

ẢNH HƯỞNG CỦA NHIỆT ĐỘ NƯỚC TUẦN HOÀN ĐẦU VÀO BÌNH NGƯNG TỚI HIỆU SUẤT SƠ ĐỒ NHIỆT TUABIN HƠI TRONG NHÀ MÁY NHIỆT ĐIỆN

Phạm Văn Tân¹, Nguyễn Đức Quyền²

^{1, 2}Khoa Năng lượng Nhiệt - Trường Cơ Khí - Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội

E-mail: tan.phamvan@hust.edu.vn; quyen.nguyenduc@hust.edu.vn

Tóm tắt: Nhà máy nhiệt điện tuabin hơi sử dụng nhiên liệu đốt để sản xuất điện. Chúng được thiết kế dựa trên bộ thông số đầu vào nhất định, như: có chất lượng hơi tốt, có thông số hơi đầu vào tối ưu, có đủ nước tuần hoàn làm mát bình ngưng với nhiệt độ nước đầu vào thấp, v.v. Nhưng khi vận hành thực tế, do nhiều yếu tố khác nhau mà có những chế độ không có được các thông số đầu vào tốt như ở chế độ thiết kế, có thể là do những ràng buộc hạn chế đặt ra trong khi lắp đặt và có những yếu tố khách quan do tuổi vận hành thiết bị cũng như có những thay đổi về thông số môi trường. Những điều này dẫn đến suy giảm công suất tổ máy khi so sánh với cùng điều kiện đầu vào hay làm tăng suất tiêu hao nhiệt của tổ tuabin. Sự thay đổi xấu đó cần được bàn luận và đánh giá khi xem xét đến những thay đổi về thông số vận hành. Bài báo này trình bày kết quả khảo sát, đo đạc, thu thập thông số vận hành thực tế của tổ máy nhiệt điện để đánh giá ảnh hưởng của nhiệt độ nước tuần hoàn đầu vào bình ngưng tới hiệu suất nhiệt và do đó đến suất tiêu hao nhiệt của sơ đồ nhiệt tuabin.

Từ khóa: chân không bình ngưng, suất tiêu hao nhiệt, nhiệt độ nước tuần hoàn bình ngưng, hiệu suất nhiệt, tuabin hơi.

KÝ HIỆU:

- Lưu lượng hơi; Phụ tải hơi: D [kg/s]
- Lưu lượng nước tuần hoàn: W [kg/s, m³/h]
- Công suất điện thô của tổ máy: Ne [MW]
- Áp suất hơi: p [bar, kPa]
- Hệ số truyền nhiệt trong bình ngưng: k [W/m²K]
- Tốc độ nước đi trong ống bình ngưng có đường kính ngoài là d_o : c [m/s]
- Nhiệt độ hơi hoặc nước: t [°C]
- Độ hâm nước qua bình ngưng: $\Delta t = t_r - t_v$ [°C]
- Độ chênh nhiệt độ đầu ra bình ngưng: $\delta t = t_k - t_r$

I. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong vận hành nhà máy nhiệt điện đốt than nói chung cũng như trong đánh giá khả năng làm việc của sơ đồ nhiệt tổ máy tuabin hơi, các chế độ thay đổi thông số nhiệt luôn là một vấn đề khó và phức tạp. Với chế độ thay đổi nhiệt độ nước tuần hoàn vào làm mát bình ngưng cũng vậy. Bởi vì nó có liên quan chặt chẽ đến các điều kiện truyền nhiệt diễn ra trong bình ngưng và nó có ảnh hưởng khá nhạy tới chỉ tiêu kinh tế-kỹ thuật của sơ đồ nhiệt tuabin.

Bình ngưng trong sơ đồ nhiệt tuabin hơi có vai trò rất quan trọng. Nó nhận hơi thoát xuống từ tuabin để diễn ra quá trình truyền nhiệt từ hơi đó cho nước tuần

[°C]

- Bội số tuần hoàn: $m = W/D_k$
- Entanpy của hơi vào tuabin và của hơi thoát trong bình ngưng: i_o và i_k [kJ/kg]
- Entanpy của nước bão hòa (nước ngưng) tại áp suất bình ngưng: i'_k [kJ/kg]
- Nhiệt dung riêng khối lượng đẳng áp của nước tuần hoàn: c_p [kJ/kgK]
- Chỉ số trên chỉ thông số tại chế độ tính toán thiết kế, tương ứng: t_k
- Các chỉ số dưới: v vào; r ra; i trong; o ngoài; k tại bình ngưng.

hoàn làm mát bình ngưng được bơm vào từ ngoài môi trường, thường là từ sông hoặc biển. Trong bình ngưng, hơi bão hòa ẩm sẽ thải nhiệt ẩn ngưng tụ của nó cho nước làm mát để ngưng tụ thành nước ngưng. Quá trình diễn ra ở áp suất khá thấp hơn sơ với áp suất khí quyển và do đó nó có độ chân không cao. Độ chân không này được duy trì ở giá trị ổn định tại các điều kiện nhất định khác cũng ổn định. Áp suất trong bình ngưng có thể duy trì được càng thấp càng tốt xét ở khía cạnh hiệu suất nhiệt của chu trình tuabin hơi. Cường độ trao đổi nhiệt trong bình ngưng mạnh hay yếu sẽ quyết định áp suất nó duy trì được là thấp tới đâu. Quá trình truyền nhiệt này do nhiều

yếu tố quyết định khi xảy ra sự ngưng tụ hơi. Một trong các yếu tố chính theo khía cạnh thực tế khi vận hành có thể kể đến đó là: nhiệt độ nước tuần hoàn làm mát đầu vào bình ngưng; lưu lượng nước qua bình ngưng, độ lọt khí không ngưng vào trong bình ngưng và độ bám cầu của các ống trao đổi nhiệt trong bình ngưng.

Vấn đề đặt ra trong thực tế đối với các tổ máy nhiệt điện tuabin hơi hiện nay là: với các điều kiện thực tế vận hành đã thay đổi hay ở những chế độ thông số đầu vào không thể tương đồng như thiết kế mà hiện tại tổ máy phải chịu ảnh hưởng, tác động đó đang dẫn đến cần có sự điều chỉnh nhất định thể nào tới chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật hiện tại của tổ máy.

II. PHÂN TÍCH BÀI TOÁN VÀ PHƯƠNG PHÁP LUẬN

2.1 Đặt bài toán và phân tích

Trong thực tế vận hành tổ tuabin hơi tại chế độ tải khác định mức, khi thông số nước tuần hoàn vào có thay đổi, vấn đề đặt ra là đường giãn nở hơi trong tuabin sẽ dịch chuyển và hiệu suất nhiệt của sơ đồ nhiệt sẽ thay đổi tới đâu, các ảnh hưởng đó tới suất tiêu hao nhiệt của tuabin đến mức nào. Xét tại một chế độ công suất tổ máy xác định Ne, khi nhiệt độ nước làm mát đầu vào bình ngưng t_v tăng lên khác chế độ tính toán thiết kế tương ứng, áp suất bình ngưng duy trì được là bao nhiêu trong điều kiện giả sử lưu lượng nước tuần hoàn vẫn đáp ứng tương ứng.

Khi cả lưu lượng nước tuần hoàn đầu vào cũng không đáp ứng được tương ứng nữa thì áp suất trong bình ngưng có thể duy trì được là ở mức nào.

Trong cả các trường hợp đó, hiệu suất nhiệt của sơ đồ nhiệt tuabin và do đó suất tiêu hao nhiệt của tuabin sẽ bị ảnh hưởng đến mức nào.

Suất phát từ đồ thị nhiệt độ của quá trình truyền nhiệt khi ngưng tụ bên ngoài ống giữa hơi thoát trong bình ngưng với nước làm mát vào/ra đi trong ống, ta có:

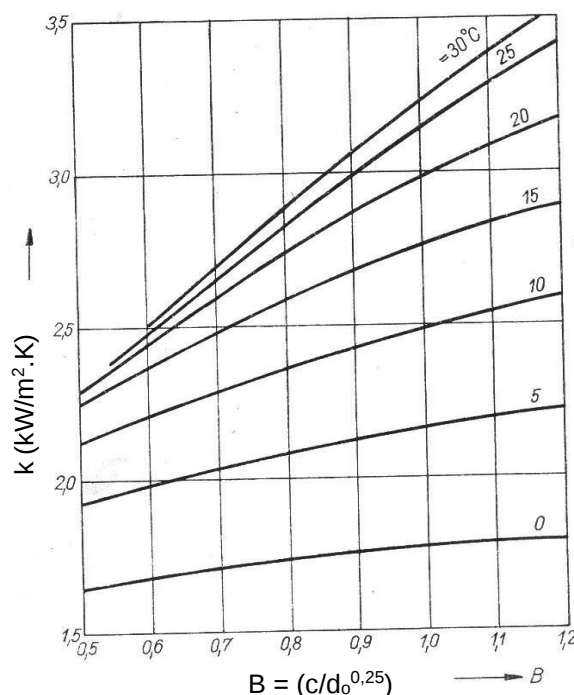
$$t_k = t_v + \Delta t + \delta t = t_r + \delta t \quad (1)$$

Các thực nghiệm trong vận hành và những tính toán chuyên dụng của những nhà thiết kế, chế tạo bình ngưng của tuabin hơi đã chỉ ra rằng [1]:

Khi nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng t_v tăng cao hơn chế độ thiết kế không quá nhiều (độ tăng $< 5^\circ\text{C}$) thì sự thay đổi độ hâm nước Δt và độ chênh nhiệt độ truyền nhiệt δt là khá ít. Khi đó, có thể coi gần đúng được rằng nhiệt độ nước tuần

hoàn ra khỏi bình ngưng t_r cũng tăng tương ứng với độ tăng nhiệt độ nước vào. Nhiệt độ hơi t_k trong bình ngưng do đó cũng tăng thêm tương ứng và áp suất bão hòa của hơi p_k trong bình ngưng sẽ tăng theo nhiệt độ đó.

Khi nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng tăng nhiều (độ tăng $\geq 5^\circ\text{C}$) thì không thể bỏ qua sự thay đổi về các điều kiện truyền nhiệt khi ngưng tụ hơi. Nếu vẫn đảm bảo tương ứng lưu lượng nước làm mát đầu vào thì vẫn có thể coi như độ hâm nước không giảm đáng kể trong khi đó độ chênh nhiệt độ truyền nhiệt lại giảm nhẹ. Mức độ giảm này còn tùy thuộc vào độ tăng hệ số truyền nhiệt mà chủ yếu là do sự tăng hệ số trao đổi nhiệt phía hơi do lưu lượng hơi vào tuabin cần thiết phải tăng thêm để bù phần thiệt đi về nhiệt giáng hữu ích trong tuabin.



Hình 1. Sự phụ thuộc của hệ số truyền nhiệt k trong bình ngưng vào tỷ số B ứng với các nhiệt độ nước làm mát vào khác nhau

Nhưng tổng hòa với một độ tăng mạnh về nhiệt độ nước làm mát đầu vào thì hai độ giảm nhỏ về Δt và δt đều không đủ triệt tiêu, dẫn đến kết cục là nhiệt độ hơi duy trì được trong bình ngưng t_k vẫn tăng đáng kể. Điều này tương ứng với áp suất hơi trong bình ngưng p_k tăng theo.

Trong trường hợp khi không đáp ứng đủ lưu lượng nước tuần hoàn như chế độ tính toán thiết kế thì việc giảm mạnh về hệ số trao đổi nhiệt phía nước đi trong ống bình ngưng còn dẫn đến sự tăng

thêm cả về độ ẩm nước qua bình ngưng do thiếu lưu lượng và cả sự tăng thêm về độ chênh nhiệt độ Δt . Kết cục là làm cho nhiệt độ hơi duy trì được sẽ tăng mạnh mẽ hơn, áp suất hơi ngưng tụ tương ứng sẽ tăng cao.

2.2 Phương pháp luận

Khi ở chế độ tổ máy đang phát công suất Ne nhất định, với nhiệt độ nước tuần hoàn vào làm mát bình ngưng t_v xác định khác chế độ tính toán thiết kế tương ứng, bình ngưng chỉ có thể duy trì được một giá trị áp suất xác định, khác chế độ theo tính toán thiết kế. Để tính toán được giá trị ấy, phải tiến hành tính toán chi tiết truyền nhiệt trong bình ngưng và tiến hành kiểm tra lại theo lưu lượng nước tuần hoàn đo được tại chế độ tương ứng đó. Tuy nhiên, việc đo lưu lượng nước này trong đường ống lớn là khó và kém chính xác và không phải ở đâu cũng có thể lắp đặt. Do đó, phương pháp tính lặp gần đúng thông thường được chấp nhận.

Các công thức liên quan đến truyền nhiệt trong bình ngưng cần thiết sử dụng để tính toán khi giải bài toán trên bao gồm:

- Suất phụ tải nhiệt của bình ngưng:

$$q_k = \frac{Q_k}{F} = \Delta i \cdot \frac{D_k}{F} = \Delta i \cdot \frac{W}{m \cdot F} = \Delta i \cdot D_k \quad [W/m^2] \quad (2)$$

- Lưu lượng nước tuần hoàn vào bình ngưng:

$$W = \pi \cdot d_i^2 \cdot n_z \cdot \omega / 4 \quad [m^3/s]$$

$$= \pi \cdot d_i^2 \cdot n_z \cdot \omega \cdot \rho / 4 \quad [kg/s] \quad (3)$$

- Diện tích bề mặt ngoài của các ống truyền nhiệt trong bình ngưng:

$$F = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot n = \pi \cdot d_o \cdot L \cdot Z \cdot n_z \quad [m^2] \quad (4)$$

- Độ ẩm nước trong bình ngưng:

$$\Delta t = t_r - t_v = \frac{Q_k}{W \cdot c_p} = \frac{D_k \cdot \Delta i}{W \cdot c_p} = \frac{\Delta i}{m \cdot c_p} = \frac{\Delta i \cdot F}{W \cdot c_p} \cdot d_k \quad (5)$$

- Độ chênh nhiệt độ trung bình truyền nhiệt:

$$\Delta t_{tb} = \frac{Q_k}{k \cdot F} = \frac{W \cdot c_p \cdot \Delta t}{k \cdot F} = \frac{\Delta i \cdot d_k}{k} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\Delta t + \Delta t}{\Delta t}} \quad (6)$$

- Độ gia nhiệt thiếu hay còn gọi là độ chênh nhiệt độ đầu ra:

$$\Delta t = \frac{\Delta t}{e^{\frac{k \cdot F}{W \cdot c_p}} - 1} = d_k \cdot \frac{\frac{\Delta i \cdot F}{W \cdot c_p}}{e^{\frac{k \cdot F}{W \cdot c_p}} - 1} \quad (7)$$

Như trên đã phân tích, nếu nhiệt độ nước vào t_v tăng không nhiều so với chế độ thiết kế thì độ ẩm nước và cả độ chênh nhiệt độ phía ra cũng coi như không đổi. Khi đó, nhiệt độ hơi trong bình ngưng được xác định, coi gần đúng $t_k = t_v + \Delta t^{tk} +$

Δt^{tk} . Từ đó xác định được áp suất bình ngưng p_k tương ứng.

Khi nhiệt độ nước làm mát vào tăng cao thì sự thay đổi về độ ẩm nước và độ chênh nhiệt độ đầu ra là không thể bỏ qua được. Có thể dùng cách lặp để tìm giá trị gần đúng chấp nhận được của nó như sau:

1) Chọn một giá trị áp suất p_k tăng cao hơn chế độ thiết kế tương ứng. Xác định nhiệt độ hơi bão hòa trong bình ngưng theo áp suất đó.

2) Xác định trên đồ thị i - s đường giãn nở của hơi trong tuabin ứng với áp suất đó. Coi gần đúng rằng độ chéo của đường giãn nở mới song song với đường giãn nở cũ, đặc biệt là ở cụm tầng cánh cuối cùng (từ cửa trích cuối tới điểm thoát khỏi tuabin) [3], [2].

3) Tính được lưu lượng hơi vào bình ngưng thay đổi so với chế độ tính toán thiết kế tương ứng công suất: $D_k = D_k^{tk} \cdot (i_0 - i_k)^{tk} / (i_0 - i_k)$.

4) Tính được độ ẩm nước trong bình ngưng: $\Delta t = D_k \cdot (i_k - i'_k) / W / c_p$.

5) Nhiệt độ nước tuần hoàn ra khỏi bình ngưng được tính: $t_r = t_v + \Delta t$. Tính được độ chênh nhiệt độ đầu ra: $\Delta t = t_k - t_r$.

6) Kiểm tra điều kiện truyền nhiệt trong bình ngưng xem có thỏa mãn giá trị độ chênh nhiệt độ trên không. Nếu không, tiến hành lặp và chọn lại giá trị áp suất bình ngưng khác thích hợp hơn [2]. Có thể kết hợp với việc so sánh các thông số đo được về lưu lượng nước ngưng, lưu lượng nước tuần hoàn hoặc lưu lượng hơi thoát vào bình ngưng tìm được theo đặc tính cho trước của nhà chế tạo. Cũng có thể đánh giá từ ban đầu theo công thức thực nghiệm được nêu trong [1] như sau:

$$\Delta t = \frac{6}{30 + t_v} \cdot \left(\frac{D_k}{F_k} + 7,5 \right) \quad [^\circ C] \quad (8)$$

2.3 Thuật toán giải cân bằng nhiệt sơ đồ nhiệt tuabin hơi

Trong thực tế đặt ra bài toán là cần đánh giá để xác định các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật của một sơ đồ nhiệt tuabin hơi tại một chế độ đang vận hành nhất định mà tại đó có các thông số nhiệt đầu vào không như ở chế độ tính toán theo thiết kế tương ứng, ví dụ như có thông số hơi mới khác đi, có các thông số cửa trích hơi không như theo thiết kế, có nhiệt độ nước tuần hoàn vào làm mát bình ngưng khác chế độ tính toán khi thiết kế, v.v. Phương pháp để xác định chúng là dựa vào các chế độ đã

tính toán theo thiết kế tương ứng đã được tính và kiểm tra bởi nhà cung cấp thiết bị khi thử nghiệm, kết hợp với việc thu thập các thông số vận hành thực tế của sơ đồ nhiệt, tiến hành tính toán các cân bằng nhiệt, cân bằng vật chất cho mọi phần tử cấu trúc nên sơ đồ để so sánh, hiệu chỉnh và rút ra các đặc tính thực tế của sơ đồ nhiệt tuabin tại chế độ đang làm việc.

Thuật giải được tóm tắt thành các bước sau:

1) Xác lập sơ đồ nhiệt thực tế của tổ tuabin. Nguyên tắc chung là: Xác lập tất cả các đường hơi chính, đường nước chính đi vào và đi ra khỏi mỗi thiết bị cấu thành sơ đồ. Xác lập các đường hơi phụ, hơi tự dùng, các điểm có xả đáng kể, các điểm tận dụng quay vòng, các đường nối thông với tổ máy khác, đánh giá sơ bộ về các đường không thu hồi được, v.v.

2) Thu thập dữ liệu, thông số nhiệt trên sơ đồ đang vận hành ở chế độ ổn định. Chú ý ở các điểm vào/ra của mỗi bình gia nhiệt về thông số đường hơi và cả đường nước để loại trừ các thông số sai lệch mà có thể chỉ đúng theo đường hơi hoặc đúng theo đường nước, kết hợp với các bản chất của hiện tượng nhiệt diễn ra trong thiết bị để loại trừ các thông số sai lệch hoặc không ổn định.

3) Số hóa sơ đồ nhiệt vào thành Bảng thông số đường hơi-đường nước cho tất cả các đầu vào/ra của mỗi phần tử nhiệt trên sơ đồ. Cấu trúc của bảng thông số hơi-nước chính là ma trận gồm n hàng m cột. Các hàng chính là từng điểm trên sơ đồ mà thể hiện được hơi-nước tại đó đi ra khỏi thiết bị gì để đến thiết bị gì trong sơ đồ nhiệt. Chúng được xếp từ trên xuống, ngược với hướng dòng hơi-nước chuyển động trong sơ đồ, bắt đầu từ điểm hơi ra khỏi lò hơi để đi đến trước tuabin. Cuối cùng là hàng thể hiện hơi thoát ra khỏi tuabin để đổ xuống bình ngưng. Các cột chính là các thông số nhiệt của hơi, của nước tương ứng với mỗi đường ống dẫn (hàng). Trên sơ đồ nhiệt, mỗi đường ống dẫn đều nối từ thiết bị này đi đến thiết bị kia. Do đó, thông số nhiệt của cùng dòng vật chất tại đầu ra khỏi thiết bị này sẽ là thông số của nó đi vào thiết bị mà nó dẫn tới.

4) Tra các thông số nhiệt động của hơi và nước theo các thông số vận hành thu thập, đo đạc được. Chủ yếu chính là việc xác định các entanpy (nhiệt năng) của từng dòng vật chất tại các điểm nút của sơ đồ nhiệt. Chúng được sử dụng sau này để lập và tính toán trong các phương trình cân bằng năng lượng (cân bằng nhiệt). Bảng thông số hơi và nước

thể hiện cho biết mọi thông số nhiệt động học của các dòng vật chất tại mọi điểm nút bất kỳ trên sơ đồ nhiệt mà ở mục đích của bài toán này chỉ cần biết nhiệt độ-áp suất-entanpy của chúng.

5) Tiến hành lập từng hệ phương trình cân bằng nhiệt, cân bằng vật chất cho lần lượt từng phần tử cấu thành trên sơ đồ nhiệt. Ấn số phải tìm là các lưu lượng dòng vật chất vào/ra mỗi thiết bị cấu thành. Lưu lượng này sẽ dễ dàng giải được khi coi lưu lượng tại 1 điểm xác định làm 1 đơn vị lưu lượng (coi là 100%), thường thì coi lưu lượng hơi tại đầu vào tuabin là 100%. Tiến hành lập các dòng vật chất theo dòng chảy trên sơ đồ để tính được các tỷ lệ lưu lượng mỗi dòng so với lưu lượng tại điểm nút đầu vào tuabin để giải theo lưu lượng tương đối (lưu lượng không thứ nguyên).

6) Sau khi xác định được các lưu lượng tương đối của từng dòng vật chất vào/ra mỗi phần tử, sẽ tính được lưu lượng hơi tuyệt đối D_0 tại đầu vào tuabin [4]. Tính kiểm tra xác minh để đảm bảo các cân bằng đã lập và việc giải là đúng đắn bằng cách kiểm tra công suất tuabin trên mỗi cụm tầng cánh giữa 2 cửa trích liên tiếp ứng với lưu lượng trong cụm tầng cánh đã tính được.

7) Tính kiểm tra về vật chất tại bình ngưng để xác minh dòng vật chất tính ngược chiều đảm bảo bằng dòng vật chất tại đó khi tính xuôi chiều.

8) Áp dụng các công thức định nghĩa bởi tiêu chuẩn ASME-PTC6 [5] và ASME-PTC46 [6] (Bộ tiêu chuẩn của Hiệp hội Kỹ sư Cơ khí Mỹ dùng cho tính toán và kiểm tra đặc tuyến kỹ thuật của tuabin hơi và của tổ máy nhiệt điện đốt than) để tính được các chỉ tiêu kinh tế - kỹ thuật của sơ đồ nhiệt tuabin.

III. KẾT QUẢ VÀ BÌNH LUẬN

Mục tiêu của nghiên cứu này là để đánh giá xác định được yếu tố ảnh hưởng bởi điều kiện môi trường thông qua nhiệt độ nước tuần hoàn vào làm mát bình ngưng tới hiệu suất và do đó tới suất tiêu hao nhiệt của sơ đồ nhiệt tuabin, thực hiện tại tổ máy 300MW của Nhà máy nhiệt điện Quảng Ninh, vận hành ở chế độ tải thường gặp là xung quanh 85% định mức (85%RO = 255 MW).

Thông kê thông số vận hành ghi nhận được tại Nhà máy trong 3 năm gần đây, được lấy trung bình tại nhiều thời điểm có cùng chế độ phát công suất của tổ máy ở quanh 85% tải định mức (85%RO) theo các điểm có trung bình nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng khác nhau, được thể hiện trong Bảng 1 bên dưới.

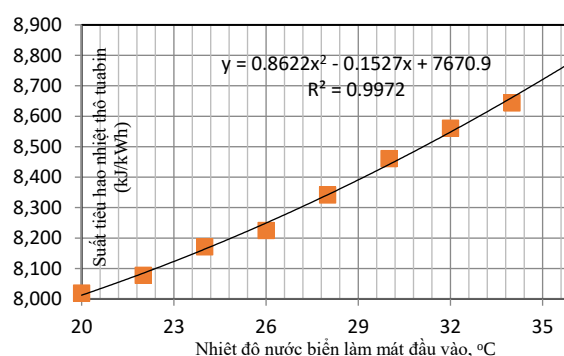
Bảng 1. Thống kê theo dõi nhiệt độ nước tuần hoàn vào/ra bình ngưng và áp suất bình ngưng

STT		Công suất phát (MW)	Nhiệt độ nước làm mát đầu vào (°C)	Áp suất bình ngưng (kPa)	Nhiệt độ nước làm mát đầu ra (°C)	Nhiệt độ hơi thoát (°C)	Độ chênh nhiệt độ ra bình ngưng (°C)
1	Năm 2018	255.77	20.37	5.83	31.03	38.08	7.06
2		254.17	22.43	6.24	32.07	39.61	7.53
3		254.86	23.56	8.28	33.48	44.37	10.89
4		253.00	25.99	9.45	33.74	46.14	12.40
5		254.04	28.04	10.57	36.91	48.16	11.25
6		252.95	30.58	12.23	40.48	50.77	10.28
7		254.90	31.46	13.37	40.71	52.43	11.72
8		256.21	34.55	14.50	44.26	54.08	9.82
9		253.77	35.76	15.67	47.10	55.34	8.24
10	Năm 2019	255.51	20.71	6.95	29.59	41.15	11.56
11		255.22	22.68	7.22	30.98	42.26	11.27
12		254.84	24.13	7.52	32.02	42.48	10.46
13		252.92	26.41	8.97	34.87	45.49	10.62
14		253.59	28.24	9.13	36.98	46.24	9.27
15		254.67	29.74	10.25	39.06	48.13	9.07
16		253.38	33.00	12.74	43.06	51.85	8.80
17		253.16	34.00	14.88	45.05	55.11	10.06
18		254.44	20.02	5.40	26.47	36.10	9.63
19	Năm 2020	257.86	22.24	6.37	31.12	40.06	8.93
20		254.51	24.19	7.44	33.27	42.34	9.08
21		257.38	25.73	7.68	34.77	43.04	8.28
22		253.89	28.63	9.05	37.87	45.43	7.56
23		253.46	29.53	9.99	38.30	47.20	8.90
24		253.31	31.82	10.38	40.57	47.98	7.41
25		255.99	33.59	11.10	42.07	49.10	7.03
26		255.35	36.86	13.74	46.98	53.06	6.07

Thực hiện kết quả tính toán cân bằng năng lượng cho sơ đồ nhiệt tuabin trên, tại các chế độ thông số chi tiết ghi nhận được theo vận hành thực tế cho 9 chế độ ứng với 9 giá trị nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng khác nhau, trong dải từ 20 °C đến 36 °C, thu được kết quả về hiệu suất thô và suất tiêu hao nhiệt thô của sơ đồ nhiệt tuabin, như trong Bảng 2 bên dưới. Với chế độ tính toán theo thiết kế của tổ máy này quy về ở giá trị phụ tải 85%RO có nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng là 26 °C với áp suất bình ngưng p_k duy trì được là 5,74 kPa, đạt suất tiêu hao nhiệt thô của tuabin là 7855,5 kJ/kWh.

Bảng 2. Kết quả tính cân bằng nhiệt xác định hiệu suất và suất tiêu hao nhiệt thô của sơ đồ nhiệt tuabin theo các giá trị nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng khác nhau

TT	Nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng (°C)	Hiệu suất thô của sơ đồ nhiệt tuabin (%)	Suất tiêu hao nhiệt thô của sơ đồ nhiệt tuabin (kJ/kWh)	Độ tăng suất tiêu hao nhiệt so với tại chế độ tính toán thiết kế
1	20	44.89	8019.8	164.3
2	22	44.57	8078.1	222.6
3	24	44.06	8171.7	316.2
4	26	43.77	8225.8	370.3
5	28	43.16	8342.2	486.7
6	30	42.55	8461.9	606.4
7	32	42.05	8561.6	706.1
8	34	41.65	8644.9	789.4
9	36	40.99	8784.7	929.2

**Hình 2. Sự phụ thuộc của suất tiêu hao nhiệt thô của tổ máy ở chế độ 255MW theo nhiệt độ nước tuần hoàn vào bình ngưng**

IV. KẾT LUẬN

Tuabin hơi trong nhà máy nhiệt điện thực tế thường xuyên phải vận hành ở các chế độ thay đổi phụ tải khác định mức và với các thông số nhiệt cũng khác đi so với tại chế độ tính toán theo thiết kế.

Chế độ vận hành ở nhiệt độ nước tuần hoàn vào làm mát bình ngưng khác nhau và khác thiết kế cũng là một điển hình gặp phải mà có ảnh hưởng nhạy tới hiệu suất sơ đồ nhiệt và do đó ảnh hưởng tới suất tiêu hao nhiệt của chúng.

Tại Nhà máy nhiệt điện Quảng Ninh, với các điều kiện nhiệt độ nước làm mát đầu vào bình ngưng được đặt ra để tính toán và đánh giá đã cho thấy sự tăng mạnh về suất tiêu hao nhiệt tại các chế độ có nhiệt độ nước tuần hoàn đầu vào tăng so với cùng chế độ công suất tại thông số tính toán

thiết kế của tổ máy.

Kết quả nghiên cứu được trình bày trong bài báo này đã chỉ ra định lượng được ảnh hưởng đó đến hiệu quả vận hành mà tổ máy phải chịu.

Các số liệu theo dõi, ghi nhận được từ thực tế vận hành của tổ máy được sử dụng để tính toán các cân bằng nhiệt cho sơ đồ nhiệt, xác định được hiệu suất và suất tiêu hao nhiệt của tổ máy ở mỗi

giá trị nhiệt độ nước tuần hoàn khác nhau.

Các số liệu và kết quả tính toán mà bài báo này có được là do sự đóng góp, hỗ trợ của Đề tài nghiên cứu khoa học Mã số 01-2021-BKHN-KT, được cấp kinh phí bởi Tổng Công ty Phát điện 1 ký với Trường Đại học Bách Khoa Hà Nội.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Bộ môn Nhiệt điện - ĐHBK HN. Chuyên đề bình ngưng, tập 1 và 2 (1979)
- [2] Luận văn Thạc sỹ khoa học. Phạm Văn Tân. Chế độ làm việc tối ưu cho bình ngưng nhà máy nhiệt điện (2002)
- [3] Richard.E.Putman. Steam surface condensers, ASME press, New york (2001)
- [4] Nguyễn Công Hân, Nguyễn Quốc Trung, Đỗ Anh Tuấn. Nhà máy nhiệt điện, tập 1 và 2. NXB KHKT (2006)
- [5] ASME-PTC6. Steam Turbine Performance Test Code, ASME press (2008)
- [6] ASME-PTC46. Overall Plant Performance Test Code, ASME press (2008)

EFFECTS OF INLET CIRCULATING WATER THROUGH STEAM CONDENSER ON THE THERMAL EFFICIENCY OF A STEAM TURBINE UNIT

Pham Van Tan¹, Nguyen Duc Quyen²

^{1,2}Department of Thermal Energy Engineering, School of Mechanical Engineering, Hanoi University of Science and Technology

E-mail: tan.phamvan@hust.edu.vn; quyen.nguyenduc@hust.edu.vn

ABSTRACT

Thermal power plants are used to generate power. The plants are designed based on a set of required thermal conditions (such as a good quality of steam, optimal inlet pressure and temperature of steam to the turbine, good conditions of inlet circulating water for cooling condenser, etc.), but in actual operating conditions, inlet conditions are not good as at the designed mode. In real situations, when power plants are installed there are lots of constraints, especially for plants after a long time in operation and with environmental change in conditions. This tends to reduce output power at the same fuel consumption or increase heat rate of thermal power plants. Variations in the heat rate of the plant are always a matter of disputes. On the basis of site measurements and design data collection, performance of the condenser unit can be evaluated. This paper deals with the parameter of inlet circulating water which reduce the efficiency of the condenser and the steam turbine.

Keywords: condenser vacuum, steam turbine heat rate, circulating water temperature, energy efficiency, steam turbine.