi đi qua phần hạ áp để vào bình ngưng được xác định từ phương trình cân bằng vật chất:

$$D_T + D_K = D_0 \quad (2-9)$$



Lượng hơi tiêu hao cho tuabin phụ thuộc chủ yếu vào công suất điện W_E và lượng nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài Q_1 (hoặc lượng hơi trích D_T có các thông số xác định).

Thay $D_K = D_0 - D_T$ từ phương trình (2-8) ta được:

$$D_0(i_0 - i_T) + (D_0 - D_T)(i_T - i_K) = W_1$$

$$D_0 = \frac{W_1}{i_0 - i_K} + \frac{i_T - i_K}{i_0 - i_K} D_T \quad (2-10)$$

Số hạng thứ nhất trong (2-10):

$$\frac{W_1}{i_0 - i_K} = \frac{W_E}{(i_0 - i_K)\eta_{co}\eta_{mf}} = D_0^K$$

nghĩa là bằng lượng hơi tiêu hao cho tuabin ngưng hơi có cùng công suất W_E và cùng một quá trình làm việc, nói cách khác là cùng một nhiệt giáng $H_1' = i_0 - i_K$ (ở đây ký hiệu thêm chữ K vào D_0 là ám chỉ lượng tiêu hao hơi của tuabin ngưng hơi đã xét ở chương 1 để phân biệt về hình thức của D_0).

Ta ký hiệu tỷ số:

$$\frac{i_T - i_K}{i_0 - i_K} = y_T \quad (2-11)$$

y_T được gọi là hệ số "không tận dụng hết nhiệt giáng" của dòng hơi trích ra. Trị số của y_T thay đổi từ 0 (đối với hơi đi vào bình ngưng) đến 1 (đối với hơi mới đi vào tuabin).

Kết hợp công thức (2-11) với (2-10) ta được:

$$D_o = D_o^K + y_T D_T \quad (2-10a)$$

Như vậy lượng hơi tiêu hao cho tuabin có trích hơi lớn hơn lượng hơi tiêu hao cho tuabin ngưng hơi có cùng công suất điện W_E và cùng nhiệt giáng $i_o - i_K$ một lượng là $y_T D_T$, trong đó y_T là một phân số thực $0 \leq y_T \leq 1$.

Cụ thể là:

$$D_o > D_o^K \text{ và } D_T < D_o^K + D_T$$

Lượng hơi D_o càng tăng khi lượng hơi trích D_T càng tăng và hệ số y_T càng lớn (khi áp suất của hơi trích càng cao).

Khi đóng cửa trích, lúc đó $D_T = 0$ thì $D_o = D_o^K$ nghĩa là tuabin trích hơi làm việc ở chế độ ngưng hơi thuần túy.

Hệ số y_T theo phương trình (2-10a) có nghĩa như sau:

$$y_T = \frac{D_o - D_o^K}{D_T} \quad (2-12)$$

Nó biểu thị sự tăng tương đối lượng hơi tiêu hao cho tuabin có trích hơi tính trên một đơn vị lượng hơi trích.

Sử dụng các phương trình (2-9) và (2-10a) ta xác định được lượng hơi đi vào bình ngưng:

$$\begin{aligned} D_K &= D_o - D_T = D_o^K + y_T D_T - D_T \\ &= D_o^K - (1 - y_T) D_T \end{aligned} \quad (2-13)$$

Như vậy lượng hơi đi qua phần hạ áp vào bình ngưng D_K so với chế độ ngưng hơi thuần túy (không có trích hơi) D_o^K giảm đi một lượng bằng:

$$\Delta D_K = D_o^K - D_K = (1 - y_T) D_T = \frac{i_o - i_T}{i_o - i_K} D_T \quad (2-13a)$$

Lượng hơi vào bình ngưng càng giảm được nhiều (nghĩa là trị số ΔD_k càng lớn) khi lượng hơi trích D_t càng lớn và nhiệt giáng của dòng hơi trích $i_o - i_T$ càng lớn (áp suất của hơi trích càng thấp).

Lượng nhiệt tiêu hao toàn bộ cho tuabin có trích hơi:

$$Q_{TB} = D_o(i_o - i_T)$$

Lượng nước cấp trong trường hợp này gồm có dòng nước ngưng của tuabin D_k và dòng nước ngưng từ các hệ tiêu thụ nhiệt trả về $D_{t'ce} = D_t$. Vì thế entanpi của nước cấp được xác định từ phương trình hỗn hợp:

$$\begin{cases} D_o i_{ec} = D_k i'_k + D_t i'_{ce} \\ D_o = D_t + D_k \end{cases}$$

Ta được:

$$Q_{TB} = [D_o(i_o - i_T) + D_k(i_T - i_k)] + D_k(i_k - i'_k) + D_t(i_T - i'_{ce})$$

Phương trình này có thể viết ở dạng:

$$Q_{TB} = W_t + Q_k + Q_T \quad (2-14)$$

Ở đây công suất trong của tuabin theo phương trình (2-8):

$$W_t = D_o(i_o - i_T) + D_k(i_T - i_k)$$

Tổn thất nhiệt ở bình ngưng:

$$Q_k = D_k(i_k - i'_k) = D_k q_k$$

Nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ:

$$Q_T = D_t(i_T - i'_{ce}) = D_t q_T$$

Theo cách phân bố lượng tiêu hao nhiệt toàn bộ cho việc sản xuất điện năng và sản xuất nhiệt năng như đã nói ở trên thì lượng nhiệt tiêu hao cho sản xuất điện năng của tuabin có trích hơi sẽ bằng tổng lượng nhiệt tiêu hao trừ đi lượng nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài và theo công thức (2-14) thì:

$$Q'_{TB} = Q_{TB} - Q_T = W_t + Q_k \quad (2-15)$$

Với tuabin đối áp thì $Q_k = 0$, $Q_{-T} = W_t$ như đã có ở phần trên.

Nếu tuabin trích hơi làm việc ở chế độ ngưng hơi thuần túy (không có trích hơi) với cùng công suất và cùng một quá trình làm việc (cùng nhiệt giáng) thì ta viết:

$$Q_{1B}^0 = W_t + Q_K^0$$

Thêm ký hiệu 0 là biểu thị khi tuabin làm việc ở chế độ ngưng hơi thuần túy (không có trích hơi).

Trong đó:

$$Q_K^0 = D_0^h (i_K - i_K^0) = D_0^K q_K$$

là tổn thất nhiệt ở bình ngưng khi không có trích hơi.

Đem so sánh lượng nhiệt tiêu hao cho việc sản xuất điện năng của 2 trường hợp: tuabin làm việc ở chế độ có trích hơi để cung cấp nhiệt Q_{1K}^1 và ở chế độ ngưng hơi thuần túy Q_{1B}^0 , ta thấy chúng chênh nhau một lượng là:

$$\Delta Q_{1B}^1 = Q_{1B}^0 - Q_{1B}^1 = Q_K^0 - Q_K = (D_0^K - D_K) q_K = \Delta D_K q_K = \Delta Q_K$$

Đây chính là lượng nhiệt tiết kiệm được trong việc sản xuất điện năng của tuabin có trích hơi nhờ phương pháp sản xuất phối hợp cả điện năng và nhiệt năng so với tuabin ngưng hơi. Ở trên ta đã có $\Delta D_K = (1 - y_T) D_1$ (công thức 2-13a). Vì vậy:

$$\Delta Q_{1B}^1 = (1 - y_T) D_1 q_K \quad (2-16)$$

Tóm lại có thể nói sự tiết kiệm nhiệt trong việc sản xuất điện năng của loại tuabin có trích hơi để cung cấp nhiệt so với loại tuabin ngưng hơi chính là bằng sự giảm tổn thất nhiệt ở bình ngưng. Lượng hơi trích cho hệ tiêu thụ nhiệt D_1 càng lớn, hệ số y_T càng nhỏ và tổn thất nhiệt ở bình ngưng của 1 kg hơi q_K càng lớn thì lượng nhiệt tiết kiệm được càng nhiều.

Cũng đi đến kết luận như vậy nếu ta đem so sánh lượng tiêu hao nhiệt toàn bộ của tuabin trích hơi cấp nhiệt với thiết bị sản xuất điện năng và nhiệt năng riêng rẽ (gồm có tuabin ngưng hơi để sản xuất điện năng và lò hơi riêng biệt để sản xuất nhiệt năng), cụ thể là:

$$Q_{1B} = W_t + Q_K + Q_1 \quad (2-17)$$

$$Q_{TT} = W_t + Q_K^0 + Q_l \quad (2-18)$$

$$\Delta Q = Q_{TT} - Q_{TH} = Q_K^0 - Q_K = \Delta Q_K \quad (2-19)$$

Chú ý: Các công thức đã viết ở trên đối với lượng tiêu hao nhiệt của tuabin là ta mới chỉ xét trong trường hợp không có quá nhiệt trung gian. Bởi vì cửa trích để cung cấp nhiệt của tuabin được chế tạo có áp suất thấp hơn áp suất ở cửa đưa hơi đi quá nhiệt trung gian do đó hệ số y_1 trong trường hợp có quá nhiệt trung gian sẽ phải là:

$$y_1^{qng} = \frac{i_1 - i_K}{i_0 - i_{lg}^0 + i_{lg} - i_K} = \frac{H_{ktd}}{H_K^{qng}} \quad (2-11a)$$

H_{ktd} - nhiệt giáng không tận dụng của dòng hơi trích;

H_K^{qng} - nhiệt giáng toàn bộ của dòng hơi ngưng:

$$H_K^{qng} = (i_0 - i_{lg}^0) + (i_{lg} - i_K) = H' + H'' = i_0 - i_K + q_{lg}$$

i_{lg}^0 và i_{lg} - entanpi của hơi trước và sau khi quá nhiệt trung gian;

$q_{lg} = i_{lg} - i_{lg}^0$ - lượng nhiệt quá nhiệt trung gian cho 1 kg hơi;

H' và H'' - nhiệt giáng của hơi ở phần cao áp và ở phần hạ áp của tuabin (trước và sau quá nhiệt trung gian) như hình 1-5.

§2-3. HIỆU SUẤT CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN

Theo sự phân bố lượng nhiệt tiêu hao của TTND cho việc sản xuất điện năng, người ta cũng tách hiệu suất của TTND về việc sản xuất điện năng và hiệu suất về sản xuất nhiệt năng.

- Hiệu suất về sản xuất điện năng của tuabin cấp nhiệt trong 1 đơn vị thời gian (1 giây):

$$\eta_{TB}^v = \frac{W_{TB}}{Q_{TB}^0} = \frac{W_{TB}}{Q_{TB} - Q_{TB}^0} \quad (2-20)$$

- Hiệu suất của tuabin cấp nhiệt về sản xuất nhiệt năng:

$$\eta_{TB}^T = \eta_T = \frac{Q_T^{ln}}{Q_T} \quad (2-21)$$

- Hiệu suất của lò hơi η_{LH} và của ống dẫn η_{od} không tách ra theo điện năng và nhiệt năng - chúng được xác định duy nhất đối với cả 2 dạng năng lượng. Vì vậy ta có phụ tải nhiệt của lò hơi đối với quá trình sản xuất điện năng.

$$Q_{LH}^b = \frac{Q_{TB}^b}{\eta_{od}}$$

- Lượng nhiệt của nhiên liệu tiêu hao cho nhà máy trong việc sản xuất điện năng:

$$Q_c^b = \frac{Q_{LH}^b}{\eta_{LT}}$$

- Hiệu suất của TTNĐ về sản xuất điện năng:

$$\eta_c^E = \frac{W_E}{Q_c^E} \quad (2-22)$$

Biến đổi biểu thức này ta được:

$$\eta_c^E = \frac{W_E}{Q_{TB}^E} \cdot \frac{Q_{TB}^E}{Q_{LH}^E} \cdot \frac{Q_{LH}^E}{Q_c^E} = \eta_{TB}^E \eta_{od}^E \eta_{LH}^E \quad (2-23)$$

Đối với quá trình sản xuất nhiệt năng ta được:

- Phụ tải nhiệt của lò hơi (kW):

$$Q_{LH}^l = \frac{Q_{TB}^l}{\eta_{od}}$$

- Hiệu suất của TTNĐ về sản xuất nhiệt năng:

$$\eta_c^l = \frac{Q_T^{ln}}{Q_c^l} \quad (2-24)$$

Biến đổi biểu thức này ta được:

$$\eta_c^{\text{tr}} = \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{tr}}}{Q_{\text{tr}}^{\text{l}}}, \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{tr}}}{Q_{\text{tr}}^{\text{l}}}, \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{l}}}{Q_c^{\text{l}}} = \eta_{\text{tr}}^{\text{l}} \eta_{\text{tr}}^{\text{tr}} \eta_{\text{tr}}^{\text{tr}} \quad (2-25)$$

Lượng nhiệt tiêu hao cho từng dạng năng lượng đem cộng lại sẽ cho ta tổng lượng tiêu hao nhiệt, cụ thể là:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{tr}}^{\text{l}} + Q_{\text{tr}}^{\text{l}} &= Q_{\text{tr}} \\ Q_{\text{tr}}^{\text{l}} + Q_{\text{tr}}^{\text{l}} &= Q_{\text{tr}} \\ Q_c^{\text{l}} + Q_c^{\text{l}} &= Q_c \end{aligned} \right\} \quad (2-26)$$

Bởi vậy khi biết lượng nhiệt tổng và một số hạng thành phần thì dễ dàng xác định được số hạng thứ hai. Ví dụ biết, Q_{tr} ta xác định $Q_c^{\text{tr}} = \frac{Q_{\text{tr}}}{\eta_{\text{tr}}}$ rồi sau đó xác định:

$$Q_{\text{tr}}^{\text{l}} = Q_{\text{tr}} - \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{tr}}}{\eta_{\text{tr}}} \quad (2-27)$$

Khi đó hiệu suất của tuabin về sản xuất điện năng $\eta_{\text{tr}}^{\text{l}}$ được xác định theo công thức (2-20). Tương tự, nếu biết tổng tiêu hao nhiệt Q_c thì dễ dàng xác định tiêu hao nhiệt cho sản xuất điện năng và cho sản xuất nhiệt năng theo các công thức (2-24) và (2-25):

$$Q_c^{\text{l}} = \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{tr}}}{\eta_{\text{tr}}^{\text{l}}} = \frac{Q_{\text{tr}}^{\text{tr}}}{\eta_{\text{tr}}^{\text{l}} \eta_{\text{tr}}^{\text{tr}} \eta_{\text{tr}}^{\text{tr}}} \quad (2-28)$$

Sau đó xác định lượng tiêu hao nhiệt cho sản xuất điện năng:

$$Q_c^{\text{tr}} = Q_c - Q_c^{\text{l}}$$

Và hiệu suất của TTND về sản xuất điện năng:

$$\eta_c^{\text{l}} = \frac{W_c}{Q_c^{\text{l}}} = \frac{W_{\text{tr}}}{Q_c - Q_c^{\text{l}}} \quad (2-29)$$

Các biểu thức hiệu suất của TTNĐ và của các thiết bị đã nêu ra ở trên cho ta một sự đánh giá về hiệu quả năng lượng và việc sử dụng nhiệt của nhiên liệu đối với từng dạng sản xuất năng lượng - điện năng và nhiệt năng.

Để đánh giá chung độ kinh tế nhiệt và hiệu quả năng lượng của cả hai quá trình sản xuất điện năng và nhiệt năng ở TTNĐ, đôi khi người ta còn sử dụng "hiệu suất toàn bộ" hoặc gọi là hiệu suất chung của TTNĐ:

$$\eta_c^{t.t} = \frac{W_e + Q_e^{tm}}{Q_c} \quad (2-30)$$

Nó biểu thị mức độ sử dụng nhiệt cho việc sản xuất phối hợp cả hai dạng năng lượng.

Đối với tuabin cấp nhiệt cũng tương tự:

$$\eta_{tr}^{t.t} = \frac{W_e + Q_e^{tm}}{Q_{tr}}$$

Việc sử dụng các hiệu suất này chỉ có lợi khi kiểm tra sự cân bằng nhiệt chung của nhà máy cũng như của tuabin cấp nhiệt. Khi ấy trong mọi trường hợp đều phải thoả mãn:

$$W_e + Q_e^{tm} = \eta_c^{t.t} Q_c < Q_c; \quad \eta_c^{t.t} < 1$$

$$W_e + Q_e^{tm} = \eta_{tr}^{t.t} Q_{tr} < Q_{tr}$$

§2-4. TIÊU HAO NHIÊN LIỆU Ở TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN

Tổng lượng nhiên liệu tiêu hao cho TTNĐ được phân bố cho điện năng và nhiệt năng:

$$B = B_e + B_r, \text{ kg/s} \quad (2-31)$$

B_e - lượng nhiên liệu tiêu hao cho sản xuất điện năng, kg/s;

B_r - lượng nhiên liệu tiêu hao cho sản xuất nhiệt năng, kg/s.

Mỗi đại lượng này liên quan tương ứng với hiệu suất bằng các phương trình cân bằng năng lượng sau đây:

- Tổng lượng nhiên liệu tiêu hao (B) với hiệu suất toàn bộ của TTNĐ ($\eta_c^{t,t}$):

$$B Q_{\text{thao}}^h \eta_c^{t,t} = W_E + Q_1^{\text{th}} \quad (2-32)$$

- Tiêu hao nhiên liệu cho sản xuất điện năng (B_E) với hiệu suất của TTNĐ về sản xuất điện năng:

$$B_E Q_{\text{thao}}^h \eta_c^E = W_E \quad (2-33)$$

- Tiêu hao nhiên liệu cho sản xuất nhiệt năng (B_T) với hiệu suất về sản xuất nhiệt năng (η_c^T):

$$B_T Q_{\text{thao}}^h \eta_c^T = Q_1^{\text{th}} \quad (2-34)$$

Từ 3 phương trình trên có thể xác định từng lượng nhiên liệu tiêu hao nếu biết các phụ tải năng lượng W_E và Q_1^{th} cùng các trị số hiệu suất tương ứng:

$$\eta_c^{t,t} = \eta_{TH}^{t,t} \eta_{bo} \eta_{LH}$$

$$\eta_c^E = \eta_{TH}^E \eta_{bo} \eta_{LH}$$

$$\eta_c^T = \eta_{TH}^T \eta_{bo} \eta_{LH}$$

Khi sử dụng các phương trình này có thể giải cả bài toán ngược: theo các trị số tiêu hao nhiên liệu và phụ tải năng lượng đã biết, xác định được các hiệu suất tương ứng. Ngoài ra còn thể xác định tổng lượng nhiên liệu tiêu hao (B) theo phương trình cân bằng nhiệt của lò hơi nếu biết phụ tải nhiệt của lò (Q_{LH}).

$$B Q_{\text{thao}}^h \eta_{LH} = Q_{LH} = D_{LH} (\dot{i}_{LH} - \dot{i}_{sc}^{t,t} + \alpha_{ig} q_{ig}^{t,t}) = D_{LH} q_{LH}$$

$$\eta_{LH} = 1 - \sum_{i=2}^6 q_i \quad (q_i \text{ là các tổn thất nhiệt của lò hơi})$$

Tổng lượng nhiên liệu tiêu hao được phân bố cho điện năng và nhiệt năng như sau:

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= B Q_{\text{tháp}}^{\text{h}} = \frac{Q_{\text{T}}^{\text{h}}}{\eta_{\text{tái}} \eta_{\text{LH}}} \\ Q_c^{\text{E}} &= B_E Q_{\text{tháp}}^{\text{E}} = \frac{Q_{\text{TB}}^{\text{E}}}{\eta_{\text{tái}} \eta_{\text{LH}}} \\ Q_c^{\text{I}} &= B_I Q_{\text{tháp}}^{\text{I}} = \frac{Q_{\text{TB}}^{\text{I}}}{\eta_{\text{tái}} \eta_{\text{LH}}} \end{aligned} \right\} \quad (2-35)$$

(bởi vì các hiệu suất $\eta_{\text{tái}}$ và η_{LH} đối với cả 2 dạng sản xuất năng lượng là thống nhất nên có thể viết như trên).

Từ phương trình (2-35) ta được:

$$\frac{B_I}{B} = \frac{Q_{\text{TB}}^{\text{I}}}{Q_{\text{TB}}} = \frac{Q_{\text{T}}^{\text{I}}}{Q_{\text{TB}}} = \beta_I$$

và
$$\frac{B_E}{B} = \frac{Q_{\text{TB}}^{\text{E}}}{Q_{\text{TB}}} = 1 - \beta_I$$

Ở đây: $\beta_I = \frac{Q_{\text{T}}^{\text{I}}}{Q_{\text{TB}}}$ gọi là "hệ số tiêu hao nhiệt tương đối" cho hệ tiêu thụ bên ngoài.

Do đó:

$$B_I = \beta_I B \quad \text{và} \quad B_E = (1 - \beta_I) B \quad (2-36)$$

Lượng tiêu hao nhiên liệu cho sản xuất nhiệt năng còn có thể xác định đơn giản theo công thức:

$$B_I = \frac{Q_{\text{T}}^{\text{h}}}{Q_{\text{tháp}}^{\text{h}} \eta_I \eta_{\text{tái}} \eta_{\text{LH}}} \quad (2-37)$$

Sau đó nếu biết tổng tiêu hao nhiên liệu B thì có thể xác định lượng tiêu hao nhiên liệu cho sản xuất điện năng:

$$B_E = B - B_I$$

Từ đó ta xác định được suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn (với nhiệt trị là 29,31 kJ/g) cho một đơn vị điện năng sản xuất ra:

$$b_{li} = \frac{B_{li}}{W_{li}} = \frac{3600}{Q_{lc}^B \eta_c^B} = \frac{3600}{29,31 \eta_c^B} \approx \frac{123}{\eta_c^B}, g/kWh \quad (2-38)$$

Trị số nhỏ nhất của η_c^B là khi tuabin làm việc ở chế độ ngưng hơi hoàn toàn. Ví dụ $\eta_c^B \approx 0,34$ thì $b_{li} \approx 360 g/kWh$.

Trị số hiệu suất cao nhất mà TTND đạt được là khi tuabin làm việc ở chế độ đối áp (không có tổn thất nhiệt ở bình ngưng).

Khi đó:

$$\eta_c^B = \eta_{TB}^B \eta_{tad} \eta_{lH}$$

trong đó:

$$\eta_{TB}^B = \frac{W_{TB}}{Q_{TB} - Q_{c1}} = \frac{W_{TB} \eta_{c1} \eta_{mt}}{W_{li}} = \eta_{c1} \eta_{mt} \quad (2-39)$$

Vì vậy:

$$\eta_c^B = \eta_{c1} \eta_{mt} \eta_{tad} \eta_{lH} \approx 0,985.0,98.0,98.0,90 \approx 0,855$$

và
$$b_{li} \approx \frac{123}{0,855} = 144 g/kWh$$

Hiệu suất và suất tiêu hao nhiệt cho việc sản xuất điện năng ở TTND q_c^B (kJ/kWh) liên hệ với nhau bằng tỷ số:

$$\eta_c^B = \frac{3600 W_{li}}{Q_c^B} = \frac{3600}{q_c^B} \quad (2-40)$$

Nếu $\eta_c^B = 0,40 \div 0,50$ thì $q_c^B = 9000 \div 7200 kJ/kWh$.

Suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn cho một đơn vị nhiệt năng cấp cho hộ tiêu thụ nhiệt bên ngoài theo công thức (2-34):

$$b_l = \frac{B_l}{Q_l^{lm}} = \frac{1}{Q_{lc}^B \eta_c^B} \approx \frac{1}{29,31 \eta_c^B} g/kJ \approx \frac{34,1}{\eta_c^B} kg/GJ \quad (2-41)$$

Ở đây: $\eta_c^B = \eta_{TB}^B \eta_{tad} \eta_{lH} = \eta_{TB}^B \eta_{tad} \eta_{lH} \approx 0,99.0,98.0,90 \approx 0,87$.

Khi đó:

$$b_1 \approx 39,2 \text{ kg/GJ}$$

Ngoài ra nếu cung cấp thêm nhiệt cho hệ tiêu thụ bằng các lò cao điểm thì phải tính bổ sung lượng nhiên liệu tiêu hao cho các lò cao điểm.

§2-5. SO SÁNH HIỆU SUẤT CỦA VIỆC SẢN XUẤT ĐIỆN NĂNG Ở TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN VÀ Ở NHÀ MÁY ĐIỆN NGỪNG HƠI

Chúng ta sử dụng biểu thức hiệu suất trong vẽ sản xuất điện năng của tuabin:

$$\eta'_{tp} = \frac{W_t}{Q_{tp} - Q_v} \quad (2-42)$$

W_t - công suất trong của tuabin.

Để cho thuận tiện, người ta viết biểu thức hiệu suất này cho một đơn vị lượng hơi đưa vào tuabin và tách nó thành 2 dòng: dòng ngưng α_K và dòng trích α_T , có nghĩa là:

$$\alpha_K + \alpha_T = 1$$

Công (nhiệt giáng) của 1 kg dòng hơi ngưng ký hiệu là $H_K = i_n - i_K$ của dòng trích là $H_T = i_n - i_T$. Lượng nhiệt tiêu hao cho dòng hơi ngưng ký hiệu là $q_{vK} = i_n - i'_{vK}$, cho dòng trích là:

$$q_T = i_T - i'_{vT}$$

Vậy ta có:

$$\eta'_{tp} = \frac{\alpha_K H_K + \alpha_T H_T}{\alpha_K q_{vK} + \alpha_T H_T}$$

(cũng chính là dạng (2-42) viết cho 1 kg hơi đưa vào tuabin).

Bây giờ ta ký hiệu:

$\alpha_K H_K = \phi_K$ - công của dòng ngưng;

$\alpha_T H_T = \phi_T$ - công của dòng trích;

$\alpha_K q_{oK} = Q_{oK}$ - tiêu hao nhiệt cho dòng hơi ngưng;

thì:

$$\eta'_{TB} = \frac{\omega_K + \omega_T}{Q_{oK} + \omega_T} = \frac{\omega_K}{Q_{oK}} \cdot \frac{1 + \frac{\omega_T}{\omega_K}}{1 + \frac{\omega_T}{Q_{oK}}} \quad (2-43)$$

Tỷ số $\frac{\omega_T}{\omega_K} = A_T$ gọi là hệ số năng lượng của dòng hơi trích.

Tỷ số $\frac{\omega_K}{Q_{oK}} = \frac{H_K}{q_{oK}} = \frac{H_K}{i_c - i'_K} = \eta_{TB}^{K_i}$ là hiệu suất trong tương đối của tuabin về sản xuất điện năng ở chế độ ngưng hơi thuần túy.

Do đó:

$$Q_{oK} = \frac{\omega_K}{\eta_{TB}^{K_i}} \quad \text{và} \quad \frac{\omega_T}{Q_{oK}} = \frac{\omega_T}{\omega_K} \cdot \eta_{TB}^{K_i} = A_T \cdot \eta_{TB}^{K_i}$$

và biểu thức (2-43) sẽ có dạng:

$$\eta'_{TB} = \eta_{TB}^{K_i} \cdot \frac{1 + A_T}{1 + A_T \eta_{TB}^{K_i}} = \eta_{TB}^{K_i} \cdot R_T \quad (2-44)$$

ở đây:
$$R_T = \frac{1 + A_T}{1 + A_T \eta_{TB}^{K_i}} > 1 \quad \text{vì} \quad \eta_{TB}^{K_i} < 1.$$

Như vậy tỷ số giữa hiệu suất ở chế độ trích hơi với hiệu suất ở chế độ ngưng hơi:

$$\frac{\eta'_{TB}}{\eta_{TB}^{K_i}} = R_T > 1$$

Sự tăng tương đối của hiệu suất sản xuất điện năng nhờ quá trình sản xuất phối hợp là:

$$\Delta \eta'_{TB} = \frac{\eta'_{TB} - \eta_{TB}^{K_i}}{\eta_{TB}^{K_i}} = \frac{\eta'_{TB}}{\eta_{TB}^{K_i}} - 1 = R_T - 1$$

hoặc:

$$\Delta \eta_{TB}^I = \frac{1 - \eta_{TB}^{K_1}}{A_I + \eta_{TB}^{K_1}} \quad (2-45)$$

Ta có nhận xét:

- Khi A_I càng lớn (công của dòng hơi trích càng lớn) và $\eta_{TB}^{K_1}$ càng nhỏ thì $\Delta \eta_{TB}^I$ càng lớn.

- Bởi vì $\eta_{TB}^{K_1} < 1$ nên luôn luôn có $\Delta \eta_{TB}^I > 0$. Nếu lấy trị số $\eta_{TB}^{K_1} = 0,04$ thì tùy theo trị số A_I ta được các trị số $\Delta \eta_{TB}^I$ và η_{TB}^I khác nhau. Ví dụ:

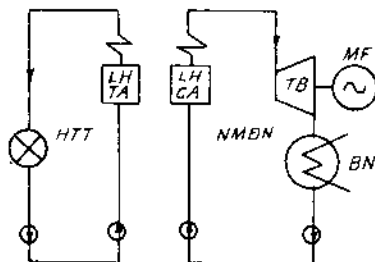
A_I	0,0	0,33	1,0	3,0	∞
$\Delta \eta_{TB}^I$	0	0,176	0,43	0,82	1,50
η_{TB}^I	0,40	0,47	0,57	0,73	1,0

Các trường hợp $A_I = 0$ tương ứng với chế độ ngưng hơi, khi đó hiệu suất bằng 0,40 và $A_I = \infty$ tương ứng với chế độ đối áp khi đó hiệu suất bằng 1.

§2-6. SO SÁNH ĐỘ KINH TẾ NHIỆT CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN VỚI THIẾT BỊ RIÊNG RẺ

Thiết bị riêng rẽ gồm có nhà máy điện ngưng hơi và lò hơi có thông số thấp (hoặc lò nước nóng) (hình 2-2).

Việc so sánh 2 loại thiết bị năng lượng khác kiểu trước hết phải có điều kiện là điện năng và nhiệt năng sản xuất ra của chúng phải bằng nhau. Người ta so sánh độ kinh tế nhiệt theo lượng nhiên liệu tiêu hao



Hình 2-2 Sơ đồ nhiệt của thiết bị riêng rẽ đơn giản nhất:

LHTA - lò hơi áp suất thấp; LHCA - lò hơi áp suất cao; NMDN - nhà máy điện ngưng hơi; HTT - hồ tiêu thụ nhiệt.

cho cả hai dạng năng lượng sản xuất ra.

So sánh độ kinh tế nhiệt của trung tâm nhiệt điện và thiết bị riêng rẽ có thể tiến hành lần lượt bằng sự so sánh lượng tiêu hao hơi, tiêu hao nhiệt rồi đến tiêu hao nhiên liệu của chúng.

Với công suất điện W_L và công suất nhiệt Q_L như nhau ta có:

- Lượng tiêu hao hơi cho trung tâm nhiệt điện (kg/s) theo công thức (2-10a):

$$D_L = D_L^h + y_L D_L$$

- Lượng tiêu hao hơi ở thiết bị riêng rẽ gồm lượng tiêu hao hơi cho nhà máy điện ngưng hơi có công suất điện W_L là D_L^h và lượng hơi cung cấp cho hộ tiêu thụ nhiệt là D_L (với các thông số hơi ở trung tâm nhiệt điện và ở thiết bị riêng rẽ là như nhau): $D_L = D_L^h + D_L$, lượng tiêu hao hơi ở thiết bị riêng rẽ lớn hơn so với trung tâm nhiệt điện một lượng là:

$$\Delta D = D_L - D_L^h = (1 - y_L) D_L \quad (2-46)$$

đó là do sự giảm lượng hơi vào bình ngưng của tuabin cấp nhiệt (xem công thức 2-13a).

- Tổng lượng nhiệt tiêu hao (kW) cho tuabin cấp nhiệt phụ thuộc vào công suất điện W_L là lượng nhiệt cấp đi Q_L có thể xác định bằng cách sau: (khi không có quá nhiệt trung gian).

$$Q_{L0} = D_0(i_0 - i_{nc}) = D_0^h(i_0 - i_{nc}) + y_L D_L(i_0 - i_{nc})$$

$$\text{Đặt } D_0^h(i_0 - i_{nc}) = Q_0^h \text{ và biểu thị } D_L = \frac{Q_L}{i_1 - i_{vc}},$$

trong đó:

Q_0^h - tiêu hao nhiệt (kW) cho tuabin ngưng hơi có công suất điện W_L ;

Q_L - tiêu hao nhiệt (kW) cho hộ tiêu thụ.

Ta có:

$$Q_{1B} = Q_n^K + y_1 \frac{i_n - i_{nc}}{i_n - i'_{ve}} Q_1$$

hoặc:
$$Q_{1B} = Q_n^K + \xi_1 q_1 \quad (2-47)$$

ξ_1 gọi là hệ số giá trị nhiệt của hơi trích, $\xi_1 = y_1 \frac{i_n - i_{nc}}{i_n - i'_{ve}}$.

Có thể xem $i_n - i_{nc} \approx i_n - i'_{ve}$ cho nên về trị số thì $\xi_1 \approx y_1$ và đối với hơi mới $\xi_1 = 1$, đối với hơi thoát sau tuabin, trước bình ngưng $\xi_1 = 0$.

Từ phương trình (2-47) ta có:

$$\xi_1 = \frac{Q_{1B} - Q_n^K}{Q_1}$$

Nghĩa là hệ số giá trị nhiệt của hơi trích cũng biểu thị sự tăng tương đối về lượng tiêu hao nhiệt của tuabin cấp nhiệt so với tuabin ngưng hơi trên một đơn vị lượng nhiệt cung cấp đi cho hệ tiêu thụ.

Đối với thiết bị riêng rẽ thì tổng tiêu hao nhiệt là:

$$Q_n = Q_n^K + Q_1$$

Như vậy lượng tiêu hao nhiệt (kW) ở thiết bị riêng rẽ lớn hơn so với trung tâm nhiệt điện theo công thức (2-47) bằng:

$$\Delta Q = Q_n - Q_{1B} = (1 - \xi_1) Q_1 \quad (2-48)$$

Công thức này cũng tương tự như công thức (2-16) xác định sự tiết kiệm nhiệt ở tuabin cấp nhiệt so với tuabin ngưng hơi nhờ giảm được tổn thất nhiệt ở bình ngưng.

Việc so sánh độ kinh tế nhiệt giữa trung tâm nhiệt điện và thiết bị riêng rẽ chủ yếu là so sánh lượng tiêu hao nhiên liệu.

Công suất điện W_e của 2 thiết bị là như nhau, ta đặt phần công suất do dòng hơi ngưng sinh ra ở trung tâm nhiệt điện là W_k và do dòng hơi trích sinh ra là W_1 nghĩa là:

$$W_e = W_k + W_1$$

(Viết như vậy đối với trung tâm nhiệt điện là phù hợp với quá trình xảy ra nhưng đối với nhà máy điện ngưng hơi thì chỉ là thuật toán).

Trong trường hợp này lượng tiêu hao nhiên liệu ở trung tâm nhiệt điện:

$$\begin{aligned} B &= B_E + B_I = b_E^K W_E + b_I Q_I^{ht} \\ &= b_E^K W_K + b_E^T W_T + b_I Q_I^{ht} \end{aligned}$$

Ở đây b_E^K và b_E^T là các suất tiêu hao nhiên liệu cho phần công suất điện do dòng hơi ngưng trích và dòng hơi trích sinh ra.

Đối với thiết bị riêng rẽ ta có lượng tiêu hao nhiên liệu:

$$B_{rr} = B_E^r + B_I^r = b_E^r (W_K + W_I) + b_I^r Q_I^{ht}$$

ở đây:

B_E^r - lượng nhiên liệu tiêu hao cho nhà máy điện ngưng hơi của thiết bị riêng rẽ có công suất điện là W_E ;

b_E^r - suất tiêu hao nhiên liệu của nhà máy điện ngưng hơi ở thiết bị riêng rẽ;

b_I^r - suất tiêu hao nhiên liệu của các lò thông số thấp ở thiết bị riêng rẽ.

Sự chênh lệch về lượng nhiên liệu tiêu hao giữa các thiết bị so sánh là:

$$\begin{aligned} \Delta B = B_{rr} - B &= (b_E^r - b_E^T) W_T - (b_E^K - b_E^r) W_K + \\ &+ (b_I^r - b_I) Q_I^{ht} \quad (2-49) \end{aligned}$$

Thường thì $b_E^r < b_E^K$ và $b_E^r \gg b_E^T$; nếu lấy gần đúng $b_E^r \approx b_E^K$ và $b_I^r \approx b_I$ thì công thức (2-49) có dạng đơn giản:

$$\Delta B \approx (b_E^r - b_E^T) W_T$$

Thay $W_T = \varepsilon Q_T$; cho $\eta_T = 1$, $Q_T = Q_I^{ht}$ thì ta được:

$$\Delta b = \frac{\Delta B}{Q_{\text{I}}^{\text{m}}} \approx \varepsilon (b_{\text{E}}^{\text{n}} - b_{\text{E}}^{\text{T}}) , \text{ kg/kWh} \quad (2-50)$$

Ở đây đại lượng không thứ nguyên ε là suất sản xuất điện năng trên cơ sở cung cấp nhiệt cho hệ tiêu thụ.

Ví dụ nếu $\varepsilon = 0,36$; $b_{\text{E}}^{\text{n}} = b_{\text{E}}^{\text{K}} = 0,35 \text{ kg/kWh}$, $b_{\text{E}}^{\text{T}} \approx 0,15 \text{ kg/kWh}$ ta được $\Delta b \approx 0,36(0,35 - 0,25) = 0,072 \text{ kg/kWh}$ hoặc 20 kg/GJ . Khi cung cấp 1000 GJ/h thì đã tiết kiệm được 20 tấn/h và tới 100.000 tấn/năm .

Ở Liên xô (cũ) hàng năm đã tiết kiệm được khoảng 25 triệu tấn nhiên liệu tiêu chuẩn nhờ phương pháp sản xuất phối hợp điện năng và nhiệt năng.

CÁC THÔNG SỐ HƠI VÀ VIỆC QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

§3-1. KHÁI NIỆM CHUNG

Các nhà máy nhiệt điện tuabin hơi nước, đốt nhiên liệu hữu cơ đều sử dụng hơi quá nhiệt. Trạng thái của hơi quá nhiệt được xác định bởi áp suất và nhiệt độ của nó. Trong chu trình nhiệt động của nhà máy nhiệt điện thì áp suất và nhiệt độ của hơi quá nhiệt khi ra khỏi lò, trước khi vào tuabin được gọi là thông số đầu. Ở các nhà máy điện nguyên tử người ta còn sử dụng hơi bão hoà để chạy tuabin, trong trường hợp này thì trạng thái của hơi chỉ cần biểu thị bằng một đại lượng: hoặc áp suất hoặc nhiệt độ.

Việc nâng cao các thông số đầu là một trong những biện pháp nhằm nâng cao hiệu suất nhiệt và tiết kiệm nhiên liệu ở các nhà máy nhiệt điện. Những tiến bộ kỹ thuật trong việc nâng cao các thông số đầu đã thể hiện rất rõ trong những thập kỷ vừa qua. Ví dụ áp suất đã tăng từ $1,5 \div 20 \text{ MPa}$ đến $23,5 \div 24,5 \text{ MPa}$ nghĩa là gần 12 đến 16 lần; nhiệt độ thì tăng từ 350 đến 550°C , tăng $55 \div 60\%$. Hiệu quả năng lượng của việc nâng cao nhiệt độ đầu có thể minh hoạ rõ ràng trên chu trình Caenô. Thật vậy, hiệu suất nhiệt của chu trình Caenô:

$$\eta_{\text{Caenô}} = \frac{T_c - T_k}{T_c} = 1 - \frac{T_k}{T_c} \quad (3-1)$$

trong đó T_1 và T_k là nhiệt độ đầu và nhiệt độ cuối của chu trình.

Đối với các tuabin công suất lớn, hiện đại thì nhiệt độ cuối T_k của hơi chỉ thay đổi trong một giới hạn rất hẹp từ 295 đến 310°K. Nếu lấy $T_k = 300^\circ K$ thì khi $T_1 = 600$ và $800^\circ K$, hiệu suất η_i^{Caen} tương ứng sẽ bằng 0,50 và 0,625. Khi $T_1 = 900^\circ K$ thì $\eta_i^{Caen} = 0,667$. Rõ ràng hiệu suất nhiệt của chu trình Caenô tăng tương đối nhanh khi nâng cao nhiệt độ đầu.

Đối với chu trình Rankin cũng vậy, việc nâng cao nhiệt độ đầu của hơi rất có lợi. Song trên thực tế còn bị hạn chế bởi nhiều yếu tố như: độ bền, tính chất công nghệ của kim loại, độ tin cậy khi làm việc và các điều kiện về kinh tế v.v... Khi nâng cao nhiệt độ thì phải sử dụng thứ kim loại đắt tiền hơn ví dụ nhiệt độ tới 725°K thì có thể dùng loại thép cacbon; tới 825°K phải sử dụng loại thép hợp kim thấp peelit; tới 870 và 970°K phải dùng loại thép hợp kim cao như ferit, maenxit và austenit. Khi chuyển từ loại thép này sang loại tốt hơn thì giá tiền của chúng tăng từ 2 ÷ 5 lần.

Việc nâng cao áp suất đầu của hơi nước cũng làm tăng hiệu suất của chu trình, trừ trong phạm vi gần trạng thái tới hạn thì hiệu suất có bị giảm đi khi tăng áp suất của hơi bão hoà cũng như hơi quá nhiệt.

Do vậy nếu đồng thời nâng cao cả áp suất lẫn nhiệt độ đầu thì sẽ mang lại hiệu quả nhiều nhất.

Việc quá nhiệt trung gian thực chất cũng là việc làm tăng thêm nhiệt độ cho hơi để tăng khả năng sinh công của nó. Sự hạn chế của việc nâng cao nhiệt độ đầu bởi những lý do đã nêu ở trên, được bù lại một phần là nhờ việc quá nhiệt trung gian, bởi hiệu suất của chu trình có quá nhiệt trung gian cũng được nâng cao. Quá nhiệt trung gian đối với các tuabin ngưng hơi còn làm giảm được độ ẩm của hơi ở các tầng cuối tuabin (nhất là các tuabin có áp suất đầu cao), làm tăng độ tin cậy và độ kinh tế của tuabin. Thông thường người ta thực hiện quá nhiệt trung gian một lần nhưng riêng những khối lớn lại sử dụng loại nhiên liệu đắt tiền thì có thể thực hiện quá nhiệt trung gian 2 lần.

§3-2. SỰ PHỤ THUỘC CỦA ĐỘ KINH TẾ NHIỆT VÀO THÔNG SỐ ĐẦU ĐỐI VỚI CÁC TUABIN NGƯNG HƠI

Chúng ta hãy khảo sát sự phụ thuộc của hiệu suất chu trình Rankin vào các thông số đầu của hơi.

Trước hết chúng ta xem xét chu trình của hơi bão hoà khô hiện đang được áp dụng ở các nhà máy điện nguyên tử.

Hiệu suất (tho) của chu trình:

$$\eta_{th} = \frac{H_a}{Q_{in}} \quad (3-2)$$

trong đó:

$H_a = i_a - i_{ka}$ - nhiệt giáng lý thuyết của hơi (trong quá trình đoạn nhiệt thuận nghịch), kJ/kg ;

i_a - entanpi của hơi ở trước tuabin, trong trường hợp này $i_a = i''$, kJ/kg ;

i_{ka} - entanpi của hơi thái sau khi giãn nở đoạn nhiệt trong tuabin.

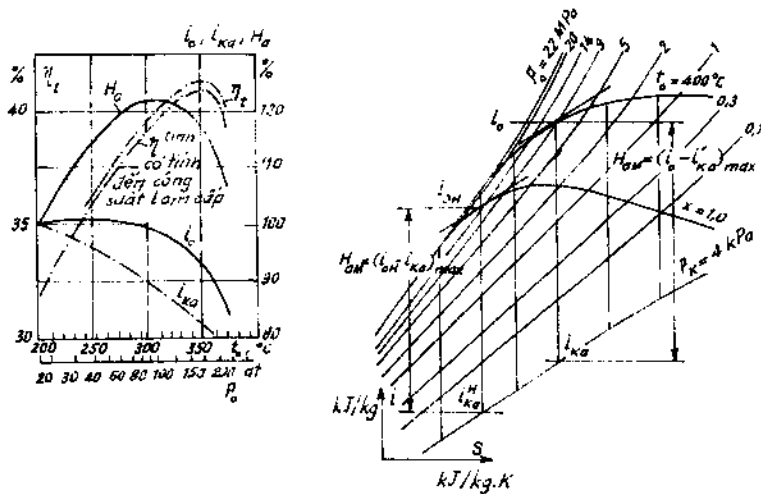
$Q_{in} = i_a - i'_k$ - lượng nhiệt tiêu hao cho chu trình;

i'_k - entanpi của nước ngưng khi ra khỏi tuabin (trong trường hợp này $i'_k = i_{uc}$ của lò hơi) phụ thuộc vào áp suất p_k trong bình ngưng.

Từ đồ thị i - s của quá trình làm việc của hơi trong tuabin rõ ràng là theo mức độ tăng áp suất đầu thì nhiệt giáng H_a thoát tiên tăng lên, đạt đến giá trị cực đại rồi giảm đi (hình 3-1). Nhiệt giáng H_a đạt được cực đại ở điểm mà tại đó tiếp tuyến với đường cong giới hạn song song với đường đẳng nhiệt cuối ($t_k = \text{const}$ (cũng chính là đường đẳng áp cuối $p_k = \text{const}$); trên đồ thị i - s , điểm này nằm ở bên trái điểm i' cực đại nghĩa là tương ứng với áp suất ban đầu cao hơn, trị số entropi nhỏ hơn.

Còn lượng nhiệt Q_{in} thoát đầu cũng tăng khi tăng áp suất và đạt cực đại ở điểm mà tại đó áp suất ban đầu $p_a \approx 3,0 \text{ MPa}$ và $i_a = i'' \approx 2804 \text{ kJ/kg}$.

Hiệu suất η_t tăng lên do H_a tăng nhanh hơn Q_a , nhưng cực đại của η_t không trùng với cực đại của H_a vì ở lân cận điểm cực đại của H_a khi tiếp tục tăng áp suất thì H_a giảm rất chậm còn Q_a (đạt cực đại sớm hơn, ở áp suất thấp hơn) thì giảm nhanh hơn, nghĩa là tỉ số H_a giảm không nhiều lắm còn mẫu số Q_a thì giảm nhanh hơn nên η_t vẫn tiếp tục tăng mặc dù H_a đã bắt đầu giảm. Tiếp tục tăng áp suất nữa thì H_a sẽ giảm nhanh hơn Q_a và η_t sau khi đạt cực đại cũng sẽ giảm đi.



Hình 3-1. Quá trình làm việc của hơi trong tuabin với các thông số đầu khác nhau trên đồ thị t - s .

Điều kiện cực đại của η_t được xác định một cách dễ dàng khi ta cho đạo hàm của nó bằng 0 theo entrôpi:

$$\frac{d\eta_t}{ds} = \frac{Q_a \frac{dH_a}{ds} - H_a \frac{dQ_a}{ds}}{Q_a^2} = 0$$

Từ đó rút ra mối tương quan giữa các đại lượng H_a và Q_a ở điểm cực đại của hiệu suất η_t - cụ thể là:

$$\frac{dH_a}{H_a} = \frac{dQ_a}{Q_a} \quad (3-3)$$

hoặc:
$$\frac{dH_0}{H_0} = \frac{d\eta_0}{\eta_0} \quad (3-4)$$

Bởi vì $Q_0 = i_0 - i'_K$ mà $i'_K = f(p_K) = \text{const.}$

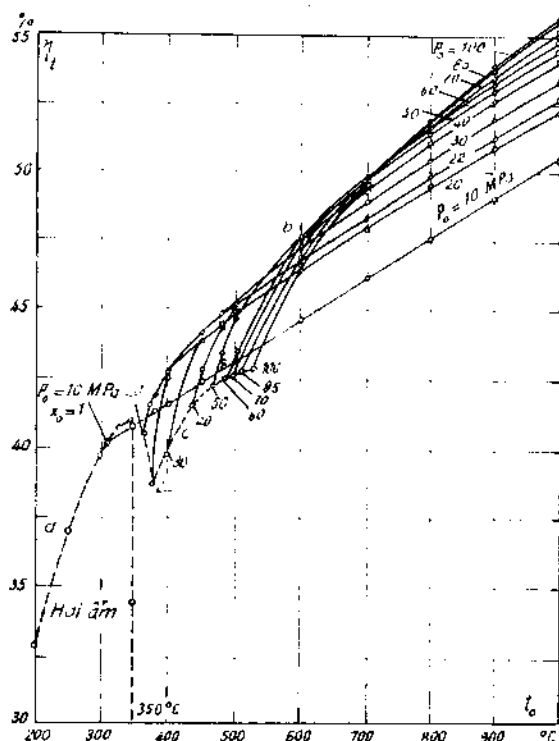
Như vậy điều kiện cực đại của hiệu suất η_0 là khi sự thay đổi (sự giảm) tương đối của nhiệt giáng H_0 và của lượng nhiệt tiêu hao Q_0 bằng nhau.

Qua tính toán đã xác nhận rằng hiệu suất nhiệt của chu trình Rankin đối với hơi bão hoà khô đạt cực đại khi nhiệt độ đầu vào khoảng 350°C tương ứng với áp suất đầu $17,0 \text{ MPa}$ (xem đường cong a trên hình 3-2).

Sự giảm hiệu suất của chu trình hơi bão hoà khô khi tăng nhiệt độ từ 350°C đến nhiệt độ tối hạn xấp xỉ 374°C và tăng áp suất từ 17 MPa đến áp suất tối hạn xấp xỉ $22,1 \text{ MPa}$ gây nên một sự phụ thuộc phức tạp của hiệu suất chu trình vào thông số hơi ở phạm vi gần thông số tối hạn.

Sự phụ thuộc của hiệu suất chu trình hơi bão hoà khô vào nhiệt độ đầu biểu thị bằng đường cong a trên hình 3-2 cũng đồng thời là sự phụ thuộc và áp suất đầu.

Sự phụ thuộc của hiệu suất chu trình hơi quá nhiệt vào nhiệt độ đầu được biểu thị bằng một họ đường cong mà mỗi đường cong ứng với một trị



Hình 3-2. Sự phụ thuộc của hiệu suất các chu trình nhiệt vào nhiệt độ hơi ban đầu:

a - hơi bão hoà khô; b - hơi quá nhiệt; c - đường chuyển pha quy ước trong vùng siêu tới hạn.

số áp suất đầu nhất định. Nói chung những đường cong đó biểu thị sự tăng của hiệu suất khi tăng nhiệt độ đầu với bất kỳ áp suất đầu nào (các đường cong b trên hình 3-2) và chúng được gọi là những đường hiệu suất đẳng áp $\eta_i = f(t_1)_{p_1}$ của chu trình.

Việc chuyển từ hơi bão hoà khô sang hơi quá nhiệt có thể xem như là bổ sung vào chu trình hơi bão hoà khô một chu trình phụ (xem hình 1-3) để được một chu trình phức tạp có lượng nhiệt tiêu hao là Q_o , công là W và hiệu suất là $\eta_i = W/Q_o$.

Chu trình phức tạp ấy (chính là chu trình hơi quá nhiệt) gồm: chu trình ban đầu (chu trình hơi bão hoà khô) có lượng nhiệt tiêu hao là Q_o' , công là W_o , hiệu suất là $\eta_o = W_o/Q_o'$ và chu trình phụ có lượng nhiệt tiêu hao là Q_v , công là W_v , hiệu suất là η_v . Như thế ta sẽ có hiệu suất của chu trình hơi quá nhiệt (chu trình phức tạp):

$$\eta_i = \frac{W}{Q_o} = \frac{W_o + W_v}{Q_o' + Q_v} = \frac{W_o}{Q_o'} \cdot \frac{1 + \frac{W_v}{W_o}}{1 + \frac{Q_v}{Q_o'}}$$

Ta gọi $A_v = \frac{W_v}{W_o}$ là hệ số năng lượng của chu trình phụ và:

$$Q_v = \frac{W_v}{\eta_v}, \quad Q_o' = \frac{W_o}{\eta_o}$$

thì ta được:

$$\frac{Q_v}{Q_o'} = \frac{W_v \eta_o}{\eta_v W_o} = \frac{\eta_o}{\eta_v} A_v$$

$$\text{do đó:} \quad \eta_i = \eta_o \cdot \frac{1 + A_v}{1 + A_v \frac{\eta_o}{\eta_v}} \quad (3-5)$$

Sự tăng tương đối của hiệu suất do quá nhiệt:

$$\Delta\eta_i = \frac{\eta_i - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 - \frac{\eta_o}{\eta_i}}{1 + \frac{\eta_o}{A_i \eta_i}} \quad (3-6)$$

Như vậy sự thay đổi hiệu suất của chu trình nhờ việc quá nhiệt phụ thuộc vào tỷ số giữa hiệu suất của chu trình ban đầu η_o với hiệu suất của chu trình phụ η_i . Ta cũng dễ dàng nhận thấy rằng khi làm phức tạp chu trình bằng việc quá nhiệt cho hơi thì luôn luôn $\eta_i > \eta_o$ vì thế hiệu suất của chu trình tăng lên ($\Delta\eta_i > 0$).

Điều này có thể giải thích nếu ta dùng khái niệm "chu trình Caenô tương đương" có hiệu suất tương đương như chu trình đang khảo sát, cụ thể là $\eta_o^{\text{Caenô}} = \eta_o$ hoặc $\eta_i^{\text{Caenô}} = \eta_i$ và cũng có cùng nhiệt độ cuối như nhau $T_K^{\text{Caenô}} = T_K^o = T_K^i$. Nhiệt độ đầu của các chu trình thành phần khi đó bằng:

$$T_o^{\text{Caenô}} = \frac{T_K}{1 - \eta_o} \quad \text{và} \quad T_i^{\text{Caenô}} = \frac{T_K}{1 - \eta_i} \quad (3-7)$$

Ta đã biết rằng nhiệt độ đầu của chu trình Caenô đồng biến với hiệu suất (hiệu suất lớn thì nhiệt độ đầu lớn và ngược lại) cho nên đối với biểu thức (3-7) ta có thể xác định nhiệt độ đầu của các chu trình Caenô tương đương một cách thuận tiện bằng đồ thị nếu ta thay diện tích của chu trình trên đồ thị T-s bằng một hình chữ nhật có chung đáy nhưng với entropi thay đổi so với chu trình gốc $\Delta s = s_o - s_{\text{Caenô}}$ (xem hình 1-3). Hiển nhiên là $T_i^{\text{Caenô}} > T_o^{\text{Caenô}}$ suy ra $\eta_i > \eta_o$.

Tóm lại việc quá nhiệt cho hơi luôn luôn làm tăng hiệu suất của chu trình.

Ở các áp suất trước tới hạn thì điểm bắt đầu của các đường cong hiệu suất của chu trình hơi quá nhiệt được sắp xếp trên đường cong a của hiệu suất chu trình hơi bão hoà khô (xem hình 3-2); nhiệt độ bão hoà tương ứng với các áp suất đó ở trên trục hoành xác định trạng thái điểm đầu của các đường đẳng áp $p = \text{const}$.

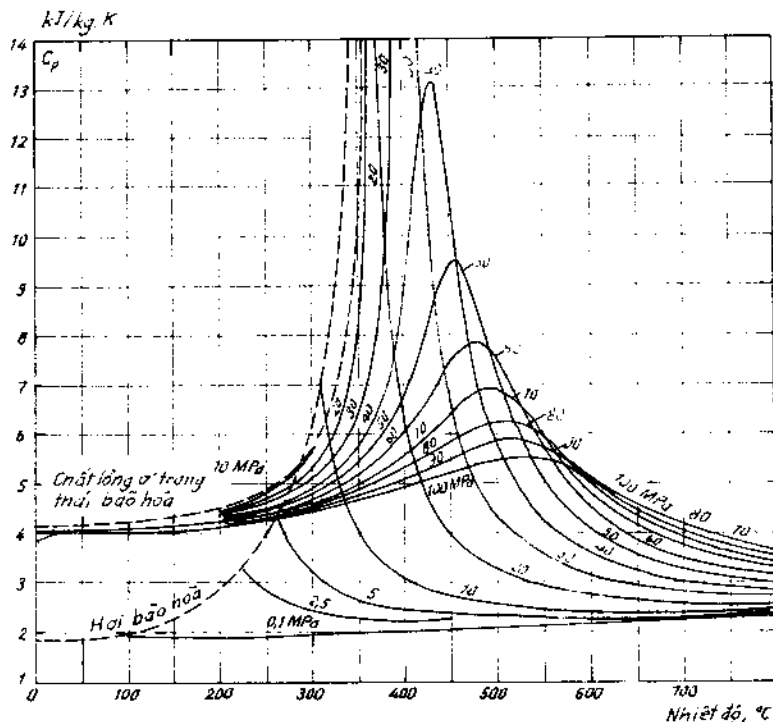
Tính chất phức tạp của sự phụ thuộc mà ta đang khảo sát ở phạm vi gần trạng thái tới hạn là sự tụt xuống của đường cong hiệu suất chu trình hơi bão hoà khô trong khoảng áp suất $17,0 \div 22,1 \text{ MPa}$. Do sự tụt xuống đó mà các đường hiệu suất đẳng áp ở áp suất trước tới hạn ví dụ 20 MPa lúc đầu cao hơn đường hiệu suất đẳng áp ở áp suất tới hạn $22,1 \text{ MPa}$. Nhưng do sự tăng nhanh của hiệu suất khi áp suất cao hơn nên đường hiệu suất $22,1 \text{ MPa}$ đã cắt rồi vượt cao hơn đường hiệu suất 20 MPa khi nhiệt độ tăng. Sự phụ thuộc mang tính quy luật như thế của hiệu suất vào nhiệt độ và áp suất đầu thể hiện rất rõ trong phạm vi trên tới hạn, chỉ trừ phạm vi gần trạng thái tới hạn như đã nói ở trên với các nhiệt độ thấp hơn và cao hơn tới hạn một chút.

Tóm lại là với tất cả các nhiệt độ trước và trên tới hạn trừ phạm vi gần tới hạn thì hiệu suất η của chu trình hơi quá nhiệt càng cao khi nhiệt độ và áp suất ban đầu càng cao.

Đối với những điểm xuất phát ban đầu của các đường hiệu suất đẳng áp ở vùng trên tới hạn ta dùng khái niệm về điểm chuyển pha quy ước của nước trong phạm vi trên tới hạn. Thực vậy sự chuyển pha của nước ở phạm vi trước tới hạn được đặc trưng bởi trị số nhiệt dung riêng lớn vô cùng $C_p = \infty$; khi tăng nhiệt độ lên trên nhiệt độ tới hạn thì nhiệt dung riêng không đạt trị số lớn vô cùng nữa mà có cực đại. Mỗi một nhiệt độ trên tới hạn mà C_p đạt giá trị cực đại thì tương ứng với một áp suất trên tới hạn. Ở những áp suất gần áp suất tới hạn thì nhiệt dung tăng nhanh đến cực đại rồi sau đó giảm cũng nhanh như thế. Theo mức độ tăng áp suất thì cực đại của C_p giảm đi một cách tương đối rõ rệt rồi nó thể hiện ngày càng ít rõ hơn và ở áp suất rất cao thì các đường cong có đặc tính thoải thoải (hình 3-3).

Người ta lấy những điểm cực đại của C_p làm những điểm chuyển pha quy ước trong vùng trên tới hạn của nước và hơi nước. Những điểm này được biểu thị bằng những giá trị nhiệt độ $T\phi$ và áp suất của hơi sau đây:

$p \text{ (MPa)}$	30,0	40,0	50,0	60,0	70,0	80,0
$T\phi \text{ (}^\circ\text{K)}$	680	705	730	750	765	780
$C_p \text{ (kJ/kgK)}$	26,0	13,2	9,6	7,9	6,9	6,3



Hình 3-3. Sự phụ thuộc của nhiệt dung riêng của nước và hơi nước C_p vào nhiệt độ ở những áp suất khác nhau

Khi ấy trên hình 3-2 có thể vẽ đường $p\phi = f(t\phi)$ biểu thị quan hệ giữa nhiệt độ và áp suất của nước và hơi nước tương ứng với các giá trị cực đại của C_p nghĩa là sự chuyển pha quy ước của và ϕ . Có thể lấy đường đó làm vị trí hình học cho các điểm ban đầu của các đường hiệu suất đẳng áp trong vùng thông số trên tối hạn của hơi nước.

Từ những vấn đề đã nêu ra, chúng ta cũng cần phải thể hiện sự phụ thuộc của hiệu suất chu trình vào áp suất hơi ban đầu với một nhiệt độ đầu nhất định. Đường cong hiệu suất của hơi bão hoà khô đã được khảo sát ở trên cũng sẽ là đường cong khởi điểm cho sự phụ thuộc $\eta_i = f(p_0)_{t_0}$ bởi vì các trị số t_0^{bh} cũng như các trị số p_0 tương ứng với chúng thay đổi dọc theo đường cong đó.

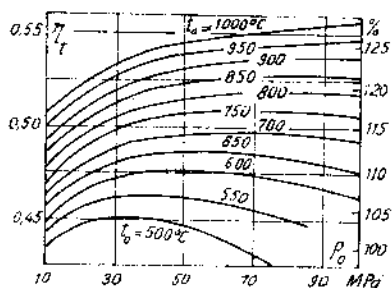
Việc quá nhiệt cho hơi bão hoà làm tăng hiệu suất của chu trình nên tất cả các đường hiệu suất đẳng nhiệt $\eta_t = f(p_c)_{t_c}$ có nhiệt độ cao hơn nhiệt độ tối hạn ($\approx 374^\circ\text{C}$) phải nằm cao hơn đường cong hiệu suất của hơi bão hoà khô (hình 3-4).

Tương tự như đường cong hiệu suất của hơi bão hoà khô các đường hiệu suất đẳng nhiệt của hơi quá nhiệt cũng có cực đại, các điểm cực đại ấy dịch chuyển liên tiếp về phía áp suất cao hơn khi tăng nhiệt độ ban đầu. Nhiệt độ ban đầu càng cao thì đường cong hiệu suất ở vùng cực đại càng trở nên thoải hơn và với nhiệt độ rất cao thì cực đại của hiệu suất không còn theo quy luật như trước mà nó càng đi lên khi áp suất càng cao.

Dạng của đường cong trên hình 3-4 xác nhận hiệu quả năng lượng của việc nâng cao đồng thời cả 2 thông số đầu: nhiệt độ và áp suất của hơi, tuy nhiên các đường hiệu suất đẳng nhiệt $\eta_t = f(p_c)_{t_c}$ của chu trình chỉ cho ta một sự gần đúng để xác định áp suất đầu p_c tối ưu ứng với một nhiệt độ t_c không đổi. Bước tiếp theo ta cần phải tính đến các tổn thất năng lượng bên trong tuabin bằng hiệu suất trong tương đối η_{in} của nó. Khi ấy hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin:

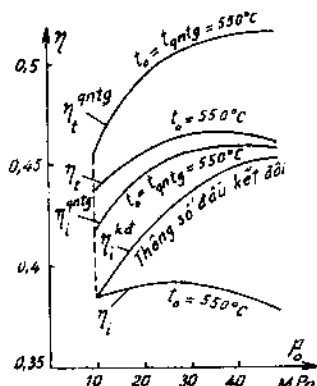
$$\eta_t = \eta_{in} \eta_{tt} \quad (3-8)$$

Đại lượng η_{in} phụ thuộc quan trọng vào các thông số hơi ban đầu: khi tăng nhiệt độ ban đầu, thể tích riêng của hơi tăng lên, mật độ của hơi giảm đi, tổn thất ma sát giảm, chiều cao cánh động tăng, các tổn thất tương đối do rò rỉ qua khe hở giữa các tầng giảm, độ ẩm cuối của hơi giảm, vì vậy η_{in} tăng lên. Khi tăng áp suất ban đầu thì tác dụng ngược lại: mật độ hơi tăng lên, thể tích riêng giảm đi, chiều cao cánh động giảm, tổn thất rò rỉ qua khe hở trong các tầng tăng, độ ẩm cuối của hơi tăng, η_{in} giảm đi.



Hình 3-4 Sự phụ thuộc của hiệu suất nhiệt của chu trình hơi nước lý tưởng vào áp suất ban đầu p_c ở những nhiệt độ ban đầu t_c khác nhau

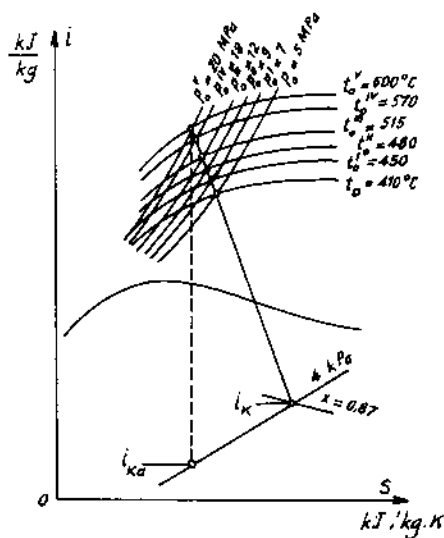
Ảnh hưởng của η_{nt} đến hình dạng của các đường cong η_t được xem như chính là những đường cong η_t đã biến dạng. Thực vậy, $\Delta\eta = \eta_t - \eta_{nt} = \eta_t(1 - \eta_{nt})$ nghĩa là hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin với một nhiệt độ ban đầu đã cho sẽ càng giảm nhiều hơn so với hiệu suất của chu trình khi nâng cao áp suất ban đầu. Vì thế mà các giá trị cực đại của η_t dịch chuyển về phía giá trị p_0 nhỏ hơn so với các điểm cực đại của η_{nt} (hình 3-5).



Hình 3-5. Sự phụ thuộc của hiệu suất nhiệt và hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin vào áp suất ban đầu.

Ở quá trình làm việc thực của hơi trong tuabin thì độ ẩm cuối không được vượt quá 12% để tránh sự ăn mòn cánh quạt các tầng cuối do những giọt ẩm tách ra khỏi dòng và tránh sự giảm hiệu suất của các tầng cuối làm việc trong vùng hơi ẩm - biết rằng cứ tăng 1% độ ẩm thì hiệu suất các tầng cuối cũng giảm đi 1%. Điều này nói lên rằng không phải mọi điểm của các đường cong $\eta_t = f(p_0)_{t_0}$ đều là có

trong thực tế. Các trị số kép của nhiệt độ và áp suất ban đầu phù hợp với độ ẩm cuối đã cho của hơi trong tuabin được gọi là các thông số kết đôi ban đầu của hơi. Rõ ràng là các thông số kết đôi ấy nếu biểu diễn trên đồ thị i - s chúng sẽ nằm trên một đường chung của quá trình làm việc của dòng hơi trong tuabin dẫn đến độ ẩm cuối đã cho (hình 3-6). Ví dụ ta có những trị số kết đôi đáp ứng độ ẩm cuối của hơi trong tuabin là 13% và hiệu suất trong tương đối $\eta_{nt} = 0,85$ như sau:



Hình 3-6. Quá trình làm việc của hơi trong tuabin với các thông số kết đôi.

t_0 ($^{\circ}\text{C}$)	600	570	515	480	450	410
p_0 (MPa)	20,0	18,0	12,0	9,0	7,0	5,0

Từ các số liệu đã nêu ra, ta thấy ngay với nhiệt độ đầu là 550°C thì trị số áp suất kết đôi với nó vào khoảng 15 MPa . Nhưng cũng có thể với nhiệt độ đầu 550°C người ta lại áp dụng áp suất đầu cao hơn trị số kết đôi, chẳng hạn $16,0$ và $24,0 \text{ MPa}$ mà vẫn đảm bảo độ ẩm cuối không vượt quá giới hạn cho phép - đó chính là nhờ quá nhiệt trung gian. Việc quá nhiệt trung gian cho phép vẫn giữ được nhiệt độ ban đầu nhờ bổ sung cho hơi một lượng nhiệt để tăng khả năng sinh công của hơi, tăng hiệu suất của thiết bị tuabin và hiệu suất của nhà máy điện.

§3-3. CÁC THÔNG SỐ VÀ SƠ ĐỒ QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

1. Các thông số quá nhiệt trung gian

Ở các nhà máy điện hiện đại đốt nhiên liệu hữu cơ người ta thường áp dụng quá nhiệt trung gian bằng khối, khi đó có thể đạt được nhiệt độ cao gần bằng nhiệt độ ban đầu và có thể chọn áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu tương đối cao. Các nhà máy điện của Liên xô (cũ) người ta bố trí bộ quá nhiệt trung gian ở vùng đối lưu của lò hơi, có nhiệt độ khối từ $600 \div 700^{\circ}\text{C}$. Bố trí như vậy với mục đích chính là tăng độ tin cậy và đơn giản được những thao tác phức tạp khi khởi động và ngừng đối với những khối lớn, hiện đại. Do bố trí ở vùng có nhiệt độ khối không cao lắm nên không đòi hỏi phải làm mát đặc biệt trong thời gian thao tác nói trên. Nhiệt độ quá nhiệt trung gian thường được chọn vào khoảng bằng nhiệt độ ban đầu của hơi $540 \div 570^{\circ}\text{C}$.

Ở một vài nhà máy điện của Mỹ nhiệt độ quá nhiệt trung gian cao hơn nhiệt độ ban đầu từ 10 đến 30°C . Điều này có thể thực hiện được bằng việc chế tạo bộ quá nhiệt trung gian hỗn hợp kiểu bức xạ - đối lưu.

Để xác định áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu người ta khảo sát chu trình có quá nhiệt trung gian trên đồ thị T-s (hình 3-7).

Chu trình như thế là một chu trình phức tạp, bao gồm: chu trình ban đầu không có quá nhiệt trung gian với lượng nhiệt cấp là Q_0 , công thực hiện là W_0 , hiệu suất là η_0 và một chu trình phụ quá nhiệt trung gian với lượng nhiệt cấp là Q_1 , công W_1 , hiệu suất η_1 .

Hiệu suất của chu trình phức tạp (chu trình có quá nhiệt trung gian) được viết ở dạng:

$$\eta_{\text{qntg}} = \frac{W_0 + W_1}{Q_0 + Q_1}$$

Gọi $A_1 = \frac{W_1}{W_0}$ và biến đổi biểu thức

trên ta được:

$$\eta_{\text{qntg}} = \eta_0 \frac{1 + A_1}{1 + A_1 \eta_1} \quad (3-9)$$

Sự thay đổi tương đối của hiệu suất do quá nhiệt trung gian bằng:

$$\Delta \eta_{\text{qntg}} = \frac{\eta_{\text{qntg}} - \eta_0}{\eta_0} = \frac{1 - \eta_0}{1 + \frac{\eta_0}{A_1 + \eta_1}} \quad (3-9a)$$

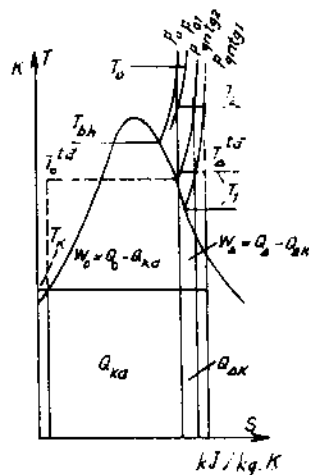
Như vậy hiệu suất của chu trình có quá nhiệt trung có thể cao hơn, bằng hoặc thấp hơn hiệu suất của chu trình ban đầu. Cụ thể là:

$$\eta_{\text{qntg}} > \eta_0 \text{ nếu } \eta_1 > \eta_0$$

$$\eta_{\text{qntg}} = \eta_0 \text{ nếu } \eta_1 = \eta_0$$

$$\eta_{\text{qntg}} < \eta_0 \text{ nếu } \eta_1 < \eta_0$$

Tỷ số η_0/η_1 có thể minh họa rõ ràng khi ta sử dụng khái niệm chu trình Caenó tương đương.



Hình 3-7. Chu trình lý thuyết có một cấp quá nhiệt trung gian trên đồ thị T-s:

$Q_{k\Delta}$ - tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh của chu trình chính;
 Q_{1k} - tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh của chu trình phụ.

Nếu nhiệt độ cấp nhiệt trung bình cho chu trình "Cacnô tương đương phụ" T_{λ}^{td} cao hơn nhiệt độ cấp nhiệt trung bình ở chu trình "Cacnô tương đương ban đầu" T_0^{td} thì việc quá nhiệt trung gian sẽ làm tăng hiệu suất. Trường hợp ngược lại thì việc nâng cao hiệu suất không xảy ra. Thực vậy, chúng ta hãy khảo sát việc quá nhiệt trung gian với áp suất thấp, gắn với áp suất của hơi thải vào bình ngưng thì nhiệt độ đầu của chu trình "Cacnô tương đương phụ" sẽ thấp hơn nhiệt độ đầu của chu trình "Cacnô tương đương ban đầu" và vì thế $\eta_{\lambda} < \eta_0$ (nhiệt độ đầu của chu trình Cacnô) tương đương có nghĩa là nhiệt độ cấp nhiệt trung bình trong chu trình). Nói một cách khác là lượng nhiệt cung cấp cho việc quá nhiệt trung gian Q_{λ} khi ấy hầu như mất mát gần hết cho nguồn lạnh, còn công W_{λ} thì rất nhỏ. Trường hợp giới hạn là khi $p_{qntg} = p_K$; $W_{\lambda} = 0$; $Q_{\lambda} = Q_{\lambda K}$ và $\eta_{\lambda} = 0$ thì:

$$\eta_{qntg} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_{\lambda}} = \frac{W_0}{Q_0 + Q_{\lambda K}} < \eta_0 = \frac{W_0}{Q_0}$$

Như vậy với các áp suất quá nhiệt trung gian thấp thì việc quá nhiệt trung gian không làm tăng hiệu suất mà còn làm giảm hiệu suất. Còn với các áp suất quá nhiệt trung gian tương đối cao thì nhiệt độ đầu của chu trình Cacnô tương đương và hiệu suất của chu trình phụ sẽ cao hơn so với chu trình ban đầu cho nên $\eta_{qntg} > \eta_0$. Tuy nhiên nếu ở giới hạn $p_{qntg} = p_0$ hoặc $p_{qntg} = p_{-1}$ (hình 3-7) thì coi như không có quá nhiệt trung gian vì $Q_{\lambda} = 0$, $W_{\lambda} = 0$ và $\eta_{qntg} = \eta_0$, có nghĩa là hiệu suất của chu trình trở về trị số hiệu suất của chu trình ban đầu.

Những điều phân tích nói trên được minh họa bằng đường cong $\eta_{qntg} = f(p_{qntg})$ (hoặc $\eta_{qntg} = f(h'_{-1}/H'_0)$, ở đây tỷ số h'_{-1}/H'_0 là phân nhiệt giáng của hơi trước quá nhiệt trung gian) trên hình 3-8.

Rõ ràng giá trị cực đại của η_{qntg} ứng với một giá trị tối ưu nào đó của tỷ số h'_{-1}/H'_0 (cũng tức là giá trị tối ưu của p_{qntg}).

Hiệu quả của việc quá nhiệt trung gian đối với chu trình thực còn lớn hơn chu trình lý tưởng bởi vì hiệu suất trong tương đối η^*_{0i} của các tầng

tuabin làm việc với dòng hơi đã được quá nhiệt trung gian tăng lên do nhiệt độ hơi tăng và độ ẩm của hơi ở các tầng cuối giảm được từ 5 ÷ 7%.

Trị số p_{qntg} tối ưu đến một nhiệt độ đã cho có thể xác định bằng tính toán. Khi quá nhiệt trung gian 1 lần (1 cấp) thì nên lấy $p_{qntg} = (0,15 \div 0,20) \cdot p_0$. Ví dụ:

$$p_0 = 13,0 \text{ MPa} \quad \text{hoặc} \quad 24 \text{ MPa}$$

$$\text{thì: } p_{qntg} = 2,0 \div 2,6 \text{ MPa} \quad \text{hoặc} \\ 3,6 \div 4,8 \text{ MPa}$$

Khi quá nhiệt trung gian 2 lần (2 cấp) thì cấp I lấy $p_{qntg}^I = (0,25 \div 0,30) p_0$.

Cấp II lấy $p_{qntg}^{II} = (0,25 \div 0,30) p_{qntg}^I = (0,06 \div 0,09) p_0$.

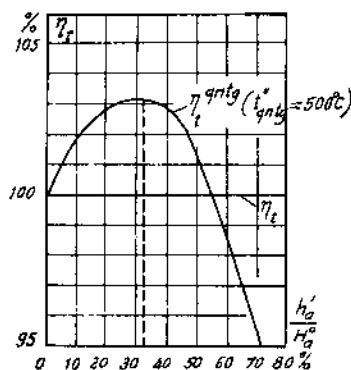
Cấp quá nhiệt trung gian thứ hai làm tăng thêm hiệu suất do đó cũng tiết kiệm thêm được một lượng nhiệt vào khoảng 1,5 ÷ 2,5% cho nên đối với các khối công suất lớn, sử dụng loại nhiên liệu đắt tiền thì có thể bù lại phần giá thành thiết bị phải tăng thêm do có bộ quá nhiệt trung gian cấp II.

Trên hình 3-5 cũng chỉ ra sự phụ thuộc của hiệu suất nhiệt của chu trình và hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin có một cấp quá nhiệt trung gian vào áp suất ban đầu với một nhiệt độ ban đầu đã cho. Từ đồ thị ấy ta thấy áp suất ban đầu tối ưu tăng lên khá rõ nhờ quá nhiệt trung gian. Đặc biệt hiệu suất tăng nhanh khi đồng thời nâng cao cả áp suất và nhiệt độ ban đầu theo các trị số kết đôi của chúng.

Nhiệt độ tối ưu của hơi lúc bắt đầu đưa đi quá nhiệt trung gian T_{qntg}^0 có thể xác định gần đúng bằng giải tích như sau:

Hiệu suất của chu trình có quá nhiệt trung gian:

$$\eta_{tqntg} = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + W_1}{Q_0 + Q_1}$$



Hình 3-8. Sự phụ thuộc của hiệu suất của chu trình η_t vào phần nhiệt giáng của hơi trước quá nhiệt trung gian h'_0/H_0^0 .

Trong đó Q_u và W_u là những đại lượng không đổi đã biết.

Lượng nhiệt dùng cho việc quá nhiệt trung gian:

$$Q_N = C_p(T_{\text{qntg}} - T_{\text{qntg}}^0), \text{ kJ/kg}$$

Trong đó T_{qntg} và T_{qntg}^0 tương ứng là nhiệt độ của hơi sau và trước khi quá nhiệt trung gian (K).

Đại lượng phải tìm T_{qntg}^0 .

Đại lượng đã cho T_{qntg} .

C_p là nhiệt dung riêng của hơi trong quá trình quá nhiệt trung gian, trị số của C_p gần đúng lấy là hằng số.

Công của hơi trong chu trình phụ do quá nhiệt trung gian:

$$W_N = Q_N - Q_{NK} = C_p(T_{\text{qntg}} - T_{\text{qntg}}^0) - T_K(s_{\text{qntg}} - s_0), \text{ kJ/kg}$$

Trong đó Q_{NK} là tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh của chu trình phụ; T_K là nhiệt độ của hơi thải trong chu trình phụ (K) lấy là const; s_{qntg} và s_0 tương ứng là các trị số entropi sau và trước quá nhiệt trung gian, kJ/kg.K .

Gia số entropi trong chu trình phụ bằng:

$$\Delta s_{\text{qntg}} = s_{\text{qntg}} - s_0 = C_p \ln \frac{T_{\text{qntg}}}{T_{\text{qntg}}^0}$$

Như vậy hiệu suất của chu trình có quá nhiệt trung gian:

$$\eta_l^{\text{qntg}} = \frac{W}{Q} = \frac{W_0 + C_p(T_{\text{qntg}} - T_{\text{qntg}}^0) - T_K C_p \ln \frac{T_{\text{qntg}}}{T_{\text{qntg}}^0}}{Q_0 + C_p(T_{\text{qntg}} - T_{\text{qntg}}^0)} = f(T_{\text{qntg}}^0) \quad (3-11)$$

Điều kiện cực đại của η_l^{qntg} là phương trình cân bằng:

$$\frac{W'}{W} = \frac{Q'}{Q}$$

Nghĩa là sự thay đổi tương đối của tử số bằng sự thay đổi tương đối của mẫu số. Ở đây W' và Q' là đạo hàm của W và Q theo T_{quang}^{tr} - nói cách khác:

$$\frac{W'}{Q'} = \frac{W}{Q} = \eta_l^{quang}$$

Chúng ta xác định các đạo hàm trên khi lấy $C_p = \text{const}$:

$$W' = \frac{dW}{dT_{quang}^{tr}} = -C_p + T_k C_p \frac{1}{T_{quang}^{tr}} = -C_p \left(1 - \frac{T_k}{T_{quang}^{tr}} \right)$$

$$Q' = \frac{dQ}{dT_{quang}^{tr}} = -C_p$$

do đó:
$$\frac{W'}{Q'} = 1 - \frac{T_k}{T_{quang}^{tr}} = \eta_l^{quang}$$

Nếu ta đưa vào nhiệt độ đầu của một chu trình Caenô tương đương với chu trình có quá nhiệt trung gian này thì có thể viết:

$$\eta_l^{quang} = 1 - \frac{T_k}{T_o^{td}}$$

Từ hai phương trình vừa có ta rút ra:

$$T_{quang}^{tr} = T_o^{td} = \frac{T_k}{1 - \eta_l^{quang}} \quad (3-12)$$

Nghĩa là trị số tối ưu của nhiệt độ trước khi quá nhiệt trung gian (T_{quang}^{tr}) phải trùng với trị số nhiệt độ đầu của chu trình Caenô tương đương với chu trình có quá nhiệt trung gian (T_o^{td}). Chừng nào mà nhiệt độ đầu của quá nhiệt trung gian T_{quang}^{tr} còn chưa xác định được thì nhiệt độ đầu của chu trình Caenô tương đương T_o^{td} còn chưa biết được. Vì thế nên công thức (3-12) được giải bằng phương pháp gần đúng liên tục. Chẳng hạn có thể lấy sơ bộ nhiệt độ phải tìm T_{quang}^{tr} bằng nhiệt độ đầu của chu trình Caenô tương

đương với chu trình ban đầu không có quá nhiệt trung gian mà hiệu suất của nó đã biết là $\eta_0 = \eta_{00}$ và nhiệt độ ban đầu "tương đương" tương ứng bằng:

$$T_{0'}^{td} = \frac{T_K}{1 - \eta_{00}}$$

ở đây: $\eta_{00} = \frac{W_t}{Q_{00}}$

Sau khi lấy sơ bộ $T_{\text{quang}}^t = T_{0'}^{td}$, ta xác định hiệu suất của chu trình có quá nhiệt trung gian η_{quang} , đối với hiệu suất này ta xác định nhiệt độ ban đầu mới của quá nhiệt trung gian $T_{\text{quang}}^{tt} = \frac{T_K}{1 - \eta_{\text{quang}}}$ và cứ thế, cho đến khi các kết quả tìm được sai khác nhau rất nhỏ.

Những kết luận tương tự cũng có thể nhận được cả đối với 2 cấp quá nhiệt trung gian, nghĩa là trước hết lấy gần đúng:

$$T_{\text{quang}}^{tt} \approx T_{\text{quang}}^{tt} \approx T_{0'}^{td} = \frac{T_K}{1 - \eta_{00}^{quang}} \quad (3-13)$$

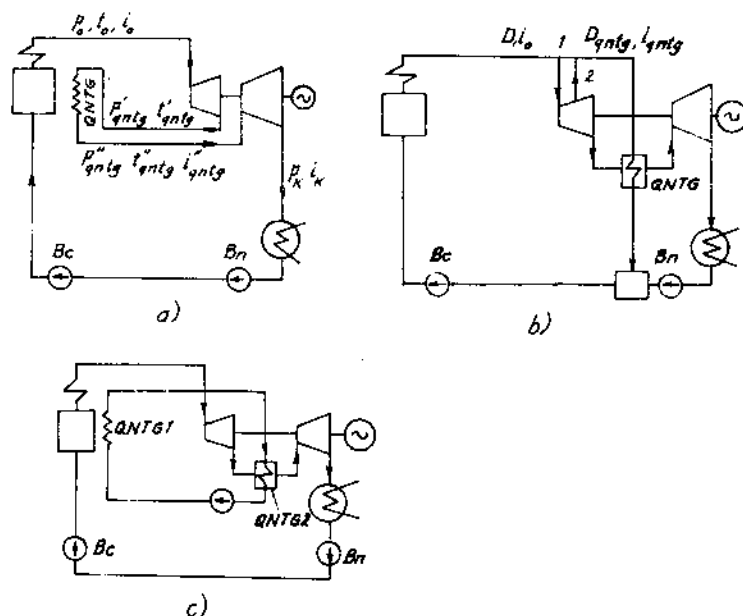
Phương pháp giải tích xác định nhiệt độ của hơi trước khi đưa đi quá nhiệt trung gian là phương pháp gần đúng, cũng giống như mối tương quan giữa áp suất quá nhiệt trung gian với áp suất ban đầu của hơi đã nêu ở phần trên.

Trị số tối ưu của áp suất quá nhiệt trung gian (p_{quang}) chịu ảnh hưởng của những yếu tố sau đây: nhiệt độ của hơi mới, nhiệt độ của hơi sau khi quá nhiệt trung gian, hiệu suất trong tương đối của các phần tuabin (cao áp, trung áp, hạ áp); các yếu tố về mặt cấu tạo. Chung quy lại, người ta chọn áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu trên cơ sở tính toán kinh tế - kỹ thuật nhiều phương án.

2. Các sơ đồ quá nhiệt trung gian

a) Đối với sơ đồ quá nhiệt trung gian bằng khối (hình 3-9 a) thì bên cạnh ưu điểm chủ yếu là có độ kinh tế nhiệt cao cũng có những nhược điểm

sau đây: đường ống quá nhiệt trung gian dài, tổn thất năng lượng nhiều, kết cấu của lò hơi phức tạp, do thể tích của đường ống dẫn và của bộ quá nhiệt trung gian lớn nên gây ra mối nguy hiểm là tuabin có thể quay vượt tốc khi mất tải, vì thế phải có những thiết bị bảo vệ đặc biệt: hơi sau khi quá nhiệt trung gian trước khi đưa vào tuabin, ngoài van điều chỉnh người ta còn phải đặt các van bảo vệ, lúc ấy hơi sẽ đi qua thiết bị giảm ôn giảm áp rồi xả vào bình ngưng của tuabin; có thêm bộ quá nhiệt trung gian sẽ làm cho sơ đồ điều chỉnh của thiết bị lò hơi thêm phức tạp vì cần phải điều chỉnh thêm nhiệt độ của hơi sau khi quá nhiệt trung gian v.v...



Hình 3-9. Các sơ đồ của nhà máy điện ngưng hơi đơn giản nhất có quá nhiệt trung gian:

a) bằng khối; b) bằng hơi mới (1) hoặc hơi trích (2) từ tuabin; c) bằng chất mang nhiệt trung gian.

b) Những nhược điểm nói trên lại không có đối với sơ đồ quá nhiệt trung gian bằng hơi mới (hình 3-9 b). Người ta lấy một phần hơi mới (đường 1) hoặc hơi trích từ tuabin (đường 2) để quá nhiệt trung gian. Sự trao đổi nhiệt trong trường hợp này xảy ra ở nhiệt độ không cao hơn nhiệt độ tối hạn (khoảng 374°C) hoặc cao hơn không nhiều (nếu $p_0 > p_{\text{twin}}$). Điều này xác định khả năng nhiệt độ quá nhiệt trung gian không cao, giống

như việc hạ thấp áp suất quá nhiệt trung gian và hiệu quả năng lượng ít. Về lý thuyết thì khi áp suất quá nhiệt trung gian thấp thậm chí còn làm giảm hiệu suất nhiệt của chu trình lý thuyết. Song nhờ giảm được độ ẩm cuối của hơi, hiệu suất trong tương đối của các tầng tuabin tăng lên, kết cục cũng làm tăng hiệu suất của thiết bị tuabin được từ 2 đến 3%.

Chiều dài đường ống dẫn quá nhiệt trung gian ngắn hơn so với quá nhiệt trung gian bằng khối. Hệ số truyền nhiệt trong bình trao đổi nhiệt hơi - hơi tương đối cao, kích thước bình trao đổi nhiệt gọn. Thể tích của hệ thống quá nhiệt trung gian tương đối không lớn lắm, tuy nhiên cũng vẫn cần phải có thiết bị bảo vệ trước khi đưa hơi đã quá nhiệt trung gian vào tuabin.

Việc quá nhiệt trung gian bằng hơi trích của tuabin (đường 2) cho phép nhận thêm được công của hơi trong tuabin nhưng do nhiệt độ của hơi nóng thấp nên hiệu quả năng lượng không cao, thậm chí còn giảm đi một chút so với quá nhiệt trung gian bằng hơi mới, hiệu suất tăng lên được từ 1 đến 2%.

Do tiết kiệm được ít nhiên liệu và thiết bị lại đắt tiền thêm, trước hết là lò hơi cho nên việc quá nhiệt trung gian bằng hơi không được phổ biến. Hiện nay người ta chỉ áp dụng ở các nhà máy điện nguyên tử có các tuabin sử dụng hơi bão hoà để nhằm mục đích hạn chế độ ẩm của hơi trong tuabin. Khi dùng hơi nóng có áp suất thấp thì chỉ làm nhiệm vụ sấy cho dòng hơi làm việc của tuabin bớt ẩm.

c) Ở sơ đồ quá nhiệt trung gian bằng chất lỏng trung gian (hình 3-9 c) thì có 2 thiết bị trao đổi nhiệt: một bố trí ở gần tuabin, một bố trí ở trong lò hơi - chất lỏng trung gian tuần hoàn trong một vòng kín bằng bơm, đường kính của ống dẫn không lớn lắm, tổn thất năng lượng do trở kháng thuỷ lực của ống dẫn cũng không nhiều. Việc nâng cao hiệu suất phụ thuộc vào nhiệt độ của chất mang nhiệt được đốt nóng nghĩa là phụ thuộc vào tính chất vật lý của nó. Có thể đạt được nhiệt độ cao khi sử dụng các kim loại như natri, kali ở trạng thái nóng chảy, hợp kim thuỷ ngân v.v.. cũng có thể sử dụng các muối kim loại, các chất hữu cơ như difenil, difenilosit, douterm v.v... nhưng chỉ áp dụng với nhiệt độ không cao ($\leq 450^{\circ}\text{C}$). Nói chung các chất mang nhiệt vừa đề cập đến đều không thoả mãn những yêu cầu về độ tin cậy và an toàn, và lại phải dùng tới 2 thiết bị trao đổi nhiệt sẽ

làm tăng giá tiền thiết bị lên nhiều. Vì những nguyên nhân nói trên, việc quá nhiệt trung gian bằng chất mang nhiệt trung gian thường không được áp dụng ở các nhà máy điện tuabin hơi đối nhiên liệu hữu cơ và chỉ áp dụng ở các vòng thứ nhất và vòng thứ hai của nhà máy điện nguyên tử kiểu 3 vòng có các lò phản ứng neutron nhanh.

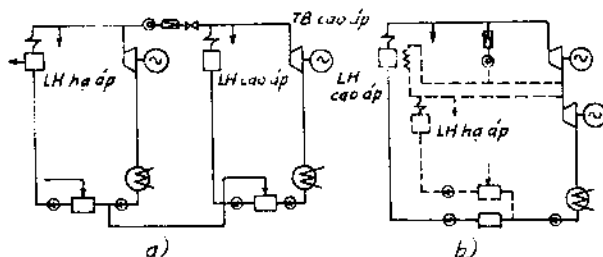
§3-4. MỞ RỘNG VÀ HIỆN ĐẠI HOÁ CÁC NHÀ MÁY ĐIỆN ĐANG VẬN HÀNH BẰNG CÁC THIẾT BỊ THÔNG SỐ CAO

Do phụ tải năng lượng của một vùng nào đó tăng lên nên việc tăng công suất cho từng nhà máy điện riêng trong vùng đó có thể sẽ có lợi hơn. Khả năng mở rộng một nhà máy điện phụ thuộc vào địa điểm xây dựng, điều kiện cung cấp nước và nhiên liệu, yêu cầu về bảo vệ môi trường v.v..

Đặc điểm của những máy mới được chế tạo là nó phản ánh sự tiến bộ kỹ thuật đã đạt được trong ngành năng lượng như công suất lớn hơn, thông số đầu cao hơn. Như vậy việc mở rộng một nhà máy điện đang vận hành cũng có thể đồng thời là hiện đại hoá nó để cải thiện những chỉ tiêu năng lượng chung của nhà máy. Có hai dạng mở rộng:

1 - Đặt các tuabin ngưng hơi mới có thông số hơi ban đầu cao hơn, thường gọi là đặt kê (hình 3-10 a).

2 - Đặt các tuabin đối áp có thông số cao hơn áp suất ban đầu của tuabin đang vận hành (cao hơn đủ để bù tổn thất vận chuyển) được gọi là đặt chống thông số cao (hình 3-10 b).



Hình 3-10. Sơ đồ đơn giản nhất của việc đặt kê (a) và đặt chống (b) các nhà máy điện đang vận hành bằng các thiết bị có thông số hơi cao.

Đối với nhà máy điện đặt kê các tổ máy hiện đại hơn thì hiệu suất bằng:

$$\eta_c^{k\acute{e}} = \frac{W_o + W_{k\acute{e}}}{Q_o + Q_{k\acute{e}}} = \frac{W_o}{Q_o} \cdot \frac{1 + \frac{W_{k\acute{e}}}{W_o}}{1 + \frac{Q_{k\acute{e}}}{Q_o}}$$

W_o - công suất của nhà máy điện lúc đầu, kW;

$W_{k\acute{e}}$ - công suất của phần mới đặt kế, kW;

Q_o và $Q_{k\acute{e}}$ - các đại lượng nhiệt tiêu hao tương ứng, kW;

Ký hiệu:

$$A_{k\acute{e}} = \frac{W_{k\acute{e}}}{W_o} \text{ là hệ số đặt kế.}$$

$$\eta_o = \frac{W_o}{Q_o} \text{ là hiệu suất của nhà máy điện lúc đầu.}$$

$$\eta_{k\acute{e}} = \frac{W_{k\acute{e}}}{Q_{k\acute{e}}} \text{ - hiệu suất của phần đặt kế.}$$

Sau khi biến đổi ta được:

$$\eta_c^{k\acute{e}} = \eta_o \cdot \frac{1 + A_{k\acute{e}}}{1 + A_{k\acute{e}} \frac{\eta_o}{\eta_{k\acute{e}}}}$$

Sự tăng tương đối của hiệu suất:

$$\Delta \eta_c^{k\acute{e}} = \frac{\eta_c^{k\acute{e}} - \eta_o}{\eta_o} = \frac{1 - \frac{\eta_o}{\eta_{k\acute{e}}}}{1 + \frac{A_{k\acute{e}}}{\eta_{k\acute{e}}}} \quad (3-14)$$

Ví dụ hiệu suất của nhà máy điện lúc đầu $\eta_o = 0,30$ được đặt kế cũng với công suất bằng ban đầu $W_{k\acute{e}} = W_o$ và hiệu suất của phần đặt kế $\eta_{k\acute{e}} = 0,40$ thì sự tăng tương đối của hiệu suất do đặt kế bằng:

$$\Delta \eta_c^{ke} = \frac{1 - \frac{0,3}{0,4}}{1 + \frac{0,3}{0,4}} = \frac{0,25}{1,75} \approx 0,143$$

Mở rộng theo phương pháp đặt kể là dạng phổ biến, còn dạng đặt chống là khi cần phải đồng thời vừa mở rộng vừa cải thiện các chỉ tiêu năng lượng của nhà máy. Có 2 cách đặt chống:

- Đặt chống hoàn toàn: nghĩa là toàn bộ hơi đi qua tuabin mới đặt chống bằng lưu lượng hơi của tuabin ngưng hơi cũ.

- Đặt chống một phần: toàn bộ hơi đi qua tuabin đặt chống chỉ là một phần lưu lượng hơi của tuabin cũ.

Khi đặt chống hoàn toàn thì các lò hơi cũ, lục hậu sẽ được tháo dỡ hoặc chỉ để lại một số làm dự phòng.

Khi đặt chống một phần, các lò hơi cũ vẫn làm việc. Trong cả hai trường hợp các tuabin đặt chống đều được cung cấp hơi từ các lò hơi mới có thông số cao và hiệu suất thường cao hơn các lò hơi cũ.

Nhiệt độ hơi thoát của tuabin đặt chống phải bằng nhiệt độ đầu của tuabin cũ. Các thông số đầu của tuabin đặt chống là các trị số kết đôi đối với tuabin cũ và nằm trên một đường chung của quá trình giãn nở hơi trong tuabin. Khi đó việc quá nhiệt trung gian cho hơi thoát của tuabin đặt chống là không cần thiết.

Để đảm bảo nhiệt độ cần thiết của hơi ở trước tuabin cũ có thể thực hiện quá nhiệt trung gian ở phần đặt chống của nhà máy, ví dụ giữa các xilanh của tuabin đặt chống.

Nếu các thông số đầu của tuabin đặt chống không đảm bảo nhiệt độ cần thiết ở trước tuabin cũ thì cũng có thể quá nhiệt trung gian hơi sau tuabin đặt chống, trước tuabin cũ.

Việc lựa chọn vị trí quá nhiệt trung gian hơi phụ thuộc vào mức độ của các thông số đầu mới và cũ và áp suất quá nhiệt trung gian phải là tối ưu. Rõ ràng quá nhiệt trung gian ở giữa các xilanh của tuabin đặt chống là đặc biệt phù hợp với các thông số cao của nó.

Đặc điểm năng lượng của dạng đặt chồng là có thêm công sinh ra ở tuabin đặt chồng mà nó không bị tổn thất nhiệt thêm ở nguồn lạnh: khác với đặt kế phải có thêm bình ngưng của tuabin mới và tổn thất thêm ở nguồn lạnh. Như vậy có thể xem việc đặt chồng như là "nhiệt khí hoá nội bộ" với việc sản xuất điện năng và sử dụng nhiệt thải của tuabin đặt chồng để sinh công tiếp theo ở các tuabin ngưng hơi. Từ đó rút ra lượng tiêu hao nhiệt $Q_{\text{chồng}}$ cho phần đặt chồng về lý thuyết thì tương đương với công suất điện $W_{\text{chồng}}$ của nó tức là $Q_{\text{chồng}} = W_{\text{chồng}}$ do đó hiệu suất của nhà máy sau khi đặt chồng bằng:

$$\eta_c^{\text{chồng}} = \frac{W_0 + W_{\text{chồng}}}{Q_0 + W_{\text{chồng}}} = \frac{W_0}{Q_0} \cdot \frac{1 + \frac{W_{\text{chồng}}}{W_0}}{1 + \frac{W_{\text{chồng}}}{Q_0}}$$

Khi đó lượng tiêu hao nhiệt cho tuabin cũ Q_0 được đảm bảo đầy đủ bởi tuabin đặt chồng nếu là đặt chồng hoàn toàn và chỉ đảm bảo một phần nếu là đặt chồng không hoàn toàn.

Ta gọi

$$\frac{W_{\text{chồng}}}{W_0} = A_{\text{chồng}} \text{ là hệ số năng lượng.}$$

$$\eta_0 = \frac{W_0}{Q_0} \text{ là hiệu suất của thiết bị cũ.}$$

$$\eta_{\text{chồng}} = \frac{W_{\text{chồng}}}{Q_{\text{chồng}}} = \frac{W_{\text{chồng}}}{W_{\text{chồng}}} = 1 \text{ là hiệu suất lý thuyết của phần đặt chồng.}$$

Sau khi biến đổi ta được hiệu suất của nhà máy điện sau khi đặt chồng là:

$$\eta_c^{\text{chồng}} = \eta_0 \frac{1 + A_{\text{chồng}}}{1 + A_{\text{chồng}} \eta_0}$$

Sự tăng tương đối của hiệu suất:

$$\Delta \eta_c^{\text{chống}} = \frac{\eta_c^{\text{chống}} - \eta_{c0}}{\eta_{c0}} = \frac{1 - \eta_{c0}}{1 + \eta_{c0} A_{\text{chống}}} \quad (3-15)$$

Ví dụ công suất đặt chống: $W_{\text{chống}} = 0,5W_{c0}$ và $A_{\text{chống}} = 0,5$; $\eta_{c0} = 0,30$ ta được:

$$\Delta \eta_c^{\text{chống}} = \frac{1 - 0,30}{2 + 0,30} = \frac{0,70}{2,30} \approx 0,30$$

Như vậy sự tăng tương đối của hiệu suất do đặt chống với công suất nhỏ hơn đặt kế thì đã lớn gấp 2 lần so với đặt kế (0,30 và 0,14). Do không có tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh đã thể hiện thực chất của dạng đặt chống là hiện đại hoá nhà máy đang vận hành.

Công thức (3-15) xác định sự tăng hiệu suất lý thuyết nhờ việc đặt chống, nhưng trong thực tế có tính đến các tổn thất khác của nhà máy điện cho nên hiệu suất của phần đặt chống:

$$\eta_{\text{chống}} = \eta_{\text{cu}} \eta_{\text{ml}} \eta_{\text{tai}} \eta_{\text{E,II}} \approx 0,87 \div 0,90$$

chứ không phải bằng 1 nữa.

Lượng tiêu hao nhiệt thực tế sẽ là:

$$Q_{\text{chống}} = \frac{W_{\text{chống}}}{\eta_{\text{chống}}} \approx (1,10 \div 1,13) W_{\text{chống}}$$

Mật khác lượng tiêu hao nhiệt cho nhà máy điện ban đầu Q_{c0} giảm đi vì hiệu suất của lò hơi mới cao hơn hiệu suất của lò hơi cũ. Cần nói thêm là khi đặt chống thì công suất của các lò hơi mới phải lớn hơn trung bình từ 1,5 ÷ 2,0 lần so với đặt kế vì khi đặt chống hoàn toàn chúng phải đảm bảo toàn bộ công suất của nhà máy, khác với đặt kế chỉ đảm bảo cho phần đặt kế. Việc đặt chống có thể thực hiện ở các nhà máy điện ngưng hơi cũng như ở các trung tâm nhiệt điện. Song đặt chống thì phụ tải nhiệt của trung tâm không tăng. Trong trường hợp đặt kế bằng các tuabin cấp nhiệt thì các phụ tải nhiệt của trung tâm nhiệt điện tăng lên.

Sự phát triển về năng lượng của một vùng nào đó bằng cách xây dựng các nhà máy điện mới hay bằng cách mở rộng các nhà máy cũ nhờ đặt kế

hoặc đặt chồng là phải dựa trên cơ sở kế hoạch của nền kinh tế quốc dân và những tính toán kinh tế - kỹ thuật.

§3-5. Ý NGHĨA KINH TẾ CỦA CÁC THÔNG SỐ HƠI

1. Các thông số đầu

Việc nâng cao các thông số đầu nhằm mục đích tiết kiệm nhiên liệu song cũng đồng thời làm tăng giá tiền thiết bị bởi vì khi nâng cao áp suất sẽ phải tăng chiều dày của vách và tăng khối lượng của các chi tiết của thiết bị, còn khi nâng cao nhiệt độ thì ứng suất cho phép sẽ giảm đi rất nhanh cũng dẫn đến phải tăng kích thước và khối lượng của thiết bị được chế tạo từ 1 loại thép nào đó. Khi chuyển sang loại thép bền chắc và hoàn hảo hơn giá tiền sẽ tăng lên rất nhiều. Người ta thường phân các loại thép thành các nhóm sau đây:

Nhóm I: thép cacbon và mangan (20, 15ГC v.v.).

Nhóm II: thép crôm mômipđen và crôm mômipđen vanadi loại peclit (12 XMΦ, 15X1M1Φ v.v.).

Nhóm III: thép không rỉ crôm cao loại mactenxít ferit.

Nhóm IV: thép không rỉ crôm niken loại austenit.

Nếu lấy giá thành của thép CT20 (nhóm I) là chuẩn thì giá thành của ống chế tạo từ các nhóm thép khác nhau thay đổi như bảng dưới đây:

Nước	Nhóm ống (loại thép)			
	I	II	III	IV
Liên xô (cũ)	1	2,1 ÷ 3,7	8 ÷ 9	15 ÷ 16
Mỹ	1	1,85 ÷ 2,5	4	12,8 ÷ 14
Đức	1	2,4 ÷ 3,5	7 ÷ 8	18

Từ việc tăng chung về suất vốn đầu tư cho một khối năng lượng do nâng cao các thông số đầu thì riêng lò hơi tăng tới 30 ÷ 50%. Sự thay đổi giá thành của tuabin sau khi thay đổi áp suất hơi ban đầu trong phạm vi từ

16 ÷ 30 MPa với nhiệt độ 540 ÷ 580°C có thể đánh giá sơ bộ bằng biểu thức:

$$\Delta k = \frac{\Delta K}{W} \approx 0,75 \frac{\Delta p_0}{p_0}, \text{ đồng/kW}$$

trong đó:

Δk - sự thay đổi suất giá thành của tuabin, đồng/kW;

ΔK - sự thay đổi giá thành toàn bộ của tuabin, đồng;

Δp_0 - sự thay đổi áp suất ban đầu, MPa.

Khi tăng nhiệt độ ban đầu từ 525°C đến 560°C thì suất giá thành của tuabin cũng tăng lên, theo số liệu tính toán của Đức vào khoảng 0,1 rúp/kW. Theo tài liệu của một hãng chế tạo tuabin của Mỹ thì cứ tăng áp suất ban đầu lên 1,0 MPa, suất giá thành của tuabin tăng 1,5%, cứ tăng nhiệt độ đầu lên 10°C, suất giá thành tăng 0,5%.

Người ta chọn các thông số đầu, thông số quá nhiệt trung gian và số cấp quá nhiệt trung gian trên cơ sở tính toán kinh tế - kỹ thuật để đạt được chi phí tính toán nhỏ nhất. Khi giải bài toán này cần phải cân nhắc đến độ tin cậy khác nhau có thể có của thiết bị với thông số hơi khác nhau, loại chu trình khác nhau và do đó dự phòng sự cố khác nhau để đảm bảo việc sản xuất năng lượng đã cho.

Việc lựa chọn thông số hơi ban đầu và loại chu trình còn phụ thuộc vào giá tiền nhiên liệu, vào việc sử dụng công suất đặt hàng năm của nhà máy điện. Rõ ràng các chỉ tiêu này càng lớn thì việc áp dụng thông số cao hơn càng có lợi.

Sự có lợi về mặt kinh tế của việc chọn áp dụng các thông số hơi này hay các thông số hơi khác có thể xác định bằng việc so sánh vốn đầu tư phải bổ sung thêm ΔK khi áp dụng thông số hơi cao hơn với lượng nhiên liệu tiết kiệm được ΔB nhờ việc nâng cao thông số hơi trong khoảng thời gian hoàn vốn T_{lv} . Khi so sánh như vậy ta có:

$$(1 + P_{kh})\Delta K < C_{nh}^{lc} T_{lv} \Delta B_{lc}, \text{ đồng}$$

Bởi vì:

$$\Delta K = W_{\text{đạt}} \Delta k; \quad E_{\text{năm}} = W_{\text{đạt}} T_{\text{đạt}}$$

$$\Delta B_{\text{ic}} = E_{\text{năm}} \Delta b_{\text{ic}} \cdot 10^{-3} = W_{\text{đạt}} T_{\text{đạt}} \frac{\Delta q_{\text{TB}} 10^{-3}}{Q_{\text{tháp}}^{\text{ic}} \eta_{\text{tái}} \eta_{\text{t,II}}}$$

Nên sau khi thế các đại lượng này vào ta được (đồng/kW):

$$(1 + P_{\text{kh}}) \Delta k \geq \frac{C_{\text{nhl}}^{\text{ic}} T_{\text{h}} T_{\text{đạt}} 10^{-3}}{Q_{\text{tháp}}^{\text{ic}} \eta_{\text{tái}} \eta_{\text{t,II}}} \Delta q_{\text{TB}} \quad (3-16)$$

trong đó:

Δk - chênh lệch của suất giá thành 1 kW công suất đặt trong các phương án so sánh, đồng/kW;

P_{kh} - phần khấu trừ hàng năm vào vốn đầu tư, bằng tổng khấu hao và hệ số hiệu dụng tiêu chuẩn (vài phần mười);

$\Delta q_{\text{t,II}}$ - lượng nhiệt tiết kiệm được của thiết bị tuabin nhờ nâng cao thông số hơi, kJ/kWh;

$Q_{\text{tháp}}^{\text{ic}}$ - nhiệt trị của nhiên liệu tiêu chuẩn = $29,3 \cdot 10^3$ kJ/kg;

$C_{\text{nhl}}^{\text{ic}}$ - giá tiền nhiên liệu tiêu chuẩn, đồng/tấn.

Từ phương trình (3-16) rút ra tỷ số:

$$\frac{\Delta k}{\Delta q_{\text{TB}}} \geq \frac{C_{\text{nhl}}^{\text{ic}} T_{\text{h}} 10^{-3}}{Q_{\text{tháp}}^{\text{ic}} \eta_{\text{tái}} (1 + P_{\text{kh}})} = a \quad (3-17)$$

Nghĩa là việc nâng cao thông số hơi có lợi về kinh tế nếu tỷ số $\frac{\Delta k}{\Delta q_{\text{TB}}} \leq a$

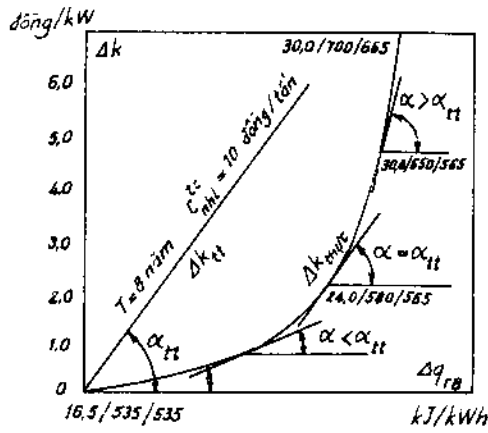
và không có lợi nếu $\frac{\Delta k}{\Delta q_{\text{TB}}} > a$.

Điều kiện nói trên có thể minh họa bằng đồ thị (theo HKTII) hình 3-11.

Trên đồ thị người ta vẽ đường thẳng Δk_{α} với góc nghiêng α_{α} phù hợp với thời gian hoàn vốn đã xác định, ví dụ $T_{\text{h}} = 8$ năm và giá thành nhiên

tiêu chuẩn $C_{m}^{18} = 10 \text{ rúp/tấn}$, ngoài ra người ta vẽ một đường cong tiêu chuẩn của sự tăng thực tế suất giá thành của nhà máy điện $\Delta k_{thực}$ khi nâng cao các thông số hơi ban đầu. Khi góc nghiêng của tiếp tuyến với đường cong này $\alpha \leq \alpha_{tt}$ thì việc nâng cao thông số là có lợi về kinh tế, khi $\alpha > \alpha_{tt}$ thì việc nâng cao thông số sẽ không có lợi. Đường cong $\Delta k_{thực}$ có thể gồm nhiều đoạn riêng tương ứng với việc chuyển từ các thông số hơi này sang các thông số hơi khác cao hơn.

Tóm lại việc lựa chọn các thông số hơi ban đầu, các thông số và số cấp quá nhiệt trung gian là một phần của bài toán chung tối ưu hoá đồng bộ các đặc tính nhiệt và đặc tính cấu tạo của khối năng lượng.



Hình 3-11. Mối quan hệ giữa suất tăng vốn đầu tư Δk , đồng/kWh và độ kinh tế nhiệt tiêu hao cho tuabin Δq_{TB} , kJ/kWh khi thay đổi thông số hơi ban đầu.

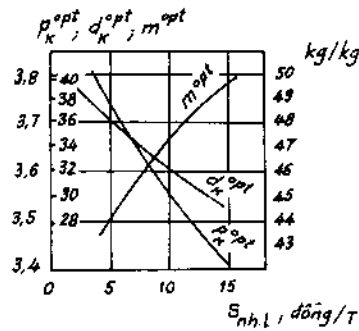
2. Độ chân không

Việc xác định độ chân không tối ưu là một bài toán kinh tế - kỹ thuật. Để giải bài toán này đòi hỏi phải tính đến một loạt các yếu tố như: đặc tính phân hạ áp của tuabin, bình ngưng, hệ thống cung cấp nước, giá tiền nhiên liệu và một số yếu tố khác. Độ chân không còn phụ thuộc quan trọng vào yếu tố khí hậu và khí tượng - nhiệt độ của nước làm lạnh, nhiệt độ và độ ẩm của không khí trong hệ thống có nước làm lạnh bốc hơi, sự thay đổi theo mùa của chúng. Ảnh hưởng nhiều đến độ chân không kinh tế còn là đặc tính phụ tải của nhà máy điện, việc sử dụng công suất của nó trong năm. Do tính chất khá phức tạp và đa dạng của việc tối ưu hoá độ chân không và những đặc điểm của nhà máy điện có liên quan đến nó, người ta đã thực hiện bằng phương pháp mô hình toán học với việc sử dụng máy

tính. Các kết quả tối ưu hoá thu được đã xác nhận rằng khi thiết kế thực tế bằng việc tính toán các phương án cũng cho kết quả gần với lời giải tối ưu của phương pháp mô hình.

Ví dụ sự phụ thuộc của các đặc tính chủ yếu của thiết bị ngưng hơi p_K^{opt} (kPa), d_K^{opt} (kg/m²h), m^{opt} (kg/kg) vào giá tiền nhiên liệu được biểu thị trên hình 3-12.

Khi giá tiền nhiên liệu tăng thì bội số tuần hoàn tăng, áp suất cuối và suất phụ tải hơi của bình ngưng giảm.



Hình 3-12. Thi dụ về sự phụ thuộc của các đặc tính cơ bản của bình ngưng vào giá thành nhiên liệu tiêu chuẩn.

GIA NHIỆT HỒI NHIỆT NƯỚC CẤP

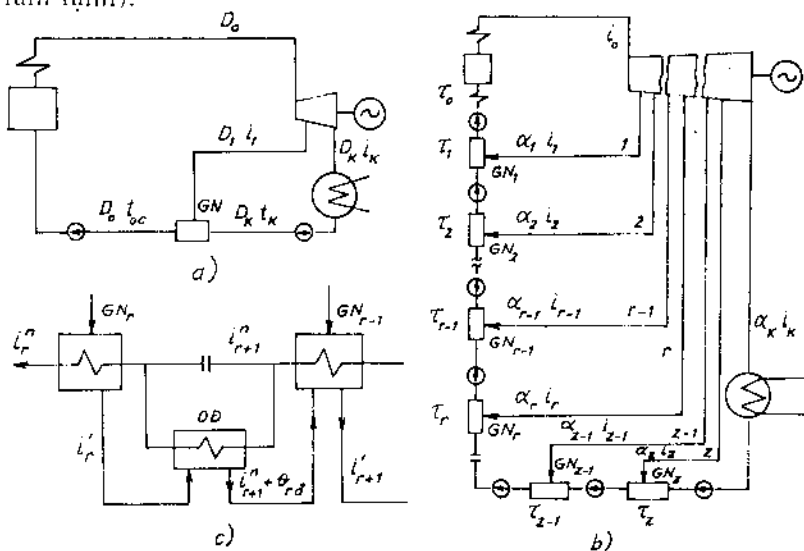
§4-1. KHÁI NIỆM CHUNG

Việc đun nóng nước cấp cho lò hơi của nhà máy điện bằng hơi trích từ tuabin được gọi là gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp. Các cửa trích của tuabin để gia nhiệt được chế tạo riêng. Nhiệt của dòng hơi trích trước hết được sử dụng để sinh công trong tuabin sau đó mới trao cho nước rồi hoàn trả lại lò hơi, như vậy nó không bị mất ở bình ngưng (nguồn lạnh) mà được giữ lại ở nhà máy sau khi đã trao cho nước cấp. Độ kinh tế nhiệt và hiệu quả năng lượng của việc gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp được xác định bởi sự giảm tổn thất nhiệt ở bình ngưng của tuabin (so với nhà máy điện không có gia nhiệt hồi nhiệt) do trích một phần hơi để gia nhiệt. Bởi vậy hiệu suất của nhà máy điện nhờ có hồi nhiệt sẽ tăng lên.

Việc sản xuất điện năng do công của các dòng hơi trích hồi nhiệt khi đó rất quan trọng -thật vậy, người ta cũng có thể đun nóng nước cấp (đến nhiệt độ bão hòa) bằng hơi mới, ví dụ trích hơi từ đường ống giữa lò hơi và tuabin nhưng như thế thì dòng hơi này không thực hiện được việc sinh công trong tuabin đồng thời vẫn không giảm được lượng hơi vào bình ngưng (với công suất điện đã cho) nên tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh cũng không giảm. Đó không phải là hồi nhiệt và không thể nâng cao hiệu suất của quá trình sản xuất điện năng ở nhà máy điện được.

Thực chất việc sản xuất điện năng ở nhà máy điện có thực hiện gia nhiệt hồi nhiệt nước cấp là cải tiến chu trình Rankin đơn giản trên cơ sở chu trình hồi nhiệt. Trong chu trình hồi nhiệt lý thuyết thì toàn bộ lượng hơi đưa vào tuabin lần lượt đi qua các tầng tuabin và các bình gia nhiệt nước cấp (nước ngưng), lượng hơi vào bình ngưng không giảm bớt, tuy nhiên entanpi cuối của hơi giảm đi nên tổn thất nhiệt ở bình ngưng có giảm. Đặc biệt nếu hơi đưa vào tuabin là hơi bão hoà khô và số bình gia nhiệt là lớn vô cùng (độ gia nhiệt của các bình là nhỏ vô cùng) thì theo nhiệt động học ta được một chu trình Caenô bao gồm 2 quá trình đẳng nhiệt (cấp nhiệt và thải nhiệt) và 2 quá trình đa biến (sinh công liên tục kết hợp làm lạnh hơi và nén kết hợp đun nóng nước). Một chu như thế được đặc trưng bởi sự giảm tổn thất ở nguồn lạnh (so với chu trình Rankin) và giảm tiêu hao nhiệt của nguồn nóng để sinh hơi nhờ đã gia nhiệt hồi nhiệt cho nước đến nhiệt độ bão hoà của hơi. Còn với số bình gia nhiệt hữu hạn thì xem như chu trình Rankin đơn giản của hơi bão hoà khô đã được Caenô hoá.

Sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt lý thuyết không thể thực hiện được vì rất khó khăn về cấu tạo, hơn nữa độ ẩm của hơi ở các tầng cuối tuabin khá lớn (do được làm lạnh).



Hình 4-1 Các sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt cho nước.

a) Một cấp gia nhiệt; b) Nhiều cấp gia nhiệt trong các bình gia nhiệt hỗn hợp; c) Gia nhiệt trong các bình gia nhiệt bể mặt với sự dẫn cấp nước động và có bình làm lạnh nước động OD.

Trên thực tế thì quá trình gia nhiệt hồi nhiệt được thực hiện bằng trích ở giữa các tầng tuabin, trường hợp đơn giản nhất là có một cửa trích hồi nhiệt (hình 4-1).

Lượng hơi trích để gia nhiệt hồi nhiệt được xác định bằng sự cân bằng nhiệt của các bình gia nhiệt hồi nhiệt, nó chỉ bằng một phần nhỏ của lượng hơi tiêu hao cho tuabin (phần chủ yếu là đi vào bình ngưng).

Quá trình hồi nhiệt cũng có thể được xem như là "nhiệt khí hoá ben trong nhà máy điện" nghĩa là nhiệt của dòng hơi đã làm việc qua tuabin (đã tham gia vào việc sản xuất điện năng) được sử dụng ở ben trong nhà máy chứ không cung cấp cho hệ tiêu thụ ben ngoài.

Tóm lại hiệu quả năng lượng của quá trình hồi nhiệt là do sự hoàn thiện việc sinh công bằng hơi trích hồi nhiệt không có tổn thất nhiệt ở bình ngưng. Nguồn lạnh đối với hơi trích hồi nhiệt là nước ngưng của tuabin, nó hấp thu lượng nhiệt thải ra của hơi trích do vậy lượng nhiệt dùng để sinh hơi trong lò sẽ giảm đi tương ứng, tiêu hao nhiên liệu giảm, hiệu suất của thiết bị tuabin và của nhà máy điện tăng lên.

§4-2. TIÊU HAO HƠI, TIÊU HAO NHIỆT CHO THIẾT BỊ TUABIN CÓ GIA NHIỆT HỒI NHIỆT CHO NƯỚC

Lượng hơi tiêu hao cho tuabin có các cửa trích hồi nhiệt được xác định theo công thức giống như đối với các tuabin cấp nhiệt cho các hệ tiêu thụ ben ngoài, cụ thể là:

$$D_0 = D_0^K + \sum_i y_i D_i, \text{ kg/s} \quad (4-1)$$

ở đây:

D_0^K - lượng hơi tiêu hao cho tuabin ngưng hơi thuần túy có cùng một quá trình làm việc nhưng không có trích hơi:

$$D_0^K = \frac{W_E}{H_{K0} \eta_{so} \eta_{ml}} \quad (4-2)$$

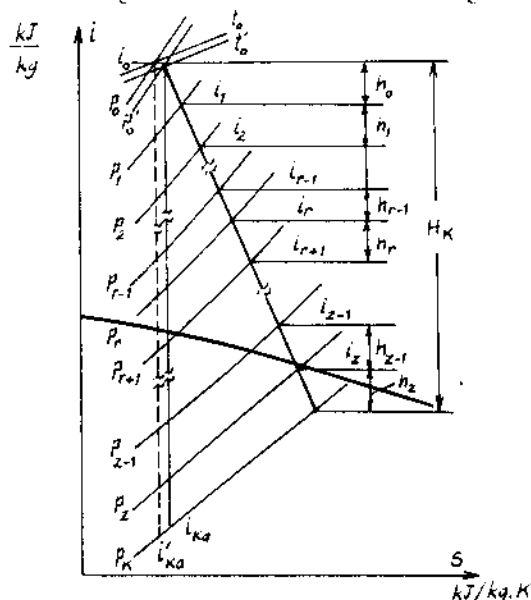
W_E - công suất điện của tuabin, kW;

γ_r - hệ số không tán dụng hồi nhiệt giáng của hơi trích thứ r;

$$y_i = \frac{H_k - H_r}{H_k} = 1 - \frac{H_r}{H_k}$$

$H_k - H_i$ - phần nhiệt giáng không tan dung của dòng hơi trích đó.

Lượng hơi trích hồi nhiệt D_i được xác định từ các phương trình cân bằng nhiệt của các bình gia nhiệt và phụ thuộc vào lưu lượng nước đi qua bình, vào thông số hơi, thông số nước trước và sau khi gia nhiệt.



Hình 4-2. Quá trình làm việc của hơi trong tuabin có Z cửa trích hồi nhiệt, không có quá nhiệt trung gian.

Ở các nhà máy điện người ta sử dụng ưu tiên các bình gia nhiệt kiểu bề mặt, trong đó hơi nóng truyền nhiệt cho nước qua vách kim loại của bề mặt ống (hình 4-1 c). Do nhiệt trở của vách kim loại nên nước không thể được đun nóng đến nhiệt độ bằng nhiệt độ bão hoà của hơi nước mà còn thấp

hơn $\theta''C$, có nghĩa là nhiệt độ của nước sau khi được gia nhiệt trong bình gia nhiệt kiểu bể mặt:

$$t_r'' = t_r^{bh} - \theta_r, ^\circ C \quad (4-3)$$

và tương ứng, entanpi của nước cũng vậy:

$$i_r'' = i_r' - \theta_r, kJ/kg \quad (4-4)$$

Các đại lượng θ và θ_r được gọi chung là độ gia nhiệt thiếu.

Ngoài ra người ta còn sử dụng các bình gia nhiệt kiểu hỗn hợp trong đó hơi nóng truyền nhiệt trực tiếp cho nước bằng sự tiếp xúc (hình 4-1 a, b).

Do không có nhiệt trở của vách ngăn cách cho nên nước có thể được gia nhiệt đến nhiệt độ bão hoà và entanpi nước ngưng đọng của hơi nóng, nghĩa là $\theta_r = 0$, $\theta_r = 0$ và:

$$t_r'' = t_r^{bh} \quad (4-5)$$

$$i_r'' = i_r' \quad (4-6)$$

Trong các bình gia nhiệt hồi nhiệt, hơi nóng (hơi trích) sau khi được làm lạnh bởi nước ngưng của tuabin (nước cấp) thì ngưng đọng lại và nhả ra một lượng nhiệt là q , bao gồm nhiệt ẩn hoá hơi r và nhiệt quá nhiệt của hơi đó; nếu hơi nóng là hơi ẩm thì $q = xr$ (x là độ khô của hơi). Nước ngưng đọng của hơi nước nóng cũng có thể được quá lạnh trong một bình gọi là bình làm lạnh nước đọng (hình 4-1c).

+ Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt bể mặt được thiết lập theo nguyên tắc: nhiệt của hơi nóng nhả ra bằng nhiệt của nước nhận được. Trường hợp đơn giản nhất là chỉ có hơi trích từ tuabin được đưa đến để gia nhiệt ngoài ra không có một nguồn nhiệt nào khác đưa vào bình gia nhiệt, đồng thời bỏ qua tổn thất nhiệt do khuếch tán đối với bình gia nhiệt số r , phương trình cân bằng nhiệt có dạng:

$$D_r q_r = D_r'' \tau_r \quad (4-7)$$

trong đó:

$$q_r = i - i'_{r-1}, kJ/kg$$

i - entanpi của hơi trích số r ;

i'_{r-1} - entanpi nước ngưng đọng của hơi trích đó;

$\tau_r = i''_{r-1} - i'_{r-1}$ - lượng nhiệt mà nước nhận được ở bình gia nhiệt số r , được gọi là độ gia nhiệt của nước;

i''_{r-1} và i'_{r-1} - entanpi của nước ở sau và trước bình gia nhiệt số r .

Lưu lượng nước đi qua bình gia nhiệt D_r có thể biểu thị bằng một phần của lưu lượng hơi đưa vào tuabin $D_r'' = \alpha_r'' D_0$. Vì vậy:

$$D_r = \frac{\tau_r}{q_r} D_r'' = \frac{\tau_r}{q_r} \alpha_r'' D_0 = \alpha_r D_0 \quad (4-8)$$

Nghĩa là lượng hơi trích được biểu thị bằng một phần lượng hơi tiêu hao cho tuabin.

+ Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt hỗn hợp được thiết lập theo nguyên tắc: Tổng các dòng nhiệt đưa vào bình bằng nhiệt của các dòng đi ra khỏi bình (thường chỉ là 1 dòng chung đi ra):

$$D_0 i_r + D_{r-1}'' i_{r-1}'' = D_r'' i_1'' \quad (4-9)$$

D_{r-1}'' và D_r'' tương ứng là lưu lượng nước khi vào và khi ra khỏi bình gia nhiệt số r ;

i_{r-1}'' và i_1'' tương ứng là entanpi của nước khi vào ra khi ra khỏi bình; vì là bình gia nhiệt hỗn hợp nên $i_r'' = i'_{r-1}$.

Đối với bình gia nhiệt hỗn hợp cần phải bổ sung thêm phương trình cân bằng vật chất mới đủ điều kiện để xác định lượng hơi trích D_r - nghĩa là tổng lưu lượng của các dòng đi vào phải bằng lưu lượng môi chất đi ra khỏi bình. Ta có phương trình cân bằng vật chất:

$$D_0 + D_{r-1}'' = D_r'' \quad (4-10)$$

Sau khi cùng giải các phương trình (4-9) và (4-10) ta được:

$$D_r = \frac{i_r'' - i_{r-1}'}{i_r'' - i_{r-1}''} D_r''$$

Trong phương trình này $i_r - i_{r-1}'' = i_r - i_r' + i_r' - i_{r-1}'' = q_r + \tau_r$ (vì $i_r'' = i_r'$).

Thay $D_r'' = \alpha_r'' D_r$ ta tìm được lượng hơi trích cho bình gia nhiệt (kg/s):

$$D_r = \frac{\tau_r}{q_r + \tau_r} \alpha_r'' D_{r-1} = \alpha_r D_{r-1} \quad (4-11)$$

Nghĩa là cũng giống như đối với bình gia nhiệt bề mặt, lượng hơi trích được biểu thị bằng một phần của lượng hơi tiêu hao cho tuabin.

Số cửa trích hơi hồi nhiệt (số cấp gia nhiệt) ở các tuabin ngưng hơi hiện đại có từ 7 ÷ 10, tổng lượng hơi trích hồi nhiệt vào khoảng 0,30 (30%) lượng hơi tiêu hao của tuabin. Bây giờ phương trình (4-1) được viết ở dạng:

$$D_{r1} = D_0'' + \sum_1^r y_r \alpha_r D_{r1} \quad (4-12)$$

và
$$D_{r1} = \frac{D_0''}{1 - \sum_1^r y_r \alpha_r}, \quad kg/s$$

hoặc:
$$D_{r1} = \frac{3600 W_{t1}}{H_{K1} \left(1 - \sum_1^r y_r \alpha_r \right) \eta_{co} \eta_{mf}} \quad , \quad kg/h \quad (4-14)$$

Suất tiêu hao hơi (kg/kWh):

$$d = \frac{D_{r1}}{W_{t1}} = \frac{3600}{H_{K1} \left(1 - \sum_1^r y_r \alpha_r \right) \eta_{co} \eta_{mf}} \quad (4-15)$$

(suất tiêu hao hơi của các tuabin ngưng hơi hiện đại vào khoảng 3 (kg/kWh)). Ta cũng nhận thấy ngay là công (nhiệt giáng) của 1 kg hơi trong tuabin giảm đi do trích hơi hồi nhiệt $H_{K1} \left(1 - \sum_1^r y_r \alpha_r \right) < H_{K1}$ nên lượng tiêu

hao hơi phải tăng lên so với tuabin không có trích hơi hồi nhiệt có cùng công suất và cùng một quá trình làm việc.

Cũng cần chú ý rằng các phương trình tiêu hao hơi cho tuabin và cho các bình gia nhiệt hồi nhiệt mà ta viết ở trên là chung cho cả các thiết bị có quá nhiệt trung gian cũng như không có quá nhiệt trung gian. Nhưng khi có quá nhiệt trung gian thì nhiệt giáng của dòng hơi ngưng và của các dòng hơi trích ở sau quá nhiệt trung gian phải được tính thêm lượng nhiệt quá nhiệt trung gian. Hệ số không tận dụng nhiệt giáng γ khi ấy cũng được biểu thị như sau:

- Đối với cửa trích trước quá nhiệt trung gian (cửa trích cao):

$$y_r^{cao} = \frac{i_r - i_{tg}^{tr} + i_{tg} - i_K}{i_n - i_{tg}^{tr} + i_{tg} - i_K} = \frac{i_r - i_K + q_{tg}}{i_n - i_K + q_{tg}} \quad (4-16)$$

- Đối với cửa trích từ đường lạnh của quá nhiệt trung gian:

$$i_r = i_{tg}^{tr}$$

- Đối với các cửa trích sau quá nhiệt trung gian (cửa trích thấp):

$$y_r^{thap} = \frac{i_r - i_K}{i_n - i_K + q_{tg}} \quad (4-17)$$

Trong biểu thức của y_r thì tử số là phần nhiệt giáng không tận dụng hết của hơi trích còn mẫu số là nhiệt giáng H_{K_1} của dòng hơi ngưng. Nhờ quá nhiệt trung gian H_{K_1} tăng lên, phần hơi trích α_r sau quá nhiệt trung gian giảm đi vì vậy hiệu quả của quá trình hồi nhiệt khi có quá nhiệt trung gian sẽ giảm đi một ít.

Lượng nhiệt tiêu hao cho tuabin ngưng hơi có gia nhiệt hồi nhiệt và có quá nhiệt trung gian được biểu thị như sau:

$$Q_{TB} = D_o Q_o = D_o (i_n - i_{nc} + \alpha_{tg} q_{tg}) \quad (4-18)$$

trong đó:

$$\alpha_{tg} = 1 - \sum \alpha_r^{cao} - \text{phần hơi đi vào bộ quá nhiệt trung gian;}$$

α_r^{cao} - phần hơi trích hồi nhiệt ở cửa trích cao, trước quá nhiệt trung gian;

$Q_{tr} = i_{tr} - i_{ng} + \alpha_{tr} q_{tr}$ - lượng nhiệt tiêu hao cho 1 kg hơi đưa vào tuabin, kJ/kg;

Khi không có quá nhiệt trung gian thì $q_{tr} = 0$ và ta có biểu thức:

$$Q_{tr} = D_{tr}(i_{tr} - i_{ng})$$

Suất tiêu hao nhiệt của tuabin có quá nhiệt trung gian:

$$q_{trg} = dQ_{tr} = d(i_{tr} - i_{ng} + \alpha_{tr} q_{tr}) \quad (4-19)$$

và không có quá nhiệt trung gian:

$$q_{trb} = dQ_{tr} = d(i_{tr} - i_{ng})$$

Trong cả hai trường hợp có quá nhiệt trung gian và không có quá nhiệt trung gian thì D_{tr} và d đều được xác định theo các công thức (4-13) và (4-15).

Vì có gia nhiệt hồi nhiệt mà suất tiêu hao hơi d tăng lên nhưng lượng nhiệt dùng để sinh ra 1 kg hơi ở trong lò hơi lại giảm đi do nhiệt độ và entanpi của nước cấp đã được nâng cao. Tuy chung lại thì việc gia nhiệt hồi nhiệt vẫn nâng cao được hiệu suất của tuabin ngưng hơi và do đó giảm được suất tiêu hao nhiệt, từ đó có thể kết luận rằng: lượng nhiệt tiêu hao để sinh ra 1 kg hơi Q_{tr} giảm nhiều hơn so với sự tăng của suất tiêu hao hơi d .

Muốn đánh giá về mặt định lượng hiệu quả năng lượng của quá trình hồi nhiệt thì cần phải khảo sát hiệu suất của tuabin ngưng hơi khi có gia nhiệt hồi nhiệt.

§4-3. HIỆU SUẤT CỦA THIẾT BỊ TUABIN KHI CÓ GIA NHIỆT HỒI NHIỆT

Hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin η_t khi có gia nhiệt hồi nhiệt có thể viết bằng 2 dạng biểu thức:

- Dạng thứ nhất là tỷ số giữa công với lượng nhiệt tiêu hao của tuabin:

$$\eta_i = \frac{Q_{tr} - Q_K}{Q_{tr}} = 1 - \frac{Q_K}{Q_{tr}} \quad (4-20)$$

Phương trình này là biểu thức cơ bản của hiệu suất chu trình. Trong nhiệt động học nó thường được viết ở dạng:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Khi đó:

$$Q_{tr} = Q_1 \quad \text{và} \quad Q_K = Q_2$$

Như đã nói ở chương 1, phương trình (4-20) xác định hiệu suất tính của thiết bị tuabin nghĩa là có tính đến công của bơm cấp nước và sự hoàn nhiệt trong bơm (xem công thức 1-19).

Khi gia nhiệt hồi nhiệt nhưng không có quá nhiệt trung gian thì lượng nhiệt tiêu hao để sinh ra 1 kg hơi mới:

$$Q_{tr} = i_{tr} - i_{nc}, \text{ kJ/kg} \quad (4-21)$$

Tổn thất nhiệt ở bình ngưng khi có trích hơi hồi nhiệt có thể viết ở dạng:

$$Q_K = \alpha_K(i_K - i'_K) = \alpha_K q_K, \text{ kJ/kg} \quad (4-22)$$

trong đó:

$\alpha_K = 1 - \Sigma \alpha_r$ - phân hơi vào bình ngưng;

$q_K = i_K - i'_K$ - tổn thất nhiệt ở bình ngưng của 1 kg hơi.

Như vậy biểu thức (4-20) có thể viết:

$$\eta_i^{gnh} = 1 - \frac{\alpha_K q_K}{Q_{tr}} \quad (4-23)$$

Nếu có quá nhiệt trung gian thì $Q_{tr} = i_{tr} - i_{nc} + \alpha_{tg} q_{tg}$ trong đó $\alpha_{tg} = 1 - \Sigma \alpha_r^{gn}$ là phân hơi đi qua bộ quá nhiệt trung gian. Các trị số α_K và q_K khi có quá nhiệt trung gian với cùng một sơ đồ, cùng thông số đầu và cùng áp suất cuối thì lớn hơn khi không có quá nhiệt trung gian. α_K lớn hơn là do

các dòng hơi trích α_r giảm đi bởi vì chúng có nhiệt độ cao hơn sau khi quá nhiệt trung gian. Còn q_K lớn hơn là do entanpi của hơi thải vào bình ngưng tăng lên do quá nhiệt trung gian.

Biểu thức hiệu suất của thiết bị tuabin khí gia nhiệt hồi nhiệt (4-23) là biểu thức chủ yếu để phân tích các sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt và tối ưu hoá chúng. Song biểu thức ấy không trực tiếp rút ra được sự nâng cao của hiệu suất nhờ gia nhiệt hồi nhiệt bởi vì các đại lượng Q_{tr} và Q_K cùng đồng thời giảm khi gia nhiệt hồi nhiệt.

Dạng thứ hai của biểu thức hiệu suất của thiết bị tuabin khí có gia nhiệt hồi nhiệt là dựa vào sự phân chia dòng hơi tổng thành những dòng hơi thành phần đó là các dòng hơi trích hồi nhiệt và dòng hơi đi suốt vào bình ngưng, nó cho phép đánh giá hiệu quả của việc gia nhiệt hồi nhiệt một cách thuận lợi. Khi đó hiệu suất có thể viết dưới dạng:

$$\eta_i^{\text{giao}} = \frac{\alpha_K H_K + \sum \alpha_r h_r}{\alpha_K q_{i-K} + \sum \alpha_r h_r} \quad (4-25)$$

trong đó:

H_K và h_r - nhiệt giáng của dòng hơi ngưng và của dòng hơi trích hồi nhiệt, kJ/kg ;

q_{i-K} - lượng nhiệt tiêu hao cho dòng hơi ngưng, kJ/kg .

Nếu không có quá nhiệt trung gian thì:

$$H_K = i_0 - i_K = i_0 - i_r; \quad q_{i-K} = i_0 - i'_K$$

Rõ ràng tử số của biểu thức (4-25) là công của hơi trong tuabin khí có trích hơi hồi nhiệt. Chúng ta hãy chứng minh mẫu số của biểu thức đó chính là lượng nhiệt tiêu hao cho tuabin $Q_{\text{tr}} = i_0 - i_{\text{nc}}$.

Thật vậy entanpi của nước cấp khi gia nhiệt hồi nhiệt:

$$i_{\text{nc}} = \alpha_K i'_K + \sum \alpha_r i_r$$

và ta có: $\alpha_K + \sum \alpha_r = 1$.

Vì vậy: $Q_{\text{tr}} = i_0 - i_{\text{nc}} = (\alpha_K + \sum \alpha_r) i_0 - \alpha_K i'_K - \sum \alpha_r i_r$
 $= \alpha_K (i_0 - i'_K) + \sum \alpha_r (i_0 - i_r)$

Hoặc:

$$Q_{\text{tr}} = \alpha_K q_{\text{tr}K} + \Sigma \alpha_r h_r$$

Trong biểu thức (4-25) không tính đến công của bơm cấp (và sự hoàn nhiệt trong bơm), đó là hiệu suất thô của thiết bị tuabin. Ở đây cũng không tính đến tổn thất nhiệt do khuếch tán ở các bình gia nhiệt hồi nhiệt. Việc không tính các đại lượng đó hoàn toàn không ảnh hưởng đến kết luận chung về sự nâng cao hiệu suất nhờ gia nhiệt hồi nhiệt.

Nếu có quá nhiệt trung gian thì:



trong đó:

$$H_K = i_{\text{tr}} - i_K + q_{\text{lg}}$$

$$q_{\text{lg}} = i_{\text{lg}} - i_{\text{lg}}''$$

- đối với các cửa trích cao (trước quá nhiệt trung gian) thì:

$$h_r^{\text{cao}} = i_{\text{tr}} - i_r^{\text{cao}}$$

- đối với các cửa trích thấp (sau quá nhiệt trung gian) thì:

$$h_r^{\text{thấp}} = i_{\text{tr}} - i_r^{\text{thấp}} + q_{\text{lg}}$$

và:

$$q_{\text{tr}K} = i_{\text{tr}} - i_K' + q_{\text{lg}}; \quad Q_{\text{tr}} = i_{\text{tr}} - i_{\text{nc}} + \alpha_{\text{lg}} q_{\text{lg}}$$

trong đó:

$$\alpha_{\text{lg}} = 1 - \Sigma \alpha_r^{\text{cao}} = \alpha_K + \Sigma \alpha_r^{\text{thấp}};$$

$$i_{\text{nc}} = \alpha_K i_K' + \Sigma \alpha_r i_r$$

$$\Sigma \alpha_r i_r = \Sigma \alpha_r^{\text{cao}} i_r^{\text{cao}} + \Sigma \alpha_r^{\text{thấp}} i_r^{\text{thấp}}$$

Có thể chứng minh tương tự như trên:

$$Q_{\text{tr}} = \alpha_K q_{\text{tr}K} + \Sigma \alpha_r h_r$$

Do vậy biểu thức (4-25) là biểu thức chung cho cả 2 trường hợp có quá nhiệt trung gian và không có quá nhiệt trung gian. Ta biến đổi biểu thức đó như sau:

$$\eta_i^{gen} = \frac{H_K}{q_{iK}} \cdot \frac{1 + \frac{\sum \alpha_r h_r}{\alpha_K H_K}}{1 + \frac{\sum \alpha_r h_r}{\alpha_K q_{iK}} \cdot \frac{\alpha_K H_K}{\alpha_K H_K}}$$

$$\text{hoặc} \quad \eta_i^{gen} = \eta_{iK} \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{iK}} = \eta_{iK} R \quad (4-26)$$

ở đây:

η_{iK} - hiệu suất trong tuyệt đối của thiết bị tuabin không có gia nhiệt hồi nhiệt;

A_r - hệ số năng lượng của quá trình hồi nhiệt;

$$R = \frac{1 + A_r}{1 + A_r \eta_{iK}} > 1 \text{ bởi vì } \eta_{iK} < 1.$$

Từ biểu thức (4-26) rút ra là việc gia nhiệt hồi nhiệt luôn luôn nâng cao hiệu suất của thiết bị tuabin ngưng hơi nhờ giảm được tổn thất ở bình ngưng và nhờ sản xuất ra năng lượng bằng hơi trích hồi nhiệt mà không có tổn thất nhiệt ở nguồn lạnh.

Sự tăng tương đối của hiệu suất là:

$$\Delta \eta_i^{gen} = \frac{\eta_i^{gen} - \eta_{iK}}{\eta_{iK}} = \frac{\eta_i^{gen}}{\eta_{iK}} - 1 = R - 1$$

Hoặc tính đến biểu thức của R thì:

$$\Delta \eta_i^{gen} = \frac{A_r (1 - \eta_{iK})}{1 + A_r \eta_{iK}} = \frac{1 - \eta_{iK}}{1 + \frac{A_r}{\eta_{iK}}} \quad (4-27)$$

Từ biểu thức này cũng rút ra là đại lượng $\Delta \eta_i^{gen}$ luôn luôn dương. Điều này đặc biệt khác với việc quá nhiệt trung gian là khi giảm áp suất quá nhiệt trung gian thấp hơn một trị số nhất định nào đó thì không những không làm tăng hiệu suất được mà thậm chí còn làm giảm hiệu suất của thiết bị tuabin và của nhà máy điện.

Mức độ tăng hiệu suất của thiết bị tuabin nhờ gia nhiệt hồi nhiệt phụ thuộc khá nhiều vào áp suất của các cửa trích hồi nhiệt và nhiệt độ gia nhiệt cho nước, ví dụ với một cửa trích hồi nhiệt và một bình gia nhiệt thì nếu chọn áp suất hơi trích quá cao (gần với áp suất hơi mới) hoặc áp suất hơi trích quá thấp (gần bằng áp suất hơi thái vào bình ngưng) sẽ chỉ nâng cao được hiệu suất của tuabin rất ít. Trường hợp giới hạn là áp suất hơi trích trùng với áp suất hơi mới thì nhiệt độ gia nhiệt cao nhất, lượng hơi trích (hơi mới) lớn nhất nhưng công của nó bằng không và theo phương trình (4-25) $\eta_i^{gdn} = \frac{H_K}{q_{0K}} = \eta_{iK}$, việc gia nhiệt như thế không phải là hồi nhiệt.

Trường hợp giới hạn khác là khi áp suất hơi trích bằng áp suất hơi thái thì nhiệt giáng của nó lớn nhất $h_r = H_K$ nhưng lượng hơi $\alpha_r = 0$ bởi vì nhiệt độ bão hoà của hơi bằng nhiệt độ của nước ngưng nên không có khả năng gia nhiệt, theo (4-25) thì hiệu suất của tuabin cũng bằng hiệu suất của tuabin ngưng hơi không có gia nhiệt hồi nhiệt $\eta_i^{gdn} = \eta_{iK} = \frac{H_K}{q_{0K}}$.

Từ nhận xét chung ta rút ra là khi áp suất của hơi trích hồi nhiệt nằm ở các giá trị trung gian trừ 2 trường hợp giới hạn nói trên thì hiệu suất của tuabin tăng lên khi gia nhiệt hồi nhiệt. Vấn đề còn lại là cần chọn độ gia nhiệt tối ưu của nước và áp suất hơi trích tương ứng.

Cũng cần nhận xét thêm là biểu thức (4-26) hoàn toàn tương tự như biểu thức (2-44) đối với hiệu suất sản xuất năng lượng của tuabin cấp nhiệt. Sự trùng nhau của các biểu thức đó phản ánh luận thuyết xem việc gia nhiệt hồi nhiệt như là "nhiệt khí hoá bên trong nhà máy điện". Trong cả hai trường hợp rõ ràng lượng nhiệt tiêu hao cho hơi trích tương đương với công của nó sinh ra (về mặt lý thuyết thì bằng nhau được biểu thị ở số hạng thứ hai trên tử số và mẫu số của biểu thức).

§4-4. GIA NHIỆT HỒI NHIỆT MỘT CẤP VÀ NHIỀU CẤP

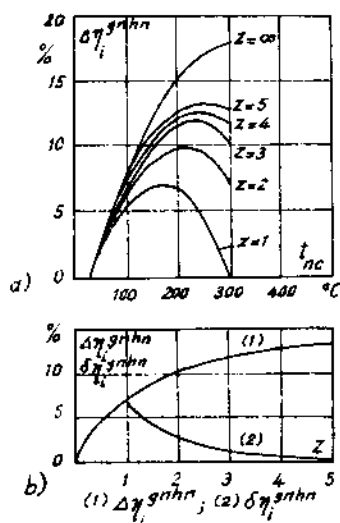
Theo biểu thức (4-27) sự tăng tương đối hiệu suất của tuabin do hồi nhiệt càng nhiều khi hệ số A , càng lớn. Hệ số A , phụ thuộc vào lượng hơi

trích α , và công của chúng h , trong tuabin, A , tăng khi một trong hai đại lượng này tăng. Tuy nhiên khi tăng nhiệt độ gia nhiệt và lượng hơi trích thì công của hơi trích trong tuabin sẽ giảm đi. Vì vậy có thể nói rằng hiệu suất của tuabin khi gia nhiệt hồi nhiệt sẽ có trị số cực đại ứng với một trị số nhiệt độ gia nhiệt nào đó nằm ở giữa nhiệt độ nước ngưng của tuabin và nhiệt độ sôi trong lò hơi.

Trạng thái tối ưu ấy được xác định bởi việc tính toán so sánh các trị số hiệu suất tương ứng với những giá trị nhiệt độ gia nhiệt khác nhau. Qua tính toán nhiều phương án đã chứng minh được rằng đường cong biểu thị sự phụ thuộc $\Delta \eta_i^{gnhn}$ vào nhiệt độ (entanpi) của nước được gia nhiệt có dạng gần như đường parabol, có cực đại ứng với một giá trị nhiệt độ trung gian nào đó.

Việc gia nhiệt hồi nhiệt có thể thực hiện bằng 1 cấp hoặc nhiều cấp liên tiếp, được cung cấp hơi từ 1 hoặc nhiều cửa trích tương ứng của tuabin. Trường hợp đơn giản là với 1 cấp gia nhiệt thì đường cong $\Delta \eta_i^{gnhn}$ đi qua các giá trị "0" ở hai trường hợp giới hạn: entanpi của nước $i_{nước} = i'_K$ và $i_{nước} = i'_0$, điểm cực đại ứng với trị số entanpi trung gian của nước, ví dụ trị số trung bình (hình 4-3a).

Việc chuyển từ 1 cấp gia nhiệt sang 2 cấp, từ 2 cấp sang 3 cấp v.v.. sẽ cho tăng thêm hiệu suất của tuabin. Điều này có thể giải thích như sau: ta giả thiết rằng vẫn giữ độ gia nhiệt cho nước đến nhiệt độ phù hợp với hiệu suất cực đại khi có một cấp gia nhiệt và lượng hơi trích cũng tương ứng như thế, bây giờ ta đưa vào một lượng hơi trích phụ thứ hai có áp suất thấp hơn



Hình 4-3. Sự phụ thuộc tương đối hiệu suất của thiết bị tuabin η_i^{gnhn} vào nhiệt độ gia nhiệt hồi nhiệt của nước t_{nc} với số cấp nhiệt gia nhiệt khác nhau (a) và vào số cấp gia nhiệt z (b). $\delta \eta_i$ là sự tăng tương đối của hiệu suất theo mỗi cấp gia nhiệt tăng thêm ($t'_0 = 300^\circ\text{C}$).

thì trước hết ta có thể xem một cách gần đúng là tổng của 2 dòng hơi trích $\alpha_1 + \alpha_2$ gần bằng lượng hơi trích lúc đầu nghĩa là $\alpha_1 + \alpha_2 \approx \alpha_1^0$, nhưng do hơi trích thứ hai có áp suất thấp hơn, ta đã nhận được một công bổ sung là $\alpha_2(i_1 - i_2)$, ở đây i_1 và i_2 là entanpi của hơi ở các cửa trích thứ nhất (trên) và cửa trích thứ 2 (dưới), bởi vậy hiệu suất của tuabin tăng lên. Chính xác hơn thì phải nói rằng nếu vẫn giữ nhiệt độ gia nhiệt cho nước như trước nhưng do entanpi của hơi trích thứ hai nhỏ hơn nên tổng lượng hơi trích phải tăng lên, tức là $\alpha_1 + \alpha_2 > \alpha_1^0$ do đó lượng hơi vào bình ngưng α_k giảm đi và hiệu suất của tuabin $\Delta \eta_t^{\text{sinh}} = 1 - \frac{\alpha_k q_k}{Q_n}$ tăng lên.

Vị trí cực đại của đường cong $\Delta \eta_t^{\text{sinh}}$ với 2 cấp gia nhiệt khác với của một cấp gia nhiệt. Nếu với 1 cấp gia nhiệt điểm cực đại vào khoảng 1/2 toàn bộ khoảng gia nhiệt thì với 2 cấp hoặc 3 cấp điểm cực đại vào khoảng 2/3 và 3/4 toàn bộ khoảng gia nhiệt v.v.. Điều này nói lên quy luật phân chia đồng đều mức độ gia nhiệt giữa các cấp, khi ấy cấp cuối cùng gia nhiệt cho nước đến nhiệt độ bão hoà của hơi mới (nhiệt độ sôi trong lò hơi) là bộ hàm nước của lò hơi có độ gia nhiệt $\tau_0 = i'_0 - i_{nc}$.

Vậy với số cấp gia nhiệt Z là bất kỳ, khi phân chia đều độ gia nhiệt ta được độ gia nhiệt ở mỗi cấp là:

$$\tau_r = \frac{i'_0 - i'_k}{Z + 1} \quad (4-28)$$

Entanpi cuối của nước cấp được gia nhiệt là:

$$i_{nc} = i'_k + Z\tau_r = i'_k + \frac{Z}{Z + 1} (i'_0 - i'_k)$$

Chữ số 1 trong tổng $Z + 1$ là bộ hàm nước của lò được xem như cấp đun nóng nước cuối cùng của việc gia nhiệt cho nước.

Việc nâng cao nhiệt độ gia nhiệt hồi nhiệt tối ưu cho nước cùng với việc tăng số cấp gia nhiệt hồi nhiệt sẽ làm tăng lượng hơi trích, giảm lượng hơi vào bình ngưng và làm tăng hiệu suất của tuabin. Nếu nhiệt độ gia

hiệt cuối của nước (t_{nc}) đã được xác định bởi việc tính toán kinh tế - kỹ thuật thì độ gia nhiệt ở mỗi cấp bằng:

$$\tau_r = \frac{i_{nc} - i'_K}{Z} \quad (4-29)$$

và

$$i_{nc} = i'_K + Z\tau_r$$

Với số cấp gia nhiệt $Z \geq 2$ mà thực hiện khả năng gia nhiệt lớn nhất tức là bằng nhiệt độ bão hoà của hơi mới (trên hình 4-3 nhiệt độ bão hoà ấy là 300°C) thì giá trị của $\Delta\eta_i^{\text{gnhh}}$ không bằng 0 như khi có 1 cấp gia nhiệt. Ở cấp trên cùng thì nước được gia nhiệt bằng hơi mới nhưng ở tất cả các cấp trước nó có áp suất thấp hơn thì sử dụng hơi trích của tuabin để gia nhiệt. Như vậy cái lợi lớn nhất về hiệu suất lúc này chỉ tương ứng với số cấp (số cửa trích) bớt đi một nửa (hình 4-3a).

Ta cũng nhận thấy rằng với 1 cấp gia nhiệt thì cho sự tăng về hiệu suất khá nhiều $5 \div 7\%$ tùy theo thông số hơi ban đầu và cứ mỗi cấp tăng thêm cũng sẽ cho sự tăng thêm về hiệu suất nhưng nhỏ dần. Điều này có thể chứng minh bằng cách sử dụng quy luật phân chia đồng đều độ gia nhiệt giữa các cấp (xem biểu thức 4-28). Khi gia nhiệt một cấp, cực đại của sự gia tăng hiệu suất tương ứng với độ gia nhiệt bằng $1/2$ toàn bộ khoảng gia nhiệt $\Delta = i''_n - i'_K$. Độ gia nhiệt bổ sung do cấp thứ hai là $2/3 - 1/2 = 1/6$ toàn khoảng; do cấp thứ ba là $3/4 - 2/3 = 1/12$ toàn khoảng v.v., và được minh hoạ trên hình (4-3 b), ở đó thể hiện các đồ thị:

$$\Delta\eta_i^{\text{gnhh}} = \frac{\Delta\eta_i^{\text{gnhh}} - \eta_K}{\eta_K} \quad \text{và} \quad \delta\eta_i^{\text{gnhh}} = \frac{\Delta\eta_i^{j+1} - \Delta\eta_i^j}{\Delta\eta_i^j}$$

Ở đây $j = 1, 2, 3, \dots$ là các số thứ tự của các cấp gia nhiệt.

Rõ ràng trên đồ thị hình 4-3 sự tăng hiệu suất do hồi nhiệt với số cấp $Z = 4 \div 5$ đạt được từ $12 \div 13\%$, đến cấp thứ 8, thứ 9 thì cái lợi thêm về hiệu suất không nhiều, chỉ vào khoảng 1% .

Gia nhiệt hồi nhiệt là một nguồn tiết kiệm nhiệt và nhiên liệu, chủ yếu ở các nhà máy điện ngưng hơi. Số cấp gia nhiệt hồi nhiệt ở các nhà máy điện ngưng hơi hiện đại, công suất lớn có từ 7 đến 9 cấp.

Sự phát triển gia nhiệt hồi nhiệt và việc lựa chọn sơ cấp gia nhiệt phải dựa trên cơ sở tính toán kinh tế - kỹ thuật có cân nhắc giữa sự tiết kiệm nhiên liệu và sự tăng giá thành thiết bị.

Để áp dụng việc gia nhiệt hồi nhiệt được tốt nhất, đặc biệt cần phải phân chia hợp lý độ gia nhiệt giữa các bình gia nhiệt, sự phân chia đó đảm bảo đem lại sự tiết kiệm nhiều nhất về nhiệt và nhiên liệu với vốn đầu tư thay đổi ít.

§4-5. CÁC SƠ ĐỒ GIA NHIỆT HỒI NHIỆT CHO NƯỚC

1. Khái niệm chung

Sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt bao gồm: lò hơi, tuabin, bình ngưng, các bình gia nhiệt hồi nhiệt, các đường hơi trích, hơi mới, các đường nước ngưng của tuabin, nước cấp của lò hơi, nước ngưng đọng của hơi trích, các bơm nước cấp cho lò, bơm nước ngưng, nước đọng. Sơ đồ đó tạo thành sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy điện.

Tuỳ theo loại bình gia nhiệt người ta phân chia ra: sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp, sơ đồ có các bình gia nhiệt bề mặt và sơ đồ phối hợp cả 2 loại bình gia nhiệt. Sơ đồ có các bình gia nhiệt bề mặt lại được phân biệt tuý theo phương pháp rút nước đọng: tự chảy từ bình có áp suất cao hơn xuống bình có áp suất thấp hơn (dồn cấp) hoặc dùng bơm đẩy nước đọng vào đường nước chính. Trong sơ đồ phối hợp cả 2 loại bình gia nhiệt thì nước đọng từ bình gia nhiệt bề mặt tự chảy vào bình gia nhiệt hỗn hợp có áp suất thấp hơn.

Chúng ta hãy khảo sát phương pháp tính toán các sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt. Thông thường mục đích của việc tính toán là xác định lượng hơi trích cho các bình gia nhiệt, lượng hơi tiêu hao cho tuabin, lượng hơi vào bình ngưng với công suất điện đã cho hoặc khi đã biết lượng hơi tiêu hao cho tuabin thì nhờ việc tính toán sơ đồ ta có thể xác định được công suất điện của tuabin. Trên cơ sở tính toán sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt còn có thể xác định được các chỉ tiêu năng lượng của thiết bị tuabin cũng như của nhà máy điện.

Trong phương pháp tính toán sơ đồ hồi nhiệt sau đây người ta lấy lượng hơi tiêu hao cho tuabin làm đại lượng xuất phát và cho bằng 1.

Phần thứ nhất của việc tính toán sơ đồ hồi nhiệt là xác định lượng hơi trích từ tuabin cho các bình gia nhiệt. Các phương trình thu được sẽ có dạng tổng quát, không phụ thuộc vào việc có quá nhiệt trung gian hay không có quá nhiệt trung gian.

2. Sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp

Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt hỗn hợp (xem hình 4-1b) đối với bình gia nhiệt số r có dạng:

$$\alpha_r i_r + \alpha_{r+1}'' i_{r+1}' = \alpha_r'' i_r' \quad (4-30)$$

Phương trình cân bằng vật chất của bình này:

$$\alpha_r + \alpha_{r+1}'' = \alpha_r'' \quad (4-31)$$

Hai phương trình trên nhắc lại 2 phương trình (4-9) và (4-10) nhưng đã thay các đại lượng D_r và D_r'' (kg/s) bằng các đại lượng tương đối α của chúng. Từ các phương trình (4-30) và (4-31) sau khi khử đại lượng α_{r+1}'' ta được:

$$\alpha_r = \alpha_r'' \frac{\tau_r}{q_r + \tau_r} \quad (4-32)$$

ở đây:

$\tau_r = i_r' - i_{r+1}'$ - độ gia nhiệt cho nước ở bình ngưng gia nhiệt cấp r ;

$q_r = i_r - i_r'$ - lượng nhiệt của hơi trích nhả ra khi ngưng tụ trong bình gia nhiệt.

Khi đó entanpi của nước được gia nhiệt trùng với các trị số bão hoà của hơi ở các áp suất p_r và p_{r+1} trong các bình gia nhiệt.

Lượng nước ngưng đi ra khỏi bình gia nhiệt số r bằng:

$$\alpha_r'' = 1 - \sum_{j=1}^{r-1} \alpha_j \quad (4-32a)$$

nghĩa là bằng lượng hơi mới đưa vào tuabin (cũng là lượng nước cấp đưa vào lò hơi) trừ đi tổng các lượng hơi trích cho các bình gia nhiệt có áp suất cao hơn bình gia nhiệt số r (j là số hiệu cấp gia nhiệt). Như vậy đối với bình gia nhiệt số 1 (GN1) thì $\alpha_1^n = 1$. Đối với bình GN2 thì:

$$\alpha_2^n = 1 - \alpha_1 = 1 - \frac{\tau_1}{q_1 + \tau_1} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1}$$

Đối với bình gia nhiệt số 3 thì:

$$\alpha_3^n = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 = 1 - \alpha_1 - (1 - \alpha_1) \frac{\tau_2}{q_2 + \tau_2} = \frac{q_1}{q_1 + \tau_1} \cdot \frac{q_2}{q_2 + \tau_2}$$

v.v...

Tương tự như vậy, phân hơi đi vào bình ngưng bằng:

$$\alpha_K = 1 - \sum_1^Z \alpha^r = \prod_1^Z \frac{q_r}{q_r + \tau_r} \quad (4-33)$$

ở đây: $\prod_1^Z$ là tích của Z thừa số $\frac{q_r}{q_r + \tau_r}$ từ 1 đến Z .

+ Hiệu suất của tuabin được biểu thị bằng phương trình:

$$\eta_t = 1 - \frac{\alpha_K q_K}{Q_0}$$

Ở đây lượng nhiệt tiêu hao cho 1 kg hơi (kI/kg) khi có quá nhiệt trung gian:

$$Q_0 = i_v - i_{nc} + \alpha_{lg} q_{lg}$$

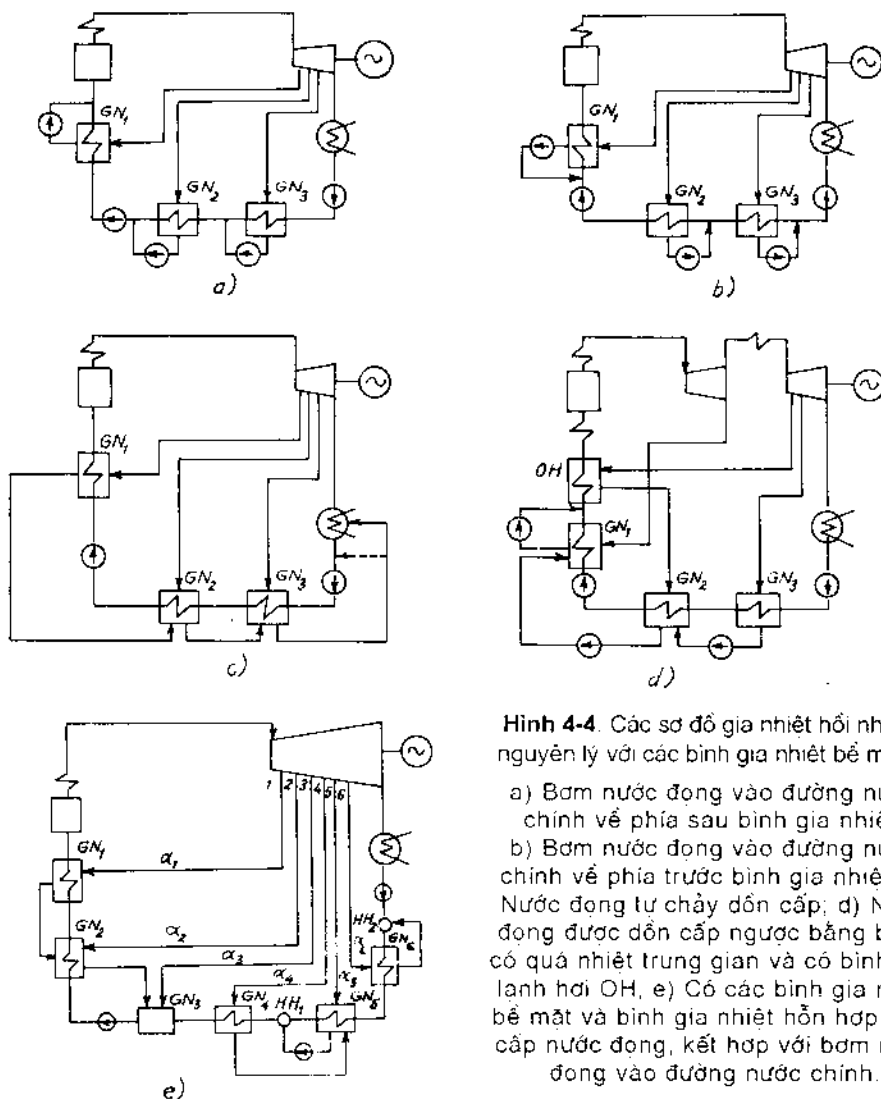
Và khi không có quá nhiệt trung gian:

$$Q_0 = i_v - i_{nc}$$

Chúng ta rút ra nhận xét là phương trình cân bằng nhiệt của các bình gia nhiệt được giải theo thứ tự bắt đầu từ bình có áp suất cao nhất đến bình cuối cùng có áp suất thấp nhất.

3. Sơ đồ có các bình gia nhiệt bề mặt

Sơ đồ hình 4-4a: nước ngưng tụ của hơi trích (gọi tắt là nước đọng) từ mỗi bình gia nhiệt được bơm bằng "bơm nước đọng" vào đường nước chính ở phía sau nó; tại chỗ hỗn hợp ấy, nó nhập chung với dòng nước chính. Bây giờ ta gọi "khâu tính toán mở rộng" của mỗi bình gia nhiệt lúc này gồm có bản thân bình gia nhiệt và chỗ hỗn hợp với đường nước chính.



Hình 4-4. Các sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt nguyên lý với các bình gia nhiệt bề mặt:

- a) Bơm nước đọng vào đường nước chính về phía sau bình gia nhiệt;
- b) Bơm nước đọng vào đường nước chính về phía trước bình gia nhiệt;
- c) Nước đọng tự chảy dẫn cấp;
- d) Nước đọng được dẫn cấp ngược bằng bơm, có quá nhiệt trung gian và có bình làm lạnh hơi OH;
- e) Có các bình gia nhiệt bề mặt và bình gia nhiệt hỗn hợp, dẫn cấp nước đọng, kết hợp với bơm nước đọng vào đường nước chính.

Độ gia nhiệt thiếu của bình gia nhiệt: $\vartheta_r = i_r' - i_r''$

Độ gia nhiệt thêm cho nước ở chỗ hỗn hợp:

$$\tau_r = i_{r0}'' - i_r''$$

Độ gia nhiệt thiếu của cả khâu mở rộng sẽ nhỏ hơn vì có thêm sự gia nhiệt cho nước ở chỗ hỗn hợp, cụ thể là:

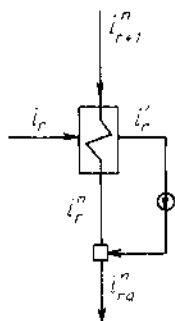
$$\vartheta_{r0} = i_{r0}' - i_{r0}'' = \vartheta_r + \tau_r$$

Lượng hơi đi vào bình ngưng ở sơ đồ này với Z bình gia nhiệt:

$$\alpha_k = 1 - \sum_{i=1}^Z \alpha_i' = \prod_{i=1}^Z \frac{q_{r0}}{q_{r0} + \tau_{r0}} = \prod_{i=1}^Z \frac{1}{1 + \frac{\tau_{r0}}{q_{r0}}} \quad (4-33)$$

Ở đây, ký hiệu rút gọn $q_{r0} = q_r + \vartheta_{r0}$; $\tau_{r0} = \tau_r + \tau_r'$.

Như vậy nếu có cùng một độ gia nhiệt cho nước ở các cấp thì lượng hơi vào bình ngưng ở sơ đồ này lớn hơn lượng hơi vào bình ngưng ở sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp bởi vì $q_{r0} = q_r + \vartheta_{r0} > q_r$ do đó hiệu suất của tuabin giảm đi. Điều này được giải thích do cần phải nâng cao áp suất hơi ở các cửa trích để có được độ gia nhiệt như nhau nên việc sản xuất năng lượng của các dòng hơi trích ít hơn, do lượng hơi đi vào bình ngưng tăng lên, tổn thất nhiệt tăng lên.



+ Sơ đồ hình 4-4 b: dùng bơm để bơm nước đọng vào đường nước chính về phía trước bình gia nhiệt. Lượng hơi trích cho các bình gia nhiệt trong sơ đồ này được xác định tương tự như các bình gia nhiệt hỗn hợp. Vì thế lưu lượng nước đi qua các bình gia nhiệt và lượng hơi đi vào bình ngưng α_k cũng được ghi giống như đối với sơ đồ hình 4-4 a. Sau khi ký hiệu $\tau_{r0} = \tau_r + \tau_r'$; $q_{r0} = q_r + \vartheta_r$ ta viết:

$$\alpha_k = \prod_{i=1}^Z \frac{q_{r0}}{q_{r0} + \tau_{r0}} = \prod_{i=1}^Z \frac{1}{1 + \frac{\tau_{r0}}{q_{r0}}} \quad (4-33)$$

Đại lượng $q_{1b} = q_1 + \vartheta_1 > q_{1a} = q_1 + \vartheta_{1a}$ bởi vì $\vartheta_1 > \vartheta_{1a}$ trong khi các q_1 thì bằng nhau. Từ đó rút ra là lượng hơi đi vào bình ngưng tăng lên và hiệu suất giảm đi so với sơ đồ 4-4 a.

Trong sơ đồ 4-4 a nước đọng của bình gia nhiệt đã thay thế một phần hơi trích của bình gia nhiệt tiếp sau (theo đường nước chuyển động) có áp suất cao hơn, còn ở sơ đồ 4-4 b nước đọng lại thay thế cho một phần hơi trích của chính bình gia nhiệt này, điều này ít có lợi hơn.

+ Sơ đồ hình 4-4 c: nước đọng tự chảy từ bình có áp suất cao hơn xuống bình bên cạnh có áp suất thấp hơn. Áp suất dư của nước đọng khi nó chảy vào bình gia nhiệt có áp suất thấp hơn sẽ bị mất đi ở van tiết lưu còn entanpi thì không thay đổi.

Như vậy khi thực hiện dẫn cấp nước đọng sẽ sinh ra tổn thất năng lượng do sự tiết lưu của nước đọng, đồng thời đến bình gia nhiệt cuối cùng có áp suất thấp nhất thì nước đọng xả vào bình ngưng do đó gây thêm tổn thất nhiệt ở bình ngưng bởi lượng nhiệt dư thừa của toàn bộ các dòng nước đọng từ bình gia nhiệt thứ nhất đến bình gia nhiệt cuối cùng mang theo nhiệt độ nước đọng của bình cuối cùng bị mất cho nguồn lạnh. Tổn thất nhiệt ở bình ngưng khi ấy tăng thêm một lượng bằng:

$$\sum_1^Z \alpha_r (i'_Z - i'_K) = \sum_1^Z \alpha_r (\tau_Z + \vartheta_Z)$$

Hiệu suất của tuabin lúc này có biểu thức như sau:

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_K q_K + \sum \alpha_r (\tau_Z + \vartheta_Z)}{Q_0}$$

Để tránh tổn thất nói trên, nước đọng từ bình gia nhiệt cuối cùng không đưa vào bình ngưng mà đưa vào đầu hút của bơm nước ngưng. Để đảm bảo áp suất cần thiết của nước đọng chảy vào đầu hút của bơm nước ngưng thì bình gia nhiệt cần được đặt cao hơn ví dụ bố trí nó ở phần trên của bình ngưng hoặc ở đoạn ống nối giữa tuabin và bình ngưng.

Sự tiết lưu của nước đọng và tổn thất năng lượng còn liên quan đến vấn đề là nước đọng từ bình gia nhiệt có áp suất cao hơn đã thay thế cho một phần hơi trích của bình gia nhiệt có áp suất thấp hơn. Do đó công của hơi

trích có áp suất thấp hơn sẽ bị giảm liên tiếp, lượng hơi vào bình ngưng và tổn thất nhiệt ở đó tăng lên, hiệu suất của các thiết bị tuabin bị giảm đi so với sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp hoặc sơ đồ có các bình gia nhiệt bề mặt và dùng bơm nước động.

+ Sơ đồ hình 4-4 d: nước động từ bình gia nhiệt có áp suất thấp hơn được đưa vào bình gia nhiệt bên cạnh có áp suất cao hơn bằng bơm nước động (nghĩa là thực hiện dẫn cấp ngược). Toàn bộ các dòng nước động dẫn đến bình gia nhiệt trên cùng có áp suất cao nhất rồi được đẩy vào đường nước chính ở phía sau nó. Điều này cho phép tăng thêm nhiệt độ cho nước cấp, giảm được tiêu hao nhiệt để sinh hơi ở trong lò, nâng cao hiệu suất của tuabin. Trong sơ đồ này nếu có cùng độ gia nhiệt thiếu v_1 ở các bình gia nhiệt thì lượng hơi trích và lượng hơi đi vào bình ngưng cũng được biểu thị như đối với sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp:

$$\alpha_k = \prod_{r=1}^Z \frac{q_r}{q_r + \tau_r}$$

nhưng do độ gia nhiệt sau cùng cho nước thấp hơn nên hiệu suất của tuabin thấp hơn so với sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp.

Các sơ đồ hình 4-4 a, 4-4 b, 4-4 c mà chúng ta đã khảo sát đều không được áp dụng vì: có bơm nước động thì làm cho thiết bị đắt tiền còn dẫn cấp tự chảy thì làm giảm độ kinh tế nhiệt ... Sơ đồ hình 4-4 d cũng ít được phổ biến do phức tạp hơn số bơm nước động nhiều, lại làm việc ở điều kiện nước nóng. Sơ đồ này được áp dụng ở một số nhà máy điện của Đức và một vài nước khác. Sơ đồ có bình gia nhiệt hỗn hợp (hình 4-1 b) cũng chỉ gặp ở một vài nhà máy điện của Mỹ và một số nước khác. Người ta rất ít áp dụng sơ đồ này vì số bơm quá nhiều.

4. Sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt kiểu kết hợp

+ Sơ đồ hình 4-4 e: là sơ đồ kết hợp cả 2 loại bình gia nhiệt. Trên thực tế người ta thường sử dụng một số bình gia nhiệt bề mặt có áp suất cao, một số bình gia nhiệt bề mặt có áp suất thấp và một bình gia nhiệt hỗn hợp được nối ở giữa 2 nhóm gia nhiệt cao áp và hạ áp đó. Trong sơ đồ này nước động ở các bình gia nhiệt được rút đi bằng những phương pháp khác nhau:

Từ các bình gia nhiệt bề mặt cao áp, nước động tự chảy dồn cấp đến bình gia nhiệt hỗn hợp. Từ bình gia nhiệt có áp suất thấp nhất, nước động tự chảy vào chỗ hỗn hợp với đường nước chính ở trước bơm nước ngưng; từ các bình gia nhiệt hạ áp còn lại thực hiện dồn cấp rồi dùng bơm đưa vào đường nước chính.

Bây giờ chúng ta hãy đưa ra một phương pháp thiết lập và giải liên tục các phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất của các bình gia nhiệt đối với một sơ đồ đơn giản như vậy nhưng là điển hình để làm ví dụ.

Các dòng hơi trích cho bình gia nhiệt D_i được biểu thị bằng đại lượng tương đối α_i so với lưu lượng hơi mới của tuabin:

$$D_i = \alpha_i D_0$$

Lưu lượng hơi tiêu hao cho tuabin D₀ sẽ được xác định ở phần cuối tính toán theo phương trình cân bằng năng lượng. Trường hợp đối với trung tâm nhiệt điện, để cho thuận tiện người ta chọn sơ bộ D₀ và xác định các giá trị D_i theo D₀.

Lưu lượng nước cấp đi qua các bình gia nhiệt cao áp, nếu bỏ qua các tổn thất rò rỉ và xả lò thì bằng lưu lượng hơi mới D_{nc} = D₀. Lượng hơi đi vào bình ngưng và lưu lượng nước ngưng của tuabin D_K chưa biết.

Việc tính toán các thiết bị gia nhiệt phải bắt đầu từ bình gia nhiệt cao áp. Các tổn thất do toả nhiệt hiện giờ bỏ qua.

- Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt cao áp số 1 (GN1):

$$\alpha_1(i_1 - i'_1) = i_1'' - i_2''$$

hoặc $\alpha_1 q_1 = \tau_1$ từ đó xác định trực tiếp được:

$$\alpha_1 = \frac{\tau_1}{q_1} \quad (4-35)$$

- Phương trình cân bằng nhiệt của bình GN2:

$$\alpha_2(i_2 - i'_2) + \alpha_1(i'_1 - i'_2) = i_2'' - i_{nc} \quad (4-36)$$

Trong phương trình này sự truyền nhiệt cho nước không chỉ từ hơi trích mà còn từ nước động của bình GN1 đưa vào:

i_1 và i_2 là entanpi của hơi trích số 1 và số 2;

i'_1 và i'_2 là entanpi của nước đọng (nước ngưng tụ của hơi trích);

i_1'' và i_2'' là entanpi của nước ra khỏi GN1 và GN2;

i_{btt} là entanpi của nước ra khỏi bơm cấp được xác định theo công thức (1-25) đã nêu ra ở chương 1.

Từ phương trình (4-36) xác định được lượng hơi trích α_3 .

- Bình GN3: bình này là bình gia nhiệt hỗn hợp, phương trình cân bằng nhiệt được thiết lập theo nguyên tắc là lượng nhiệt đem vào bằng lượng nhiệt đem ra khỏi bình:

$$\alpha_3 i_3 + (\alpha_1 + \alpha_2) i'_2 + \alpha_4'' i_4'' = i_1'' \quad (4-37)$$

trong đó:

$$\alpha_4'' = 1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 \quad (4-37a)$$

Phương trình (4-37 a) đồng thời là phương trình cân bằng vật chất của bình gia nhiệt hỗn hợp. Thêm vào đó $i_3' = i_1'$. Từ hai phương trình trên ta xác định được α_3 và α_4'' .

- Phương trình cân bằng nhiệt của GN4:

$$\alpha_4 (i_4 - i_4') = \alpha_4'' (i_4'' - i_{\text{btt}}) \quad (4-38)$$

Trong phương trình này entanpi của nước khi vào GN4 (ra khỏi điểm hỗn hợp HH1) hiện giờ chưa biết vì thế cho nên cần phải thiết lập các phương trình cân bằng tại điểm hỗn hợp HH1 của bình gia nhiệt GN5 và giải chúng cùng với việc xác định đồng thời cả α_4 , α_5 và i_{btt} . Cụ thể như sau:

- Phương trình cân bằng nhiệt đối với điểm hỗn hợp HH1:

$$\underbrace{(\alpha_4'' - \alpha_4 - \alpha_5)}_{\alpha_5''} i_5'' + (\alpha_4 + \alpha_5) i'_5 = \alpha_4'' i_{\text{btt}} \quad (4-38a)$$

- Phương trình cân bằng vật chất của HH1:

$$\alpha_5'' = \alpha_4'' - \alpha_4 - \alpha_5$$

ở đây α_5'' là lưu lượng nước đi qua GN5.

Để cùng giải phương trình cân bằng nhiệt của GN4 và HH1 chúng ta viết lại phương trình (4-38) ở dạng:

$$\alpha_4(i_4 - i'_4) = \alpha_4'' i_4'' - \alpha_4'' i_{HH1}''$$

Thay $\alpha_4'' i_{HH1}''$ bằng vế trái của phương trình (4-38 a) thì ta được một phương trình tuyến tính liên kết các đại lượng phải tìm α_4 và α_5 , cụ thể là:

$$f_1(\alpha_4, \alpha_5) = 0 \quad (4-39)$$

- Phương trình cân bằng nhiệt của GN5:

$$\alpha_5(i_5 - i'_5) + \alpha_4(i'_4 - i'_5) = (\alpha_4'' - \alpha_4 - \alpha_5)(i_5'' - i_6'') \quad (4-40)$$

Cũng giải các phương trình (4-39) và (4-40) ta xác định được các lượng hơi trích α_4 và α_5 sau đó xác định được lưu lượng nước $\alpha_5'' = \alpha_4'' - \alpha_4 - \alpha_5$ và $i_{HH1}''; \tau_{HH1} = i_{HH1}'' - i_5''$.

- Phương trình cân bằng nhiệt của GN6:

$$\alpha_6(i_6 - i'_6) = \alpha_6(i_6'' - i_{HH2}'') = \alpha_6'' i_6'' - \alpha_6'' i_{HH2}'' \quad (4-41)$$

ở đây: $\alpha_6'' = \alpha_5''$

i_{HH2}'' là entanpi của nước ra khỏi điểm hỗn hợp HH2 hiện giờ chưa biết. Vì vậy phương trình (4-41) sẽ được giải cùng với phương trình cân bằng nhiệt của HH2:

$$(\alpha_5'' - \alpha_6'')i_K' + \alpha_6 i'_6 = \alpha_5'' i_{HH2}'' \quad (4-41 a)$$

Sau khi thay $\alpha_5'' i_{HH2}''$ bằng $\alpha_6'' i_{HH2}''$ trong phương trình này rồi thế vào phương trình (4-41) ta được một phương trình có một ẩn số α_6 , xác định được α_6 ta sẽ tìm được i_{HH2}'' và $\tau_{HH2} = i_{HH2}'' - i_K'$.

Sau đó từ phương trình cân bằng vật chất của HH2 ta xác định được lưu lượng nước ngưng của tuabin (theo cân bằng nước):

$$\alpha_K'' = \alpha_6'' - \alpha_6$$

Rõ ràng nó phải bằng lượng hơi đi vào bình ngưng theo cân bằng hơi:

$$\alpha_K = 1 - \sum_{r=1}^{r=n} \alpha_r$$

Việc so sánh các trị số α_K'' và α_K dùng để kiểm tra sự chính xác của việc cân bằng vật chất nói chung nghĩa là xác định phần hơi trích và lưu lượng nước ngưng.

Sau khi xác định được lượng hơi trích thì dựa vào công suất điện W_{tr} của tuabin ta sẽ tính được lưu lượng hơi của tuabin theo phương trình cân bằng năng lượng của tuabin:

$$D_{tr} = \frac{D_{tr}^K}{1 - \sum_{r=1}^n y_r \alpha_r} = \beta_r D_{tr}^K \quad (4-42)$$

ở đây:

y_r - hệ số không tận dụng nhiệt giáng của hơi trích;

D_{tr}^K - lưu lượng hơi quy ước cho tuabin không có trích hơi:

$$D_{tr}^K = \frac{3600 W_{tr}}{H_{Kt} \eta_{so} \eta_{mf}}, \text{ kg/h} \quad (4-43)$$

H_{Kt} - nhiệt giáng thực tế của dòng hơi đi suốt vào bình ngưng;

β_r - hệ số tăng tiêu hao hơi do hồi nhiệt:

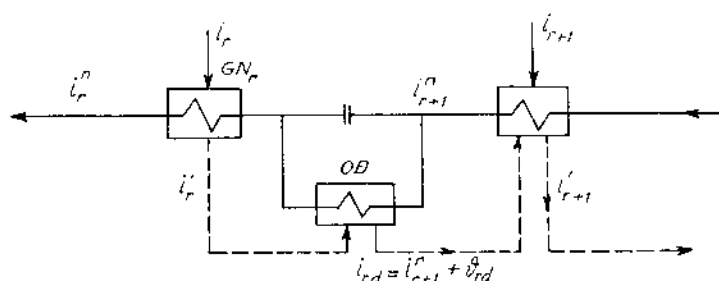
$$\beta_r = \frac{1}{1 - \sum_{r=1}^n y_r \alpha_r} \quad (4-44)$$

Tiếp theo là xác định tiêu hao nhiệt, hiệu suất của tuabin và của nhà máy điện theo các công thức đã biết trước đây.

5. Hoàn thiện các sơ đồ dẫn cấp nước động bằng thiết bị làm lạnh nước động

Để giảm bớt tổn thất năng lượng khi thực hiện sơ đồ nước động ở các bình gia nhiệt tự chảy dẫn cấp thì trên dòng nước động người ta đặt một

bình làm lạnh và dùng ngay nước của đường chính trước khi vào bình gia nhiệt này để làm lạnh (hình 4-1c).



Khi thực hiện sự trao đổi nhiệt của hai dòng ngược chiều (như hình vẽ trên) thì có thể giảm nhiệt độ của nước động từ nhiệt độ bão hoà của hơi trích đến nhiệt độ chỉ cao hơn nhiệt độ của dòng nước chính ở đầu vào một chút, nghĩa là entanpi của nước động đã được làm lạnh khi ấy bằng:

$$i_{rd} = i_{r+1}'' + \vartheta_{rd} \quad (4-45)$$

Ở đây trị số ϑ_{rd} được xác định bằng tính toán kinh tế - kỹ thuật thường bằng từ $15 \div 40 \text{ kJ/kg}$. Rõ ràng việc làm lạnh nước động sẽ làm giảm sự thay thế (đẩy lùi) hơi trích của bình gia nhiệt tiếp nhận nước động đó và như vậy giảm được tổn thất năng lượng.

Một trong những đặc điểm của sơ đồ dẫn cấp toàn bộ nước động là toàn bộ dòng nước chính (nước cấp) đều qua tất cả các bình gia nhiệt, nghĩa là đối với mỗi bình gia nhiệt $\alpha_r'' = 1$.

Khi đưa nước động từ bình gia nhiệt và đường nước chính về phía sau hoặc về phía trước thì việc làm lạnh nước động không đem lại lợi ích gì về mặt năng lượng.

Trường hợp lý thuyết là làm lạnh giới hạn $\vartheta_{rd} = 0$ ở đây $r = 1, \dots, (Z-1)$ và $q_{rd} = q_r + \vartheta_r - \vartheta_{rd} = q_r + \vartheta_r$ ta được tất cả các dòng hơi trích α_r từ α_1 đến α_Z cũng biểu thị tương tự như đối với các bình gia nhiệt hỗn hợp. Vì vậy lượng hơi đi vào bình ngưng cũng được biểu thị tương tự:

$$\alpha_k = \prod_{i=1}^Z \frac{q_{Bi}}{q_{rd} + \tau_{i+1}} \quad (4-46)$$

Ở đây $q_{ev} = q_e + v_e$ và $\tau_{i-1} = \tau_i + \tau_i^{(1)}$ là của các bình gia nhiệt từ số 1 đến số $Z - 1$, còn đối với bình gia nhiệt cuối cùng $\tau_{Zk} = \tau_z + \tau_k$ ($\tau_i^{(1)}$ là độ gia nhiệt cho nước ở bình làm lạnh nước đọng, còn τ_k là độ gia nhiệt ở chỗ hỗn hợp phía trước bình gia nhiệt cuối cùng).

§4-6. SỰ PHÂN CHIA ĐỘ GIA NHIỆT HỐI NHIỆT GIỮA CÁC BÌNH GIA NHIỆT CỦA THIẾT BỊ TUABIN KHÔNG CÓ QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

Khi chế tạo những tuabin mới cần phải lựa chọn sự phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt cho nước giữa các bình gia nhiệt sao cho tuabin có thể đạt được hiệu suất cao nhất gần với lý thuyết. Sự phân chia độ gia nhiệt tối ưu về lý thuyết phải tương ứng với hiệu suất cao nhất của tuabin. Có thể tìm bằng toán học nếu ta chấp nhận một số giả thiết và một số đơn giản hoá sơ đồ. Bài toán sẽ dẫn đến việc xác định độ gia nhiệt ở từng cấp mà chúng đảm bảo hiệu suất cực đại của tuabin ngưng hơi:

$$\eta_i = 1 - \frac{\alpha_K q_K}{Q_0} \quad (4-47)$$

Khi quá trình làm việc của hơi trong tuabin không thay đổi thì $q_K = i_K - i'_K$ là đại lượng không đổi.

Khi không có quá nhiệt trung gian thì:

$$Q_0 = i_0 - i_{nc} = i_0 - i'_0 + i'_0 - i_{nc} = q_0 + \tau_0 \quad (4-48)$$

$q_0 = i_0 - i'_0$ là nhiệt sinh hơi và quá nhiệt;

$\tau_0 = i'_0 - i_{nc}$ là độ gia nhiệt cho nước đến nhiệt độ bão hoà (sôi) ở trong lò.

Nếu entanpi của nước cấp i_{nc} chưa biết và phải xác định thì ta có:

$F = \frac{Q_0}{\alpha_K}$ là đại lượng thay đổi trong biểu thức của hiệu suất η_i và nó thay đổi cùng chiều với η_i .

Lượng hơi vào bình ngưng α_K là hàm số cơ bản của sự phân chia độ gia nhiệt trong các biểu thức của η_i và F . Việc phân tích các kiểu sơ đồ hồi

khác nhau ở trên đã chỉ ra rằng thực tế trong mọi trường hợp đều có thể biểu thị lượng hơi α_K ở dạng:

$$\alpha_K = \prod_{r=1}^Z \frac{q_r}{q_r + \tau_r} = \prod_{r=1}^Z \frac{1}{1 + \frac{\tau_r}{q_r}} \quad (4-49)$$

trong đó:

τ_r - độ gia nhiệt của nước;

q_r - lượng nhiệt của hơi trích nhả ra trong bình gia nhiệt số r (kJ/kg).

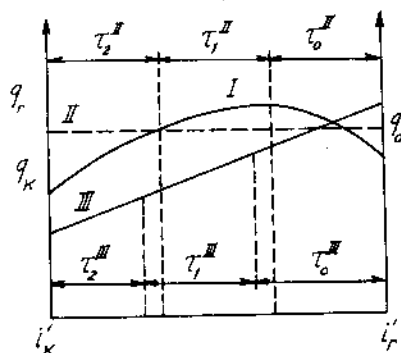
Các đại lượng τ_r và q_r liên hệ với nhau bởi những mối tương quan nhất định.

Chúng ta lấy sơ đồ có các bình gia nhiệt hỗn hợp (hình 4-1b) làm cơ sở. Đối với sơ đồ đó $q_r = i_r - i'_r$ và phụ thuộc vào vị trí cửa trích, thông số hơi trích và entanpi bão hoà của nước đọng i'_r , mà $i'_r = i'_K + \sum_{j=1}^Z \tau_j$, ở đây i'_K

là entanpi nước ngưng của tuabin, đặc biệt $i'_{nc} = i'_K + \sum_{j=1}^Z \tau_j$, ở đây Z là tổng số cấp gia nhiệt.

Như vậy cần phải xác định dạng phụ thuộc của các đại lượng q_r vào các đại lượng τ_r (vào tổng của chúng $\sum_{j=1}^Z \tau_j$).

Sự phụ thuộc của q_r vào $\sum \tau_r$ có dạng đường parabol không đối xứng (đường cong I); trong nhiều trường hợp gần đúng có thể thay đường cong đó bằng đường thẳng, điều đó cho phép giải được bài toán phân chia độ gia nhiệt giữa các cấp (hình 4-5).



Hình 4-5. Sự phụ thuộc của lượng nhiệt q_r (do hơi nóng ngưng tụ nhả ra ở trong bình gia nhiệt hồi nhiệt) vào entanpi bão hoà của nước ngưng hơi đó i'_r , trong thiết bị tuabin không có quá nhiệt trung gian.

• Giả thiết trường hợp đơn giản nhất là đường thẳng nằm ngang (đường II) nghĩa là $q_r = q_0 = \text{const}$, điều này gần với thực tế khi áp suất ban đầu của hơi thấp hơn 30 MPa.

Giải bài toán này một cách thuận lợi bằng phương pháp cực trị quy ước của Lagrange và chú ý rằng điều kiện cân bằng của tổng các độ gia nhiệt là đại lượng đã biết: $\Delta = i'_0 - i'_k$ cụ thể $\tau_0 + \sum_{r=1}^{r=Z} \tau_r = i'_0 - i'_k = \Delta = \text{const}$.

Từ điều kiện đó người ta đưa vào một hàm số phụ quy ước:

$$\varphi = \Delta - \tau_0 - \sum_{r=1}^{r=Z} \tau_r = 0 \quad (4-50)$$

Bởi vậy hàm số cực trị Lagrange có dạng:

$$\Phi = F + \lambda \varphi \quad (4-51)$$

Khi đó:

$$F = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=Z} \frac{q_r + \tau_r}{q_r} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r=Z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) \quad (4-52)$$

Còn λ là hệ số không xác định sau này sẽ bị loại trừ.

Với giả thiết đã đưa ra là $q_r = q_0 = \text{const}$ thì các đạo hàm riêng của hàm số Φ theo các đại lượng $\tau_0, \tau_1, \dots, \tau_r$ có dạng:

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_0} = \prod_{r=1}^{r=Z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) - \lambda = 0$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_1} = (q_0 + \tau_0) \frac{1}{q_1} \prod_{r=2}^{r=Z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) - \lambda = 0$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_2} = (q_0 + \tau_0) \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1} \right) \frac{1}{q_2} \prod_{r=3}^{r=Z} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) - \lambda = 0$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_{Z-1}} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{Z-2} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) \frac{1}{q_{Z-1}} \left(1 + \frac{\tau_Z}{q_Z} \right) - \lambda = 0$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \tau_Z} = (q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{Z-1} \left(1 + \frac{\tau_r}{q_r} \right) \frac{1}{q_Z} - \lambda = 0$$

Sau khi giải liên tiếp từng cặp các phương trình trên ta được:

Từ cặp đầu tiên:

$$1 + \frac{\tau_1}{q_1} = \frac{q_0 + \tau_0}{q_1} \rightarrow q_1 + \tau_1 = q_0 + \tau_0$$

hoặc $\tau_1 = \tau_0$ bởi vì đã giả thiết $q_1 = q_0$.

Từ cặp phương trình hai và phương trình ba:

$$\frac{1}{q_1} \left(1 + \frac{\tau_2}{q_2} \right) = \left(1 + \frac{\tau_1}{q_1} \right) \frac{1}{q_2} \rightarrow q_2 + \tau_2 = q_1 + \tau_1$$

hoặc $\tau_2 = \tau_1$ vì đã giả thiết $q_2 = q_1$.

Từ 2 phương trình cuối:

$$\frac{1}{q_{Z-1}} \left(1 + \frac{\tau_Z}{q_Z} \right) = \left(1 + \frac{\tau_{Z-1}}{q_{Z-1}} \right) \frac{1}{q_Z} \rightarrow q_Z + \tau_Z = q_{Z-1} + \tau_{Z-1}$$

hoặc $\tau_Z = \tau_{Z-1}$ vì $q_Z = q_{Z-1}$ theo giả thiết.

Các kết quả trên được tổng nhất vào một mối:

$$\tau_0 = \tau_1 = \tau_2 = \dots = \tau_{Z-1} = \tau_Z \quad (4-53)$$

Nó biểu thị quy tắc phân chia đồng đều độ gia nhiệt giữa các cấp. Chúng ta cũng đã sử dụng quy tắc đó ở phần trước trong chương này.

Trường hợp sự phụ thuộc của q_r vào $\sum_{j=Z}^{j=r} \tau_j$ là đường thẳng nghiêng, có độ dốc:

$$k_r = \frac{q_0 - q_K}{\Delta}$$

ở đây: $\Delta = i'_n - i'_k = \sum_{j=1}^Z r_j$.

Ta được mối quan hệ có dạng (xem hình 4-5):

$$q_i = q_k + k_r \sum_{j=1}^{i-k} \tau_j$$

Cụ thể như sau:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= q_k + k_r \sum_{j=1}^{1-k} \tau_j \\ q_2 &= q_k + k_r \sum_{j=1}^{2-k} \tau_j \\ &\dots \\ q_{Z-1} &= q_k + k_r \sum_{j=1}^{Z-1-k} \tau_j \\ q_Z &= q_k + k_r \tau_Z \end{aligned} \right\} \quad (4-54)$$

Ngoài ra từ các biểu thức đối với q_1, q_2, q_3 v.v... ta rút ra được:

$$\left. \begin{aligned} q_1 &= q_2 + k_r \tau_1 \quad \text{hoặc} \quad q_2 = q_1 - k_r \tau_1 \\ &\dots \dots \dots \\ q_{Z-1} &= q_Z + k_r \tau_{Z-1} \quad \text{hoặc} \quad q_Z = q_{Z-1} - k_r \tau_{Z-1} \end{aligned} \right\} \quad (4-55)$$

Chúng ta xác định các đạo hàm riêng của hàm số Φ theo các biến số $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_Z$ đồng thời sử dụng mối quan hệ (4-54) và (4-55) rồi cho bằng 0 và giải từng cặp một sẽ thu được:

- Từ hai phương trình đầu kết hợp sử dụng đẳng thức $q_1 = k_1 \tau_1 = q_2$ ta sẽ có:

$$\frac{q_1 + \tau_1}{q_1} = (q_1 + \tau_1) \frac{q_2}{q_1^2}$$

hoặc:

$$q_0 + \tau_0 = (q_1 + \tau_1) \frac{q_1}{q_2} \quad (4-56)$$

- Từ phương trình 2 và phương trình 3 kết hợp với $q_2 - k_1 \tau_2 = q_3$ ta được:

$$q_1 + \tau_1 = (q_2 + \tau_2) \frac{q_2}{q_3} \quad (4-57)$$

- Từ hai phương trình cuối có kết hợp $q_{Z-1} - k_1 \tau_{Z-1} = q_Z$ và $q_Z - k_1 \tau_Z = q_K$ ta được:

$$q_{Z-1} + \tau_{Z-1} = (q_Z + \tau_Z) \frac{q_Z}{q_K} \quad (4-58)$$

Dạng tổng quát:

$$q_{r-1} + \tau_{r-1} = (q_r + \tau_r) \frac{q_r}{q_{r+1}} \quad (4-59)$$

Các mối quan hệ nhận được giữa các trị số của độ gia nhiệt $\tau_0, \tau_1, \tau_2, \dots, \tau_{Z-1}, \tau_Z$ có thể thống nhất vào một hệ thống sau đây:

$$\begin{aligned} q_0 + \tau_0 &= (q_1 + \tau_1) \frac{q_1}{q_2} = (q_2 + \tau_2) \frac{q_1}{q_3} = \dots = (q_{Z-1} + \tau_{Z-1}) \frac{q_1}{q_Z} = \\ &= (q_Z + \tau_Z) \frac{q_1}{q_K} \end{aligned} \quad (4-60)$$

Hoặc ở dạng tổng quát:

$$(q_r + \tau_r) \frac{q_1}{q_{r+1}} = \text{const} \quad (4-61)$$

Có thể chứng minh rằng các đẳng thức (4-60) hoặc (4-61) là cấp số nhân của q_r , cụ thể:

$$\frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = \dots = \frac{q_{Z-1}}{q_Z} = \frac{q_Z}{q_K} = m \quad (4-62)$$

Đồng thời cũng là cấp số nhân của τ , có cùng hệ số m :

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \dots = \frac{\tau_{Z-1}}{\tau_Z} = m \quad (4-63)$$

Như vậy có thể viết các kết quả thu được ở dạng một phương trình thống nhất:

$$\frac{\tau_0}{\tau_1} = \frac{\tau_1}{\tau_2} = \dots = \frac{\tau_{Z-1}}{\tau_Z} = \frac{q_0}{q_1} = \frac{q_1}{q_2} = \dots = \frac{q_Z}{q_K} = m \quad (4-64)$$

Nếu nhiệt độ và entanpi của nước cấp đã được xác định bởi tính toán kinh tế - kỹ thuật thì các đại lượng τ_i và q_i đã biết, trong đó cấp số nhân (4-64) các tỷ số τ_0/τ_1 và q_0/q_1 mất đi và cấp số có dạng:

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = \frac{\tau_2}{\tau_3} = \dots = \frac{\tau_{Z-1}}{\tau_Z} = \frac{q_1}{q_2} = \frac{q_2}{q_3} = \dots = \frac{q_Z}{q_K} = m \quad (4-65)$$

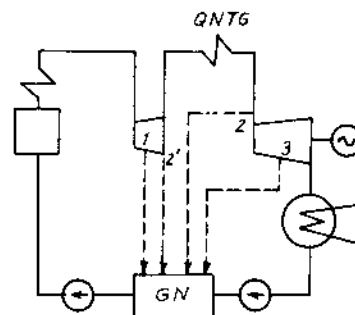
Sự diễn biến tuyến tính của đại lượng q_i có hệ số góc $k_i \neq 0$ đặc trưng cho quá trình làm việc của hơi trong tuabin sau khi quá nhiệt trung gian.

§4-7. PHÂN CHIA ĐỘ GIA NHIỆT HỒI NHIỆT GIỮA CÁC CẤP KHI CÓ QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN

1. Gia nhiệt hồi nhiệt cho nước cấp khi có quá nhiệt trung gian

Việc gia nhiệt hồi nhiệt cho nước cấp khi có quá nhiệt trung gian có những đặc điểm riêng của nó (hình 4-6).

Đặc điểm thứ nhất là hơi trích từ tuabin sau khi quá nhiệt trung gian có nhiệt độ cao hơn so với hơi có cùng áp suất, cùng thông số



Hình 4-6. Sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt một cấp trong bình gia nhiệt hỗn hợp với một lần (một cấp) quá nhiệt trung gian.

bán đầu ở tuabin không được quá nhiệt trung gian. Việc sử dụng hơi có nhiệt độ quá nhiệt cao hơn để gia nhiệt cho nước thì ít có lợi bởi vì sẽ làm tăng độ chênh lệch nhiệt độ giữa hơi và nước, tăng sự trao đổi nhiệt không thuận nghịch trong bình gia nhiệt, lượng hơi trích để gia nhiệt vì nóng hơn sẽ phải giảm đi, lượng hơi đi vào bình ngưng và tổn thất nhiệt ở đó tăng lên.

Sự tăng tương đối về hiệu suất của tuabin do hơi nhiệt khí (kJ/kg) quá nhiệt trung gian $\Delta\eta_r^{qntg}$ nhỏ hơn khi không quá nhiệt trung gian gần như toàn bộ khoảng gia nhiệt có thể có (hình 4-7).

Điều này rút ra từ biểu thức $\Delta\eta_r$ có dạng (xem biểu thức (4-27)):

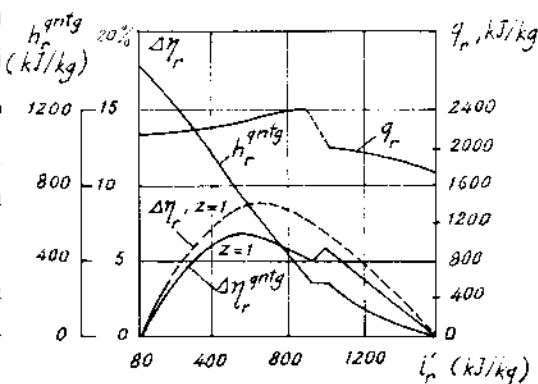
$$\Delta\eta_r = \frac{1 - \eta_k}{1 + \eta_k} \frac{A_r}{A_r}$$

trong đó:

$$A_r = \frac{\sum \alpha_r h_r}{\alpha_k H_k}$$

Trong phạm vi trước quá nhiệt trung gian α_r , α_k và h_r không thay đổi vì quá nhiệt trung gian nhưng H_k tăng do đó A_r giảm, thêm nữa η_k tăng. Vì vậy đối với các cửa trích trước quá nhiệt trung gian $\Delta\eta_r$ giảm đi. $\Delta\eta_r$ càng giảm hơn khi sử dụng hơi sau quá nhiệt trung gian để gia nhiệt cho nước.

Đặc điểm thứ hai là đối với hơi trích có áp suất bằng bằng áp suất quá nhiệt trung gian thì nếu trích hơi lạnh (trước khi được quá nhiệt trung gian) $\Delta\eta_r^{qntg}$ lớn hơn rõ rệt so với khi trích hơi nóng (sau khi được quá nhiệt trung gian). Ở áp suất ấy và entanpi tương ứng của nước được gia nhiệt $\Delta\eta_r^{qntg}$ có sự thay đổi đột biến (xem hình 4-7). Từ đó rút ra rằng với áp suất



Hình 4-7. Sự tăng tương đối hiệu suất của thiết bị tuabin khi quá nhiệt trung gian 1 lần η_r^{qntg} và khi không quá nhiệt trung gian $\Delta\eta_r$ nhờ gia nhiệt hơi nhiệt một cấp, phụ thuộc vào entanpi gia nhiệt của nước t_r .

quá nhiệt trung gian thì hơi dùng để gia nhiệt hồi nhiệt cần trích trước khi quá nhiệt trung gian mà không trích ngay sau khi quá nhiệt trung gian.

Đặc điểm thứ ba là theo mức độ giảm áp suất của hơi trích sau quá nhiệt trung gian thì $\Delta\eta_{tr}^{opt}$ tăng đến một giá trị cực đại nào đó rồi giảm đi. Nhiệt độ (và entanpi) gia nhiệt tối ưu của nước tương ứng với giá trị cực đại ấy thấp hơn so với nhiệt độ (entanpi) gia nhiệt tối ưu ở tuabin không có quá nhiệt trung gian nghĩa là độ gia nhiệt của nước dịch chuyển về phía nhiệt độ thấp hơn so với thiết bị không có quá nhiệt trung gian.

Cũng cần phải thấy rằng với các hơi trích hồi nhiệt có áp suất thấp thì khi quá nhiệt trung gian sẽ có lợi hơn khi không có quá nhiệt trung gian đó là nhờ sự tăng tương đối của nhiệt giáng h_r và do đó hệ số năng lượng A_r tăng lên (công thức (4-27)).

Từ hình 4-7 ta thấy rõ ràng: đường cong quá nhiệt trung gian $\Delta\eta_{tr}^{opt}$ nằm thấp hơn đường cong $\Delta\eta$ chỉ trừ một khoảng gia nhiệt không lớn lắm ở nhiệt độ thấp hơn thì hai đường cong ấy trùng nhau. Ở áp suất bằng áp suất quá nhiệt trung gian thì xảy ra sự thay đổi đột biến của $\Delta\eta_{tr}^{opt}$.

2. Phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt khi có một cấp quá nhiệt trung gian (quá nhiệt trung gian một lần)

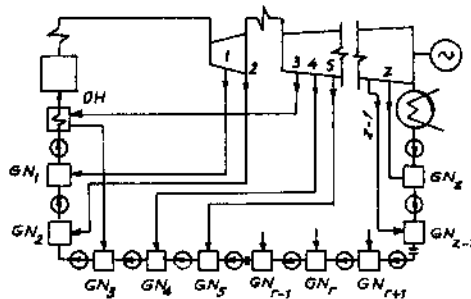
Những đặc điểm của việc áp dụng gia nhiệt hồi nhiệt khi có quá nhiệt trung gian đã nói ở trên có ảnh hưởng rõ rệt đến sự phân chia độ gia nhiệt giữa các bình gia nhiệt hồi nhiệt.

Khi quá nhiệt trung gian một cấp (một lần) thì nhất thiết sử dụng hơi trích từ đường lạnh trước khi quá nhiệt trung gian là rất có hiệu quả.

Chúng ta hãy khảo sát sơ đồ các bình gia nhiệt hỗn hợp có hơi trích trên cùng với áp suất cao hơn áp suất quá nhiệt trung gian, hơi trích thứ hai có áp suất bằng áp suất quá nhiệt trung gian và các hơi trích còn lại có áp suất thấp hơn áp suất quá nhiệt trung gian (hình 4-8).

Như đã biết, hiệu suất của tuabin được biểu thị bằng công thức:

$$\eta = 1 - \frac{\alpha_K q_K}{Q_0}$$



Hình 4-8. Sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt nhiều cấp trong các bình gia nhiệt hỗn hợp với quá nhiệt trung gian một lần.

trong đó tiêu hao nhiệt cho 1 kg hơi mới:

$$Q_0 = i_0 - i_{nc} + \alpha_{tg} q_{tg}$$

ở đây:

$$i_0 - i_{nc} = q_0 + \tau_0$$

$$\alpha_{tg} = 1 - \alpha_1 - \alpha_2$$

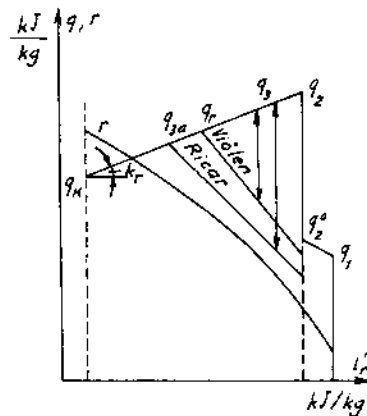
$$q_{tg} = i_2 - i_2^0$$

Sự phụ thuộc của q_0 vào i_1' được chỉ trên hình 4-9, ta thấy rõ sự phụ thuộc tuyến tính của q_0 vào i_1' trước quá nhiệt trung gian cũng như sau quá nhiệt trung gian.

Ta lấy hàm số biến thiên:

$$F = \frac{Q_0}{\alpha_K} = (q_0 + \tau_0 + \alpha_{tg} q_{tg}) \prod_{r=1}^Z \frac{q_r + \tau_r}{q_r}$$

Ở đây lượng hơi đưa đi quá nhiệt trung gian:



Hình 4-9. Sự phụ thuộc của lượng nhiệt q , tách ra trong các bình gia nhiệt do sự ngưng tụ của hơi trích hồi nhiệt khi có quá nhiệt trung gian một lần.

$$\alpha_{ig} = \prod_{r=1}^{r+2} \frac{q_r + \tau_r}{q_r}$$

như vậy với tổng số Z bình gia nhiệt thì:

$$F = [(q_0 + \tau_0) \prod_{r=1}^{r+2} \frac{q_r + \tau_r}{q_r} + q_{ig}] \prod_{r=3}^{r+Z} \frac{q_r + \tau_r}{q_r} \quad (4-66)$$

Các điều kiện phụ là trong khoảng gia nhiệt đã cho phân thành 2 đoạn: từ entanpi nước ngưng của tuabin i'_k đến entanpi nước ngưng với áp suất quá nhiệt trung gian i'_{ig} cụ thể:

$$\Delta_2 = i'_{ig} - i'_k = \sum_{j=Z}^{j+2} \tau_j$$

và từ entanpi i'_{ig} đến entanpi nước ngưng của hơi mới i'_o nghĩa là:

$$\Delta_1 = i'_o - i'_{ig} = \sum_{j=1}^{j+1} \tau_j$$

Dùng các hàm số phụ:

$$\varphi_1 = \Delta_1 - \tau_0 - \tau_1 = 0 \quad (4-67)$$

$$\varphi_2 = \Delta_2 - \tau_1 - \tau_2 - \dots - \tau_r = 0 \quad (4-68)$$

Hàm cực trị Lagrange:

$$\Phi = F + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 \quad (4-69)$$

Các đại lượng q_r và τ_r quan hệ với nhau bằng các biểu thức:

$$q_1 = q_2^0 - k_1 \tau_1 \quad (4-70)$$

$$q_r = q_k + k_2 \sum_{j=Z}^{j+r} \tau_j \quad (4-71)$$

Ở đây k_1 và k_2 là hệ số góc đối với các đoạn gia nhiệt Δ_1 và Δ_2 .

Cho bằng không các đạo hàm của Φ theo τ_0 và τ_1 và giải cặp phương trình đó ta được:

$$q_{10} + \tau_{10} = (q_1 + \tau_1) \frac{q_2}{q_2''} \quad (4-72)$$

Cũng như trước, phương trình này tương đương với cấp số nhân của các đại lượng τ_{10} , τ_1 , q_{10} , q_1 và q_2'' , cụ thể:

$$\frac{\tau_{10}}{\tau_1} = \frac{q_{10}}{q_1} = \frac{q_2}{q_2''} = m_1$$

Các đạo hàm của Φ theo τ_2 và τ_3 cũng cho bằng không và giải cặp phương trình đó ta được mối tương quan giữa τ_2 và τ_3 ở dạng:

$$\tau_2 + q_2'' \left[1 + \frac{q_{10} q_1}{(q_{10} + \tau_{10})(q_1 + \tau_1)} \right] = (\tau_3 + q_3) \frac{q_3}{q_4} \quad (4-74)$$

bởi vì $q_2'' = q_2 - q_{10}$ nên:

$$\tau_2 + q_2 - q_{10} \left[1 + \frac{q_1 q_2''}{(q_{10} + \tau_{10})(q_1 + \tau_1)} \right] = (\tau_3 + q_3) \frac{q_3}{q_4} \quad (4-75)$$

Từ mối tương quan này có thể kết luận rằng độ gia nhiệt τ_2 (bằng hơi trích có độ quá nhiệt kém hơn) phải lớn hơn độ gia nhiệt τ_3 (bằng hơi trích có độ quá nhiệt khá hơn) nghĩa là $\tau_2 > \tau_3$ điều này được xác nhận bởi tính toán.

Tỷ số $\tau_2/\tau_3 = \beta_{2,3}$ phụ thuộc vào các thông số của quá trình, nó nằm trong giới hạn từ $1,3 \div 2,0$, trung bình từ $1,5 \div 1,8$. Cần thấy rằng tỷ số $\tau_2/\tau_3 = \beta_{2,3}$ phụ thuộc đặc biệt vào các đại lượng q_{10} , q_2'' , τ_{10} và τ_1 . Nếu không có quá nhiệt trung gian nghĩa là $q_{10} = 0$ thì $q_2'' = q_2$ và phương trình (4-74) hoặc (4-75) có dạng:

$$\tau_2 + q_2 = (\tau_3 + q_3) \frac{q_3}{q_4}$$

và tương đương với cấp số nhân:

$$\frac{\tau_2}{\tau_3} = \frac{q_2}{q_3} = \frac{q_3}{q_4}$$

Đặc trưng cho sự phụ thuộc tuyến tính:

$$q_i = q_k + k \sum_{j=1}^L \tau_j$$

Cho bằng không các đạo hàm của Φ theo τ_2 rồi so sánh với đạo hàm của Φ theo τ_3 đồng thời có tính đến $q_4 - k_2 \tau_4 = q_5$ và $q_4 + k_2 \tau_5 = q_3$ ta được:

$$\tau_3 + q_3 = (\tau_2 + q_2) \frac{q_4}{q_5} \quad (4-76)$$

Tương đương với cấp số nhân:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = m_2$$

Tương tự như vậy ta được:

$$\tau_4 + q_4 = (\tau_5 + q_5) \frac{q_5}{q_6}$$

$$\text{hoặc:} \quad \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{q_4}{q_5} = \frac{q_5}{q_6} = m_2$$

Ta nhận được quy luật này đối với tất cả các bình gia nhiệt thấp hơn: 6, 7, ..., z.

Như vậy từ bình gia nhiệt có độ gia nhiệt là τ_3 bằng hơi trích sau quá nhiệt trung gian ta có:

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{\tau_4}{\tau_5} = \frac{\tau_5}{\tau_6} = \dots = \frac{\tau_{z-1}}{\tau_z} = \frac{q_3}{q_4} = \frac{q_4}{q_5} = \dots = \frac{q_z}{q_k} = m_2 \quad (4-78)$$

Các phương trình (4-74) và (4-78) được giải bằng phương pháp gần đúng liên tục. Hệ số m_2 được cho trước, thường bằng $1,01 \div 1,03$ và theo phương trình (4-78) người ta xác định các đại lượng $q_1, \dots, q_3, \tau_1, \dots, \tau_3$ sau đó xác định $\tau_2 = \Delta_2 - \sum_3 \tau_i$ và kiểm tra xem có thoả mãn các trị số τ_2, τ_3, q_3, q_1 nhận được từ phương trình (4-74) hay không. Nếu không thoả mãn thì thay đổi trị số m_2 cho đến khi nào thoả mãn điều kiện của phương trình (4-74). Thường đòi hỏi từ 2 đến 3 lần gần đúng.

Các đại lượng τ_0, τ_1 và q_1 cần phải xác định sơ bộ theo công thức (4-73).

Nếu nhiệt độ và entanpi của nước cấp đã cho trên cơ sở tính toán kinh tế - kỹ thuật thì người ta sử dụng các trị số τ_0, τ_1 và q_1 đã chọn.

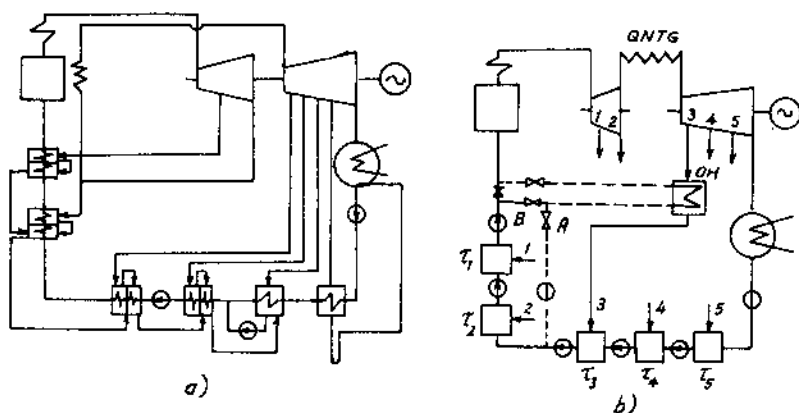
§4-8. VIỆC LÀM LẠNH HƠI TRÍCH VÀ ẢNH HƯỞNG CỦA CHÚNG ĐẾN SỰ PHÂN CHIA ĐỘ GIA NHIỆT HỒI NHIỆT

1. KHÁI NIỆM CHUNG

Độ kinh tế nhiệt của việc gia nhiệt hồi nhiệt khi sử dụng hơi quá nhiệt của các cửa trích tuabin, đặc biệt là hơi sau khi được quá nhiệt trung gian có thể được nâng cao nhờ việc làm lạnh hơi trích bằng nước cấp. Do việc làm lạnh (giảm độ quá nhiệt) như vậy nên sự trao đổi nhiệt không thuận nghịch trong các bình gia nhiệt giảm đi, lượng hơi trích tăng lên, hiệu suất của tuabin và của nhà máy điện tăng lên. Việc nâng cao hiệu suất tuy không nhiều chỉ vào khoảng 0,5% nhưng việc đặt các bình làm lạnh hơi đã tỏ ra là kinh tế, nhất là khi sử dụng loại nhiên liệu đắt tiền.

Bình làm lạnh hơi là một bình trao đổi nhiệt hơi - nước, trong đó nước được đun nóng nhờ sự giảm độ quá nhiệt của hơi mà không có sự ngưng tụ. Để loại trừ khả năng ngưng tụ thì hơi sau khi được làm lạnh phải còn độ quá nhiệt từ $15 \div 20^\circ\text{C}$.

Trường hợp ngược lại nếu sử dụng độ quá nhiệt của hơi và độ gia nhiệt của nước trong bình trao đổi nhiệt đến nhiệt độ bão hoà của hơi hoặc cao hơn là không thể thực hiện được, bình làm lạnh hơi sẽ làm việc với sự ngưng tụ của hơi giống như một bình gia nhiệt thông thường.



Hình 4-10. Các sơ đồ nguyên lý của việc nối các bình làm lạnh hơi trong thiết bị tuabin có gia nhiệt hồi nhiệt và quá nhiệt trung gian:

a) Các bình làm lạnh hơi đặt trong; b) Các bình làm lạnh hơi đặt ngoài.

R - bình làm lạnh hơi nối song song (sơ đồ Ricar); B - bình làm lạnh hơi mắc nối tiếp (sơ đồ Violen).

Mức độ giảm độ quá nhiệt của hơi trong bình làm lạnh phụ thuộc vào nhiệt độ của nước làm lạnh hơi khi đưa vào bình. Về việc này có thể có 2 trường hợp khác nhau:

- Thứ nhất là nước đưa vào bình làm lạnh hơi (đặt bình này ở phía sau bình gia nhiệt) có nhiệt độ thấp hơn nhiệt độ bão hoà của hơi thường vào khoảng 5°C ; khi đó độ chênh nhiệt độ ở đầu lạnh của bình làm lạnh hơi là nhỏ nhất, vào khoảng $20 \div 30^{\circ}\text{C}$ nếu là thực hiện hai dòng ngược chiều. Phần lớn nước sau khi được gia nhiệt trong bình làm lạnh hơi bố trí kiểu như thế sẽ đi vào bình gia nhiệt tiếp theo có áp suất cao hơn (hình 4-10 a).

Trong trường hợp này bình làm lạnh hơi được bố trí trong cùng một thân chung với bình gia nhiệt sử dụng hơi trích đó và được gọi là bình làm lạnh hơi "đặt trong". Nước đi trong bình làm lạnh hơi đặt trong được gia nhiệt đến nhiệt độ gần nhiệt độ bão hoà của hơi. Việc nâng cao hiệu suất của tuabin khi bố trí bình làm lạnh hơi như vậy ở một vài cửa trích đạt vào khoảng 0,5%.

- Trường hợp thứ hai có hiệu quả hơn về mặt năng lượng là làm lạnh hơi trích bằng một phần không nhiều lắm của dòng nước cấp rồi sau đó lại nhập chung với dòng chính ở phía sau bình gia nhiệt thứ nhất trên cùng (hình 4-10b). Khi ấy có thể gia nhiệt cho nước đến nhiệt độ cao, nhiệt độ ấy được giới hạn bởi độ chênh nhiệt độ ở đầu nóng của bình làm lạnh hơi kiểu hai dòng ngược chiều và được xác định bằng việc tính toán kinh tế - kỹ thuật. Sơ đồ bố trí bình làm lạnh hơi như vậy có tên gọi là sơ đồ Ricar - Nheconui (Pháp, Tiệp) - đó là tên những người đề xuất ra chúng. Người ta còn gọi chúng là bình làm lạnh hơi "đặt ngoài", được nối song song với dòng nước chính đi qua các bình gia nhiệt, thường là các bình gia nhiệt cao áp. Tuy nhiên về mặt cấu tạo cũng có thể đặt chúng trong một thân chung với bình gia nhiệt hồi nhiệt tương ứng, nghĩa là theo cách bố trí, chúng có thể là kiểu "đặt trong".

Độ kinh tế của những bình làm lạnh hơi như thế được nâng cao là do hơi được làm lạnh sâu và độ gia nhiệt cho nước khá lớn, có thể coi như đã tiết kiệm nhiên liệu một cách trực tiếp.

Tuy vậy, hiệu quả năng lượng của bình làm lạnh hơi kiểu này cũng bị giảm đi một ít do lưu lượng nước cấp đi qua các bình gia nhiệt tiếp theo đã bị giảm và hơi trích hồi nhiệt cho các bình gia nhiệt đó cũng giảm tương ứng.

Một dạng khác của bình làm lạnh hơi đặt ngoài là sử dụng dòng nước cấp ở sau tất cả các bình gia nhiệt hồi nhiệt để làm lạnh hơi trích (hình 4-10 b). Độ sâu làm lạnh hơi trích khi ấy giảm đi, hiệu quả năng lượng của sơ đồ này giảm đi một ít song phần nào được bù lại bởi lượng nước cấp đi qua các bình gia nhiệt đầy đủ, không làm giảm lượng hơi trích hồi nhiệt. Người ta gọi sơ đồ nối bình làm lạnh hơi như vậy là sơ đồ kiểu Violen - đó là tên một nhà máy điện của Pháp áp dụng loại sơ đồ này.

Cũng có thể có các sơ đồ kết hợp: Ricar (hoặc Violen) kết hợp với bình làm lạnh hơi đặt trong; Ricar kết hợp với Violen v.v...

Các bình làm lạnh hơi có nhiệm vụ làm tăng hiệu suất của thiết bị tuabin nhưng đồng thời cũng ảnh hưởng lớn đến sự phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt giữa các cấp.

Ảnh hưởng của bình làm lạnh hơi đến sự phân chia độ gia nhiệt được thể hiện rõ rệt nhất là giữa cấp sử dụng hơi trích "lạnh" có áp suất quá nhiệt trung gian và cấp sử dụng hơi trích "nóng" từ cửa trích ngay sau khi quá nhiệt trung gian.

Trong sơ đồ không có bình làm lạnh hơi thì tỷ số độ gia nhiệt của nước ở các cấp đó:

$$\beta = \frac{\tau^I}{\tau''} \approx 1,5 \div 1,8 \quad (4-79)$$

như đã nói ở trên, τ^I và τ'' là độ gia nhiệt của nước ở cấp "lạnh" và ở "cấp nóng".

Khi đặt bình làm lạnh hơi đặt ngoài theo sơ đồ Ricar hoặc Violen thì hơi đưa vào bình gia nhiệt cấp "nóng" sẽ là hơi được làm lạnh sâu, sự trao đổi nhiệt không thuận nghịch giảm đi nhiều. Cấp gia nhiệt đó tham gia một cách có hiệu quả trong việc gia nhiệt hồi nhiệt nói chung, do đó tỷ số độ gia nhiệt của cấp "lạnh" và cấp "làm lạnh" (cấp "nóng" bây giờ gọi là cấp "làm lạnh") thay đổi một cách cơ bản và phụ thuộc vào thông số của thiết bị:

$$\beta = \frac{\tau^I}{\tau''_{II}} \gg 1 \quad (4-80)$$

Nghĩa là độ gia nhiệt tối ưu ở cấp nóng nhưng được làm lạnh có thể thậm chí còn cao hơn ở cấp lạnh có áp suất quá nhiệt trung gian.

Cũng cần phải nói thêm rằng trong trường hợp này tỷ số độ gia nhiệt của cấp nóng có bình làm lạnh hơi τ''_{II} và của cấp tiếp theo cũng tương đối nóng có áp suất thấp hơn nếu nó không có bình làm lạnh hơi. τ_{r+1} cũng thay đổi khá nhiều. Cụ thể trong các sơ đồ không có bình làm lạnh hơi, tỷ số đó tuân theo định luật cấp số nhân có chỉ số $m \approx 1,02$ nghĩa là:

$$\frac{\tau''_{II}}{\tau_{r+1}} = m \approx 1,02$$

Còn trong trường hợp đang được khảo sát, khi mà cấp "nóng" có bình làm lạnh hơi, còn cấp tiếp theo có áp suất thấp hơn không có bình làm lạnh hơi:

$$\frac{\tau_{11}''}{\tau_{11}} = 1,3 \div 1,5$$

Nghĩa là độ gia nhiệt ở cấp có làm lạnh hơi lớn hơn độ gia nhiệt ở cấp bên cạnh có áp suất thấp hơn từ 30 ÷ 50%.

Trong trường hợp này đối với các cấp tiếp theo ở sau quá nhiệt trung gian mà không có bình làm lạnh hơi thì vẫn tuân theo quy luật cấp số nhân. Tỷ số tối ưu của độ gia nhiệt giữa các cấp đó có thể xác định gần đúng bằng giải tích. Sau khi đã xác định được cực đại của hiệu suất tuabin bằng phương pháp cực trị quy tắc của Lagrange tương tự như kết luận đối với sơ đồ không có bình làm lạnh hơi đã nói trước đây.

Sự phân chia chính xác độ gia nhiệt cho nước khi đặt bình làm lạnh hơi đặt ngoài sẽ tiết kiệm được một lượng nhiệt vào khoảng từ 0,3 đến 0,5% giống như khi có đặt các bình làm lạnh hơi.

§4-9. CÁC KIỂU CẤU TẠO CỦA THIẾT BỊ GIA NHIỆT HƠI NHIỆT

Các bình gia nhiệt cao áp của khối công suất lớn

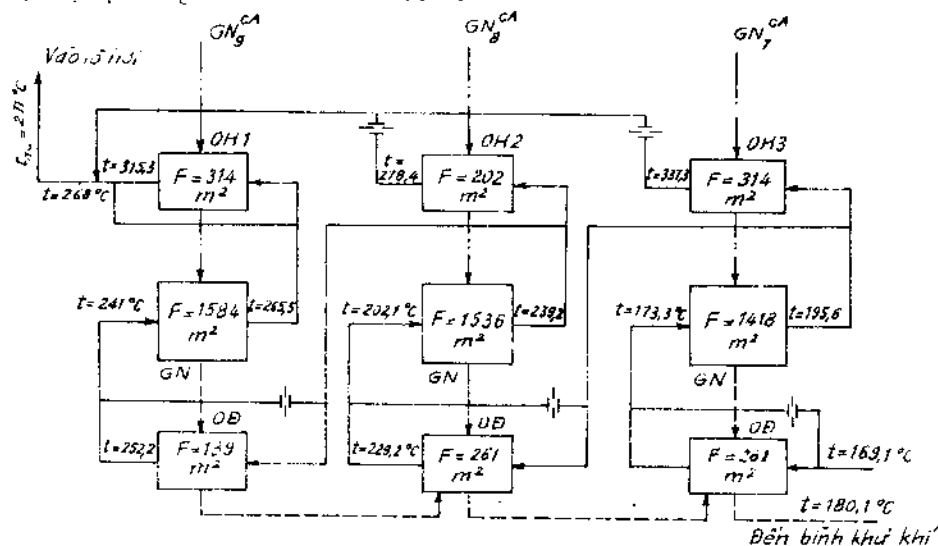
Xu hướng chung của việc phát triển (mở rộng) các thiết bị là các bình làm lạnh hơi và làm lạnh nước động đều được chế tạo có chung một thân với bình gia nhiệt cao áp của các khối năng lượng có công suất lớn. Có thể lấy ví dụ một nhóm gia nhiệt cao áp đơn tuyến của khối 500 MW với tuabin K-500-240-2 gồm ba bình gia nhiệt cao áp đặt nối tiếp nhau, mỗi bình có: bản thân bình gia nhiệt (GN) mà trong đó hơi nóng được ngưng tụ, bình làm lạnh hơi (OH) và bình làm lạnh nước động (OD). Các bình làm lạnh hơi số 2 và số 3 được nối theo sơ đồ Ricar - Nhecôntrí, song song với bình gia nhiệt cao áp nằm cao hơn. Nước cấp lần lượt đi qua OD, GN và OH. Nhiệt độ cuối cùng của nước cấp 271°C. Đi qua OD chỉ là một phần của dòng nước cấp. Nước ngưng của hơi trích (nước động) được xả dồn cấp từ OD của mỗi bình gia nhiệt cao áp vào OD của bình lân cận có áp suất hơi trích thấp hơn (hình 4-11).

Nước cấp đưa vào và đi ra khỏi phần gia nhiệt chính GN được bố trí ở phía dưới qua 3 ống góp thẳng đứng vào và ra. Bề mặt trao đổi nhiệt được

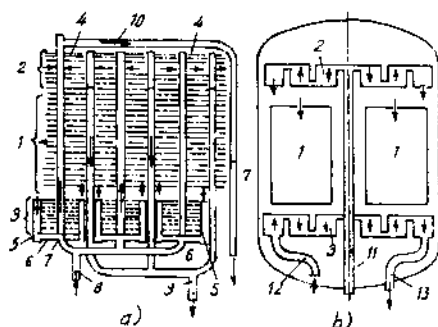
chế tạo ở dạng ống xoắn ruột gà tựa như lò xo. Hình 4-13 giới thiệu sơ đồ cấu tạo của bình gia nhiệt cao áp dùng cho tuabin 500 MW.

Các bình gia nhiệt hạ áp kiểu bể mặt

Các bình gia nhiệt hạ áp được chế tạo ở dạng hình trụ đứng có buồng nước ở phía trên để đưa nước vào và rút nước ra. Bề mặt trao đổi nhiệt là các ống hình chữ U. Hình 4-14 giới thiệu mặt cắt đứng của một bình gia nhiệt hạ áp dùng cho tuabin 800 MW.



Hình 4-11. Sơ đồ nối các bình gia nhiệt cao áp của thiết bị tuabin K500-240-2.



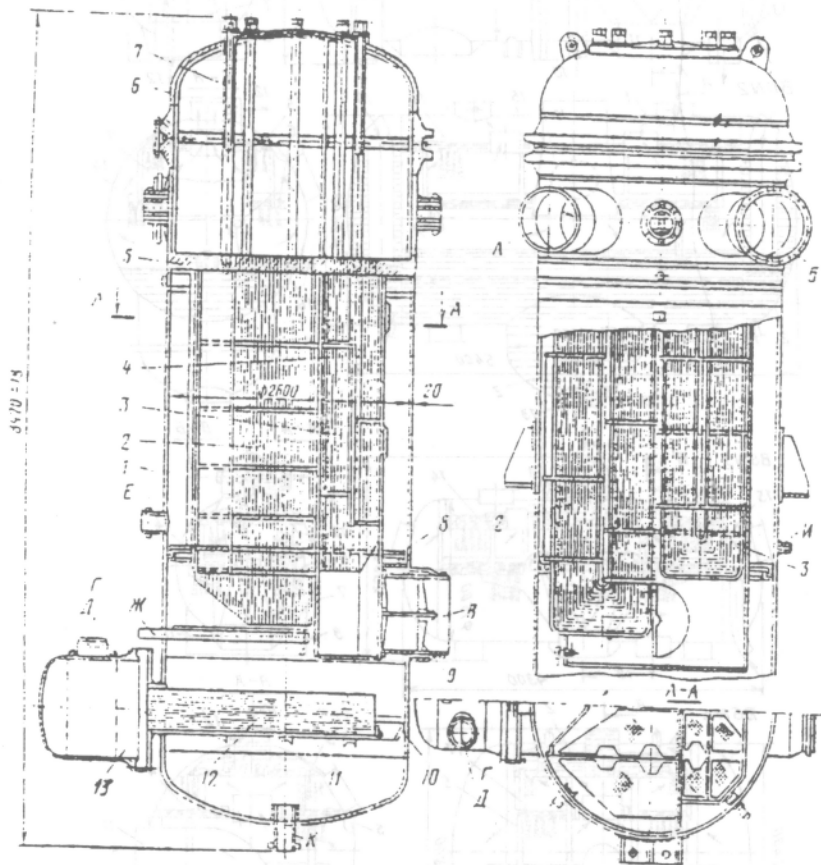
Hình 4-12. Các sơ đồ dòng nước (a) dòng hơi và dòng nước ngưng đọng (b) của bình gia nhiệt cao áp dùng cho thiết bị tuabin 500 MW

1. GN; 2. OH; 3. OB; 4. các ống góp chính; 5. các ống góp trung gian của OB; 6. ống thông;
7. các vòng đỡ; 8 và 9. nước cấp vào và ra; 10. nước đi ra từ OH; 11. hơi vào; 12. nước ngưng đọng vào OB; 13. nước ngưng ra.



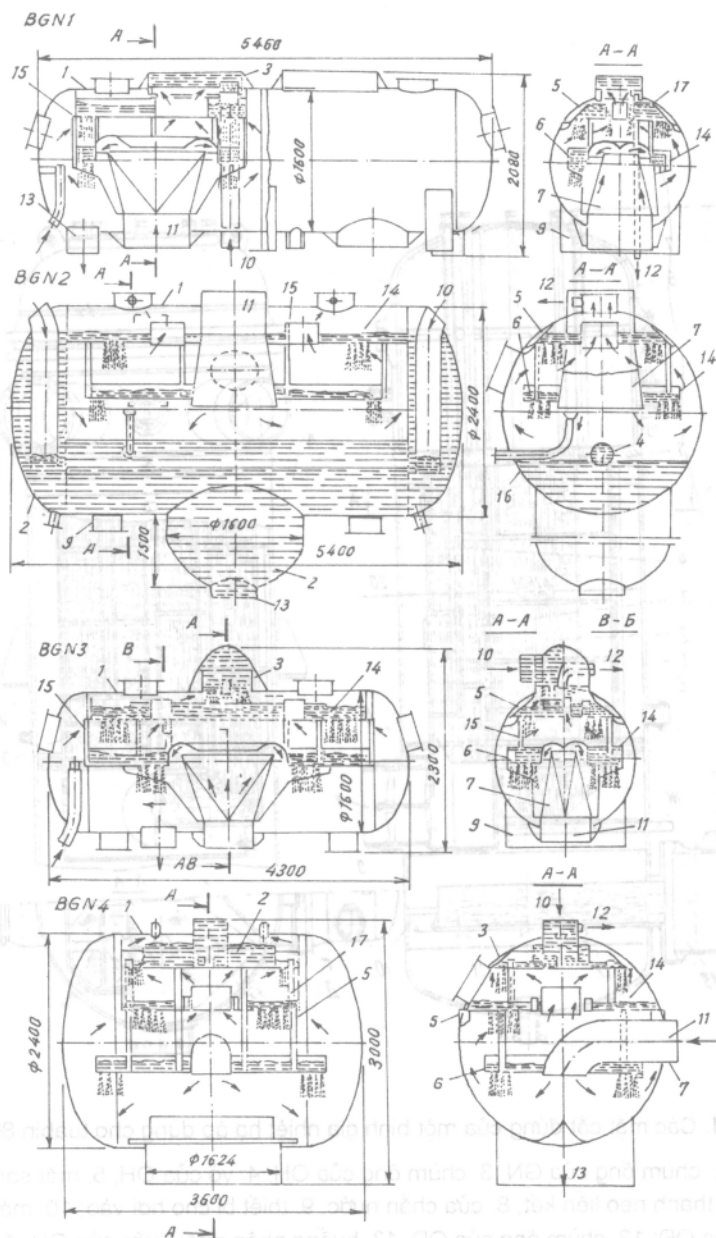
a) Mặt cắt dọc; σ), b), 2) Các mặt cắt ngang theo OH, GN, OĐ;
c) Sơ đồ ống xoắn ruột gà kiểu đơn (1 dây).

ITK - hộp chuyển dẫn của OH và OD; II - vách ngăn của phân đoạn GN.



Hình 4-14. Các mặt cắt đứng của một bình gia nhiệt hạ áp dùng cho tuabin 800 MW.

1. thân; 2. chùm ống của GN; 3. chùm ống của OH; 4. vỏ của OH; 5. mặt sàng ống;
6. nắp; 7. thanh neo liên kết; 8. cửa chắn nước; 9. thiết bị cho hơi vào; 10. máng đáy;
11. vỏ của OĐ; 12. chùm ống của OĐ; 13. buồng phân phối nước của OĐ; A - nước
ngưng chính vào; B - nước ngưng chính ra; C - hơi vào; D, E - nước ngưng chính vào
(ra) OĐ; F - nước động của hơi trích từ bình gia nhiệt lân cận đưa vào; G - hút hỗn
hợp không khí - hơi ra; H - hỗn hợp không khí - hơi từ bình gia nhiệt lân cận đưa vào;
K - nước ngưng đi ra.

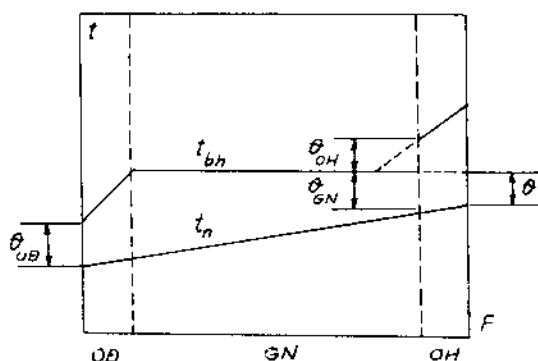


Hình 4-15. Các bình gia nhiệt hạ áp của tuabin K-300-240:

1. thân; 2. cửa chắn nước đặt trong; 3. phần làm lạnh hơi thoát đặt trong kiểu tiếp xúc; 4. ống cân bằng; 5. máng phân phối nước tầng trên; 6. máng phân phối nước tầng dưới; 7. hộp đưa hơi vào; 8. chỗ tập trung nước đọng; 9. giá đỡ; 10. nước vào; 11. hơi vào; 12. hơi thừa đi ra; 13. nước nóng đi ra; 14. tấm chắn phân phối; 15. cột chống khung; 16. ống xả vào bình ngưng; 17. đầu nối ống xả tràn.

§4-10. ĐỘ GIA NHIỆT THIỂU Ở CÁC BÌNH GIA NHIỆT KIỂU BỀ MẶT

Lượng nhiên liệu tiêu hao và chi phí về các thiết bị gia nhiệt hồi nhiệt phụ thuộc đặc biệt vào độ chênh nhiệt độ ở các bộ phận gia nhiệt, cụ thể là phụ thuộc vào độ gia nhiệt thiếu cho nước ở bản thân bình gia nhiệt θ_{GN} , vào độ quá nhiệt còn lại của hơi trích khí ra khỏi bình làm lạnh hơi θ_{OH} và vào độ chênh nhiệt độ của nước đọng khi ra khỏi bình làm lạnh nước đọng θ_{OB} (hình 4-16).



Hình 4-16 Đồ thị độ chênh nhiệt độ trong bình trao đổi nhiệt hơi - nước:

OB - bình làm lạnh nước đọng; GN - bình gia nhiệt; OH - bình làm lạnh hơi;
F - bề mặt trao đổi nhiệt; t_n - nhiệt độ của nước; t_{bh} - nhiệt độ bão hoà của
hơi trích; θ - độ gia nhiệt thiếu cuối cùng ở sau bình làm lạnh hơi.

Khi lượng hơi tiêu hao cho tuabin và độ gia nhiệt cuối cùng của nước không thay đổi thì sự thay đổi của độ chênh nhiệt độ ở các bộ phận gia nhiệt sẽ có ảnh hưởng đến công suất điện sinh ra bởi các dòng hơi trích của tuabin, đến lượng tiêu hao nhiên liệu và đến giá tiền của các bình gia nhiệt như sau:

- Khi giảm độ gia nhiệt thiếu θ (°) với độ gia nhiệt của nước t_n đã cho thì độ kinh tế nhiệt của thiết bị tuabin tăng lên bởi vì khi đó nhiệt độ bão hoà và áp suất của hơi trích giảm đi, công của hơi trong tuabin tăng lên. Tất nhiên khi ấy bề mặt trao đổi nhiệt, lượng tiêu hao kim loại và giá thành của bình gia nhiệt sẽ tăng lên.

- Tương tự khi giảm độ chênh nhiệt độ của nước đọng khi ra khỏi bình làm lạnh nước đọng mà nhiệt độ vào của nước đã cho thì nhiệt độ của nước đọng đưa vào bình gia nhiệt lân cận có áp suất thấp hơn sẽ giảm đi, hơi trích cho nó tăng lên đồng thời do nước đọng được làm lạnh sâu hơn nghĩa là việc sử dụng nhiệt của hơi nóng được nhiều hơn mà lưu lượng hơi cho bình gia nhiệt có bình làm lạnh nước đọng giảm đi.

Công của hơi trong tuabin khi đó tăng lên, lượng tiêu hao nhiên liệu giảm, tất nhiên chi phí về kim loại và giá thành của bình làm lạnh nước đọng sẽ tăng lên.

- Khi giảm độ chênh nhiệt độ của hơi trích ra khỏi bình làm lạnh hơi nghĩa là giảm nhiệt độ của hơi và độ quá nhiệt còn lại của nó sau khi được làm lạnh thì lưu lượng hơi cho bình gia nhiệt có bình làm lạnh hơi sẽ phải tăng lên, độ gia nhiệt cho nước ở bình làm lạnh hơi tăng lên và lưu lượng hơi cho bình gia nhiệt tiếp theo có áp suất cao hơn sẽ giảm đi; khi đó bề mặt trao đổi nhiệt của bình làm lạnh hơi phải tăng lên nhưng tiêu hao nhiên liệu thì giảm đi. Độ gia nhiệt thiếu (độ chênh nhiệt độ) tối ưu phụ thuộc vào giá tiền của kim loại và nhiên liệu. Nhiên liệu càng đắt, kim loại càng rẻ thì việc giảm độ chênh nhiệt độ càng có lợi và ngược lại.

Sự thay đổi công suất điện khi thay đổi độ gia nhiệt thiếu v_r ở các bộ phận gia nhiệt được xác định bằng sự thay đổi nhiệt giáng của hơi trích trong tuabin. Sự thay đổi nhiệt giáng và độ gia nhiệt thiếu đối với một cấp gia nhiệt nào đó được liên hệ với nhau bởi một sự phụ thuộc tỷ lệ thuận:

$$\Delta h_r = k_r \Delta v_r$$

ở đây:

Δh_r và $\Delta \theta_r$ - sự thay đổi nhỏ của nhiệt giáng và của độ gia nhiệt thiếu;

k_r - hệ số tỷ lệ.

Khi sự phụ thuộc của đại lượng q_r và bởi vậy cũng là của i_r vào i_r' là tuyến tính trong toàn khoảng gia nhiệt thì hệ số k_r là như nhau đối với tất cả các cấp gia nhiệt.

Khi giảm độ gia nhiệt thiếu thì độ kinh tế chung được xác định bởi sự tiết kiệm về chi phí cho công suất điện thay thế ΔW (MW) (nhờ sự tăng

hiệu suất của hơi) và chi phí cho nhiên liệu ΔB . Độ kinh tế này đối lập với chi phí bổ sung ΔK vì các thiết bị của nhà máy điện phải đắt tiền thêm.

Khi xác định ΔW cũng phải tính đến sự thay đổi lưu lượng hơi cho bình gia nhiệt đang xét và cho các bình gia nhiệt khác, tùy theo loại sơ đồ.

Có thêm được phân công suất điện ΔW thì đồng thời cũng có nghĩa là nhận được nhiên liệu tiết kiệm hàng năm ΔB (*t/năm nhiên liệu tiêu chuẩn*) với số lượng cần thiết để sản xuất ra một lượng điện năng tương ứng $\Delta E_{\text{năm}}$ (*MWh/năm*):

$$\Delta B = b_{ic} \Delta E_{\text{năm}} = b_{ic} T_{\text{năm}} \Delta W$$

ở đây:

b_{ic} - suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn đối với công suất thay thế được chọn theo các thiết bị thuộc loại chế tạo hiện đại nhất đặc trưng cho khu vực (vùng lãnh thổ) có nhà máy điện (*t/MWh*);

$T_{\text{năm}}$ - số giờ sử dụng công suất hàng năm.

Ngoài ra chúng ta ký hiệu:

z_n^H - chi phí tính toán về nhiên liệu có kể đến giá tiền khai thác và vận chuyển (*đồng/t nhiên liệu tiêu chuẩn*);

p_n - hệ số hiệu dụng tiêu chuẩn của vốn đầu tư (*năm⁻¹*);

ΔK - phần vốn đầu tư đắt thêm của nhà máy điện khi giảm các trị số độ chênh nhiệt độ (*đồng*);

k - suất giá thành của công suất điện thay thế (*đồng/MW*);

α_{kh} và α_{ch} - phần khấu hao và sửa chữa các thiết bị hồi nhiệt và nhà máy điện thay thế.

Độ gia nhiệt thiếu tối ưu về mặt kinh tế được xác định từ điều kiện là tổng tiết kiệm hàng năm về chi phí tính toán nhờ tiết kiệm nhiên liệu và giảm công suất thay thế (so với phương án ban đầu) (*đồng/năm*) có giá trị cực đại:

$$\Delta z = \lambda_m^B \Delta B + (p_E + \alpha_{s,E})k\Delta W - (p_E + \alpha_{s,E})\Delta K$$

Trong biểu thức này các trị số ΔB , ΔW , ΔK đã được xác định phù hợp với từng giá trị của độ gia nhiệt thiếu θ .

Theo tính toán của Viện Năng lượng Xibia (Liên xô), độ gia nhiệt thiếu tùy thuộc vào giá tiền nhiên liệu và bảng:

$3 \div 6^\circ\text{C}$ đối với gia nhiệt cao áp

$1,5 \div 2,5^\circ\text{C}$ đối với gia nhiệt hạ áp.

Nhiệt độ nước đọng đã được làm lạnh cao hơn nhiệt độ nước vào $3 \div 10^\circ\text{C}$. Độ quá nhiệt còn lại của hơi đã được làm lạnh (khí ra khỏi bình làm lạnh hơi) $5 \div 15^\circ\text{C}$. Độ quá nhiệt còn lại của hơi cần phải đủ để ngăn ngừa sự ngưng tụ của hơi ở bình làm lạnh hơi.

§4-11. NHIỆT ĐỘ NƯỚC CẤP CÓ LỢI NHẤT VỀ MẶT KINH TẾ

Nhiệt độ gia nhiệt hồi nhiệt cho nước cấp có lợi nhất về mặt lý thuyết là phù hợp với lượng tiêu hao nhiệt nhỏ nhất của thiết bị tuabin do tiết kiệm được một lượng nhiên liệu tương ứng ở nhà máy điện. Song việc áp dụng gia nhiệt hồi nhiệt lại liên quan đến các chi phí bổ sung vì vậy nhiệt độ gia nhiệt rồi nhiệt độ tối ưu về mặt kinh tế phải thấp hơn giá trị lý thuyết của nó và được xác định bởi trị số chi phí tính toán nhỏ nhất.

Các thiết bị gia nhiệt hồi nhiệt cùng với ống dẫn, các van, các bơm, các trang bị tự động, đo lường và kiểm tra đòi hỏi phải tiêu hao thêm về kim loại, về năng lượng cho bơm nước và những chi phí bảo trì tương ứng.

Khi áp dụng gia nhiệt hồi nhiệt, với công suất điện đã cho do có các cửa trích hơi nên lưu lượng hơi mới cho tuabin và lưu lượng nước cấp cho lò hơi tăng lên. Do lưu lượng hơi mới tăng, chiều cao cánh động của các tầng cao áp của tuabin tăng lên, hiệu suất của chúng tăng lên. Lưu lượng hơi qua các tầng hạ áp và ống thoát của tuabin giảm đi làm cho cấu tạo của chúng đơn giản hơn, giảm được các tổn thất ra và cho phép nâng cao công suất giới hạn.

Khi gia nhiệt hồi nhiệt do lưu lượng hơi và lưu lượng nước cấp tăng lên, diện tích bề mặt đốt của phần sinh hơi và phần quá nhiệt của lò hơi phải tăng lên, diện tích bề mặt đốt của bộ hâm nước cũng tăng lên vì lưu lượng nước tăng và độ chênh nhiệt độ giảm. Để giảm nhiệt độ của khối thoát người ta phải tăng bề mặt đốt của bộ sấy không khí. Kết quả là các chi phí về kim loại và giá thành của lò hơi sẽ tăng lên khi tăng nhiệt độ của nước cấp.

Với sự thay đổi của nhiệt độ nước cấp là $\Delta t_{n,c}$ (°C) thì nhiệt độ khối thoát kinh tế t_k sẽ thay đổi là $\Delta t_{k,c} = \alpha \Delta t_{n,c}$; ở đây $\alpha = 0,20 \div 0,25$ và có trị số lớn đối với nhiên liệu rẻ hơn. Nhiệt độ của nước cấp cứ tăng thêm 70°C thì hiệu suất của lò hơi giảm đi tương ứng khoảng 1%.

Đường kính và giá thành của ống dẫn hơi mới và ống dẫn nước cấp cũng tăng lên, tiêu hao năng lượng cho bơm nước tăng lên. Tuy nhiên bình ngưng và hệ thống cung cấp nước thì rẻ hơn.

Khi tăng nhiệt độ gia nhiệt hồi nhiệt cho nước cấp trong giới hạn đảm bảo giảm được lượng nhiên liệu tiêu hao ở nhà máy thì các hệ thống nghiền than, hệ thống nhiên liệu, thải tro xỉ, khử bụi cũng rẻ đi, tiêu hao năng lượng cho các máy móc cơ khí của những hệ thống đó giảm đi và ống khói cũng rẻ tiền hơn.

Nhiệt độ nước cấp tối ưu cũng phụ thuộc vào giá tiền của kim loại và nhiên liệu sử dụng, thường được xác định bằng tính toán so sánh nhiều phương án.

Nhiệt độ nước cấp tối ưu phải được chọn cùng với việc chọn số cửa trích hồi nhiệt của tuabin. Tùy theo thông số hơi ban đầu, công suất của khối năng lượng, giá thành của nhiên liệu sử dụng, người ta xem xét một vài phương án có số cửa trích hồi nhiệt khác nhau (ví dụ 6 ÷ 8 hoặc 7 ÷ 9 cửa trích).

Đối với số cửa trích đã cho, bằng các phương pháp đã trình bày trước đây, người ta tìm nhiệt độ gia nhiệt cuối cùng cho nước cấp tối ưu về mặt lý thuyết, nó là giới hạn trên của nhiệt độ nước cấp kinh tế (với số cửa trích đã cho). Nhiệt độ lý thuyết xác định phương án biên với các giá trị trên của nhiệt độ kinh tế đã tìm được. Người ta chọn các phương án còn lại với số

cấp gia nhiệt đã cho và giảm thích hợp nhiệt độ cuối của nước cấp so với trị số cao nhất. Sau khi xác định nhiệt độ tối ưu của nước cấp bằng cách như vậy với từng số cửa trích, người ta chọn số cửa trích kinh tế cùng với nhiệt độ nước cấp có lợi nhất tương ứng.

Ở các thiết bị có quá nhiệt trung gian người ta xác định sơ bộ áp suất quá nhiệt trung gian tối ưu rồi chọn các phương án nhiệt độ gia nhiệt cuối cùng cho nước cấp có tính đến quá nhiệt trung gian, một trong các cửa trích hồi nhiệt cao áp trùng với cửa hơi đi quá nhiệt trung gian.

Chi phí tính toán nhỏ nhất về nhiên liệu và các phần tử kể trên của nhà máy điện sẽ xác định nhiệt độ nước cấp có lợi nhất về mặt kinh tế, nó phù hợp với nhiệt độ khối thoát của lò hơi và một loạt các thông số khác của nhà máy.

Tóm lại việc xác định nhiệt độ cuối của nước cấp có lợi nhất về mặt kinh tế là một công việc quan trọng của việc tối ưu hoá đồng bộ nhà máy điện tuabin hơi và được thực hiện bằng phương pháp mô hình toán có sử dụng máy tính điện tử.

Bảng dưới đây giới thiệu trị số nhiệt độ nước cấp, nhiệt độ khối thoát và nhiệt độ sấy không khí sơ bộ của Viện nghiên cứu trung tâm các thiết bị lò hơi và tuabin (Liên xô cũ) trên cơ sở tính toán kinh tế kỹ thuật đối với các khối mạng phụ tải gốc và nửa đỉnh ở các vùng nhiên liệu rẻ và đắt.

Môi chất	Nhiệt độ nên chọn, °C		
	Các khối gánh phụ tải gốc, 24 MPa, 565°C		Các khối nửa đỉnh 13 MPa, 540 - 560°C
	Nhiên liệu rẻ 2 - 5 rúp/T.tc	Nhiên liệu đắt tiền 18 - 23 rúp/T.tc	
Nước cấp	235 - 245	280 - 295	235 - 245
Khối thoát	<u>180 - 190</u> 230 - 140	130 - 140	150 - 160
Không khí ở trước bộ sấy chính	<u>30</u> 40-50	60 - 70	60 - 70

Ghi chú:

Tử số là đối với hệ thống nghiền than khép kín,

Mẫu số là đối với hệ thống nghiền than phân tán

Khi tăng nhiệt độ khối thoát nói trên thêm 20°C thì nhiệt độ nước cấp có thể nâng thêm $5 \div 10^{\circ}\text{C}$. Khi giảm nhiệt độ khối thoát thêm 20°C thì nhiệt độ nước cấp cần hạ xuống $5 \div 7^{\circ}\text{C}$.

TỠN THẮT HƠI VÀ NƯỚC VIỆC BÙ TỠN THẮT

§5-1. TỠN THẮT HƠI VÀ NƯỚC

Tổn thất hơi và nước của nhà máy điện được phân ra: tổn thất trong và tổn thất ngoài.

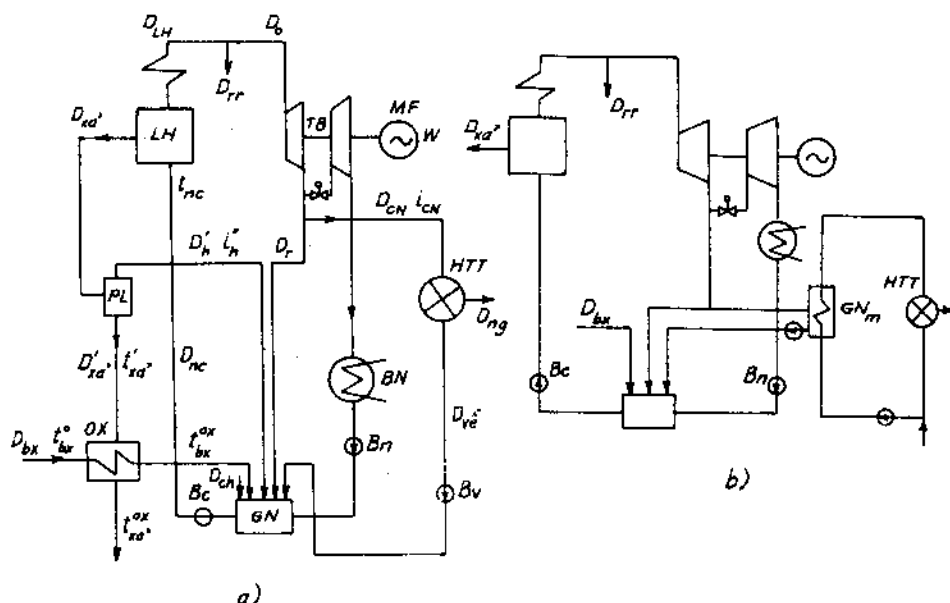
Tổn thất trong bao gồm:

- Tổn thất rò rỉ hơi và nước ngưng trong hệ thống thiết bị và ống dẫn của bản thân nhà máy.

- Tổn thất nước xả của lò hơi + tiêu hao cho các nhu cầu kỹ thuật (dùng cho hơi để làm vệ sinh lò hơi - sấy nhiên liệu v.v.).

Nguyên nhân của tổn thất rò rỉ là do có những chỗ không kín như các chỗ nối ống bằng mặt bích, tổn thất ở các van an toàn, tổn thất nước đọng trên đường ống, ở các van và các thiết bị. Tổn thất rò rỉ phân bố trên toàn bộ đường hơi và nước, tất nhiên tập trung hơn là những nơi có thông số cao nhất của môi chất (áp suất và nhiệt độ). Để đơn giản cho việc tính toán sơ đồ nhiệt người ta quy ước là tổn thất rò rỉ tập trung ở đường hơi mới (đường ống dẫn hơi từ lò đến tuabin). Để giảm các tổn thất rò rỉ, người ta thay thế cách nối mặt bích bằng nối hàn sẽ đảm bảo độ kín đồng thời tìm cách thu thập nước đọng ở các thiết bị, các van đường ống để sử dụng lại. Thành phần thứ hai của tổn thất trong là lượng nước xả liên tục từ bao hơi

người ta dùng các bình trao đổi nhiệt trung gian là bình bốc hơi (sinh hơi). Nếu các hệ tiêu thụ yêu cầu nước thì dùng các bình gia nhiệt để cung cấp nước nóng cho mạng nhiệt. Như vậy đối với sơ đồ khép kín thì không có tổn thất ngoài và nếu so sánh tương đối với tổn thất môi chất thì trung tâm nhiệt điện không khác nhà máy điện ngưng hơi là bao nhiêu. Khi áp dụng sơ đồ mở thì ở trung tâm nhiệt điện ngoài tổn thất trong còn có tổn thất ngoài khá lớn có thể từ $15 \div 70\%$ (trung bình $35 \div 50\%$) lượng hơi tiêu hao cho tuabin cấp nhiệt. Mức độ tổn thất ngoài nhiều hay ít còn tùy theo lượng nước ngưng từ các hệ công nghiệp sử dụng hơi trả về nhà máy điện có thể từ $0 \div 80\%$ (trung bình $30 \div 50\%$) lượng hơi đã cung cấp.



Hình 5-2. Sơ đồ nguyên lý của trung tâm nhiệt điện:

- a) Sơ đồ mở với tổn thất ngoài và sử dụng nhiệt của nước xả:
PL - bình phân ly; OX - bình làm lạnh nước xả;
- b) Sơ đồ khép kín: GN_m - bình gia nhiệt mạng; HTT - hệ tiêu thụ nhiệt; i' - entanpi của hơi bão hoà khô.

Tóm lại tổn thất hơi và nước sẽ gây nên tổn thất nhiệt tương ứng, ảnh hưởng xấu đến độ kinh tế nhiệt và làm giảm hiệu suất của nhà máy điện. Tất nhiên là tổn thất hơi vào nước phải được bù lại bằng nước bổ sung và người ta phải sử dụng những thiết bị đặc biệt để làm cho nước bổ sung có

chất lượng cần thiết, đảm bảo cho sự làm việc tin cậy của lò hơi. Vì thế đòi hỏi phải tăng thêm vốn đầu tư và phí tổn vận hành.

Đối với nhà máy điện ngưng hơi khi làm việc với phụ tải định mức, tổn thất hơi và nước không được vượt quá 1%, đối với trung tâm nhiệt điện sưởi không được vượt quá 1,2%, đối với trung tâm nhiệt điện công nghiệp không được vượt quá 1,6%. Khi làm việc ở các chế độ phụ tải thấp thì cho phép tổn thất tăng lên nhưng không được lớn hơn 1,5 lần.

§5-2. CÂN BẰNG HƠI VÀ NƯỚC

Để tính toán sơ đồ nhiệt, xác định lượng tiêu hao hơi cho tuabin, năng suất của lò hơi, các chỉ tiêu năng lượng v.v... thì cần phải xác định những mối tương quan chủ yếu trong việc cân bằng hơi và nước của nhà máy điện. Chúng ta hãy xác định những mối tương quan đó đối với trường hợp tổng quát nhất là trung tâm nhiệt điện cung cấp hơi cho hệ tiêu thụ công nghiệp trực tiếp từ cửa trích của tuabin (hình 5-2a). Phương trình cân bằng vật chất của hơi và nước đối với nhà máy điện ngưng hơi chỉ xem như là trường hợp riêng của trung tâm nhiệt điện.

Cân bằng hơi của các thiết bị chính của nhà máy được biểu thị bằng các phương trình sau:

- Lưu lượng hơi mới đưa vào tuabin D_0 có tính cả lượng hơi chèn D_{ch} , lượng hơi trích hồi nhiệt D_r , lượng hơi cấp cho hệ tiêu thụ công nghiệp D_{CN} và lượng hơi đi vào bình ngưng D_K bằng:

$$D_0 = D_{ch} + D_r + D_{CN} + D_K \quad (5-1)$$

Đối với nhà máy điện ngưng hơi thì $D_{CN} = 0$ do đó:

$$D_0 = D_{ch} + D_r + D_K \quad (5-2)$$

- Phụ tải hơi của lò hơi $D_{l,h}$ có tính cả rò rỉ (gồm cả lượng hơi tiêu hao cho các nhu cầu kỹ thuật của nhà máy):

$$D_{l,h} = D_0 + D_{r,i} \quad (5-3)$$

Người ta lấy lượng hơi tiêu hao cho tuabin D_0 làm đại lượng tính toán cơ bản. Cân bằng nước ở nhà máy điện được biểu thị bằng các phương trình sau:

- Cân bằng nước cấp:

$$D_{tr} = D_{lrl} + D_{xa} = D_k + D_p + D_{xa} \quad (5-4)$$

Đối với lò trực lưu thì:

$$D_{xa} = 0; \quad D_{tr} = D_k + D_{tr} \quad (5-4 \text{ a})$$

Đồng nước cấp D_{xa} trong trường hợp chung nhất được hình thành từ nước ngưng của tuabin D_k , nước ngưng của các hệ tiêu thụ trả về D_p , nước ngưng của hơi trích hồi nhiệt D_t , nước ngưng của hơi phân ly từ bình phân ly nước xả D'_t và từ hơi chèn tuabin D_{ch} , nước bổ sung $D_{ng} = D_{tr} + D'_{xa} + D_{tr}$, cụ thể là:

$$D_{tr} = D_k + D_{p,e} + D_t + D'_t + D_{ch} + D_{tr} + D'_{xa} + D_{ng}$$

Nếu không kể (để đơn giản) hơi trích hồi nhiệt và chèn tuabin ta có:

$$D_{tr} = D_k + D_{p,e} + D'_t + D_{tr} \quad (5-4 \text{ b})$$

Tổn thất hơi và nước ngưng của trung tâm nhiệt điện nói chung được hình thành từ các tổn thất trong D_{trg} và các tổn thất ngoài D_{ng} .

Tổn thất trong của nhà máy bằng:

$$D_{trg} = D_{tr} + D'_{xa} \quad (5-5)$$

Ở đây D'_{xa} là tổn thất nước xả lò khi chỉ có một bình phân ly. Trường hợp của lò trực lưu:

$$D_{xa} = 0, \quad D'_{xa} = 0 \quad \text{và} \quad D_{trg} = D_{tr} \quad (5-5a)$$

Tổn thất ngoài của trung tâm nhiệt điện với sơ đồ cung cấp hơi kiểu mở bằng:

$$D_{ng} = D_{xa} - D_{p,e} \quad (5-6)$$

và lượng nước bổ sung của trung tâm nhiệt điện sẽ bằng tổng các tổn thất trong và ngoài:

$$D_{bs} = D_{trg} + D_{ng} = D_{tr} + D'_{xa} + D_{ng} \quad (5-7)$$

Đối với lò trực lưu:

$$D_{xa} = 0 \quad \text{và} \quad D_{bs} = D_{tr} + D_{ng}$$

Đối với trung tâm nhiệt điện có sơ đồ cung cấp nhiệt khép kín thì:

$$D_{r,g} = 0 \text{ và } D_{b,x} = D_{r,g} = D_r + D'_{x,h}$$

nếu dùng lò trực lưu thì:

$$D_{b,x} = D_{r,g} = D_r$$

Trước khi vào bình phân ly, nước xả đi qua một van giảm áp và trở thành hỗn hợp hơi và nước, hơi được phân ly tương đối sạch và được đưa vào một trong các bình gia nhiệt hồi nhiệt. Như vậy lượng hơi được phân ly từ bình phân ly nước xả đã hoàn trả lại hệ thống nước cấp, nó đạt tới 30% lượng nước xả lò và lượng nhiệt của nó hoàn lại đạt khoảng 60%, nếu sử dụng thiết bị phân ly hai cấp thì còn nhiều hơn.

Còn lượng nhiệt của nước xả từ bình phân ly đi ra lại được sử dụng để gia nhiệt cho nước bổ sung ở bình làm lạnh nước xả. Nếu nước xả sau khi được làm lạnh lại tiếp tục được sử dụng để cung cấp cho các bình bốc hơi hoặc cung cấp cho mạng nhiệt thì có thể nói nhiệt của nước xả hầu như được lấy lại hoàn toàn.

Entanpi của hơi và nước khi ra khỏi bình phân ly nước xả là ở trạng thái bão hoà tương ứng với áp suất trong bình phân ly, độ ẩm của hơi phân ly không đáng kể, trong tính toán có thể bỏ qua.

Hơi bốc ra từ bình phân ly nước xả lò và tổn thất nước xả được xác định bằng các phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất của bình phân ly.

Trường hợp phân ly một cấp (hình 5-2a):

- Phương trình cân bằng nhiệt:

$$D_{x,h}i_{x,h} = D'_h i'_h + D'_{x,h} i'_{x,h} \quad (5-8)$$

- Phương trình cân bằng vật chất:

$$D_{x,h} = D'_h + D'_{x,h} \quad (5-9)$$

Ở đây $i_{x,h}$, $i'_{x,h}$ và i'_h tương ứng là entanpi của nước xả lò, của nước bổ đi và của hơi phân ly (kJ/kg). Từ đó rút ra:

$$D'_h = \frac{i_{x,h} - i'_{x,h}}{i'_h - i'_{x,h}} D_{x,h} = \beta'_h D_{x,h} \quad (5-10)$$

$$\text{và:} \quad D'_{\text{xa}} = D_{\text{xa}} - D'_{\text{h}} = \frac{i'_{\text{h}} - i_{\text{xa}}}{i'_{\text{h}} - i'_{\text{xa}}} D_{\text{xa}} = \beta'_{\text{xa}} D_{\text{xa}} \quad (5-10a)$$

Các trị số của i_{xa} , i'_{xa} và i'_{h} được xác định theo áp suất trong bao hơi và trong bình phân ly nước xả ở trạng thái bão hoà. Áp suất trong bình phân ly được xác định theo cách bố trí trong sơ đồ nhiệt để sao cho hơi được phân ly có thể đưa vào được. Trong trường hợp có 2 cấp phân ly thì các đại lượng D'_{xa} , D'_{f} và D''_{xa} , D''_{h} được xác định từ các phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất sau đây:

- Đối với bình phân ly cấp I:

$$D_{\text{xa}} i_{\text{xa}} = D'_{\text{h1}} i'_{\text{h1}} + D'_{\text{xa1}} i_{\text{xa1}}$$

$$D_{\text{xa}} = D'_{\text{h1}} + D'_{\text{xa1}}$$

- Đối với bình phân ly cấp II:

$$D'_{\text{xa1}} i'_{\text{xa1}} = D''_{\text{h}} i''_{\text{h}} + D''_{\text{xa}} i''_{\text{xa}}$$

$$D'_{\text{xa1}} = D''_{\text{h}} + D''_{\text{xa}}$$

Trong các phương trình này các đại lượng D_{xa} , D'_{xa1} và D''_{xa} tương ứng là lượng nước xả bao hơi của lò, từ bình phân ly cấp 1 và từ bình phân ly cấp 2 (kg/h). D'_{h1} và D''_{h} là lượng hơi phân ly ra khỏi bình cấp 1 và cấp 2 (kg/h). i_{xa} , i'_{xa1} và i''_{xa} là entanpi của nước xả ra khỏi bao hơi, ra khỏi bình cấp 1 và ra khỏi bình cấp 2 ở trạng thái bão hoà tương ứng với áp suất trong các bình nói trên (kJ/kg). i'_{h1} và i''_{h} là entanpi của hơi phân ly ra khỏi bình cấp 1 và bình cấp 2 ở trạng thái bão hoà khô (kJ/kg).

Trị số tính toán của nước xả lò ở chế độ không ổn định được xác định từ phương trình cân bằng tạp chất có trong nước lò (muối, kiềm, axit silic, oxyt đồng, sắt).

Ta ký hiệu nồng độ các tạp chất có trong hơi mới, trong nước cấp và trong nước xả lần lượt là C_{h} , C_{nc} , C_{nx} và viết phương trình cân bằng tạp chất trong nước đối với lò hơi:

$$D_{xa}C_{na} + D_{l,H}C_b = D_{re}C_{re} \quad (5-11)$$

Mà theo (5-4) thì $D_{re} = D_{l,H} + D_{xa}$ nên có thể viết:

$$D_{xa}C_{na} + D_{l,H}C_b = (D_{l,H} + D_{xa})C_{re} \quad (5-11a)$$

Từ đó rút ra:

$$D_{xa} = \frac{C_{re} - C_b}{C_{na} - C_{re}} D_{l,H} \quad (5-12)$$

Khi trị số C_y nhỏ so với C_{re} và C_n ta được:

$$D_{xa} = \frac{1}{\frac{C_{na}}{C_{re}} - 1} D_{l,H} = \frac{1}{\frac{C_{na}}{C_{re}} - 1} (D_{re} + D_{lr}) \quad (5-13)$$

Đồng thời biểu thị các dòng bằng đại lượng tương đối của nó so với D_{re} nghĩa là:

$$\alpha_{xa} = \frac{D_{xa}}{D_{re}}; \quad \alpha_{lr} = \frac{D_{lr}}{D_{re}}$$

Ta được:

$$\alpha_{xa} = \frac{1 + \alpha_{lr}}{\frac{C_{na}}{C_{re}} - 1} \quad (5-13a)$$

Như vậy lượng xả phụ thuộc vào lượng rò rỉ (lượng rò rỉ cần phải nhỏ nhất) và phụ thuộc vào tỷ số giữa nồng độ tạp chất có trong nước xả và trong nước cấp. Chất lượng nước cấp càng tốt (C_{re} càng nhỏ) và nồng độ tạp chất cho phép trong nước lò càng cao thì lượng xả càng nhỏ.

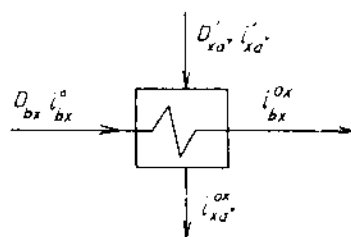
Trong công thức (5-13a) nồng độ tạp chất trong nước cấp C_{re} phụ thuộc vào nước bổ sung mà đặc biệt trong đó là lượng nước xả bỏ đi α'_{xa} (vì α'_{xa} đã được bù bằng nước bổ sung) lại phụ thuộc vào α_{xa} . Vì thế cho nên lượng xả của lò hơi được xác định dễ dàng hơn nếu C_{re} được thay thế bằng các trị số thành phần của nó.

Việc tính toán nhiệt cho bình làm lạnh nước xả chủ yếu là để xác định entanpi của nước bổ sung sau khi đã được gia nhiệt ở bình làm lạnh nước

xả i_{x0}^a và entanpi của nước xả bỏ đi i_{x0}^a . Hai đại lượng này liên quan với nhau bằng biểu thức:

$$i_{x0}^a - i_{x0}^a = v_{x0}$$

θ_{x0} chính là độ gia nhiệt thiếu ở bình làm lạnh nước xả, người ta lấy θ_{x0} bằng khoảng từ $40 \div 80 \text{ kJ/kg}$ ($10 \div 20^\circ\text{C}$).



Hình 5-3.

Phương trình cân bằng nhiệt của bình làm lạnh nước xả có dạng:

$$D'_{x0}(i'_{x0} - i_{x0}^a)\eta_{x0} = D_{bx}(i_{bx}^a - i_{bx}^{0x})$$

Trong phương trình này tất cả các đại lượng đều đã biết trừ i_{x0}^a và i_{x0}^a . Sau khi sử dụng mối liên quan giữa chúng và chọn trị số v_{x0} thì từ phương trình cân bằng nhiệt ta xác định được các trị số entanpi nói trên. Nhiệt độ của nước xả đã được làm lạnh thường được lấy từ $40 \div 60^\circ\text{C}$.

Ở các nhà máy điện không có tổn thất ngoài, các đại lượng D'_{x0} và D_{bx} có một sự tương quan như sau:

$D'_{x0} = 0,4D_{bx}$, khi ấy nước xả được làm lạnh khoảng 100°C , ví dụ từ 160 xuống 60°C , nước bổ sung được đun nóng khoảng 40°C , ví dụ từ $10 \div 50^\circ\text{C}$, thêm nữa $\theta_{x0} = 10^\circ\text{C}$ và $q_{x0} \approx 42 \text{ kJ/kg}$.

Ở trung tâm nhiệt điện có tổn thất ngoài thì đại lượng D'_{x0} có thể nhỏ hơn đại lượng D_{bx} khá nhiều, ví dụ $D'_{x0} \approx 0,1D_{bx}$ khi ấy nước xả có thể được làm lạnh sâu hơn, ví dụ đến 40°C , độ gia nhiệt của nước bổ sung đến 22°C , $\theta_{x0} = 18^\circ\text{C}$ và $q_{x0} = 76 \text{ kJ/kg}$.

§5-3. CÁC THIẾT BỊ BỐC HƠI

Việc bù lại các tổn thất hơi và nước ngưng bằng nước bổ sung sạch là điều kiện quan trọng để đảm bảo cho sự làm việc tin cậy của các thiết bị

trong nhà máy điện. Nước cất thu được từ các bình trao đổi nhiệt kiểu đặc biệt "bình bốc hơi" có thể dùng làm nước bổ sung với độ sạch đạt yêu cầu.

Thiết bị bốc hơi gồm có:

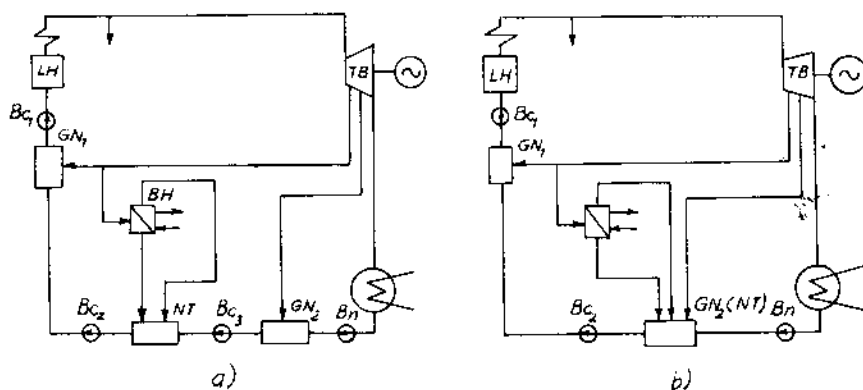
+ Bình bốc hơi, trong đó nước tự nhiên dùng để bổ sung thường đã được làm sạch sơ bộ bằng hoá chất sẽ được đun sôi và biến thành hơi.

+ Bình làm lạnh, trong đó hơi sinh ra từ bình bốc hơi sẽ được làm lạnh để ngưng tụ lại. Bình làm lạnh này được gọi là bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi.

Như vậy trong thiết bị bốc hơi xảy ra sự chưng cất nước bổ sung ban đầu nghĩa là chuyển nó thành hơi rồi lại làm ngưng tụ thành nước, nước này gọi là nước cất, nó đã được giải phóng khỏi những muối cứng, muối hoà tan, kiềm, axit silic v.v., nếu cấu tạo và vận hành thiết bị bốc hơi theo đúng yêu cầu kỹ thuật.

Sự bốc hơi của nước bổ sung xảy ra là nhờ lượng nhiệt của hơi nóng sơ cấp trích từ tuabin nhà ra, còn sự ngưng tụ của hơi thứ cấp do bình bốc hơi sinh ra là nhờ được làm lạnh bằng nước - thường là nước ngưng của tuabin (hình 5-4).

Sơ đồ trên hình 5-4 là sơ đồ thiết bị bốc hơi một cấp, có một cấp bốc hơi.



Hình 5-4. Nối thiết bị bốc hơi một cấp vào sơ đồ của nhà máy điện ngưng hơi.

- Có bình ngưng tụ riêng NT (không có tổn thất năng lượng).
- Kết hợp bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi với bình gia nhiệt hồi nhiệt GN2 (có tổn thất năng lượng).

Bình bốc hơi là một bình trao đổi nhiệt kiểu bề mặt, trong đó hơi nước cấp trao đổi nhiệt cho nước và ngưng tụ lại với nhiệt độ bão hoà không đổi t'_{no} , còn nước được đun nóng thì bốc thành hơi với nhiệt độ sinh hơi không đổi t'_{nh} (hơi thứ cấp). Để truyền nhiệt từ hơi nóng sang nước thì điều kiện cần phải là $t'_{\text{no}} > t'_{\text{nh}}$ và tương ứng áp suất của hơi nóng phải cao hơn áp suất của hơi thứ $p_{\text{no}} > p_{\text{nh}}$.

Độ chênh nhiệt độ trong bình bốc hơi $\Delta t = t'_{\text{no}} - t'_{\text{nh}}$ càng lớn thì diện tích bề mặt trao đổi nhiệt của bình bốc hơi càng nhỏ, giá thành càng rẻ:

$$F_{\text{BH}} = \frac{Q_{\text{BH}}}{k\Delta t} \quad , m^2 \quad (5-18)$$

ở đây:

Q_{BH} - lượng nhiệt được truyền qua bề mặt trao đổi nhiệt của bình bốc hơi trong một đơn vị thời gian (kW);

k - hệ số truyền nhiệt.

Trong bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi (cũng là một bình trao đổi nhiệt kiểu bề mặt) hơi thứ cấp được ngưng tụ ở nhiệt độ bão hoà t'_{no} đồng thời hâm nóng nước (dòng nước chính) đến nhiệt độ $t_n < t'_{\text{no}}$. Việc nâng cao độ gia nhiệt cho nước ở bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi $\tau_r = t_n - t'_r$ (t'_r là nhiệt độ của nước đi vào bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi, t_n là nhiệt độ của nước đi ra) phụ thuộc chủ yếu vào tỷ số lưu lượng hơi thứ cấp và lưu lượng nước làm lạnh (lưu lượng dòng nước ngưng chính). Với nhiệt độ t'_r đã cho thì nhiệt độ t_n được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt của bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi.

Độ chênh nhiệt độ tối ưu trong bình bốc hơi về mặt kinh tế Δt^{kt} được xác định bởi tổng giá thành nhỏ nhất về bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị bốc hơi, nó thường nằm trong khoảng từ $12 \div 15^\circ\text{C}$ tương ứng với hiệu áp suất của hơi sơ cấp và hơi thứ cấp khoảng $0,1 \div 0,2 \text{ MPa}$.

Năng suất của bình bốc hơi tức là lượng hơi thứ cấp sinh ra (hoặc lượng nước cất thu được) D_{nh} được xác định từ các tổn thất hơi và nước ngưng của nhà máy điện.

Khi không có tổn thất ngoài thì:

$$D_{0,0} = D_{ev} = D_{01} + D_{va}^{hs} = D_{02}$$

Viết theo đại lượng tương đối ta có:

$$\alpha_{0,0} = \alpha_{ev} = \alpha_{01} + \alpha_{va}^{hs} = \alpha_{02}$$

ở đây: $\alpha_{0,0} = \frac{D_{0,0}}{D_{01}}$, v.v..

Phương trình cân bằng nhiệt của bình bốc hơi có dạng:

$$D_{ev}(i_{ev} - i'_{ev})\eta_{b1} = D_{th1}(i_{th1} - i_{p1}) + D_{va}(i'_{th1} - i_{p1}) \quad (5-20)$$

trong đó:

D_{ev} , D_{th1} - lượng hơi sơ cấp và lượng hơi thứ cấp;

D_{va} - lượng nước xả của bình bốc hơi;

i_{ev} và i_{p1} - entanpi của hơi sơ cấp và hơi thứ cấp mà hơi thứ cấp là hơi ở trạng thái bão hoà khô;

i'_{ev} và i'_{th1} - entanpi nước ngưng của hơi sơ cấp và hơi thứ cấp;

i_{p1} - entanpi của nước bổ sung đã được làm sạch;

η_{b1} - hiệu suất của bình bốc hơi có tính đến tổn thất nhiệt tỏa ra môi trường xung quanh.

Lượng nước xả của bình bốc hơi được xác định từ sự cân bằng tạp chất, ví dụ hàm lượng muối của nước:

$$D_{ev}C_{ev} = D_{va}C_{va} + D_{th1}C_{th1} \quad (5-21)$$

ở đây C_{ev} , C_{va} , C_{th1} tương ứng là hàm lượng tạp chất trong nước cấp cho bình bốc hơi, trong nước xả và trong hơi thứ cấp (kg/kg). Nước cung cấp cho bình bốc hơi là nước bổ sung đã được làm sạch sơ bộ bằng hoá chất.

Cân bằng vật chất (khối lượng) của hơi và nước trong bình bốc hơi:

$$D_{ev} = D_{th1} + D_{va}$$

Đem biểu thức này thay vào phương trình (5-21) ta được:

$$(D_{thứ} + D_{sơ})C_{cấp} = D_{sơ}C_{sơ} + D_{thứ}C_{thứ}$$

Từ đây rút ra lượng nước xả:

$$D_{sơ} = \frac{C_{cấp} - C_{thứ}}{C_{sơ} - C_{cấp}} D_{thứ}$$

Vì trên thực tế nồng độ tạp chất trong hơi thứ cấp là một đại lượng rất nhỏ $C_{thứ} = 0$ nên lượng xả của bình bốc hơi bằng:

$$\alpha_{sơ} = \frac{D_{sơ}}{D_{thứ}} = \frac{1}{C_{sơ} - 1} \quad (5-22)$$

Ví dụ nếu tỷ số $\frac{C_{sơ}}{C_{cấp}} = 50$ thì $\alpha_{sơ} \approx 0,02$.

Trong những trường hợp riêng ví dụ như nước cấp cho bình bốc hơi là nước biển không được làm sạch thì $\alpha_{sơ}$ tăng lên rất nhiều.

Nếu đem thay $D_{sơ} = \alpha_{sơ} D_{thứ}$ vào phương trình (5-20) ta sẽ được:

$$D_{sơ}(i_{sơ} - i'_{sơ})\eta_{thứ} = D_{thứ}[i_{thứ} - i_{cấp} + \alpha_{sơ}(i'_{thứ} - i_{cấp})] \quad (5-23)$$

hoặc (khi $\eta_{thứ} = 1$):

$$\begin{aligned} D_{sơ}q_{sơ} &= D_{thứ}q_{thứ} \\ D_{sơ} &= \frac{q_{thứ}}{q_{sơ}} D_{thứ} = \beta_{sơ} D_{thứ} \end{aligned} \quad (5-24)$$

Ở đây $q_{sơ}$ và $q_{thứ}$ là các thừa số trong công thức (5-23) của các đại lượng $D_{sơ}$ và $D_{thứ}$, còn tỷ số giữa lượng hơi sơ cấp và lượng hơi thứ cấp:

$$\beta_{sơ} = \frac{D_{sơ}}{D_{thứ}} = \frac{q_{thứ}}{q_{sơ}} \approx 1,0 : 1,2$$

Rõ ràng các đại lượng $D_{sơ}$ và $D_{thứ}$ gần bằng nhau bởi vì nhiệt ngưng tụ của hơi sơ cấp $q_{sơ}$ và nhiệt sinh hơi thứ cấp $q_{thứ}$ khi các trị số $\alpha_{sơ}$ và hiệu $i'_{thứ} - i_{cấp}$ nhỏ thì khác nhau rất ít.

Để xác định lưu lượng hơi sơ cấp $D_{s.c}$ theo lượng nước cất (lượng hơi thứ cấp) thu được $D_{th.c}$, người ta sử dụng các phương trình (5-29) và (5-23).
 Tính theo $D_{th.c}$ ta được:

$$D_{s.c} = \alpha_{s.c} D_{th.c}$$

$$D_{th.c} = \alpha_{th.c} D_{th}$$

$$D_{s.c} = \alpha_{s.c} D_{th.c} = \alpha_{s.c} \alpha_{th.c} D_{th}$$

Phương trình (5-23) có dạng:

$$\alpha_{s.c} (i_{s.c} - i'_{th}) \eta_{s.c} = \alpha_{th.c} [i_{th.c} - i_{th.c} + \alpha_{s.c} (i'_{th.c} - i_{th.c})] \quad (5-25)$$

gần đúng nếu $\eta_{s.c} = 1$ và $\alpha_{s.c} \approx 0$ thì:

$$\alpha_{s.c} q_{s.c} = \alpha_{th.c} (i_{th.c} - i'_{th.c} + i'_{th.c} - i_{th.c}) = \alpha_{th.c} (q'_{th.c} + \tau_{th.c})$$

ở đây:

$$q'_{th.c} = i_{th.c} - i'_{th.c} - \text{nhiệt ẩn hoá hơi};$$

$\tau_{th.c}$ - độ gia nhiệt cho nước trong bình bốc hơi đến nhiệt độ bão hoà.

Thường thì lưu lượng hơi sơ cấp lớn hơn lượng hơi thứ cấp sinh ra bởi vì nhiệt độ của nước cấp cho bình bốc hơi thấp hơn nhiệt độ bão hoà của nước khi bốc hơi $t_{cấp} < t'_{bão}$.

Gần đúng ta có thể xem là để nhận được 1 kg hơi thứ cấp (nước cất) thì cần 1 kg hơi sơ cấp.

Phương trình cân bằng nhiệt của bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi khi đưa nước ngưng của hơi sơ cấp vào nó được viết như sau:

$$[D_{th.c}(i_{th.c} - i'_{th.c}) + D_{s.c}(i'_{s.c} - i'_{th.c})] \eta_{s.c} = D_n(i_n - i'_n) \quad (5-26)$$

ở đây:

D_n - lưu lượng nước (dòng nước chính) đi qua bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi;

i_n và i'_n - entanpi của nước khi ra và khi vào bình ngưng tụ;

$\tau_n = i_n - i_n''$ - độ gia nhiệt của nước trong bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi, kJ/kg .

Tính theo đại lượng tương đối so với D :

$$\alpha_{nnt} = \frac{D_{ntt}}{D_n} \quad \text{và} \quad \alpha_n = \frac{D_n}{D_n}$$

và nếu như nước ngưng tụ của hơi sơ cấp không đưa vào bình ngưng tụ này mà đưa vào ví dụ đường nước động của các bình gia nhiệt hồi nhiệt thì phương trình cân bằng nhiệt của bình ngưng tụ có dạng như sau:

$$\alpha_{nnt} q_{nnt} = \alpha_n \tau_n \quad (5-27)$$

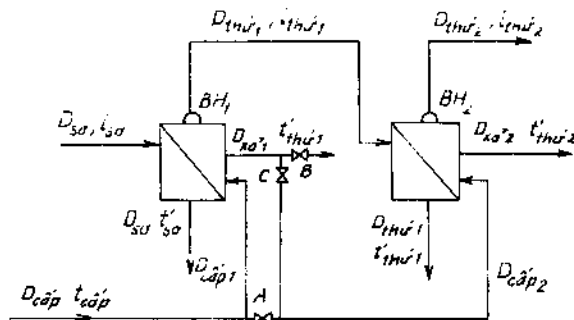
Người ta dùng các phương trình (5-26) và (5-27) để xác định độ gia nhiệt của nước τ_n theo các đại lượng đã biết α_{nnt} , α_n và q_{nnt} , do đó cũng xác định được entanpi i_n và nhiệt độ t_n của nước khi ra khỏi bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi. Cụ thể là:

$$\tau_n = \frac{\alpha_{nnt}}{\alpha_n} q_{nnt}$$

Ví dụ nếu $\alpha_{nnt}/\alpha_n = 0,035/0,70 = 0,05$ (lưu lượng hơi thứ cấp bằng 5% lưu lượng dòng nước chính) và $q_{nnt} \approx 2200 \text{ kJ/kg}$ thì $\tau_n = 110 \text{ kJ/kg}$ và $i_n = i_n'' + 110$, từ đây xác định được t_n .

Tiêu chuẩn cơ bản về tính đúng đắn của sơ đồ nối thiết bị bốc hơi và lựa chọn các thông số của nó là đảm bảo sao cho độ gia nhiệt thiểu ở bình ngưng tụ phải có trị số dương và nằm trong khoảng $\theta \geq 3 \div 5^\circ\text{C}$ ($9 \geq 12 \div 20 \text{ kJ/kg}$) là kinh tế nhất. Việc tính toán có thể cho ra trị số θ quá nhỏ hoặc thậm chí là trị số âm ($\theta < 0$), điều đó có nghĩa là với tỷ số của lưu lượng hơi thứ cấp và lưu lượng nước (đi qua bình ngưng tụ) đã cho, cùng với các thông số đã chọn thì hơi thứ cấp không thể ngưng tụ được. Trong trường hợp này cần phải hoặc là tăng áp suất của hơi thứ cấp tức là giảm độ chênh nhiệt độ Δt trong bình bốc hơi nếu điều đó cho phép về mặt kinh tế kỹ thuật (bởi vì có liên quan đến sự thay đổi bề mặt trao đổi nhiệt của thiết bị) hoặc là thay đổi sơ đồ nối thiết bị bốc hơi.

Khi khả năng ngưng tụ của bình ngưng tụ chỉ có giới hạn (mà lượng hơi thứ cấp tương đối lớn) nếu muốn tăng lượng nước cất thu được thì có thể dùng một phần hơi thứ cấp đóng vai trò là hơi sơ cấp cho một bình bốc hơi khác và như vậy nó cũng được ngưng tụ thành nước cất. Với mục đích đó mà người ta áp dụng thiết bị bốc hơi 2 cấp (hình 5-5).



Hình 5-5. Sơ đồ thiết bị bốc hơi 2 cấp - khi cung cấp nước song song cho BH_1 và BH_2 thì các van A và B mở, van C đóng. Khi cung cấp nước nối tiếp thì các van A và B đóng, van C mở.

Trong trường hợp này hơi thứ cấp của cấp 1 được ngưng tụ ở cấp 2 và cho ra một phần nước cất, lượng nước cất còn lại thường nhận được ở bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi.

Phương trình cân bằng nhiệt của thiết bị bốc hơi 2 cấp phụ thuộc vào sơ đồ cung cấp nước cho từng cấp: song song hay nối tiếp.

Khi cung cấp nước song song thì:

$$D_{cấp} = D_{cấp1} + D_{cấp2} = D_{thứ1} + D_{sơ1} + D_{thứ2} + D_{sơ2}$$

Phương trình cân bằng nhiệt khi ấy có dạng:

- Đối với cấp 1:

$$D_{sơ1}(i_{sơ1} - i'_{sơ1})\eta_{BH1} = D_{thứ1}(i_{thứ1} - i_{cấp}) + D_{sơ1}(i'_{thứ1} - i_{cấp}) \quad (5-28)$$

- Đối với cấp 2:

$$D_{thứ1}(i_{thứ1} - i'_{thứ1})\eta_{BH2} = D_{thứ2}(i_{thứ2} - i_{cấp}) + D_{sơ2}(i'_{thứ2} - i_{cấp}) \quad (5-29)$$

Các đại lượng $D_{sơ1}$ và $D_{sơ2}$ có thể biểu thị bằng đại lượng tương đối so với $D_{thứ1}$ và $D_{thứ2}$ và ta có các mối quan hệ:

$$D_{so} = \beta_{so} D_{htr1}; \quad D_{htr1} = \beta_{htr1} D_{htr2} \quad (5-30)$$

Khi không có tổn thất ngoài thì tổng $D_{htr1} + D_{htr2} = D_{htrg} = D_{so} = \alpha_{htrg} D_o = \alpha_{ps} D_o$ là đại lượng đã biết.

Như vậy:

$$D_{so} = D_{htr1} + D_{htr2} = \frac{D_{so}}{\beta_{so}} \left(1 + \frac{1}{\beta_{htr1}} \right)$$

Từ đó rút ra lượng hơi trích từ tuabin đưa vào cấp 1 của bình bốc hơi bằng:

$$D_{so} = \frac{1 - \beta_{so}}{1 - \beta_{htr1}} D_{so} = \frac{\beta_{so}}{1 + \frac{1}{\beta_{htr1}}} \alpha_{ps} D_o$$

Và biểu thị theo đại lượng tương đối so với D_o :

$$\alpha_{so} = \frac{D_{so}}{D_o} = \frac{\beta_{so}}{1 + \frac{1}{\beta_{htr1}}} \alpha_{ps} \quad (5-30a)$$

Trước tiên nếu ta lấy gần đúng $\beta_{so} = \beta_{htr1} \approx 1$ thì:

$$\alpha_{so} \approx 0,5 \alpha_{ps} \approx 0,5 (\alpha_{htr1} + \alpha_{htr2}) = 0,5 \alpha_{cat}$$

Bởi vậy để nhận được 1 kg nước cất cần phải có 0,5 kg hơi trích nghĩa là nhỏ gấp 2 lần so với thiết bị bốc hơi 1 cấp, điều này cũng dễ hiểu bởi vì gần một nửa toàn bộ lượng nước cất thu được ở bên trong thiết bị bốc hơi là do sự ngưng tụ hơi thứ cấp của cấp 1 ở cấp 2 của thiết bị. Với các trị số $\beta_{so} = \beta_{htr1} = 1,15$ ta được:

$$\alpha_{so} = \frac{1,15}{1 + \frac{1}{1,15}} \alpha_{cat} = 0,61 \alpha_{cat}$$

Nghĩa là cứ nhận được 1 kg nước cất cần phải có khoảng 0,6 kg hơi trích. Như vậy khi sử dụng 1 kg hơi trích từ tuabin thì có thể nhận được $1,6 \div 2,0$ kg nước cất.

Khi cung cấp nước nối tiếp thì toàn bộ dòng nước D_{cap} được đưa vào cấp 1, một phần của nó bốc hơi ở đây là D_{tho1} , phần còn lại là $D_{tho2} + D_{xa}$ dùng làm nước cấp cho cấp 2.

Trong sơ đồ này:

$$D_{cap} = D_{tho1} + D_{tho2} + D_{xa}$$

Lượng xả được thực hiện ở cấp 2, nước cấp của cấp 2 là nước xả của cấp 1. Nước từ cấp 1 có áp suất cao hơn sẽ tự chảy vào cấp 2 có áp suất thấp hơn.

Phương trình cân bằng nhiệt có dạng:

- Đối với cấp 1:

$$D_{xa}(i_{xa} - i'_{xa})\eta_{tho1} = D_{tho1}(i_{tho1} - i_{cap}) + (D_{tho2} + D_{xa})(i'_{tho1} - i_{cap}) \quad (5-31)$$

Trong phương trình này:

$$D_{tho2} + D_{xa} = D_{xa1}$$

- Đối với cấp 2:

$$D_{tho1}(i_{tho1} - i'_{tho1})\eta_{tho2} = D_{tho2}(i_{tho2} - i'_{tho1}) + D_{xa2}(i'_{tho2} - i'_{tho1}) \quad (5-32)$$

Phương trình này ở vế phải có đặc điểm là cấp 2 của thiết bị bốc hơi được cung cấp bằng nước có nhiệt độ cao hơn nhiệt độ bão hoà ở cấp đó bởi vì $i'_{tho1} > i'_{tho2}$ một phần hơi của cấp này được tạo thành là do nước cấp tự sôi và phương trình (5-32) được viết ở dạng logic hơn:

$$[D_{tho1}(i_{tho1} - i'_{tho1}) + D_{xa2}(i'_{tho1} - i'_{tho2})]\eta_{tho2} = D_{tho2}(i_{tho2} - i'_{tho1})$$

Một phần (không nhiều lắm) hơi thứ cấp của cấp hai mà ta nhận được là do nước cấp đưa vào tự sôi còn phần chủ yếu vẫn là do nhiệt của hơi sơ cấp - hơi thứ cấp của cấp 1. Đồng thời muốn nói thêm là lượng nước xả $D_{xa2} = \alpha_{xa2} D_{tho2}$, từ phương trình (5-32) ta cũng nhận được như bình thường $D_{tho1} = \beta_{tho1} D_{tho2}$. Lượng hơi D_{tho1} giảm đi do một phần tự sôi của nước ở cấp 2 và hệ số $\beta_{tho1} \approx 0,90 \div 1,05$.

Chúng ta ký hiệu:

$$i_{s0} - i'_{s0} = q_{s0}$$

$$i_{th01} - i_{cap} = i_{th01} - i'_{th01} + i'_{th01} - i_{cap} = q_{th01} + \tau_{th01}$$

τ_{th01} là độ gia nhiệt cho nước ở cấp 1 của thiết bị bốc hơi - thêm vào đó ta cho $\eta_{201} = 1$, phương trình (5-31) được viết ở dạng:

$$D_{s0}q_{s0} = D_{th01}(q_{th01} + \tau_{th01}) + D_{th02}(1 + \alpha_{s02})\tau_{th01}$$

kết hợp với đẳng thức $D_{th01} = \beta_{th01}D_{th02}$ ta cũng nhận được $D_{s0} = \beta_{s0}D_{th01}$.

Nếu lấy $\beta_{th01} = 1.0$ và $\beta_{s0} \approx 1.2$ thì lượng hơi tích cho bình bốc hơi tương ứng với công thức (5-30 a) trong ví dụ này sẽ là:

$$\alpha_{s0} = \frac{\beta_{s0}}{1 + \beta_{th01}} \alpha_{th01} \approx \frac{1.2}{1 + 1.0} \alpha_{th01} = 0,60 \alpha_{th01}$$

Như vậy ở cả sơ đồ này, lượng nước cất thu được lớn hơn vào khoảng 1,7 lần lượng hơi trích từ tuabin.

Việc cung cấp nước theo sơ đồ nối tiếp cho phép cải thiện được chất lượng hơi và nước cất của thiết bị bốc hơi sản xuất ra. Điều này có thể giải thích như sau:

Thực tế là toàn bộ các tạp chất đi qua cấp 1 rồi vào cấp 2 nghĩa là lớn gấp 2 lần so với sơ đồ cung cấp song song.

Nếu lượng nước xả từ cấp 2 cũng lớn gấp 2 lần so với cung cấp song song (ví dụ đáng lẽ là 5% thì bây giờ là 10%) thì chất lượng của hơi và nước cất nhận được từ cấp 2 có thể xem là như nhau đối với cả hai sơ đồ. Đi vào cấp 1 cũng là toàn bộ lượng tạp chất (muối) chứa trong nước cấp cho thiết bị bốc hơi. Tuy nhiên lượng xả cấp 1 cũng được thực hiện nhiều hơn, bằng:

$$D_{th02}(1 + \alpha_{s02}) \approx 1,1.D_{th02} \approx 1,1D_{th01}$$

nghĩa là lớn gấp khoảng 20 lần so với sơ đồ cung cấp song song. Có thể nói rằng hơi và nước cất nhận được ở cấp 1 sạch hơn rất nhiều so với khi cung cấp nước song song.

Tóm lại là khi cung cấp nước cho các cấp của thiết bị bốc hơi theo sơ đồ nối tiếp thì sẽ được nước cất sạch hơn. Việc cung cấp nước theo sơ đồ nối tiếp đặc biệt có lợi khi chất lượng nước tự nhiên xấu, ví dụ nước biển chẳng hạn. Sự bốc hơi theo cấp khi cung cấp nước nối tiếp cũng tương tự như sự bốc hơi theo cấp trong các lò hơi có bao hơi.

Phương trình cân bằng nhiệt của bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi 2 cấp trong trường hợp nước ngưng của hơi sơ cấp cũng đưa vào đó, khi đó cung cấp nước theo sơ đồ song song hoặc nối tiếp đều có dạng sau:

$$D_{11}(i'_{112} - i'_{ng1}) + D_{12}(i'_{12} - i'_{ng2}) + D_{ng1}(i'_{ng1} - i'_{112}) = D_2(i_n - i'_n) + \frac{1}{\eta_{N1}} \quad (5-33)$$

Từ phương trình này, cũng tương tự như thiết bị một cấp, theo các trị số đã biết của các dòng hơi, dòng nước ngưng của cũng các thông số của chúng, người ta thường xác định entanpi i_n và nhiệt độ t_n của nước ngưng chính sau khi được gia nhiệt trong bình này.

Tiêu chuẩn cơ bản về sự đúng đắn của sơ đồ và các thông số của nó là độ gia nhiệt thiếu ở bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi.

$$\theta = i'_{ng2} - t_n \text{ và } \vartheta = i'_{ng2} - i_n \text{ phải có trị số dương.}$$

Với lượng nước cất thu được $D_{ng1} + D_{ng2}$ đã cho, trong bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi chỉ có khoảng một nửa lượng hơi được ngưng tụ, độ gia nhiệt của nước ngưng chính t_n giảm đi tương ứng, lượng hơi trích từ tuabin giảm đi khoảng 2 lần.

§5-4. NỐI CÁC THIẾT BỊ BỐC HƠI VÀO SƠ ĐỒ CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGƯNG HƠI

Thiết bị bốc hơi được nối chung vào sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt. Khi đó một phần gia nhiệt hồi nhiệt cho nước là do bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi đóng góp.

Hiện nay bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi thường được chế tạo như một bình trao đổi nhiệt độc lập, được nối ở giữa hai bình gia nhiệt lân cận

(xem hình 5-4 a). Hơi từ một cửa trích của tuabin đưa vào bình bốc hơi và một trong hai bình gia nhiệt nói trên - bình gia nhiệt có áp suất cao hơn.

Với sơ đồ như vậy thì một phần độ gia nhiệt cho nước ở cấp gia nhiệt hồi nhiệt này được thực hiện ở bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi. Bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi được xem như là một phần bề mặt trao đổi nhiệt của cấp gia nhiệt hồi nhiệt đó. Lượng hơi trích hồi nhiệt này không thay đổi, nó chỉ được phân chia giữa bình gia nhiệt hồi nhiệt và bình bốc hơi, sao cho đi qua bình bốc hơi sẽ là một lượng nhiệt thích hợp để chuyển tới bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi. Độ gia nhiệt chung cho nước ở cấp hồi nhiệt này không thay đổi:

$$\tau_i + \tau_{ii} = \tau_r''$$

Ở đây τ_i và τ_r'' là độ gia nhiệt cho nước ở bình gia nhiệt hồi nhiệt phía trên khi có và khi không có bình bốc hơi. Độ gia nhiệt cho nước ở cấp hồi nhiệt bên cạnh có áp suất thấp hơn cũng không thay đổi:

$$\tau_{i+1} = \tau_{r+1}'$$

Bởi vậy hơi trích cho nó thực tế là không thay đổi. Tóm lại là:

$$D_r + D_{BH} = D_r''; \quad D_{r+1} = D_{r+1}'$$

Công của hơi trong tuabin cũng không thay đổi, do đó việc nối thiết bị bốc hơi theo sơ đồ có bình ngưng tụ độc lập không làm thay đổi độ kinh tế nhiệt của thiết bị tuabin. Người ta nối sơ đồ nối thiết bị bốc hơi như vậy là sơ đồ không có tổn thất năng lượng thêm. Tất nhiên là khi có thêm thiết bị bốc hơi sẽ không tránh khỏi tổn thất nhiệt thêm do khuếch tán và do nước xả của bình bốc hơi.

Cũng có thể đơn giản sơ đồ nối thiết bị bốc hơi nếu không đặt bình ngưng tụ riêng mà hơi thứ cấp của bình bốc hơi sẽ cho ngưng tụ ở bình gia nhiệt hồi nhiệt bên cạnh có áp suất thấp hơn (xem hình 5-4 b).

Bình gia nhiệt đó đồng thời làm bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi.

Sơ đồ này đơn giản và rẻ hơn nhưng kèm theo tổn thất thêm về năng lượng. Thật vậy, ở sơ đồ đó độ gia nhiệt cho nước trong bình gia nhiệt hồi

hiệt có chung cửa trích hơi với bình bốc hơi phải được giữ như cũ, như không có bình bốc hơi do vậy lưu lượng hơi trích cho nó được giữ như cũ, song tổng lưu lượng hơi của cửa trích này đã phải tăng lên một lượng cho bình bốc hơi:

$$D_r = D_r'' + D_{bh} > D_r''$$

Hơi trích cho bình gia nhiệt thấp thì ngược lại - giảm đi bởi vì có thêm hơi thứ cấp của bình bốc hơi đưa vào nó:

$$D_{r+1} \approx D_{r+1}'' - D_{bh} \approx D_{r+1}'' - D_{bh}$$

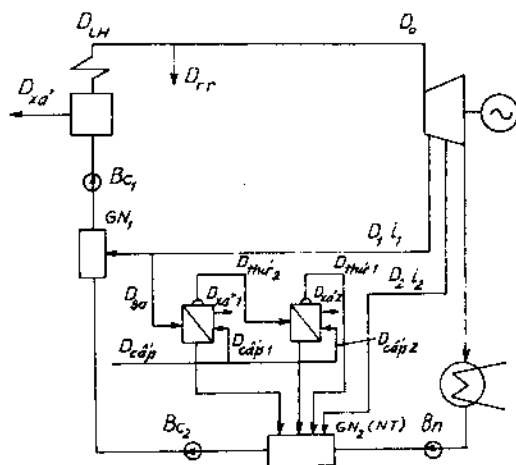
được xem như đã xảy ra một sự thay thế hơi trích có áp suất thấp hơn bằng hơi trích có áp suất cao hơn. Công của hơi ở các tầng tuabin nằm giữa hai cửa trích đó giảm đi một đại lượng là:

$$\Delta W \approx D_{bh}(i_r - i_{r+1}), \text{ kW}$$

ở đây, i_r và i_{r+1} tương ứng là entanpi của hơi ở các cửa trích nối trên (kJ/kg), còn đơn vị của D_{bh} là kg/s .

Sự giảm công của hơi trong tuabin tạo nên tổn thất năng lượng phụ của sơ đồ này. Sự tăng lượng tiêu hao nhiệt ở sơ đồ này so với sơ đồ trước có bình ngưng tụ độc lập có thể tới $1 \div 2\%$. Việc áp dụng sơ đồ đơn giản như thế chỉ có thể kinh tế khi nhà máy điện sử dụng loại nhiên liệu rẻ tiền.

Tuy nhiên độ kinh tế nhiệt của sơ đồ nối thiết bị bốc hơi 2 cấp vào sơ đồ của nhà máy điện ngưng hơi với sự kết hợp bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi với bình gia nhiệt hồi nhiệt.



Hình 5-6. Nối thiết bị bốc hơi 2 cấp vào sơ đồ của nhà máy điện ngưng hơi với sự kết hợp bình ngưng tụ của thiết bị bốc hơi với bình gia nhiệt hồi nhiệt.

được nối ở giữa hai cửa trích hơi hồi nhiệt lắng giềng (xem hình 5-6). Với tổng lượng nước cất đã cho thì chỉ có khoảng một nửa lượng hơi thứ cấp từ cấp hai của thiết bị bốc hơi đưa vào bình gia nhiệt hồi nhiệt áp suất thấp, tương ứng cũng chỉ có một lượng hơi trích nhỏ từ cửa trích dưới bị thay thế. Sự tăng tiêu hao nhiệt chỉ vào khoảng 0,5 ÷ 1% so với sơ đồ có bình ngưng tự độc lập của thiết bị bốc hơi.

§5-5. THIẾT BỊ BỐC HƠI NHIỀU CẤP

Với một lượng hơi trích từ tuabin đã cho, người ta có thể tăng lượng nước cất thu được bằng cách áp dụng phương pháp bốc hơi nhiều cấp. Ví dụ nếu tỉ số giữa lượng hơi sơ cấp và lượng hơi thứ cấp trong một cấp bốc hơi $\beta = 1$ thì lượng nước cất cho ra tỉ lệ thuận với số cấp, với n cấp thì được n kg nước cất trên mỗi kg hơi trích. Nếu $\beta > 1$ thì lượng nước cất cho ra ở mỗi cấp là $1/\beta$ và tổng lượng nước cất cho ra tăng chậm hơn so với số cấp đồng thời nó được biểu thị bằng tổng các thành phần của một cấp số nhân. Cụ thể với n cấp:

$$\alpha_{\text{cất}} = \sum_{j=1}^n \alpha_j = \sum_{j=1}^n \frac{1}{\beta^j} = \frac{1 \left(1 - \frac{1}{\beta^n} \right)}{1 - \frac{1}{\beta}} = \frac{1}{\beta - 1} \left(1 - \frac{1}{\beta^n} \right)$$

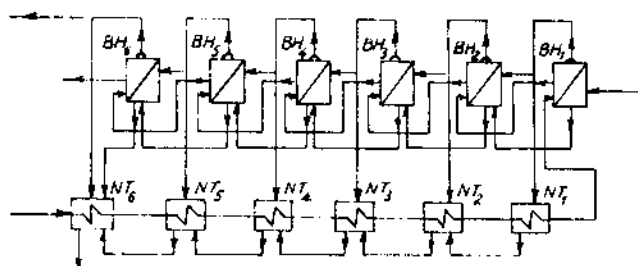
Ví dụ với $\beta = 1,1$, ta được lượng nước cất α_j ở từng cấp tương ứng và tổng $\alpha_{\text{cất}}$:

j	1	2	3	4	5	6	7
α_j	0,91	0,83	0,75	0,68	0,62	0,57	0,52
$\alpha_{\text{cất}}$	0,91	1,74	2,49	3,17	3,79	4,36	4,88

Khi tăng số cấp thì phần nước cất nhận được trong thiết bị bốc hơi ở dạng sẵn sàng càng lớn và phần đi ra khỏi thiết bị ở dạng hơi phải ngưng tụ càng nhỏ. Ví dụ với 6 cấp và $\beta = 1,1$ thì hơi thứ cấp sẽ phải ngưng tụ ở cấp cuối cùng là $0,57/4,36 = 0,13$ toàn bộ lượng nước cất.

Người ta gọi thiết bị bốc hơi nhiều cấp mà cho ra nước cất hoàn toàn ở dạng sẵn sàng (gồm cả nước ngưng của hơi ở cấp cuối cùng) là thiết bị bốc hơi khép kín.

Hình 5-7 giới thiệu sơ đồ thiết bị bốc hơi 6 cấp khép kín, cung cấp nước nối tiếp và có các bình ngưng tụ cho từng cấp riêng biệt.

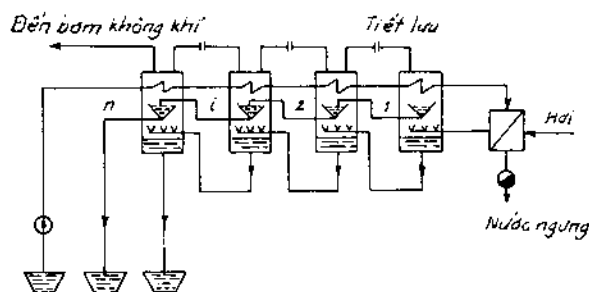


Hình 5-7 Sơ đồ thiết bị bốc hơi nhiều cấp kiểu kín với cung cấp nước nối tiếp.

Việc tính toán cho thấy rằng nếu nhiệt độ nước cấp cho thiết bị bốc hơi là 20°C , độ chênh nhiệt độ ở các bình bốc hơi từ $10 \div 12^{\circ}\text{C}$, áp suất hơi ở cấp cuối cùng của thiết bị khoảng $0,1 \text{ MPa}$ thì có thể đảm bảo ngưng tụ toàn bộ hơi thứ cấp bên trong thiết bị.

Thiết bị bốc hơi nhiều cấp không được phổ biến lắm ở các nhà máy điện vì tiêu hao kim loại nhiều, giá thành cao, công kênh và cần phải làm sạch nước sơ bộ bằng hoá học.

Những năm gần đây đã xuất hiện một kiểu thiết bị bốc hơi nhiều cấp mới, các cấp bốc hơi làm việc như một bình dân nở với nước nóng tự sôi, không có bề mặt trao đổi nhiệt trong các bình bốc hơi, chỉ có một bình trao đổi nhiệt bề mặt hơi - nước chung cho cả thiết bị dùng để gia nhiệt cho nước



Hình 5-8 Sơ đồ nguyên lý của thiết bị bốc hơi nhiều cấp với nước tự sôi.

cấp và các bề mặt làm lạnh để ngưng tụ hơi sinh ra ở phần trên của thân bình (hình 5-8). Người ta gọi thiết bị bốc hơi này là các bình bốc hơi sôi nhanh.

§5-6. XÁC ĐỊNH HIỆU SUẤT CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN CÓ TÍNH ĐẾN TỔN THẤT HƠI VÀ NƯỚC

Hiệu suất của nhà máy điện giảm đi do có tổn thất hơi và nước. Mỗi một phần trăm (%) tổn thất hơi mỗi sẽ làm cho hiệu suất của nhà máy điện giảm đi 1%. Các tổn thất hơi và nước lại được bù bằng nước bổ sung và được gia nhiệt bằng các dòng hơi trích hồi nhiệt của tuabin đến nhiệt độ cuối cùng của nước cấp. Như vậy lượng tiêu hao nhiệt cho tuabin và hiệu suất của nó phụ thuộc vào tổn thất hơi và nước, vào độ gia nhiệt cho nước bổ sung.

Hiệu suất tải nhiệt phụ thuộc trực tiếp vào tổn thất hơi.

Hiệu suất của nhà máy điện ngưng hơi: -

$$\eta_c = \frac{3,6W_{th}}{Q_c} = \eta_{TB}\eta_{nc}\eta_{v,h}$$

ở đây: W_{th} (MW), Q_c (GJ/h).

Để đơn giản chúng ta lấy sơ đồ không có quá nhiệt trung gian. Khi đó việc biểu thị lượng tiêu hao nhiệt cho tuabin có tính đến sự rò rỉ hơi và có sử dụng nước xả lò được viết như sau:

$$Q_{TB} = D \cdot i_{th} + D'_{th} i'_{th} + D_{bs} i_{bs}^{0x} - D_{nc} i_{nc} \quad (5-34)$$

ở đây D'_{th} , i'_{th} và D_{bs} , i_{bs}^{0x} tương ứng là lưu lượng và entanpi của hơi bốc ra từ bình phân ly nước xả lò và của nước bổ sung đã được gia nhiệt ở bình làm lạnh nước xả.

Lưu lượng nước bổ sung:

$$D_{bs} = D_{th} + D'_{v,h} = D_{ng}$$

Lưu lượng nước cấp:

$$D_{rc} = D_{th} + D_{th} + D_{v,h} = D_{th} + D_{tr} + D'_{v,h} + D'_{tr}$$

hoặc:

$$D_{nc} = D_o + D_{trg} + D'_h$$

vì vậy:

$$Q_{th} = D_o(i_o - i_{nc}) + D'_h(i'_h - i_{nc}) - D_{trg}(i_{nc} - i_{nc}^{''}) \quad (5-35)$$

- Nếu không sử dụng nước xả lò, với entanpi của nước bổ sung là $i_{nc}^{''}$ thì:

$$Q_{th} = D_o(i_o - i_{nc}) - D_{trg}(i_{nc} - i_{nc}^{''}) \quad (5-35a)$$

- Hiệu suất của tuabin:

$$\eta_{tb} = \frac{3,6W_{tb}}{Q_{th}}$$

- Phụ tải nhiệt của lò hơi:

$$Q_{l,h} = D_{l,h}(i_{l,h} - i_{nc}) + D_{xa}(i_{xa} - i_{nc}) \quad (5-36)$$

ở đây: $D_{l,h} = D_o + D_{tr}$

- Hiệu suất tải nhiệt tính theo công thức :

$$\eta_{t,n} = \frac{Q_{th}}{Q_{l,h}}$$

ở đây Q_{th} được xác định theo công thức (5-35) hoặc (5-35 a).

- Hiệu suất của lò hơi:

$$\eta_{l,h} = \frac{Q_{l,h}}{Q_c}$$

Hiệu suất của trung tâm nhiệt điện về sản xuất điện năng:

$$\eta_c^E = \eta_{tb}^E \eta_{t,n} \eta_{l,h}$$

- Tiêu hao nhiệt toàn bộ cho thiết bị tuabin của trung tâm nhiệt điện được biểu thị bằng công thức (5-35). Tiêu hao nhiệt cho sản xuất điện năng với lượng nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài là Q_c bằng:

$$Q_{tp}^I = Q_{tr}^I - Q_c$$

Cần nhận thấy rằng tiêu hao nhiệt cho thiết bị tuabin của trung tâm nhiệt điện $Q_{t,0}$ cũng được biểu thị như đối với nhà máy điện ngưng hơi bằng các công thức ở dạng (5-35), trong các công thức đó cũng đưa vào tổn thất trong khi có tính đến tổn thất hơi và nước.

Các tổn thất ngoài cũng được tính bằng các công thức riêng của lượng tiêu hao nhiệt cho hệ tiêu thụ bên ngoài.

- Hiệu suất tải nhiệt của trung tâm nhiệt điện:

$$\eta_{t,0} = \frac{Q_{t,0}}{Q_{t,0}^I} = \frac{Q_{t,0}^{II}}{Q_{t,0}^I} = \frac{Q_I^I}{Q_{t,0}^I},$$

ở đây $Q_{t,0}^I$ và $Q_{t,0}^{II}$ là phụ tải nhiệt của lò hơi về sản xuất điện năng và nhiệt năng.

- Tiêu hao nhiệt của thiết bị tuabin cho hệ tiêu thụ bên ngoài được xác định đối với sơ đồ mở (hình 5-2a) có tính đến tổn thất ngoài theo công thức:

$$Q_t = D_f i_{f,0} + D_{v,e} i_{v,e} + D_{n,e} i_{n,e}^{II} \quad (5-37)$$

$$\text{hoặc:} \quad Q_t = D_{v,e}(i_t - i_{v,e}) + D_{n,e}(i_t - i_{n,e}^{II}) \quad (5-37 \text{ a})$$

$$\text{hồi vì:} \quad D_t = D_{v,e} + D_{n,e}$$

$$\text{hơn nữa:} \quad Q_t \eta_t = Q_t^{III} \quad (\eta_t \approx 1).$$

Đối với sơ đồ khép kín thì Q_t^{III} với η_t được xác định theo vòng thứ cấp liên quan đến các hệ tiêu thụ nhiệt, còn Q_t thì xác định theo vòng sơ cấp của hơi trích.

Khi cung cấp nhiệt bằng nước nóng cho sưởi qua các bình trao đổi nhiệt bề mặt (hình 5-2 b) thì:

$$Q_t \eta_t = Q_t^{III} = Q_{n,0} = G_n(i_n - i_n^{II}) \quad (5-38)$$

Khi cung cấp nhiệt bằng hơi thứ cấp của bình sinh hơi với lưu lượng là $D_{n,0}$ có entanpi $i_{n,0}$ và mất mát toàn bộ nước ngưng ở hệ tiêu thụ nhiệt thì:

$$Q_{\eta_1} = Q^{10} = D_{\infty}(t_{\infty} - t_{k1}) \quad (5-38a)$$

Hiệu suất tải nhiệt tính toán phụ thuộc quan trọng vào tổn thất hơi và nước. Khi thực hiện bảo ôn thì tổn thất nhiệt ra môi trường xung quanh không nhiều lắm và η_{10} được xác định chủ yếu bởi tổn thất rò rỉ hơi, ví dụ nếu $\alpha_{10} \approx 1,5\%$ thì $\eta_{10} \approx 98\%$.

Do tổn thất hơi và nước ngưng nên hiệu suất của nhà máy điện khí non tải sẽ giảm nhanh hơn. Ví dụ với 50% phụ tải cũng với thiết bị ấy và với các thông số hơi như khi toàn tải thì các tổn thất hơi và nước ngưng về trị số tuyệt đối hầu như không giảm, còn về tỉ lệ % thì gần như tăng gấp đôi. Vì thế hiệu suất của nhà máy điện giảm đi một lượng lớn gấp đôi so với khi toàn tải (khoảng 3% khi mang 1/2 phụ tải, đáng lẽ chỉ 1,5% nếu mang toàn tải v.v.).

§5-7. CUNG CẤP HƠI CHO CÁC HỘ TIÊU THỤ NHIỆT CÔNG NGHIỆP

1. Đặc tính phụ tải nhiệt của các xí nghiệp công nghiệp

Phụ tải nhiệt của trung tâm nhiệt điện công nghiệp (thường phục vụ cho một nhóm các xí nghiệp) được xác định bởi nhu cầu tiêu thụ nhiệt của 1 hoặc 2 xí nghiệp lớn nhất. Đối với các xí nghiệp mà quá trình công nghệ sử dụng nhiệt cố định thì phụ tải ngày đêm đồng đều thì không cho phép bị gián đoạn, ví dụ như các xí nghiệp hoá chất, lọc dầu, cao su, nhôm và các ngành công nghiệp khác. Ví dụ phụ tải hơi của một nhà máy lọc dầu trung bình một ngày đêm về mùa đông khoảng 95% trị số cực đại, về mùa hè vào khoảng 65% cực đại của mùa đông.

Ở các xí nghiệp công nghiệp nhẹ nhu cầu nhiệt ít hơn, làm việc 2 ca, phụ tải hơi mùa đông trong những ngày làm việc dao động trong phạm vi từ 65 ÷ 100% trị số cực đại, trong những ngày nghỉ từ 35 ÷ 55% cực đại của ngày làm việc.

Đồ thị phụ tải thời gian năm của các xí nghiệp thuộc các ngành công nghiệp khác nhau có thể phân thành ba nhóm sau đây:

a) Các ngành công nghiệp sử dụng nhiệt nhiều nhất, có nhu cầu nhiệt hàng năm đồng đều và có phụ tải công nghệ tới 90%.

b) Các ngành công nghiệp sử dụng nhiệt vừa phải, có phụ tải công nghệ lớn.

c) Các ngành công nghiệp sử dụng nhiệt ít (chế tạo máy, công nghiệp nhẹ) có phụ tải sườn - sinh hoạt trội hơn.

Phụ tải nhiệt của các nhóm ngành đó được đặc trưng bằng các số liệu sau đây về số giờ sử dụng phụ tải cực đại T_{Σ} , về sự mang tải trung bình ngày đêm trong năm I_{Σ}^{tr} về hệ số đảm bảo trong năm của phụ tải công nghệ α_{tr} (là tỉ số giữa phụ tải công nghệ năm với trị số tính toán của nó).

Nhóm ngành công nghiệp	Chỉ tiêu		
	$T_{\Sigma}, \text{giờ/năm}$	I_{Σ}^{tr}	α_{tr}
a	~ 6200	0,76	0,45 ÷ 0,55
b	5000 ÷ 6000	0,6 ÷ 0,76	0,25 ÷ 0,35
c	4000 ÷ 4700	0,57 ÷ 0,68	0,10 ÷ 0,20

2. Cung cấp hơi từ cửa trích của tuabin và bù tổn thất bằng nước đã được xử lý hoá học

Đối với các quá trình công nghệ của các hộ tiêu thụ công nghiệp người ta sử dụng nhiệt năng chủ yếu ở dạng hơi với các thông số nhất định. Thường là yêu cầu hơi quá nhiệt có áp suất thay đổi trong phạm vi tương đối rộng từ 0,2 ÷ 0,3 đến 1 ÷ 2 MPa tùy theo loại hộ tiêu thụ. Hơi trích cho công nghiệp của các tuabin chế tạo ở Liên xô cũ có áp suất 0,7; 1,3; 1,5 MPa có thể điều chỉnh được.

Có thể có nhiều kiểu sơ đồ cung cấp hơi khác nhau và các phương pháp chuẩn bị nước bổ sung liên quan với chúng. Sơ đồ phổ biến nhất là cung cấp hơi trực tiếp từ cửa trích của tuabin với nước bổ sung được xử lý hoá học để bù các tổn thất trong và ngoài (xem hình 5-2a). Với sơ đồ đó người ta sử dụng các lò hơi tuần hoàn tự nhiên, thông số ban đầu trước tới hạn để

đảm bảo chế độ nước tin cậy. Ở các lò hơi đó thực hiện xả liên tục có các bình phân ly để tận dụng nước xả.

Với lượng hơi cấp đi đã cho $D_{c\lambda}$ thì lượng nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ phụ thuộc vào lượng nước ngưng trả về D_{ve} , nhiệt độ của nó t_{ve} (thường từ $70 \div 90^\circ C$) và entanpi của nó i_{ve} . Tổn thất hơi và nước ngưng ở hệ tiêu thụ được gọi là tổn thất ngoài và được bù lại cho trung tâm nhiệt điện bằng nước nguồn tự nhiên có nhiệt độ $t_{\lambda\kappa}^0$ và entanpi $i_{\lambda\kappa}^0$, trước khi đưa vào hệ thống nước cấp, nước bổ sung có thể được gia nhiệt đến nhiệt độ $t_{\lambda\kappa}$ và entanpi $i_{\lambda\kappa}$.

Lượng nhiệt cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài được xác định bằng công thức tổng quát:

$$Q_{\lambda}^{br} = D_{c\lambda} i_{c\lambda} - D_{ve} i_{ve} - D_{ng} i_{\lambda\kappa}'' \quad (5-39)$$

bởi vì $D_{ve} + D_{ng} = D_{c\lambda}$ nên:

$$Q_{\lambda}^{br} = D_{ve}(i_{c\lambda} - i_{ve}) + D_{ng}(i_{c\lambda} - i_{\lambda\kappa}'')$$

nếu biểu thị các trị số D_{ve} và D_{ng} theo $D_{c\lambda}$:

$$D_{ve} = \alpha_{ve} D_{c\lambda}; \quad D_{ng} = \alpha_{ng} D_{c\lambda} = (1 - \alpha_{ve}) D_{c\lambda}$$

Ta được:

$$Q_{\lambda}^{br} = [i_{c\lambda} - \alpha_{ve} i_{ve} - (1 - \alpha_{ve}) i_{\lambda\kappa}''] D_{c\lambda} \quad (5-40)$$

Khi tính đến tổn thất ở trung tâm nhiệt điện trong việc cung cấp nhiệt thì lượng nhiệt tiêu hao cho nhu cầu bên ngoài bằng:

$$Q_{\lambda} = D_{c\lambda}^0 [i_{c\lambda}'' - \alpha_{ve} i_{ve} - (1 - \alpha_{ve}) i_{\lambda\kappa}'''] \quad (5-41)$$

$$\text{hoặc:} \quad Q_{\lambda} = D_{c\lambda}^0 [i_{c\lambda}^0 - \alpha_{ve} i_{ve} - (1 - \alpha_{ve}) i_{\lambda\kappa}^0] \quad (5-42)$$

ở đây:

$D_{c\lambda}^0$ - lượng hơi trích từ cửa trích (hoặc từ tuabin đối áp);

$i_{c\lambda}^0$ - entanpi của hơi ở cửa trích (hoặc đối áp).

Hiệu suất của thiết bị cung cấp nhiệt:

$$\eta_1 = \frac{Q_{1\text{tr}}^{\text{tr}}}{Q_1}$$

Ở sơ đồ đang khảo sát:

$$D_{1\text{N}}^{\text{tr}} \approx D_{1\text{N}}; i_{1\text{N}}^{\text{tr}} \approx i_{1\text{N}}; Q_1 = Q_{1\text{tr}}^{\text{tr}} \approx Q_{1\text{tr}}^{\text{tr}} \text{ và } \eta_1 = 1.$$

Sơ đồ cung cấp hơi cho hệ tiêu thụ bên ngoài trực tiếp lấy từ cửa trích hoặc từ tuabin đối áp, với việc bù tổn thất bằng nước xử lý hoá học là sơ đồ đơn giản và rẻ tiền nhất.

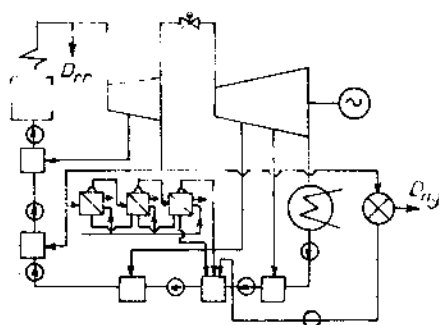
Tuy nhiên nếu nước nguồn tự nhiên là loại có nhiều khoáng chất thì việc xử lý hoá học có thể không thoả mãn những yêu cầu kinh tế kỹ thuật nhất là khi thông số hơi ban đầu trên tới hạn.

Trong những trường hợp đó người ta áp dụng những thiết bị bốc hơi nối vào sơ đồ nhiệt của trung tâm nhiệt điện theo các kiểu khác nhau.

3. Cung cấp hơi từ cửa trích tuabin và bù tổn thất bằng nước cất từ thiết bị bốc hơi

Có thể áp dụng sơ đồ cung cấp hơi trực tiếp từ cửa trích hoặc từ tuabin đối áp với việc bù tổn thất bằng nước cất từ thiết bị bốc hơi nhiều cấp khi chất lượng nước nguồn xấu (hình 5-9).

Trong sơ đồ này dòng hơi trích chủ yếu được đưa trực tiếp đến hệ tiêu thụ còn đưa vào bình bốc hơi chỉ là một lượng D_{tr} cần thiết (hình 5-9). Trường hợp này thiết bị bốc hơi cũng được sử dụng một cách hợp lý để chuẩn bị một lượng nước cất bù cho



Hình 5-9 Sơ đồ nguyên lý cung cấp hơi từ cửa trích tuabin với bù tổn thất bằng nước cất của thiết bị bốc hơi.

các tổn thất trong. Khi đó tổng năng suất của thiết bị bốc hơi (theo lượng nước cất thu được) bằng:

$$D_{cat} = D_{trg} + D_{ng} \quad (5-43)$$

Ở đây $D_{trg} = D_{c\infty} - D_{ce}$. Trong trường hợp riêng nếu $D_{ce} = 0$ thì $D_{trg} = D_{c\infty}$ hoặc nếu $D_{ce} = D_{c\infty}$ thì thiết bị bốc hơi chỉ dùng để bù tổn thất trong $D_{cat} = D_{ng}$.

Khi tổn thất ở hệ tiêu thụ bên ngoài quá lớn (ví dụ công nghiệp dầu mỏ, hoá chất), lượng nước cất yêu cầu sẽ rất lớn và chỉ có thể nhận được ở thiết bị bốc hơi nhiều cấp thì người ta thường hay dùng sơ đồ khép kín.

Có thể đánh giá lưu lượng hơi lớn nhất cung cấp từ cửa trích của tuabin cho hệ tiêu thụ bên ngoài trên cơ sở cân bằng vật chất sơ bộ của thiết bị tuabin ở dạng:

$$D_a = D_{c\infty}^{(0)} + D_{cat} + \Sigma D_i + D_k$$

trong đó:

D_a - lưu lượng hơi cho tuabin;

$D_{c\infty}^{(0)}$ và D_{cat} - lưu lượng hơi từ cửa trích điều chỉnh cho hệ tiêu thụ bên ngoài và cho thiết bị bốc hơi;

ΣD_i - hơi trích để gia nhiệt hồi nhiệt;

D_k - lượng hơi vào bình ngưng của tuabin.

Chúng ta lấy lượng hơi trích cho thiết bị bốc hơi nhiều cấp $D_{cat} \approx 0,2D_{cat}$, lượng nước cất:

$$D_{cat} = D_{ng} + D_{trg} \approx D_{c\infty} + 0,02D_a \text{ nếu } D_{ce} = 0; D_{ng} = D_{c\infty} = D_{c\infty}^{(0)} \text{ và}$$

$$D_{trg} = 0,02D_a \text{ và } \Sigma D_i = 0,25D_a; D_k \approx 0,05D_a \text{ thì ta được:}$$

$$D_a \approx D_{c\infty}^{(0)} + 0,2(D_{c\infty}^{(0)} + 0,02D_a) + 0,3D_a$$

$$(0,700 - 0,004)D_a = 1,2 D_{c\infty}^{(0)}$$

Từ đây rút ra lượng hơi có thể cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài:

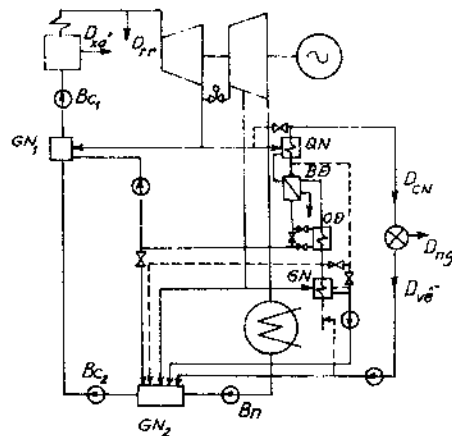
$$\alpha_{iN}'' = \frac{D_{iN}''}{D_{iN}} \approx \frac{0,696}{1,2} = 0,58$$

bằng khoảng 60% lưu lượng hơi cho tuabin.

Trị số chính xác α_{iN}'' nhận được từ việc tính toán đầy đủ sơ đồ nhiệt của tuabin, bao gồm cả thiết bị bốc hơi nhiều cấp và các thiết bị gia nhiệt hồi nhiệt.

4. Cung cấp hơi cho hệ tiêu thụ bên ngoài qua thiết bị biến đổi hơi

Muốn đảm bảo có một chế độ nước tin cậy cho lò hơi của trung tâm nhiệt điện thì có thể nối các bình bốc hơi theo sơ đồ biến đổi hơi, nghĩa là cung cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài bằng hơi thứ cấp của bình bốc hơi. Khi đó nước ngưng của hơi nóng từ cửa trích tuabin được giữ lại ở trung tâm nhiệt điện và là thành phần chủ yếu của nước cấp cho các lò hơi (hình 5-10).



Hình 5-10. Sơ đồ cung cấp hơi cho hệ tiêu thụ qua thiết bị biến đổi hơi.

Các tổn thất ngoài khi ấy không có, chỉ còn có tổn thất trong.

Việc bù tổn thất trong đối với sơ đồ như thế có thể bằng nhiều phương pháp khác nhau. Phần lớn người ta sử dụng bình biến đổi hơi đồng thời cũng là bình bốc hơi để bù tổn thất trong (phương pháp chủ yếu). Nếu nước ngưng từ hệ tiêu thụ trả về D_{vo} dùng để cung cấp cho các lò hơi của trung tâm nhiệt điện thì năng suất của bình biến đổi hơi (lượng hơi thứ cấp sinh ra) D_{bi} được xem như là tổng các tổn thất ngoài và tổn thất trong:

$$D_{bi} = D_{ng} + D_{trg} = D_{cn} - D_{vo} + D_{trg} \quad (5-44)$$

Lượng hơi còn thiếu cho hệ tiêu thụ bên ngoài với áp suất p_{ex} chính là bằng lượng nước ngưng trả về D_{tr} phải lấy trực tiếp từ cửa trích tuabin, ví dụ cũng lấy từ đường trích cho bình biến đổi hơi nhưng cho đi qua thiết bị giảm áp một lượng $D_p = D_{\text{tr}}$ (hình 5-10). Nhờ đó mà kích thước của bình biến đổi hơi cũng thiết bị phụ được thu gọn, ví dụ nếu $D_{\text{tr}} = 0,5D_{\text{tr}}$ thì kích thước và giá thành của thiết bị biến đổi hơi giảm đi khoảng 2 lần. Về bản chất thì đó là áp dụng sơ đồ cung cấp hơi phối hợp: một lượng bằng D_{tr} thì cung cấp trực tiếp từ cửa trích tuabin (trong trường hợp này qua thiết bị giảm áp) và một lượng $D_{\text{trg}} = D_{\text{tr}} - D_{\text{tr}}$ thì cung cấp qua bình biến đổi hơi.

Như vậy năng suất của thiết bị biến đổi hơi D_{tr} trong trường hợp này trùng với năng suất của thiết bị bốc hơi nhiều cấp và việc cung cấp hơi cho hệ tiêu thụ thì lấy từ cửa trích tuabin (xem hình 5-9, công thức 5-43)).

Trên hình 5-10 ngoài bình biến đổi hơi còn có các thiết bị phụ của nó.

Hơi cung cấp cho các quá trình công nghệ trong công nghiệp đồng thời lại phải vận chuyển đi xa nên thường đòi hỏi phải là hơi quá nhiệt nhưng bình biến đổi hơi chỉ sản xuất được hơi bão hoà cho nên để quá nhiệt cho nó người ta đặt một bình quá nhiệt QN sử dụng nhiệt của hơi trích từ tuabin. Một dòng nhiệt lớn sẽ cùng với nước ngưng đọng của bình biến đổi hơi được đưa vào hệ thống hồi nhiệt của trung tâm nhiệt điện. Để giảm bớt nhiệt độ của nó nhằm cải thiện việc sử dụng hơi trích hồi nhiệt và điều kiện làm việc của các bơm cấp chính, người ta đặt một bình làm lạnh nước đọng OD.

Có thể cải thiện được một chút độ kinh tế nhiệt của thiết bị tuabin nếu nước cung cấp cho bình biến đổi hơi được gia nhiệt sơ bộ bằng hơi trích từ tuabin có áp suất thấp hơn trong một bình gia nhiệt GN. Bình gia nhiệt này cũng có thể dùng làm bình ngưng tự hơi thứ cấp để bù các tổn thất trong D_{trg} . Nước cung cấp cho bình biến đổi hơi được làm sạch hoá học và được gia nhiệt trong bình làm lạnh nước xả của bình biến đổi hơi. Ngoài ra còn phải đuổi những khí hoá tan ra khỏi nước cấp cho bình biến đổi hơi, điều này được thực hiện trong một bình gia nhiệt hỗn hợp (bình khử khí).

Nếu nước ngưng từ hệ tiêu thụ trả về không dùng để cung cấp cho các lò hơi của trung tâm nhiệt điện thì nên xem xét lợi ích của việc sử dụng nó

để cung cấp cho bình biến đổi hơi. Nhờ đó có thể giảm được sản lượng và giá thành của các thiết bị xử lý hoá học.

Lưu lượng cần thiết cho bình biến đổi hơi được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt:

$$D_{\text{ex}}(i'_{\text{ex}} - i'_{\text{ex}0})\eta_{\text{ex}} = D_{\text{trg}}(i_{\text{trg}} - i_{\text{ex}}) + D_{\text{sc}}(i'_{\text{sc}} - i_{\text{sc}}) \quad (5-45)$$

ở đây:

D_{ex} - lượng hơi trích từ tuabin dùng làm hơi sơ cấp cho bình biến đổi của hơi;

D_{trg} - hơi thứ cấp của bình biến đổi hơi và chính là năng suất D_{sc} của nó;

$i'_{\text{trg}} = i'_{\text{trg}0}$ - entanpi bão hoà khô của hơi thứ cấp;

i_{ex} - entanpi của nước cung cấp cho bình biến đổi hơi.

D_{sc} - lượng nước xả của bình biến đổi hơi;

i'_{sc} - entanpi của nước xả.

Nếu hơi trích đi qua bình quá nhiệt QN thì entanpi i_{ex} của nó giảm đến i'_{ex} , được xác định bởi độ quá nhiệt còn lại không lớn lắm $20 \div 25^\circ\text{C}$.

Trị số D_{trg} thường bằng tổng $D_{\text{ng}} + D_{\text{trg}}$. Áp suất của hơi thứ cấp được xác định từ yêu cầu của hệ tiêu thụ nhiệt. Áp suất của hơi sơ cấp được xác định từ những điều kiện truyền nhiệt trong bình biến đổi hơi và độ chênh nhiệt độ tối ưu $\Delta t_{\text{ex}} = t'_{\text{ex}} - t'_{\text{trg}}$. Thường $\Delta t_{\text{ex}} = 12 \div 15^\circ\text{C}$. Đại lượng này xác định giáng áp trong bình biến đổi hơi, bằng $0,2 \div 0,4 \text{ MPa}$ do đó áp suất hơi trích từ tuabin phải được tăng lên tương ứng so với áp suất của hơi cấp đi và công của hơi trích trong tuabin cũng giảm đi tương ứng. Điều này là nhược điểm cơ bản của sơ đồ cung cấp hơi qua thiết bị biến đổi hơi, nó dẫn đến tăng lượng tiêu hao nhiệt và tiêu hao nhiên liệu so với sơ đồ cung cấp hơi trực tiếp từ cửa trích vào khoảng 2%.

Từ 3 sơ đồ đang khảo sát thì sơ đồ được áp dụng ưu tiên hơn cả là sơ đồ cung cấp hơi trực tiếp từ cửa trích tuabin với bù tổn thất bằng nước xử lý hoá học.

Khi thiết kế trung tâm nhiệt điện công nghiệp với nước nguồn có nhiều khoáng chất thì cần phải so sánh về mặt kinh tế kỹ thuật những sơ đồ có thể áp dụng và phương pháp bù tổn thất. Việc lựa chọn sơ đồ cần phải đặc biệt thận trọng trong trường hợp trung tâm nhiệt điện sử dụng các lò hơi trực lưu với thông số trên tối hạn. Việc áp dụng bình biến đổi hơi khi đó có thể bảo đảm chế độ nước tin cậy hơn cho các thiết bị của trung tâm nhiệt điện.

KHỬ KHÍ VÀ THIẾT BỊ CẤP NƯỚC

§6-1. THIẾT BỊ KHỬ KHÍ

1. Khử khí và loại khử khí

Không khí hoà tan trong nước ngưng, nước cấp và nước bổ sung có chứa khí xâm thực (O_2 , CO_2) gây ăn mòn thiết bị và ống dẫn trong nhà máy điện. Để bảo vệ chúng khỏi sự ăn mòn của khí trong nước, người ta áp dụng biện pháp tách khí hoà tan ra khỏi nước - gọi là khử khí cho nước.

Để tách không khí hoà tan, trong nhà máy nhiệt điện thường áp dụng phương pháp khử khí hoà tan trong nước bằng nhiệt. Lượng oxy còn lại trong nước sau khi khử khí bằng nhiệt sẽ được vô hiệu hoá thêm bằng cách kết hợp nó với chất phản ứng hoá học (hợp chất N_2H_4).

Khử khí bằng nhiệt dựa trên những cơ sở sau:

- Theo định luật Henri thì lượng khí hoà tan trong nước (nồng độ khối lượng của nó) ở nhiệt độ đã cho tỷ lệ với áp suất của khí trên bề mặt thoáng của nước.

Theo định luật Henri - Đanton thì lượng khí G_1 có trong hỗn hợp khí và hoà tan trong nước ở nhiệt độ không đổi, tỉ lệ với phân áp suất của nó p_1 trên bề mặt thoáng của nước:

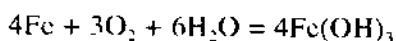
$$G_1 = K_1 p_1 \quad (6-1)$$

Ở đây K_1 là hệ số tỷ lệ phụ thuộc vào loại khí, áp suất và nhiệt độ của nó (hình 6-1a, b).

Theo định luật này thì thành phần tương đối của các chất khí có trong không khí hoà tan trong nước sẽ khác với thành phần của chúng trong không khí.

Chẳng hạn, ở nhiệt độ 0°C và áp suất khí quyển, nước chứa (tính theo thể tích) 34,9% oxy (trong không khí là 21%); 2,5% CO_2 (trong không khí là 0,04%); 62,6% nitơ và các khí khác (trong không khí là 78,96%).

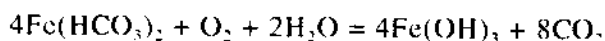
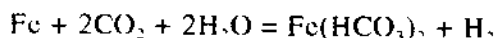
Gây ăn mòn chính cho kim loại chế tạo thiết bị và ống dẫn nhà máy điện là oxy. Nó có nhiều trong không khí và hoà tan nhiều trong nước.



Hệ số ăn mòn của oxy:

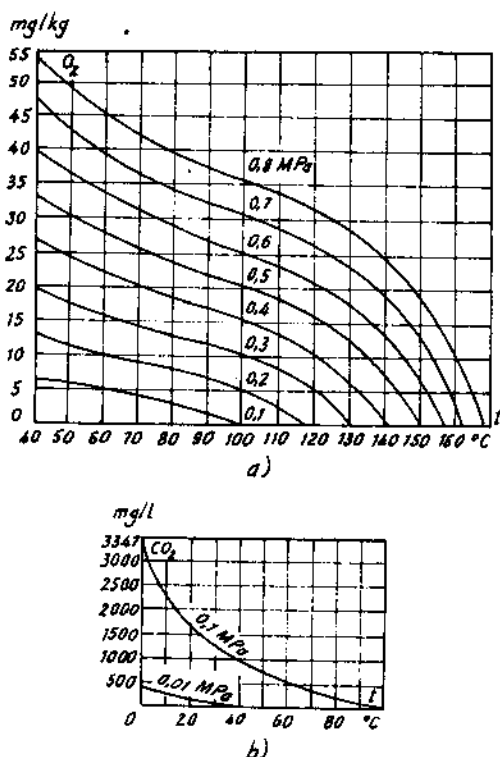
$$\begin{aligned} K_{\text{O}_2} &= \frac{4\text{Fe}}{3\text{O}_2} \\ &= \frac{4 \times 56}{3 \times 32} = 2,34 \end{aligned}$$

Đặc biệt khi có CO_2 thì tác dụng ăn mòn của oxy tăng lên rất nhiều:



Lúc này:

$$K_{\text{O}_2} = \frac{4\text{Fe}}{\text{O}_2} = \frac{4 \times 56}{32} = 7$$



Hình 6-1. Sự phụ thuộc của lượng oxy (a) và CO_2 (b) hoà tan trong nước vào nhiệt độ ứng với các áp suất khác nhau.

Bởi vậy CO_2 được xem là chất xúc tác ăn mòn của oxy đối với kim loại vì cường độ ăn mòn của chính bản thân CO_2 đối với kim loại rất nhỏ.

$$K_{\text{CO}_2} = \frac{4\text{Fe}}{2\text{CO}_2} = \frac{56}{2 \times 44} = 0,64$$

Rõ ràng rằng khi có CO_2 cường độ ăn mòn của oxy với kim loại tăng lên 3 lần.

Khi gia nhiệt cho nước ở áp suất không đổi $p = \text{const}$, khí hoà tan trong nước dần dần được thoát ra. Khi nâng nước tới nhiệt độ bão hoà, phân áp suất (áp suất riêng phần) của hơi nước trên bề mặt thoáng của nước đạt tới áp suất toàn phần. Còn phân áp suất và hàm lượng các chất khí tương ứng trong nước hạ tới không. Nước đã được khử các chất khí hoà tan trong chúng.

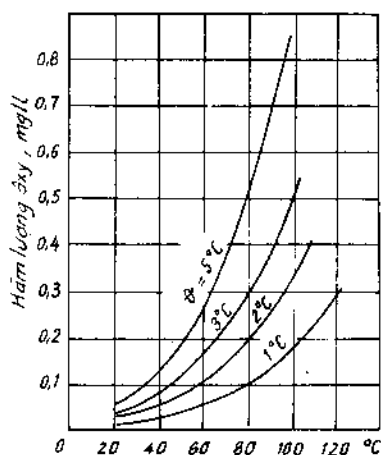
Nếu nước không được gia nhiệt tới giá trị bão hoà (ở áp suất đã cho) thì hàm lượng các chất khí còn lại trong nước sẽ tăng lên (đặc biệt là oxy).

Để đuổi hết các khí hoà tan trong nước ra khỏi nước, ngoài việc giữ nhiệt độ nước bằng nhiệt độ bão hoà ứng với áp suất trong bình, còn phải bảo đảm đủ thời gian, đủ bề mặt tiếp xúc giữa hơi và nước và phải đảm bảo việc thoát khí ra khỏi thiết bị khử khí (hình 6-2).

Trong nhà máy điện thường áp dụng các loại khử khí bằng nhiệt sau:

Theo nhiệm vụ (theo loại dòng nước được khử khí)

1. Khử khí nước cấp (cho lò hơi, thiết bị bốc hơi, bình sinh hơi).
2. Khử khí nước bổ sung và nước ngưng từ hệ dùng nhiệt trở về.
3. Khử khí nước bổ sung của mạng nhiệt.



Hình 6-2. Sự phụ thuộc của hàm lượng oxy còn lại vào nhiệt độ khi và độ gia nhiệt thiếu của nước.

Theo phương pháp gia nhiệt cho nước khử khí

1. Khử khí loại hỗn hợp.
2. Khử khí có gia nhiệt sơ bộ bằng hơi cho nước trước khi vào khử khí.

Theo áp suất của hơi nóng

1. Khử khí áp suất cao (thường bằng $0,6 \div 0,7 \text{ MN/m}^2$).
2. Khử khí áp suất khí quyển ($0,10 \div 0,11 \text{ MN/m}^2$).
3. Khử khí chân không (áp suất thấp hơn áp suất khí quyển).

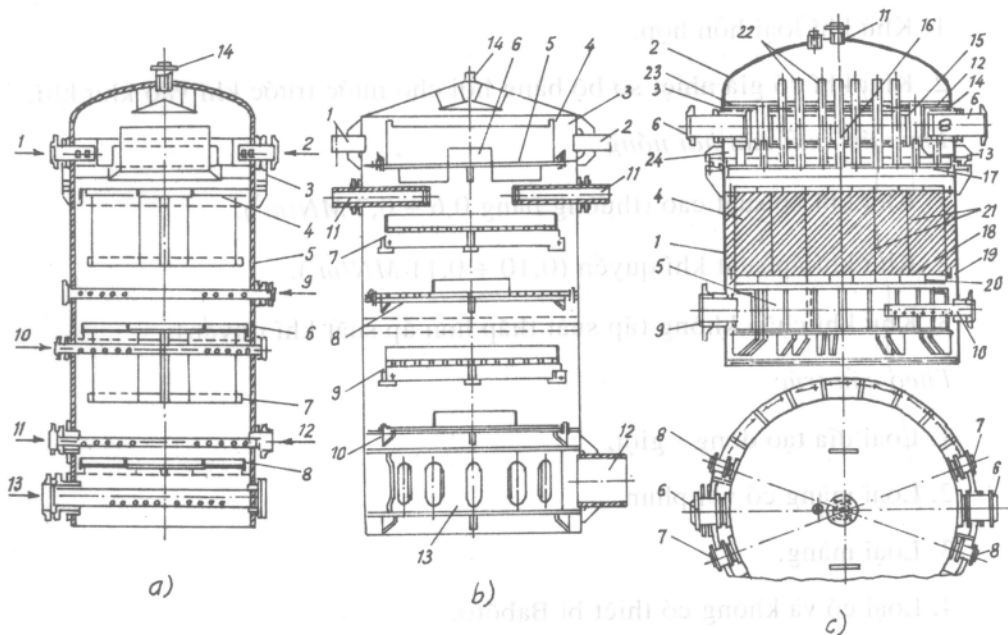
Theo cấu trúc

1. Loại đĩa tạo dòng - giọt.
2. Loại màng có vòi phun.
3. Loại màng.
4. Loại có và không có thiết bị Babôto.
5. Loại có cột khử khí hình trụ đặt đứng.
6. Loại có cột khử khí hình trụ nằm ngang.

Khử khí trong nhà máy điện còn được dùng để khử khí cho nước từ các bể chứa nước xả lộ thiên, nước ngưng từ hệ thống điều chỉnh tuabin, nước dùng cho thiết bị giảm ôn, giảm áp v.v...

Ở nhà máy nhiệt điện, bình khử khí quan trọng nhất là bình khử khí nước cấp cho lò. Đối với yêu cầu này, người ta thường áp dụng loại khử khí có cột khử khí hình trụ nằm ngang hay thẳng đứng kiểu dòng - giọt có hoặc không có vòi phun, trong đó nước được gia nhiệt hỗn hợp bằng hơi có $p = 0,6 \div 0,7 \text{ MN/m}^2$. Bình khử khí loại này đồng thời là bình gia nhiệt của nhà máy (hình 6-3).

Về mặt cấu tạo, khử khí loại dòng - giọt gồm nhiều đĩa hình tròn và hình xoắn đặt song song với nhau và vuông góc với trục của phần hình trụ. Trên đĩa có khoan lỗ đường kính từ 5 đến 8 mm, thường có 2 đến 5 đĩa, cái nọ cách cái kia từ 400 đến 1200 mm.



Hình 6-3. Khử khí với cột hình trụ đặt đứng (a) và (b) khử khí loại dòng giọt:

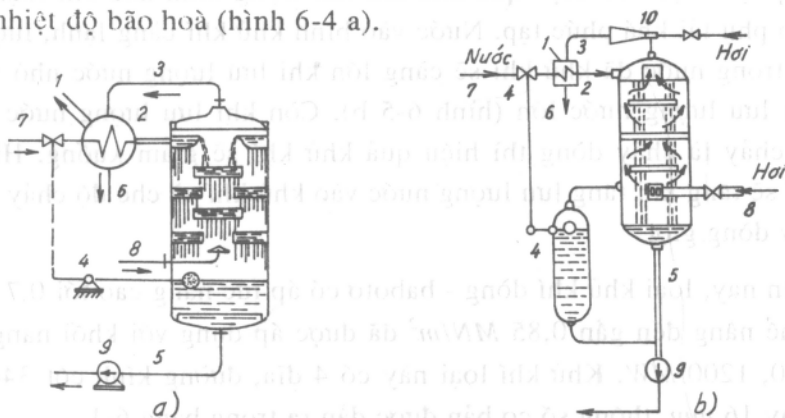
a) Loại áp lực cao: 1. chỗ vào của nước ngưng chính; 2. chỗ vào của nước ngưng bình gia nhiệt trước; 3. thiết bị hỗn hợp; 4 - 8. đĩa đục lỗ; 9, 10. chỗ vào của nước động bình gia nhiệt cao áp; 11, 12. hơi từ chèn cần van và bình phân li nước xả lò; 13. hơi nóng và khử khí; 14. hơi thoát;

b) Loại áp suất khí quyển: 1, 2. chỗ vào của nước đã được xử lý hoá và nước ngưng; 3. buồng hỗn hợp; 4. tấm chắn (thanh chắn); 5, 6, 10. đĩa; 6. lỗ của đĩa 5 để thoát hơi thừa; 11. chỗ vào của nước ngưng bình gia nhiệt lưới; 12 và 13. ống nối với ống hơi vào và ống phân phối; 14. hơi thoát;

c) Loại màng có vòi phun: 1. vỏ; 2. nắp; 3. thiết bị phân phối nước; 4. vòi phun; 5. ống góp phân phối hơi; 6, 10. ống nối đầu vào; 6. nước ngưng tuabin; 7. nước đã được xử lý hoá; 8. nước ngưng bình bốc hơi; 9. hơi nóng; 10. hơi về từ chèn van tuabin; 11. ống nối với ống dẫn hơi thoát; 12, 13. các tấm nằm ngang; 14. tấm ngăn hình trụ; 15. vách ngăn; 16. cửa nước ra; 17. đĩa khoan lỗ; 18. lưới cố định; 19. vành; 20. thanh giằng; 21. vách ngăn; 22. ống nhánh vào buồng phân phối nước; 23. ống nhánh nối thiết bị hỗn hợp với đường hơi thoát ra theo chu vi cột khử khí; 24. ống phân phối.

Nước cần khử khí sau khi qua buồng hỗn hợp trên đỉnh được rơi xuống đĩa, qua các lỗ trên đĩa - nước rơi dưới dạng mưa xuống tiếp các đĩa đặt ở dưới, còn hơi nóng đi từ dưới phân hình trụ qua ống góp đặt nằm ngang có khoan lỗ, len lỏi qua các khoảng trống giữa vành ngoài đĩa với vách trong

hình trụ và vành trong của đĩa. Dòng hơi cắt ngang dòng nước gia nhiệt cho nó đến nhiệt độ bão hoà (hình 6-4 a).

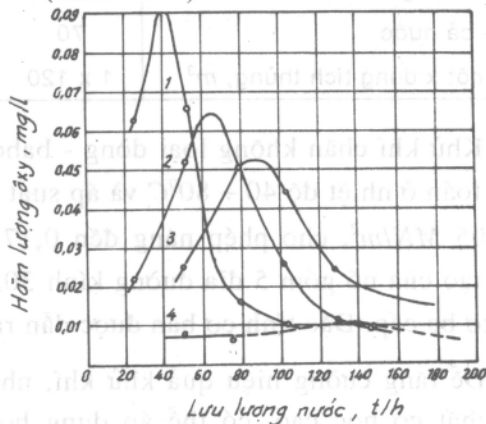
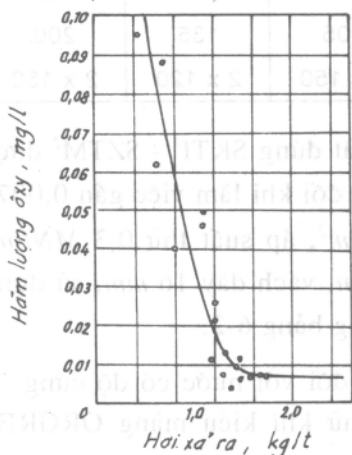


Hình 6-4. Sơ đồ khử khí bằng nhiệt:

a) Loại áp lực khí quyển (hay nâng cao); b) Loại chân không;

1. không khí; 2. bình làm lạnh hơi; 3. hỗn hợp khí hơi; 4. bộ phận điều chỉnh mức nước; 5. chỗ ra của nước được khử khí; 6. chỗ ra của nước ngưng từ hơi thoát; 7. nước vào khử khí; 8. đường hơi nóng vào; 9. bơm cấp; 10. ejectơ.

Hỗn hợp khí tách ra từ nước có lẫn một phần nhỏ hơi nước chưa kịp ngưng tụ được đưa ra khỏi khử khí qua ống đặt trên đỉnh (đối với khử chân không, hỗn hợp khí - hơi được hút ra khỏi khử bằng ejectơ hơi). Như vậy hàm lượng CO_2 còn trong nước đã được khử khí cũng phụ thuộc vào lượng hơi thừa (hơi thoát) thoát ra cùng khí (hình 6-5 a).



Hình 6-5. Sự phụ thuộc hàm lượng oxy còn lại vào lượng hơi thoát (a) và vào lưu lượng và nhiệt độ nước (b) 1-10°C; 2-40°C; 3-67°C; 4-97°C.

Sự phụ thuộc của hiệu quả khử khí khi trong bình khử khí loại dòng - giọt vào phụ tải khá phức tạp. Nước vào bình khử khí càng lạnh, lượng ôxy còn lại trong nước đã khử khí sẽ càng lớn khi lưu lượng nước nhỏ và càng nhỏ khi lưu lượng nước lớn (hình 6-5 b). Còn khi lưu lượng nước nhỏ và chế độ chảy là chảy dòng thì hiệu quả khử khí sẽ giảm xuống. Hiệu quả khử khí sẽ tăng khi tăng lưu lượng nước vào khử khí và chế độ chảy là chảy giọt hay dòng giọt.

Hiện nay, loại khử khí dòng - babotơ có áp lực nâng cao tới $0,7 \text{ MN/m}^2$ và có thể nâng đến gần $0,85 \text{ MN/m}^2$ đã được áp dụng với khối năng lượng 500, 800, 1200 MW. Khử khí loại này có 4 đĩa, đường kính cột 3442 mm. Vách dày 16 mm, thông số cơ bản được dẫn ra trong bảng 6-1.

Bảng 6-1
Đặc tính kỹ thuật cột khử khí nằm ngang áp lực nâng cao

Thông số	Loại khử khí			
	DSV-1300	DSV-2000	DSV-2600	DSV-4000
Công suất, t/giờ	1300	2000	2600	4000
Chiều dài, mm	6800	8600	10450	14100
Trọng lượng, tấn				
- không nước	25	35	45	62
- cả nước	70	105	135	200
Số cột x dung tích thùng, m ³	1 x 120	1 x 150	2 x 120	2 x 150

Khử khí chân không loại dòng - babotơ đặt đứng SKTI¹ - SZTM² được tính toán ở nhiệt độ $40 \div 80^\circ\text{C}$ và áp suất tuyệt đối khi làm việc gần $0,0075 \div 0,05 \text{ MN/m}^2$, cho phép nâng đến $0,17 \text{ MN/m}^2$, áp suất thử $0,3 \text{ MN/m}^2$. Cấu tạo của nó gồm 5 đĩa đường kính 3032 mm, vách dày 16 mm, sử dụng ejectơ ba cấp. Đặc tính cơ bản được dẫn ra trong bảng 6-2.

Để tăng cường hiệu quả khử khí, nhất là đối với nước có độ cứng và tạp chất cơ học cao, có thể áp dụng hoặc khử khí kiểu màng ORGRES (hình 6-6).

¹ SKTI - Viện lò hơi tuabin Trung ương Liên xô (cũ).

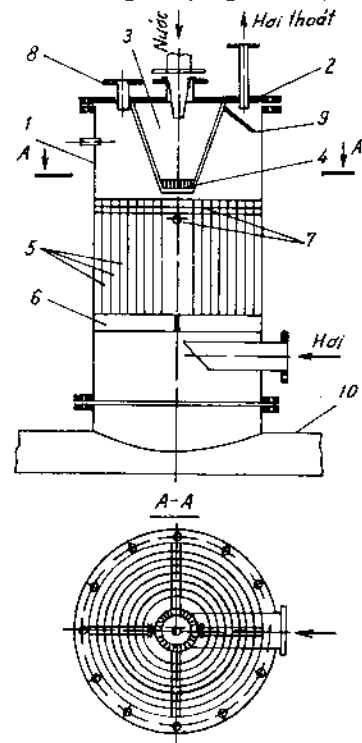
Bảng 6-2.

Thông số	Loại khử khí		
	ĐCV-400Đ	CV-800	ĐCV-1200
Công suất, t/giờ	400	800	1200
Chiều dài, mm	1992	3968	5950
Trọng lượng, t			
- không nước	7,11	12,10	17,30
- cả nước	21	40	60
Số cột	1	1	2

Nước ngưng chính trước khi vào khử khí thường được gia nhiệt sơ bộ nhờ hơi thoát của bình khử khí nhằm nâng cao hiệu quả khử khí. Nước ngưng từ hơi thoát được quay về hệ thống nước cấp, còn khí không ngưng thải ra khí quyển (hình 6-4 a).

Nước sau khi khử khí tập trung trong thùng chứa hình trụ nằm ngang đặt dưới cột khử khí có dung tích đủ lớn để dự trữ nước cấp cho lò hơi trong một thời gian nhất định. Mức nước trong thùng chứa được giữ ổn định nhờ thiết bị điều chỉnh mức để đảm bảo độ tin cậy làm việc của bơm cấp (hình 6-4 b).

Để khử khí tiếp một phần khí O_2 và CO_2 còn dư trong nước đã khử khí có hàm lượng bicacbonat cao, người ta thường đặt trong thùng chứa thiết bị babôto. Trong thiết bị này, oxy còn lại trong nước khử khí sẽ liên kết



Hình 6-6. Khử khí kiểu màng:

1. vỏ; 2. nắp; 3. ống phun; 4. miệng phễu; 5. tấm ngăn; 6. tấm đỡ; 7. trực liên thông; 8. bích bắt van an toàn; 9. tấm chắn; 10. thùng chứa.

² SZTM - nhà máy tuabin Xveclor Liên xô (cũ).

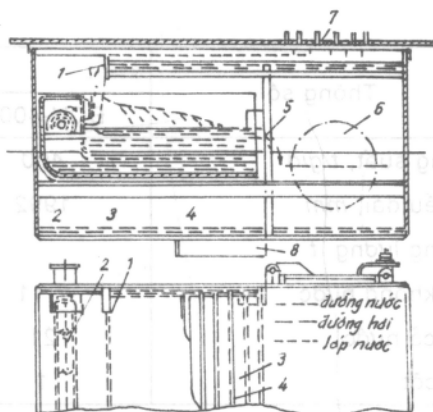
với các hợp chất của hydrazin (N_2H_4), đó là hydrazinhydrat hoặc là hydrazinsulfat được đưa vào nước trước bơm cấp.

Để khử thêm oxy của nước ngưng tuabin trong bình ngưng người ta dùng cách khử khí bằng sỏi bọt ở bình đựng nước ngưng. Hơi áp lực thấp được đưa vào đây.

Khử khí loại này được áp dụng đối với loại tuabin 300, 500, 800 MW (hình 6-7).

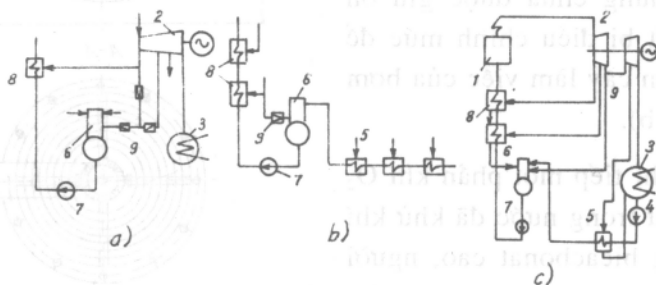
2. Sơ đồ mắc, cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất bình khử khí

Người ta áp dụng các sơ đồ khác nhau nối bình khử khí với cửa trích tuabin. Trong nhà máy nhiệt điện dùng tuabin ngưng hơi thường áp dụng hai sơ đồ mắc khử khí: trích từ cửa trích hồi nhiệt độc lập hay từ cửa trích trước khử khí theo đường hơi (hình 6-8 a, b).



Hình 6-7. Khử khí Babôtr cho nước trong thiết bị thu nước ngưng tuabin 300 MW.

1. máng phân phối nước; 2. hơi vào; 3. đĩa đục lỗ; 4. lỗ hở của đĩa; 5. vách ngăn; 6. cửa; 7. nước ngưng vào và hơi thừa thoát ra khỏi bình ngưng; 8. ống thoát nước ngưng.



Hình 6-8. Sơ đồ mắc khử khí nước cấp:

- a) Dùng cửa trích gia nhiệt hồi nhiệt độc lập; b) Dùng hơi trích bình gia nhiệt hồi nhiệt trước nó; c) Dùng hơi cửa trích điều chỉnh ở trung tâm nhiệt điện;
1. lò hơi; 2. tuabin; 3. bình ngưng; 4. bơm ngưng; 5. gia nhiệt hạ áp; 6. khử khí; 7. bơm cấp; 8. bình gia nhiệt hạ áp; 9. bộ điều chỉnh áp suất.

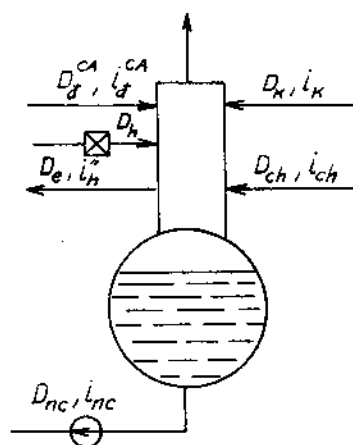
Trong sơ đồ a), bình khử khí làm việc với áp lực trượt sẽ có lợi về mặt năng lượng (áp lực này phụ thuộc vào phụ tải của tuabin và lượng hơi qua nó). Song khi đó bơm cấp sẽ làm việc với nhiệt độ thay đổi và cột áp thay đổi của nước. Đó là nhược điểm của sơ đồ này.

Trong sơ đồ b), hơi trích cho bình khử khí được lấy từ cửa trích hơi nhiệt cao áp trước nó (theo đường hơi), qua van điều áp trước khi vào khử khí. Độ gia nhiệt tổng trong bình gia nhiệt cao áp và khử khí cũng chung cửa trích cần phải bằng độ gia nhiệt kinh tế cho nước ở cấp gia nhiệt đó. Trong sơ đồ này, mặc dù có tiết lưu hơi song vẫn không làm giảm tính kinh tế của sơ đồ.

Để đảm bảo hiệu quả khử khí, lượng hơi qua khử khí cần phải đủ lớn. Độ gia nhiệt cho nước phải không thấp hơn $10 \div 12^\circ\text{C}$. Ngoài ra khi phân chia độ gia nhiệt, cần phải tính đến độ gia nhiệt cho nước trong bơm cấp (thường từ 30 đến 35 kJ/kg với áp suất hơi mới vào tuabin là siêu tới hạn).

Trong trung tâm nhiệt điện, người ta thường áp dụng sơ đồ giống như trên hình 6-8 a, b hoặc theo sơ đồ nối khử khí với cửa trích hơi điều chỉnh (hình 6-8 c); sơ đồ này áp dụng với áp suất cửa trích điều chỉnh xấp xỉ $0,7 \text{ MN/m}^2$. Sự làm việc của bình khử khí và bơm cấp trong trường hợp này ổn định về áp suất và nhiệt độ.

Để lập phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất bình khử khí, cần xác định những lượng vào, ra: lượng nước ngưng chính D_K , nước động từ gia nhiệt cao áp trở về $D_{\text{đ}}^{\text{CA}}$, lượng hơi vào khử khí D_h , ngoài ra còn có hơi chèn cuối tuabin, hơi từ van stop và van điều chỉnh trở về D_{ch} . Lượng ra khỏi bình gồm: lượng nước cấp D_{nc} , lượng hơi đi chèn cuối tuabin, đi ejector làm việc ở bình ngưng D_e . Bỏ qua lượng hơi thoát theo khí không ngưng không tính đến trong phương trình



Hình 6-9. Sơ đồ tính cân bằng vật chất và cân bằng nhiệt bình khử khí.

cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất.

Từ hình 6-9, lập được phương trình cân bằng vật chất:

$$D_K + D_d^{CA} + D_r + D_{ch} = D_{nc} + D_e \quad (6-2)$$

Nếu biểu diễn theo phần hơi vào tuabin phương trình trên có dạng:

$$\alpha_K + \alpha_d^{CA} + \alpha_r + \alpha_{ch} = \alpha_{nc} + \alpha_e \quad (6-2 \text{ a})$$

Phương trình cân bằng nhiệt bình khử khí:

$$D_K i_K + D_d^{CA} i_d^{CA} + D_r i_r + D_{ch} i_{ch} = D_{nc} i_{nc} + D_e i''_e \quad (6-3)$$

ở đây:

$i_{nc} = i'_{nc}$ - entanpi của nước ứng với áp suất hơi bão hoà trong bình khử khí, kJ/kg ;

i''_e - entanpi hơi bão hoà khô ra khỏi khử khí đi ejector và chèn cuối tuabin, kJ/kg .

Tương tự ta có phương trình cân bằng nhiệt theo phần hơi vào tuabin:

$$\alpha_K i_K + \alpha_d^{CA} i_d^{CA} + \alpha_r i_r + \alpha_{ch} i_{ch} = \alpha_{nc} i_{nc} + \alpha_e i''_e \quad (6-3 \text{ a})$$

Từ phương trình (6-2), (6-3) hay (6-2a), (6-3a) xác định được các giá trị D_h , D_K hay α_h , α_K .

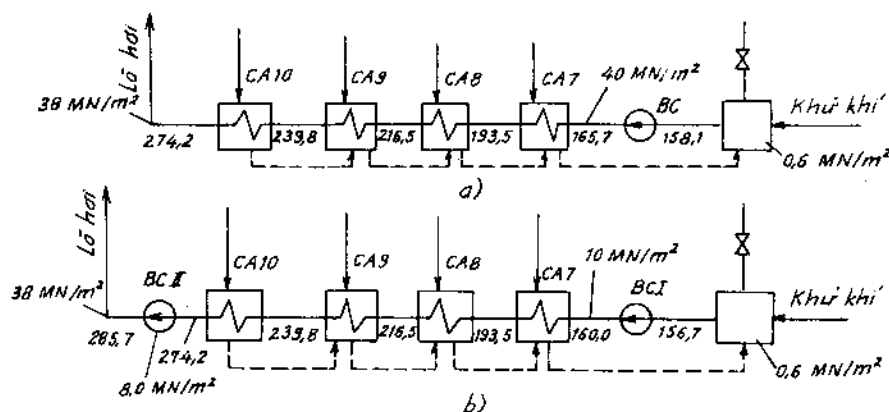
§6-2. THIẾT BỊ CẤP NƯỚC

1. Sơ đồ mắc bơm cấp

Việc lựa chọn sơ đồ mắc bơm cấp liên quan trực tiếp tới việc lựa chọn đặc tính kỹ thuật của bình gia nhiệt cao áp và qua đó cũng xác định được đặc tính bơm cấp.

Thường có hai sơ đồ mắc bơm cấp: sơ đồ một cấp và sơ đồ hai cấp (hình 6-10).

Sơ đồ một cấp có độ tin cậy của bơm cao do làm việc ở vùng nước nhiệt độ thấp (chưa qua gia nhiệt cao áp). Ngược lại độ tin cậy của bình gia nhiệt cao áp giảm do phải làm việc với môi chất có áp suất cao (áp suất đầu ra bơm cấp).



Hình 6-10. Sơ đồ mắc bơm cấp:

a) Một cấp; b) Hai cấp.

Với sơ đồ hai cấp, bình gia nhiệt cao áp chịu áp suất thấp hơn so với sơ đồ một cấp. Để tránh xâm thực trong bơm cấp thứ hai, áp suất nước đầu vào bơm này phải cao hơn một ít áp suất hơi bão hoà tương ứng với nhiệt độ nước trước bơm thứ 2 (sau gia nhiệt cao áp). Nhược điểm của sơ đồ này là giảm độ tin cậy bơm cấp số 2 do nhiệt độ nước cao, làm phức tạp và đắt thêm bơm cấp, chi phí năng lượng do phải bơm nước nhiệt độ cao sẽ tăng lên. Sự cần thiết làm việc đồng bộ giữa hai bơm làm phức tạp thêm việc điều chỉnh chúng.

Việc so sánh hai sơ đồ này về độ gia nhiệt cho nước trong bơm, tiêu hao năng lượng trong chúng; tổn thất nước để chèn bơm ở đường tắt gia nhiệt cao áp đã chỉ ra rằng hai sơ đồ này về mặt năng lượng là ngang nhau. Tuy nhiên do độ tin cậy sơ đồ 2 thấp hơn sơ đồ 1 và với sơ đồ một cấp tuy các bình gia nhiệt cao áp chịu áp suất cao hơn, nhưng qua thử nghiệm thấy rằng các bình gia nhiệt cao áp có thể chịu được tốt với môi chất có áp lực cao, vì vậy sơ đồ 1 được áp dụng rộng rãi ở nhiều nước trên thế giới.

Để ngăn ngừa hiện tượng xâm thực và đảm bảo độ tin cậy làm việc cho bơm cấp, cần phải đảm bảo chiều cao tính toán từ bình khử khí xuống bơm cấp. Trong trường hợp không đủ, người ta đặt thêm bơm tăng áp (số vòng quay không cao) cho nước trước khi vào bơm cấp. Việc truyền động bơm tăng áp có thể là động cơ điện hoặc tuabin thông qua bộ điều chỉnh số vòng quay (trong sơ đồ không có bình khử khí, cột áp cần thiết trước bơm cấp được tạo bởi bơm nước ngưng).

2. Loại truyền động bơm cấp và sơ đồ nối tuabin truyền động

Bơm cấp truyền động bằng động cơ điện (bơm cấp điện) được áp dụng rộng rãi trong nhà máy điện làm việc theo sơ đồ không khối với công suất tuabin không lớn hơn 100 MW và sơ đồ khối với công suất khối năng lượng 150, 200 MW.

Khi truyền động bơm cấp bằng điện, sự truyền tải năng lượng từ tuabin chính tới động cơ bơm kèm theo hàng loạt tổn thất được tính trong các hiệu suất sau: η_{co} , η_{eo} - hiệu suất trong tương đối và hiệu suất cơ tuabin; η_{ml} - hiệu suất máy phát; $\eta_{BA,ld}$ - hiệu suất máy biến áp và mạng điện tự dùng; $\eta_{ĐC}$ - hiệu suất động cơ điện; η_{TL} - hiệu suất khớp thủy lực. Hiệu suất biến đổi và truyền tải năng lượng từ hơi trong tuabin chính tới động cơ điện truyền động được tính như sau:

$$\eta_D = \eta_{co}\eta_{eo}\eta_{ml}\eta_{BA,ld}\eta_{ĐC}\eta_{TL} \quad (6-4)$$

Hiệu suất này phụ thuộc vào phụ tải của tuabin chính và phụ tải bơm cấp điện. Với nhà máy điện không khối, việc cấp nước được điều chỉnh trước tiên là ở số bơm làm việc. Sự giảm phụ tải bơm cấp gây tổn thất năng lượng trong bơm. Việc dùng khớp thủy lực cho phép giảm bớt số vòng quay khi lưu lượng nước giảm mà không gây ra tổn thất năng lượng lớn trong bơm.

Công suất bơm cấp điện tiêu thụ thay đổi tỷ lệ bậc hai với lưu lượng nước D_{nc} :

$$W_{gd} = a \cdot D_{nc}^2 \quad (6-5)$$

ở đây: a - hệ số tỷ lệ.

Khi phụ tải hay thay đổi, hợp lý hơn là dùng tuabin hơi truyền động bơm cấp (bơm cấp hơi) vì công suất bơm cấp hơi tiêu thụ giảm bậc ba theo sự giảm lưu lượng nước cấp, tức là gần đạt tới điều kiện điều chỉnh lý tưởng:

$$W_{BH} = a_1 D_{nc}^3 \quad (6-6)$$

Như vậy, sự tiêu thụ công suất của bơm cấp hơi khi non tải luôn luôn nhỏ hơn so với bơm cấp điện.

Để truyền động bơm cấp, người ta áp dụng tuabin ngưng hơi hoặc đôi áp. Tuabin ngưng hơi truyền động bơm cấp thường có bình ngưng riêng. Tuy nhiên cũng có thể đưa hơi thoát của tuabin phụ về bình ngưng tuabin chính nhưng phải chú ý đến kết cấu của bình ngưng, còn bơm cấp cần phải đặt gần bình ngưng chính. Trên hình 6-11 c chỉ ra quá trình làm việc của dòng hơi trong tuabin chính và tuabin truyền động bơm cấp (tuabin phụ). Do lượng hơi qua tuabin phụ không lớn - hiệu suất trong tương đối của nó thấp hơn so với tuabin chính. Ngoài ra còn có tổn thất áp suất trên đường ống dẫn hơi thoát từ tuabin truyền động về bình ngưng chính.

Hiệu suất biến đổi và truyền tải năng lượng của bơm cấp truyền động bằng tuabin hơi:

$$\eta_H = \eta_{th}^{TP} \cdot \eta_{co}^{TP} \cdot \eta_{tr}$$

ở đây:

η_{th}^{TP} và η_{co}^{TP} - hiệu suất trong tương đối và hiệu suất cơ của tuabin phụ;

η_{tr} - hiệu suất truyền tải nhiệt trên đường ống dẫn hơi tới tuabin truyền động bơm cấp.

Bơm cấp điện được sử dụng phần lớn với số vòng quay định mức là 3000 *vòng/phút*, bơm cấp hơi - từ 5000 đến 6000 *vòng/phút*. Hiệu suất của bơm cấp điện $\eta_{B.D}$ và bơm cấp hơi $\eta_{B.H}$ có thể khác nhau và được tính tới khi so sánh chi phí năng lượng cho chúng.

Điều kiện có lợi về mặt năng lượng giữa truyền động bơm cấp bằng điện hay hơi được xác định theo quan hệ:

$$\eta_{B,H} \cdot \eta_{m} >> \eta_{B,D} \cdot \eta_D \quad (6-8)$$

Nếu tính đến biểu thức (6-7) và (6-4) ta có:

$$\eta_{B,H} \cdot \eta_{oi}^{TP} \cdot \eta_{co}^{TP} \cdot \eta_m >> \eta_{B,D} \eta_{oi} \eta_{co} \eta_m \eta_{BA} \eta_{DC} \eta_{TL} \quad (6-9)$$

Khi sử dụng cùng một loại bơm như nhau (số vòng quay lớn):

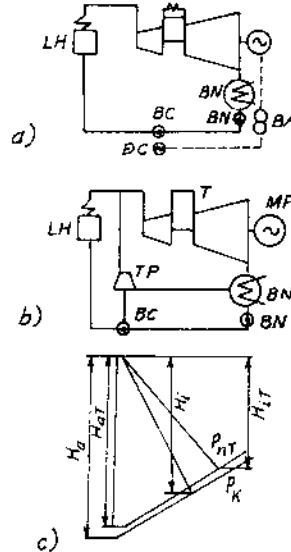
$$\eta_{B,D} = \eta_{B,H}$$

Vế phải của biểu thức (6-9) thêm vào giá trị hiệu suất do tăng số vòng quay η_p , có dạng:

$$\eta_{oi}^{TP} \cdot \eta_{co}^{TP} \cdot \eta_m >> \eta_{oi} \eta_{co} \eta_m \eta_{BA,td} \eta_{DC} \eta_{TL} \eta_p \quad (6-9 a)$$

Việc chọn lựa loại truyền động bơm cấp còn phụ thuộc vào chế độ làm việc của bơm và giá thành nhiên liệu, khi bơm làm việc liên tục với phụ tải thấp và chi phí nhiên liệu đắt thì hợp lý hơn là dùng tuabin hơi để truyền động bơm cấp.

Truyền động bằng tuabin hơi mắc theo sơ đồ hình 6-11 b - hơi vào tuabin là hơi mới có nhược điểm: lượng hơi qua tuabin nhỏ - hiệu suất giảm; thông số hơi vào tuabin cao - độ tin cậy giảm. Nhược điểm này có thể khắc phục nếu hạ thấp thông số hơi mới. Ví dụ lấy hơi từ cửa trích tuabin chính. Hơi thoát từ tuabin truyền động hoặc đưa về bình ngưng (hình 6-12 a), hoặc đưa về tầng trung gian tuabin chính (hình 6-12 b). Trong trường hợp sau, lượng



Hình 6-11. Sơ đồ mắc nhà máy điện ngưng hơi:

- a) Với động cơ điện truyền động bơm cấp:
I - không có quá nhiệt trung gian; II - có quá nhiệt trung gian; b) Tuabin hơi truyền động bơm cấp là tuabin ngưng hơi sử dụng hơi mới; c) Quá trình làm việc của dòng hơi ở tuabin chính và tuabin truyền động:
BA - máy biến áp; ĐC - động cơ điện;
TP - tuabin truyền động bơm cấp.

hơi qua tuabin đối áp sẽ tăng lên có khả năng nâng cao hiệu suất trong tương đối của nó. Khi công suất của tuabin chính lớn, để giảm tải cho tầng cuối tuabin hợp lý hơn là sử dụng tuabin phụ là tuabin ngưng hơi. Loại truyền động như vậy được sử dụng rộng rãi ở Liên xô (cũ) cũng như ở một số nước khác cho các khối năng lượng.

Hơi thoát của tuabin truyền động (theo sơ đồ hình 6-12 b) được đưa về tuabin chính là hỗn hợp với dòng hơi trong tuabin chính. Các tầng cuối làm việc với dòng hơi hợp nhất.

Do hiệu suất trong tương đối của tuabin phụ thấp hơn một ít so với dòng hơi chính. Điều này cần được tính đến khi xây dựng quá trình làm việc của dòng hơi trong tuabin chính sau điểm hỗn hợp hai dòng hơi. Sơ đồ này ít áp dụng đối với tuabin chính có công suất lớn.

Như vậy sơ đồ hình 6-11 b và 6-12 a có đặc điểm là tuabin truyền động mắc song song với tuabin chính hay với một số tầng của nó.

Tiêu hao hơi D_{TP} trong các trường hợp trên được xác định từ phương trình cân bằng năng lượng:

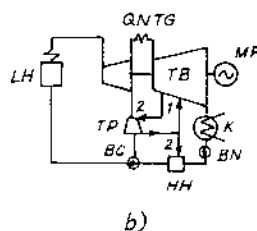
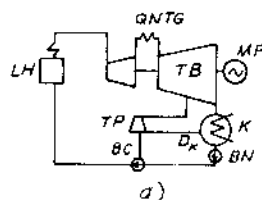
$$D_{TP} = \frac{D_{nc} h_{B,c}}{\eta_B H_1^{TP} \eta_{ce}^{TP}} \quad (6-10)$$

ở đây:

D_{nc} - lượng nước qua bơm cấp;

$h_{B,c}$ - công nén đoạn nhiệt (lý tưởng) trong bơm, kJ/kg ;

$\eta_B = \eta_{B,c}$



Hình 6-12 Sơ đồ nguyên lý mắc tuabin hơi truyền động bơm cấp trích hơi từ cửa trích tuabin chính có quá nhiệt trung gian hơi:

a) Tuabin truyền động BC là ngưng hơi, hơi vào là hơi trích tuabin chính (sau quá nhiệt trung gian); b) Tuabin truyền động BC là đối áp, 1. hơi nóng trước quá nhiệt trung gian; 2. hơi "lạnh" sau quá nhiệt trung gian

$\eta_{b,c}$ - hiệu suất bơm cấp bằng tích số hiệu suất trong η_B và hiệu suất cơ của bơm $\eta_{b,c}$;

H_i^{TP} - nhiệt giáng thực của dòng hơi trong tuabin phụ, kJ/kg ;

η_{co}^{TP} - hiệu suất cơ của tuabin phụ.

Nếu tính theo phần lưu lượng hơi mới trong tuabin chính D_n , nhận được:

$$\alpha^{TP} = \frac{D_{n,TP}}{D_n} = \alpha_B \cdot \frac{h_{B,a}}{H_i^{TP} \cdot \eta_{co}^{TP} \cdot \eta_B} \quad (6-11)$$

ở đây: $\alpha_B = D_{n,c}/D_n$ - tiêu hao nước cấp qua bơm tính theo phần lưu lượng hơi mới trong tuabin chính ($\alpha_B = 1,01 \div 1,02$).

Như vậy, phần lưu lượng hơi qua tuabin truyền động α^{TP} phụ thuộc chủ yếu vào tỷ số công nén đoạn nhiệt trong bơm $h_{B,a}$ và của dòng hơi tuabin phụ H_i^{TP} . Nếu sử dụng tuabin ngưng hơi truyền động và được cung cấp hơi mới thì $H_i^{TP} = H_i$, ở đây H_i - nhiệt giáng dòng hơi trong tuabin chính.

Ví dụ bằng số: $h_{B,a} = 20 \text{ kJ/kg}$; $H_i^{TP} = H_i = 1000 \text{ kJ/kg}$; $\eta_{co}^{TP} \cdot \eta_B = 0,8$, có: $\alpha^{TP} = 1,25 \cdot \frac{h_{B,a}}{H_i^{TP}} = 1,25 \cdot \frac{20}{1000} = 0,025$, tức là tiêu hao hơi tuabin truyền động bơm cấp bằng 2,5% tiêu hao hơi tuabin chính.

Nếu tuabin truyền động bơm cấp được cấp hơi trích tuabin chính và $H_i^{TP} = 500 \text{ kJ/kg}$ hoặc 250 kJ/kg (ứng với tuabin ngưng hơi hay đối áp), thì tương ứng ta có:

$$\alpha^{TP} = 1,25 \cdot \frac{20}{500} = 0,05$$

hoặc:

$$\alpha^{TP} = 1,25 \cdot \frac{20}{250} = 0,1$$

Tuabin truyền động bơm cấp cũng có thể được mắc nối tiếp với tuabin hơi chính. Trên đường hơi mới trước khi vào tuabin chính hoặc giữa xilanh tuabin chính thay thế cho một số tầng của nó. Trên thực tế cách mắc này ít được sử dụng vì độ tin cậy không cao do sử dụng hơi mới thông số cao (trường hợp đầu). Trong trường hợp hai độ tin cậy làm việc tuabin chính phụ thuộc vào trạng thái tuabin phụ.

Trong nhà máy điện có quá nhiệt trung gian, hơi cấp cho tuabin phụ có thể là hơi lạnh (trước quá nhiệt trung gian) hoặc hơi nóng (sau quá nhiệt trung gian). Việc sử dụng hơi lạnh gây tổn thất công phụ do không quá nhiệt trung gian lượng hơi này.

Tuy nhiên điều này vẫn được áp dụng một khi hơi thoát của tuabin phụ được sử dụng để gia nhiệt nước cấp. Trên hình 6-12 b chỉ ra sơ đồ tương tự. Sơ đồ này tương đối hợp lý và kinh tế nên được áp dụng cho tuabin hai trục công suất 800 MW.

Việc dùng hơi nóng sau quá nhiệt trung gian có thể áp dụng với tuabin phụ là đối áp, hơi thoát đưa về tầng tiếp của tuabin chính (khối 300 MW, hình 6-12b) hay là ngưng hơi có bình ngưng riêng (khối 500, 800 và 1200 MW). Đối với tuabin công suất lớn, việc dẫn hơi thoát tuabin phụ về tầng tiếp tuabin chính là không hợp lý vì làm tăng kích thước cửa ra tuabin hoặc tăng tổn thất ra của nó.

Tóm lại việc lựa chọn loại truyền động bơm cấp là tuabin hơi hay động cơ điện phụ thuộc vào so sánh kinh tế - kỹ thuật giữa chúng.

Thực tế động cơ điện không đồng bộ truyền động bơm cấp thường được chế tạo với công suất không lớn hơn 8 MW. Với hai bơm như vậy (tổng công suất 16 MW) có thể đảm bảo cấp nước cho khối tổ máy có thông số: $p_c = 23,5 \text{ MN/m}^2$, $W \leq 450 \div 500 \text{ MW}$.

Đối với khối tổ máy lớn, phụ tải hay thay đổi, người ta sử dụng tuabin hơi truyền động bơm cấp.

Ở Liên xô (cũ), trung tâm nhiệt điện thường áp dụng với thông số hơi ban đầu trước khi vào tuabin $p_c = 9$ và 13 MN/m^2 phần lớn không có quá nhiệt trung gian hơi, làm việc theo sơ đồ không khối và bơm cấp truyền

động bằng động cơ điện. Việc sử dụng tuabin hơi truyền động bơm cấp là hợp lý nếu hơi thoát tuabin phụ có thể sử dụng tất cả thời gian trong năm để cung cấp cho phụ tải sinh hoạt.

Trung tâm nhiệt điện có khối tuabin cấp nhiệt lớn nhất ở Liên xô (cũ) là loại T-250-240 với áp suất hơi mới $p_{\text{h}} = 23,5 \text{ MN/m}^2$ có quá nhiệt trung gian, áp dụng sơ đồ khối truyền động bơm cấp trong trung tâm nhiệt điện này là tuabin đối áp, hơi vào là hơi nóng (sau quá nhiệt trung gian).

ĐẶC TÍNH NĂNG LƯỢNG CỦA CÁC THIẾT BỊ VÀ CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC THAY ĐỔI CỦA CHÚNG

§7-1. ĐẶC TÍNH NĂNG LƯỢNG CỦA TUABIN NGỪNG HƠI

Đặc tính năng lượng của tuabin ngưng hơi là sự phụ thuộc bằng giải tích hay đồ thị giữa tiêu hao hơi và nhiệt vào công suất điện của tuabin.

1. Đặc tính hơi

Các phép tính toán nhiệt, thí nghiệm và số liệu vận hành chỉ ra rằng sự phụ thuộc của tiêu hao hơi D_h (kg/h) vào công suất tuabin W_E (kW) - với mức độ chính xác đủ để tính toán nhiệt và kinh tế kỹ thuật sơ bộ - có thể coi là tuyến tính trong giới hạn phụ tải thay đổi rộng từ $W_E = 0$ đến phụ tải kinh tế W_{kt} . Công suất này cũng được gọi là công suất thường xuyên vì tuabin cần phải làm việc với phụ tải gần phụ tải kinh tế, tương ứng với tiêu hao hơi kinh tế D_{kt} (hình 7-1 a).

Khi công suất điện bằng không và số vòng quay bằng số vòng quay định mức, tức là khi tuabin không tải - tiêu hao hơi tương ứng trên tuabin là D_0 - cần thiết để bù năng lượng của dòng hơi trong tuabin tổn thất cơ của nó, tổn thất cơ và điện của máy phát.

Tỷ số:

$$x = \frac{D_v}{D_{kt}} \quad (7-1)$$

gọi là hệ số tiêu hao hơi không tải của tuabin. Hệ số không tải của tuabin càng nhỏ khi tuabin công suất càng lớn và khi nhiệt giáng của dòng hơi trong nó càng lớn. Đối với tuabin ngưng hơi hiện đại $x = 0,03 \div 0,05$. Tiêu hao hơi cho tuabin, kg/h , ở phụ tải bất kỳ trong khoảng từ $W_E = 0$ đến $W_E = W_{kt}$ có thể coi như bằng tổng tiêu hao hơi không tải D_v và tiêu hao hơi hữu ích để sinh công $(D_{kt} - D_v)$.

Suất tiêu hao hơi toàn bộ của tuabin, kg/kWh :

$$d_0 = \frac{D_0}{W_E} \quad (7-2)$$

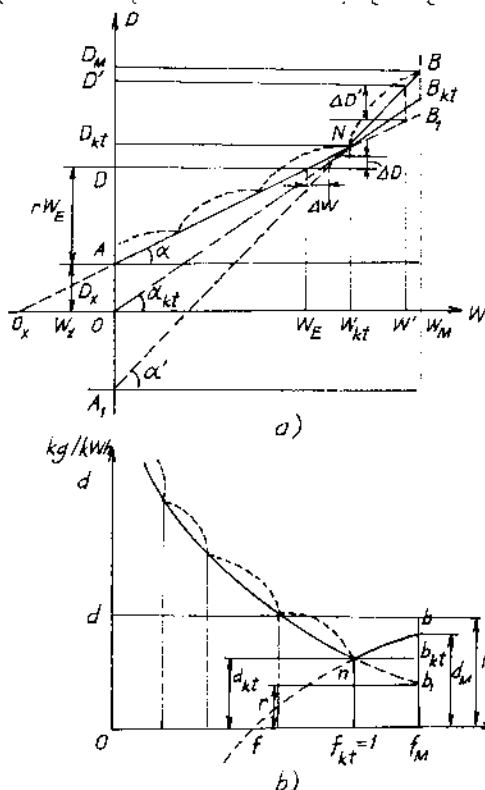
Còn đại lượng $\frac{D_0 - D_v}{W_E}$

được gọi là sự tăng tiêu hao hơi tương đối hay suất tăng tiêu hao hơi ký hiệu là r :

$$r = \frac{D_0 - D_v}{W_E} \quad (7-3)$$

Khi sự phụ thuộc D_0 vào W_{kt} là tuyến tính trong cả khoảng phụ tải từ $W_E = 0$ đến $W_E = W_{kt}$ thì giá trị $r = \text{const}$ và được xác định bằng góc nghiêng đường đặc tính $D_0 = f(W_E)$ với phương trình nằm ngang (r - hệ số góc của đường đặc tính, cùng đơn vị đo với suất tiêu hao hơi).

Suất tăng tiêu hao hơi r cũng có thể xác định theo (7-3) khi biết giá trị phụ tải kinh tế D_{kt} :



Hình 7-1. Đặc tính hơi tuabin ngưng hơi, sự phụ thuộc lưu lượng hơi $D = D_0$ (a) và suất tiêu hao hơi $d = d_0$ (b) vào công suất điện $W = W_E$ và vào hệ số phụ tải f .

$$r = \frac{D_{kt} - D_v}{W_{kt}} = \frac{D_{kt}(1-x)}{W_{kt}} = d_{kt}(1-x) \quad (7-4)$$

ở đây $d_{kt} = D_{kt}/W_{kt}$ - suất tiêu hao hơi ở phụ tải kinh tế, kg/kWh .

Từ (7-3) có thể xác định tiêu hao hơi cho tuabin D_v , kg/h :

$$D_v = D_v + rW_v \quad (7-5)$$

Nếu tính đến (7-1) và (7-4) thì biểu thức (7-5) có dạng:

$$D_v = xD_{kt} + (1-x)d_{kt}W_v \quad (7-6)$$

Đường đặc tính $D_v = f(W_v)$ cắt trục hoành tại điểm O_v có $D_v = 0$ và:

$$W_v = W_v = -\frac{D_v}{r} = -\frac{x D_{kt}}{(1-x)d_{kt}} = -\frac{x}{1-x} W_{kt} \quad (7-7)$$

ở đây W_v - công suất tiêu thụ khí tuabin không tải ở số vòng quay định mức (trị số công suất không tải quy ước), kW .

Suất tiêu hao hơi d_v , kg/kWh , phụ thuộc vào công suất tuabin theo biểu thức sau:

$$d_v = \frac{D_v}{W_v} = \frac{D_v + W_v}{W_v} = \frac{D_v}{W_v} + r \quad (7-8)$$

Như vậy suất tiêu hao hơi d_v gồm hai thành phần: phần không đổi bằng suất tăng tiêu hao hơi r trong khoảng phụ tải đã cho và phần thay đổi tỷ lệ nghịch với giá trị phụ tải W_v được xác định bởi tiêu hao hơi không tải D_v .

Nếu thay $D_v = xD_{kt} = x d_{kt} W_{kt}$ và $r = d_{kt}(1-x)$ và đưa vào hệ số phụ tải tuabin:

$$f = \frac{W_v}{W_{kt}} \quad (7-9)$$

Phương trình (7-8) có dạng:

$$d_v = d_{kt} \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right) \quad (7-10)$$

Đường đặc tính $d_v = f(W_v)$ hay $d_v = f(f)$ là đường hypebol, tiến đến $d_v = x$ khi $W_v = 0$ ($f = 0$) và tiến đến $d_v = r = d_{kt}(1-x)$ khi $W_v \rightarrow \infty$ ($f \rightarrow \infty$).

Khi $W_E = W_{kt}$ suất tiêu hao hơi có giá trị cực tiểu $d_n = d_{kt} > r$ (hình 7-1 b).

Bởi vậy, độ kinh tế nhiệt của tuabin một cách gần đúng được đặc trưng bởi suất tiêu hao d_n sẽ giảm theo sự giảm của phụ tải và đặc biệt rõ rệt ở phụ tải nhỏ. Điều này là do giá trị của tổn thất không tải D_x giữ không đổi.

Thật vậy, ở tuabin lý tưởng không có tổn thất ma sát và các tổn thất khác thì $D_x = 0$, $x = 0$ và $D_n = rW_E$; $d_n = d_{kt} = D_n/W_E = r$ tức là tiêu hao hơi tỷ lệ thuận với công suất. Đường thẳng $D_n = f(W_E)$ trong trường hợp này đi qua gốc toạ độ (hình 7-1 a) và d_n , d_{kt} , r trùng nhau.

Công suất kinh tế W_{kt} có thể nhỏ thua hay bằng công suất định mức của tuabin:

$$W_{kt} \leq W_{dm}; \quad W_{dm} = I_{dm} W_{kt}$$

Giá trị $I_{dm} = 1,0 \div 1,25$ tức là công suất kinh tế của tuabin có thể bằng (80 ÷ 100)% công suất định mức.

Công suất định mức là công suất mà tuabin có thể làm việc trong thời gian dài (hàng nghìn giờ) trong khoảng thời gian giữa các đợt sửa chữa theo kế hoạch mà không làm ảnh hưởng đến độ bền vững cơ học, với hiệu suất gần bằng ở chế độ kinh tế. Công suất này được ghi trong lý lịch của tuabin.

Tuabin được gọi là hiện đại và kinh tế nếu có khả năng làm việc lâu dài ở phụ tải kinh tế có tỷ số $W_{kt}/W_{dm} = 0,8 \div 1$. Các tổ máy có tỷ số này nhỏ hơn thường dùng để gánh phụ tải đỉnh hoặc nửa đỉnh.

Một cách gần đúng công suất thường xuyên sẽ tương ứng với suất tiêu hao hơi cực tiểu (chính xác hơn - suất tiêu hao nhiệt). Do đó tùy theo mức tăng của phụ tải lớn hơn phụ tải kinh tế mà suất tiêu hao hơi giữ không đổi và bằng giá trị của nó ở phụ tải thường xuyên, đường đặc tính tiêu hao hơi $D_n = f(W_E)$ sẽ đi qua điểm $D_n = D_{kt}$ và qua gốc toạ độ (đường NB_{kt}).

Thực tế với $W_E > W_{kt}$ thì đường NB sẽ ở trên đường NB_{kt} (hình 7-1 a). Kéo dài đường NB về phía trái nó sẽ cắt phần giá trị âm của trục tung tại giá trị D'_x .

Phương trình đoạn thẳng NB trong vùng $W_{kt} < W_E < W_{max}$ sẽ được xác định nếu lấy tung độ của mọi điểm trên nó bằng tổng tung độ của các điểm

tương ứng trên NB_1 (đường D_1N kéo dài) và hiệu tung độ đường NB và NB_1 , tức là:

$$\Delta D' = (r' - r)(W' - W_{kt})$$

Do đó:

$$D' = D + \Delta D' = D + rW_E + (r' - r)(W'_E - W_{kt}) \quad (7-11)$$

ở đây:

$D' > D_{kt}$ - tiêu hao hơi ở $W'_E > W_{kt}$;

$r' > r$ - suất tăng tiêu hao hơi ở $W'_E > W_{kt}$.

Công thức (7-11) có thể được xem như là phương trình đặc tính tổng quát của tuabin ngưng hơi, có dạng đường thẳng gãy khúc, nếu chú ý rằng trong khu vực phụ tải $W'_E < W_{kt}$, suất tăng tiêu hao hơi $r' = r$ và vì vậy, $\Delta D = 0$; $D' = D$ và $W'_E = W_E$ tức là trong khu vực này $D_0 = D + rW_E$.

Biến đổi công thức (7-11) nhận được:

$$D'_0 = D + (r' - r)W_{kt} + r'W'_E$$

hay là:

$$D'_0 = - [(r' - r)W_{kt} - D] + r'W'_E = - D' + r'W'_E \quad (7-12)$$

ở đây:

D' - tung độ của giao điểm đường đặc tính quy ước với trục tung;

$$D' = (r' - r)W_{kt} - x_{d_{kt}}W_{kt} = [(r' - r) - x_{d_{kt}}]W_{kt} = (r' - d_{kt})W_{kt}$$

Với $r = (1 - x)d_{kt}$ và $r' > d_{kt}$, đường NB (với hệ số góc r') sẽ ở phía trên đường ONB_{kt} (với hệ số góc bằng d_{kt}).

Suất tiêu hao hơi ở phụ tải $W_{dm} > W'_E > W_{kt}$ (kg/kWh):

$$d'_0 = \frac{D'_0}{W'_E} = - \frac{D'}{W'_E} + r' \quad (7-13)$$

Được thay đổi theo đường hypebol và tiến đến $d'_0 = -\infty$ khi $W'_E = 0$ và $d'_0 = r'$ khi $W'_E = +\infty$ (hình 7-1 b).

2. Đặc tính nhiệt

Tiêu hao hơi và đặc tính hơi, một cách gần đúng, được coi là thước đo độ kinh tế nhiệt của tuabin. Song đặc tính hơi lại là cơ sở của đặc tính nhiệt của tuabin.

Tiêu hao nhiệt cho tuabin ngưng hơi, kJ/h :

$$Q_{th} = D \cdot Q_v \quad (7-14)$$

ở đây:

D_v - tiêu hao hơi của tuabin, kJ/h ;

$Q_v = i_v - i_{nc}$ - tiêu hao nhiệt cho 1 kg hơi (không có quá nhiệt trung gian), kJ/kg , khi có quá nhiệt trung gian $Q_v^{qt} = i_v - i_{nc} - \alpha_{qt} \cdot q_{qt}$;

i_v và i_{nc} - entanpi hơi mới vào tuabin và nước cấp, kJ/kg ;

q_{qt} - lượng nhiệt cấp cho 1 kg hơi ở bộ quá nhiệt trung gian, kJ/kg ;

α_{qt} - phần hơi đi quá nhiệt trung gian.

Theo (7-5):

$$D_{th} = D_v + rW_E$$

và vì vậy:

$$Q_{th} = D_v Q_v + rQ_v W_E$$

Đặt: $Q_v = D_v Q_v$ và $rQ_v = r_Q$

Nhận được:

$$Q_{th} = Q_v + r_Q W_E \quad (7-15)$$

Tức là tiêu hao nhiệt cho tuabin phụ thuộc vào công suất điện W_E .

Đại lượng Q_v , kJ/h và r_Q , kJ/kWh tương ứng là tiêu hao nhiệt khi tuabin không tải và suất tăng tiêu hao nhiệt.

Khi có gia nhiệt hồi nhiệt nước ngưng tuabin, tiêu hao hơi và suất tiêu hao hơi có dạng:

$$D_{tr} = \frac{D_n^K}{1 - \sum \alpha_r y_r} = \beta_r D_n^K$$

và

$$d_{tr} = \frac{d_n^K}{1 - \sum \alpha_r y_r} = \beta_r d_n^K$$

ở đây:

α_r và y_r - phần hơi trích gia nhiệt hồi nhiệt và hệ số gia nhiệt thiếu của chúng;

$\beta_r = 1/(1 - \sum \alpha_r y_r)$ - hệ số tăng tiêu hao hơi nước do trích hơi, chỉ số $\ll 0 - K \gg$ ứng với chế độ ngưng hơi thuận tuý không trích hơi.

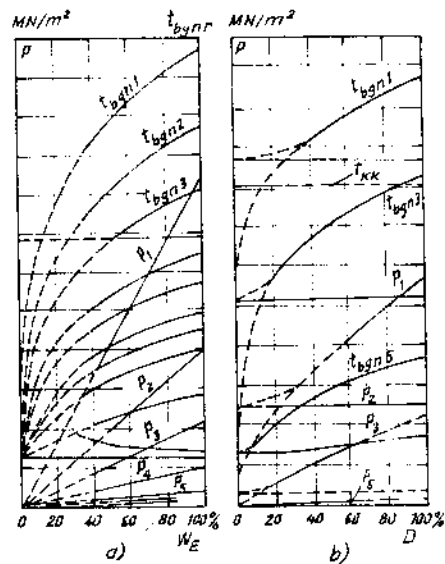
Cùng với sự thay đổi phụ tải tuabin, áp suất hơi của cửa trích hơi hồi nhiệt và nhiệt độ hơi bão hoà tương ứng cũng thay đổi tỷ lệ với tiêu hao hơi hay công suất tuabin. Đồng thời gia nhiệt và entanpi nước cấp cũng thay đổi theo (hình 7-2).

Như vậy, Q_{tr} phụ thuộc vào phụ tải W_E , tuy nhiên sự phụ thuộc của tiêu hao nhiệt của tuabin Q_{tr} vào phụ tải W_E , một cách gần đúng, cũng là tuyến tính trong vùng $W_E \leq W_{kr}$.

Khi tăng phụ tải tới $W'_E > W_{kr}$, đường đặc tính nhiệt tổng quát - tương tự như đặc tính hơi tổng quát, được biểu diễn bằng công thức:

$$Q_{tr} = Q_A + r_Q W'_E + (r'_Q - r_Q)(W'_E - W_{kr}), \quad kJ/h \quad (7-16)$$

ở đây $r'_Q > r_Q$ - suất tăng tiêu hao nhiệt khi phụ tải $W'_E > W_{kr}$, kJ/kWh .



Hình 7.2. Sự phụ thuộc áp suất hơi cửa trích hồi nhiệt p vào công suất điện tuabin ngưng hơi (a) và tiêu hao hơi tuabin cấp nhiệt loại PT (b).

Cùng với hiệu suất, suất tiêu hao nhiệt là thước đo độ kinh tế nhiệt của tuabin, với phụ tải $W_{li} \leq W_{ki}$, nó có dạng:

$$q_{110} = \frac{Q_{110}}{W_{li}} = \frac{Q_{110}}{W_{ki}} + r_{110}, \text{ kJ/kWh} \quad (7-17)$$

Trị số q_{110} thay đổi cũng như suất tiêu hao hơi d_{11} theo đường hypecbol tiến đến $+\infty$.

Trị số suất tiêu hao nhiệt nhỏ nhất xác định công suất kinh tế của tuabin $W_{ki}^Q > W_{ki}$ (ở đây W_{ki} ứng với suất tiêu hao hơi cực tiểu). Sự tăng công suất kinh tế W_{ki}^Q so với W_{ki} là do tăng entanpi nước cấp i_{10} cùng với phụ tải. Về lý thuyết q_{110} khi $W_{li} > W_{ki}^Q$ được biểu thị bằng nhánh hypecbol hướng lên trên.

Đặc tính hơi diễn ra trên hình 7-1 gần đúng với đặc tính hơi của tuabin điều chỉnh bằng tiết lưu kết hợp với đi tắt ở phụ tải lớn.

Thông thường người ta điều khiển bằng ống phun, khi đó đường đặc tính sẽ bị gãy tại những điểm tương ứng với sự mở hoàn toàn của cụm ống phun và toàn đường đặc tính có dạng sóng (đường chấm gạch trên hình 7-1 b). Tiêu hao hơi và nhiệt của tuabin sau điểm gãy bắt đầu tăng nhanh do tổn thất tiết lưu tăng khi mở lần lượt các van, sau đó tùy theo độ mở của van mà tổn thất tiết lưu giảm dần, độ tăng tiêu hao hơi và nhiệt bắt đầu chậm lại.

Khi điều chỉnh bằng ống phun, gần đúng có thể biểu diễn đường đặc tính bằng các đoạn thẳng gãy khúc mà các điểm gãy ứng với các công suất tương ứng với sự mở hoàn toàn của các van điều chỉnh số 1, 2, 3, 4.

Các ký hiệu: công suất và tiêu hao hơi ở các điểm gãy khúc tương ứng là W_I, W_{II}, W_{III} và D_I, D_{II}, D_{III} . Hệ số góc (suất tăng tiêu hao hơi) các trị phụ tải (công suất) và tiêu hao hơi trước khi mở hoàn toàn van điều chỉnh 1, 2, 3, 4 là:

$$r, r', r'', r'''$$

$$W, W', W'', W'''$$

$$D, D', D'', D'''$$

Khi đó các biểu thức tính tiêu hao hơi cho tuabin ở các vùng kể trên có dạng:

$$\text{Vùng I: } D = D_0 + rW$$

$$\text{Vùng II: } D' = D_0 + r'(W' - W_0)$$

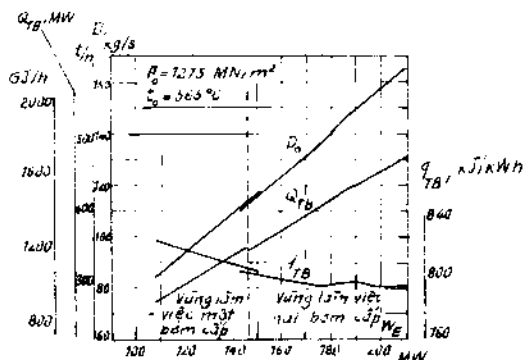
$$\text{Vùng III: } D'' = D_{01} + r''(W'' - W_{01})$$

$$\text{Vùng IV: } D''' = D_{02} + r'''(W''' - W_{02})$$

Đường cong phụ thuộc của suất tiêu hao hơi bao gồm các đoạn hypebol giữa các điểm gãy.

Đặc tính nhiệt cũng có điểm gãy. Trên nó còn thể hiện ảnh hưởng của sự thay đổi nhiệt độ nước cấp theo phụ tải, tuy nhiên dạng của nó vẫn tương tự như đặc tính hơi.

Hình 7-3 miêu tả đường đặc tính thực của tuabin ngưng hơi, là đường biểu diễn sự thay đổi của tiêu hao hơi D , tiêu hao nhiệt Q_{TB} , suất tiêu hao nhiệt q_{TB} vào phụ tải của tuabin K - 200-130 L/MZ trong giới hạn thay đổi từ 110 đến 210 MW. Đồ thị này dựng theo thí nghiệm của BTE¹ cho tuabin mẫu đầu tiên.



Hình 7-3. Đặc tính hơi và nhiệt của tuabin K-200-130 theo số liệu thí nghiệm.

Theo số liệu thí nghiệm, hiệu suất phần cao áp và trung áp cao hơn từ 2 đến 4% so với tính toán. Còn hiệu suất phần hạ áp thấp hơn tính toán khoảng 9%. Trong khoảng phụ tải từ 170 đến 210 MW, suất tiêu hao nhiệt q_{TB} hầu như không đổi. Sự tăng lên một ít của nó ở phụ tải 180 ÷ 195 MW là do van điều chỉnh thứ 3 mở không hoàn toàn. Theo sự đảm bảo của nhà chế tạo, dựa vào kết quả thí nghiệm một vài tuabin này suất tiêu

¹ Nhà máy cơ khí Leningrat (Liên xô cũ).

² Viện kỹ thuật Liên xô (cũ).

hao nhiệt khí phụ tải 200, 175 và 150 MW tương ứng bằng 8100, 8120 và 8200 kJ/kWh.

Đặc tính năng lượng của khối K-300-240 đã được xây dựng bởi các thí nghiệm của ORGRES¹. Ở tiêu hao hơi cực đại 950 tấn/giờ, công suất tuabin đạt 312 MW khi áp suất hơi trong buồng tăng điều chỉnh gần 18 MN/m² và tiêu hao hơi 940 tấn/h. Công suất tuabin đạt 308 MW.

Các thông số hơi định mức trước khi vào tuabin:

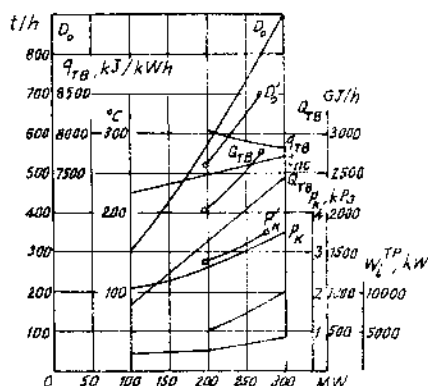
Hơi mới $p_0 = 23,6 \text{ MN/m}^2$, $t_0 = 560^\circ\text{C}$, hơi quá nhiệt trung gian $3,54 \text{ MN/m}^2$, 565°C ; tiêu hao nước làm mát bằng $10 \text{ m}^3/\text{s}$ ở nhiệt độ nước nóng 12°C .

Khí phụ tải xấp xỉ định mức, hiệu suất trong tương đối phần cao áp $82 \div 83\%$. Phần trung áp $90,6\%$. Tiêu hao nhiệt tuabin khí phụ tải 200 đến 300 MW được xác định theo công thức gần đúng của ORGES:

$$Q_{TB} \approx 117,0 + 7,7W_E + 0,526(W_E - 290)$$

Suất tiêu hao nhiệt q_{TB} ở phụ tải 200 đến 300 MW được thiết lập.

W_E, MW	200	250	300
Suất tiêu hao nhiệt, kJ/kWh			
Theo thí nghiệm	8040	7910	7845
Theo bảo đảm	7925	7800	7690



Hình 7-4. Sự phụ thuộc các chỉ tiêu tuabin K-300-240 vào phụ tải

¹ ORGRES - cơ quan hiệu chỉnh các nhà máy điện.

§7-2. SỰ PHỤ THUỘC HIỆU SUẤT THIẾT BỊ VÀ KHỐI NĂNG LƯỢNG VÀO PHỤ TẢI

1. Hiệu suất của tuabin

Hiệu suất tuabin η_{TB} được biểu thị bằng tích số một số hiệu suất:

$$\eta_{TB} = \eta_i \eta_{ch} \eta_{co} \eta_{mf} = \eta_i \eta_{co} \eta_{mf} = \eta_i \eta_{el}$$

ở đây:

η_i - hiệu suất chu trình;

η_{co} và $\eta_{el} = \eta_{ch} \eta_{co} \eta_{mf}$ - hiệu suất trong tương đối và hiệu suất điện tương đối của tuabin;

η_{co} và η_{mf} - hiệu suất cơ của tuabin và hiệu suất điện máy phát.

Khi thông số hơi ban đầu và áp lực cuối giữ không đổi, hiệu suất nhiệt chu trình η_i có thể coi như không đổi.

Biểu thức xác định suất tiêu hao hơi do tuabin đã biết:

$$d = \frac{3600}{H_a \eta_{co}} = d_{kt} \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right), \text{ kg/kWh}$$

Từ đó:

$$\eta_{el} = \frac{3600}{H_a d} = \frac{3600}{H_a d_{kt} \left(\frac{x}{f} + 1 - x \right)} = \frac{\eta_{co}^{kt}}{\frac{x}{f} + 1 - x} \quad (7-18)$$

ở đây: $\eta_{co}^{kt} = \frac{3600}{H_a d_{kt}}$ - hiệu suất điện kinh tế của tuabin ở phụ tải kinh tế.

Hiệu suất điện của máy phát:

$$\eta_{mf} = \frac{W_{L_1}}{W_u} = \frac{W_{L_1}}{W_{L_1} + W_{mf}} = \frac{1}{1 + \frac{W_{mf}}{W_{L_1}}}$$

ở đây:

W_{el} - công suất hiệu dụng của tuabin, kW;

W_{mtr} - tổn thất công suất điện ở máy phát (phụ thuộc vào phụ tải), kW.

Hiệu suất cơ của tuabin:

$$\eta_{co} = \frac{W_{el}}{W_{tr}} = \frac{W_{el} + W_{mtr}}{W_{el} + W_{mtr} + W_{co}} = \frac{1}{1 + \frac{W_{co}}{W_{el} + W_{mtr}}}$$

ở đây: W_{co} - tổn thất cơ khí của tuabin (gần đúng coi như không thay đổi).

Nếu tính đến biểu thức $W_{el} + W_{mtr} = W_{tr}/\eta_{tr}$ và $W_{el} = f.W_{kt}$, ở đây f - hệ số phụ tải ta nhận được:

$$\eta_{co} = \frac{1}{1 + \frac{W_{co}}{f.W_{kt}}.\eta_{mtr}}$$

Hiệu suất cơ ở phụ tải kinh tế W_{kt} khi $f = 1$:

$$\eta_{co}^{kt} = \frac{1}{1 + \frac{W_{co}}{W_{kt}}.\eta_{mtr}^{kt}}$$

Từ đây:

$$\frac{W_{co}}{W_{kt}} = \frac{1 - \eta_{co}^{kt}}{\eta_{co}^{kt}\eta_{mtr}^{kt}} = \frac{1}{\eta_{mtr}^{kt}} = \frac{1}{\eta_{co}^{kt}} - 1$$

Hiệu suất điện - cơ:

$$\eta_{el-co} = \eta_{co}.\eta_{mtr} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{mtr}} + \frac{\eta_{co}}{f.W_{kt}}} = \frac{1}{\eta_{mtr} + \frac{1}{\eta_{mtr}^{kt}} \left(\frac{1}{\eta_{co}^{kt}} - 1 \right)}$$

Khi biết sự phụ thuộc hiệu suất điện máy phát η_{mtr} vào phụ tải, cũng có thể xác định được sự thay đổi hiệu suất điện - cơ của tuabin theo phụ tải (hình 7-5). Hiệu suất trong tương đối của tuabin:

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{OE}}{\eta_{co} \eta_{mf}}$$

Nếu tính đến các biểu thức trên, ta nhận được:

$$\eta_{oi} = \frac{\eta_{OE}^{\text{kt}} \left[\frac{1}{\eta_{mf}} + \frac{1}{\eta_{mf}^{\text{kt}}} \left(\frac{1}{\eta_{co}^{\text{kt}}} - 1 \right) \right]}{\frac{x}{f} + 1 - x} \quad (7-19)$$

$$\text{ở đây: } \eta_{OE}^{\text{kt}} = \frac{3600}{\text{Ha} \cdot d_{\text{kt}}} \text{ và } x = \frac{D_v}{D_{\text{kt}}}.$$

Các trị số η_{oi} và η_{co} khác với η_{mf} và η_{OE} - ở trạng thái không tải, khi $W_E = 0$, có giá trị dương.

Điều này có thể thấy rõ từ ý nghĩa của các hiệu suất này.

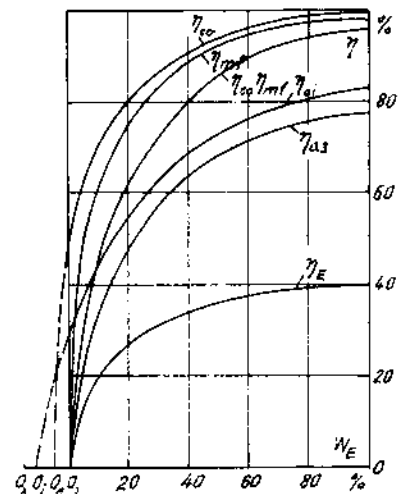
Hiệu suất cơ η_{co} và hiệu suất hiệu dụng tương đối của tuabin η_{oi} bằng không, tức là khi công suất do dòng hơi sinh ra trong tuabin chỉ được dùng để thắng các tổn thất trong và tổn thất cơ khí của nó (điểm O_c trên hình 7-5).

Hiệu suất trong tương đối của tuabin η_{oi} bằng không khi công suất do dòng hơi sinh ra trong tuabin chỉ dùng để thắng tổn thất trong của dòng hơi (điểm O_1 trên hình 7-5).

Khi biết quy luật thay đổi hiệu suất

η_{mf} , η_{co} và η_{OE} (hay η_{oi}) theo biểu thức (7-18)) theo phụ tải. Ta cũng có thể xác định được sự phụ thuộc hiệu suất điện tuyệt đối của tuabin η_{TE} vào phụ tải (hình 7-5):

$$\eta_{TE} = \eta_{ic} \cdot \eta_{mf} \cdot \eta_{co} \cdot \eta_{mf} = \eta_{ic} \cdot \eta_{oi}$$



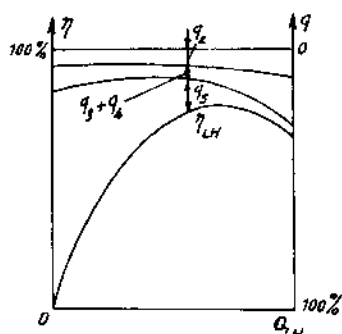
Hình 7-5. Sự phụ thuộc hiệu suất tuabin ngưng hơi và các dạng hiệu suất khác vào phụ tải.

Các biểu thức nhận được đặc trưng cho quy luật thay đổi hiệu suất tuabin theo phụ tải và chúng có thể được dùng để tính toán nhiệt sơ bộ và tính toán kinh tế - kỹ thuật.

Đồ thị hiệu suất trên hình 7-5 được xây dựng trên cơ sở $W_{kt} = W_{dm}$ ($f_{dm} = 1$).

2. Hiệu suất lò hơi

Sự phụ thuộc hiệu suất lò hơi vào phụ tải được xác định bằng sự thay đổi tương ứng của tổn thất nhiệt. Tổn thất nhiệt chủ yếu của lò hơi q_2 - nhiệt vật lý của khối thải - tăng cùng với sự tăng phụ tải (hình 7-6). Tổn thất cơ và hoá học $q_3 + q_4$ thường có giá trị cực tiểu ở phụ tải nhỏ hơn định mức. Khi phụ tải lò hơi bằng không ($D_{l,h} = 0$, $Q_{l,h} = 0$), hiệu suất lò $\eta_{l,h} = Q_{l,h}/Q_c = 0$. Tổn thất nhiệt cơ bản khi đó sẽ là q_5 - tổn thất nhiệt toả ra môi trường xung quanh.



Hình 7-6. Sự phụ thuộc nhiệt và hiệu suất lò hơi vào phụ tải.

Trên hình 7-6, hiệu suất lò hơi đặc trưng bằng đường cong đi qua gốc tọa độ. Nó tăng tới giá trị cực đại, sau đó giảm xuống một chút.

Tiêu hao nhiệt cho lò hơi:

$$Q_c = \frac{Q_{l,h}}{\eta_{l,h}} \quad (7-20)$$

Tổn thất nhiệt tổng của lò hơi:

$$Q_{l,h}^1 = Q_c - Q_{l,h} = Q_{l,h} \left(\frac{1}{\eta_{l,h}} - 1 \right)$$

Biết sự phụ thuộc $\eta_{l,h}$ vào phụ tải, dùng công thức (7-20) có thể xây dựng được đường đặc tính năng lượng (nhiệt) của lò hơi:

$$Q_c = Q_{LH} + Q_{LH}^T$$

Trên đồ thị $Q_c = f(Q_{LH})$, đường Q_{LH} là đường thẳng có tung độ bằng hoành độ (nếu lấy tỷ lệ trục tung và trục hoành như nhau), còn đường đặc tính năng lượng (nhiệt) của lò hơi, có dạng đường cong, hướng lên trên (hình 7-7).

Nếu biết đặc tính năng lượng của lò hơi có thể xác định được suất tăng tiêu hao nhiệt của nó bằng cách lấy các đạo hàm tiêu hao nhiệt theo phụ tải:

$$r_{LH} = \frac{dQ_c}{dQ_{LH}} \quad (7-21)$$

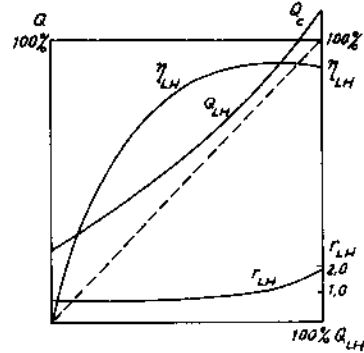
Khi biết $Q_c = Q_{LH}/\eta_{LH}$ và biết dạng phụ thuộc $\eta_{LH} = f(Q_{LH})$. Ta có:

$$\begin{aligned} r_{LH} &= \frac{d\left(\frac{Q_{LH}}{\eta_{LH}}\right)}{dQ_{LH}} = \frac{1}{\eta_{LH}^2} \left(\eta_{LH} - Q_{LH} \frac{d\eta_{LH}}{dQ_{LH}} \right) \\ &= \frac{1}{\eta_{LH}} \left(1 - \frac{Q_{LH}}{\eta_{LH}} \frac{d\eta_{LH}}{dQ_{LH}} \right) \end{aligned} \quad (7-21a)$$

Hiệu suất lò hơi đạt cực đại tại $\frac{d\eta_{LH}}{dQ_{LH}} = 0$ và $r_{LH} = \frac{1}{\eta_{LH}}$.

Đặc tính năng lượng của lò hơi có thể biểu thị sự phụ thuộc tiêu hao nhiên liệu (quy ước) B_{LH} vào phụ tải nhiệt (hay hơi) của lò hơi Q_{LH} (hay D_{LH}).

Trong trường hợp đầu, suất tăng tiêu hao nhiên liệu:



Hình 7-7. Đặc tính năng lượng của lò hơi:

Q_{LH} - phụ tải nhiệt của lò hơi;
 η_{LH} , r_{LH} - hiệu suất lò hơi và suất tăng tiêu hao nhiệt tương đối; Q_c - nhiệt vật lý của nhiên liệu mang vào lò hơi.

$$r_{BQ} = \frac{dB_{tc}}{dQ_{LH}} = \frac{1}{Q_{tháp}^{lv}} \cdot \frac{dQ_c}{dQ_{LH}} = \frac{1}{Q_{tháp}^{lv}} \cdot r_{LH}, \text{ kg/kg}$$

Trong trường hợp sau, $r_{BD} = dB_{tc}/dD_{LH}$, kg/kg , thêm vào đó $D_{LH}/B_{tc} = U_{tc}$, ở đây U_{tc} - khả năng sinh hơi của nhiên liệu tiêu chuẩn phụ thuộc vào D_{LH} .

Do vậy:

$$B_{tc} = \frac{D_{LH}}{U_{tc}}$$

và:

$$r_{BD} = \frac{U_{tc} - D_{LH} \frac{dU_{tc}}{dD_{LH}}}{U_{tc}^2} = \frac{1}{U_{tc}} \left(1 - \frac{D_{LH}}{U_{tc}} \frac{dU_{tc}}{dD_{LH}} \right)$$

3. Hiệu suất tải nhiệt (trong ống dẫn)

Tổn thất nhiệt trong ống dẫn nhà máy điện $Q_{tái}$ gần đúng coi như không đổi khi phụ tải thay đổi và bằng tổn thất $Q_{tái}^{dm}$ ở phụ tải định mức Q_{dm} (nếu các giá trị thông số hơi ban đầu giữ không đổi).

Hiệu suất tải nhiệt:

$$\eta_{tái} = \frac{Q_{TB}}{Q_{LH}} = \frac{Q_{TB}}{Q_{TB} + Q_{tái}} = \frac{1}{1 + \frac{Q_{tái}}{Q_{TB}}}$$

Suy ra:

$$Q_{tái} = \frac{1 - \eta_{tái}}{\eta_{tái}} Q_{TB}$$

Ở phụ tải cực đại:

$$Q_{tái}^{dm} = \frac{1 - \eta_{tái}^{dm}}{\eta_{tái}^{dm}} \cdot Q_{TB}^{dm} \approx (1 - \eta_{tái}^{dm}) Q_{TB}^{dm}$$

Khi không tái:

$$Q_{TB}^x = x_Q \cdot Q_{TB}^{dm} \quad \text{và} \quad \eta_{tái}^x = \frac{1}{1 + \frac{1 - \eta_{tái}}{x_Q}}$$

Nếu $\eta_{tái}^x = 0,98$ và $x_Q = 0,05$ ta có:

$$\eta_{tái}^x = \frac{1}{1 + \frac{0,02}{0,05}} \approx 0,71$$

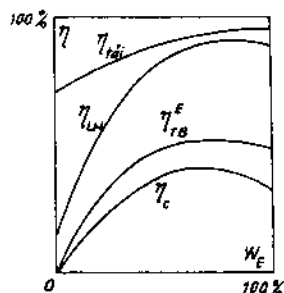
Sự phụ thuộc hiệu suất tái nhiệt $\eta_{tái}$ vào phụ tải tuabin chỉ ra trên hình 7-8.

4. Hiệu suất khối năng lượng

Biết sự thay đổi η_{TB} , $\eta_{tái}$, η_{LH} vào phụ tải có thể xác định được sự phụ thuộc hiệu suất khối năng lượng:

$$\eta_c = \eta_{TB} \cdot \eta_{tái} \cdot \eta_{LH}$$

Phụ tải kinh tế của lò hơi cũng như tuabin thường nhỏ thua phụ tải định mức của chúng. Khi đó phụ tải kinh tế (công suất kinh tế) của khối năng lượng cũng nhỏ hơn phụ tải định mức của nó.



Hình 7-8. Sự phụ thuộc hiệu suất điện tuabin ngưng hơi η_{TB}^E , hiệu suất tái nhiệt $\eta_{tái}$ và của hiệu suất lò hơi η_{LH} và hiệu suất của khối η_c vào phụ tải ($\eta_{TB} = \eta_{TB}^E$).

§7-3. ĐẶC TÍNH NĂNG LƯỢNG CỦA TUABIN CẤP NHIỆT CÓ MỘT CỬA TRÍCH ĐIỀU CHỈNH

Đặc điểm đặc tính năng lượng của tuabin cấp nhiệt là tiêu hao hơi và nhiệt không chỉ phụ thuộc vào công suất điện mà còn phụ thuộc vào lượng hơi trích và lượng nhiệt cấp cho hệ thống nhiệt.

1. Đặc tính hơi

Tiêu hao hơi của tuabin có một cửa trích điều chỉnh được biểu diễn:

$$D_0 = D_0^K + y_1 D_1 = D_0^K r_K W_E + y_1 D_1 \quad (7-22)$$

trong đó:

$D_0^K = D_x^K + r_K W_E$ - tiêu hao hơi ở chế độ ngưng hơi thuần túy không trích hơi nhưng có cùng quá trình làm việc của dòng hơi trong tuabin, kg/h ;

D_x^K - tiêu hao hơi không tải của tuabin ngưng hơi thuần túy, kg/h ;

r_K - suất tăng tiêu hao hơi tuabin ở chế độ ngưng hơi, kg/kWh ;

D_T - lượng hơi trích, kg/h ;

y_T - hệ số không tận dụng hết nhiệt giáng của dòng hơi trích;

W_E - công suất điện của tuabin, kW .

Ta coi rằng công suất kinh tế trùng với công suất cực đại (định mức), tức là trong khoảng phụ tải từ không đến định mức, đường đặc tính thẳng và không có điểm gãy.

Đồ thị chế độ (đặc tính năng lượng) của tuabin trích hơi có hai đường giới hạn đặc trưng cho hai chế độ làm việc của tuabin: đường ứng với chế độ ngưng hơi thuần túy $D_T = 0$; $D_0 = D_0^K = D_K$, nếu không tính đến các cửa trích gia nhiệt hồi nhiệt và đường đặc tính đối áp với $D_0 = D_0^{da}$, $D_K = 0$ (hình 7-9).

Đặc tính hơi của chế độ ngưng hơi thuần túy ($D_0 = D_0^K$) có dạng:

$$D_0 = D_0^K = D_x^K + r_K, \text{ kg/kWh} \quad (7-22 \text{ a})$$

và được xác định bởi hai điểm: $D_0 = D_{dm}$ ở công suất định mức W_{dm} và $D_0 = D_x^K$ - ở công suất bằng không (trạng thái không tải). Đường đặc tính này cắt trục hoành tại điểm có giá trị W_x (hình 7-9 a, đường D_0^K). Đường này là đường giới hạn dưới của giản đồ khi làm việc ở chế độ đối áp, tức là khi: $D_\Phi = D_T = D_0^{da}$, phương trình (7-22) có dạng:

$$D_0 = D_0^{da} = D_x^K + r_K W_E + y_T D_0^{da}$$

Từ đây:

$$D_G^{\text{da}} = \frac{D_v^K}{1 - y_T} + \frac{r_K}{1 - y_T} W_E = D_v^{\text{da}} + r_{\text{da}} W_E \quad (7-22 \text{ b})$$

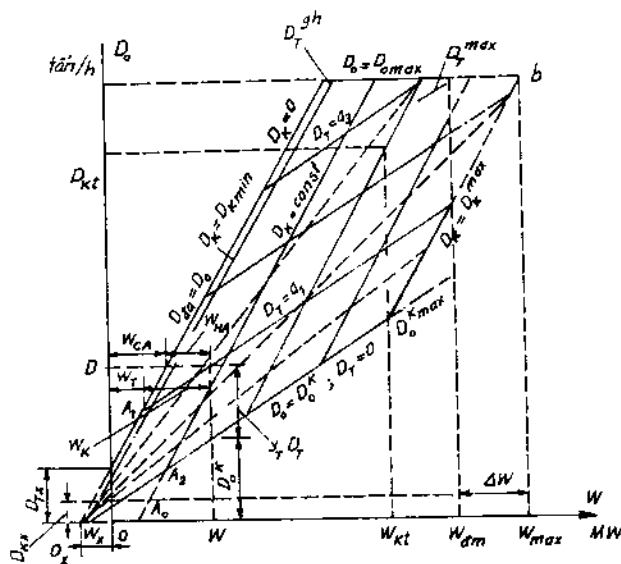
ở đây:

$$D_{\text{ch}}^{\text{ch}} = D_{\text{ch}}^{\text{K}} / (1 - y_{\text{T}}) - \text{tiêu hao hơi không tải ở chế độ đối áp, kg/h;}$$

$$r_{da} = r_K / (1 - y_T) - \text{suất tăng tiêu hao hơi khi làm việc ở chế độ đối}$$

áp, kg/kWh .

Vì hệ số không tận dụng nhiệt giáng $0 < y_T < 1$ nên $D_x^{da} > D_x^K$ và $r_{da} > r_K$.



Hình 7-9 a. Đặc tính lý thuyết hơi (giản đồ chế độ) tuabin cấp nhiệt một cửa trích hơi điều chỉnh.

Như vậy, tiêu hao hơi không tải và suất tăng tiêu hao hơi ở chế độ đối áp sẽ lớn hơn ở chế độ ngưng hơi thuần túy một lượng $1/(1 - y_T)$ lần (ví dụ khi $y_T = 0,5$ thì cao hơn 2 lần).

Điều này được giải thích là do nhiệt giáng dòng hơi trong tuabin đến cửa trích nhỏ hơn đáng kể so với nhiệt giáng toàn bộ đến bình ngưng và tương ứng suất tiêu hao hơi cũng lớn hơn.

Đường đặc tính chế độ đối áp - cũng như đặc tính chế độ ngưng hơi - cắt trục hoành tại W_k (hình 7-9, đường D_o^{da}).

Thực tế, khi $D_o^{da} = 0$, công thức (7-22 b) có dạng:

$$\frac{D_o^K + r_k W_k}{1 - y_T} = 0$$

từ đây:

$$W_k = - \frac{D_o^K}{r_k} = - W_k$$

Khi xây dựng đặc tính tuabin trích hơi, hệ số không tận dụng hồi nhiệt gián của dòng hơi trích y_1 giả thiết là không đổi.

Trong trường hợp này họ đường đặc tính của tuabin khi làm việc với giá trị hơi trích cho trước $D_T = \text{const}$ được phân bố trên giản đồ là các đường song song với đường đặc tính ngưng hơi vì $D_o = D_o^K + y_1 D_T$, còn $y_T = \text{const}$ và $D_T = \text{const}$ (hình 7-9 a, họ đường $D_T = \text{const}$) giới hạn trái của họ đường đặc tính này là tương ứng với chế độ đối áp $D_o^{da} = D_1$ (khi có trích hơi hồi nhiệt).

Phía phải họ đường $D_T = \text{const}$ được giới hạn bởi đường thẳng đứng với công suất điện định mức $W_k = W_{dm}$. Còn giới hạn trên của giản đồ chế độ thì tùy thuộc vào ở chế độ đối áp công suất điện định mức có thể đạt được hay không. Trong trường hợp đầu, giới hạn trên của giản đồ sẽ là góc nhọn tạo bởi đường $D_o = D_o^{da}$ và đường $W = W_{dm}$.

Trong trường hợp sau giới hạn trên sẽ là đoạn nằm ngang giữa giao điểm của 2 đường (D_o^{da} , D_o^{max}) và giao điểm của hai đường (W_{dm} , D_o^{max}).

Ngoài họ đường $D_T = \text{const}$ để phân tích chế độ làm việc của tuabin trích hơi còn có họ đường $D_K = \text{const}$. Thay giá trị $D_T = D_o - D_K$ vào biểu thức (7-22) ta có:

$$D_o = D_o^K + y_T(D_o - D_K)$$

và:

$$D_{\kappa} = \frac{D_{\kappa}^K}{1 - y_T} + \frac{r_K}{1 - y_T} W_E - \frac{y_T}{1 - y_T} D_K$$

Hay nếu tính đến (7-22 b):

$$D_D = D_{\kappa}^{da} + r_{da} W_E - \frac{y_T}{1 - y_T} D_K \quad (7-23)$$

Như vậy, họ đường $D_K = \text{const}$ được tạo bởi các đường thẳng song song với đường đặc tính đối áp $D_{ii} = D_{ii}^{da} = D_T$ phân bố thấp hơn họ đường đặc tính một giá trị tương ứng một đoạn trên trục tung là:

$$D_K = \frac{y_I}{1 - y_I}$$

Từ họ đường $D_K = \text{const}$, đưa ra một số đường đặc biệt:

+ Đường $D_K = D_K^{\text{min}}$, ở đây $D_K^{\text{min}} \approx 0,05 D_{ii}$ - là đường biểu diễn lượng hơi tối thiểu qua phân hạ áp của tuabin để làm mát khi tuabin làm việc ở chế độ đối áp hoàn toàn.

Đường $D_K = D_K^{\text{min}}$ là đường giới hạn trái thực tế của giản đồ chế độ.

+ Ở chế độ ngưng hơi thuần túy, khi lượng hơi vào bình ngưng là cực đại $D_0^K = D_0^{\text{max}}$ thì công suất điện của tuabin $W_E = W_{dm}$. Nhưng để tuabin có thể trích hơi ổn định và chắc chắn trong suốt quá trình làm việc lâu dài thì điều kiện $W_E = W_{dm}$ chỉ có thể nhận được khi tuabin có trích một lượng hơi D_I nào đó. Bởi vậy, đường D_K^{max} song song với đường D_0^{max} sẽ cắt đường có giá trị bằng W_{dm} tại điểm có tung độ lớn hơn giao điểm của đường D_0^K và W_{dm} .

- Nếu lượng hơi đưa vào tuabin là cực đại D_0^{max} và vào bình ngưng cũng là cực đại D_K^{max} thì công suất do tuabin sinh ra lúc đó sẽ là công suất

quá tải W_{max} . Công suất này được xác định bởi giao điểm của hai đường ứng với D_0^{max} và W_{max} . Thường $W_{max} \approx 1,2W_{dm}$.

Lượng hơi trích định mức D_1^{dm} sẽ tương ứng với chế độ hơi vào tuabin là cực đại D_0^{max} và công suất điện là định mức W_{dm} . Ở chế độ tải, khi $D_0 = D_0^{max}$ và $D_K = D_K^{min}$ thì lượng hơi trích sẽ là cực đại và được gọi là lượng hơi trích giới hạn.

+ Giản đồ chế độ còn cho phép xác định công suất phần cao áp W_{CA} và hạ áp W_{HA} của tuabin cũng như công suất của dòng hơi trích W_T và dòng hơi ngưng W_K .

Ví dụ biết W_E và D_T suy ra D_0 . Với tiêu hao hơi D_0 - công suất ở chế độ tải tương ứng là W_{da} - đó cũng chính là công suất phần cao áp của tuabin $W_{da} = W_{CA}$ (công suất của phần tuabin trước cửa trích điều chỉnh).

Hiệu $W_E - W_{CA} = W_{HA}$ là công suất phần hạ áp. Bằng cách phân chia như trên thì công suất không tải sẽ không được tính vào phần cao áp. Hợp lý hơn cả là nó được tính cả vào cao áp và hạ áp tuabin, ví dụ tỉ lệ thuận với công suất của chúng. Như vậy phải loại phần công suất không tải $W_{x.w_{HA}}/W_E$ ra khỏi phần công suất hạ áp W_{HA} để tính vào phần cao áp W_{CA} .

Cũng có thể xác định W_T và W_K như sau: biết W_E và D_T , tìm điểm làm việc tương ứng trên giản đồ. Tìm đường $D_T = \text{const}$ qua điểm này, giống theo nó tới giao điểm với đường D_0^{da} (đặc tính tải). Hoành độ của giao điểm là công suất dòng hơi trích W_T và phần còn lại $W_E - W_T = W_K$ là phần công suất của dòng hơi ngưng. Tương tự như trên, ta cũng phải hiệu chỉnh lại theo phần công suất không tải.

Giản đồ thực tế của tuabin cấp nhiệt được xây dựng theo các điểm tính toán tương ứng với các chế độ làm việc khác nhau của chúng. Dạng đường $D_T = \text{const}$ và $D_K = \text{const}$ phụ thuộc vào phương pháp điều chỉnh (phân phối hơi) và phụ thuộc vào hiệu suất phần truyền hơi tuabin khi chế độ thay đổi.

Ví dụ giản đồ chế độ thực tế của tuabin loại T được nêu trên hình 7-9b. Việc tính tối giá trị hồi nhiệt nước cấp không làm thay đổi dạng của giản đồ chế độ.

Công thức (7-24) tương đương với công thức tính tiêu hao hơi ở tuabin cấp nhiệt:

$$D_0 = D_n^K + y_T D_T = D_n^K + r_{KQ} W_E + y_T D_1$$

nếu thay D_n^K , D_T , r_{KQ} và y_T bằng Q_n^K , Q_T , r_{KQ} và ξ_1 .

Đặc tính nhiệt của tuabin cấp nhiệt cũng được biểu diễn tương tự như đặc tính hơi (hình 7-10 a). Đường giới hạn dưới của tiêu hao nhiệt toàn bộ là đường đặc tính ngưng hơi $Q_1 = 0$. Song song và cách đường này một khoảng $\xi_1 Q_1$ theo đường thẳng đứng là họ đường $Q_T = \text{const}$ ($D_T = \text{const}$). Họ đường này có giới hạn trái là đường đặc tính đối áp $Q_{TB} = Q_{TB}^{la}$, giới hạn trên là tiêu hao nhiệt lớn nhất (tương ứng với tiêu hao hơi cực đại). Giới hạn phải là đường công suất điện cực đại.

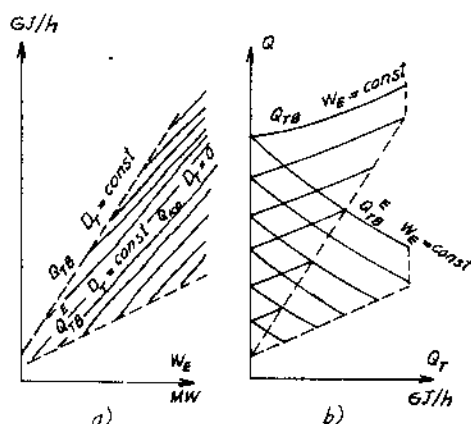
Sự khác nhau giữa đặc tính hơi và đặc tính nhiệt là ở chỗ đặc tính nhiệt bao gồm hai phần: phần trên (cao hơn đặc tính ngưng hơi) ứng với tiêu hao nhiệt toàn bộ và phần dưới (thấp hơn đặc tính ngưng hơi) là tiêu hao nhiệt của tuabin để sản xuất điện năng:

$$Q_{TB}^d = Q_{TB} - Q_1 = Q_n^K + r_{KQ} W_E - (1 - \xi_1) Q_1$$

ở đây: $Q_n^K = Q_n^K + r_{KQ} W_E$

Như vậy họ đường $Q_T = \text{const}$ được phân bố thấp hơn đặc tính ngưng hơi và cách nó một khoảng không đổi $(1 - \xi_1) Q_1$ theo phương thẳng đứng.

Khi lượng hơi trích càng lớn thì tiêu hao nhiệt để sản xuất điện năng Q_{TB}^d càng nhỏ, giá trị cực tiểu của nó đạt được khi làm việc ở chế độ đối áp



Hình 7-10. Đặc tính nhiệt tuabin có một cửa trích hơi điều chỉnh:

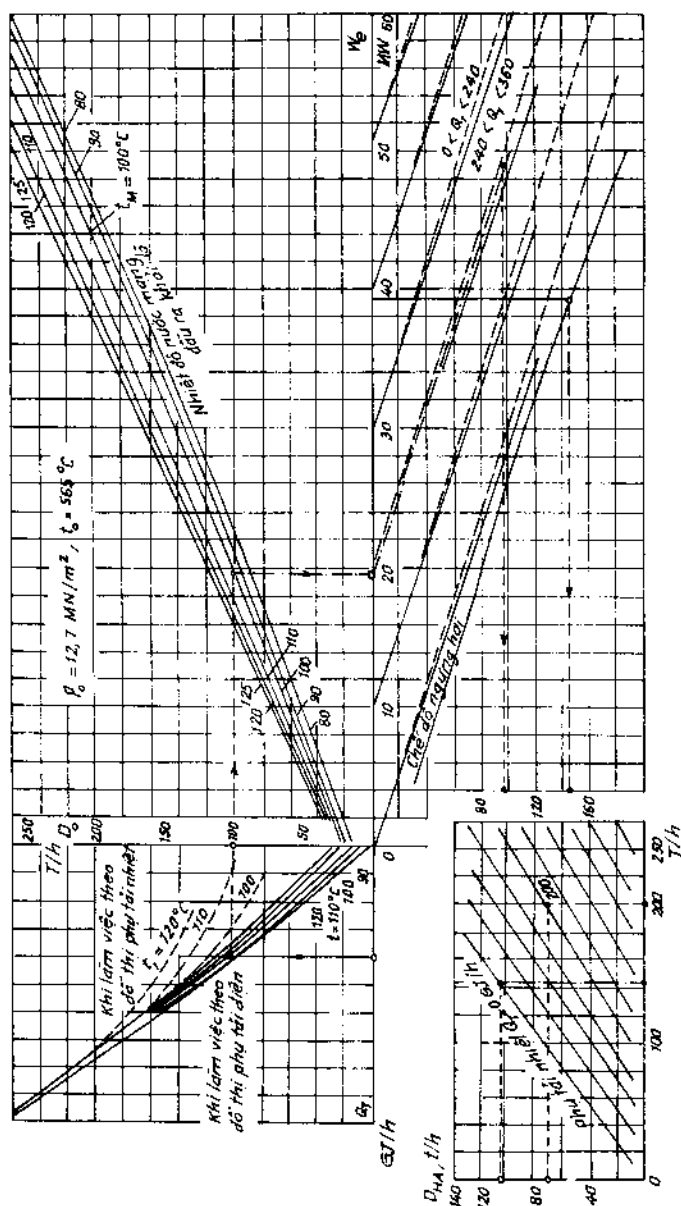
- a. Sự phụ thuộc tiêu hao nhiệt tuabin Q_{TB} vào công suất điện W_E ; b. Sự phụ thuộc tiêu hao nhiệt Q vào lượng nhiệt cấp cho hệ dung nhiệt Q_T .

$Q_{TB}^d = Q_{TB}^{d,la}$ và tổn thất nhiệt ở bình ngưng $Q_K = 0$ (trên thực tế $Q_K = Q_K^{nm} > 0$).

Ngoài ra đặc tính nhiệt của tuabin cấp nhiệt có thể coi là các đường $Q_{TB} = f(Q_T)$ và $Q_{TB}^d = f(Q_T)$ khi $W_E = \text{const}$ (hình 7-10 b). Các đường đặc tính xuất phát (ban đầu) là Q_{TB} và Q_{TB}^d khi $W_E = W_{dm}$ đều cùng từ điểm $Q_T = 0$ trên trục tung (ứng với chế độ ngưng hơi), Q_{TB} tăng lên còn Q_{TB}^d giảm tương ứng với sự tăng của phụ tải nhiệt Q_T .

Khi $W_E < W_{dm}$ tương tự ta có các đường Q_{TB} và Q_{TB}^d khác có điểm xuất phát ở tung độ nhỏ hơn.

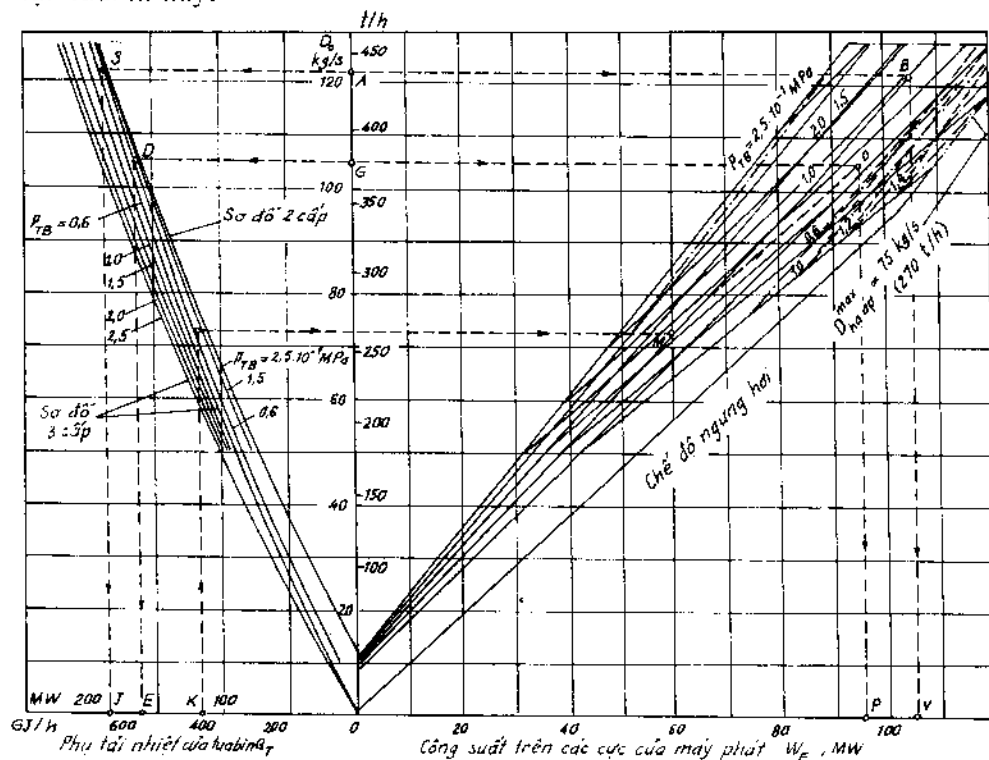
Hình 7-11 a biểu diễn giản đồ chế độ của nhà máy (đặc tính hơi) của tuabin cấp nhiệt



Hình 7-11 a. Đặc tính hơi tuabin cấp nhiệt kiểu T với hai cửa trích điều chỉnh (đồ thị của nhà máy).

loại T-50-130 của Nhà máy chế tạo động cơ tuabin URAN (Liên xô cũ).

Hình 7-11 b biểu diễn giản đồ chế độ của tuabin T-100-130 do BTI xây dựng theo số liệu thí nghiệm loại tuabin tương tự cũng tại nhà máy chế tạo tuabin này.



Hình 7-11 b. Đặc tính hơi tuabin cấp nhiệt kiểu T với hai cửa trích điều chỉnh. Đồ thị theo số liệu thí nghiệm: ABV và AZJ - đường xác định công suất điện và phụ tải nhiệt theo tiêu hao hơi mới; KLMO và GOP - đường xác định công suất điện theo phụ tải nhiệt và tiêu hao hơi mới (đường MO song song với đường mảnh bên phải của giản đồ); GDE - đường xác định phụ tải nhiệt theo tiêu hao hơi mới.

§7-4. ĐẶC TÍNH NĂNG LƯỢNG CỦA TUABIN CẤP NHIỆT CÓ HAI CỬA TRÍCH ĐIỀU CHỈNH

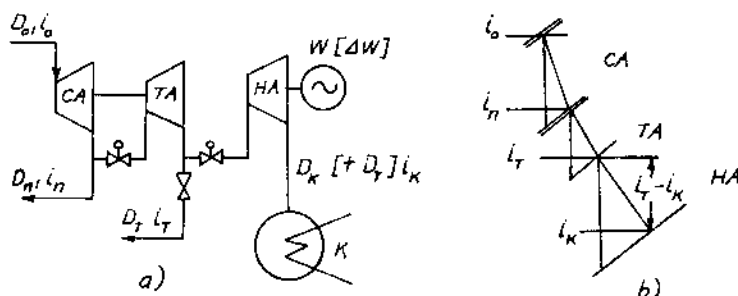
Đặc tính hơi

Tiêu hao hơi của tuabin cấp nhiệt có hai cửa trích điều chỉnh (cho công nghiệp và sinh hoạt) D_{01} , kg/h phụ thuộc vào công suất điện W_e và lượng hơi trích ở hai cửa trích điều chỉnh D_{02} (cửa trích trên có áp suất cao hơn)

và D_T (cửa trích dưới có áp suất thấp). Sự phụ thuộc này được biểu diễn bằng biểu thức:

$$D_0 = D_{KX} + r_K W_{11} + y_n D_n + y_1 D_T \quad (7-27)$$

ở đây y_n và y_1 - hệ số không sinh công hết của dòng hơi trích phía trên và phía dưới.



Hình 7-12. Sơ đồ và quá trình làm việc của dòng hơi trên tuabin có hai cửa trích điều chỉnh.

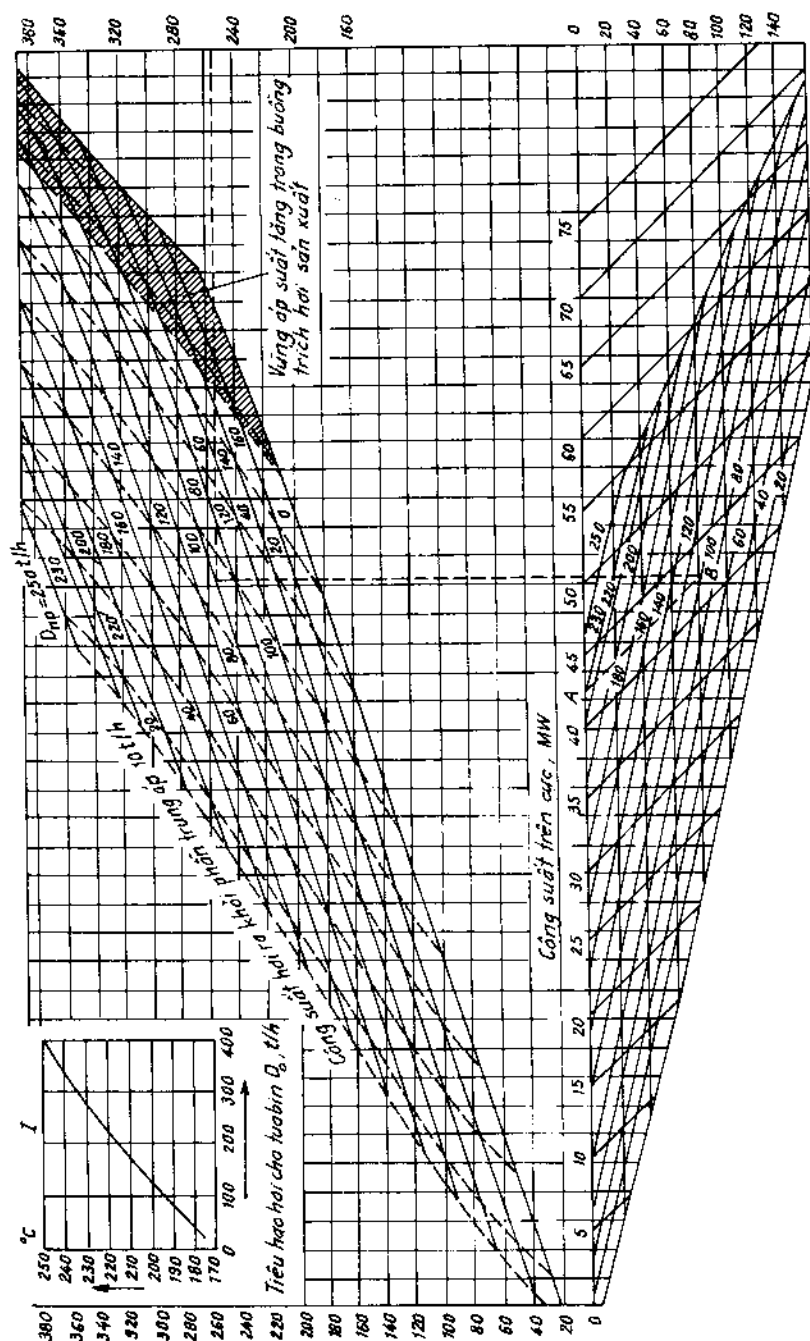
Dạng của đồ thị chế độ được xây dựng theo phương pháp của A. C. Dilberman và N. V. Loktionov.

Theo phương pháp này, tuabin có hai cửa trích được thay thế bằng tuabin với 1 cửa trích điều chỉnh trên có lượng hơi trích D_n , còn lượng hơi trích D_T ở cửa trích dưới được đưa vào phần hạ áp tuabin và ở đây sẽ sản ra thêm một lượng công suất điện phụ ΔW_{HA} , kW:

$$\Delta W_{HA} = \frac{D_T}{d_{HA}}$$

ở đây: $d_{HA} = 3600/(H_i^{HA} \cdot \eta_{co} \cdot \eta_{mt})$ là suất tiêu hao hơi chỉ làm việc ở phần hạ áp tuabin, kg/kW.h; H_i^{HA} - nhiệt giáng thực của dòng hơi trong phần hạ áp tuabin (hình 7-12).

Như vậy dạng của đồ thị chế độ tuabin hai cửa trích điều chỉnh được đưa về dạng đã biết của tuabin 1 cửa trích điều chỉnh, chỉ khác là đường giới hạn dưới của đồ thị chế độ tương ứng với lượng hơi vào phần trung áp của tuabin D_{fA} , còn họ đường $D_K = \text{const}$ được thay bằng họ đường $D_{TA} = \text{const}$ (hình 7-13 a).



Hình 7-13. Đặc tính của tuabin loại IT với hai cửa trích điều chỉnh:

a) Đặc tính hơi, b) Đặc tính nhiệt.

Thực vậy, đối với tuabin quy ước có công suất điện W_{qu} (công suất điện quy ước):

Tiêu hao hơi của nó sẽ là:

$$D_o = D_{KX} + r_K W_{qu} + y_n D_n$$

Lượng hơi thoát vào bình ngưng:

$$D_{k,qu} = D_o - D_n = D_{TA}$$

ở đây: D_{TA} - lượng hơi qua phản trung áp tuabin.

Ở chế độ này: $Q_n = 0$; $Q_r = 0$

Với mỗi giá trị $Q_n = \text{const}$ khác nhau, ta có thể xây dựng được một giản đồ chế độ tương ứng để xác định quan hệ giữa Q_{TB} và Q_{TB}^E với W_{11} và Q_1 .

Trong giản đồ đặc tính nhiệt này, họ đường $Q_r = \text{const}$ là những đường song song với đường đặc tính ở chế độ ngưng hơi và cách nó một khoảng bằng $\xi_n Q_n$ ở phần trên của giản đồ và bằng $(1 - \xi_n) Q_n$ ở phần dưới của giản đồ.

Hình 7-13 b) là giản đồ chế độ ứng với giá trị Q_n xác định ($D_1 = 40 T/h$).

- Họ đường $Q_1 = \text{const}$ được biểu diễn dưới dạng tiêu hao hơi $D_T = \text{const}$.

- Độ rộng của khoảng trống ở giữa giản đồ chế độ đặc tính nhiệt phụ thuộc vào giá trị Q_n - càng lớn khi Q_n càng lớn.

- Giới hạn trên và dưới của giản đồ tương ứng là đường đặc tính ở chế độ đối áp $D_K = 0$ ứng với giá trị Q_n cho trước (trên thực tế, đường giới hạn này ứng với $D_K = D_{K, \min}$).

§7-5. SỰ PHỤ THUỘC HIỆU SUẤT TUABIN CẤP NHIỆT VÀO PHỤ TẢI

Hiệu suất sản xuất điện năng của tuabin cấp nhiệt:

$$\eta_{TB}^d = \frac{W_{11}}{Q_{TB}^d} = \frac{W_{11}}{Q_{TB} - Q_1}$$

Còn tiêu hao nhiệt để sản xuất điện năng Q_{TB}^d , kW được xác định:

$$Q_{TB}^d = Q_x^K + r_{KQ} W_E - (1 - \xi_T) Q_T = W_i + Q_K$$

ở đây:

Q_K - tổn thất nhiệt ở bình ngưng tuabin, kW;

W_i - công suất trong chu trình nhiệt động lực học tuabin, kW, liên quan hệ với công suất điện theo công thức:

$$W_E = W_i \eta_{co} \eta_{mf}$$

với η_{co} và η_{mf} tương ứng là hiệu suất cơ và hiệu suất máy phát.

Biểu thức tổng quát xác định hiệu suất sản xuất điện năng của tuabin:

$$\eta_{TB}^d = \frac{W_E}{Q_x^K + r_{KQ} W_E - (1 - \xi_T) Q_T} \quad (7-26)$$

Hay là:

$$\eta_{TB}^d = \frac{W_E}{W_i + Q_K} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{co} \eta_{mf}} + \frac{Q_K}{W_E}} \quad (7-26 a)$$

Ở chế độ ngưng hơi thuần túy không cấp nhiệt:

$$Q_T = 0; Q_K = Q_K^0 \text{ và } Q_{TB}^d = Q_x^K + r_{KQ} W_E$$

Ở chế độ này, cùng với sự tăng phụ tải điện và η_{co} , η_{mf} , hiệu suất tuabin tăng từ 0 đến cực đại ở $W_E = W_{KT}$ hoặc $W_E = W_{dm}$:

$$\eta_{TB} = \frac{W_E}{Q_x^K + r_{KQ} W_E} = \frac{1}{\frac{Q_x^K}{W_E} + r_K} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{co} \eta_{mf}} + \frac{Q_K^0}{W_E}}$$

Tương tự, hiệu suất điện tuabin η_{TB}^d tăng khi phụ tải tăng ở phụ tải nhiệt Q_T nhỏ.

Sự phụ thuộc hiệu suất tuabin cấp nhiệt và phụ tải chỉ ra trên hình 7-14.

Tại chế độ đối áp $Q_K = 0$ và $Q_{TB}^d = W_i$. Hiệu suất $\eta_{TB}^d = W_E/W_i = \eta_{co}\eta_{mf}$ có giá trị cực đại (xem hình 7-14).

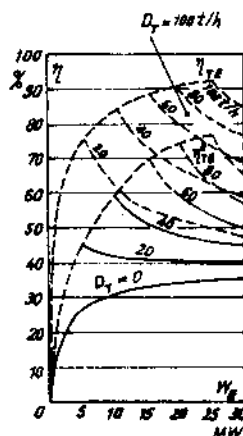
Còn khi: $D_K = D_K^{min}$; $Q_{TB}^d = W_i + Q_K^{min}$

thì:

$$\eta_{TB}^d = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{co}\eta_{mf}} + \frac{Q_K^{min}}{W_E}}$$

Các giá trị hiệu suất khác nằm ở khoảng giữa đường ứng với chế độ đối áp và ngưng hơi thuận tuý.

Khi $Q_r = \text{const}$ và tăng phụ tải điện W_E thì η_{TB}^d sẽ thay đổi khác nhau tùy theo giá phụ tải điện lớn hay nhỏ. Tích số $\eta_{co}\eta_{mf}$ tăng nhanh và η_{TB}^d cũng tăng ở phụ tải điện nhỏ. Còn ở phụ tải điện lớn, tích $\eta_{co}\eta_{mf}$ tăng chậm do sự tăng tổn thất nhiệt ở bình ngưng khá lớn nên khi $Q_r = \text{const}$ thì hiệu suất giảm xuống (xem 7-26 a). Ở các giá trị Q_r trung gian, hiệu suất η_{TB}^d giữ hầu như không đổi khi tăng W_E (hình 7-14).



Hình 7-14. Sự phụ thuộc hiệu suất sản xuất điện của tuabin η_{TB}^E và hiệu suất toàn bộ của tuabin η_{TB}^d vào phụ tải điện ứng với lượng cấp hơi D_T khác nhau.

§7-6. ĐẶC TÍNH CỦA THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT CỦA THIẾT BỊ TUABIN

Trong thành phần của thiết bị tuabin, người ta đưa vào các thiết bị trao đổi nhiệt khác nhau như: gia nhiệt hồi nhiệt, bình làm lạnh hơi và nước đọng, bình gia nhiệt lưới, bình bốc hơi, bình sinh hơi v.v... Thường được áp dụng rộng rãi nhất trong số các phần tử trên là thiết bị trao đổi nhiệt hơi nước (bình gia nhiệt hồi nhiệt và gia nhiệt nước mạng).

Sự phụ thuộc thông số hơi vào phụ tải của các thiết bị trao đổi nhiệt chính làm việc ở chế độ khác nhau này có thể khác với tính toán. Sự liên hệ bằng giải tích hoặc hình học giữa phụ tải với các thông số của môi chất tải

hiệu và bề mặt gia nhiệt được gọi là đặc tính trao đổi nhiệt của thiết bị tuabin. Ví dụ khi chế độ làm việc của bình gia nhiệt bề mặt thay đổi thì độ gia nhiệt thiếu θ cũng thay đổi theo.

1. Sự phụ thuộc độ gia nhiệt thiếu vào phụ tải của thiết bị trao đổi nhiệt

Phụ tải nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu hơi - nước được viết dưới dạng cân bằng nhiệt:

$$Q = D_h(i_h - i'_h)\eta_h = D_n(t_{n2} - t_{n1})C_n \quad (7-27)$$

Hoặc dưới dạng truyền nhiệt:

$$Q = k.F. \Delta t_{tb}^{log} = k.F. \frac{t_{n2} - t_{n1}}{\ln \frac{\Delta}{\theta}} \quad (7-28)$$

Từ đây suy ra:

$$\theta = t_{bh} - t_{n2} = e^{\frac{k}{C_n D_n} F} \Delta \quad (7-29)$$

$$\text{Thay:} \quad \Delta = t_{bh} - t_{n1} = \theta + t_{n2} - t_{n1} \quad (7-30)$$

Nhận được đặc tính dạng mũ của bình gia nhiệt:

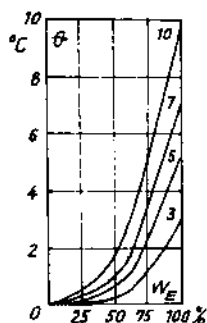
$$\theta = \frac{t_{n2} - t_{n1}}{\frac{kF}{C_n D_n}} = \frac{Q}{C_n D_n \left(e^{\frac{kF}{C_n D_n}} - 1 \right)} \quad (7-31)$$

Độ gia nhiệt thiếu tương đối:

$$\frac{\theta}{\Delta t} = \frac{\theta}{t_{n2} - t_{n1}} = \frac{1}{e^{\frac{kF}{C_n D_n}} - 1} \quad (7-32)$$

ở đây: Δt - độ tăng nhiệt độ nước trong bình gia nhiệt, $\Delta t = t_{n2} - t_{n1}$.

Khi phụ tải giảm, độ gia nhiệt thiếu θ giảm xuống và có thể giảm tới không (hình 7-15).



Hình 7-15. Sự phụ thuộc độ gia nhiệt thiếu cho nước trong bình gia nhiệt () vào phụ tải điện W_E :

3, 5, 10 - giá trị độ gia nhiệt thiếu ở 100% phụ tải, °C.

Từ (7-29) và (7-31) suy ra:

$$\Delta = \theta e^{C_n D_n^{KF}} = \frac{Q}{C_n D_n \left(1 - e^{-C_n D_n^{KF}} \right)} \quad (7-33)$$

Xuất phát từ sự phụ thuộc tuyến tính hiệu số nhiệt độ trung bình $\Delta_{t,b}$ vào sự giảm nhiệt bé δ_i và giảm nhiệt lớn δ_l trong thiết bị trao đổi nhiệt mà ta có:

$$\Delta_{t,b} = \Delta - a\delta_l(\text{lớn}) - b\delta_i(\text{lớn})$$

E. Axôcôlốp đã xây dựng biểu thức gần đúng của suất phụ tải nhiệt thiết bị trao đổi nhiệt bề mặt đối với dạng dòng hơi tương hỗ ở trạng thái bất kỳ của thiết bị:

$$q = \frac{Q}{\Delta} = \frac{1}{\frac{a}{C_{\text{lớn}}} + \frac{b}{C_{\text{bé}}} + \frac{1}{k.F}} \quad (7-34)$$

ở đây:

$C = c.D$ - đương lượng nước của môi chất làm việc;

$C_{\text{lớn}}, C_{\text{bé}}$ - trị số đương lượng lớn, bé của nó;

a, b - hằng số: $b = 0,65$ còn giá trị a phụ thuộc vào dạng của dòng.

dòng ngược: $a = 0,35$

dòng thuận: $a = 0,65$

dòng cắt ngang: $a = 0,425$.

Theo dạng không thứ nguyên:

$$\epsilon = \frac{a}{C_{be}} = \frac{1}{aC_{be,lớn} + b \frac{1}{\omega}} \quad (7-35)$$

ở đây: $C_{be,lớn} = C_{be}/C_{lớn}$ và $\omega = k.F/C_{be}$.

Sai số khi xác định ϵ so với sự phụ thuộc hàm mũ ở trên khoảng 6%.

Đối với thiết bị trao đổi nhiệt kiểu nước - hơi có ngưng tụ hơi thì $C_{lớn} \approx \infty$ và công thức (7-34) có dạng đơn giản hơn:

$$q = \frac{1}{\frac{b}{C_{be}} + \frac{1}{kF}} \quad (7-36)$$

SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ VÀ SƠ ĐỒ NHIỆT CHI TIẾT CỦA NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

§8-1. NỘI DUNG VÀ Ý NGHĨA CỦA SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ

Sơ đồ nhiệt nguyên lý xác định nội dung cơ bản của quá trình công nghệ biến đổi nhiệt năng trong nhà máy điện. Nó bao gồm các thiết bị chính, phụ, các đường hơi và nước nối chúng tham gia vào quá trình công nghệ trên. Mỗi một phần tử của một loại đã cho sẽ được miêu tả một lần trên sơ đồ nguyên lý.

Như vậy đối với sơ đồ nguyên lý của nhà máy điện kiểu khối (có các khối giống nhau) sẽ đưa về sơ đồ nguyên lý của một khối. Ở các nhà máy điện không khối nhưng có các tổ máy và lò giống nhau cũng vậy. Còn nếu nhà máy có các tổ máy và lò khác nhau thì sơ đồ nguyên lý phải bao gồm đủ loại mà nhà máy có.

Với trung tâm nhiệt điện có các tổ máy khác nhau thì sơ đồ nguyên lý phải bao gồm các sơ đồ các máy khác nhau có liên quan tương hỗ với nhau.

Trong sơ đồ nhiệt nguyên lý còn có các bình gia nhiệt cao áp, hạ áp với các bình làm lạnh hơi, nước đọng, bình khử khí nước cấp và nước bổ sung. Đường ống dẫn hơi trích tới các bình gia nhiệt, các bơm: cấp, ngưng, nước đọng. Đường nước ngưng chính, đường nước đọng, nước bổ sung,

thiết bị bốc hơi (nếu có). Ngoài ra ở sơ đồ nguyên lý còn có bình gia nhiệt lười đôi khi cả bình sinh hơi hoặc bình bốc hơi và các đường ống tương ứng.

Trong sơ đồ nhiệt nguyên lý cũng còn có các thiết bị và bình trao đổi nhiệt phụ, bình phân ly, bình làm lạnh nước xả lò, bình làm lạnh ejector và làm lạnh hơi chèn. Đường dẫn hơi chèn đến các bình gia nhiệt.

Đối với khối lò máy công suất lớn hơn hay bằng 250 kW, sơ đồ nguyên lý còn có tuabin phụ truyền động bơm cấp và đường hơi, nước của chúng. Cũng có thể có tuabin truyền động quạt gió cho lò khí - mazut. Bộ hâm nước áp lực thấp và cao. Ngoài ra trên sơ đồ nguyên lý còn có một phần các phần tử cần thiết để thiết bị làm việc bình thường như van giảm áp trên đường hơi trích vào bình khử khí.

Cùng với các thông số hơi và nước, các chỉ tiêu năng lượng nhận được khi tính toán sơ đồ nguyên lý, xác định mức độ hoàn thiện của khối (hoặc nhà máy) và các chỉ tiêu kinh tế của nó. Sơ đồ nguyên lý còn là cơ sở để tính toán sơ đồ công nghệ khi thiết kế nhà máy điện ở mỗi phụ tải đã cho, cho phép xác định tiêu hao hơi và nước trong tất cả các phần tử của thiết bị và các chỉ tiêu năng lượng của chúng.

Trên cơ sở của sơ đồ nguyên lý, người ta xác định các đặc tính kỹ thuật và lựa chọn thiết bị nhiệt, thiết lập sơ đồ chi tiết cho nhà máy điện.

Người ta cũng thực hiện hợp lý hoá và hiện đại hoá sơ đồ nhiệt của các nhà máy điện cũ trên cơ sở tính toán sơ đồ nguyên lý.

Sơ đồ nguyên lý còn là cơ sở của sơ đồ tính toán và công nghệ của nhà máy nhiệt điện kiểu bất kỳ: tuabin hơi, tuabin khí đốt, nhiên liệu hữu cơ, nhà máy điện nguyên tử dùng nhiên liệu hạt nhân.

§8-2. THIẾT LẬP SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ

1. Khái niệm chung

Việc thiết lập sơ đồ nguyên lý cần phải được dựa trên cơ sở của việc giải quyết các vấn đề xác định dạng của nhà máy điện.

1. Trên cơ sở số liệu về phụ tải năng lượng, tiến hành lựa chọn loại năng lượng của nhà máy điện - ngưng hơi hay nhà máy nhiệt điện.

2. Với nhà máy điện ngưng hơi cần xác định công suất tổng, loại và công suất các khối, xác định thông số ban đầu của hơi, số tầng và thông số hơi quá nhiệt trung gian.

3. Khi thiết kế sơ đồ nguyên lý, phải xác định công suất điện và nhiệt của chúng. Dự tính loại và số lượng tuabin cấp nhiệt. Điều này sẽ được làm rõ thêm sau khi tính toán sơ đồ nguyên lý.

4. Lựa chọn loại lò hơi với $p \geq p_{th}$ (áp suất tối hạn) - chọn lò trực lưu.

5. Lựa chọn phương pháp đốt tùy thuộc dạng nhiên liệu.

Trên cơ sở giải quyết các vấn đề kể trên sẽ tiến hành thiết lập sơ đồ nguyên lý của nhà máy điện. Với các khối mới, sơ đồ nguyên lý sẽ được thiết lập trên cơ sở các nghiên cứu về lý thuyết, thí nghiệm vận hành các khối cũ, các biện pháp kỹ thuật mới và các tính toán kinh tế kỹ thuật.

Sự thay đổi hoặc bổ sung của đặc tính phụ tải năng lượng, dạng và giá thành nhiên liệu, chất lượng nguồn nước ... cũng được đưa vào sơ đồ nguyên lý. Ví dụ ở phụ tải gốc và nhiên liệu đắt thì hợp lý hơn cả là dùng sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt.

Tùy theo chất lượng nguồn nước mà tiến hành lựa chọn cách xử lý bằng hoá học hay nhiệt để bổ sung nước cho nhà máy.

Dạng của trung tâm nhiệt điện cung cấp nhiệt cho công nghiệp phụ thuộc nhiều vào thông số hơi ban đầu, vào loại lò hơi và phương pháp cung cấp nhiệt.

2. Sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy điện ngưng hơi

Khi thiết lập sơ đồ nguyên lý cho nó cần phải giải quyết những vấn đề sau:

1. Làm rõ thêm các thông số hơi mới và hơi quá nhiệt trung gian.

2. Lựa chọn số cửa trích hồi nhiệt, nhiệt độ gia nhiệt nước cấp cuối. Lựa chọn loại bình gia nhiệt hồi nhiệt.

3. Lựa chọn sơ đồ dẫn nước động khi dùng loại gia nhiệt bề mặt.
4. Xây dựng sơ đồ làm lạnh hơi và nước động.
5. Lựa chọn sơ đồ mắc bình khử khí: loại độc lập hay phụ thuộc, loại áp lực không đổi hay áp lực trượt ...
6. Lựa chọn bơm cấp. Thường trong nhà máy điện hay sử dụng sơ đồ 1 bơm cấp đặt ngay sau khi bình khử khí theo đường nước ngưng chính.
7. Xác định loại truyền động bơm cấp, bằng điện hay bằng tuabin hơi. Nếu bằng tuabin hơi thì phải lựa chọn loại ngưng hơi hay đối áp, lựa chọn sơ đồ mắc tuabin truyền động vào sơ đồ nhiệt chung.
8. Đối với nhà máy điện đốt nhiên liệu khí - mazut dùng lò áp lực dương. Thường lựa chọn loại truyền động quạt gió. Nếu dùng tuabin truyền động thì cũng phải lựa chọn loại và sơ đồ nối chúng.
9. Nếu sử dụng hơi đi sấy nhiên liệu rắn ẩm thì phải khảo sát việc dẫn hơi trích tuabin đi sấy và phương pháp làm lạnh hơi (trong hỗn hợp hay bề mặt).
10. Khảo sát việc dẫn hơi đi sấy dầu mazut.
11. Khi gia nhiệt không khí cần lựa chọn chất mang nhiệt: hơi trích từ tuabin hay nước ngưng chính, nước cấp.
12. Phải tính đến việc dẫn nước cấp tới bộ hâm nước đặt trong đường khói của lò.
13. Chọn lựa sơ đồ xử lý nước: bằng nhiệt hay hoá học. Khi dùng bình bốc hơi cần phải lựa chọn loại bình ngưng tự hơi thứ cấp.
14. Lựa chọn loại bình phân ly và làm lạnh nước xả lò đối với nhà máy nhiệt điện lò bao hơi có áp lực nhỏ hơn tới hạn.
15. Trong sơ đồ nhiệt, trên đường nước ngưng chính, trước bình gia nhiệt hồi nhiệt đầu tiên theo đường nước ngưng có đặt các bình trao đổi nhiệt phụ để: làm lạnh hơi ra khỏi ejector, hơi chèn cuối trục tuabin. Đôi khi trong sơ đồ còn lắp bình làm lạnh khi làm mát máy phát điện.
16. Nếu cần thiết còn phải thiết lập sơ đồ dẫn hơi chèn và việc sử dụng nó trong bình gia nhiệt hồi nhiệt hay bình ngưng tự riêng.

17. Khảo sát việc đưa nước ngưng trở về từ tuabin phụ truyền động bơm cấp và quạt gió, từ bộ sấy nhiên liệu bằng hơi hay thiết bị gia nhiệt sơ bộ không khí trước khi vào quạt gió.

18. Lựa chọn phương pháp đưa nước bổ sung vào chu trình: nước bổ sung xử lý hoá học thường được đưa vào bình ngưng chính hoặc vào bình khử khí sơ bộ trước khi đưa vào bình khử khí chính. Nước bổ sung qua bình bốc hơi được gia nhiệt sơ bộ ở bình làm lạnh nước xả rồi bình khử khí loại áp lực khí quyển ($\approx 0,11 \text{ MN/m}^2$).

Một cách đúng đắn và hợp lý, sơ đồ nguyên lý được thiết lập phải bảo đảm cân bằng vật chất toàn bộ các dòng hơi nước tại các điểm bất kỳ trên nó, bảo đảm các chỉ tiêu kinh tế và năng lượng của nhà máy điện.

3. Sơ đồ nhiệt nguyên lý của trung tâm nhiệt điện

Việc thiết lập sơ đồ nhiệt nguyên lý của trung tâm nhiệt điện bao gồm các giai đoạn sau:

1. Lựa chọn tuabin cùng hay khác loại để đảm bảo phụ tải điện và nhiệt đã cho.

2. Thiết lập sơ đồ cấp nhiệt bằng hơi hay nước nóng.

3. Thiết lập sơ đồ dẫn nước ngưng hay nước cấp gồm các bình gia nhiệt hồi nhiệt, bình khử khí, bình trao đổi nhiệt phụ, bơm cấp, bình ngưng, bơm nước động ... cho mỗi loại tuabin.

4. Thiết lập sơ đồ cung cấp nước bổ sung cho lò, mạng nhiệt và các bình khử khí cần thiết.

§8-3. PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ NGUYÊN LÝ CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGƯNG HƠI

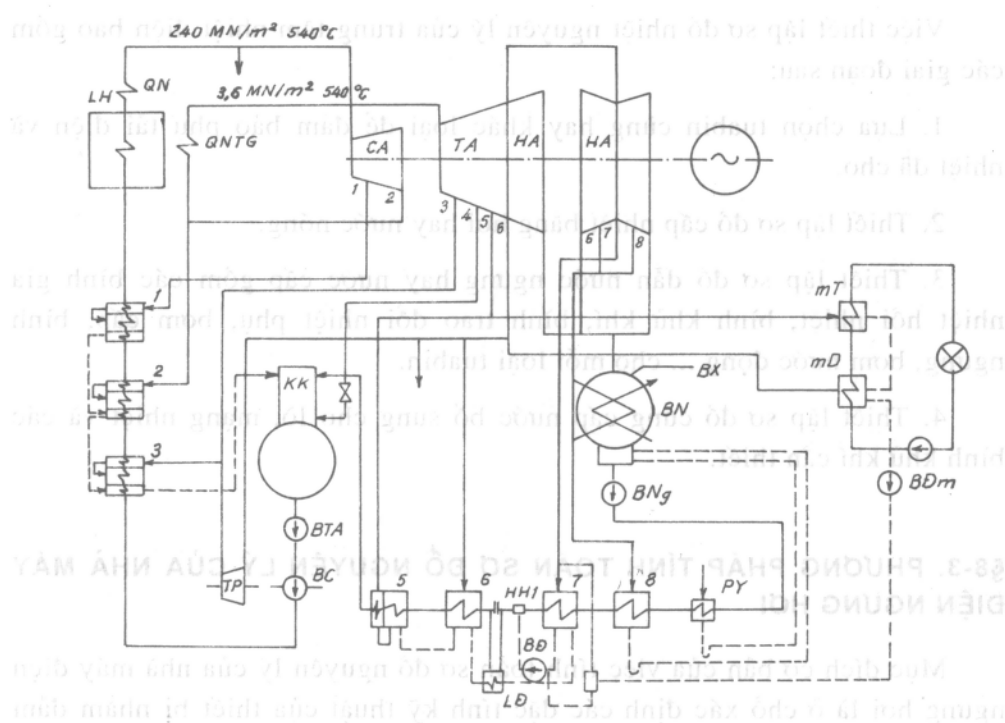
Mục đích cơ bản của việc tính toán sơ đồ nguyên lý của nhà máy điện ngưng hơi là ở chỗ xác định các đặc tính kỹ thuật của thiết bị nhằm đảm bảo đồ thị phụ tải điện, đảm bảo yêu cầu về chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật và

đô nguyên lý được thực hiện theo trình tự nhất định sau:

Một cách dùng chữ và hợp lý, sử dụng nguyên lý được trình bày phân bố

gia nhiệt hồi nhiệt giữa các bình gia nhiệt. Vì nhiệt độ của môi chất lỏng, của

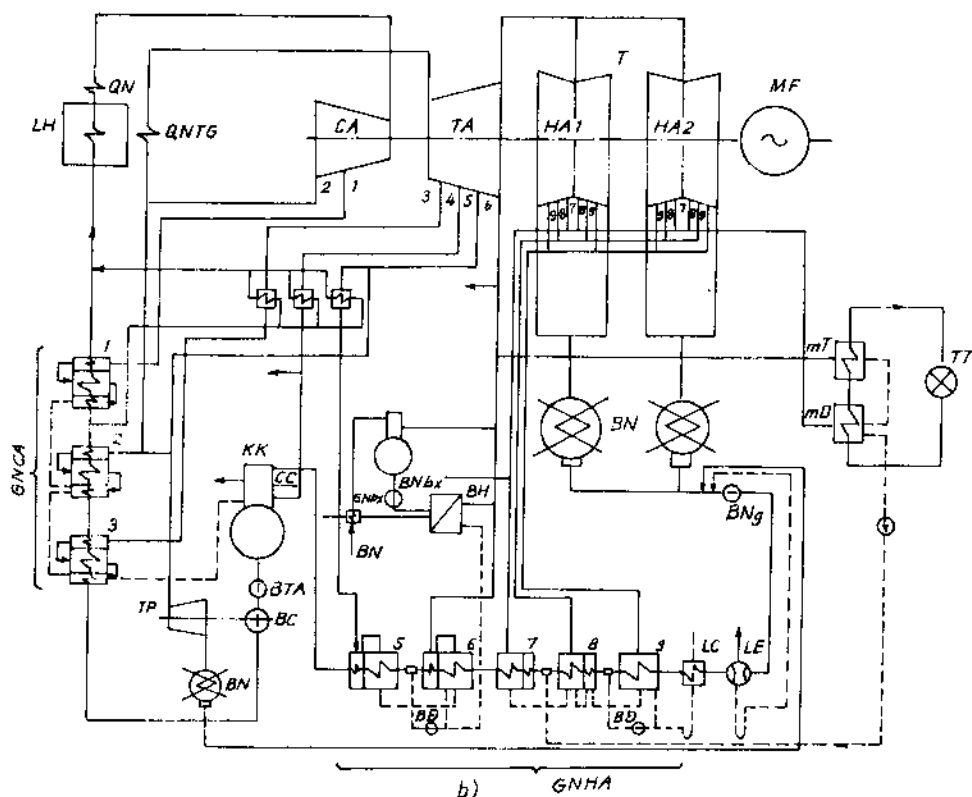
hình thành sau khi thực hiện giai đoạn 2.



ngưng hơi: a) với tuabin K-300-240 (LMZ).

Giai đoạn 2: Lập bảng thông số của hơi và nước dựa theo quá trình làm việc của dòng hơi và sự phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt giữa các bình gia nhiệt.

Theo giá trị nhiệt độ nước ngưng và nước cấp sau các bình gia nhiệt và các giá trị "độ gia nhiệt thiếu" θ , $^{\circ}\text{C}$ hoặc kJ/kg , người ta xác định nhiệt độ bão hoà $t_{\text{bđ}}$, $^{\circ}\text{C}$ và do đó xác định được áp lực hơi nóng tương ứng p' , (MN/m^2) trước các bình gia nhiệt. Khi tính tới giáng áp trên đường ống dẫn hơi từ cửa trích tuabin tới bình gia nhiệt khoảng $3 \div 8\%$ áp lực hơi tại cửa trích, người ta xác định được p_r (MN/m^2) là áp lực hơi tại cửa trích.



Hình 8-1 (tiếp theo). Sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy nhiệt điện ngưng hơi.

b) với tuabin K-300-240.

Trong bảng thông số hơi - nước, hợp lý hơn cả là phải bao gồm các số liệu về độ gia nhiệt cho nước trong các bình hồi nhiệt τ_r , lượng nhiệt hơi

[illegible]

a) tuabin T-100-130; b) tuabin P-T-135-130.

Trong bảng này cũng có thể có áp lực và entanpi nước ngưng chính, nước cấp tương ứng với các tầng gia nhiệt p_r, i_r .

Tóm lại, trong bảng thông số hơi và nước phải thể hiện nhiệt độ, áp suất, entanpi của hơi từ lúc bắt đầu vào tuabin tới ống thoát và bình ngưng, của nước ngưng và nước từ bình ngưng cho đến khi ra khỏi bình gia nhiệt cao áp cuối cùng, các thông số nước ngưng từ hơi và các đại lượng đã nêu ở trên. Các thông số của hơi và nước ở các thiết bị bổ sung (làm lạnh ejector, hơi chèn, bình bốc hơi, thiết bị gia nhiệt mạng nếu có) cũng được nêu trong bảng riêng.

Giai đoạn 3: Thiết lập phương trình cân bằng vật chất của các dòng hơi, dòng nước, nước ngưng.

- Cân bằng hơi của tuabin ngưng hơi có trích hơi hồi nhiệt:

$$D_r = \Sigma D_r + \Sigma D_{ch} + \Sigma D_e + D_K, \quad \text{kg/h} \quad (8-1)$$

ở đây:

D_a - tiêu hao hơi mới cho tuabin;

D_r - lượng hơi trích hồi nhiệt ở bình gia nhiệt thứ r ;

D_{ch} - lượng hơi đi chèn tuabin;

D_e - các lượng hơi trích khác (cho bình gia nhiệt mạng, cho sấy nhiên liệu, truyền động bơm cấp và quạt gió, gia nhiệt dầu và không khí cho lò ...);

D_K - lượng hơi thoát vào bình ngưng.

Hơi quay trở lại tuabin (từ tuabin truyền động loại đối áp hay từ các chèn trực tuabin ...) cũng được tính vào trị D_e hoặc D_{ch} nhưng mang giá trị âm.

Riêng tổn thất rò rỉ D_d quy ước rằng chỉ xảy ra ở đường ống dẫn hơi mới, còn hơi sau quá nhiệt trung gian được dẫn hoàn toàn về tuabin.

Cân bằng hơi ở lò hơi:

$$D_{LH} = D_o + D_d \quad (8-2)$$

ở đây: D_{LH} - phụ tải hơi của lò bao hơi.

Cân bằng nước cấp của lò bao hơi, kg/h :

$$D_{nc} = D_{l,II} + D_x \quad (8-3)$$

D_x - lượng nước xả của lò, kg/h ;

D_{nc} - lượng nước cấp cho lò hơi, kg/h .

Tiêu hao nước cấp cho lò trực lưu (kg/h) bằng chính phụ tải hơi của lò $D_{l,II}$ ($D_x = 0$).

+ Cân bằng nước bổ sung:

$$D_{bx} = D_d + D'_x \quad (8-4)$$

ở đây D'_x - tổn thất nước xả của lò bao hơi, kg/h , bằng không đối với lò trực lưu ...

Sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy điện ngưng hơi thường được khảo sát khi lấy lượng hơi vào tuabin D_0 làm đơn vị và các dòng hơi, nước được lấy theo trị tương đối so với D_0 .

$$\begin{aligned} \alpha_r &= \frac{D_r}{D_0}; & \alpha_{ch} &= \frac{D_{ch}}{D_0}; & \alpha_c &= \frac{D_c}{D_0}; & \alpha_K &= \frac{D_K}{D_0} \\ \alpha_d &= \frac{D_d}{D_0}; & \alpha_{l,II} &= \frac{D_{l,II}}{D_0}; & \alpha_{nc} &= \frac{D_{nc}}{D_0}; & \alpha_x &= \frac{D_x}{D_0} \quad (8-5) \\ \alpha'_x &= \frac{D'_x}{D_0} \end{aligned}$$

Trong các giá trị trên, $\alpha_{l,II}$ và $\alpha_{nc} > 1$, còn các trị khác nhỏ hơn 1.

Theo phương pháp này, trị công suất điện W_e sẽ là trị ban đầu cho trước để tính sơ đồ nguyên lý. Sau khi xác định các giá trị tương đối của dòng hơi trích từ các phương trình cân bằng năng lượng theo trị W_e đã biết, người ta xác định lượng hơi vào tuabin D_0 và sau đó tính giá trị bằng số cho các dòng hơi và nước.

Cũng có thể phương pháp tính khác: lấy trị số D_0 làm giá trị ban đầu cho trước. Trị phải tìm là W_e . Tiêu hao hơi D_0 có thể lấy tương tự như ở tuabin cùng loại cùng thông số (hoặc lấy gần đúng) hoặc sử dụng biểu thức:

$$D_0 = d_0 W_E$$

Trong đó giá trị suất tiêu hao hơi d_0 lấy tương ứng với tuabin hiện đại có $p_0 = 13 \div 24 \text{ MN/m}^2$, $d_0 = 3 \text{ kg/kWh}$.

Một cách chính xác hơn có thể tính D_0 từ phương trình:

$$D_0 = \beta_1 D_0^K = \frac{D_0^K}{1 - \sum y_j \alpha_j} \quad (8-7)$$

Hệ số tăng tiêu hao hơi do hồi nhiệt:

$$\beta_1 = \frac{1}{1 - \sum y_j \alpha_j} \quad (8-8)$$

ở đây: y_j - hệ số không sinh công hết; β_1 - phân hơi trích, gần đúng có thể lấy $\beta_1 \approx 1,2 \div 1,25$.

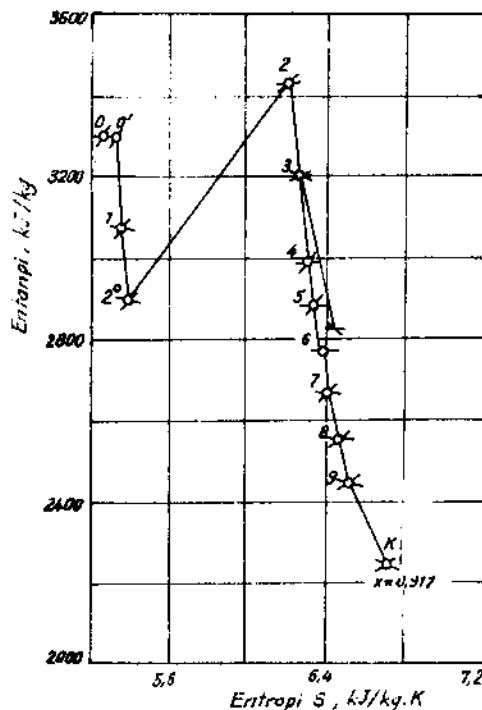
Tiêu hao hơi cho tuabin không trích hơi:

$$D_0^K = \frac{3600 W_E}{H_1^K \eta_{co} \eta_{mf}} \quad (8-9)$$

H_1^K - nhiệt giáng dòng hơi ngưng, kJ/kg ;

η_{co} và η_{mf} - hiệu suất cơ và hiệu suất của máy phát điện.

Giai đoạn 4: Thiết lập và giải liên tục đồng thời các phương trình cân bằng nhiệt các thiết bị trao đổi nhiệt và trong sơ đồ nguyên lý của nhà máy điện để xác định tiêu hao hơi trên chúng và các trị số hơi trích gia nhiệt hồi nhiệt và hơi trích mục đích khác. Đây là giai đoạn quan trọng và khó khăn khi tính toán sơ đồ nguyên lý. Ở các thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp cần phải lập thêm phương trình cân bằng vật chất cho nó.



Hình 8-3. Thi dụ quá trình làm việc trên giản đồ i-s của dòng hơi trên tuabin ngưng hơi có quá nhiệt trung gian hơi.

Chúng ta hãy khảo sát việc tính toán cân bằng nhiệt các phần tử của một sơ đồ nguyên lý cơ bản chỉ ra trên hình 8-1.

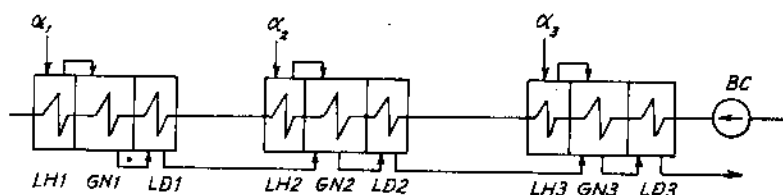
Nhóm bình gia nhiệt cao áp

Việc tính toán sơ đồ nguyên lý bắt đầu từ nhóm bình gia nhiệt cao áp, trong đó lượng nước cấp qua chúng (D_{nc} hoặc α_{nc}) là trị đã biết. Nếu theo sơ đồ dẫn cấp nước động thì ta bắt đầu việc tính toán từ bình gia nhiệt cao áp số 1 (có áp suất lớn nhất sau đó mới tính tiếp bình gia nhiệt cao áp số 2, số 3 ...). Phương trình cân bằng của bình gia nhiệt bề mặt được thiết lập theo nguyên lý: *Nhiệt do hơi nóng toả ra (có thể tới tổn thất nhiệt do toả ra môi trường xung quanh) sẽ bằng lượng nhiệt nước hấp thụ được.*

Nếu gia nhiệt cao áp là loại bình gia nhiệt phức tạp tức là có cả phần lạnh hơi và lạnh nước động thì cần phải thiết lập và giải phương trình cân bằng nhiệt tại mỗi phần tử tương ứng. Khi đó lấy nhiệt độ hơi ra khỏi phần lạnh hơi lớn hơn nhiệt độ bão hoà của nó từ $15 \div 20^\circ\text{C}$. Độ gia nhiệt thiếu trong phần gia nhiệt chính lấy từ $3 \div 5^\circ\text{C}$. Hiệu số nhiệt độ nước động sau bình làm lạnh nước động và nhiệt độ nước cấp vào nó từ $5 \div 10^\circ\text{C}$.

Nếu bình gia nhiệt cao áp số 2 cũng có bình làm lạnh hơi thì như vậy nhiệt độ nước cấp ra khỏi nó chưa biết, cho nên phải lấy nhiệt độ nước động sau khi ra khỏi bình làm lạnh nước động của gia nhiệt cao áp số 1 lớn hơn nhiệt độ bão hoà của hơi nóng ở bình gia nhiệt cao áp số 2 khoảng $5 \div 10^\circ\text{C}$. Điều này được tính đến khi thiết lập bằng thông số hơi và nước.

Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt cao áp thứ r , kJ/h (hình 8-4).



Hình 8-4. Sơ đồ tính toán cụm bình gia nhiệt cao áp phức tạp

+ Đối với phần làm lạnh hơi:

$$D_r(i_r - i_r^0) \eta_r^{lh} = D_{nc} [i_{lh,r}^0 - (i'_r - \theta_r)]$$

ở đây:

D_r, D_{nc} - lượng hơi trích và lượng nước cấp vào phần làm lạnh hơi thứ r , kg/h ;

i_r, i_r^0 - entanpi của hơi trước và sau phần làm lạnh hơi;

i'_r - entanpi của nước ứng với áp suất hơi bão hoà;

$D'_r(i'_r - \theta_r) = i_{lh,r}^u$ - entanpi của nước khi vào phần làm lạnh hơi;

θ_r - độ gia nhiệt thiếu trong phần gia nhiệt;

$\eta_{lh,r}$ - hiệu suất phần làm lạnh hơi.

Gọi: $q_{lh,r} = i'_r - i_r^0$ và $\tau_{lh,r} = i_{lh,r}^0 - (i'_r - \theta_r)$

Biểu thức tính theo phần hơi D_n được viết:

$$\alpha_r q_{lh,r} \eta_{lh,r} = \alpha_{nc} \tau_{lh,r}$$

+ Đối với phần gia nhiệt chính:

$$D_r(i_r^0 - i'_r) \eta_r^{gn} = D_{nc}(i'_r - \theta - i_{ld,r}^u)$$

ở đây:

$i_{ld,r}$ - entanpi của nước khi ra khỏi phần làm lạnh nước động thứ r ;

η^{gn} - hiệu suất phần gia nhiệt chính bình gia nhiệt thứ r .

Nếu tính theo phần hơi D_n , ta có:

$$\alpha_r q_r^0 \eta_r^{gn} = \alpha_{nc} \tau_{gn,r}$$

+ Phần làm lạnh nước động:

$$D_r(i'_r - i_{d,r}) + \sum_{j=1}^r D_j (i_{d(r-1)} - i_{d,r}) = D_{nc}(i_{kl,r}^0 - i_{l(r+1)}^0) \frac{1}{\eta_r^{ld}}$$

Đối với bình gia nhiệt cao áp số 1, số hạng thứ hai ở vế trái của phương trình trên không có.

Ở đây:

$i_{d,r} = i_{h,r+1} + \theta_{d,r}$ - entanpi nước đọng sau khi được "làm lạnh";

D_j - lượng nước đọng dồn từ bình gia nhiệt thứ $(r-1)$ về có entanpi của nước là $i_{d,r-1}$;

$i_{h,r-1}^n$ - entanpi của nước vào bình làm lạnh thứ r (với bình gia nhiệt cao áp số 3 là entanpi của nước sau bơm cấp).

Ta cũng có thể thiết lập phương trình cân bằng nhiệt cho một khâu gồm phần gia nhiệt, phần làm lạnh đọng của bình gia nhiệt cao áp số 1 và phần lạnh hơi gia nhiệt cao áp số 2. Từ đây ta cũng tìm ra quan hệ giữa $D_1(\alpha_1)$ và $D_2(\alpha_2)$ của gia nhiệt cao áp số 1 và số 2.

Phương trình tiếp theo bao gồm phần gia nhiệt và làm lạnh nước đọng số 2 - GN2 và LD2, phần làm lạnh hơi số 3 LH3 (hình 8-4). Phương trình này cho quan hệ giữa $D_1(\alpha_1)$, $D_2(\alpha_2)$ và $D_3(\alpha_3)$. Các phương trình đều tương tự và có dạng:

$$D_r(i_r^0 - i_{d,r}) + \sum_{j=1}^{r-1} D_j(i_{d,r-1} - i_{d,r}) + D_{r+1}(i_{r+1} - i_{r-1}^0) =$$

$$= D_{nc}(i_{gn}^n - i_{gn,r-1}^n) \frac{1}{\eta_{k,r}}$$

ở đây:

i_r^0 và i_{r-1}^0 - entanpi hơi sau khi làm lạnh ở phần lạnh hơi của gia nhiệt cao áp thứ r và $(r+1)$;

i_{r+1} - entanpi hơi ra của lò trích hơi thứ $r+1$;

$i_{d,r}$ - entanpi nước đọng ra khỏi phần làm lạnh đọng gia nhiệt cao áp thứ r . Nhiệt độ tương ứng có thể lấy lớn hơn nhiệt độ bão hoà của hơi ở bình thứ $r+1$ từ $5 \div 10^\circ\text{C}$. Ở bình số 3 thì lấy lớn hơn nhiệt độ nước sau bơm cấp từ $5 \div 10^\circ\text{C}$;

$i_{gn,r}^n$ và $i_{gn,r-1}^n$ - entanpi của nước cấp sau phần gia nhiệt của gia nhiệt cao áp thứ r và $r+1$;

$\eta_{k,r}$ - hiệu suất của khâu.

Với ba phương trình cho ba khâu, giải ra ta tìm được trị số $D_1(\alpha_1)$, $D_2(\alpha_2)$ và $D_3(\alpha_3)$. Trong trường hợp trên phần làm lạnh hơi của bình gia nhiệt cao áp số 1 không được tính đến. Tuy nhiên độ gia nhiệt cho nó sẽ nhận được từ phương trình cân bằng nhiệt sau khi xác định được $D_1(\alpha_1)$.

Sau khi tìm được các giá trị hơi trích gia nhiệt hồi nhiệt từ các phương trình cân bằng nhiệt trên, người ta xác định tiếp entanpi và nhiệt độ của nước cấp sau các phần lạnh động, đầu vào của phần gia nhiệt chính tương ứng với các bình gia nhiệt cao áp số 1, 2 và 3.

Việc tính toán bình gia nhiệt cao áp có thể đơn giản hơn nếu như chọn (gần đúng) nhiệt độ nước sau phần lạnh hơi (ví dụ nhỏ hơn trị bão hoà của hơi nóng từ $0 \div 2^\circ\text{C}$).

Phương trình cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt cao áp loại phức tạp viết dưới dạng đầy đủ:

$$D_r(i_r - i_{d,r}) + \sum_1^{r-1} D_j(i_{d(r-1)} - i_{d,r}) = D_{nc}(i_r'' - i_{r-1}'') \frac{1}{\eta_{k,r}}$$

hoặc:

$$\alpha_r(q_{th,r} + q_{gn,r} + q_{ld,r}) + \sum_1^{r-1} \alpha_j q_{d(r-1)} = \alpha_{nc}(\tau_{th,r} + \tau_{gn,r} + \tau_{ld,r}) \frac{1}{\eta_{k,r}}$$

ở đây:

$\eta_{k,r}$ - hiệu suất của khâu (với bình gia nhiệt cao áp phức tạp) gồm phần gia nhiệt chính, phần làm lạnh hơi và phần làm lạnh nước động.

Số hạng thứ hai của vế trái phương trình trên sẽ không có bình gia nhiệt cao áp số 1. Entanpi của nước vào gia nhiệt cao áp số 3 lấy bằng entanpi nước cấp sau bơm cấp.

Bình khử khí

Là loại thiết bị trao đổi nhiệt hỗn hợp giữa hơi và nước. Vì vậy để tính toán nó cần phải thiết lập và giải đồng thời hai phương trình: phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất. Trong đó hai ẩn số chưa biết là lượng hơi trích vào khử khí $D_{kk}(\alpha_{kk})$ và lượng nước ngưng chính vào nó $D_k(\alpha_k)$.

Trong phương trình cân bằng bình khử khí cần phải tính đến tất cả các đại lượng vào và ra khỏi khử khí. Phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất bình khử khí có dạng:

$$D_{KK} + D_{KK}^{ch} + \sum_{j=1}^{j=3} D_{dj} + D_K = D_{nc} + D_{ch,e}$$

và:

$$D_{KK}i_{KK} + D_{KK}^{ch}i_{KK}^{ch} + \sum_{j=1}^{j=3} D_{dj}i_{dj}^n + D_Ki_4^K = D_{nc}i'_{KK} + D_{ch,e}i'_{KK}$$

ở đây:

D_{KK} và D_{KK}^{ch} , i_{KK} và i_{KK}^{ch} - tương ứng là tiêu hao hơi và entanpi hơi nóng từ cửa trích và từ chèn tuabin vào bình khử khí;

$\sum D_{dj}$ và i_{dj}^n - lượng nước động và entanpi nước động từ bình gia nhiệt cao áp số 3 dồn về bình khử khí;

D_K và i_4^K - lượng nước ngưng chính và entanpi của nước ngưng chính vào bình khử khí;

$D_{ch,e}$ và i'_{KK} - lượng hơi trích từ khử khí cho chèn tuabin và cho thiết bị ejector;

D_{nc} và i'_{KK} - lưu lượng và entanpi nước cấp ra khỏi bình khử khí.

Giá trị D có đơn vị kg/h , i - kJ/kg . Nếu dòng hơi và nước được biểu diễn theo phân hơi α_j , thì giá trị D_j sẽ được biểu diễn tương ứng dưới dạng α_j .

Sau khi tính toán bình khử khí, tiếp tục tính đến nhóm bình gia nhiệt hạ áp.

Nhóm bình gia nhiệt hạ áp

Việc thiết lập và giải các phương trình cân bằng nhiệt của các bình gia nhiệt hạ áp được thực hiện từ bình có áp lực cao tới bình có áp lực thấp để tìm lượng hơi trích vào các bình gia nhiệt tương ứng. Độ gia nhiệt cho nước

trong bình làm mát ejector lấy bằng $12 \div 20 \text{ kJ/kg}$, còn trong bình làm lạnh hơi chèn là $8 \div 12 \text{ kJ/kg}$.

Để đảm bảo độ tin cậy kết quả tính toán, sai số cho phép khi tính lượng hơi vào bình ngưng theo cân bằng hơi và theo cân bằng nước khoảng $< 0,3\%$.

Giải đoạn 5: Xác định lượng hơi vào tuabin D_0 (nếu lượng hơi trích được theo phần hơi D_1 và công suất điện tuabin W_E đã biết) hoặc xác định công suất điện W_E (nếu cho trước D_0 và các trị hơi trích tính theo giá trị tuyệt đối).

Để xác định W_E hoặc D_0 cần phải thiết lập các phương trình cân bằng năng lượng. Dạng phương trình thường sử dụng là:

$$D_0 = D_0^K + \sum y_j D_j \quad (8-10)$$

hoặc:
$$D_0 = \frac{D_0^K}{1 - \sum y_j D_j}$$

ở đây:
$$D_0^K = \frac{3600 W_E}{H_{Kt} \eta_{co} \eta_{mf}}$$

Để tính D_0 chẳng những cần tính các lượng hơi trích gia nhiệt hồi nhiệt mà còn phải tính đến cả lượng hơi đưa đi chèn, hơi đi truyền động tuabin phụ và các mục đích khác (gia nhiệt dầu, gia nhiệt không khí ...). Hơi quay trở lại tuabin nếu có (đưa vào các tầng trung gian) cũng phải tính đến (ví dụ hơi thoát tuabin loại đối áp đưa về tuabin chính). Hệ số không tận dụng hồi nhiệt giáng của dòng hơi này mang giá trị âm, khi trích hơi cho chèn, truyền động tuabin phụ và cho mục đích khác. Một cách tiện lợi người ta thường sử dụng dạng thứ 2 của phương trình năng lượng:

$$\sum D_{j \rightarrow j+1} H_{j \rightarrow j+1}^I = 3600 \frac{W_E}{\eta_{co} \eta_{mf}} \quad (8-11)$$

ở đây:

$D_{j \rightarrow j+1}$ - lượng hơi qua phần tuabin giữa cửa trích thứ j và $j + 1$, kg/h ;

$H_{j \rightarrow j+1}^I$ - nhiệt giáng của dòng hơi trong tuabin từ cửa trích thứ j đến $j + 1$.

Từ phương trình (8-10) và (8-11), xác định được D_o và W_{tr} (tùy theo lượng hơi trích tính theo trị tương đối hay tuyệt đối mà sử dụng một trong hai dạng phương trình trên).

Sau khi xác định được D_o sẽ tìm tiếp các giá trị hơi trích và giá trị nước ở toàn bộ các phần tử trên sơ đồ nguyên lý.

Trong mọi phương án sau khi xác định D_o hoặc W_{tr} cần kiểm tra lại công suất trong của tuabin theo phương trình:

$$W_{K1} + \Sigma W_{jt} = W_1 = \frac{W_{tr}}{\eta_{co}\eta_{mf}} \quad (8-12)$$

ở đây:

W_{K1} - công suất trong do dòng hơi ngưng sinh ra;

W_{jt} - công suất trong do dòng hơi trích (gia nhiệt hồi nhiệt và mục đích khác) sinh ra.

Sai lệch công suất xác định theo (8-12) so với giá trị đã cho ban đầu hoặc giá trị tính toán đã được xác định trước phải là nhỏ nhất (nhỏ hơn 1%). Nếu sai lệch lớn hơn cần phải kiểm tra lại các phép tính toán.

Như vậy biểu thức (8-12) chính là dạng phương trình năng lượng của tuabin.

Công suất của dòng hơi ngưng và dòng hơi trích được xác định theo biểu thức:

$$W_{K1} = \frac{D_K H_{K1}}{3600}, \quad kW \quad (8-13)$$

$$W_{jt} = \frac{D_j H_{jt}}{3600}, \quad kW$$

D_j và H_{jt} là lượng hơi trích và nhiệt giáng được sử dụng của nó, kJ/kg .

Giai đoạn 6: Xác định các chỉ tiêu năng lượng của tuabin.

Tiêu hao nhiệt cho tuabin:

$$Q_{trb} = D_o(i_o - i_{nc}) + D_{tg}(i_{tg} - i_{tg}^o) - D_{nc}(i_{nc} - i_{nc}^o), \quad kJ/kg \quad (8-14)$$

Suất tiêu hao nhiệt (thô), kJ/kWh cho tuabin (có kể cả tuabin phụ):

$$q_{TB} = \frac{Q_{TB}}{W_L + W_{TB}^{phụ}} \quad (8-15)$$

ở đây: $W_{TB}^{phụ}$ - công suất tuabin phụ truyền động bơm cấp.

Hiệu suất điện của tuabin:

$$\eta_{TB} = \frac{3600}{q_{TB}} \quad (8-16)$$

Giá trị q_{TB} là chỉ tiêu bảo đảm về tính toán kinh tế của tuabin. Bởi vậy q_{TB} là tiêu chuẩn quan trọng cần độ chính xác khi tính toán. Khi có sai khác giữa q_{TB} tính được so với trị số mong đợi - cần tiến hành kiểm tra lại tính toán.

Phụ tải nhiệt của lò hơi

$$Q_{LH} = D_{LH}(i_{q0} - i_{pc}) + D_{lg}(i_{lg}^{1,H} - i_{lg}^{L,H}) \quad (8-17)$$

Các thông số hơi ở lò hơi và tuabin khác nhau là do có tổn thất nhiệt và tổn thất áp suất trong đường ống dẫn.

Hiệu suất tải nhiệt

$$\eta_{t\ddot{a}i} = \frac{Q_{TB}}{Q_{LH}}$$

Để tính hiệu suất của nhà máy (hay khối tổ máy) cần thiết phải tính toán hoặc chọn lựa hiệu suất lò hơi phù hợp với loại lò hay với dạng nhiên liệu. Lượng nhiệt vật lý của nhiên liệu toả ra khi cháy:

$$Q_c = \frac{Q_{LH}}{\eta_{LH}}$$

Hiệu suất của khối năng lượng

$$\eta_c = \frac{3600W_E}{Q_c} = \eta_{TB}\eta_{t\ddot{a}i}\eta_{LH} \quad (8-18)$$

Suất tiêu hao nhiệt cho khối năng lượng, kJ/kWh :

$$q_c = \frac{Q_c}{W_{lc}} = \frac{3600}{\eta_c}$$

Suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn để sản xuất ra nhiệt năng, g/kWh :

$$b^{lc} = \frac{B^{lc} \cdot 10^3}{W_E} = \frac{Q_0 \cdot 10^3}{Q_{lv} W_E}$$

ở đây: $Q_{lv}^{lc} \approx 29300 \text{ kJ/kg}$ - nhiệt trị thấp làm việc tiêu chuẩn.

Trị số b^{lc} thể hiện sự chính xác của việc tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý, nói riêng là của việc tính toán $\eta_{l,lt}$ và η_{Tlc} . Khi giá trị b^{lc} tính toán khác nhiều so với giá trị mong đợi cần phải kiểm tra lại tính toán.

§8-4. PHƯƠNG PHÁP TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN

Để tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý của trung tâm nhiệt điện cần phải biết được phụ tải điện và nhiệt. Trình tự tính toán chung được khảo sát trên sơ đồ trung tâm nhiệt điện với cửa trích hơi điều chỉnh cung cấp nhiệt cho công nghiệp và sinh hoạt với tuabin loại ПТ (hình 8-5).

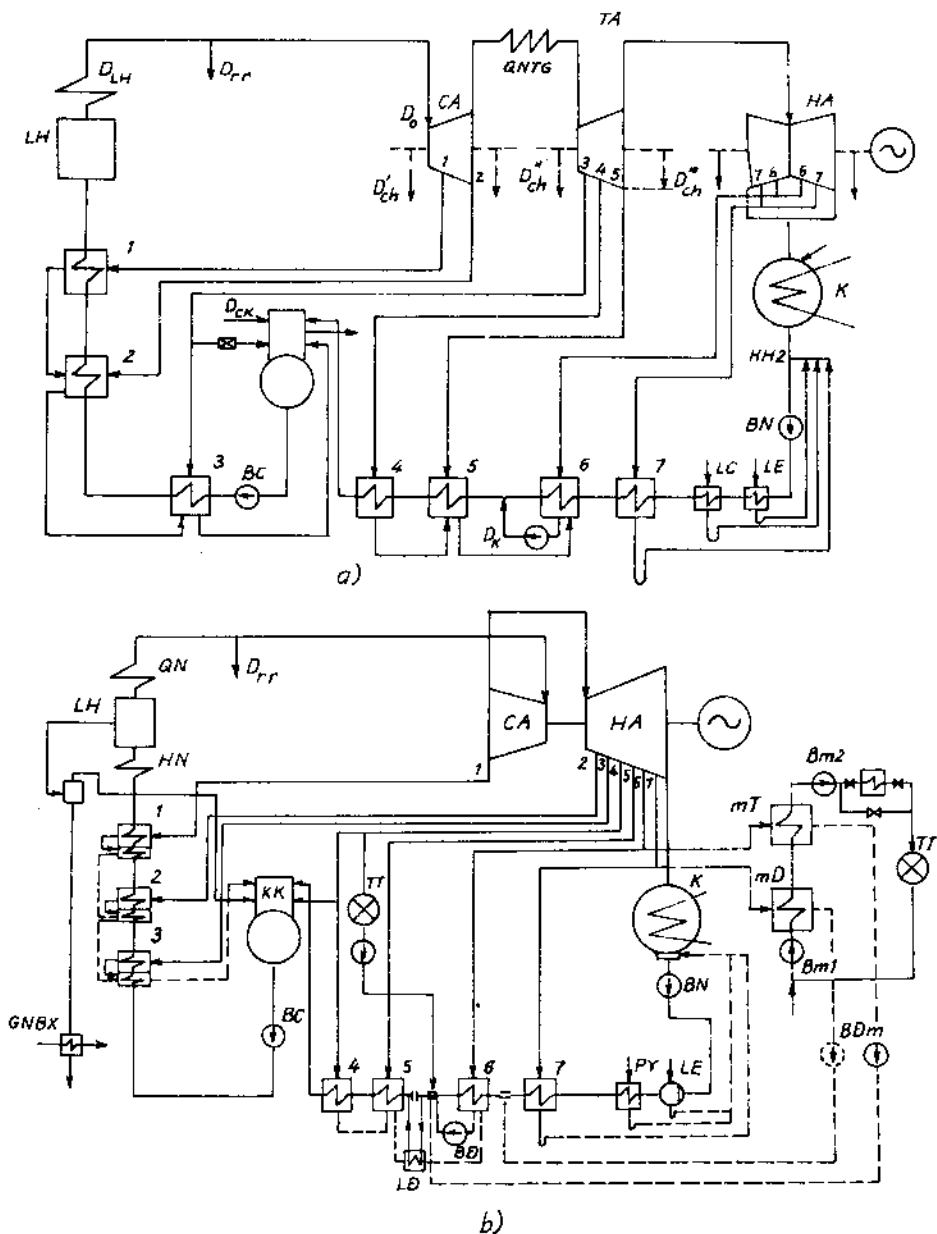
Để thuận tiện cho việc chọn được các thiết bị đảm bảo khi thiết kế trung tâm nhiệt điện, khi tính toán sơ đồ nguyên lý cho nó nên sử dụng giá trị phụ tải điện là cực đại.

Để xác định đặc tính của thiết bị và các chỉ tiêu hàng năm của trung tâm nhiệt điện. Sơ đồ nhiệt nguyên lý của nó được tính toán với một số chế độ điển hình theo chu kỳ hàng năm.

Khi có phụ tải nhiệt cấp cho sấy sưởi, một số chế độ tính toán tương ứng như sau:

1) Chế độ tính toán cơ bản - với nhiệt cấp cho sấy sưởi ở cửa trích tuabin là lớn nhất. Chế độ này tương ứng với nhiệt độ môi trường xung quanh ở chế độ tính toán và cấp nhiệt toàn bộ ở cửa trích tuabin cho sấy sưởi. Ở chế độ này, phụ tải nhiệt cho công nghiệp cũng là lớn nhất và công suất điện sản ra cũng lớn nhất, còn lượng hơi thoát tương ứng vào bình ngưng tuabin là nhỏ nhất.

2) Chế độ tính toán với nhiệt độ môi trường xung quanh là thấp nhất.



3) Chế độ với giá trị nhiệt độ môi trường xung quanh trung bình.

4) Chế độ phụ tải nhiệt cho sấy sưởi là nhỏ nhất tương ứng với nhiệt độ không khí môi trường xung quanh từ $8 \div 10^\circ\text{C}$.

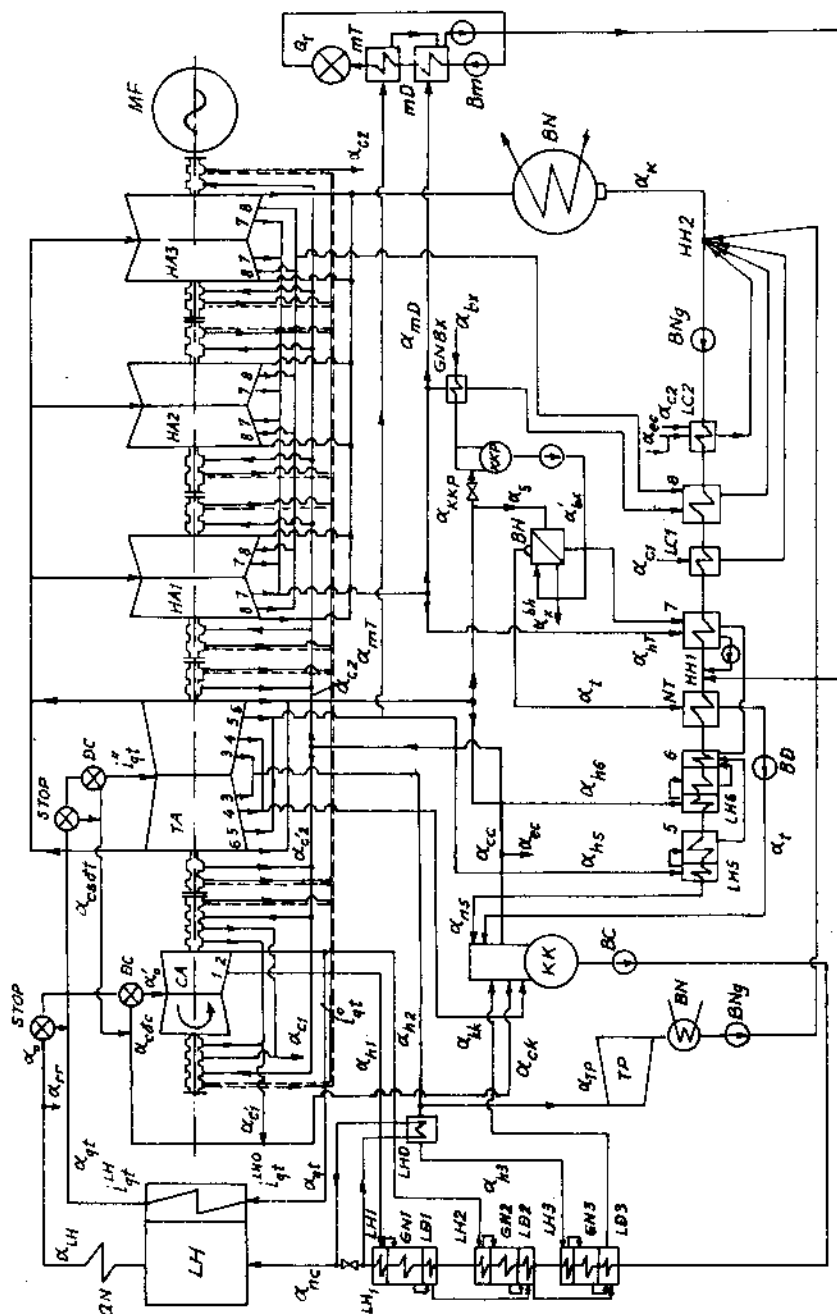
5) Chế độ không có phụ tải nhiệt sấy sưởi, chỉ có phụ tải nhiệt cho sinh hoạt, phụ tải điện trong trường hợp này giảm một ít.

Trung tâm nhiệt điện cấp nhiệt cho sấy sưởi, sinh hoạt được áp dụng rộng rãi ở các nước ôn đới. Ở các nước nhiệt đới thường chỉ áp dụng trung tâm nhiệt điện cấp nhiệt cho công nghiệp và một lượng nhỏ cho sinh hoạt.

§8-5. VÍ DỤ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ TUABIN K800-240

1. Sơ đồ nhiệt khối năng lượng 800 MW

Khối 800 MW bao gồm lò trực lưu và tuabin ngưng hơi một trục K800-240 thông số siêu tới hạn một lần quá nhiệt trung gian. Tuabin có 5 xilanh (hình 8-6). Hơi mới $23,54 \text{ MN/m}^2$; 560°C đưa vào phần cao áp của tuabin (gồm một tầng điều chỉnh và 5 tầng áp lực), sau đó hơi với thông số $3,66 \text{ MN/m}^2$ và 299°C được đưa vào bộ quá nhiệt trung gian. Sau khi quá nhiệt trung gian với $p'_{tg} = 3,25 \text{ MN/m}^2$, $t'_{tg} = 540^\circ\text{C}$, hơi qua van điều chỉnh và được chia ra làm hai dòng qua hai nửa đối xứng của phần trung áp (mỗi nửa có 9 tầng). Ra khỏi phần trung áp với $p = 0,2 \text{ MN/m}^2$, $t'' = 197^\circ\text{C}$, hơi chia làm ba dòng vào ba xilanh hạ áp. Mỗi xilanh hạ áp lại được chia thành hai nửa đối xứng nhau để khử lực dọc trục và giảm tiết diện thoát. Mỗi nửa như vậy có 5 tầng. Tiết diện thoát của mỗi phần hạ áp là $7,48 \text{ m}^2$. Áp lực hơi thoát và bình ngưng $p_k = 3,34 \text{ kN/m}^2$. Tuabin có 8 cửa trích hơi nhiệt, 2 cửa trích ở phần cao áp, 4 ở phần trung áp và phần hạ áp có 2 cửa trích. Nước ngưng ra khỏi bình ngưng được gia nhiệt trong bình làm lạnh hơi chèn số 1 và số 2, trong 4 bình gia nhiệt hạ áp, bình ngưng của bình bốc hơi. Sau khi ra khỏi bình khử khí, nước được bơm cấp đẩy qua 3 bình gia nhiệt cao áp, bình làm lạnh hơi cửa trích số 3 rồi vào lò hơi. Tất cả các bình gia nhiệt cao áp và bình gia nhiệt hạ áp số 5 và số 6 đều có bình làm lạnh hơi. Tất cả bình gia nhiệt cao áp và bình gia nhiệt hạ áp số 6 đều có bình làm lạnh nước đọng.



Hình 8-6. Sơ đồ nhiệt nguyên lý khối 800 MW.

Tuabin phụ truyền động bơm cấp là loại ngưng hơi, nước ngưng hơi thoát của nó được đưa vào điểm hỗn hợp HH2. Nước đọng bình gia nhiệt cao áp dồn về bình khử khí, nước đọng của các bình gia nhiệt số 5, số 6 dồn về bình số 7 rồi được bơm nước đọng đưa vào điểm hỗn hợp HH1. Nước đọng bình gia nhiệt hạ áp số 8, bình làm lạnh hơi chèn số 1, số 2 được đưa về điểm hỗn hợp HH2. Hơi trích cho bình gia nhiệt mạng trên và dưới (cấp nhiệt cho nhu cầu sinh hoạt tự dùng trong nhà máy) được lấy từ cửa trích số 5 và số 7. Nước ngưng của chúng dồn cấp đưa về điểm hỗn hợp HH1.

Tổn thất hơi và nước ngưng được bù bằng nước cất của bình bốc hơi. Hơi dùng cho bình bốc hơi được lấy từ cửa trích số 6 và hơi thứ cấp bình bốc hơi được ngưng tụ lại ở bình ngưng tụ bốc hơi mắc giữa bình gia nhiệt số 6 và số 7.

Nước xử lý hoá học cấp cho bình bốc hơi được đưa qua bình gia nhiệt nước bổ sung và bình khử khí phụ.

Sơ đồ sử dụng hơi chèn tuabin chính như sau:

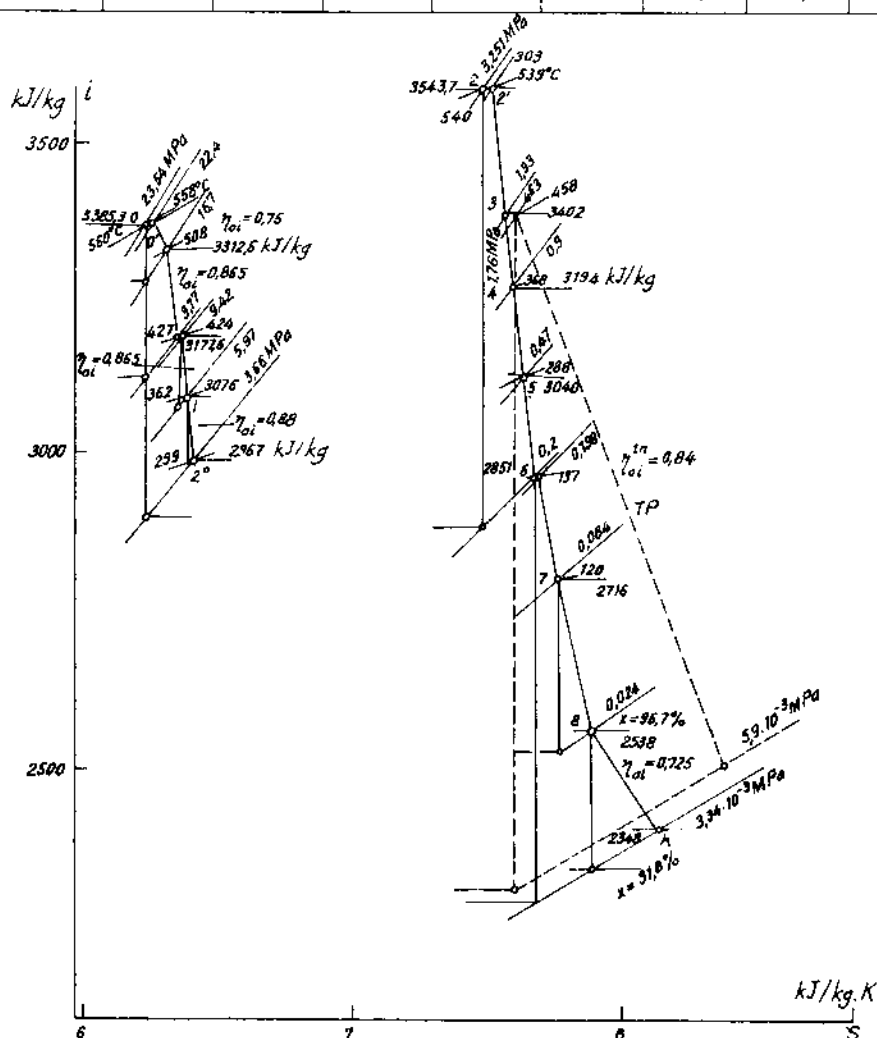
- Hơi chèn van stop α_{stop} đưa vào đường nóng bộ quá nhiệt trung gian.
- Hơi chèn van điều chỉnh phần cao áp α_{c1} , chèn van điều chỉnh phần trung áp α_{c2} và buồng chèn đầu của phần cao áp α_{c1} được đưa về bình khử khí chính.
- Hơi chèn từ buồng chèn thứ 2 của phần cao áp α_{c1} được đưa về bình làm lạnh hơi chèn số 1.
- Chèn đuôi phần cao áp, trung áp và tất cả phần hạ áp α_{c2} được đưa về ejector và đưa về bình làm lạnh hơi chèn số 2. Tất cả lượng hơi đi chèn này được lấy từ buồng chèn thứ nhất của phần trung áp α'_{c2} và từ bình khử khí chính α_{c1} .

2. Thông số hơi và nước của thiết bị tuabin

Trên hình 8-7 chỉ ra sơ đồ quá trình làm việc của dòng hơi trên giản đồ i-s. Bảng 8-1 dẫn ra hiệu suất trong tương đối của các phần tuabin chính và tuabin phụ truyền động bơm cấp.

Bảng 8-1.

Chỉ tiêu	Phần tuabin							Tuabin phụ truyền động bơm cấp
	Cao áp			Trung áp	Hạ áp			
Vùng áp lực, MN/m ²	23,54 ÷ 16,7	16,7 ÷ 9,77	9,42 ÷ 5,97	5,97 ÷ 3,66	3,09 ÷ 0,20	0,198 ÷ 0,024	0,024 ÷ 0,00334	1,76 ÷ 0,0059
η _{oi} , %	75	86,5	86,5	88	90	87,6	72,5	84

Hình 8-7. Quá trình làm việc của dòng hơi tuabin 800 MW trên giản đồ $i - s$.

Trên giản đồ $i - s$, điểm 0' ứng với trạng thái hơi ở trước tầng điều chỉnh phân cao áp. Điểm 2⁰, 2 - thông số hơi trước và sau quá nhiệt trung gian.

Nhiệt độ nước cấp sau bình gia nhiệt cao áp bằng 270°C. Sau khi qua phân làm lạnh hơi đặt ngoài ở cửa trích số 3 lên 275°C.

Áp lực trước và sau tuabin phụ:

$$p_o^{1P} = 1,76 \text{ MN/m}^2; \quad p_K^{1P} = 5,9 \cdot 10^{-3} \text{ MN/m}^2$$

$$i_o^{1P} = 3402 \text{ kJ/kg}; \quad i_K^{1P} = 2462 \text{ kJ/kg}$$

Thông số hơi và nước dẫn ra trên bảng 8-2 nhận được các chỉ số sau:

p, t, i - áp suất, nhiệt độ và entanpi hơi, MN/m^2 , °C và kJ/kg ;

p' - áp suất hơi trước bình gia nhiệt, MN/m^2 ;

$t_{\text{hđ}}, i'$ - nhiệt độ và entanpi nước ứng với áp suất p' , °C, kJ/kg ;

θ - độ gia nhiệt thiếu của bình gia nhiệt, °C;

p_n, t_n, i_n - áp suất, nhiệt độ, entanpi của nước sau bình gia nhiệt theo đường nước, MN/m^2 , °C, kJ/kg ;

τ_r - độ gia nhiệt cho nước trong bình gia nhiệt (bao gồm phần lạnh hơi, phần gia nhiệt và phần lạnh động), kJ/kg ;

$q_r = i_r - i'_r$ - nhiệt do hơi nóng nhả ra ở bình gia nhiệt (không kể tới nhiệt do hơi tỏa ra ở phần lạnh động, kJ/kg ;

k - hệ số khuếch tán nhiệt.

Tổn thất áp suất trên đường hơi trích cho gia nhiệt hồi nhiệt lấy bằng 10%, tổn thất phụ thêm ở phần làm lạnh hơi lấy bằng 2%.

Do đặt bình làm lạnh hơi cửa trích số 3 nên độ gia nhiệt cho nước ở bình gia nhiệt số 2 và số 3 lấy như nhau. Độ gia nhiệt cho nước ở bình khử khí lấy tăng lên một ít. Độ gia nhiệt cho nước ở các bình gia nhiệt hạ áp được phân chia theo cấp số hình học (riêng với bình gia nhiệt số 6 cần bổ sung thêm độ gia nhiệt phụ ở bình ngưng tụ bốc hơi).

Nhiệt độ nước trong bình gia nhiệt mạng khí vào bằng 50°C, khi ra bằng 120°C, ở giữa hai bình bằng 85°C. Lượng nhiệt cấp cho nhu cầu sinh hoạt dùng trong nhà máy lấy bằng 17,650 kW.

Bảng 8-2

Điểm qua trình đông hơi	Bình già nhiệt	Thông số hơi và nước												
		p, MN/m ²	t, °C	i, kJ/kg	p', MN/m ²	t _{sat} , °C	t', kJ/kg	v, °C	p _{sat} , MN/m ²	t _{sat} , °C	i _{sat} , kJ/kg	t _{sat} , kJ/kg	q _i	k
0	-	23.54	560	3385.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0'	-	22.40	558	3385.3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	GNCA1	5.97	362	3076	5.59	271	1190.5	1	31	270	1181.9	138.8	1885.5	1.008
2	GNCA2	3.66	299	2967	3.40	240.9	1041.8	1	31.5	239.9	1043.1	153.9	1925.2	1.007
2"	-	3.25	540	3543.7	3.25	238.3	1029.6	-	-	-	-	-	2514.1	-
3	GNCA3	1.93	469	3402	1.85	208.5	890.7	3	32.0	205.5	889.2	153.6*	2114.5**	1.006
4	KK	0.90	368	3194	0.69	164.4	694.5	0	0.96	164.4	694.5	89.1	2499.5	1.005
	GNHA4													
5	GNHA5	0.47	288	3040	0.423	145.7	614.1	2	1.0	143.7	605.4	123.3	2425.9	1.004
6	GNHA6	0.20	197	2860	0.179	116.7	489.7	2	1.5	114.7	482.1	128***	2370.3	1.003
7	GNHA7	0.084	120	2716	0.076	90.9	380.7	5	2.0	85.9	361.1	118.7	2335.3	1.002
8	GNHA8	0.024	x = 0.967	2538	0.022	62.5	261.5	5	2.2	57.5	242.4	116.1	2276.4	1.001
K	K	3.34.10 ⁻¹	x = 0.918	2348	-	25.9	108.5	0	-	25.9	108.5	-	2239.5	-

* Từ độ già nhiệt trong bơm cấp. ** Không tính đến lượng nhiệt hơi nhả ra trong phần làm lạnh. *** Đã tính đến độ già nhiệt cho nước trong bình ngưng thiết bị bốc hơi.

- Lượng hơi vào tuabin $\alpha_v = 1$
- Lượng hơi rò rỉ $\alpha_{rr} = 0,015$
- Phụ tải của lò và lưu lượng nước cấp $\alpha_{qn} = \alpha_{nc} = 1,105$

+ Cân bằng hơi chèn

- Chèn van stop phân cao áp $\alpha_{stop} = 0,002$
- Chèn van điều chỉnh phân cao áp $\alpha_{c.d.c} = 0,0028$
- Chèn van stop và van điều chỉnh
phần trung áp $\alpha_{v.s.d.1} = 0,0003$

- Chèn buồng đầu tiên của phân cao áp $\alpha_{c1} = 0,0043$

- Chèn buồng thứ hai của phân cao áp $\alpha_{c1} = 0,001$

(lượng này được đưa về bình làm lạnh hơi chèn số 1)

- Hơi thoát buồng chèn thứ nhất
phần trung áp $\alpha_{c2} = 0,0003$

- Chèn đuôi đưa vào làm lạnh hơi chèn số 2 $\alpha_{c2} = 0,0001$

+ Cân bằng hơi chèn đuôi

- Lượng hơi chèn đưa vào bình khử khí:

$$\alpha_{c.k} = \alpha_{c.d.c} + \alpha_{c.s.d.1} + \alpha_{c1} = 0,0028 + 0,0003 + 0,0043 = 0,0074$$

- Lượng hơi chèn lấy từ bình khử khí đi chèn đuôi tuabin:

$$\alpha_{c.c} = \alpha_{c.d} - 2\alpha_{c2} = 0,001 - 2.0,0003 = 0,0004$$

với $\alpha_{c.d}$ - lượng chèn đuôi tuabin $= \alpha_{c2}$.

- Lượng hơi chèn cấp cho ejector để hút hơi chèn $\alpha_{c.c} = 0,008$.

° Dừng hơi mới để chèn: $\alpha_{c.s.c}; 0,5.(\alpha'_{c1} + \alpha_{c1})$

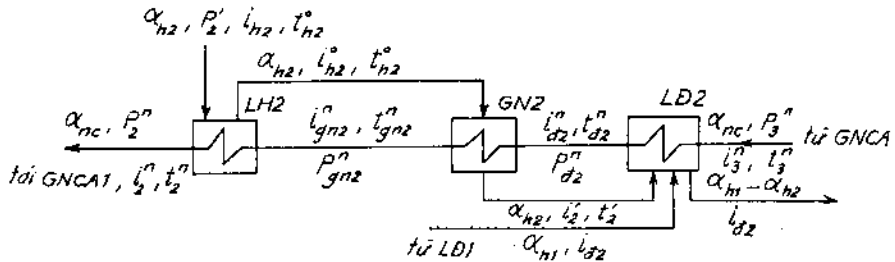
° Dừng hơi cửa trích số 2: $0,5(\alpha'_{c1} + \alpha_{c1}); \alpha_{c.s.1}; \alpha_{c.d.1}$.

° Dừng hơi từ cửa trích số 2 để chèn: $2\alpha_{c2}$.

4. Cân bằng nhiệt các thiết bị gia nhiệt

A. Các bình gia nhiệt cao áp

Việc tính toán nhiệt cho các bình gia nhiệt hồi nhiệt có cả phần lạnh hơi, gia nhiệt chính là lạnh động tiện lợi hơn cả là sử dụng độ gia nhiệt thiếu cho nước θ cho trước ở đầu ra các phần (hình 8-8).



Hình 8-8. Sơ đồ tính toán bình gia nhiệt cao áp số 2 có bình lạnh hơi và lạnh động.

LH2 và LD2 - bình lạnh hơi và lạnh động gia nhiệt cao áp số 2;

GN2 - bình gia nhiệt chính của gia nhiệt cao áp số 2.

Cần biết các trị nhiệt độ và entanpi của nước trước và sau tất cả thiết bị trao đổi nhiệt, cũng như lượng nước tương đối chảy qua nó α_{nc} , thông số hơi mới ở đầu vào thiết bị trao đổi nhiệt p'_r , i_r , t_r , nhiệt độ và entanpi hơi bão hoà trong phần gia nhiệt chính $t_{b.h.r}$ và i'_r .

Kết quả của việc giải phương trình cân bằng nhiệt sẽ xác định được lượng hơi trích tương đối từ tuabin α_r . Sau đó từ phương trình cân bằng nhiệt của bình làm lạnh hơi, bình gia nhiệt chính và bình làm lạnh nước động sẽ làm rõ thêm độ gia nhiệt thiếu ở phần gia nhiệt chính $\theta_{g.n.r}$.

Độ quá nhiệt còn lại sau khi ra khỏi bình làm lạnh hơi $\theta_{th} = 5 \div 15^\circ C$. Độ chênh nhiệt độ nước động sau khi ra khỏi bình làm lạnh nước động và nước vào nó $\theta_{1,d} \approx 10^\circ C$ (hay $q_{1,d} = 40 \text{ kJ/kg}$).

Bình gia nhiệt cao áp số 1

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{nc} \cdot \tau_1 \cdot K_1 = \alpha_{b1}(q_1 + q_{d1})$$

$$q_{d1} = i'_1 - [i'_1 - (i''_2 + \theta_{1,d})] = 1190,5 - (1043,1 + 40) = 107,4 \text{ kJ/kg}$$

Thay vào phương trình cân bằng nhiệt nổi trên ta có:

$$1,015.138,8.1,008 = \alpha_{h1}(1885,5 + 107,4)$$

$$\alpha_{h1} = 0,07126$$

Bình gia nhiệt cao áp số 2

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{nc} \cdot \tau_2 \cdot K_2 = \alpha_{h2}(q_2 + q_{d2}) + \alpha_{h1}(i_{d1} - i_{d2})$$

ở đây: $i_{d2} = i_{n3} + \theta_{1,d2} = 889,2 + 40 = 929,2 \text{ kJ/kg};$

$$q_{d2} = i'_2 - i_{d2} = 1041,8 - 929,2 = 112,6 \text{ kJ/kg}$$

Thay vào phương trình cân bằng nhiệt ta có:

$$1,015.153,9.1,007 = \alpha_{h2}(1925,2 + 112,6) + 0,07126(1083,1 - 929,2)$$

$$\alpha_{h2} = 0,07181$$

Bình gia nhiệt cao áp số 3

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{nc} \cdot \tau_3 \cdot K_3 = \alpha_{h3}(q_3 + q_{d3}) + (\alpha_{h1} + \alpha_{h2})(i_{d2} - i_{d3})$$

ở đây: $i_{d3} = i_{n4} + \tau_B + \theta_{1,d3}$

$$q_{d3} = i'_3 - (i_{n4} + \tau_B + \theta_{1,d3}) = 890,7 - (694,5 + 41,1 + 40)$$

$$= 114,8 \text{ kJ/kg}$$

Thay vào phương trình cân bằng nhiệt ta có:

$$1,015.153,6.1,006 = \alpha_{h3}(2114,5 + 114,8) + 0,14307(929,2 - 775,9)$$

$$\alpha_{h3} = 0,06052$$

+ Bình làm lạnh hơi đặt ngoài LH⁰

Bình làm lạnh hơi đặt ngoài LH⁰ được tính cho toàn bộ dòng nước cấp theo sơ đồ dòng ngược. Ở nhiệt độ nước cấp 270°C, nhiệt độ hơi ra khỏi bình làm lạnh LH⁰ bằng 290°C, entanpi hơi bằng 3005,2 kJ/kg (có tính đến trở lực dòng hơi ở bình làm lạnh hơi).

Như vậy, lượng nhiệt hơi nóng toả ra ở phần lạnh hơi được thiết lập:

$$Q_{l,II}'' = 3402 - 3005,2 = 396,8 \text{ kJ/kg}$$

Từ phương trình cân bằng nhiệt của lạnh hơi, xác định được entanpi của nước cấp sau nố:

$$\alpha_{n3} \cdot q_{l,II}'' = \alpha_{nc} (i_{nc} - i_{n1}) k_{l,II}''$$

$$0,06052 \cdot 396,8 = 1,015 \cdot (i_{nc} - 1181,9) \cdot 1,006$$

Từ đây rút ra:

$$i_{nc} = 1025,4 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{nc} = 270^{\circ}\text{C}$$

(với áp suất nước ra khỏi bình LH⁰ $p_{nc} = 30,8 \text{ MN/m}^2$)

Bơm cấp truyền động bằng tuabin hơi

Độ gia nhiệt cho nước trong bơm cấp:

$$\tau_{b,d} = \frac{v_{is} (p_d - p_h) \cdot 10^3}{\eta_{b,d}} = \frac{0,0011 \cdot (32,4 - 0,69) \cdot 10^3}{0,85} = 41,1 \text{ kJ/kg}$$

ở đây:

v_{is} - thể tích riêng trung bình của nước ở đầu đẩy và hút = $0,0011 \text{ m}^3/\text{kg}$;

$\eta_{b,d}$ - hiệu suất trong (hiệu suất thuỷ lực) của bơm;

p_d - áp suất đầu đẩy = $32,4 \text{ MPa} = 32,4 \text{ MN/m}^2$;

p_h - áp suất đầu hút = $0,69 \text{ MPa} = 0,69 \text{ MN/m}^2$.

Entanpi nước cấp sau bơm:

$$i_{b,d} = i_{n4} + \tau_{b,d} = 694,5 + 41,1 = 735,6 \text{ kJ/kg}$$

Thông số hơi sau bơm cấp:

$$p_{b,d} = 32,4 \text{ MN/m}^2; \quad t_{b,d} = 169,6^{\circ}\text{C}$$

Lượng hơi trích tương đối cho tuabin truyền động bơm cấp:

$$\alpha_{TP} = \frac{\alpha_{nc} \cdot h_{ba}}{H_1^{TP} \cdot \eta_j \cdot \eta_{cc}^{TP}} = \frac{1,015 \cdot 34,88}{940 \cdot 0,833 \cdot 0,98} = 0,04614$$

ở đây:

h_{ba} - công nén đoạn nhiệt trong bơm, $h_{ba} = v_{tb} \cdot (p_d - p_b) \cdot 10^3 = 34,88$
 kJ/kg ;

H_1^{TP} - nhiệt giáng thực của dòng hơi trong tuabin truyền động bơm
cấp, $H_1^{TP} = 3402 - 2462 = 940$ kJ/kg ;

η_b - hiệu suất toàn bộ của bơm có tính đến tổn thất cơ và tổn thất
lưu lượng, $\eta_b = \eta_{b0} \cdot \eta'_{b0} = 0,85 \cdot 0,98 = 0,883$;

$\eta_{cc}^{TP} = 0,98$ - tổn thất cơ học của tuabin truyền động.

Thông số hơi và nước trong các phần tử bình gia nhiệt cao áp

+ *Bình gia nhiệt cao áp số 1*

Từ phương trình cân bằng nhiệt của phần làm lạnh nước động, ta xác
định được entanpi nước cấp sau nó:

$$\alpha_{n1} q_{d1} = \alpha_{nc} (i_{d1}'' - i_{n2}) k_1$$

$$0,07126 \cdot 107,4 = 1,015 \cdot (i_{d1}'' - 1043,1) \cdot 1,008$$

$$i_{d1}'' = 1050,6 \text{ kJ/kg}; \quad \tau_{d1} = 7,5 \text{ kJ/kg}$$

Ở áp suất của nước sau phần lạnh động $p_{d1}'' = 31,4 \text{ MN/m}^2$. Nhiệt độ
tương ứng $t_{d1} = 241,6^\circ\text{C}$.

Nhiệt độ hơi sau LH1:

$$t_{h1}^0 = t_{bb1} + \theta_{th1} = 271 + 10 = 281^\circ\text{C}$$

Ở đây nhận được $\theta_{th1} = 10^\circ\text{C}$.

Nếu tính đến tổn thất, áp suất hơi sau LH1 $p_{h1}^0 = 5,5 \text{ MN/m}^2$ và
entanpi tương ứng $i_{h1}'' = 2810,6 \text{ kJ/kg}$.

Phương trình cân bằng nhiệt của phần gia nhiệt chính:

$$\alpha_{h1}(\dot{i}_{h1}^0 - \dot{i}_1') = \alpha_{nc}(\dot{i}_{gn1}^n - \dot{i}_{d1})k_1$$

$$0,07126(2840,6 - 1190,5) = 1,015.(\dot{i}_{gn1}^n - 1050,6).1,008$$

$$\dot{i}_{gn1}^n = 1165,5 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước sau phần gia nhiệt tương ứng $p_{gn1}^n = 31,1 \text{ MN/m}^2$, suy ra nhiệt độ nước $t_{gn1}^n = 266,5^\circ\text{C}$.

Độ gia nhiệt thiếu trong phần gia nhiệt chính bình gia nhiệt cao áp 1:

$$\theta_{gn1} = t_{h11} - t_{gn1}^n = 271 - 266,5 = 4,5^\circ\text{C}$$

+ Bình gia nhiệt cao áp số 2

Phương trình cân bằng nhiệt bình làm lạnh nước động LD2 (hình 8-8):

$$\alpha_{h2}q_{v02} + \alpha_{h1}(\dot{i}_{d1} - \dot{i}_{d2}) = \alpha_{nc}(\dot{i}_{d2} - \dot{i}_{n2})k_2$$

$$0,07181.112,6 + 0,07126.(1083,1 - 929,2) = 1,015.(\dot{i}_{d2} - 889,2).1,007$$

$$\dot{i}_{d2} = 907,8 \text{ kJ/kg}; \tau_{d2} = 18,6 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước sau phần lạnh động $p_{d2} = 31,9 \text{ MN/m}^2$ suy ra nhiệt độ nước $t_{d2} = 209,5^\circ\text{C}$. Nhiệt độ hơi sau LH2:

$$t_{h2}^0 = t_{bh2} + \theta_{th2} = 240,9 + 10 = 250,9^\circ\text{C}$$

ở đây $\theta_{m2} = 10^\circ\text{C}$, $p_{h2}^0 = 3,33 \text{ MN/m}^2$ và $\dot{i}_{h2}^0 = 2842,4 \text{ kJ/kg}$

Phương trình cân bằng nhiệt của phần gia nhiệt chính:

$$\alpha_{h2}(\dot{i}_{h2}^0 - \dot{i}_2') = \alpha_{hnc}(\dot{i}_{gn2}^n - \dot{i}_{d2}).k_2$$

$$0,07181.(2842,4 - 1041,8) = 1,015.(\dot{i}_{gn2}^n - 907,8).1,007$$

$$\dot{i}_{gn2}^n = 1034,3 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước $p_{gn2}'' = 31,6 \text{ MN/m}^2$, suy ra nhiệt độ $t_{gn2}'' = 238^\circ\text{C}$. Độ gia nhiệt thiếu của nước trong phần gia nhiệt của bình gia nhiệt cao áp số 2 $\theta_{gn2} = t_{bh2} - t_{gn2}'' = 240,9 - 238 = 2,9^\circ\text{C}$.

+ Bình gia nhiệt cao áp số 3

Phương trình cân bằng nhiệt phần lạnh động LD 3:

$$\alpha_{h3}q_{hd3} + (\alpha_{h1} + \alpha_{h2})(i_{h2} - i_{d3}) = \alpha_{nc}(i_{d3}'' - i_{hd})k_3$$

$$0,06052 \cdot 114,8 + 0,14307 \cdot (929,2 - 775,9) = 1,015 \cdot (i_{d3}'' - 735,6) \cdot 1,006$$

$$i_{d3}'' = 763,9 \text{ kJ/kg}; \quad \tau_{d3}'' = 28,3 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước sau phần làm lạnh động $p_{d3}'' = 32,3 \text{ MN/m}^2$, suy ra nhiệt độ hơi sau LH3 $t_{d3}'' = 176,2^\circ\text{C}$.

$$p_{h3}'' = 1,81 \text{ MN/m}^2 \quad \text{và} \quad i_{h3}'' = 2828 \text{ kJ/kg}$$

Phương trình cân bằng nhiệt của gia nhiệt chính:

$$\alpha_{h3}(i_{h3}'' - i_{d3}') = \alpha_{nc}(i_{gn3}'' - i_{d3})k_3$$

$$0,06052(2828 - 890,7) = 1,015(i_{gn3}'' - 763,9) \cdot 1,006$$

$$i_{gn3}'' = 878,7 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước $p_{gn3}'' = 32,1 \text{ MN/m}^2$, suy ra nhiệt độ $t_{gn3}'' = 202,9^\circ\text{C}$. Độ gia nhiệt thiếu trong phần gia nhiệt chính bình gia nhiệt cao áp 3:

$$\theta_{gn3} = t_{bh3} - t_{gn3}'' = 208,5 - 202,9 = 5,6^\circ\text{C}$$

Bảng 8-3 và 8-4 dẫn ra thông số hơi và nước của phần làm lạnh hơi và lạnh động của các bình gia nhiệt hồi nhiệt của thiết bị tuabin.

Bảng 8-5 dẫn ra các giá trị áp suất hơi, nước và nước động trong các bình gia nhiệt hồi nhiệt có phần lạnh hơi và lạnh động.

Bảng 8-3

Chỉ số	Lạnh hơi					
	LH ^c	LH1	LH2	LH3	LH4	LH5
Nhiệt độ hơi vào, °C	469	362	299	290	288	197
Nhiệt độ hơi ra, °C	290	281	250,9	218,5	155,7	127
Nhiệt độ nước vào, °C	270	266,5	238	202,9	140,5	114
Nhiệt độ nước ra, °C	275	270	239,9	205,5	143,7	115
t_{lh} , °C	20	10	10	10	10	10
q_{lh} , kJ/kg	396,8	235,4	124,6	177,6	274,4	136,6
τ_{lh} , kJ/kg	23,5	16,4	8,8	10,5	13,9	2,0

Bảng 8-4

Chỉ số	Lạnh đông			
	LĐ1	LĐ2	LĐ3	LĐ4
Nhiệt độ nước đông vào, °C	271,0	245,6*	215,0*	134*
Nhiệt độ nước đông ra, °C	249,5	216,8	182,8	105
Nhiệt độ nước vào, °C	239,9	205,5	169,6	95,1
Nhiệt độ nước ra, °C	241,6	209,5	172,6	97,6
t_{ld} , °C	9,6	11,3	13,2	9,9
q_{ld} , kJ/kg	107,4	133,8*	144,1*	126,1*
τ_{ld} , kJ/kg	7,5	18,6	28,3	10,4

* Tính đến sự hỗn hợp các dòng nước đông có nhiệt độ và entanpi khác nhau.

Bảng 8-5

Chỉ số	Các bình gia nhiệt															
	GN ^a	LH1	GN1	LĐ1	LH2	GN2	LĐ2	LH3	GN3	LĐ3	LH5	GN5	LH6	GN6	LĐ6	
Áp suất nước p _n , MN/m ²	30,8	31	31,4	31,4	31,5	31,6	31,9	32	32,1	32,3	1,10	11,1	1,6	1,7	1,75	
Áp suất hơi nóng và nước đông, MN/m ²	1,85	5,59	5,50	5,50	3,40	3,32	3,33	1,83	1,81	1,81	0,415	0,41	0,177	0,17	0,17	

Thiết bị gia nhiệt mạng và thiết bị bốc hơi

+ Bình gia nhiệt mạng

Tiêu hao nước mạng:

$$G_m = \frac{Q_T^0}{i_{mT}^r - i_{mT}^v} = \frac{17650}{505 - 211,3}$$

$$= 60,07 \text{ kg/s}$$

ở đây:

Q_T^0 - phụ tải nhiệt sinh hoạt tự dùng trong nhà máy, kW;

i_{mT}^v, i_{mT}^r - entanpi nước mạng khi vào và ra khỏi các bình gia nhiệt mạng được tính:

$$p_n^v = 2,3 \text{ MN/m}^2; t_{mT}^v = 50^\circ\text{C} \text{ suy ra } i_{mT}^v = 211,3 \text{ kJ/kg}$$

$$p_n^r = 2,0 \text{ MN/m}^2; t_{mT}^r = 120^\circ\text{C} \text{ suy ra } i_{mT}^r = 505 \text{ kJ/kg}$$

+ Bình gia nhiệt mạng trên (MT)

Nhiệt độ nước giữa hai bình gia nhiệt mạng là 85°C với $p_n^g = 2,2 \text{ MN/m}^2$ suy ra $i_{mT}^g = 357,6 \text{ kJ/kg}$.

Ở đây i_{mT}^g - entanpi nước mạng ở điểm giữa hai bình gia nhiệt mạng.

Lập phương trình cân bằng nhiệt:

$$D_{mT}(i_s - i'_s) = G_m \tau_{mT} k_s$$

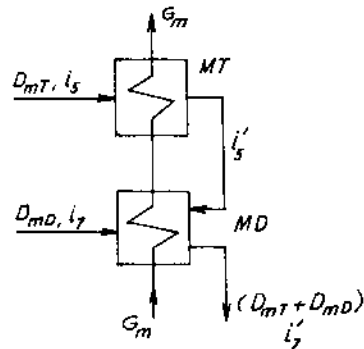
$$\text{với } \tau_{mT} = i_{mT}^r - i_{mT}^v = 505 - 357,6 = 147,4 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{Ta có: } D_{mT} \cdot (3040 - 614,1) = 60,07 \cdot 147,4 \cdot 1,004$$

$$D_{mT} = 3,65 \text{ kg/s}$$

+ Bình gia nhiệt mạng dưới (MD)

Phương trình cân bằng nhiệt:



$$D_{mD}(i_7 - i'_7) + D_{mT}(i'_5 - i'_7) = G_m \cdot \tau_{mD} \cdot k_7$$

$$\text{với } \tau_{mD} = i_{mD}^g - i_{mD}^v = 357,6 - 211,3 = 146,3 \text{ kJ/kg.}$$

Thay vào ta có:

$$D_{mD}(2716 - 380,7) + 3,65 \cdot (614,1 - 380,7) = 60,7 \cdot 146,3 \cdot 1,002$$

$$D_{mD} = 3,38 \text{ kg/s}$$

Để tính D_{mT} và D_{mD} theo lượng hơi vào tuabin, ta tính sơ bộ lượng hơi vào tuabin:

$$D_0 = \beta_1(D_{Ku} + y_5 D_{mT} + y_7 D_{mD})$$

$$\text{với: } D_{Ku} = \frac{W_E}{H_{Ku} \eta_{co} \eta_{mf}} = \frac{800 \cdot 10^3}{1614,7 \cdot 0,994 \cdot 0,99} = 507,18 \text{ kg/s}$$

Chọn hệ số tăng tiêu hao hơi do gia nhiệt hồi nhiệt nước ngưng chính $\beta_r = 1,2$.

$$y_5 = \frac{i_5 - i_K}{H_i} = \frac{692}{1614} = 0,430$$

$$y_7 = \frac{i_7 - i_K}{H_i} = \frac{368}{1614} = 0,230$$

Do đó:

$$D_0 = 1,2(507,18 + 0,430 \cdot 3,65 + 0,230 \cdot 3,38) = 662,4 \text{ kg/s}$$

Tiêu hao hơi tương đối cho bình gia nhiệt mạng:

$$\alpha_{mT} = \frac{D_{mT}}{D_0} = 0,0055$$

$$\alpha_{mD} = \frac{D_{mD}}{D_0} = 0,0051$$

+ *Thiết bị bốc hơi*

Thiết bị bốc hơi bao gồm bình bốc hơi và bình khử khí phụ được cấp hơi từ cửa trích số 6. Để gia nhiệt nước bổ sung, người ta lấy hơi từ cửa

trích số 6. Bình ngưng tụ của bình bốc hơi mắc giữa GNHA số 7 và GNHA số 6.

Tiêu hao hơi và nước trong thiết bị bốc hơi cũng như độ gia nhiệt cho nước ở bình ngưng tụ được xác định từ phương trình cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất. Bảng 8-6 dẫn ra thông số hơi và nước trong thiết bị bốc hơi.

Bảng 8-6

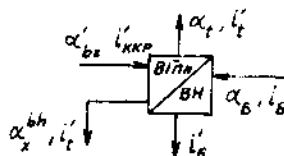
Thông số hơi và nước	Hơi nóng sơ cấp			Hơi thứ cấp			
	$p_s, \text{MN/m}^2$	$t_s^{bh}, ^\circ\text{C}$	$i'_s, \text{kJ/kg}$	$p_t, \text{MN/m}^2$	$t_t^{bh}, ^\circ\text{C}$	$i'_t, \text{kJ/kg}$	$i''_t, \text{kJ/kg}$
Giá trị thông số hơi	0,1791	116,7	489,7	0,121	105	440,17	2684,1

i'_t - entanpi nước sôi ứng với áp suất hơi bão hoà trong bình nước sôi;

i''_t - entanpi hơi bão hoà ra khỏi bình bốc hơi.

Năng suất của bình bốc hơi phải bằng tổn thất hơi và nước ngưng của thiết bị tuabin:

$$\alpha_t = \alpha_{tr} = 0,015$$



Lưu lượng nước cấp cho bình bốc hơi có tính đến xả:

$$\alpha'_{bx} = \alpha_t + \alpha_x^{bh} = \alpha_t + 0,01\alpha_t = 0,0165$$

Phương trình cân bằng vật chất của bình khử khí phụ:

$$\alpha'_{bx} = \alpha_{bx} + \alpha_{KKP} = 0,0165$$

ở đây: α_x^{bh} - lượng nước xả bình bốc hơi lấy = $0,01\alpha_t$.

Phương trình cân bằng vật chất của bình khử khí phụ:

$$\alpha'_{bx} \cdot i'_{KKP} = \alpha_{bx} i'_{bx} + \alpha_{KKP} i'_{x_1}$$

$$0,0165 \cdot 437,25 = \alpha_{bx} \cdot 356,8 + \alpha_{KKP} \cdot 2860$$

$$i_{bx} = 356,8 \text{ kJ/kg} \text{ với } p_{bx} = 1,2 \text{ MN/m}^2, t_{bx} = 85^\circ\text{C}$$

Còn áp suất trong bình khử khí phụ $p_{KKP} = 0,118 \text{ MN/m}^2$, i'_{KKP} - entanpi của nước sau bình khử khí phụ 1,2 *at* bằng 437,25 kJ/kg.

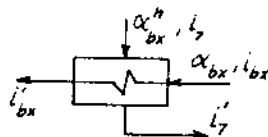
Từ hai phương trình trên, giải ra được:

$$\alpha_{bx} = 0,016; \quad \alpha_{KKP} = 0,0005$$

Từ phương trình cân bằng nhiệt bình bốc hơi, xác định được tiêu hao hơi cho nó α_s :

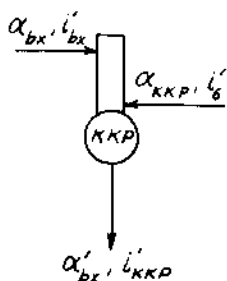
$$\begin{aligned} \alpha_s(i_s - i'_s) &= [\alpha_s(i''_s - i'_{KKP}) + \alpha'_s(i'_s - i'_{KKP})] \cdot k_s \\ \alpha_s(2860 - 489,7) &= [0,015 \cdot (2684,1 - 437,25) + \\ &\quad + 0,0015(440,17 - 437,25)] \cdot 1,003 \end{aligned}$$

Áp suất hơi thứ cấp $p_i = 0,121 \text{ MN/m}^2$,
khi biết độ chênh nhiệt độ $\Delta t = t_s^{bh} - t_i^{bh} =$
12 $^\circ\text{C}$, tìm được: $t_s^{bh} = 117^\circ\text{C}$.



Từ đây suy ra $\alpha_s = 0,01427$.

Từ phương trình cân bằng nhiệt của bình
gia nhiệt nước bổ sung, xác định được tiêu hao hơi trên nó:



$$\begin{aligned} \alpha_{bx}^h(i_s - i'_7) &= \alpha_{bx}(i'_{bx} - i_s) \cdot k_7 \\ \alpha_{bx}^h(2716 - 380,7) &= \\ &= 0,016(356,8 - 168,5) \cdot 1,002 \\ \text{ở đây: } i_{bx} &= 168,5 \text{ kJ/kg với } p_{bx} = 1,3 \\ &\text{MN/m}^2 \text{ và } t_{bx} = 40^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Từ đây tìm được:

$$\alpha_{bx}^h = 0,0013$$

Bình khử khí nước cấp

Phương trình cân bằng vật chất:

$$\alpha_{nc} + \alpha_{cc} + \alpha_{ec} = \alpha_{ns}\alpha_t + \alpha_{dl}^{CA} + \alpha_{cK} + \alpha_{n4}$$

Thay số ta được:

$$1,015 + 0,004 + 0,008 = 0,20359 + \\ + 0,015 + 0,0074 + \alpha_{dl} + \alpha_{n5}$$

Từ đây rút ra:

$$\alpha_{n5} = 0,79021 - \alpha_{dl} \quad (a)$$

Phương trình cân bằng vật chất:

$$[\alpha_{nc}i_{n4}(\alpha_{cc} - \alpha_{ec})i'_{cK}]k_4 = [\alpha_{n4}i_{n4} + \\ + \alpha_{cK}i_{cK} + \alpha_{dl}^{CA}i_{d3} + \alpha_{n5}i_{n5} + \alpha_t i'_t]$$

Thay số:

$$[1,015.694,5 + 0,0012.2762,3].1,005 = \alpha_{n4}.3194 + 0,0074.3464,5 + \\ + 0,26359.775,9 + (0,79021 - \alpha_{n4})605,4 + 0,015.440,17 \quad (b)$$

Từ (a) và (b) có:

$$\alpha_{n4} = 0,01668; \quad \alpha_{n5} = 0,77353$$

Bình gia nhiệt hồi nhiệt hạ áp và các bình trao đổi nhiệt phụ

+ Bình gia nhiệt hạ áp số 5

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{n5} \cdot \tau_5 \cdot k_5 = \alpha_{n5} \cdot q_5$$

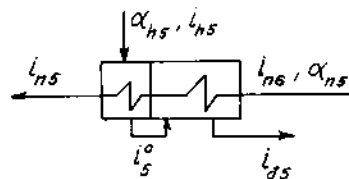
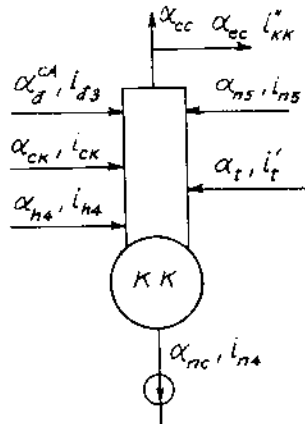
Thay số:

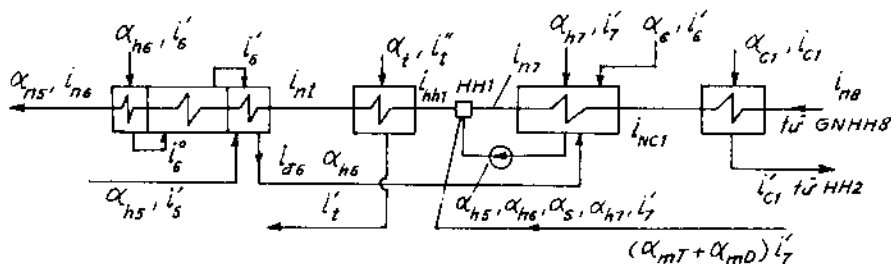
$$0,77353.122.1,004 = \alpha_{n5}.2452,9$$

Rút ra: $\alpha_{n5} = 0,03906.$

Bình gia nhiệt số 6, bình ngưng tụ của bình bốc hơi, điểm hỗn hợp IIII, bình gia nhiệt số 7, bình làm lạnh hơi chèn số 1

+ Bình gia nhiệt số 6:





Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{n5}(i_{n6} - i_{n1})k_0 = \alpha_{n6}(q_0 + q_{d0}) + \alpha_{n5}(i'_{n5} - i_{d0})$$

ở đây:

$$q_{d0} = i'_{n6} - i_{d0} = 50 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{d0} = i_{n1} + 32 = i_{n1} + 32$$

Do đó:

$$0,77353(482,1 - i_{n1})1,003 = \alpha_{n6}(2370,3 + 50) + (0,03906[614,1 - (i_{n1} + 32)])$$

$$2420\alpha_{n6} = 352,621 - 0,73679i_{n1} \quad (a)$$

+ Bình ngưng tự của bình bốc hơi

$$\alpha_{n5}(i_{n1} - i_{HH1})k_0 = \alpha_{n5}(i'_{n1} - i'_{n1})$$

$$0,77353(i_{n1} - i_{HH1})1,003 = 0,015(2681,1 - 4,4017)$$

$$0,77353(i_{n1} - i_{HH1}) = 33,659 \quad (b)$$

Từ (a) và (b) ta có:

$$2420\alpha_{n6} = 320,657 - 0,73679i_{HH1}$$

+ Điểm hỗn hợp HH1

Phương trình cân bằng nhiệt:

$$\alpha_{n5}i_{HH1} = \alpha_{n7}i_{n7} + (\alpha_{n1} + \alpha_{n2})i'_{n7} + (\alpha_{n5} + \alpha_{n6} + \alpha_{n8} + \alpha_{n9})i'_{n7}$$

Phương trình cân bằng vật chất:

$$\begin{aligned} \alpha_{n7} &= \alpha_{n5} - (\alpha_{n1} + \alpha_{n2}) - (\alpha_{n5} + \alpha_{n6} + \alpha_{n8} + \alpha_{n9}) = \\ &= 0,77353 - (0,0055 + 0,0051) - (0,03906 + 0,01427 + \alpha'_{n6} + \alpha'_{n9}) \end{aligned}$$

$$= 0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7} \quad (c)$$

$$0,77353i_{h11} = (0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7})361,1 + 0,0106.380,7 + \\ + (0,05833 + \alpha_{h6} + \alpha_{h7})380,7$$

Rút gọn:

$$0,77353i_{h11} = 20(\alpha_{h6} + \alpha_{h7}) + 272,323 \quad (d)$$

Từ (a), (b), (d), sau khi loại bỏ i_{h11} , ta có:

$$2420\alpha_{h6} = 61,269 - 19,05(\alpha_{h6} + \alpha_{h7}) \quad (a, b, d)$$

+ Bình giá nhiệt hạ áp số 7

$$\alpha_{h7}(i_{d7} - i_{nc1})k_7 = \alpha_{h7}q_1 + (\alpha_{h5} + \alpha_{h6})(i_{d6} - i_{h7}) + \alpha_S(i_S - i_{h7})$$

Thay số:

$$(0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7})(361,1 - i_{nc1})1,002 = \\ = \alpha_{h7}2335,3 + (0,03906 + \alpha_{h6})(i_{d6} - 380,7) + 0,0142(489,7 - 380,7)$$

Rút gọn biểu thức trên:

$$(0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7})(361,1 - i_{nc1}) = 244,652 - 262,1(\alpha_{h6} + \alpha_{h7}) - \\ - 2335,3\alpha_{h7} + 59\alpha_{h6} \quad (e)$$

+ Bình làm lạnh hơi chèn số 1

$$\alpha_{h7}(i_{nc1} - i_{n8})k_7 = \alpha_{c1}(i_{c1} - i'_{c1})$$

Thay số:

$$(0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7})(i_{nc1} - 242,8).1,002 = 0,001.(2900 - 570)$$

Hay là:

$$1,002(0,7096 - \alpha_{h6} - \alpha_{h7})i_{c1} = 167,286 - 243,286(\alpha_{h6} + \alpha_{h7}) \quad (g)$$

Từ phương trình (e) và (g), nhận được phương trình quan hệ giữa α_{h6} và α_{h7} :

$$118,636(\alpha_{h6} + \alpha_{h7}) + 2335,3\alpha_{h7} + 59\alpha_{h6} = 77,366 \quad (h)$$

Giải hỗn hợp hệ thống phương trình (a, b, d) và (c, g) ta nhận được:

$$\alpha_{h6} = 0,02542; \quad \alpha_{h7} = 0,02986$$

Từ phương trình (c) nhận được: $\alpha_{n7} = 0,65432$.

Từ phương trình (a, d và g) nhận được:

$$i_{n1} = 407,5 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{lH1} = 364,1 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{nc1} = 244,4 \text{ kJ/kg}$$

Như vậy: $\tau_6 = i_{n6} - i_{n1} = 74,6 \text{ kJ/kg}$

$$\tau_7 = i_{n7} - i_{nc1} = 116,7 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau_{lH1} = i_{lH1} - i_{n7} = 3,0 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau_{nc1} = i_{nc1} - i_{n8} = 2,0 \text{ kJ/kg}$$

Ở đây: $\tau_{n1} = i_{n1} - i_{lH1} = 43,4 \text{ kJ/kg}$ và độ gia nhiệt thiếu trong bình ngưng tụ của bình bốc hơi bằng: $v_{n1} = i'_{n1} - i_{n1} = 32,67 \text{ kJ/kg}$.

Ta cũng xác định được hiệu entanpi nước đọng bình làm lạnh động gia nhiệt hạ áp số 6 và entanpi nước đầu vào nó (ra khỏi bình ngưng tụ bốc hơi):

$$q_{ld6} = i_{d6} - i_{n1} = 439,7 - 407,5 = 32,2 \text{ kJ/kg}$$

Thông số hơi và nước trong các phần của bình gia nhiệt hạ áp

+ Bình gia nhiệt hạ áp số 5

Độ quá nhiệt còn lại của hơi ra khỏi phần lạnh hơi $\theta_{lH5} = 10^\circ\text{C}$. Nhiệt độ hơi sau phần lạnh hơi bình gia nhiệt hạ áp số 5 $t_{h5} = t_{bh5} + \theta_{lH5} = 145,7 + 10 = 155,7^\circ\text{C}$. Nếu tính đến tổn thất, áp suất hơi nóng sau phần lạnh hơi $p_{h5}^0 = 0,415 \text{ MN/m}^2$ và entanpi tương ứng $i_{h5}^0 = 2765,3 \text{ kJ/kg}$.

Phương trình cân bằng nhiệt của phần gia nhiệt:

$$\alpha_{h5}(i_{h5}^0 - i'_{h5}) = \alpha_{n5}(i_{gn5}^0 - i_{n6})k_5$$

Thay số:

$$0,03906(2765,3 - 614,1) = 0,77353(i''_{gns} - 482,1)1,004$$

Từ đây rút ra:

$$i''_{gns} = 591,5 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước sau phân gia nhiệt chính:

$$p''_{gns} = 1,1 \text{ MN/m}^2, \text{ tìm được } t''_{gns} = 140,5^\circ\text{C}$$

Độ gia nhiệt thiếu của nước ở phân gia nhiệt bình gia nhiệt hạ áp số 5:

$$\theta_{gns} = t_{bns} - t''_{gns} = 145,7 - 140,5 = 5,2^\circ\text{C}$$

+ Bình gia nhiệt hạ áp số 6:

Phương trình cân bằng nhiệt của phần làm lạnh động GNHA số 6:

$$\alpha_{b6}(i'_a - i_{a6}) = \alpha_{n5}(i'_5 - i_{a6}) = \alpha_{n5}(i_{ld6} - i_{m})k_a$$

Thay số:

$$\begin{aligned} 0,02542(489,7 - 447,5) + 0,03906(614,1 - 447,5) = \\ = 0,77353(i''_{ld6} - 407,5).1,003 \end{aligned}$$

Rút ra:

$$i''_{ld6} = 417,3 \text{ kJ/kg}$$

Nhiệt độ hơi sau làm lạnh hơi số 6 bằng:

$$t''_{h6} = t''_6 + \theta_{m6} = 116,7 + 10 = 126,7^\circ\text{C}$$

Nếu tính đến tổn thất, áp suất hơi nóng sau làm lạnh hơi số 6 bằng

$$p''_{h6} = 0,177 \text{ MN/m}^2 \text{ và entanpi hơi } i''_{h6} = 2723,5 \text{ kJ/kg.}$$

Ta có phương trình cân bằng nhiệt của phần gia nhiệt bình GNHA số 6:

$$\alpha_{b6}(i''_{h6} - i'_6) = \alpha_{n5}(i''_{gns} - i''_{ld6})k_n$$

$$0,02542(2723,5 - 489,7) = 0,77353(i''_{gns} - 417,3).1,003$$

$$i_{g^{n6}}^n = 480,5 \text{ kJ/kg}$$

Với áp suất nước sau phản gia nhiệt $p_{g^{n6}}^n = 1,6 \text{ MN/m}^2$ tìm được nhiệt độ $t_{g^{n6}}^n = 112,7^\circ\text{C}$. Độ gia nhiệt thiếu cho nước trong phản gia nhiệt bình gia nhiệt hạ áp số 6:

$$\theta_{g^{n6}} = t_{h^{n6}} - t_{g^{n6}}^n = 116,7 - 112,7 = 4,0^\circ\text{C}$$

+ Bình gia nhiệt hạ áp số 8

Bao gồm bình làm lạnh hơi chèn LHC2, điểm hỗn hợp HH2.

Phương trình cân bằng nhiệt các phần tử có dạng:

$$\alpha_{n8}(i_{n8} - i_{nc2})k_s = \alpha_{n8}q_s + \alpha_{h8}^h(i'_s - i'_s)$$

$$0,65423(242,4 - i_{nc2})1,001 = \alpha_{n8} \cdot 2276,4 + 0,0013(380,7 - 261,6)$$

Rút ra:

$$0,65497 \cdot i_{nc2} = 151,8 - 2276,4\alpha_{n8} \quad (1)$$

+ Bình làm lạnh hơi chèn số 2 LCH2

$$\alpha_{n2}(i_{nc2} - i_{HH2})k_s = (\alpha_{c2} + \alpha_{cc})(i_{c2} - i'_{c2})$$

$$0,654(i_{nc2} - i_{HH2})1,001 = (0,001 + 0,0008)(2762,3 - 580)$$

$$0,65497i_{nc2} = 3,93 + 0,65497i_{HH2} \quad (2)$$

Từ (1) và (2) ta có:

$$0,65497i_{HH2} = 147,87 - 2276,5\alpha_{n8} \quad (1, 2)$$

+ Điểm hỗn hợp HH2:

$$\alpha_{n7}i_{HH2} = \alpha_K^h i'_K + \alpha_{TP} i'^{TP}_K + (\alpha_{n8} + \alpha_{h8}^h)i'_s + \alpha_{c1}i'_{c1} + (\alpha_{c2} + \alpha_{cc})i'_{c2}$$

Với:

$$\alpha_K^h - \alpha_{n7} - (\alpha_{n8} + \alpha_{h8}^h + \alpha_{c1} + \alpha_{c2} + \alpha_{cc} + \alpha_{TP}) = 0,60408 - \alpha_{n8}$$

Thay giá trị α_K^h vào phương trình cân bằng nhiệt ta được:

$$0,65432i_{\text{HHT}} = 74,415 + 143\alpha_{\text{h8}} \quad (4)$$

Từ phương trình (1), (2) và (4) nhận được:

$$\alpha_{\text{h8}} = 0,03033 \quad \text{và} \quad i_{\text{HHT}} = 120,3 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau_{\text{HHT}} = 11,8 \text{ kJ/kg}$$

Từ phương trình (3), xác định được $\alpha_{\text{K}}^{\text{u}} = 0,57375$.

Từ phương trình (1), xác định được $i_{\text{ce2}} = 126,3 \text{ kJ/kg}$.

Từ đây ta xác định được:

$$\tau_{\text{ce2}} = 6 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau_{\text{K}} = i_{\text{K}}^{\text{u}} - i_{\text{ce2}} = 116,1 \text{ kJ/kg}$$

5. Cân bằng hơi và nước ngưng

Phần hơi trích từ tuabin:

$$\alpha_1 = \alpha_{\text{h1}} = 0,07126$$

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{h2}} = 0,07181$$

$$\alpha_3 = \alpha_{\text{h3}} + \alpha_{\text{TP}} = 0,06052 + 0,04614 = 0,10666$$

$$\alpha_4 = \alpha_{\text{KK}} = 0,01668$$

$$\alpha_5 = \alpha_{\text{h5}} + \alpha_{\text{mT}} = 0,03906 + 0,0055 = 0,04456$$

$$\alpha_6 = \alpha_{\text{h6}} + \alpha_3 + \alpha'_{\text{KKP}} = 0,02542 + 0,01427 + 0,0005 = 0,04019$$

$$\alpha_7 = \alpha_{\text{h7}} + \alpha_{\text{m1}} + \alpha_{\text{h}}^{\text{h}} = 0,02986 + 0,0051 + 0,0013 = 0,03626$$

$$\alpha_8 = \alpha_{\text{h8}} = 0,03033$$

$$\sum_{r=1}^8 \alpha_r = 0,41775$$

Lượng hơi vào bình ngưng tuabin:

$$\alpha_K^h = \alpha_{c1} - \sum_{r=1}^8 \alpha_r - \alpha_{c1} - 2\alpha_{c2} - \alpha_{cK}$$

$$= 1,0 - 0,41775 - 0,001 - 2,0,003 - 0,0074 = 0,57325$$

$$\alpha_K^h = 0,57375$$

Sai số tương đối của phương trình cân bằng:

$$\Delta = \frac{\alpha_K^D - \alpha_K^h}{\alpha_K^h} \cdot 100 = \frac{0,57375 - 0,57325}{0,57325} = 0,096\%$$

Khi tính đến sai số tính toán, cho phép nhỏ hơn 0,1% nếu tính bằng máy tính.

6. Cân bằng năng lượng và tiêu hao hơi trên tuabin

Tổng công của dòng hơi ở các phần chảy của tuabin được xác định ở bảng 8-7.

Bảng 8-7

Phần chảy của tuabin		Áp suất hơi, MN/m ²	Phần lượng hơi trích α_j		Nhiệt giáng thực H_{ij} , kJ/kg	Công thực của 1 kg hơi mỗi $\alpha_j H_{ij}$, kJ/kg
			Công thức	Giá trị		
Xilanh cao áp	0'-1	22,4 ÷ 5,97	$\alpha_{0'1} = (\alpha_0 - \alpha_{STOP} - \alpha_{cdc} - 0,5(\alpha'_{c1} + \alpha_{c1}))$	0,99250	309,3	306,980
	1-2°	5,97 ÷ 3,66	$\alpha_{12}^0 = \alpha_{0'1} - \alpha_1$	0,92124	109	100,415
Xilanh trung áp	2-3	3,25 ÷ 1,93	$\alpha_{23} = \alpha_{12}^0 - 0,5(\alpha_{c1} + \alpha_{c1}) - \alpha_2 + \alpha_{STOP} - \alpha_2$	0,84853	141,7	120,237
	3-4	1,93 ÷ 0,9	$\alpha_{34} = \alpha_{23} - \alpha_3$	0,74187	208	154,309
	4-5	0,9 ÷ 0,47	$\alpha_{45} = \alpha_{34} - \alpha_4$	0,72519	154	111,679
	5-6	0,47 ÷ 0,2	$\alpha_{56} = \alpha_{45} - \alpha_5$	0,68063	180	122,513
Xilanh hạ áp	6'-7	0,198 ÷ 0,084	$\alpha_{6'7} = \alpha_{56} - \alpha_6 - 2\alpha_{c2}$	0,63984	144	92,137
	7-8	0,084 ÷ 0,024	$\alpha_{78} = \alpha_{6'7} - \alpha_7$	0,60358	178	107,437
	8-K	0,024 ÷ 0,00534	$\alpha_{8K} = \alpha_{78} - \alpha_8$	0,57325	190	108,918

Trong bảng 8-7 ta thấy:

$$\Sigma H_v = H_i = 1614 \text{ kJ/kg} \text{ và } \Sigma \alpha_i H_{vi} = 1224,625 \text{ kJ/kg}$$

Tiêu hao hơi trên tuabin:

$$\begin{aligned} D_v &= \frac{W_{ti}}{\Sigma \alpha_i H_{vi} \eta_{co} \eta_{int}} = \frac{800.10^3}{1224,625.0,994.0,990} \\ &= 663,84 \text{ kg/s (2390 tấn/h)} \end{aligned}$$

Suất tiêu hao hơi của tuabin:

$$d_v = \frac{D_v}{W_{ti} + W_{tp}} = \frac{2390.10^3}{828.215} = 2,88 \text{ kg/kWh}$$

Công suất của tuabin truyền động bơm cấp:

$$\begin{aligned} W_{tp} &= \frac{D_{nc} \cdot g_{th} \cdot (p_d - p_b) \cdot 10^3}{\eta_B} = \frac{673,8.0,0011(34,4 - 0,69) \cdot 10^3}{0,833} \\ &= 28215 \text{ kW} \end{aligned}$$

Ở đây lưu lượng nước cấp:

$$D_{nc} = \alpha_{nc} D_v = 1,015.663,84 = 673,8 \text{ kg/s (2426 tấn/h)}$$

7. Tiêu hao hơi và nước

Cân bằng hơi và nước:

$$D_1 = D_{h1} = \alpha_1 D_v = 0,07126.663,84 = 47,31 \text{ kg/s}$$

$$D_2 = D_{h2} = \alpha_2 D_v = 0,07181.663,84 = 47,67 \text{ kg/s}$$

$$D_3 = \alpha_3 D_v = 0,10666.663,84 = 70,81 \text{ kg/s}$$

$$D_{h3} = \alpha_{h3} D_v = 0,06052.663,84 = 40,18 \text{ kg/s}$$

$$D_4 = D_{Kk} = \alpha_4 D_v = 0,01668.663,84 = 11,07 \text{ kg/s}$$

$$D_5 = \alpha_5 D_v = 0,04456.663,84 = 29,58 \text{ kg/s}$$

$$D_{15} = \alpha_{15} D_1 = 0,03906.663,84 = 25,93 \text{ kg/s}$$

$$D_{11} = \alpha_{11} D_1 = 0,0055.663,84 = 3,65 \text{ kg/s}$$

$$D_6 = \alpha_6 D_1 = 0,04019.663,84 = 26,68 \text{ kg/s}$$

$$D_{10} = \alpha_{10} D_1 = 0,02542.663,84 = 16,87 \text{ kg/s}$$

$$D_5 = \alpha_5 D_1 = 0,01427.663,84 = 9,47 \text{ kg/s}$$

$$D_{KKP} = \alpha_{KKP} D_1 = 0,0005.663,84 = 0,33 \text{ kg/s}$$

$$D_7 = \alpha_7 D_1 = 0,63626.663,84 = 24,07 \text{ kg/s}$$

$$D_{17} = \alpha_{17} D_1 = 0,02986.663,84 = 19,82 \text{ kg/s}$$

$$D_{111} = \alpha_{111} D_1 = 0,0051.663,84 = 3,39 \text{ kg/s}$$

$$D_{bx}^h = \alpha_{bx}^h D_1 = 0,0013.663,84 = 0,86 \text{ kg/s}$$

$$D_8 = \alpha_8 D_1 = 0,03033.663,84 = 20,13 \text{ kg/s}$$

$$D_K^h = \alpha_K^h D_1 = 0,57325.663,84 = 380,55 \text{ kg/s} \quad (1370 \text{ tấn/h})$$

+ Lượng hơi vào bộ quá nhiệt trung gian:

$$D_{tg} = \alpha_{tg} D_1 = 0,84853.663,84 = 563,29 \text{ kg/s}$$

+ Phụ tải hơi của lò:

$$D_{qn} = \alpha_{qn} D_1 = 1,015.663,84 = 673,8 \text{ kg/h} \quad (2426 \text{ tấn/h})$$

+ Tiêu hao hơi cho tuabin truyền động bơm cấp:

$$D_{1P} = \alpha_{1P} D_1 = 0,04614.663,84 = 30,78 \text{ kg/h} \quad (110,3 \text{ tấn/h})$$

+ Tiêu hao nước bổ sung:

$$D_{bs} = \alpha_{bs} D_1 = 0,016.663,84 = 10,62 \text{ kg/s}$$

$$D_1^h = \alpha_1^h D_1 = 0,0015.663,84 = 1,00 \text{ kg/s}$$

8. Các chỉ tiêu năng lượng của tuabin và hơi

Tiêu hao toàn bộ của tuabin:

$$\begin{aligned} Q_{TB} &= D_0(i_0 - i_{nc}) + D_{tg}(i''_{tg} - i'_{tg}) \\ &= 663,84(3385,3 - 1025,4) + 563,29(3543,7 - 2967) \\ &= 1771954 \text{ kW (6379 GJ/h)} \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt của tuabin để sản xuất ra điện:

$$\begin{aligned} Q_{TB}^E &= Q_{TB} - Q_T - (D_{bx} - D_x^{bh})(i_{nc} - i_{bx}) - D_x^{bh}(i'_1 - i_{bx}) \\ &= 1771954 - 17700 - (10,67 - 1,0)(1205,4 - 168,5) - 1,0(440,17 - 168,5) \\ &= 1743947 \text{ kW} \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt cho bình gia nhiệt lưới:

$$\begin{aligned} Q_T &= D_{mf}(i_5 - i'_5) + D_{mD}(i_7 - i'_7) \\ &= 3,65(3040 - 380,7) + 3,39(2716 - 380,7) = 17700 \text{ kW} \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt cho sinh hoạt tại nhà máy:

$$Q_T^0 = \frac{Q_T}{\frac{1}{2}(k_5 + k_7)} = \frac{17700}{\frac{1}{2}(1,004 + 1,002)} = 17650 \text{ kW (63,5 GJ/h)}$$

Suất tiêu hao nhiệt của tuabin để sản xuất ra điện:

$$q_{TB}^E = \frac{Q_{TB}^E}{W_E + W_{TP}} = \frac{1743947}{828215} = 2,106$$

Hiệu suất sản xuất điện:

$$\eta_{TB}^E = \frac{1}{q_{TB}^E} = \frac{1}{2,106} = 0,4748$$

Tiêu hao nhiệt của lò hơi:

$$\begin{aligned} Q_{qn} &= D_{qn}(i_{qn} - i_{nc}) + D_{tg}(i_{tg}^{LH} - i_{tg}^{LHO}) \\ &= 673,8(3384,8 - 1025,4) + 563,29(3554,5 - 2958,3) \end{aligned}$$

$$Q_{qn} = 1804313 \text{ kW (6496 GJ/h)}$$

ở đây:

$$p_{LH} = 25,0 \text{ MN/m}^2, t_{LH} = 565^\circ\text{C}, p_{lg}^{LH}/p_{lg}^{LH0} = 3,6/3,3$$

và
$$\frac{t_{lg}^{LH}}{t_{lg}^{LH0}} = \frac{294}{545}$$

Hiệu suất tải nhiệt:

$$\eta_{t\lambda t} = \frac{Q_{TH}}{Q_{qn}} = 0,9821$$

Tiêu hao nhiệt của máy:

$$Q_{dv} = \frac{Q_{qn}}{\eta_{LH}} = \frac{1,804.313}{0,925} = 1950609 \text{ kW (7022 GJ/h)}$$

η_{LH} - hiệu suất thô của lò hơi

Hiệu suất (thô) của toàn nhà máy:

$$\eta_{NM}^{th} = \frac{W_E + W_{TP}}{Q_{dv}} = \frac{828215}{1950.609} = 0,4246$$

Hay là:

$$\eta_{NM}^{th} = \eta_{TB} \eta_R \eta_{LH} = 0,4674 \cdot 0,9821 \cdot 0,925 = 0,4246$$

ở đây:

$$\eta_{TB} = \frac{W_E + W_{TP}}{Q_{TB}} = \frac{828215}{1771954} = 0,4674$$

η_{TB} - hiệu suất điện tuyệt đối của tuabin.

Suất tiêu hao nhiệt của khối:

$$q_{dv} = \frac{1}{\eta_{NM}} = \frac{1}{0,4246} = 2,353 \text{ (8742 kJ/kWh)}$$

Hiệu suất tính của nhà máy:

$$\eta_{\text{NVL}}^{\text{tt}} = \eta_{\text{NVL}}^{\text{th}} (1 - E_{\text{LD}}) = 0,4246 \cdot (1 - 0,03) = 0,4118$$

(với hệ số tự dùng $E_{\text{LD}} = 0,03$)

Suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn:

$$b_{\text{tc}} = \frac{34,12}{\eta_{\text{NVL}}^{\text{tt}}} = \frac{34,12}{0,4118} = 82,86 \text{ g/MJ}$$

hay $b_{\text{tc}} = 600 \text{ g/kWh}$.

§8-6. THÍ DỤ TÍNH TOÁN SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN

Tính sơ đồ nguyên lý của trung tâm nhiệt điện cấp nhiệt cho công nghiệp và sinh hoạt với tuabin loại ПТ - 135 - 130. Công suất định mức 135 MW với thông số hơi mới $12,75 \text{ MN/m}^2$, 565°C . Công suất cực đại của tuabin là 165 MW.

Tuabin có 1 cửa trích hơi cho sản xuất ở thông số $1,47 \pm 0,3 \text{ MN/m}^2$, 300 tấn hơi/h ở chế độ định mức và hai cửa trích cấp nhiệt với phụ tải nhiệt 128 MW ở chế độ tính toán, tương ứng với nhiệt độ không khí ngoài trời $- 5^\circ\text{C}$, giới hạn điều chỉnh cửa trích trên là $0,0588 \pm 0,245 \text{ MN/m}^2$, cửa trích dưới $0,0392 \pm 0,118 \text{ MN/m}^2$.

Tuabin ПТ - 135 - 130 có hai xilanh, được tính toán với lưu lượng hơi cực đại 760 tấn/giờ.

Công suất tuabin ở chế độ ngưng hơi là 120 MW.

Lưu lượng hơi vào bình ngưng ở chế độ này là 320 tấn/h. Cửa trích cho công nghiệp được lấy ở tầng cuối của xilanh cao áp của tuabin. Hơi đi gia nhiệt nước mạng lấy từ cửa trích xilanh hạ áp. Ngoài ra, trong bình ngưng tuabin còn đặt bình gia nhiệt sơ bộ để gia nhiệt sơ bộ nước mạng trở về.

Nhiệt độ nước cấp vào lò ở chế độ định mức chọn bằng 232°C . Nước ngưng chính được gia nhiệt liên tiếp trong phần làm lạnh ejectơ chính tuabin, ejectơ hơi chèn, trong bình gia nhiệt hơi chèn, trong 4 bình gia

LH - lò hơi; PL - bình phân ly nước xả lò; TD - bình tân dụng nước xả của PL; XLH - hệ thống xử lý nước hoá học; GNBX - gia nhiệt nước bổ sung; KKP - bình khử khí phụ (khử khí nước bổ sung); mT - gia nhiệt màng trên; mD - gia nhiệt màng dưới; LNN - lò nước nóng; LC - bình làm lạnh hơi chèn; LE - bình làm lạnh chèn cuối, làm lạnh ejector.

GNCA số 1 và 2 có phần làm lạnh nước đọng. Độ gia nhiệt trong GNCA lấy từ 3,5 đến 4°C. Trong GNHA từ 5,1 đến 5,4°C.

283

và sau đó về số 6. Từ đây được bơm bơm lên điểm hỗn hợp HH1 nằm trên đường nước ngưng chính giữa GNCA 5 và GNHA 6. Từ GNHA số 7 nước động tự dồn về bình ngưng. Nước động từ phần làm lạnh ejectơ cũng được dồn về bình ngưng.

Nước ngưng từ gia nhiệt mạng trên và gia nhiệt mạng dưới mT và mD tương ứng được bơm đưa lên điểm hỗn hợp HH1 và HH2.

Bơm nước mạng được bố trí 2 bơm. Bơm nước mạng số 1 BM1 được bố trí trước bình gia nhiệt mạng. Bơm nước mạng số 2 BM2 sau gia nhiệt mạng, trước lò đun nước nóng (LNN - sử dụng khí yêu cầu gia nhiệt nước mạng lên đến 150°C).

Một đặc tính quan trọng của tuabin IT là phải luôn luôn đảm bảo gia nhiệt và khử khí cho nước bổ sung bù tổn thất nước ngưng ở trong và ngoài nhà máy. Để đảm bảo yêu cầu này, trong sơ đồ nhiệt tuabin IT - 135 - 130 có bố trí cửa trích cấp nhiệt trên để gia nhiệt cho nước bổ sung và khử khí sơ bộ $0,12 \text{ MN/m}^2$.

Hơi chèn từ tuabin được đưa về GNCA số 3 và bình làm lạnh hơi chèn LC. Hơi từ chèn van STOP được đưa về bình khử khí nước cấp.

Trình tự tính toán và các số liệu cho trước

Bước đầu tiên của việc tính toán sơ đồ nguyên lý của trung tâm nhiệt điện sử dụng tuabin cấp nhiệt là thiết lập phương trình cân bằng nhiệt cho nước mạng, xác định tiêu hao hơi cho chúng dựa trên cơ sở đồ thị phụ tải nhiệt của tuabin và đồ thị nhiệt độ của nước mạng (hình 8-10). Áp suất hơi ở cửa trích tuabin được thiết lập xuất phát từ yêu cầu của hệ tiêu thụ nhiệt trên cơ sở đồ thị nhiệt độ nước mạng.

Tiếp theo là thiết lập các phương trình cân bằng nhiệt bình GNCA, bình khử khí và bình GNHA.

Khi tính toán sơ đồ nguyên lý của tuabin cấp nhiệt, thường người ta cho trước tiêu hao hơi trên tuabin, thông số cần tìm là công suất điện của tuabin, các chỉ tiêu kinh tế nhiệt của tuabin và của trung tâm nhiệt điện.

Lượng hơi trích ở cửa trích cho công nghiệp:

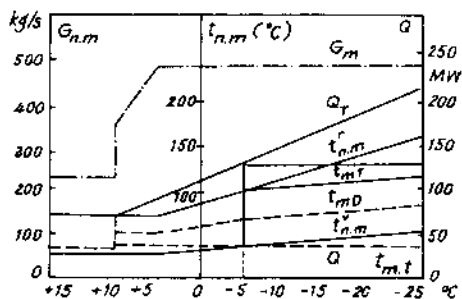
$$D_{CN} = 84 \text{ kg/s}$$

Dựa trên đồ thị phụ tải nhiệt, nhiệt độ nước mạng và hệ số $\alpha_{\text{TEND}} = 0,6$ (hình 8-10). Phụ tải cho sinh hoạt (sấy, sưởi) ở $t_{\text{xq}} = -5^{\circ}\text{C}$ là $Q_{\text{T}} = 128 \text{ MW}$, entanpi nước mạng $i''_{\text{nm}} = 415,6 \text{ kJ/kg}$, $i''_{\text{sưởi}} = 149,2 \text{ kJ/kg}$. Phụ tải hơi của lò hơi $D_{\text{LH}} = 208 \text{ kg/s}$. Tiêu hao hơi trên tuabin sau khi trừ đi 1,5% do rò rỉ nhận được giá trị $D_0 = 204,9 \text{ kg/s}$, $D_{\text{nc}} = 211,1 \text{ kg/s}$. Lượng hơi chèn chọn $D_{\text{ch}} = 0,015 D_0 = 3,1 \text{ kg/s}$. Quá trình làm việc của dòng hơi phù hợp với tính toán nhà chế tạo được chỉ ra trên hình 8-11.

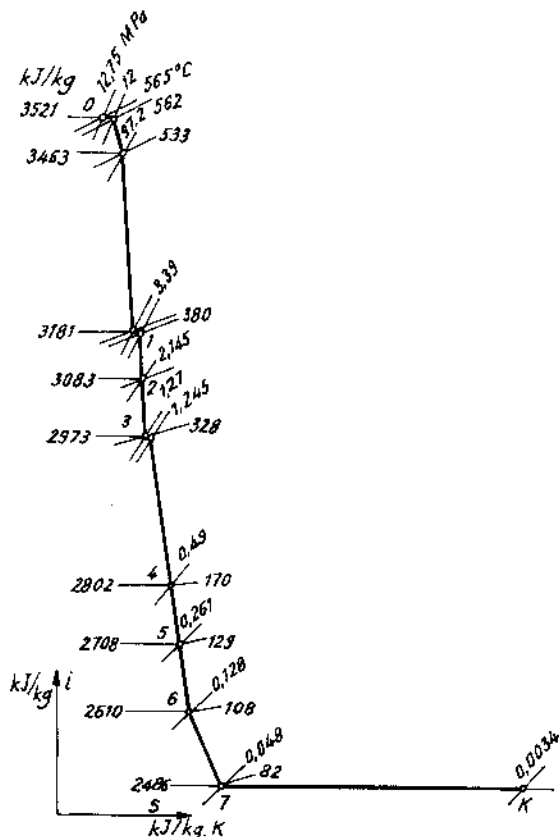
Các số liệu về thông số hơi và nước ở tuabin ở các phần làm lạnh nước động được thiết lập ở bảng 8-8 và 8-9. Giá trị hiệu suất trong tương đối ở phần chảy tuabin chỉ ra trên bảng 8-10. Thông số hơi và nước trong thiết bị phân ly nước xả lò trên bảng 8-11.

Từ phương trình cân bằng nhiệt phân ly nước xả lò, người ta xác định được lượng hơi thoát ra từ bình phân ly:

$$D_b^t = \frac{i_a \eta_b - i'_a}{i_b - i'_a} D_a$$



Hình 8-10. Đồ thị lưu lượng và nhiệt độ nước động.



Hình 8-11. Quá trình làm việc của dòng hơi trong tuabin IIT - 135 - 130 trên đồ thị i-s.

ở đây: $\eta_b = 0,98$ - hệ số tính đến tổn thất nhiệt ở bình phân ly nước xả.

Từ đây tìm được:

$$D_{ii}^I = \frac{1006,4,98 - 667,0}{2755,6 - 667,0} \cdot 3,1 = 1,32 \text{ kg/s}$$

Lượng nước xả ra khỏi bình phân ly nước xả là:

$$D_{\text{X}}^I = D_{\text{X}} - D_{ii}^I = 3,1 - 1,32 = 1,78 \text{ kg/s}$$

Bảng 8-8

Thiết bị trao đổi nhiệt	$t_{\text{td}}, ^\circ\text{C}$	$i_{\text{td}}, \text{kJ/kg}$	$t_{\text{đ}}, ^\circ\text{C}$	$\vartheta_{\text{đ}}, \text{kJ/kg}$	$q_{\text{đ}}$
Làm lạnh động GNCA 1	219,6	942,1	10,0	40,4	76,6
Làm lạnh động GNCA 2	194,8	829,3	10,0	36,6	75,9

Cân bằng nhiệt của thiết bị gia nhiệt mạng

Thông số hơi và nước của thiết bị gia nhiệt mạng được dẫn ra trên bảng 8-12.

Ở chế độ tính toán, lưu lượng nước mạng bằng:

$$G_m^0 = \frac{Q_1}{i_{\text{mtr}}^I - i_{\text{mD}}^A} = \frac{128.10^3}{415,6 - 149,2} = 480 \text{ kg/s}$$

Cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt mạng dưới:

$$D_{\text{mD}}^h \cdot q_{\text{mD}}^h = G_r^a \cdot \tau_{\text{rD}} \frac{1}{\eta_b}$$

$$D_{\text{mD}}^h \cdot 2164 = 480 \cdot 165 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây:

$$D_{\text{mD}}^h = 36,9 \text{ kg/s.}$$

Bảng 8-9.

Điểm quá trình	P_1 MN/m ²	t_1 , °C	i_1 kJ/kg	P_1' MN/m ²	t_{b1} , °C	i_{b1} , kJ/kg	θ_1 , °C	P_{b1} MN/m ²	t_{b2} , °C	i_{b2} , kJ/kg	τ_1 kJ/kg	q_1 kJ/kg
0	12,75	565	3521	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0'	12,00	562	3521	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	3,390	380	1381	3,120	236,0	1018,7	2,0	16,5	234,0	1011,9	110,2	2162,3
2	2,145	328	3083	1,971	211,6	905,2	2,0	17,0	209,6	901,7	109,0	2177,8
3	1,27	268	2973	1,170	186,8	793,3	2,0	17,5	184,8	792,7	102,7	2179,7
KK	1,27	268	2973	0,588	158,1	667,0	-	0,588	158,1	667,0	63,9	2306,0
4	0,49	170	2802	0,451	148,0	623,6	5,0	1,92	143,0	603,1	93,4	2178,4
5	0,261	129	2708	0,240	126,1	526,1	5,0	1,92	121,1	509,7	92,4	2181,9
6	0,128	108	2610	0,118	104,3	437,3	5,0	2,22	99,3	417,6	109,3	2172,7
KKP	0,128	108	2610	0,118	104,3	437,3	-	-	104,3	437,3	-	2172,7
7	0,048	82	2486	0,044	78,2	327,4	5,0	2,36	73,2	308,3	78	2158,6
K	0,0034	26,3	2486	-	26,3	110,6	-	-	26,3	110,6	-	2375,4

Bảng 8-10

Phân chảy tuabin	Khoảng áp suất, MN/m^2	Hiệu suất trong tương đối của phân chảy	Phân chảy tuabin	Khoảng áp suất, MN/m^2	Hiệu suất trong tương đối của phân chảy
0 - 1	12,0 ÷ 3,39	79,5	4 - 5	0,49 ÷ 0,26	82,3
1 - 2	3,39 ÷ 2,145	81,2	5 - 6	0,261 ÷ 0,128	81,1
2 - 3	2,145 ÷ 1,27	83,8	6 - 7	0,128 ÷ 0,048	80,8
3 - 4	1,245 ÷ 0,49	82,6	7 - K	0,048 ÷ 0,0034	0

Bảng 8-11

Thông số	Thông số hơi và nước		
	Áp suất, MN/m^2	Nhiệt độ, $^{\circ}C$	Entanpi, kJ/kg
Lượng nước xả lò hơi D_x	14,7	340,6	1600,4
Hơi từ bình phân ly D_n^1	0,588	158,1	2755,6
Nước xả từ bình phân ly D'_x	0,588	158,1	667,0

Bảng 8-12

Thông số, chỉ tiêu	Gia nhiệt mạng dưới	Gia nhiệt mạng trên
<i>Hơi nóng</i>		
Áp suất hơi ở cửa trích, MN/m^2	0,048	0,128
Áp suất hơi ở thiết bị gia nhiệt p, MN/m^2	0,0418	0,104
Nhiệt độ, $^{\circ}C$	82	108
Lượng nhiệt toả ra, kJ/kg	2164	2188
<i>Nước ngưng từ hơi nóng</i>		
Nhiệt độ hơi bão hoà, $^{\circ}C$	76,8	101,0
Entanpi hơi bão hoà, kJ/kg	322,0	422,0
<i>Nước mạng</i>		
Nhiệt độ nước đầu vào, $^{\circ}C$	35,4	74,9
Entanpi nước đầu vào, kJ/kg	149,2	314,2
Nhiệt độ nước đầu ra, $^{\circ}C$	74,9	99,0
Entanpi nước đầu ra, kJ/kg	314,2	415,0
Độ gia nhiệt thiếu trong:		
Bình gia nhiệt θ , $^{\circ}C$	1,9	2,0
Bình gia nhiệt ϑ , kJ/kg	7,8	6,4
Độ hâm nước trong bình gia nhiệt, kJ/kg	165	101,4

Cân bằng nhiệt của bình gia nhiệt mạng trên:

$$D_{mT}^h \cdot q_{mT}^h = G_m^v \cdot \tau_{mT} \cdot \frac{1}{\eta_b}$$

$$D_{mT}^h \cdot 2188 = 480,101,4 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây: $D_{mT}^h = 22,3 \text{ kg/s}$

+ *Thiết bị gia nhiệt hồi nhiệt*

Thiết bị gia nhiệt cao áp và thiết bị cấp nước:

Bình gia nhiệt cao áp số 1:

$$D_1(q_1 + q_1^{hl}) = D_{nc} \cdot \tau_1'' \cdot \frac{1}{\eta_{b1}}$$

η_{b1} - hiệu suất gia nhiệt cao áp số 1 = 0,9951.

$$D_1(2162 + 76,6) = 211,1.110,2 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây: $D_1 = 10,45 \text{ kg/s}$

Bình gia nhiệt cao áp số 2

$$D_2(q_2 + q_2^{hl}) + D_1 q_2^d = D_{nc} \cdot \tau_1'' \cdot \frac{1}{\eta_{b2}}$$

$$D_2(2177 + 75,90) + 10,45.112,8 = 211,1.109 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây: $D_2 = 9,72 \text{ kg/s}$

Độ gia nhiệt cho nước trong bơm cấp

Công đoạn nén đoạn nhiệt trong bơm:

$$\begin{aligned} h_{c,n} &= 10^3 g(p_d'' - p_n'') \\ &= 10^3.0,0011.(17,5 - 0,6) = 18,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Hiệu suất bơm:

$$\eta_B = \eta_{vB} \cdot \eta'_{tB}$$

Ở đây: η'_{tB} - tổn thất cơ và các tổn thất khác trong bơm (trong phần chảy của bơm).

Công nén đoạn nhiệt trong bơm và độ gia nhiệt cho nước τ_B'' :

$$h_{Bt} = \tau_B'' = \frac{h_{B3}}{\eta_{Bt}} = \frac{18,6}{0,8} = 23 \text{ kJ/kg}$$

Entanpi của nước sau bơm cấp:

$$i_{B3}'' = i_{KK}'' + \tau_B'' = 667,0 + 23,0 = 690,0 \text{ kJ/kg}$$

Bình gia nhiệt cao áp số 3

$$D_3 q_3 + D_{ch3} q_{ch3} + (D_1 + D_2) q_3'' = D_{nc} \tau_3'' \frac{1}{\eta_{B3}}$$

$$D_3(2179,7 + 1,16) \cdot 2460 + (10,45 + 9,72) \cdot 36 = 211,1 \cdot 102,7 \cdot \frac{1}{0,995}$$

$$D_3 = 8,5 \text{ kg/s}$$

Bình khử khí nước cấp

Phương trình cân bằng vật chất bình khử khí:

Dòng nước ngưng chính vào khử khí:

$$D_{KK}^K = D_{nc} - (D_1 + D_2 + D_3 + D_{ch3}) - D_{KK} - D_{ch}^{STOP} + D_{ch,e} - D_h^I$$

ở đây:

. Tiêu hao hơi cho ejector: $D_e = 1 \text{ kg/s}$

. Tiêu hao hơi cho chèn cuối tuabin: $D_{ch}^e = 0,5 \text{ kg/s}$

$$D_{ch,e} = D_e + D_{ch}^e = 1,5 \text{ kg/s}$$

. Tiêu hao hơi cho chèn van STOP $D_{ch}^{STOP} = 1,0 \text{ kg/s}$

$$D_K^{KK} = 211,1 - (10,45 + 9,72 + 8,5 + 1,16) - D_{KK} - 1 + 1,5 - 1,32$$

$$D_K^{KK} = 180,45 - D_{KK}$$

Cân bằng nhiệt bình khử khí nước cấp:

$$D_{KK} i_3 + (D_1 + D_2 + D_3 + D_{ch3}) i_3^d + D_{ch}^{STOP} . i_{ch}^{STOP} + D_K^{KK} i_4^n + D_h^i i_{tt}^i = (D_{nc} i_{KK}^n + D_{ch.e} i_{KK}^i) \frac{1}{\eta_{KK}}$$

Thay giá trị D_K^{KK} vào phương trình và thay số các đại lượng đã biết, ta được:

$$D_{KK} 2973 + 29,83.793,3 + 1,0.3477(180,45 - D_{KK})603,1 + 1,32.2755,6 = (211,1.677 + 1,5.2755,6) \frac{1}{0,955}$$

Từ đây $D_{KK} = 2,74 \text{ kg/s}$ và từ phương trình cân bằng vật chất, xác định được lượng nước ngưng chính vào bình khử khí nước cấp:

$$D_K^{KK} = 180,45 - 2,74 = 177,71 \text{ kg/s}$$

Bình gia nhiệt và khử khí nước bổ sung

Phương trình cân bằng vật chất bình khử khí nước ngưng quay trở về và nước bổ sung (hình 8-9).

$$D_K^r = D_{KKP} + D_{gnb}^l + D_{gnb}^a + D_v^{CN}$$

$$D_{gnb}^n = (D_{CN} - D_v^{CN}) + D_v^i + D_{ch}$$

Cân bằng nhiệt bình làm lạnh nước xả bình phân ly nước xả lò:

$$D_v^i . q_{gn.v} = D_{bv} \tau_{gn.v} \frac{1}{\eta_b}$$

ở đây:

$q_{gn.v}$ - độ giá nhiệt cho nước của hơi ở bình tận dụng nhiệt nước xả bình phân ly nước xả, kJ/kg ;

τ_{gn-x} - độ hàm nước ở bình tận dụng nhiệt nước xả bình phân lý nước xả, kJ/kg .

$$q_{gn-x} = i'_x - i_x = 667,0 - 167,0 = 500 \text{ kJ/kg}$$

$$1,78.500 = 46,88. \tau_{gn-x} \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây: $\tau_{gn-x} = 19,0 \text{ kJ/kg}$

Sau khi được gia nhiệt ở trong bình tận dụng nhiệt nước xả, nước bổ sung qua xử lý hoá rồi đưa vào bình gia nhiệt nước xử lý hoá. Cân bằng nhiệt bình gia nhiệt nước xử lý hoá:

$$D_{gn-x}^h \cdot q_{gn-x} = D_{bx} \tau_{gn-bx} \cdot \frac{1}{\eta_b}$$

ở đây: $\tau_{gn-bx} = (i''_{gn-bx} - i'_{gn-bx}) = 417,6 - 140 = 277,6 \text{ kJ/kg}$.

Nước ngưng quay về từ hệ công nghiệp = $0,5 D_{cn}$:

$$D_{cn}^N = 0,5 D_{cn} = 42,0 \text{ kJ/kg}$$

$$D_{bx} = 42,0 + 1,78 + 3,1 = 46,88 \text{ kg/s}$$

$$D_{gn-bx}^h \cdot 2172,7 = 46,88 \cdot 277,6 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây ta có lượng hơi vào bình gia nhiệt nước bổ sung:

$$D_{gn-bx}^h = 6,0 \text{ kg/s}$$

Như vậy:

$$D_K^r = D_{KKP}^h + 6,0 + 46,88 + 42,0 = D_{KKP}^h + 94,88 \text{ kg/s}$$

ở đây: D_{KKP}^h - lượng hơi nóng vào khử khí nước bổ sung.

Cân bằng nhiệt bình khử khí nước bổ sung:

$$D_{KKP}^h i_0 = D_{gn-bx}^h \cdot i_0^d + 0,5 D_{cn} i_{cn}^d + D_{bx} i_{gn-bx}^d = D_K^r i_K^2 \frac{1}{\eta_b}$$

D_K^f, i_K^f - lưu lượng và entanpi của nước ra khỏi bình khử khí nước bổ sung.

$$\begin{aligned} D_{KKP}^h \cdot 2610 + 6,0 \cdot 437,3 + 42,0 \cdot 377 + 46,88 \cdot 417,6 = \\ = (D_{KKP}^h \cdot 94,88) \cdot 437,3 \cdot \frac{1}{0,995} \end{aligned}$$

Từ đây rút ra lượng hơi vào bình khử khí nước bổ sung:

$$D_{KKP}^h = 1,6 \text{ kg/s}$$

Lượng nước ra khỏi khử khí nước bổ sung:

$$D_K^p = 42,0 + 46,88 + 6,0 + 1,6 = 96,48 \text{ kg/s}$$

Cụm bình gia nhiệt hạ áp

Gia nhiệt hạ áp số 4

$$D_4 q_4 = D_K^{KK} \cdot \tau_4'' \cdot \frac{1}{\eta_b}$$

$$D_4 \cdot 2178,4 = 177,71 \cdot 93,4 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây rút ra: $D_4 = 7,66 \text{ kg/s}$.

Bình gia nhiệt hạ áp số 5 và điểm hỗn hợp IIII

Phương trình cân bằng nhiệt cho khối:

$$\begin{aligned} D_3 i_3 + D_4 i_4' + D_K^p i_K^p + (D_2 + D_5 + D_6) i_6' + D_{mT} i_{mT}' + D_6 i_6'' = \\ = D_K^{KK} i_5'' + (D_4 + D_5) i_5' \end{aligned}$$

ở đây:

$$\begin{aligned} D_6'' &= D_K^{KK} - (D_4 + D_5 + D_6 + D_{mT} + D_K^p) = \\ &= 177,71 - 7,66 - (D_5 + D_6) - 22,3 - 96,48 \\ &= 51,72 - (D_5 + D_6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& D_5.2708 + 7,66.623,6 + 96,48.437,3 + (7,66 + D_5 + D_6).437,3 + \\
& + 22,3.422,0 + (51,27 - D_5 - D_6).417,6 = \\
& = [177,71.509,7 + (7,66 + D_5).526,1] \cdot \frac{1}{0,995} \\
& 2199,4D_5 + 19,4D_6 = 13720 \quad (a)
\end{aligned}$$

Bình gia nhiệt hạ áp số 6 và điểm hỗn hợp HH2

Phương trình cân bằng nhiệt cho khối (cả bình gia nhiệt hạ áp số 6 và điểm hỗn hợp HH2).

$$\begin{aligned}
& D_6 i_6 + (D_4 + D_5) i'_5 + D_{m1} i_{m1} + D_7^d i_7^d = \\
& = [D_{K6} i_6^n + (D_4 + D_5 + D_6) i'_6] \frac{1}{\eta_b} \\
& D_{K7} = D_{K6} - D_{m1} = 51,27 - D_5 - D_6 - 36,9 \\
& D_{K7} = 14,37 - (D_5 + D_6) \\
& D_6.2610 + (7,66 + D_5).526,1 + 36,9.322 + (14,37 - D_5 - D_6).308,3 = \\
& = [(51,27 - D_5 - D_6).417,6 + (7,66 + D_5 + D_6).437,3] \frac{1}{0,995} \\
& 196,4D_5 + 2280,3D_6 = 4400 \quad (b)
\end{aligned}$$

Giải đồng thời hai phương trình (a) và (b), ta được:

$$\begin{aligned}
D_5 &= 6,23 \text{ kg/s}, \quad D_6 = 1,39 \text{ kg/s} \\
D_{K6} &= 51,27 - 7,62 = 43,65 \text{ kg/s} \\
D_{K7} &= 14,37 - 7,62 = 6,75 \text{ kg/s}
\end{aligned}$$

Phương trình cân bằng nhiệt điểm hỗn hợp HH1:

$$\begin{aligned}
& D_{K6} i_6^n + D_K^p i_K^p + (D_4 + D_5 + D_6) i'_6 + D_{m1} i'_{m1} = D_K^{KK} i_{HH1}^n \frac{1}{\eta_{HH1}} \\
& 43,65.417,6 + 96,48.437,3 + (7,66 + 6,23 + 1,39).437,3 + \\
& + 22,3.422 = 177,71. i_{HH1}^n \cdot \frac{1}{0,995}
\end{aligned}$$

$$i_{\text{H11}}^n = 427 \text{ kJ/kg}; \quad \tau_{\text{H11}} = 9,4 \text{ kJ/kg}$$

Phương trình cân bằng nhiệt điểm hỗn hợp HH2:

$$D_{K7} i_{\text{H}}^n + D_{\text{H2}} i_{\text{H2}}^n = D_{K6} i_{\text{H12}}^n \cdot \frac{1}{\eta_{\text{HH2}}}$$

$$6,75 \cdot 308,3 + 36,9 \cdot 322 = 43,65 \cdot i_{\text{H12}}^n \cdot \frac{1}{0,995}$$

$$i_{\text{H12}}^n = 321 \text{ kJ/kg}; \quad \tau_{\text{H12}} = 12,7 \text{ kJ/kg}$$

Gia nhiệt hạ áp số 7

$$D_7 q_7 = D_{K7} \cdot \tau_7^n \cdot \frac{1}{\eta_b}$$

$$D_7 \cdot 2158,6 = 6,75 \cdot 78,0 \cdot \frac{1}{0,995}$$

Từ đây:

$$D_7 = 0,25 \text{ kg/s}; \quad \tau_7^n = i_7^{nn} - i_{\text{gu-eh}}^{nn}$$

ở đây:

i_7^{nn} - entanpi nước ngưng chính ra khỏi bình gia nhiệt hạ áp số 7;

$i_{\text{gu-eh}}^{nn}$ - entanpi nước ngưng chính ra khỏi bình gia nhiệt hơi chèn,

$i_{\text{gu-eh}}^{nn} = 230 \text{ kJ/kg}$ (được đặt trước).

Gia nhiệt hơi chèn, làm lạnh hơi chèn và ejector

Phương trình cân bằng vật chất ở bình ngưng.

Dòng nước ngưng:

$$D_K = D_{K7} - D_7 - D_{\text{eh}} - D_e - D_{\text{ch}}^s$$

$$D_K = 6,75 - 0,25 - 1,94 - 1,0 - 0,5 = 3,06 \text{ kg/s}$$

Để xác định lượng nước tái tuần hoàn ở sau bình làm lạnh hơi chèn với entanpi cho trước bằng $230 \text{ kJ/kg} = i''_{\text{gn-eh}}$.

Phương trình cân bằng của bình làm lạnh hơi chèn LC, làm lạnh ejector và lạnh chèn LE:

$$D_{\text{ch,e}} q_{\text{ch,e}} + D_{\text{ch}} q_{\text{ch}} = (D_{\text{K7}} + D_{\text{th}}) \frac{1}{\eta_b}$$

$$D_{\text{ch,e}} = i'_{\text{KK}} - i_{\text{ch,e}}^{\text{sl}} = 2755,6 - 223,0 = 2532,6 \text{ kJ/kg}$$

$$q_{\text{ch}} = 2200 \text{ kJ/kg}$$

$$\tau_{\text{ch,e}} = i''_{\text{gn-eh}} - i'_{\text{K}} = 230 - 110,6 = 119,4 \text{ kJ/kg}$$

$$1,5 \cdot 2532,6 + 1,94 \cdot 2200 = (6,75 + D_{\text{th}}) 119,4 \frac{1}{0,995}$$

$$D_{\text{th}} = 60,4 \text{ kg/s}$$

(D_{th} - lượng nước tái tuần hoàn đầu bơm ngưng).

Từ đây tìm được bội số tái tuần hoàn m_{th} :

$$m_{\text{th}} = \frac{D_{\text{th}} + D_{\text{K7}}}{D_{\text{K7}}} = \frac{68,15}{6,75} = 9,9$$

Cân bằng nhiệt hơi chèn:

$$D_{\text{ch}} q_{\text{ch}} = (D_{\text{K7}} + D_{\text{th}}) \tau_{\text{ch}} \frac{1}{\eta_b}$$

$$1,94 \cdot 2200 = (6,75 + 60,4) \tau_{\text{ch}} \frac{1}{0,995}$$

$$\tau_{\text{ch}} = 63,1 \text{ kJ/kg}$$

Cân bằng nhiệt bình làm lạnh ejector và chèn cuối:

$$D_{\text{ch,e}} q_{\text{ch,e}} = (D_{\text{K7}} + D_{\text{th}}) \tau_{\text{ch,e}} \frac{1}{\eta_b}$$

$$1,5.2532,6 = 68,15 \cdot \tau_{\text{ch.v.}} \cdot \frac{1}{0,995}$$

$$\tau_{\text{ch.v.}} = 55,6 \text{ kJ/kg}$$

Cân bằng hơi tuabin

$$D_1 = 10,45 \text{ kg/s}; D_2 = 9,72 \text{ kg/s}$$

$$D_3^* = D_3 + D_{\text{KK}} + D_{\text{v.v.}} = 8,5 + 2,74 + 84,0 = 95,24 \text{ kg/s}$$

$$D_4 = 7,66 \text{ kg/s}; D_5 = 6,23 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} D_6^* &= D_6 + D_{\text{KKI}} + D_{\text{g.v.v.}} + D_{\text{m}} \\ &= 1,39 + 1,6 + 6,0 + 22,3 = 31,29 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$D_7^* = D_7 + D_{\text{m}} = 0,25 + 36,9 = 37,15 \text{ kg/s}$$

$$\Sigma D = 197,74 \text{ kg/s}; D_{\text{ch.}\Sigma} = D_{\text{ch.3}} + D_{\text{ch.}} = 3,1 \text{ kg/s}$$

$$D_{\text{g}}^{\text{Stu.P}} = 1,0 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} D_K^h &= D_n - D_{\text{ch.}\Sigma} - D_{\text{g}}^{\text{Stu.P}} - \Sigma D_j \\ &= 204,9 - 3,1 - 1,0 - 197,74 = 3,06 \text{ kg/s} = D_K \end{aligned}$$

trong đó:

D_K^h - lượng nước ngưng chính tính theo đường hơi;

D_K - lượng nước ngưng chính tính theo đường nước.

Cân bằng hơi và nước ngưng theo đường hơi và đường nước trùng nhau với độ chính xác cao.

Các dòng hơi chính:

$$D_{1-2} = 208 \text{ kg/s (750 tấn/h)}; D_4 = 204,9 \text{ kg/s (736 tấn/giờ)};$$

$$D_{3-4} = 84,0 \text{ kg/s (300 tấn/h)}; D_K = 3,06 \text{ kg/s (11 tấn/h)};$$

$$D_{1-3} = 22,3 \text{ kg/s (80,2 tấn/h)}; D_{m(1)} = 36,9 \text{ kg/s (133,0 tấn/h)}.$$

Cân bằng năng lượng tuabin

Xác định công suất phân chảy của tuabin (bảng 8-13) và từ đó xác định được công suất tổng của nó.

Công suất điện của tuabin:

$$W_E = W_i \eta_{cc} \eta_{mt} = W_i \cdot 0,98 = 136,5 \text{ MW}$$

Bảng 8-13

Phần chảy tuabin	Khoảng áp suất, MPa	Lượng hơi qua phần chảy tuabin			
		Ký hiệu	Giá trị bằng số, kg/s	H' , kJ/kg	W_i , MW
0-1	$12,0 \div 3,39$	$D_0 - D_{ch3} - D_{ch}^{STOP}$	202,74	329,0	66,60
1-2	$3,39 \div 2,145$	$D_{21} - D_1$	192,29	98,0	18,85
2-3	$2,145 \div 1,27$	$D_{12} - D_2$	182,57	110,0	20,10
3-4	$1,245 \div 0,49$	$D_{23} - D_3^* - D_{ch}$	85,39	171,0	14,60
4-5	$0,49 \div 0,261$	$D_{34} - D_4$	77,73	94,0	7,30
5-6	$0,261 \div 0,128$	$D_{45} - D_5$	71,5	98,0	7,01
6-7	$0,128 \div 0,048$	$D_{56} - D_6^*$	40,21	124,0	4,99
7-K	$0,048 \div 0,0034$	$D_{67} - D_7$	3,06	0,0	0,00

Các chỉ tiêu năng lượng của tuabin và trung tâm nhiệt điện

Tiêu hao nhiệt toàn bộ trên tuabin:

$$\begin{aligned} Q_{TB} &= D_{ch}(i_{ch} - i_{nk}) = 204,9(3521 - 1011,9) \\ &= 514,0 \text{ MW (1850,0 GJ/h)} \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt cho hệ công nghiệp:

$$\begin{aligned} Q_{CN} &= D_{CN}i_{CN} - D_V^{\infty}i_V^{\infty} - (D_{CN} - D_V^{\infty})i'_{gn-hv} \\ Q_{CN} &= 84,0.2973 - 42,0.377,0 - 42,0.140 \\ &= 228,32 \text{ MW} = 823 \text{ GJ/h} \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt cho sinh hoạt:

$$Q_{SH} = \frac{Q_{SH}^0}{\eta_T} = \frac{128}{0,995} = 128,5 \text{ MW } (462 \text{ GJ/h})$$

Tiêu hao nhiệt toàn bộ cho hệ tiêu thụ bên ngoài:

$$\begin{aligned} Q_{CN-SH} &= Q_{CN} + Q_{SH} = 228,32 + 128,5 \\ &= 356,82 \text{ MW } (1285 \text{ GJ/h}) \end{aligned}$$

Tiêu hao nhiệt để sản xuất ra điện của tuabin:

$$\begin{aligned} Q_{TB}^E &= Q_{TB} - D'_{CN}(i'_{CN} - i_{nc}) - (D_{ch} + D'_H)(i_{nc} - i'_{ga-bx}) - Q_{CN-SH} \\ Q_{TB}^E &= 514,0 - 132(2755,6 - 1011,9) - (3,1 + 1,78)(1011,9 - 140) - \\ &\quad - 356,82 = 150,62 \text{ MW } (541,0 \text{ GJ/h}) \end{aligned}$$

Hiệu suất sản xuất ra điện của tuabin:

$$\eta_{TB}^E = \frac{136,5}{150,62} = 0,905$$

Suất tiêu hao nhiệt để sản xuất ra điện:

$$q_{TB}^E = \frac{1}{\eta_{TB}^E} = 1,105 \text{ hay } 3980 \text{ kJ/kWh}$$

Các chỉ tiêu năng lượng của trung tâm nhiệt điện

Bảng 8-14 dẫn ra thông số hơi mới ở lò hơi.

Bảng 8-14

Thông số hơi	Giá trị của thông số hơi
Áp suất của lò hơi p_{LH} , MN/m^2	13,8
Nhiệt độ của lò hơi t_{LH} , $^{\circ}C$	570,0
Entanpi của lò hơi i_{LH} , kJ/kg	3525,0

Phụ tải nhiệt của lò hơi:

$$Q_{LH} = D_{LH}(i_{LH} - i_{nc}) + D_A(i_A - i_{nc})$$

$$\begin{aligned} Q_{\text{LH}} &= 208,0(3525 - 1011,9) + 3,1(1600,4 - 1011,9) \\ &= 524,8 \text{ MW (1890 GJ/h)} \end{aligned}$$

Hiệu suất tải nhiệt của ống dẫn:

$$\eta_{\text{ta}} = \frac{Q_{\text{HT}}}{Q_{\text{LH}}} = \frac{514,0}{524,8} = 0,98$$

Hiệu suất sản xuất ra điện của trung tâm nhiệt điện:

$$\eta_c^{\text{tr}} = \eta_{\text{HT}}^{\text{tr}} \eta_{\text{ta}} \eta_{\text{LH}} = 0,905 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,816$$

Hiệu suất sản xuất nhiệt (cung cấp cho công nghiệp và sinh hoạt của trung tâm nhiệt điện):

$$\eta_c^{\text{l}} = \eta_{\text{HT}}^{\text{l}} \eta_{\text{ta}} \eta_{\text{LH}} = 0,995 \cdot 0,98 \cdot 0,92 = 0,896$$

Suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn để sản xuất điện:

$$b_{\text{tc}}^{\text{l}} = \frac{123}{\eta_c^{\text{l}}} = 151,0 \text{ g/kWh}$$

Suất tiêu hao nhiên liệu tiêu chuẩn để sản xuất nhiệt:

$$b_{\text{tc}}^{\text{l}} = \frac{34,1}{\eta_c^{\text{l}}} = 38,1 \text{ kg/GJ}$$

§8-7. SƠ ĐỒ NHIỆT CHI TIẾT CỦA NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Khác với sơ đồ nhiệt nguyên lý, trong sơ đồ nhiệt chi tiết, người ta đưa vào tất cả các thiết bị chính và phụ, các thiết bị làm việc và dự phòng, hệ thống đường ống hơi nước, dầu ...

Sơ đồ nhiệt chi tiết được thiết lập trên cơ sở của việc chọn lựa các thiết bị trong nhà máy nhiệt điện. Trên bản vẽ sơ đồ nhiệt chi tiết cho thấy rõ về loại, số lượng thiết bị, về phương pháp nối chúng, về loại và sự phân bố các phần tử trong nhà máy nhiệt điện. Ngoài ra bản vẽ sơ đồ nhiệt chi tiết còn kèm theo bản thuyết minh các số liệu về loại, số lượng và đặc tính kỹ thuật cơ bản của thiết bị.

Chính vì vậy, sơ đồ nhiệt chi tiết đặc trưng cho mức độ hoàn thiện về mặt kỹ thuật của nhà máy nhiệt điện, cho độ kinh tế nhiệt và độ tin cậy của nó, đặc trưng cho chế độ làm việc của nhà máy.

Nhà máy nhiệt điện không khối, liên hệ ngang được cấu tạo từ một số tổ máy khác loại, hợp lý hơn cả là mỗi loại tổ máy có một bản vẽ riêng. Trong các sơ đồ nhiệt chi tiết riêng này cần có chỉ dẫn chung đối với tất cả các đường ống dẫn liên quan trong nhà máy nhiệt điện. Đường ống dẫn hơi, dẫn nước bổ sung, nước xử lý hoá, dẫn hơi chèn tuabin, đường dẫn hơi, nước cho khử khí, dẫn hơi cho tuabin truyền động bơm cấp ...

Đối với nhà máy nhiệt điện cấu tạo từ các khối năng lượng cùng loại, sơ đồ nhiệt chi tiết được thể hiện đối với 1 khối nhưng trên đó vẫn phải có chỉ dẫn chung cho các đường dẫn liên quan giữa các khối.

Tóm lại, đối với nhà máy nhiệt điện gồm nhiều khối khác nhau, hợp lý hơn cả là một sơ đồ nhiệt chi tiết chung cho toàn nhà máy và có thêm một số sơ đồ đơn giản hoá khác.

Sơ đồ nhiệt chi tiết thường đưa vào các thiết bị và đường ống dẫn sau:

- + Thiết bị tuabin: tuabin hơi, bình ngưng, máy phát.
- + Lò hơi: bộ hâm nước, hệ thống sinh hơi, bộ quá nhiệt, thiết bị phân ly hơi, bơm tuần hoàn (nếu có) ...
- + Thiết bị trao đổi nhiệt: bình gia nhiệt hồi nhiệt và gia nhiệt lười, thiết bị bốc hơi và sinh hơi, bình khử khí, thiết bị gia nhiệt phụ, bình làm lạnh hơi chèn và ejector, làm lạnh dầu và khí ...
- + Bơm: bơm cấp, bơm ngưng, bơm nước làm mát, bơm nước tuần hoàn, bơm nước động, bơm tăng áp ...
- + Tuabin truyền động: truyền động bơm cấp, quạt gió ...
- + Lò nước nóng cao điểm (với trung tâm nhiệt điện).
- + Thùng chứa: chứa nước bổ sung, nước động, nước xả.
- + Thiết bị xử lý nước bổ sung, nước ngưng tuabin.

+ Ống dẫn: ống dẫn hơi nước từ lò hơi tới tuabin nước cấp và nước ngưng, các ống dẫn phụ như: ống dẫn nước đọng, ống dẫn nước bổ sung, nước làm mát bình ngưng, ống dẫn dầu, dẫn khí và làm lạnh không khí ...

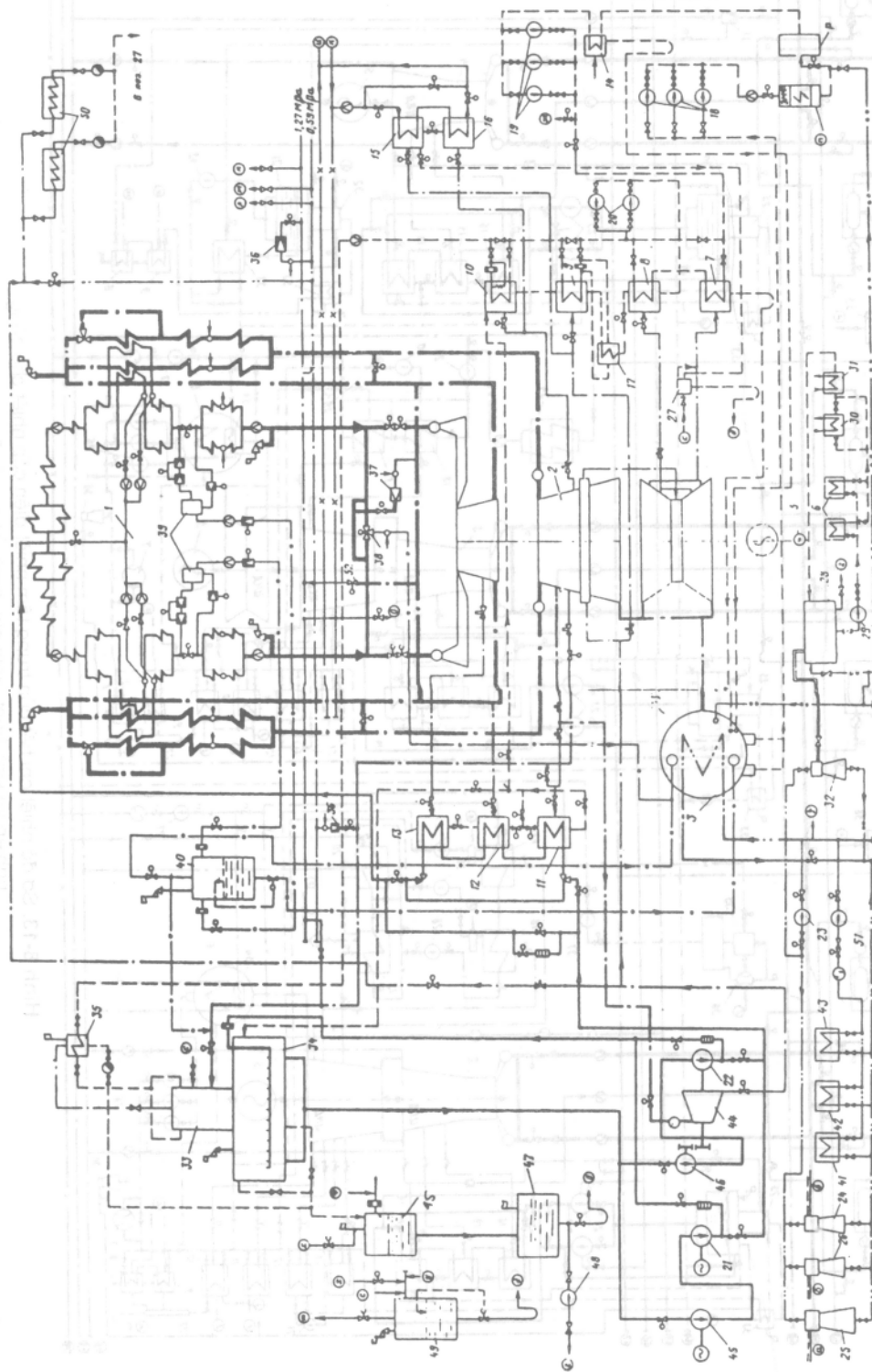
Đối với sơ đồ nhiệt chi tiết của trung tâm nhiệt điện còn đưa vào ống dẫn hơi và nước nóng cấp cho hệ tiêu thụ bên ngoài, các đường ống nước ngưng quay trở về nhà máy.

+ Các thiết bị khởi động: thiết bị giảm ôn giảm áp nhanh BPOY, thiết bị giảm ôn áp POY, bình giãn nở, bơm tuần hoàn, đường ống dẫn và các phần tử tương ứng.

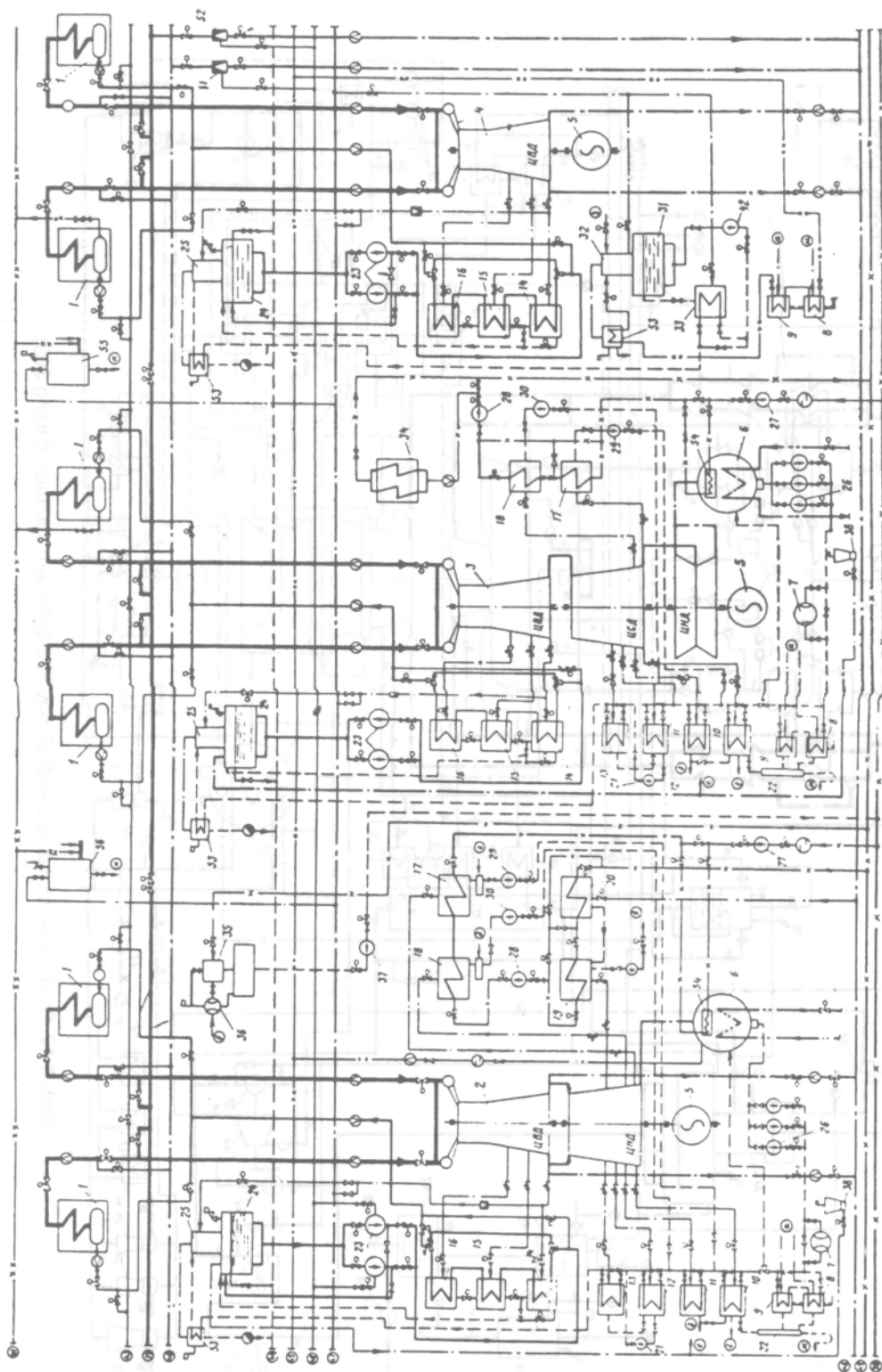
+ Các phần tử thiết bị khác: các thiết bị đo mức, thiết bị điều chỉnh, thiết bị bảo vệ, thiết bị tiết lưu ...

Trong bản vẽ sơ đồ nhiệt chi tiết, trên các đường ống dẫn chính còn chỉ ra đường bình ngoài, bề dày của ống.

Hình 8-12 và 8-13 giới thiệu hai ví dụ về sơ đồ nhiệt chi tiết của nhà máy nhiệt điện tuabin ngưng hơi và trung tâm nhiệt điện.



Hình 8-12 Sơ đồ nhiệt chi tiết của khối tổ máy 300 MW (xem chú thích ở trang 305)



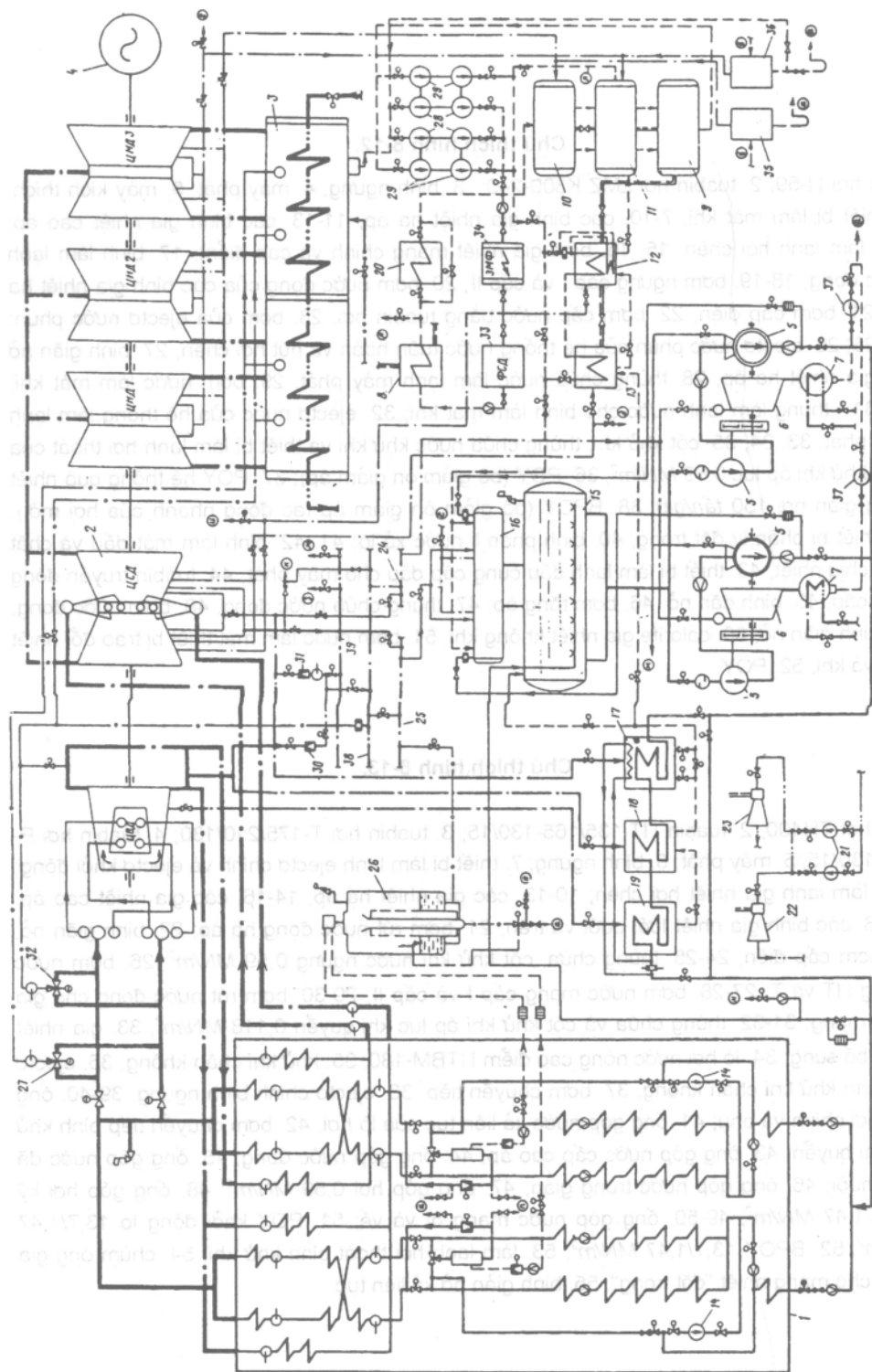
Hình 8-13. Sơ đồ nhiệt chi tiết của trung tâm nhiệt điện cấp nhiệt cho công nghiệp và sinh hoạt (xem chú thích ở trang 305).

Chú thích hình 8-12.

1. lò hơi I I-59; 2. tuabin hơi LMZ K300-240; 3. bình ngưng; 4. máy phát; 5. máy kích thích; 6. thiết bị làm mát khí; 7-10. các bình gia nhiệt hạ áp; 11-13. các bình gia nhiệt cao áp; 14. làm lạnh hơi chèn; 15, 16. bình gia nhiệt mạng chính và cao điểm; 17. bình làm lạnh nước động; 18-19. bơm ngưng cấp I và cấp II; 20. bơm nước động của các bình gia nhiệt hạ áp; 21. bơm cấp điện; 22. bơm cấp nước bằng tuabin hơi; 23. bơm của ejector nước phun; 24, 25; 26. ejector nước phun của hệ thống nước tuần hoàn và hút hơi chèn; 27. bình giãn nở hơi gia nhiệt hạ áp; 28. thùng chứa nước làm lạnh máy phát; 29. bơm nước làm mát khí; 30, 31 - thùng làm lạnh nước cho bình làm mát khí; 32. ejector nước của hệ thống làm lạnh máy phát; 33, 34, 35. cột khử khí, thùng chứa nước khử khí và thiết bị làm lạnh hơi thoát của bình khử khí áp lực $0,69 \text{ MN/m}^2$; 36. POY (bộ giảm ôn giảm áp); 37. POY hệ thống quá nhiệt trung gian hơi 150 tấn/giờ ; 38. BPOY (bộ giảm ôn giảm áp tác động nhanh của hơi mới); 39. thiết bị phân ly đặt trong; 40. bình phân ly nước xả lò; 41, 42. bình làm mát dầu và chất lỏng chịu nhiệt; 43. thiết bị làm lạnh dầu cung cấp dầu cho máy phát; 44. tuabin truyền động bơm cấp; 45. bình dẫn nở; 46. bơm tăng áp; 47. thùng chứa nước động; 48. bơm nước động; 49. bình giãn nở; 50. calorife gia nhiệt không khí; 51. bơm nước làm mát thiết bị trao đổi nhiệt dầu và khí; 52. POY.

Chú thích hình 8-13.

1. lò hơi TI I400; 2. tuabin I IT-135/165-130/15; 3. tuabin hơi T-175/210/130; 4. tuabin hơi P-100-130/15; 5. máy phát; 6. bình ngưng; 7. thiết bị làm lạnh ejector chính và ejector khởi động; 8, 9. làm lạnh gia nhiệt hơi chèn; 10-13. các gia nhiệt hạ áp; 14-16. các gia nhiệt cao áp; 17-18. các bình gia nhiệt lưới dưới và trên; 21. bơm rút nước động hạ áp; 22. bình giãn nở; 23. bơm cấp điện; 24-25. thùng chứa, cột khử khí nước ngưng $0,59 \text{ MN/m}^2$; 26. bơm nước ngưng IIT và T; 27-28. bơm nước mạng cấp I và cấp II; 29-30. bơm rút nước động cho gia nhiệt mạng; 31-32. thùng chứa và cột khử khí áp lực khí quyển $0,118 \text{ MN/m}^2$; 33. gia nhiệt nước bổ sung; 34. lò hơi nước nóng cao điểm IITBM-180; 35. khử khí chân không; 36. ejector hút bình khử khí chân không; 37. bơm chuyển tiếp; 38. ejector chính bình ngưng; 39-40. ống góp hơi chính và phụ; 41. ống góp nước xả liên tục của lò hơi; 42. bơm chuyển tiếp bình khử khí khí quyển; 43. ống góp nước cấp cao áp; 44. ống góp nước động; 45. ống góp nước đã khử muối; 46. ống góp nước trung gian; 47. ống góp hơi $0,59 \text{ MN/m}^2$; 48. ống góp hơi kỹ thuật $1,47 \text{ MN/m}^2$; 49-50. ống góp nước mạng đi và về; 51. POY khởi động lò $13,7/1,47 \text{ MN/m}^2$; 52. BPOY $13,7/1,47 \text{ MN/m}^2$; 53. làm lạnh hơi thoát bình khử khí; 54. chùm ống gia nhiệt cho mạng nhiệt "đặt trong"; 55. bình giãn nở xả liên tục.



Hình 8-14. Sơ đồ nhiệt chi tiết của khối 800 MW.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. V. I. A. Ruzkin, *Teplovye elektricheskie stanxii*, Moskva, Energiia, 1976.
2. L. S. Sterman, *Teplovye i atomnye elektrostancii*, Moskva, Atomizdat, 1975.
3. T. KH. Margulova, *Atomnye elektricheskie stanxii*, Moskva Vtssaiia skola, 1978.
4. D. P. Elizarov, *Teploenergeticheskie ustanovki elektrichestva*, Moskva, Energoizdat, 1982.
5. S. V. Usov, *Rezim teplovikh elektrostancii*, Lenin-grad, Ener-goatomizdat, 1985.
6. L. Sunar, *Pusk parovikh kotlov*, Moskva Energoizdat, 1981.
7. A. A. Madoiana, *Premenenie motornogo rezhima na teplovikh elektricheskikh stanviiakh*, Moskva Energiia, 1980.
8. D. P. Gochstejn, *Zvysovani ucinnosti parnich elektrichestva*, Praha, SNTL, 1963.
9. V. Cerny, *Parni kotle*, Praha, SNTL, 1963.
10. R. A. Coombe, *Magnetohydrodynamic generation of electrical power*, NewYork, Reinhold Publishing Co, 1963.

MỤC LỤC

	Trang
Lời nói đầu	3
§M-1. Nguồn năng lượng và các loại nhà máy điện	5
§M-2. Việc tiêu thụ năng lượng. Đồ thị phụ tải của nhà máy điện	8
§M-3. Các loại nhà máy nhiệt điện	11
 Chương 1. ĐỘ KINH TẾ NHIỆT VÀ CÁC CHỈ TIÊU NĂNG LƯỢNG CỦA NHÀ MÁY ĐIỆN NGUNG HƠI	13
§1-1. Cân bằng nhiệt và các hiệu suất của nhà máy điện ngưng hơi và của các thiết bị chính trong nhà máy	13
§1-2. Tiêu hao hơi, tiêu hao nhiệt và tiêu hao nhiên liệu ở nhà máy điện ngưng hơi không có quá nhiệt trung gian	22
§1-3. Tiêu hao hơi, tiêu hao nhiệt, tiêu hao nhiên liệu và hiệu suất của nhà máy điện ngưng hơi khi có quá nhiệt trung gian	26
 Chương 2. ĐỘ KINH TẾ NHIỆT VÀ CÁC CHỈ TIÊU NĂNG LƯỢNG CỦA TRUNG TÂM NHIỆT ĐIỆN	31
§2-1. Khái niệm chung	31
§2-2. Tiêu hao hơi, tiêu hao nhiệt cho các tuabin cấp nhiệt	32
§2-3. Hiệu suất của trung tâm nhiệt điện	40
	309

§2-4. Tiêu hao nhiên liệu ở trung tâm nhiệt điện	43
§2-5. So sánh hiệu suất của việc sản xuất điện năng ở trung tâm nhiệt điện và nhà máy điện ngưng hơi	47
§2-6. So sánh độ kinh tế nhiệt của trung tâm nhiệt điện với thiết bị riêng rẽ	49
Chương 3. CÁC THÔNG SỐ HƠI VÀ VIỆC QUÁ NHIỆT TRUNG GIAN	54
§3-1. Khái niệm chung	54
§3-2. Sự phụ thuộc của độ kinh tế nhiệt vào thông số đầu đối với các tuabin ngưng hơi	56
§3-3. Các thông số và sơ đồ quá nhiệt trung gian	65
§3-4. Mở rộng và hiện đại hoá các nhà máy điện đang vận hành bằng các thiết bị thông số cao	74
§3-5. Ý nghĩa kinh tế của các thông số hơi	79
Chương 4. GIA NHIỆT HƠI NHIỆT NƯỚC CẤP	84
§4-1. Khái niệm chung	84
§4-2. Tiêu hao hơi, tiêu hao nhiệt cho thiết bị tuabin có gia nhiệt hồi nhiệt cho nước	86
§4-3. Hiệu suất của thiết bị tuabin khi có gia nhiệt hồi nhiệt	92
§4-4. Gia nhiệt hồi nhiệt một cấp và nhiều cấp	97
§4-5. Các sơ đồ gia nhiệt hồi nhiệt cho nước	101
§4-6. Sự phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt giữa các bình gia nhiệt của thiết bị tuabin không có quá nhiệt trung gian	113
§4-7. Phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt giữa các cấp khi có quá	119

nhiệt trung gian	
§4-8. Việc làm lạnh hơi trích và ảnh hưởng của chúng đến sự phân chia độ gia nhiệt hồi nhiệt	126
§4-9. Các kiểu cấu tạo của thiết bị gia nhiệt hồi nhiệt	130
§4-10. Độ gia nhiệt thiếu ở các bình gia nhiệt kiểu bề mặt	135
§4-11. Nhiệt độ nước cấp có lợi nhất về mặt kinh tế	138
 Chương 5. TỶN THẤT HƠI NƯỚC - VIỆC BÙ TỶN THẤT	142
§5-1. Tỷn thất hơi và nước	142
§5-2. Cân bằng hơi và nước	145
§5-3. Các thiết bị bốc hơi	150
§5-4. Nối các thiết bị bốc hơi vào sơ đồ của nhà máy điện ngưng hơi	161
§5-5. Thiết bị bốc hơi nhiều cấp	164
§5-6. Xác định hiệu suất của nhà máy điện có tính đến tỷn thất hơi và nước	166
§5-7. Cung cấp hơi cho các hộ tiêu thụ nhiệt công nghiệp	169
 Chương 6. KHỬ KHÍ VÀ THIẾT BỊ CẤP NƯỚC	178
§6-1. Thiết bị khử khí	178
§6-2. Thiết bị cấp nước	188
 Chương 7. ĐẶC TÍNH NĂNG LƯỢNG CỦA CÁC THIẾT BỊ VÀ CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC THAY ĐỔI CỦA CHÚNG	197
§7-1. Đặc tính năng lượng của tuabin ngưng hơi	197

§7-2. Sự phụ thuộc hiệu suất thiết bị và khối năng lượng vào phụ tải	207
§7-3. Đặc tính năng lượng của tuabin cấp nhiệt có một cửa trích điều chỉnh	213
§7-4. Đặc tính năng lượng của tuabin cấp nhiệt có hai cửa trích điều chỉnh	222
§7-5. Sự phụ thuộc hiệu suất tuabin cấp nhiệt vào phụ tải	225
§7-6. Đặc tính của thiết bị trao đổi nhiệt của thiết bị tuabin	227
 Chương 8. SƠ ĐỒ NHIỆT NGUYÊN LÝ VÀ SƠ ĐỒ NHIỆT CHI TIẾT CỦA NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN	231
§8-1. Nội dung và ý nghĩa của sơ đồ nhiệt nguyên lý	231
§8-2. Thiết lập sơ đồ nhiệt nguyên lý	232
§8-3. Phương pháp tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý của nhà máy điện ngưng hơi	235
§8-4. Phương pháp tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý của trung tâm nhiệt điện	250
§8-5. Ví dụ tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý tuabin K800-240	252
§8-6. Thí dụ tính toán sơ đồ nhiệt nguyên lý của trung tâm nhiệt điện	282
§8-7. Sơ đồ nhiệt chi tiết của nhà máy nhiệt điện	300
 Tài liệu tham khảo	307

202018



Giá: 34.000đ