

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC THÀNH PHẦN CỦA MÁY SẤY BƠM NHIỆT HAI DÀN BAY HƠI

DESIGN CALCULATION OF MODULAR COMPONENTS IN A TWO-STAGE HEAT PUMP DRYER

Nguyễn Đức Nam^{1,*},
Nguyễn Đặng Bình Thành², Phạm Thế Vũ¹

TÓM TẮT

Sấy bằng bơm nhiệt là một phương pháp thường dùng để sấy khô các sản phẩm thực phẩm nhạy cảm với nhiệt, phương pháp sấy này có đặc điểm nhiệt độ sấy thấp và độ ẩm tương đối nhỏ với mức tiêu thụ năng lượng thấp hơn so với các phương pháp sấy đối lưu khác. Vì vậy, việc triển khai tính toán thiết kế và ứng dụng mô hình sấy bơm nhiệt mang lại nhiều lợi ích. Do đó bài báo này đề xuất một mô hình chi tiết cho việc tính toán và thiết kế hệ thống sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi. Mô hình toán học của một máy sấy bơm nhiệt bao gồm ba mô hình thành phần sau: mô hình buồng sấy, mô hình bơm nhiệt và mô hình hiệu suất. Cân bằng nhiệt và cân bằng vật chất của cả môi chất lạnh trong bơm nhiệt và không khí khô trong tất cả các thành phần của hệ thống được sử dụng để thiết lập các mô hình toán học của máy sấy. Các mô hình toán được sử dụng để thiết kế các thành phần khác nhau của máy sấy bơm nhiệt hoạt động trong điều kiện tốc độ sấy không đổi. Quy trình thiết kế từng bước đơn giản cho máy sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi hồi lưu toàn phần sử dụng môi chất R134a được trình bày chi tiết trong bài báo.

Từ khóa: Sấy bơm nhiệt, mô hình toán học, tính toán thiết kế, sấy đẳng tốc.

ABSTRACT

Heat pump drying is often applied to the dehumidification of food, fruit, and other heat sensitive materials in which raw materials is dried by low temperature and low relative humidity air thanks to the features of heat pumps. Thus, energy consumption of heat pump drying systems are lower than that of other conventional convective drying methods. This work addresses a detailed model for the design calculation of a two-stage heat pump drying system. Mathematical model of a heat pump drying system is composed of sub model: drying chamber, heat pump, and drying efficiency models. Mass and heat balances of both refrigerant and drying air are applied to all components of the drying system for the development of the entire mathematical model of a heat pump dryer. The general model including all sub models addressed in this work can be used for design calculation of every single modular component of a heat pump dryer at the stage of constant drying rate. As an example, detailed calculation steps of a two-stage heat pump drying using R134a refrigerant is given in this work.

Keywords: Heat pump drying, mathematical model, design calculation, constant drying rate.

¹Khoa Điện, Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội

²Viện Kỹ thuật Hóa học, Trường Đại học Bách khoa Hà Nội

*Email: nguyenducnam@hau.edu.vn

Ngày nhận bài: 04/9/2021

Ngày nhận bài sửa sau phản biện: 19/10/2021

Ngày chấp nhận đăng: 27/12/2021

1. GIỚI THIỆU

Sấy bơm nhiệt hiện nay được ứng dụng nhiều trong ngành công nghiệp thực phẩm để sấy trái cây, rau, củ và dược liệu ở nhiều quốc gia trên thế giới [1, 2]. Những ưu điểm chính của việc sử dụng công nghệ bơm nhiệt là khả năng tiết kiệm năng lượng, khả năng kiểm soát nhiệt độ và độ ẩm của không khí sấy phù hợp với nhiều loại vật liệu sấy nhạy cảm với nhiệt độ cao [3]. Nhu cầu ngày càng tăng đối với các sản phẩm chế biến sẵn như các loại thực phẩm tiện lợi, cũng như việc bảo tồn chất lượng và dược tính của các loại thảo dược, đòi hỏi những điều kiện khắc khe về nhiệt độ và độ ẩm của tác nhân sấy. Do đó, một hệ thống sấy ở nhiệt độ thấp là cần thiết. Chưa và cộng sự đã đánh giá về sấy bơm nhiệt, trong đó họ đã đề cập đến tiến bộ công nghệ, ứng dụng, lợi thế và những hạn chế của máy sấy bơm nhiệt [3].

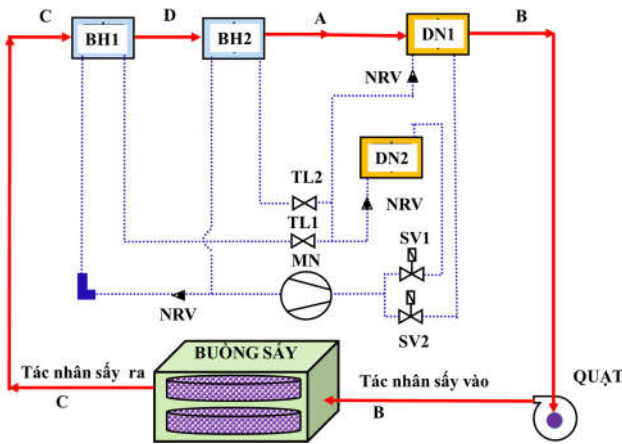
Sử dụng máy sấy bơm nhiệt là sự kết hợp của bơm nhiệt và buồng sấy truyền thống mà ở đó cả nhiệt ẩn và nhiệt hiện được sử dụng, vì vậy sẽ nâng cao được hiệu suất nhiệt tổng thể của hệ thống và kiểm soát hiệu quả nhiệt độ và độ ẩm của không khí ở đầu vào của buồng sấy [4]. Đối với nông sản và thảo dược, nhiệt độ sấy tối ưu không phá vỡ cấu trúc và tổn thất dinh dưỡng cũng như dược tính nằm trong khoảng từ 30 đến 45°C [5]. Trên cơ sở đó, bài báo này thực hiện các nghiên cứu lý thuyết và đề xuất một mô hình tổng quát cho phép tính toán thiết kế đầy đủ các thành phần của hệ thống sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi ở giai đoạn vận tốc sấy không đổi.

Do hiệu quả tận dụng nhiệt của bơm nhiệt và thiết kế hợp lý của buồng sấy, Queiroz và cộng sự đã chỉ ra rằng năng lượng tiêu thụ của máy sấy bơm nhiệt thấp hơn 40% so với sử dụng máy sấy điện trở truyền thống [6]. Để đánh giá hiệu quả về năng lượng đối với các hệ thống sấy bơm nhiệt có các cấu hình khác nhau, Brundrett đã phân tích và chỉ ra rằng hiệu suất năng lượng của bơm nhiệt hai dàn lạnh khử ẩm cao hơn so với một dàn lạnh khử ẩm [7]. Ngoài ra, Rose và cộng sự đã nghiên cứu máy lạnh hai thiết bị bay hơi và kết luận rằng về mặt lý thuyết việc tiết kiệm điện năng được cải thiện tới 20% so với một hệ thống chỉ có một thiết bị bay hơi [8]. Cùng với đó, Li và Su cho rằng các hệ thống làm lạnh có hai hoặc nhiều thiết bị bay hơi hoạt

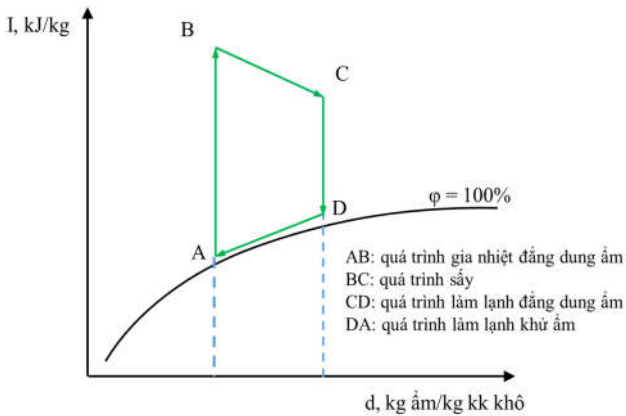
động tốt hơn so với các hệ thống chỉ có một thiết bị bay hơi [9]. Ở khía cạnh thu hồi nhiệt, Chou và cộng sự đã chứng minh rằng nhiệt thu hồi lại ở hệ thống hai dàn lạnh nhiều hơn tới 35% so với hệ thống chỉ có một thiết bị bay hơi. Đồng thời, tình trạng quá lạnh trên hệ thống hai dàn bay hơi đã được cải thiện dẫn đến tăng hiệu năng hệ thống về mặt hiệu quả năng lượng (COP) và hiệu quả tách ẩm (SMER) tương ứng từ 12% đến 20% và 25% đến 50% [10].

2. NGUYÊN LÝ LÀM VIỆC CỦA MÁY SẤY BƠM NHIỆT HAI DÀN BAY HƠI

Sơ đồ một máy sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi trong nghiên cứu này được mô tả trên hình 1. Cùng với đó, chu trình không khí sấy của hệ thống biểu diễn trên đồ thị I-d như mô tả trong hình 2.



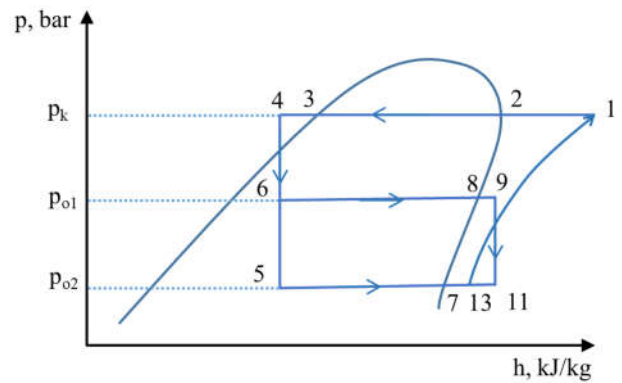
Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi



Hình 2. Chu trình trạng thái của không khí sấy trên đồ thị I - d

Không khí sấy đầu vào đi qua buồng sấy tại điểm B và lấy ẩm từ vật liệu sấy, không khí chứa nhiều ẩm tại điểm C sau đó được đưa đến dàn bay hơi 1 để thực hiện quá trình làm lạnh đẳng dung ẩm và dàn bay hơi 2 để thực hiện quá trình khử ẩm. Trong quá trình khử ẩm từ điểm D đến điểm A, không khí được làm mát đến nhiệt độ đọng sương của nó; làm mát thêm dẫn đến ẩm trong không khí bị ngưng tụ trên bề mặt trao đổi nhiệt của dàn bay hơi 2. Nhiệt thu được của quá trình làm mát và ngưng tụ ẩm được hấp thụ bởi thiết bị bay hơi 1 và 2 để làm sôi môi chất lạnh. Lượng nhiệt này sau đó sẽ được “bơm” vào thiết bị ngưng tụ.

Không khí sau khi làm mát và khử ẩm sẽ nhận nhiệt ở dàn ngưng khi di chuyển từ điểm A đến B để nâng nhiệt độ đến giá trị mong muốn trước khi đi đến buồng sấy để sấy khô sản phẩm và khép kín chu trình tuần hoàn.



Hình 3. Chu trình bơm nhiệt trên đồ thị p - h

Chu trình của bơm nhiệt của hệ thống sấy trong nghiên cứu này được mô tả trên hình 3 thông qua đồ thị p - h. Trong chu trình này, môi chất lỏng quá lạnh tại điểm 4 được đưa qua van tiết lưu TL1 và TL2 để hạ áp suất xuống p_{o1} và p_{o2} , sau đó được đưa vào dàn bay hơi 1 và bay hơi 2 để thu nhiệt từ không khí, thực hiện quá trình bay hơi - quá nhiệt (6-9) và (5-7); môi chất tại điểm 9 được đưa qua van KVP để tiết lưu xuống điểm 11 sau đó hòa trộn với môi chất tại điểm 7 được môi chất ở điểm 13; môi chất tại điểm 13 được nén đoạn nhiệt lên điểm 1 và cho qua dàn ngưng tụ để ngưng tụ thành lỏng và được quá lạnh thành môi chất ở điểm 4.

3. MÔ HÌNH TOÁN HỌC CỦA MÁY SẤY BƠM NHIỆT

Mô hình toán học thiết lập cho hệ thống sấy bơm nhiệt trong bài báo này bao gồm ba mô hình con, cụ thể là: mô hình quá trình sấy, mô hình bơm nhiệt và các mô hình hiệu suất.

3.1. Các giả thiết của mô hình

Đối với bơm nhiệt

- Môi chất lạnh sử dụng trong hệ thống bơm nhiệt là R134a.
- Môi chất lạnh ra khỏi dàn bay hơi và dàn ngưng tương ứng là hơi quá nhiệt và lỏng quá lạnh.
- Quá trình nén và tiết lưu tương ứng là đoạn nhiệt và đẳng entanpy.
- Tổn thất áp suất và tổn thất nhiệt trên các ống kết nối thiết bị không đáng kể.
- Bơm nhiệt được vận hành ở trạng thái ổn định.

Đối với buồng sấy

- Ống dẫn khí và buồng sấy được cách nhiệt.
- Nhiệt độ môi trường xung quanh là không đổi.
- Máy sấy ở trạng thái hoạt động ổn định.
- Áp suất không khí trong hệ thống không đổi ở áp suất môi trường.

- Quá trình sấy khô đang trong giai đoạn tốc độ không đổi.

- Lượng nhiệt trao đổi giữa không khí sấy và vật liệu sấy là như nhau.

- Trạng thái không khí đi vào thiết bị bay hơi giống như trạng thái không khí đi ra khỏi buồng sấy và trạng thái không khí đi vào buồng sấy giống như ra khỏi dàn ngưng.

3.2. Mô hình quá trình sấy

Cân bằng vật chất và năng lượng tổng quát viết cho quá trình tách ẩm và quá trình trao đổi nhiệt giữa không khí sấy và vật liệu sấy được mô tả bằng hai phương trình (1) và (2):

$$\tau m_a (d_{do} - d_{di}) = m_p (\omega_1 - \omega_2) / 100 \tag{1}$$

$$C_{pa} t_{di} + d_{di} (h_{fg} + C_{pv} t_{di}) = C_{pa} t_{do} + d_{do} (h_{fg} + C_{pv} t_{do}) \tag{2}$$

Trong đó:

τ : thời gian sấy, s;

d_{do}, d_{di} : dung ẩm không khí ra và vào, kg/kg;

m_p : khối lượng vật liệu khô, kg.

3.3. Mô hình bơm nhiệt

Mô hình bơm nhiệt cơ bản bao gồm các mô hình thành phần: dàn bay hơi, máy nén, dàn ngưng và tiết lưu. Đối với kích thước hình học xác định, hệ số bypass của không khí qua dàn bay hơi và điều kiện không khí đi vào dàn bay hơi, mô hình có thể dự đoán được lượng ẩm ngưng tụ được ở dàn bay hơi và hiệu suất của hệ thống bơm nhiệt.

3.3.1. Mô hình thiết bị bay hơi

Mô hình dàn bay hơi được thiết lập dựa trên cân bằng vật liệu và năng lượng của không khí sấy tiếp xúc với bề mặt thiết bị bay hơi và được mô tả bằng các phương trình (3), (4) và (5).

$$m_{we} = m_a (1 - BF)(d_{do} - d_{es2}) \tag{3}$$

$$Q_{o1} = m_a C_{pa} (t_{do} - t_{eo1}) = m_{r1} (h_9 - h_6) \tag{4}$$

$$Q_{o2} = m_a C_{pa} (t_{eo1} - t_{eo2}) + h_{fg} m_a (d_{eo1} - d_{eo2}) = m_{r2} (h_7 - h_5) \tag{5}$$

Trong đó:

BF là hệ số bypass không khí khi đi qua dàn bay hơi (BF = 0,10 - 0,15) [11].

Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức ở phía không khí của dàn bay hơi có cánh được tính bằng công thức thực nghiệm do Rich [12] đề xuất cho loại ống có cánh với mật độ cánh từ 118 - 787 cánh/m theo phương trình (6), (7) và (8).

$$\alpha_a = 0,195 G_a C_{pam} Pr_a^{-2/3} Re_a^{-0,35} \tag{6}$$

$$Re_a = \frac{G_a l_{rs}}{\mu_a} \tag{7}$$

$$Pr_a = \frac{C_{pam} \mu_a}{k_a} \tag{8}$$

Với quá trình bay hơi đối lưu cưỡng bức của môi chất lạnh, hệ số trao đổi nhiệt của môi chất lạnh được xác định theo phương trình thực nghiệm của Pierre [13].

$$\alpha_{re} = 9,1825 \frac{k_l \left(\frac{D_i G_l}{\mu_l} \right)^{0,8}}{D_i} K_{if}^{0,4} \tag{9}$$

$$K_{if} = \frac{\nabla x H_{fg}}{L_t} \tag{10}$$

Hệ số truyền nhiệt dựa trên tổng diện tích bề mặt cánh bên ngoài cho dàn bay hơi và dàn ngưng, hiệu số nhiệt độ trung bình và lượng nhiệt trao đổi lần lượt được xác định thông qua các phương trình (11), (12) và (13).

$$U = \frac{1}{1/(\alpha_a \eta_{sf}) + A_o / (A_i \alpha_r) + (A_o \ln(D_o / D_i)) / (2\pi k_{tw} L_t)} \tag{11}$$

$$LMTD_e = \frac{(t_{do} - t_{eo})}{\ln \left(\frac{t_{do} - T_{re}}{t_{eo} - T_{re}} \right)} \tag{12}$$

$$Q_e = U_e A_{eo} LMTD_e \tag{13}$$

3.3.2. Mô hình máy nén

Mô hình toán học của máy nén được sử dụng để tính toán sự thay đổi enthalpy của môi chất lạnh trong quá trình nén và năng lượng tiêu thụ [14].

$$N_s = m_r (h_1 - h_{13}) = m_r \Delta h \tag{14}$$

$$E_{comp} = m_r (h_1 - h_{13}) / (\eta_v \eta_i \eta_{motor}) \tag{15}$$

$$\Delta h = \frac{P_{13} v_{13}}{3600} \left(\frac{n}{n-1} \right) \left\{ \left(\frac{P_1}{P_{13}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \tag{16a}$$

$$c_{ii} = 1,06469 - 1,6907 \times 10^{-3} t_5 - 8,56 \times 10^{-6} t_5^2 - 21,35 \times 10^{-6} t_5 \Delta t_c - 6,173 \times 10^{-7} t_5^2 \Delta t_c + 20,74 \times 10^{-8} t_5 \Delta t_c^2 + 7,72 \times 10^{-9} t_5^2 \Delta t_c^2 - 6,103 \times 10^{-4} \Delta t_c \tag{16b}$$

$$n = c_{ii} (1 + 1,1757 \times 10^{-3} \Delta t_c - 1,814 \times 10^{-5} \Delta t_c^2 + 4,121 \times 10^{-5} t_5 \Delta t_c - 0,093 \times 10^{-7} t_5 \Delta t_c^2) \tag{16c}$$

$$\Delta t_c = t_3 - t_5 \tag{16d}$$

3.3.3. Mô hình dàn ngưng tụ

Mô hình dàn ngưng tụ được sử dụng để tính toán năng lượng và lưu lượng khối lượng của môi chất lạnh tại dàn ngưng tụ và lượng nhiệt yêu cầu tối thiểu của dàn ngưng để nâng nhiệt độ của không khí sấy:

$$Q_c = m_r (h_1 - h_4) \tag{17}$$

$$Q_{reheat} = m_a (C_{pa} + d_{di} C_{pv}) (t_{co} - t_{eo2}) \tag{18}$$

Các hệ số trao đổi nhiệt phía môi chất lạnh của dàn ngưng cho một pha được tính theo (ASHRAE) [15] như mô tả trong phương trình (19):

$$\alpha_{rc} = 0,023 \frac{k_i}{D_i} \left(\frac{G_f D_i}{\mu_f} \right)^{0,8} \left(\frac{\mu_f C_{pf}}{k_f} \right)^{0,4} \quad (19)$$

Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức phía không khí được xác định từ phương trình (6), hệ số truyền nhiệt có thể được tính theo phương trình (11). Hiệu số nhiệt độ trung bình và nhiệt lượng trao đổi lần lượt được xác định thông qua các phương trình (20) và (21).

$$LMTD_c = \frac{(t_{co} - t_{eo})}{\ln \left(\frac{T_{rc} - t_{eo}}{T_{rc} - t_{co}} \right)} \quad (20)$$

$$Q_c = U_c A_{co} LMTD_c \quad (21)$$

3.3.4. Mô hình tiết lưu

Trong mô hình này, van tiết lưu nhiệt được sử dụng để giảm áp suất từ áp suất ngưng tụ xuống áp suất bay hơi. Quá trình tiết lưu được giả định là đẳng entanpy:

$$\begin{aligned} h_4 &= h_5 \\ h_4 &= h_6 \end{aligned} \quad (22)$$

3.3.5. Mô hình van KVP

Trong mô hình này, van KVP được sử dụng để duy trì áp suất trong dàn bay hơi 1 và giảm áp suất từ áp suất bay hơi 1 xuống áp suất bay hơi 2. Quá trình giảm áp là quá trình tiết lưu được giả định là đẳng entanpy:

$$h_9 = h_{11} \quad (23)$$

3.3.6. Công suất quạt tuần hoàn không khí sấy

Tổn thất áp suất bên không khí được tính bằng phương trình sau [4]:

$$\Delta P_a = \frac{2f_{ad} G_a^2}{D \rho_a} h \quad (24)$$

$$f_a = \begin{cases} 0,3164 Re^{-0,25} & Re < 10^5 \\ 0,0032 + 0,221 Re^{-0,237} & 10^5 \leq Re \leq 3.10^6 \end{cases} \quad (25)$$

$$f_k = 0,589 \left(\frac{F_o}{F_{o\delta}} \right)^{-0,28} Re^{-0,27} \quad (26)$$

$$f_w = 0,38 f_k^{-0,04} \left(\frac{S_f}{\delta_c} \right)^{0,4} Re^{-0,42} \quad (27)$$

Trong đó, hệ số ma sát của không khí qua: ống gió f_a ; thiết bị bay hơi, thiết bị ngưng tụ trong vùng khô f_k và vùng ướt f_w . Tổn thất áp suất cục bộ trong ống dẫn do sự thay đổi về hướng và vận tốc cũng được tính toán để xác định cột áp quạt.

Công suất lắp đặt quạt được xác định bởi công thức sau:

$$E_{fan} = \frac{\sum P_{fan} \times V}{\eta_f} \quad (28)$$

3.3.7. Mô hình hiệu suất

Hiệu suất sấy và khử ẩm của hệ thống được đánh giá bởi hệ số hiệu suất (COP) của bơm nhiệt, hệ số tách ẩm

riêng phần (SMER) và tốc độ hút ẩm (MER) của máy sấy. Mô hình hiệu suất được mô tả thông qua các phương trình (29), (30) và (31).

$$COP = \frac{Q_k + Q_o}{E_{comp}} \quad (29)$$

$$SMER = \frac{W}{E_{comp} + E_{fan}} \quad (30)$$

$$MER = \frac{W}{\tau} \quad (31)$$

4. CÁC BƯỚC TÍNH TOÁN HỆ THỐNG SẤY BƠM NHIỆT

4.1. Dữ liệu tính toán và giả định

- Yêu cầu nhiệt độ và độ ẩm tương đối của không khí sấy;
- Lượng nguyên liệu cần sấy khô và thời gian sấy mỗi mẻ;
- Độ ẩm ban đầu và cuối cùng của sản phẩm;
- Giả định hệ số bypass (BF) bằng 0,15 đối với dàn bay hơi và dàn ngưng;
- Giả định chênh lệch nhiệt độ giữa môi chất lạnh và bề mặt trao đổi nhiệt là 5°C;
- Giả định hiệu suất cánh trao đổi nhiệt là 90%;
- Hiệu suất cơ học và động cơ của máy nén được giả định tương ứng là 80% và 85%.

4.2. Các bước tính toán

Bước 1: Tính toán lượng ẩm cần bốc hơi trong một giờ:

$$m_{wd} = \frac{m_p (M_{ti} - M_{tf})}{100\tau} \quad (32)$$

Bước 2: Tính toán độ chứa ẩm, enthalpy, thể tích riêng của không khí vào buồng sấy bằng các phương trình từ (33) đến (36).

$$p_{sdi} = \exp \left(12 - \frac{4026,42}{235,5 + t_{di}} \right) \quad (33)$$

$$p_{di} = \varphi_i \times p_{sdi} \quad (34)$$

$$d_{di} = \frac{0,621 p_{di}}{1,01325 - p_{di}} \quad (35)$$

$$I_{di} = C_{pa} \cdot t_{di} + d_{di} (h_{fg} + C_{pv} \cdot t_{di}) \quad (36)$$

Trong đó:

- p_{di} : áp suất;
- t_{di} : nhiệt độ bầu khô;
- d_{di} : dung ẩm của không khí đầu vào;
- I_{di} : Entanpy của không khí đầu vào.

Bước 3: Xác định dung ẩm, độ ẩm và nhiệt độ điểm sương của không khí sau khi ra khỏi buồng sấy. Áp suất hơi nước riêng phần của không khí sau khi ra khỏi buồng sấy được tính từ d_{do} sử dụng công thức:

$$d_{do} = \frac{I_{do} - C_{pa} t_{do}}{h_{fg} + C_{pv} t_{do}} \quad (37)$$

$$p_{sdo} = \exp\left(12 - \frac{4026,42}{235,5 + t_{do}}\right) \quad (38)$$

$$d_{do} = \frac{0,621p_{do}}{1,01325 - p_{do}} \quad (39)$$

$$p_{do} = \varphi_{do} \times p_{sdo} \quad (40)$$

$$t_{sdo} = \frac{237,7 \left(\frac{17,27t_{do}}{237,7 + t_{do}} + \ln \frac{\varphi_{do}}{100} \right)}{17,27 - \left(\frac{17,27t_{do}}{237,7 + t_{do}} + \ln \frac{\varphi_{do}}{100} \right)} \quad (41)$$

Bước 4: Tính toán nhiệt lượng cần cung cấp để sấy khô, lưu lượng khối lượng và lưu lượng thể tích của không khí sấy cần thiết.

$$Q_{dr} = m_{wd} h_{fg} \quad (42)$$

$$m_a = \frac{m_{wd}}{3600(d_{do} - d_{di})} \quad (43)$$

$$V_a = \frac{m_a}{\rho_a} \quad (44)$$

Bước 5: Tính toán dung ẩm của không khí tiếp xúc gần với bề mặt thiết bị bay hơi số 1 và 2 và nhiệt độ bề mặt dàn bay hơi số 2 từ hệ số bypass. Nhiệt độ bề mặt thiết bị bay hơi số 1 (t_{es1}) lớn hơn nhiệt độ điểm sương của khí thải từ buồng sấy.

$$t_{es1} = t_{so} + 5 \quad (45)$$

$$d_{do} = d_{eo1} \quad (46)$$

$$d_{es2} = \frac{d_{di} - BF \times d_{do}}{1 - BF} \quad (47)$$

$$p_{es2} = \frac{101,325d_{es2}}{0,621 + d_{es2}} \quad (48)$$

Bước 6: Tính toán nhiệt độ môi chất lạnh bên trong thiết bị bay hơi và nhiệt độ không khí tại đầu ra thiết bị bay hơi.

$$t_{re1} = t_{es1} - 5 \quad (49)$$

$$t_{eo1} = t_{es1} + BF(t_{do} - t_{es1}) \quad (50)$$

$$t_{re2} = t_{es2} - 5 \quad (51)$$

$$t_{eo2} = t_{es2} + BF(t_{eo1} - t_{es2}) \quad (52)$$

Bước 7: Tính toán nhiệt độ bề mặt dàn ngưng và nhiệt độ môi chất lạnh bên trong dàn ngưng.

$$t_{cs} = \frac{(t_{di} - BF \times t_{eo2})}{(1 - BF)} \quad (53)$$

$$t_{rc} = t_{cs} + 5 \quad (54)$$

Bước 8: Tính toán áp suất bay hơi và ngưng tụ tương ứng với nhiệt độ môi chất lạnh bên trong dàn bay hơi và dàn ngưng, enthalpy của môi chất lạnh lỏng, enthalpy của

hơi bão hòa khô, enthalpy của hơi quá nhiệt và thể tích riêng của hơi quá nhiệt bằng cách sử dụng các hàm số sau:

$$P = \frac{\exp\left(21,513 - \frac{2200,981}{t + 246,61}\right)}{1000} \quad (55)$$

$$h_L = \left(10^5 + 1335,29t_L + 1,7065t_L^2 + 7,6741 \times 10^{-3}t_L^3\right) / 1000 \quad (56)$$

$$h_s = \left(548503 + 606,163t_s - 1,50544t_s^2 - 18,2426 \times 10^{-3}t_s^3\right) / 1000 \quad (57)$$

$$h_1 = h_s \left(1 + 3,48186 \times 10^{-3}(t_{qn} - t_s) + 16,886 \times 10^{-7}(t_{qn} - t_s)^2 + 9,2642 \times 10^{-6}(t_{qn} - t_s)t_s - 7,698 \times 10^{-8}(t_{qn} - t_s)^2 t_s + 17,07 \times 10^{-8}(t_{qn} - t_s)t_s^2 - 12,13 \times 10^{-10}(t_{qn} - t_s)^2 t_s^2\right) \quad (58a)$$

$$h_{qn} = (h_1 + 299048) / 1000 \quad (58b)$$

$$v = \exp\left(-12,4539 + \frac{2669}{t_s + 273,15}\right) \frac{1}{a} \quad (59a)$$

$$a = 1,01357 + 10,6736 \times 10^{-4}t_s - 9,2532 \times 10^{-6}t_s^2 - 3,2192 \times 10^{-7}t_s^3 \quad (59b)$$

$$v_{qn} = v \left[1 + 4,7881 \times 10^{-3}(t_{qn} - t_s) - 3,965 \times 10^{-6}(t_{qn} - t_s)^2 + 2,5817 \times 10^{-5}(t_{qn} - t_s)t_s - 1,8506 \times 10^{-7}(t_{qn} - t_s)^2 t_s + 8,5739 \times 10^{-7}(t_{qn} - t_s)t_s^2 - 5,401 \times 10^{-9}(t_{qn} - t_s)^2 t_s^2\right] \quad (59c)$$

$$h_4 = h_5 = h_6; \quad h_9 = h_{11} \quad (60)$$

Bước 9: Tính toán enthalpy của không khí tại buồng sấy, dàn bay hơi và dàn ngưng bằng cách sử dụng phương trình sau:

$$I = C_{pa}t + d(h_{fg} + C_{pv}t) \quad (61)$$

Bước 10: Tính toán năng suất lạnh và lưu lượng môi chất lạnh cần thiết ở dàn bay hơi 1 và 2.

$$Q_{o1} = m_a (I_{do} - I_{eo1}) \quad (62)$$

$$m_{r1} = \frac{Q_{o1}}{h_9 - h_6} \quad (63)$$

$$Q_{o2} = m_a (I_{eo1} - I_{eo2}) - m_{we} I_{we} \quad (64)$$

$$m_{r2} = \frac{Q_{o2}}{h_7 - h_5} \quad (65)$$

Bước 11: Xác định enthalpy của môi chất lạnh tại điểm hút vào máy nén thông qua phương trình cân bằng khối lượng và năng lượng:

$$m_{r1} + m_{r2} = m_r \quad (66)$$

$$m_{r1}h_{11} + m_{r2}h_7 = m_r h_{13} \quad (67)$$

Bước 12: Tính toán công suất yêu cầu của máy nén sử dụng công thức (15) và thể tích hút của máy nén bằng phương trình sau.

$$V_p = \frac{m_r v_{13}}{\eta_v} \tag{68}$$

Bước 13: Tính toán nhiệt thải ở dàn ngưng bên trong và lưu lượng môi chất lạnh trong dàn ngưng bên trong.

$$Q_k = m_a (I_{di} - I_{eo2}) \tag{69}$$

$$m_r = \frac{Q_k}{h_1 - h_4} \tag{70}$$

Bước 14: Tính SMER, COP và hiệu suất sấy.

$$SMER = \frac{m_{wd}}{E_{comp} + E_{fan}} \tag{71}$$

$$COP = \frac{Q_k + Q_{o1} + Q_{o2}}{E_{comp}} \tag{72}$$

Bước 15: Tính toán hệ số truyền nhiệt bên không khí và môi chất lạnh cho dàn bay hơi và dàn ngưng sử dụng công thức (6), (9) và (19). Tính toán hệ số truyền nhiệt và giá trị LMTD cho cả dàn bay hơi và dàn ngưng và xác định diện tích bề mặt ống, cánh cần thiết từ công thức(11-13), (20) và (21).

Bước 16: Tính chọn van tiết lưu nhiệt và xác định tổng cột áp quạt và công suất yêu cầu quạt từ công thức (24), (28).

Bước 17: Lựa chọn máy nén, dàn bay hơi, dàn ngưng, tiết lưu và quạt có kích thước và công suất phù hợp từ catalog của nhà sản xuất phù hợp với giá trị tính toán.

4.3. Dữ liệu và kết quả tính toán

Các mô hình toán học trên của các thành phần khác nhau của máy sấy hỗ trợ bơm nhiệt sẽ hữu ích cho việc tính toán thiết kế, mô phỏng kết quả và đánh giá hiệu suất của máy sấy. Quy trình tính toán được trình bày cho máy sấy buồng có sự hỗ trợ của bơm nhiệt có thể được áp dụng trong giới hạn các giả định ở trên.

Dựa trên mô hình trên, chương trình tính toán được viết trên phần mềm EES. Bản tóm tắt dữ liệu và kết quả tính toán cho các điều kiện không khí sấy đầu vào khác nhau và các thông số vật liệu được đưa ra trong bảng 1 và 2.

Bảng 1. Dữ liệu thiết kế được tính toán cho các điều kiện không khí sấy đầu vào khác nhau

Nhiệt độ, độ ẩm không khí sấy vào	35°C, 20%	35°C, 15%	40°C, 15%
Nhiệt độ bề mặt thiết bị bay hơi 1, °C	20,53	17,86	20,35
Nhiệt độ bề mặt thiết bị bay hơi 2, °C	10,53	7,859	10,35
Nhiệt độ bề mặt thiết bị ngưng tụ, °C	40,57	41,21	46,81
Áp suất hút, bar	3,6	3,2	3,5
Áp suất ngưng, bar	11,8	12	13,8
SMER, kg/kWh	1,676	1,379	1,169
COP	6,257	5,685	5,257

Bảng 2. Dữ liệu tính toán với các thông số vật liệu khác nhau ở cùng nhiệt độ và độ ẩm của không khí sấy là 40°C và 15%

Khối lượng cần sấy cho mỗi mẻ, kg	5		8			
	Độ ẩm ban đầu, % w.b (Độ ẩm cuối 12%)		85			
Thời gian sấy, h	8	12	8	12	8	12
Lưu lượng không khí yêu cầu, m ³ /h	115,8	77,18	91,99	61,32	185,2	123,5
Năng suất lạnh dàn BH1 yêu cầu, kW	0,2773	0,1848	0,2203	0,1469	0,4436	0,2958
Năng suất lạnh dàn BH2 yêu cầu, kW	0,703	0,4686	0,5585	0,3723	1,125	0,7498
Năng suất nhiệt dàn ngưng yêu cầu, kW	0,994	0,6631	0,7903	0,5268	1,591	1,061
Lưu lượng môi chất lạnh, kg/h	23,46	15,64	18,64	12,43	37,53	25,02
Công suất máy nén yêu cầu, W	411	275	327	218	658	439

5. KẾT LUẬN

Các mô hình toán học ở trên của các thành phần khác nhau của một máy bơm nhiệt hỗ trợ máy sấy sẽ hữu ích cho tính toán, thiết kế và lựa chọn các thành phần khác nhau của máy sấy bơm nhiệt vòng kín hoạt động trong điều kiện tốc độ sấy liên tục.

Trên cơ sở phân tích cấu trúc một hệ thống sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi đã thiết lập mô hình toán học mô tả cân bằng năng lượng và cân bằng vật chất của từng thành phần thiết bị trong hệ thống sấy bơm nhiệt.

Đã ứng dụng thành công mô hình toán học để xác định các thông số cần thiết cho tính toán thiết kế máy sấy bơm nhiệt hai dàn bay hơi. Mô hình toán học chi tiết để xuất trong bài báo cho phép ứng dụng trong tính toán hệ thống sấy bơm nhiệt tại các điều kiện sấy khác nhau.

LỜI CẢM ƠN

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi Trường Đại học Công nghiệp Hà Nội trong đề tài mã số 22-2020-RD/HĐ-ĐHCN.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. M. Alves-Filho, I. Stranmen, 1996. *The Application of Heat Pump in Drying of Biomaterials*. Drying Technology, vol. 14, pp. 2061-2090.

[2]. S. Prasertsan, P. Saen-saby, 1998. *Heat pump drying of agricultural materials*. Drying Technology, vol. 16, pp. 235-250.

[3]. K. J. Chua, S. K. Chou, J. C. Ho, M. N. A. Hawlader, 2002. *Heat pump drying: recent developments and future trends*. Drying Technology, vol. 20, pp. 1579-1610.

[4]. J. Sarkar, S. Bhattacharyya, M. Gopal, 2006. *Transcritical CO₂ Heat Pump Dryer: Part 1. Mathematical Model and Simulation*. Drying Technology vol. 24, pp. 1583-1591.

- [5]. P. K. Adapa, S. Sokhansanj, G. J. Schoenau, 2002. *Performance study of a re-circulating cabinet dryer using a household dehumidifier*. *Drying Technology*, vol. 20, pp. 1673-1689.
- [6]. R. Queiroz, A. L. Gabas, V. R. N. Telis, 2004. *Drying Kinetics of Tomato by Using Electric Resistance and Heat Pump Dryers*. *Drying Technology*, vol. 22, pp. 1603-1620.
- [7]. G. W. Brundrett, 1989. *Hand book of dehumidification technology*. *Drying Technology*, vol. 7, pp. 143-147.
- [8]. D. R.J. Rose, R. R. S. Jung, 1992. *Testing of domestic two-evaporator refrigerators with zeotropic refrigerant mixtures*. *ASHRAE Transaction* 98, 216–226.
- [9]. C.J. Li, C.C. Su, 2003. *Experimental study of a series-connected two-evaporator refrigerating system with propane (R-290) as the refrigerant*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, pp. 1503-1514.
- [10]. K. J. Chua, S. K. Chou, 2005. *A modular approach to study the performance of a two-stage heat pump system for drying*. *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 1363-1379.
- [11]. M. A. Hossain, K. Gottschalk, M. S. Hassan, 2013. *Mathematical Model for a Heat Pump Dryer for Aromatic Plant*. *Procedia Engineering*, vol. 56, pp. 510-520.
- [12]. D. G. Rich, 1973. *The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers*. *ASHRAE Transactions* 137–145.
- [13]. B. Pierre, 1955. *The co-efficient of heat transfer for boiling Freon-12 in horizontal tubes*. *S. F. Review* vol. 2, pp.
- [14]. A. C. Cleland, 1994. *Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include R134a*. *International Journal of Refrigeration*, vol. 17, pp. 245-249.
- [15]. *ASHRAE Fundamental Handbook*. ASHRAE: Atlanta, GA, 1981, 1997.

AUTHORS INFORMATION

Nguyen Duc Nam¹, Nguyen Dang Binh Thanh², Pham The Vu¹

¹Faculty of Electrical Engineering, Hanoi University of Industry

²School of Chemical Engineering, Hanoi University of Science and Technology