

MÔ HÌNH HÓA HỆ THỐNG QUÁ NHIỆT CỦA LÒ HƠI NHIỆT ĐIỆN

MODELING OF SUPERHEATER SYSTEM IN A THERMAL POWER PLANT BOILER

Nguyễn Trọng Hà¹, Nguyễn Lê Hòa²

¹Học viên CH K29 ngành Kỹ thuật Điều khiển và Tự động hóa, Đại học Đà Nẵng; tronghant@bsr.com.vn

²Trường Đại học Bách khoa, Đại học Đà Nẵng; nglehoa@dut.udn.vn

Tóm tắt - Trong bài báo này, chúng tôi giới thiệu một mô hình toán học mới cho hệ thống quá nhiệt 2 cấp của lò hơi nhiệt điện. Mô hình toán học này được kiểm chứng trên cơ sở so sánh giữa kết quả mô phỏng trên Matlab/Simulink với kết quả thu được từ thực nghiệm của hệ thống quá nhiệt hai cấp của lò hơi công suất 196 t/h ở nhà máy lọc dầu Dung Quất. Kết quả thu được cho thấy sự phù hợp về đặc tính động học của mô hình toán với đặc tính động học thu được từ thực nghiệm với sai lệch tuyệt đối trung bình MAD = 5,1%, sai lệch trung bình MD = 2,3%, sai số chuẩn SE = 0,7%. Khi so sánh trạng thái xác lập của mô hình toán với trạng thái xác lập thu được từ thực nghiệm tại một số điểm phụ tải đặc trưng của lò hơi thì cũng cho thấy sai số này không vượt quá 0,32%.

Từ khóa - mô hình hóa bộ quá nhiệt; điều chỉnh nhiệt độ hơi; mô hình hóa lò hơi; nhà máy nhiệt điện; lò hơi.

1. Giới thiệu chung

1.1. Đặt vấn đề

Vấn đề điều chỉnh nhiệt độ hơi quá nhiệt trong các lò hơi hiện đại là cực kì quan trọng, phạm vi thay đổi nhiệt độ cho phép nói chung là $\pm 5^\circ\text{C}$ xung quanh giá trị đặt. Nhiệt độ quá cao, quá thấp hoặc biên độ dao động lớn đều ảnh hưởng nghiêm trọng đến độ an toàn và kinh tế vận hành của lò hơi và tuabin. Do vậy, vấn đề nâng cao chất lượng điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt cho các lò hơi nhiệt điện vẫn mang tính thời sự và được giới chuyên môn tập trung nghiên cứu. Việc mô hình hóa bộ quá nhiệt là điều tất yếu để có thể thực hiện các nghiên cứu về điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt của lò hơi. Kết quả nghiên cứu phụ thuộc rất lớn vào sự phù hợp của mô hình toán bộ quá nhiệt với đối tượng thật.

Bản chất của của hệ thống quá nhiệt hơi là phi tuyến, có thời gian trễ lớn, có tính bất định và phụ thuộc vào nhiều động của phụ tải lò hơi [1-2]. Mặt khác, hệ thống quá nhiệt hơi là hệ thống có tham số phân tán, dẫn đến mô hình toán của hệ thống sẽ xuất hiện các phương trình vi phân đạo hàm riêng, điều này gây khó khăn trong việc mô phỏng hệ thống trên các phần mềm chuyên dụng như Matlab/Simulink. Do vậy, thực tế các công trình nghiên cứu về điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt hiện nay đều xem mô hình bộ quá nhiệt là mô hình có tham số tập trung [3-4], dẫn đến kết quả mô phỏng không phản ánh đúng tính chất động học của đối tượng. Để khắc phục nhược điểm này, phương pháp thể tích hữu hạn (FVM) được một số tác giả áp dụng để mô hình hóa bộ quá nhiệt [1], [5]. Tuy nhiên phương pháp số FVM lại có thuật toán phức tạp, khó tiếp cận.

Bài báo này chúng tôi đề xuất một mô hình toán học mới cho hệ thống quá nhiệt của lò hơi và so sánh kết quả mô phỏng với kết quả thu được từ thực nghiệm trên lò hơi công suất 196t/h, áp suất hơi 10,7 MP, nhiệt độ hơi 505°C ở Nhà máy lọc dầu Dung Quất.

Ý tưởng của phương pháp này là đưa ra một số giả thiết

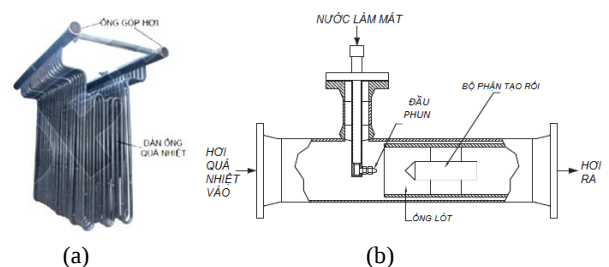
Abstract - This paper proposes a new mathematical model for the two- stage superheater system of thermal power plant boilers. The proposed model is then evaluated by comparing the simulation results on Matlab/Simulink with the experiment data obtained from two-stage superheater system of the 196 t/h capacity thermal power plant boiler in Dung Quat refinery. The obtained results show good fitness of the simulation dynamic curve for the experimental data from the actual superheater system with mean absolute deviation MAD = 5.1%, mean deviation MD = 2.3%, standard error SE = 0.7%. The error between the developed model and the real system in the steady state at some typical operating loads of the boiler also does not exceed 0.32%.

Key words - superheater modeling; steam temperature control; boiler modeling; thermal power; plant; boiler.

hợp lý để chuyển phương trình vi phân đạo hàm riêng 3D thành phương trình 2D. Nhờ đó việc giải phương trình vi phân đạo hàm riêng trở nên dễ dàng nhờ phương pháp toán tử Laplace. Sau đó biểu diễn nghiệm của phương trình vi phân đạo hàm riêng trên miền hỗn hợp thời gian và tần số, nên không cần biến đổi Laplace ngược hoàn toàn nghiệm của phương trình vi phân, vốn là vấn đề khó khăn nhất trong phương pháp toán tử Laplace [6].

1.2. Cấu tạo hệ thống quá nhiệt hơi

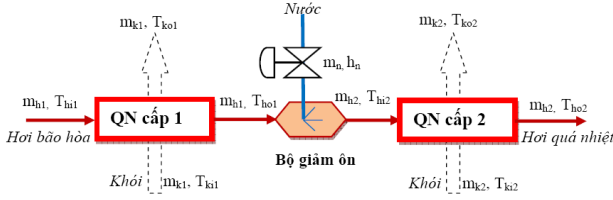
Bộ quá nhiệt được chế tạo gồm những ống thép hợp kim uốn khúc, có đường kính từ 32-51 mm, chiều dày từ 3-7 mm nối vào hai ống góp chung như trong Hình 1(a). Bộ giảm ôn gồm có van điều khiển gắn với các đầu phun sương đặt trong ống thép như trong Hình 1(b). Bộ giảm ôn được đặt sau bộ quá nhiệt cấp một để giảm nhiệt độ hơi trước khi vào bộ quá nhiệt cấp 2.



Hình 1. (a) cấu tạo bộ quá nhiệt, (b) cấu tạo bộ giảm ôn

Nguyên lý hoạt động của hệ thống quá nhiệt hơi được mô tả như trong Hình 2: Khói đi ra từ buồng đốt có nhiệt độ khoảng 1000-1400°C bao quanh bên ngoài chùm ống của bộ quá nhiệt, tỏa nhiệt (bức xạ và đối lưu) cho hơi đi trong ống, gia nhiệt cho hơi bão hòa có nhiệt độ khoảng 316°C từ bao hơi thành hơi quá nhiệt có nhiệt độ 410 - 430°C ở đầu ra bộ quá nhiệt cấp một. Hơi sau khi qua bộ giảm ôn có nhiệt độ giảm xuống khoảng 380 - 395°C tiếp tục đi vào bộ quá nhiệt cấp hai và được gia nhiệt để có nhiệt độ cao hơn. Bộ điều khiển nhiệt độ hơi đưa tín hiệu điện 4

- 20 mA điều chỉnh độ mở của van phun, thay đổi lưu lượng nước vào bộ giảm ôn nhằm duy trì nhiệt độ hơi ra khỏi bộ quá nhiệt cấp hai khoảng 505°C.



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý hệ thống quá nhiệt hai cấp giảm ôn bằng nước phun trực tiếp vào hơi

2. Mô hình toán của bộ quá nhiệt

2.1. Một số giả thiết

Việc thành lập mô hình toán của bộ quá nhiệt được dựa trên một số giả thiết như sau:

- Áp suất hơi vào bằng áp suất hơi ra khỏi bộ quá nhiệt và không thay đổi theo thời gian. Thực tế chênh lệch áp suất vào ra chỉ khoảng 3% [7] và lò hơi làm việc ở chế độ điều khiển giữ áp suất hơi ra không đổi.

- Nhiệt độ T_p trên thành ống quá nhiệt phân bố đồng đều theo phương hướng kính ($\frac{\partial T_p}{\partial r} = 0$). Theo [8], khi giá trị của tiêu chuẩn Biot $\frac{\alpha_k \delta}{\lambda} < 0.1$ có thể xem nhiệt độ mặt trong và mặt ngoài thành ống khác nhau rất ít, tức là $\frac{\partial T_p}{\partial r} \approx 0$, thực tế $\frac{\alpha_k \delta}{\lambda} = 0.017$. Với α_k là hệ số tỏa nhiệt từ khối đến mặt ngoài của thành ống, δ là chiều dày của thành ống và λ là hệ số dẫn nhiệt của thành ống.

- Hiệu quả trao đổi nhiệt của các ống trong bộ quá nhiệt là như nhau.
- Bộ qua tổn thất áp suất dòng khối qua bộ quá nhiệt. Thực tế tổn thất áp suất này chỉ khoảng 71 mm H₂O tại 100% công suất lò [7].
- Nước phun vào bộ giảm ôn hóa hơi ngay lập tức và hòa trộn đều với dòng hơi. Theo [6] thì thời gian các giọt nước bốc hơi hoàn toàn là dưới 1 giây.

• Hiệu quả trao đổi nhiệt của các ống trong bộ quá nhiệt là như nhau.

• Bộ qua tổn thất áp suất dòng khối qua bộ quá nhiệt. Thực tế tổn thất áp suất này chỉ khoảng 71 mm H₂O tại 100% công suất lò [7].

• Nước phun vào bộ giảm ôn hóa hơi ngay lập tức và hòa trộn đều với dòng hơi. Theo [6] thì thời gian các giọt nước bốc hơi hoàn toàn là dưới 1 giây.

2.2. Mô hình toán bộ quá nhiệt

Hình 3 mô tả sự truyền nhiệt trong bộ quá nhiệt. Phương trình cân bằng (PTCB) nhiệt cho dòng hơi qua bộ quá nhiệt:

$$V_h \rho_h C_h \frac{dT_h}{dt} + m_h (h_o - h_i) = Q_h \quad (1)$$

Trong đó: V_h - thể tích chứa hơi của bộ quá nhiệt; ρ_h, C_h, T_h - tương ứng là khối lượng riêng trung bình, nhiệt dung riêng đẳng áp trung bình, nhiệt độ trung bình của hơi trong ống quá nhiệt; m_h - lưu lượng hơi qua bộ quá nhiệt; h_i - enthalpy hơi vào, h_o - enthalpy hơi ra khỏi bộ quá nhiệt; Q_h - nhiệt lượng dòng hơi nhận được. Enthalpy $h = f(P, T)$ tìm được nhờ tra bảng, sử dụng khối hàm 2-D lookup table trong Matlab/Simulink.

PTCB nhiệt cho khối lượng kim loại của bộ quá nhiệt:

$$M_p C_p \frac{dT_p}{dt} = Q_k - Q_h \quad (2)$$

trong đó: M_p - khối lượng bộ quá nhiệt, C_p - nhiệt dung riêng trung bình của thép, T_p - nhiệt độ trung bình của thành ống, Q_p - nhiệt lượng bộ quá nhiệt nhận được từ khối.

PTCB nhiệt cho khối qua bộ quá nhiệt:

$$- \left[V_k \rho_k C_k \frac{dT_k}{dt} + m_k C_k (T_{ko} - T_{ki}) \right] = Q_k \quad (3)$$

Trong đó: V_k - thể tích chứa khối của bộ quá nhiệt, ρ_k, C_k, T_k tương ứng là khối lượng riêng trung bình, nhiệt dung riêng đẳng áp trung bình, nhiệt độ trung bình của khối; m_k - lưu lượng khối, T_{ki} - nhiệt độ khối vào, T_{ko} - nhiệt độ khối ra.

Phương trình truyền nhiệt từ mặt trong ống đến hơi:

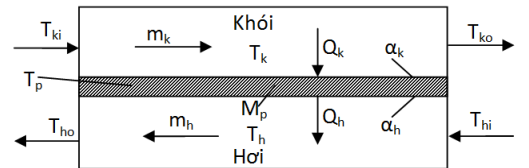
$$Q_h = A_h \alpha_h (T_p - T_h) \quad (4)$$

trong đó: A_h - diện tích trao đổi nhiệt phía hơi, α_h - hệ số tỏa nhiệt đối lưu phía hơi, công thức tính α_h có thể tham khảo trong các tài liệu [1], [8], [9], [10].

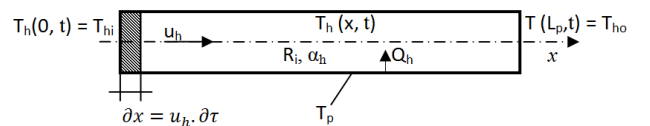
Phương trình truyền nhiệt từ khối đến mặt ngoài ống:

$$Q_k = A_k \alpha_k (T_k - T_p) \quad (5)$$

trong đó: A_k - diện tích trao đổi nhiệt phía khối, α_k - hệ số tỏa nhiệt (đối lưu và bức xạ) phía khối. Công thức và phương pháp tính α_k có thể tham khảo trong tài liệu [1], [8], [9], [10].



Hình 3. Mô tả sự truyền nhiệt trong bộ quá nhiệt



Hình 4. Mô hình dòng hơi đi trong ống quá nhiệt

Trong các phương trình trên thì T_k và T_h là nhiệt độ trung bình của khối và hơi dọc theo chiều dài ống. Do vậy cần thêm hai phương trình nữa để có nhiệt độ khối (T_{ko}) và nhiệt độ hơi (T_{ho}) ra khỏi bộ quá nhiệt.

PTCB nhiệt cho hơi đi trong một ống quá nhiệt:

$$\pi R_i^2 \rho_h \partial x C_h \partial T_h(x, t) + \pi R_i^2 \rho_h C_h u_h \partial T_h(x, t) \partial t = \pi 2 R_i \alpha_h (T_p - T_h(x, t)) \partial x \partial t \quad (6)$$

Chia 2 vế của (6) cho $\partial x \partial t$ ta được:

$$\frac{\partial T_h(x, t)}{\partial t} + u_h \frac{\partial T_h(x, t)}{\partial x} = \beta_h (T_p - T_h(x, t)) \quad (7)$$

Với $\beta_h = \frac{2\alpha_h}{R_i \rho_h C_h}$, R_i - là bán kính trong của ống,

u_h - vận tốc hơi chuyển động trong ống.

PTCB nhiệt cho khối đi ngoài chùm ống của bộ quá nhiệt:

$$- [A_{sk} \rho_k \partial x C_k \partial T_k(x, t) + A_{sk} \rho_k C_k u_k \partial T_k(x, t) \partial t] = N \pi 2 R_0 \alpha_k (T_k(x, t) - T_p) \partial x \partial t \quad (8)$$

Chia 2 vế của (8) cho $\partial x \partial t$ ta được:

$$\frac{\partial T_k(x, t)}{\partial t} + u_k \frac{\partial T_k(x, t)}{\partial x} \beta_k (T_p - T_k(x, t)) \quad (9)$$

Với $\beta_k = \frac{2N \pi R_0 \alpha_k}{A_{sk} \rho_k C_k}$, $N = n \frac{L_p}{L_{qn} + (\pi - 2)r}$ chính là số

lượng ống trung bình nằm trong tiết diện khối (A_{sk}), n là tổng số ống, R_0 - là bán kính ngoài của ống, u_k - vận tốc khối chuyển động ngoài ống, L_p - chiều dài ống, L_{qn} - chiều dài bộ quá nhiệt, r - bán kính uốn cong ống.

Giải phương trình vi phân đạo hàm riêng (7) và (9) theo phương pháp toán tử Laplace [6] với điều kiện ban đầu được chọn là $T(x, 0) = 0$; điều kiện biên $T(0, t) = T_i$, $T(L_p, t) = T_o$.

Lấy ảnh Laplace cả hai vế của phương trình (7) hoặc (9), ta có phương trình toán tử:

$$sT(x, s) + u \frac{\partial T(x, s)}{\partial x} = \beta [T_p(s) - T(x, s)] \quad (10)$$

$$\frac{\partial T(x, s)}{\partial x} + \frac{s + \beta}{u} T(x, s) = \frac{\beta}{u} T_p(s) \quad (11)$$

Phương trình (11) có dạng: $T' + p(x).T = q(x)$ nên có nghiệm tổng quát là:

$$T = e^{-\int p(x) dx} \left(\int q(x) e^{\int p(x) dx} dx + C \right) \quad (12)$$

Suy ra:

$$T(x, s) = e^{-\frac{(s+\beta)x}{u}} \left(\frac{\beta}{s+\beta} e^{\frac{(s+\beta)x}{u}} T_p(s) + C \right) \quad (13)$$

Thay $T(0, s) = T_i(s)$, $T(L, s) = T_o(s)$ vào (13), biến đổi và sắp xếp lại các số hạng, cuối cùng ta thu được:

$$T_{ho}(t) = e^{-\beta_h d_h} T_{hi}(t - d_h) + \frac{\beta_h}{s + \beta_h} (T_p(t) - e^{-\beta_h d_h} T_p(t - d_h)) \quad (14)$$

$$T_{ko}(t) = e^{-\beta_k d_k} T_{ki}(t - d_k) + \frac{\beta_k}{s + \beta_k} (T_p(t) - e^{-\beta_k d_k} T_p(t - d_k)) \quad (15)$$

trong đó: $d_h = \frac{L_p}{u_h}$ và $d_k = \frac{L_{qn}}{u_k}$ tương ứng là khoảng thời gian hơi và khối đi qua ống quá nhiệt.

2.3. Mô hình toán bộ giảm ôn

Mô hình bộ giảm ôn được mô tả như Hình 5. Phương trình cân bằng khối lượng dòng hơi qua bộ giảm ôn:

$$m_{h1} + m_n = m_{h2} \quad (16)$$

trong đó: m_{h1} , m_n , m_{h2} tương ứng là lưu lượng hơi vào, lưu lượng nước giảm ôn, lưu lượng hơi ra khỏi bộ giảm ôn.

PTCB nhiệt cho dòng hỗn hợp hơi và nước trong bộ giảm ôn.

$$m_{h1} h_{01} + m_n h_n - m_{h2} h_{i2} = V_g \rho_h C_h \frac{dT_h}{dt} + Q_g \quad (17)$$

trong đó: h_{01} , h_n , h_{i2} tương ứng là enthalpy hơi vào, enthalpy nước giảm ôn, enthalpy hơi ra; V_g - thể tích chứa hơi của bộ quá nhiệt; ρ_h , C_h , T_h tương ứng là khối lượng riêng trung bình, nhiệt dung riêng trung bình, nhiệt độ trung bình của hơi trong bộ giảm ôn; Q_g - nhiệt làm biến thiên nội năng của bộ giảm ôn.

PTCB nhiệt cho khối lượng kim loại của bộ giảm ôn:

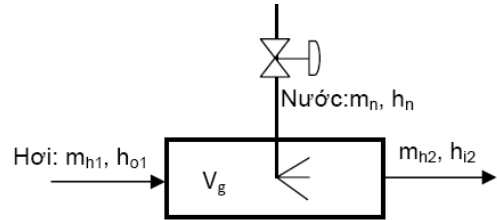
$$M_g C_g \frac{dT_g}{dt} = Q_g \quad (18)$$

trong đó: M_g , C_g , T_g lần lượt là khối lượng, nhiệt dung riêng và nhiệt độ của bộ giảm ôn.

Phương trình truyền nhiệt từ hơi đến mặt trong của bộ giảm ôn.

$$Q_g = A_g \alpha_g (T_h - T_g) \quad (19)$$

trong đó: A_g - diện tích mặt trong của giảm ôn, α_g - hệ số tỏa nhiệt từ hơi đến bộ giảm ôn.



Hình 5. Mô hình bộ giảm ôn

2.4. Mô hình toán bộ đầu đo nhiệt độ

Hình 6 mô tả mô hình của giếng nhiệt - đầu đo nhiệt độ. Phương trình cân bằng nhiệt cho giếng nhiệt và đầu đo nhiệt độ trong khoảng thời gian dt như sau:

$$M_w C_w dT_w = \alpha_w A_w (T_h - T_w) dt \quad (20)$$

trong đó: M_w , C_w , T_w tương ứng là khối lượng, nhiệt dung riêng, nhiệt độ của giếng nhiệt, α_w - hệ số tỏa nhiệt từ hơi đến giếng nhiệt.

Sắp xếp lại phương trình (20), ta có:

$$\frac{M_w C_w}{a_h A_w} \frac{dT_w}{dt} + T_w = T_h \quad (21)$$

Xét đến thời gian trễ t_d của quá trình [11] thì (21) được viết dưới dạng hàm truyền đạt như sau:

$$G_T(s) = \frac{T_s(s)}{T_h(s)} = \frac{1}{\tau s + 1} e^{-t_d s}, \text{ với } \tau = \frac{M_w C_w}{a_h A_w} \quad (22)$$

Để tính hằng số thời gian τ , ngoài các giá trị M_w , C_w và A_w đã biết, ta cần tính hệ số tỏa nhiệt α_w từ hơi đến mặt

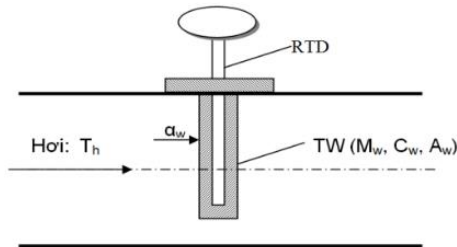
ngoài của giếng nhiệt, phương pháp tính có thể tham khảo trong tài liệu [8]. Trong (22), chúng tôi xem đầu đo và giếng nhiệt là một khối đồng nhất. Tuy nhiên, ảnh hưởng do tiếp xúc không tốt giữa đầu đo và giếng nhiệt đến giá trị nhiệt độ đo là rất lớn và khó xác định [11]. Hơn nữa, việc xác định thời gian trễ t_d bằng lý thuyết cũng gặp nhiều khó khăn. Vì vậy chúng tôi xác định τ , t_d theo phương pháp nhận dạng mô hình từ dữ liệu thực nghiệm trên đối tượng thật bằng phần mềm Matlab/Simulink như trình bày trong mục 3.1. Hàm truyền đạt của van phun nước (hãng Fisher) được xem là khâu quán tính bậc nhất có $\tau_v = 2s$, $K_v = 0,1$ [12].

3. Nghiên cứu thực nghiệm

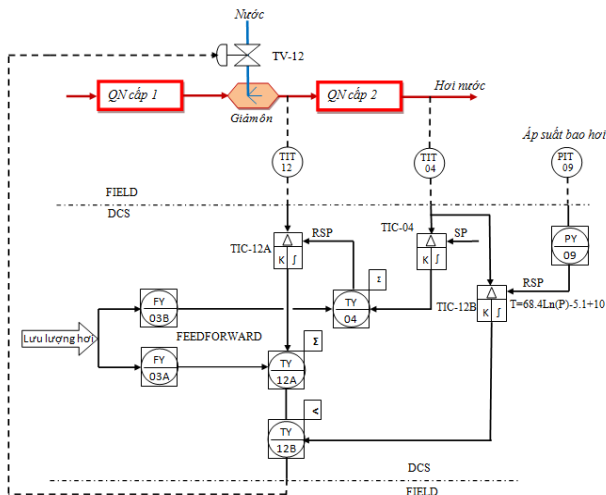
3.1. Phương pháp thực nghiệm và thu thập dữ liệu

Để xác định hằng số thời gian trong hàm truyền đạt của hệ thống giếng nhiệt và cảm biến nhiệt độ và kiểm định sự phù hợp của các mô hình toán của hệ thống quá nhiệt hơi so với đối tượng thật, chúng tôi đã tiến hành thực nghiệm trên lò hơi siêu cao áp A - 4001A ở Nhà máy lọc dầu Dung Quất (Hình 11). Sơ đồ hệ thống điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt của lò hơi này được mô tả như trong Hình 7 [7]. Các bước tiến hành thực nghiệm như sau:

- Chuyển lò hơi về chế độ điều khiển bằng tay (MAN) để đảm bảo phụ tải lò hơi không thay đổi (ở 60% công suất định mức).
- Chuyển bộ điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt TIC-04 và TIC-12 về chế độ MAN.



Hình 6. Mô hình giếng nhiệt - đầu đo nhiệt độ



Hình 7. Sơ đồ điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt của lò hơi siêu cao áp ở Nhà máy lọc dầu Dung Quất

- Chuyển van điều khiển phun nước giảm ôn TV-12 về chế độ MAN.

- Từ màn hình HMI của hệ thống DCS, tạo bước nhảy bằng cách tăng độ mở của van phun nước (TV-12) thêm 1% (tương ứng bước giảm 3°C nhiệt độ hơi vào bộ quá nhiệt cấp 2).

- Theo dõi đáp ứng nhiệt độ hơi ra khỏi bộ giảm ôn (TIT-12) và nhiệt độ hơi ra khỏi bộ quá nhiệt cấp hai (TIT-04) qua đồ thị trên màn hình HMI.

- Chờ cho đến khi nhiệt độ hơi ra đạt trạng giá trị ổn định.

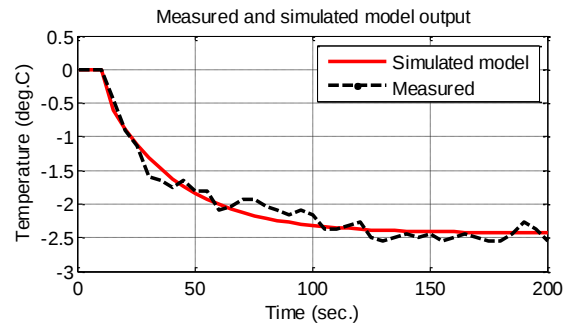
- Thu thập dữ liệu được lưu trên hệ thống PI (Process Information) với chu kỳ lấy mẫu là 5 giây.

3.2. Xác định hằng số thời gian của giếng nhiệt

Tiến hành ước lượng hàm truyền bộ đầu đo nhiệt độ theo dạng khâu tuyến tính bậc nhất mô tả trong (22) bằng phần mềm Matlab/Simulink với dữ liệu thu được từ bộ đo nhiệt độ đặt ngay phía sau bộ giảm ôn TIT-12, ta thu được $\tau = 30,85(s)$ và $t_d = 10(s)$. Kết quả so sánh đáp ứng bước nhảy của mô hình hàm truyền với đáp ứng của đầu đo thu được từ thực nghiệm được mô tả như trong Hình 8.

3.3. Kiểm tra mô hình hệ thống quá nhiệt

Để so sánh đặc tính động học của mô hình hệ thống quá nhiệt gồm bộ quá nhiệt (các phương trình (1) - (5), (14) và (15)), bộ giảm ôn (các phương trình (16) - (19)) và bộ đầu đo nhiệt độ (22) với đặc tính động học của hệ thống quá nhiệt thật, các khâu này được mô phỏng trên phần mềm Matlab/Simulink như trong Hình 9.



Hình 8. So sánh đáp ứng của mô hình hàm truyền với đáp ứng thu được từ thực nghiệm của đầu đo nhiệt độ

Các tham số trong mô hình được lấy từ tài liệu thiết kế [7] và tính toán theo các tài liệu [9 - 10] được liệt kê trong Bảng 2.

Trên cơ sở dữ liệu thực nghiệm có được ở bước 3.1 và dữ liệu chạy mô phỏng trên mô hình Matlab/Simulink, ta thu được đồ thị so sánh đặc tính động học của mô hình toán với đối tượng thật như trong Hình 10.

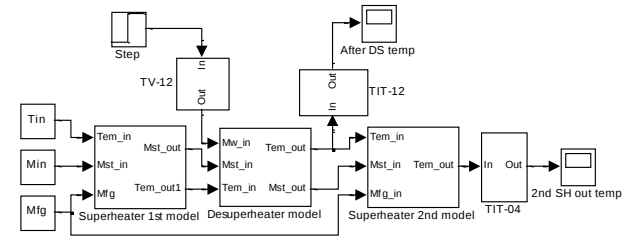
Các tiêu chuẩn đo lường thống kê sau đây được sử dụng để đánh giá chất lượng của mô hình toán đó là: độ lệch tuyệt đối trung bình (MAD), độ lệch trung bình (MD) và sai số chuẩn (SE) đã được sử dụng.

Kết quả cho thấy đáp ứng bước nhảy của mô hình toán của bộ quá nhiệt theo sát đáp ứng bước nhảy của đối tượng thật với $MAD = 0,153^{\circ}C$ (5,1%), $MD = 0,069^{\circ}C$ (2,3%), $SE = 0,021^{\circ}C$ (0,7%).

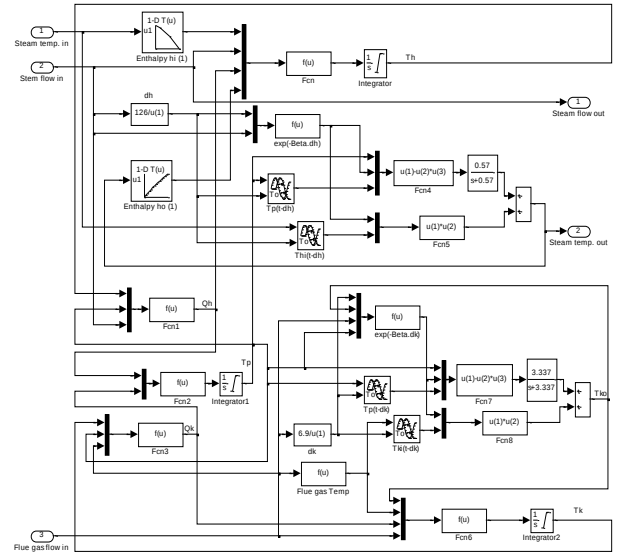
Để đánh giá sự phù hợp của mô hình với đối tượng thật tại các điểm công suất xác lập khác nhau của lò hơi, ba điểm phụ tải của lò hơi được lựa chọn để so sánh là: 78,4

t/h (40%), 137.2 t/h (70%) và 196 t/h (100%). Bảng 1 được lập trên cơ sở dữ liệu kiểm tra chạy thử lò hơi (performance test- PT) năm 2010 và kết quả chạy mô phỏng trên phần mềm Matlab/Simulink với điều kiện nhiệt độ hơi ra khỏi bộ quá nhiệt cấp 2 được duy trì ở 505°C. Từ Bảng 1 cho thấy sai số phần trăm tuyệt đối của nhiệt độ hơi đầu ra của bộ quá nhiệt cấp một và nhiệt độ hơi vào bộ quá nhiệt cấp hai của đối tượng mô phỏng so với đối tượng thật ở chế độ xác lập không vượt quá 1,3°C (0,32%).

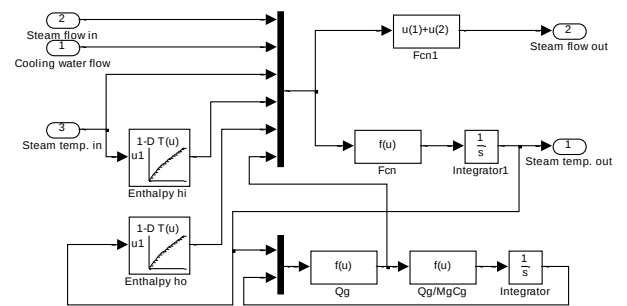
Do vậy, mô hình Matlab/Simulink của hệ thống quá nhiệt 2 cấp được xây dựng trên cơ sở các phương trình (1) - (5), (14), (15), (16) - (19) và hàm truyền bộ đầu đo nhiệt độ (22) được tổng hợp theo số liệu thực nghiệm cùng với các giả thiết tại 2.1 có thể sử dụng để mô phỏng các quá trình nhiệt động học của hệ thống quá nhiệt của lò hơi với sai số chấp nhận được.



(a) sơ đồ khối mô phỏng hệ thống quá nhiệt

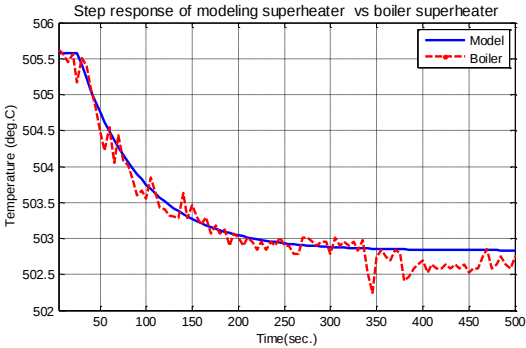


(b) sơ đồ mô phỏng bộ quá nhiệt



(c) sơ đồ mô phỏng bộ giảm ôn

Hình 9. Mô phỏng hệ thống quá nhiệt hơi của lò hơi A-4001A trên Matlab/Simulink



Hình 10. Đồ thị so sánh đáp ứng bước nhảy của mô hình với đối tượng thật ở 60% công suất lò



Hình 11. Lò hơi A4001A ở NMLD Dung Quất

Bảng 1. So sánh mô hình với đối tượng thật tại các điểm phụ tải khác nhau

Tải lò	Nhiệt độ hơi ra khỏi bộ QN1 [°C]			Nhiệt độ hơi vào bộ QN2 [°C]		
	Thực tế	Mô hình	Sai số	Thực tế	Mô hình	Sai số
40%	406,9	405,9	0,25%	387,5	387,0	0,13%
70%	410,3	410,1	0,05%	381,1	380,2	0,24%
100%	410,4	409,2	0,29%	379,5	378,3	0,32%

Bảng 2. Giá trị tham số của các biến trong hệ thống

Đại lượng, ký hiệu	Giá trị		Đơn vị
	Bộ QN1	Bộ QN2	
Thể tích chứa hơi của bộ QN, V_h	3,046	3,046	m ³
Khối lượng riêng trung bình của hơi, ρ_h	43,69	35,14	kg/m ³
Enthalpy hơi vào bộ QN cấp 1, cấp 2, h_i	Tra bảng NISTIR5078-Tab3		kJ/kg
Enthalpy của hơi ra khỏi bộ QN cấp 1, cấp 2, h_o	Tra bảng NISTIR5078-Tab3		kJ/kg
Enthalpy của nước phun giảm ôn, h_n	480,36		kJ/kg
Khối lượng bộ QN, M_p	12913	12913	Kg
Nhiệt dung riêng của thép hợp kim, C_p	0,528	0,542	kJ/kgK
DT trao đổi nhiệt từ khói đến ống, A_k	330	330	m ²
DT trao đổi nhiệt từ ống đến hơi, A_h	261,5	261,5	m ²
Nhiệt dung riêng TB của khói lò, C_k	1,29	1,29	kJ/kgK
Thể tích khối xung quanh bộ QN, V_k	30,76	30,76	m ³
Khối lượng riêng của khói lò, ρ_k	0,301	0,301	kg/m ³
Hệ số tỏa nhiệt từ khói đến ống QN [10], α_k	$0,085 \cdot \{0,73 \cdot (m_g/20,1)^{0,65} + 0,0069 \cdot [(T_g/100+2,73)^4 - (T_g/100+2,73)^4] / (T_k - T_p)\}$		kW/m ² K
Nhiệt dung riêng hơi trong ống QN, C_h	3,595	2,806	kJ/kgK
Vận tốc khối qua chùm ống QN, u_k	10,91	10,91	m/s

Vận tốc hơi trong ống QN, u_h	11,70	14,83	m/s
Tiết diện khối qua bộ QN, A_{ks}	6,1	6,1	m ²
Chiều dài ống của bộ QN, L_p	45	45	m
Chiều dài bộ QN, L_{qn}	3,7	3,7	m
Bán kính ống, r	0,1	0,1	m
Đường kính trong ống QN ($=2R_i$), d_i	0,042	0,042	m
Đường kính trong ống QN ($=2R_o$), d_o	0,053	0,053	m
Số ống bộ QN, n	44	44	ống
Lưu lượng khối qua bộ QN (60% MCR), m_k	20,1	20,1	kg/s
Beta h, β_h	0,667	1,111	1/s
Beta k, β_k	3,1	3,1	1/s
Nhiệt độ khối vào bộ QN, T_{ki}	$1360+257,7 \cdot \ln(m_k/33,5)$		°C
Lưu lượng hơi vào bộ QN1(60% MCR), m_h	32,7		kg/s
Khối lượng bộ giảm ôn, M_g	1396		kg
Nhiệt dung riêng của thép hợp kim, C_g	0,535		kJ/kgK
Diện tích bên trong bộ giảm ôn, A_g	6,28		m ²
Thể tích chứa hơi của bộ giảm ôn, V_g	0,315		m ³
Khối lượng riêng hơi trong bộ giảm ôn, ρ_h	42		kg/m ³
Hệ số tỏa nhiệt hơi đến ống giảm ôn, α_g	1,2		kW/m ² K
Nhiệt dung riêng hơi trong bộ giảm ôn, C_h	3,44		kJ/kgK

4. Kết luận

Bài báo đã đề xuất một mô hình toán học mới cho hệ thống quá nhiệt của lò hơi nhiệt điện công suất 196 t/h ở Nhà máy lọc dầu Dung Quất. Sau đó, các đặc tính động học của mô hình được xây dựng sử dụng phần mềm Matlab/Simulink. Thực nghiệm cho thấy sự phù hợp về đặc tính động học của mô hình toán với đặc tính động học thu được từ thực nghiệm với sai lệch tuyệt đối trung bình (MAD)

khoảng 5,1% và sai lệch tĩnh tại một số điểm phụ tải đặc trưng của lò hơi không vượt quá 0,32%. Kết quả trên cho thấy mô hình đề xuất có thể được sử dụng cho mục đích nghiên cứu nâng cao chất lượng bộ điều khiển nhiệt độ hơi quá nhiệt cũng như có thể sử dụng để kiểm tra bộ quá nhiệt khi thiết kế mới hoặc khi nâng cấp công suất lò hơi.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] M. Trojan, D. Taler, J. Taler, and P. Dziwla, "Modeling of superheater operation in a steam boiler", *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, Maryland, USA, July 28-31, 2014.
- [2] G. L. Hou, J. H. Zhang, J. Wang, and Q.H. Wu, "Adaptive sliding mode and fuzzy gain scheduling control for steam temperature in power plants", *IEE Control Conference*, UK 2006.
- [3] I. Benyó, J. Kovács, J. Mononen, and U. Kortela, "Modelling of steam temperature dynamics of asuperheater", *International Journal of Simulation*, vol. 6, 2006, pp. 3-9.
- [4] A.M. Duinea, D. Rusinaru, "Some considerations about the superheaters modeling of steam generator", *Recent Advances in Environment and Earth Sciences and Economics*, 2013, pp 285-289.
- [5] Huiyong Kim et al., "Prediction-based feedforward control of superheated steam temperature of a power plant", *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*, vol. 71, 2015, pp. 351-357.
- [6] Nguyễn Bón, *Các phương pháp tính truyền nhiệt*, Giáo trình cao học, ĐHQĐN, 2001.
- [7] Dung Quat refinery (DQR) project, A- 4001 / A / B / C / D steam boiler package, *Thermal Performance Curves and data*, Cerrey Mexico, 2006.
- [8] Đặng Quốc Phú, *Giáo trình Truyền nhiệt*, NXB Giáo dục, 1999.
- [9] Đàm Xuân Hiệp và đồng tác giả, *Lò hơi công nghiệp*, NXB Khoa học và Kỹ Thuật, 2007.
- [10] Bùi Hải, Dương Hồng Đức và Hà Mạnh Thư, *Giáo trình Thiết bị trao đổi nhiệt*, NXB Khoa học và Kỹ Thuật, 2001.
- [11] C. Taft, J. Sorge, and J. Willis, "Thermocouple response time study for steam temperature control", *The International Society of Automation*, 2010.
- [12] EnTech, *Control Valve Dynamic Specification*, Version 3.0, 11/98, Emerson Process Management (USA), 1998.

(BBT nhận bài: 22/06/2016, phản biện xong: 28/07/2016)