

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ HIỆU QUẢ NĂNG LƯỢNG TỦ SẤY KẾT HỢP ỐNG NHIỆT TRỌNG TRƯỜNG MÔI CHẤT R134a

RESEARCH THE EFFICIENCY OF GRAVITY HEAT PIPE WITH R134a REFRIGERANT ON CABINET DRYER

Nguyễn Thành Luân¹, Nguyễn Minh Hạ², Lại Hoài Nam¹

¹Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM, Việt Nam.

²Trường Đại học Giao thông vận tải phân hiệu tại TP.HCM, Việt Nam.

Ngày toà soạn nhận bài 01/4/2021, ngày phản biện đánh giá 19/4/2021, ngày chấp nhận đăng 21/5/2021.

TÓM TẮT

Bài viết trình bày nghiên cứu thực nghiệm để đánh giá khả năng thu hồi nhiệt thải của ống nhiệt trọng trường môi chất R134a trên tủ sấy ở điều kiện khí hậu Việt Nam. Hiệu quả thu hồi nhiệt thải được khảo sát thông qua bố trí thí nghiệm theo ma trận trực giao hai nhân tố. Các mô hình toán học liên quan đến phương trình năng lượng được phân tích bằng phần mềm EES (Engineering Equation Solver). Trong phạm vi khảo sát với nhiệt độ không khí sau buồng sấy $t = 40 \div 60^\circ\text{C}$, tốc độ không khí $v = 0,4 \div 1,2 \text{ m/s}$ và vật liệu sấy là rau má. Kết quả nghiên cứu cho thấy, khi kết hợp ống nhiệt vào tủ sấy thì hiệu quả sử dụng năng lượng tủ sấy tăng $6,5 \div 14,5\%$ với phạm vi nhiệt độ $t = 50 \div 60^\circ\text{C}$. Hiệu suất trao đổi nhiệt của bộ ống nhiệt (phần nhiệt hiện) lần lượt đạt $13,1 \div 18,2\%$ và $8,7 \div 12,2\%$ ứng với các trường hợp có nhiệt độ $t = 60^\circ\text{C}$ và $t = 50^\circ\text{C}$. Nhiệt độ không khí vào phần sôi ống nhiệt $t \leq 40^\circ\text{C}$ thì ống nhiệt gần như không làm việc. Ở điều kiện khí hậu Việt Nam với nhiệt độ không khí ra khỏi tủ sấy $50 \div 60^\circ\text{C}$ có thể sử dụng bộ ống nhiệt trọng trường môi chất R134a để thu hồi nhiệt thải.

Từ khóa: Ống nhiệt trọng trường; tủ sấy; tủ sấy kết hợp ống nhiệt; rau má; môi chất R134a.

ABSTRACT

The article presents experimental research to investigate the capacity to recover waste heat of the gravity heat pipe-R134a on cabinet dryer under climatic conditions in VietNam. Experiments were performed according to an orthogonal 2-factor matrix. The analytical solution for the mathematical model related to energy equations was obtained using an Engineering Equation Solver program. Scope of the survey: hot air temperature out of the cabinet dryer $t = 40^\circ\text{C} \div 60^\circ\text{C}$, air velocity $v = 0,4 \div 1,2 \text{ m/s}$, and centella asiatica is material. Results indicated that by combining the heat pipe into the dryer, the energy efficiency of the cabinet dryer was increased from $6,5\%$ to $14,5\%$ with the temperature range $t = 50^\circ\text{C} \div 60^\circ\text{C}$. The sensible effectiveness of the heat pipe was obtained from $13,1\%$ to $18,2\%$ and from $8,7\%$ to $12,2\%$ for cases with temperatures of 50°C and 60°C , respectively. With the air temperature $t \leq 40^\circ\text{C}$, the heat pipes are almost not working. In the climatic conditions of VietNam with the temperature of the air out of the cabinet dryer from 50°C to 60°C , the gravity heat pipe R134a could be used to recover waste heat.

Keywords: Gravity heat pipe; cabinet dryer; heat pipe combination dryer; centella asiatica; R134a refrigerant.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Hiện nay, trong tình hình nguồn nhiên liệu hóa thạch ngày càng cạn kiệt việc nghiên

cứu, khai thác và sử dụng hiệu quả các nguồn năng lượng là cần thiết. Đối với các thiết bị sử dụng nhiệt thì vấn đề thu hồi và tái sử dụng nhiệt thải càng được quan tâm. Có

nhieu giải pháp thực hiện thu hồi nhiệt thải, tuy nhiên nổi trội hơn về khả năng trao đổi nhiệt là thiết bị kiểu ống nhiệt. Từ những năm đầu thập niên 70 đã có nhiều nghiên cứu và ứng dụng về ống nhiệt, đơn cử như: ứng dụng ống nhiệt để nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng trong hệ thống điều hòa không khí [1-3]; nghiên cứu hiệu quả ống nhiệt trong máy nước nóng năng lượng mặt trời [4-6]; nghiên cứu ứng dụng ống nhiệt để thu hồi nhiệt khói thải lò hơi, lò công nghiệp và động cơ nhiệt [7-9].

Trong lĩnh vực sấy, trên các máy sấy đối lưu, dòng tác nhân sấy sau buồng sấy có lưu lượng ổn định và nhiệt độ còn khá cao so với môi trường; do đó, nguồn nhiệt này có tiềm năng để thu hồi và tái sử dụng. Nhiều nghiên cứu liên quan đến việc sử dụng ống nhiệt để thu hồi nhiệt thải trên máy sấy như: nghiên cứu nâng cao hiệu quả tu sấy quần áo bằng cách kết hợp bộ thu hồi nhiệt kiểu ống nhiệt của Jian và Lizhong [10]; nghiên cứu ứng dụng ống nhiệt để nâng cao hiệu quả tu sấy đối lưu của Meyer và Dobson [11]; đánh giá hiệu quả máy sấy bơm nhiệt kết hợp ống nhiệt [12-14].

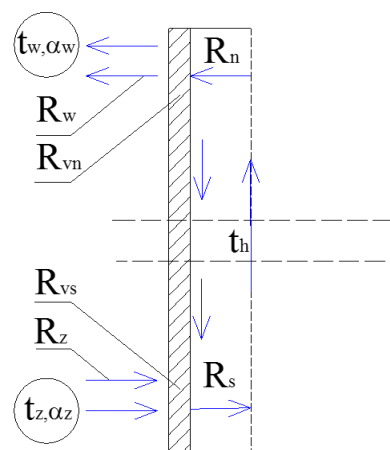
Trong nghiên cứu của Meyer và Dobson, phân tích khả năng thu hồi nhiệt thải của ống nhiệt đã được thực hiện với nhiệt độ không khí vào phần ngưng ống nhiệt là 22°C, nhiệt độ không khí vào phần sôi ống nhiệt 40÷60°C. Nghiên cứu này mở rộng nhiệt độ không khí vào phần ngưng ống nhiệt 30÷33°C để đánh giá khả năng áp dụng ở điều kiện khí hậu Việt Nam. Hơn nữa, để có cái nhìn tổng quát hơn về hiệu quả trao đổi nhiệt, một đánh giá hiệu suất trao đổi nhiệt (phần nhiệt hiện) của bộ ống nhiệt đã được thực hiện trong nghiên cứu hiện tại.

2. PHƯƠNG PHÁP LUẬN

2.1 Cơ sở tính toán ống nhiệt

Trong nghiên cứu này, phần tính toán thiết kế ống nhiệt trong trường môi chất R134a được trình bày ở các phương trình (1-13) [15]. Khi thực hiện trao đổi nhiệt giữa dòng không khí nóng và dòng không khí

lạnh, các nhiệt trở thành phần của quá trình truyền nhiệt thể hiện như Hình 1.



Hình 1. Sơ đồ nhiệt trở quá trình truyền nhiệt qua ống nhiệt

R_z - Nhiệt trở không khí với vách ngoài phần sôi; K/W

R_{vs} - Nhiệt trở vách phần sôi; K/W

R_s - Nhiệt trở vách trong phần sôi với môi chất sôi; K/W

R_w - Nhiệt trở không khí với vách ngoài phần ngưng; K/W

R_{vn} - Nhiệt trở vách phần ngưng; K/W

R_n - Nhiệt trở vách trong phần ngưng với môi chất ngưng; K/W

R_h - Nhiệt trở hơi chuyển động từ phần sôi về phần ngưng; K/W

t_z, t_w - Nhiệt độ trung bình dòng không khí đi qua phần sôi, phần ngưng ống nhiệt; K

Các nhiệt trở thành phần được xác định theo các công thức (1-7) [15]

$$R_z = \frac{1}{\alpha_z \cdot F_{es}} \quad (1)$$

$$R_{vs} = \frac{\ln(d_{es} / d_{is})}{2 \cdot \pi \cdot L_s \cdot \lambda_v} \quad (2)$$

$$R_s = \frac{1}{\alpha_s \cdot F_{is}} \quad (3)$$

$$R_w = \frac{1}{\alpha_w \cdot F_{en}} \quad (4)$$

$$R_{vn} = \frac{\ln(d_{en} / d_{in})}{2 \cdot \pi \cdot L_n \cdot \lambda_v} \quad (5)$$

$$R_n = \frac{1}{\alpha_n \cdot F_{in}} \quad (6)$$

$$R_h = \frac{T_h(p_s - p_n)}{\rho_h \cdot r \cdot Q_i} \quad (7)$$

Trong đó:

F_{es}, F_{en} - Diện tích mặt ngoài ống nhiệt phần sôi, phần ngưng; m^2

F_{is}, F_{in} - Diện tích mặt trong ống nhiệt phần sôi, phần ngưng; m^2

d_{es}, d_{is} - Đường kính ngoài và trong của ống nhiệt phần sôi; m

d_{en}, d_{in} - Đường kính ngoài và trong của ống nhiệt phần ngưng; m

λ_v - Hệ số dẫn nhiệt của vách ống nhiệt, $W/m.K$. Với vật liệu là đồng $\lambda_v = 386 W/m.K$

α_n, α_s - Hệ số tỏa nhiệt khi ngưng, sôi của môi chất trong ống nhiệt; $W/m^2.K$

α_z, α_w - Hệ số tỏa nhiệt đối lưu không khí bên ngoài phần sôi, phần ngưng ống nhiệt; $W/m^2.K$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu không khí bên ngoài phần ngưng và phần sôi ống nhiệt được xác định như sau:

$$\alpha_z = \frac{Nu}{\lambda_z \cdot d_{es}} \quad (8)$$

$$\alpha_w = \frac{Nu}{\lambda_w \cdot d_{en}}$$

Trong đó:

λ_z - Hệ số dẫn nhiệt của không khí ứng với nhiệt độ t_z ; $W/m.K$

λ_w - Hệ số dẫn nhiệt của không khí ứng với nhiệt độ t_w ; $W/m.K$

Nu - Số Nusselt

Theo công thức Churchill-Bernstein thì số Nusselt xác định theo công thức [16]:

$$Nu_D = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (9)$$

Trong đó:

Pr - Số Prandtl ứng với nhiệt độ trung bình dòng không khí

$$Re_D = \frac{\rho V_{\max} d}{\mu} \text{ - Số Reynolds}$$

μ - Độ nhớt không khí; $kg/m.s$

$$V_{\max} = \frac{s_1}{s_1 - d} \cdot V \text{ - Tốc độ không khí lớn}$$

nhất khi đi qua khe hẹp bộ trao đổi nhiệt; m/s

V - Tốc độ không khí trong kênh; m/s

d - Đường kính ống; m

s_1 - Bước ống ngang; m

p_s, p_n - Áp suất hơi môi chất trong phần sôi và phần ngưng ống nhiệt; N/m^2

T_h - Nhiệt độ trung bình hơi trong ống; K

ρ_h - Khối lượng riêng của hơi; kg/m^3

Q_i - Công suất nhiệt bên trong của ống nhiệt; W

Khi ống nhiệt làm việc ổn định, với chiều dài ống không lớn có thể bỏ qua nhiệt trở hơi chuyển động từ phần sôi về phần ngưng ống nhiệt. Khi đó công suất một ống nhiệt có thể được xác định theo phương trình [15]:

$$Q = \frac{t_h - t_c}{\sum R_m + \sum R_n} = \frac{t_h - t_c}{\sum R} ; W \quad (10)$$

Trong đó:

$\sum R_n = R_s + R_n$ - Tổng nhiệt trở trong của ống nhiệt; K/W

$\sum R_m = R_w + R_{vn} + R_{vs} + R_z$ - Tổng nhiệt trở ngoài của ống nhiệt; K/W

Đối với nhiệt trở ngoài của ống nhiệt có thể thuận lợi xác định theo các phương trình truyền nhiệt. Tuy nhiên, với nhiệt trở trong thì xác định khó khăn hơn bởi liên quan đến vấn đề sôi và ngưng dòng 2 pha trong ống nhiệt. Do đó, để đơn giản trong việc xác định công suất của một ống nhiệt, có thể giải hệ phương trình (11) theo phương pháp lặp với giả thiết ban đầu nhiệt trở trong $R_i = 0$ cho đến khi sai số giá trị Q giữa 2 lần tính 0% [15].

$$\begin{cases} Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{t_z - t_w}{R_m + R_{tt}} \\ Q = 5,24 \cdot A \cdot \xi \cdot \Delta t_i^{0,75} \\ R_i = \frac{\Delta t_i}{Q_i} = \frac{\Delta t_i^{0,25}}{5,24 \cdot A \cdot \xi} \end{cases} \quad (11)$$

Trong đó:

A - Hệ số phụ thuộc kích thước ống nhiệt

ξ - Hệ số phụ thuộc vào tính chất vật lý môi chất nạp

Hệ số A và ξ được xác định theo các công thức:

$$A = d_{is} \cdot d_{in} \cdot \left(\frac{L_s \cdot L_n}{d_{is} \cdot L_s + d_{in} \cdot L_n} / \varphi \right)^{0,75} \quad (12)$$

$$\xi = \lambda_r^{0,75} \cdot \rho_r^{0,5} \cdot r^{0,25} \cdot \mu_r^{-0,25} \quad (13)$$

Trong đó:

φ - Hệ số nạp, đối với R134a $\varphi=0,5$ [11]

λ_r - Hệ số dẫn nhiệt của lỏng môi chất nạp ứng với nhiệt độ $t_h = 0,5(t_z + t_w)$; W/m.K

ρ_r - Khối lượng riêng của lỏng môi chất nạp ứng với nhiệt độ $t_h = 0,5(t_z + t_w)$; kg/m³

r - Nhiệt ẩn hóa hơi của môi chất nạp ứng với nhiệt độ $t_h = 0,5(t_z + t_w)$; kJ/kg

μ_r - Độ nhớt của lỏng môi chất nạp ứng với nhiệt độ $t_h = 0,5(t_z + t_w)$; kg/m.s

2.2 Phân tích nhiệt động lực học

Theo kết quả thu được từ thực nghiệm, các đặc tính truyền nhiệt và thủy lực của thiết bị được xác định như sau:

Theo định luật nhiệt động 1, lượng nhiệt dòng không khí lạnh thu được từ dòng không khí nóng sau buồng sấy được xác định [16]:

$$Q = m_c \cdot c_{pc} (t_4 - t_3); \text{ kW} \quad (14)$$

Trong đó:

m_c - Lưu lượng khối lượng dòng không khí lạnh; kg/s

c_{pc} - Nhiệt dung riêng của dòng không khí lạnh; kJ/kg.K

t_3, t_4 - Lần lượt là nhiệt độ của không khí vào và ra phần ngưng ống nhiệt; °C

Để đánh giá khả năng truyền nhiệt của thiết bị, hiệu suất trao đổi nhiệt là tiêu chí được sử dụng để xem xét. Theo lý thuyết truyền nhiệt, hiệu suất trao đổi nhiệt (phần nhiệt hiện) của thiết bị chính là tỉ số lượng nhiệt trao đổi thực tế (Q) và lượng nhiệt lớn nhất (Q_{max}) có thể trao đổi, thông số này được xác định theo công thức [16, 17]:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{t_4 - t_3}{t_1 - t_3} \quad (15)$$

Trong đó:

t_1 - Nhiệt độ không khí vào phần sôi ống nhiệt; °C

2.3 Phân tích quá trình sấy

Trong nghiên cứu này, rau má được sử dụng để làm vật liệu sấy cho thực nghiệm. Độ ẩm ban đầu của rau má được xác định bằng phương pháp cân và được tính theo công thức [18]:

$$W_o = \frac{G_o - G_c}{G_o} \cdot 100\% \quad (16)$$

Trong đó :

G_o - Khối lượng ban đầu vật liệu sấy; g

G_c - Khối lượng cuối của vật liệu sấy (sau khi sấy kiệt); g

Độ ẩm vật liệu sấy tại từng thời điểm được xác định [19]:

$$W_i = \frac{G_{ni}}{G_i} \cdot 100\% \quad (17)$$

Trong đó :

G_{ni} - Khối lượng nước trong vật liệu tại thời điểm đo thứ i; g

G_i - Khối lượng vật liệu tại thời điểm đo thứ i; g

Đây là cơ sở để kiểm tra độ ẩm vật liệu trong quá trình thực nghiệm.

Hiệu quả sử dụng năng lượng của máy sấy được xác định bằng tỷ số giữa năng

lượng được sử dụng cho bay hơi ẩm và năng lượng cấp vào hệ thống [20]:

$$e = \frac{G_n \cdot h_{fg}}{Q_s} \cdot 100\% \quad (18)$$

Trong đó:

G_n - Lượng ẩm tách ra trong quá trình sấy; kg

Q_s - Nhiệt cấp quá trình sấy; J

h_{fg} - Nhiệt hóa hơi của ẩm theo nhiệt độ sấy; J/kg

Nhiệt hóa hơi của ẩm theo nhiệt độ sấy (t) được xác định [20]:

+ Với $0^\circ\text{C} < t < 65,56^\circ\text{C}$:

$$h_{fg} = 2,503 \cdot 10^6 - 2,386 \cdot 10^3 \cdot t \quad (19)$$

+ Với $65,56^\circ\text{C} < t < 260^\circ\text{C}$:

$$h_{fg} = \sqrt{7,33 \cdot 10^{12} - 1,6 \cdot 10^7 \cdot (t + 273,15)^2} \quad (20)$$

3. THIẾT LẬP THỰC NGHIỆM

3.1 Vật liệu sấy

Trong nghiên cứu này, rau má được sử dụng làm vật liệu sấy trong các thực nghiệm khảo sát. Rau má sau khi chọn mẫu được rửa sạch và để ráo nước. Sau đó đưa vào sấy với khối lượng mỗi mẻ sấy là 0,5kg. Quá trình sấy kết thúc khi độ ẩm rau má đạt yêu cầu là 10%.

Độ ẩm ban đầu của rau má được xác định bằng phương pháp cân. Qua thực nghiệm xác định được độ ẩm ban đầu $87 \pm 1,01\%$.

3.2 Mô hình thực nghiệm

Với khối lượng vật liệu sấy đầu vào là 0,5 kg được bố trí trên 4 khay sấy có kích thước 220 mm x 280 mm. Các khay sấy được bố trí trong tủ với kích thước 300 mm x 250 mm x 500 mm. Sau khi tính toán sơ bộ cho tủ sấy với các thông số đầu vào như Bảng 1, xác định được lưu lượng không khí cần thiết cấp cho quá trình sấy. Với lưu lượng không khí đó nếu đi trong kênh gió có tiết diện ngang 210 mm x 210 mm thì tốc độ gió đạt khoảng 0,4 m/s. Để thực nghiệm được cho các mẻ sấy như bố trí thí nghiệm trong Bảng 4, dựa

trên kết quả tính toán sơ bộ chọn điện trở sấy với công suất 2,5 kW; quạt ly tâm với lưu lượng 390 m³/h để lắp đặt vào tủ sấy. Bộ ống nhiệt trọng trường môi chất R134a được bố trí kết hợp vào tủ sấy như Hình 2. Với thông số kỹ thuật của bộ ống nhiệt thể hiện như Bảng 2, được tính toán thiết kế sơ bộ theo thông số đầu vào ở Bảng 3.

Nguyên lý làm việc của mô hình tủ sấy kết hợp ống nhiệt trọng trường (Hình 2) như sau: Không khí nóng sau khi ra khỏi buồng sấy trạng thái (1) đi qua phần sôi ống nhiệt. Tại đây, không khí gia nhiệt cho môi chất trong ống nhiệt; môi chất sôi hóa hơi và chuyển động về phần ngưng ống nhiệt còn không khí sau khi ra khỏi phần sôi đạt trạng thái (2) và đi ra ngoài. Không khí ngoài trời trạng thái (3) đi qua phần ngưng ống nhiệt. Tại đây, không khí trao đổi nhiệt với môi chất trong ống nhiệt. Kết quả môi chất ngưng tụ thành lỏng dưới tác dụng trọng lực quay trở lại phần sôi ống nhiệt; còn không khí sau khi ra khỏi phần ngưng ống nhiệt, nhiệt độ tăng lên và đạt trạng thái (4). Tiếp đó đi vào bộ gia nhiệt điện trở và được gia nhiệt đến nhiệt độ sấy. Sau đó không khí được cấp vào buồng sấy thực hiện quá trình trao đổi nhiệt, ẩm với vật liệu sấy. Không khí sau khi ra khỏi buồng sấy đạt trạng thái (1) lại tiếp tục đi vào phần sôi ống nhiệt và quá trình cứ vậy tiếp diễn.

Bảng 1. Thông số ban đầu cho thiết kế tủ sấy

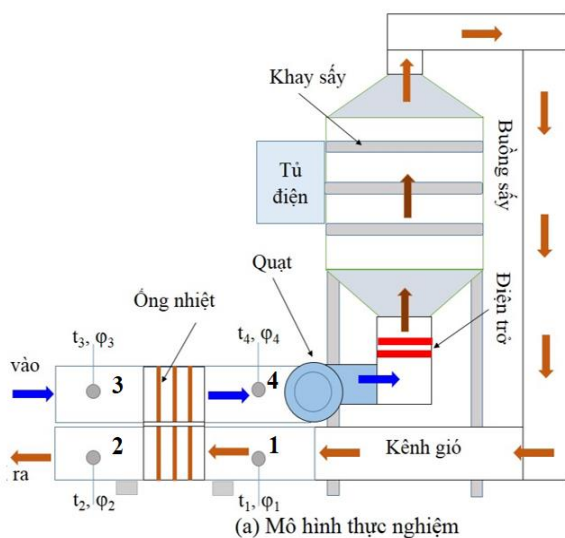
stt	Thông số	Giá trị
1	Vật liệu	Rau má
2	Khối lượng vật liệu	0,5 kg/mẻ
3	Độ ẩm ban đầu	87%
4	Độ ẩm yêu cầu	10%
5	Nhiệt độ sấy	70°C
6	Nhiệt độ không khí sau buồng sấy	60°C
7	Nhiệt độ không khí ngoài trời	30°C
8	Độ ẩm không khí ngoài trời	80%
9	Thời gian sấy	90 phút

Bảng 2. Thông số bộ ống nhiệt

stt	Thông số	Giá trị
1	Môi chất	R134a
2	Vật liệu ống	Đồng(cu)
3	Chiều dài phần sôi	225 mm
4	Chiều dài phần ngưng	225 mm
5	Chiều dài phần đoạn nhiệt	50 mm
6	Đường kính ngoài ống	12,7 mm
7	Đường kính trong ống	12 mm
8	Lượng nạp	0,5
9	Số lượng ống	55 ống
10	Số hàng ống	6 hàng
11	Bố trí ống	So le
12	Bước ống dọc và ngang	20 mm

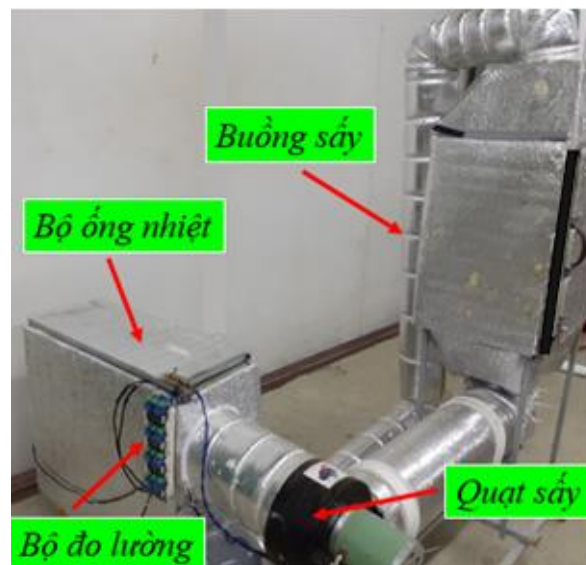
Bảng 3. Thông số đầu vào cho thiết kế ống nhiệt

stt	Thông số	Giá trị
1	Tốc độ không khí	1,2 m/s
2	Nhiệt độ không khí vào phần sôi	60°C
3	Nhiệt độ không khí ra phần sôi	52°C
4	Nhiệt độ không khí vào phần ngưng	30°C



Hình 2. Mô hình bố trí ống nhiệt thu hồi nhiệt thải từ sấy

Dựa vào kết quả quá trình tính toán lý thuyết với các thông số như Bảng 2 và sơ đồ nguyên lý mô hình máy sấy như Hình 2, tác giả tiến hành xây dựng mô hình sấy thực tế như Hình 3.



Hình 3. Mô hình thực nghiệm

3.3 Phương pháp thực nghiệm

Thực nghiệm được bố trí theo ma trận trực giao hai nhân tố. Hai biến đầu vào là nhiệt độ không khí sau buồng sấy (t), tốc độ không khí qua bộ ống nhiệt (v) được sử dụng để đánh giá khả năng làm việc của bộ ống nhiệt. Các biến đầu vào và các mức được thể hiện như Bảng 4.

Bảng 4. Bố trí thí nghiệm theo ma trận trực giao 2 nhân tố

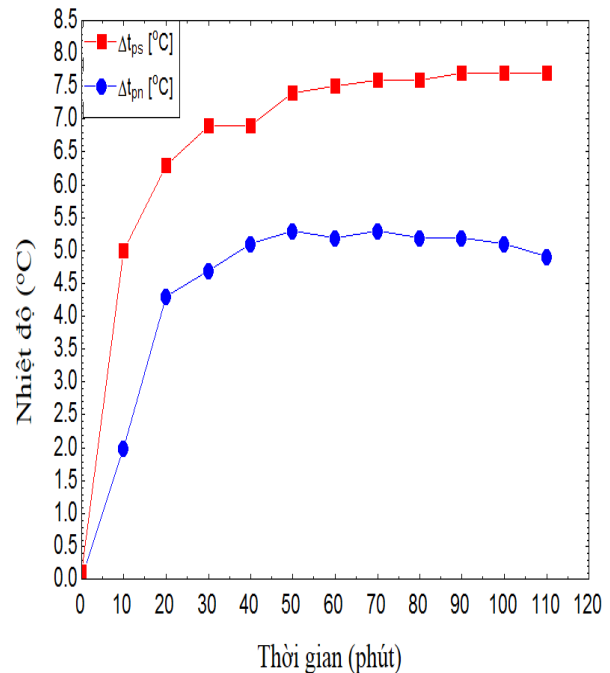
stt	Nhiệt độ sấy t (°C)	Tốc độ không khí v (m/s)
1	40	0,4
2	50	0,4
3	60	0,4
4	40	0,8
5	50	0,8
6	60	0,8
7	40	1,2
8	50	1,2
9	60	1,2

Các thiết bị đo lường và điều khiển tử sậy gồm có: Thermostat sử dụng để kiểm soát nhiệt độ sậy. Dimmer sử dụng điều chỉnh tốc độ quạt. Nhiệt độ không khí được đo bằng thiết bị XH-M452 (sai số $\pm 0,1^\circ\text{C}$). Tốc độ không khí được đo bằng thiết bị AR816 (sai số $\pm 0,1\text{m/s}$). Điện năng tiêu thụ được đo bằng thiết bị Kawasan-kW-EN106 (sai số $\pm 0,01\text{ kWh}$). Khối lượng vật liệu sậy được xác định bằng cân điện tử 10kg (sai số $\pm 1\text{g}$). Nhiệt độ sậy được thiết lập 70°C ; 59°C và 49°C để nhiệt độ không khí ra khỏi buồng sậy tương ứng 60°C ; 50°C và 40°C .

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

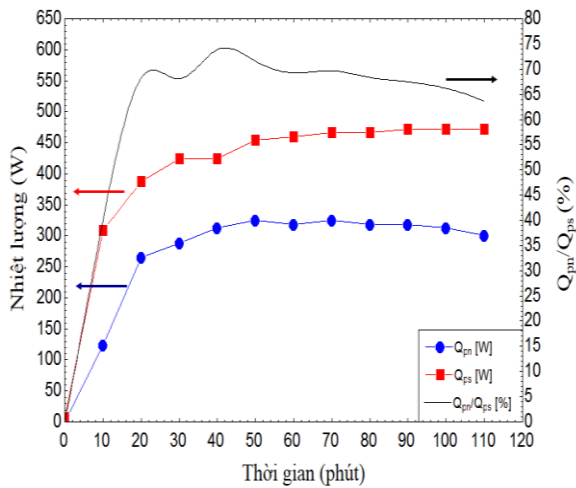
Hình 4 thể hiện nhiệt độ không khí qua phần sôi và phần ngưng ống nhiệt ứng với trường hợp tính toán thiết kế. Kết quả cho thấy, thời gian cần thiết để ống nhiệt bắt đầu làm việc ổn định khoảng 30 phút. Chênh lệch nhiệt độ không khí qua phần sôi và phần ngưng ống nhiệt lần lượt đạt $6,9 \div 7,7^\circ\text{C}$ và $4,7 \div 5,3^\circ\text{C}$. Lượng nhiệt trao đổi tương ứng ở phần sôi và phần ngưng lần lượt đạt $420 \div 472\text{W}$ và $290 \div 325\text{W}$. Lượng nhiệt truyền từ phần sôi sang phần ngưng dao động $63,6 \div 74\%$ (Hình 5). Công suất nhiệt trung bình của mỗi ống nhiệt khi vận hành so với công suất nhiệt lý thuyết được thể hiện ở Hình 6. Kết quả cho thấy sau khi làm việc ổn định sai lệch công suất nhiệt theo thực nghiệm và thiết kế có xu hướng tăng ở gần cuối quá trình sậy. Điều này có thể giải thích rằng: gần cuối quá trình sậy nhiệt độ không khí ra khỏi buồng sậy và nhiệt độ không khí vào phần ngưng ống nhiệt lệch nhiều hơn so với chế độ lý thuyết (gần cuối quá trình sậy nhiệt độ không khí ra khỏi buồng sậy có xu hướng tăng, đồng thời nhiệt độ môi trường cũng tăng lên do thay đổi theo thời tiết). Sai lệch lớn nhất giữa công suất nhiệt theo thực nghiệm và theo lý thuyết khoảng 16%, sai số này chủ yếu do sai khác chế độ vận hành giữa lý thuyết, thực tế (Hình 7) và độ hoàn thiện trong chế tạo; do đó, nếu xem xét tổng thể giữa tính toán lý thuyết và chế tạo thực tế thì sai số này tạm chấp nhận được. Các khảo

sát tiếp theo sẽ được xem xét dựa trên mô hình thực nghiệm đã được chế tạo.

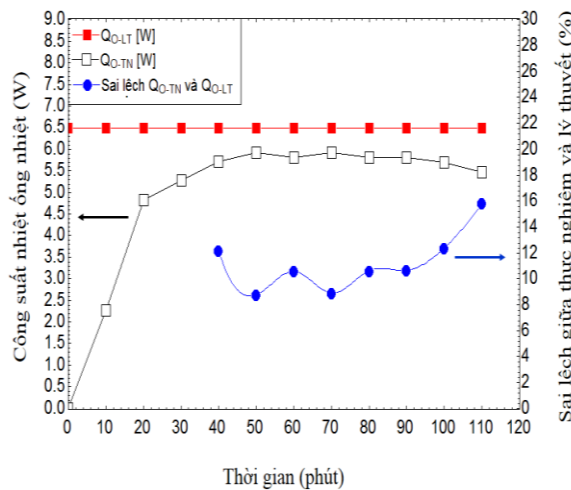


Hình 4. Chênh lệch nhiệt độ không khí vào, ra phần ngưng (Δt_{pn}) và phần sôi (Δt_{ps}) ống nhiệt

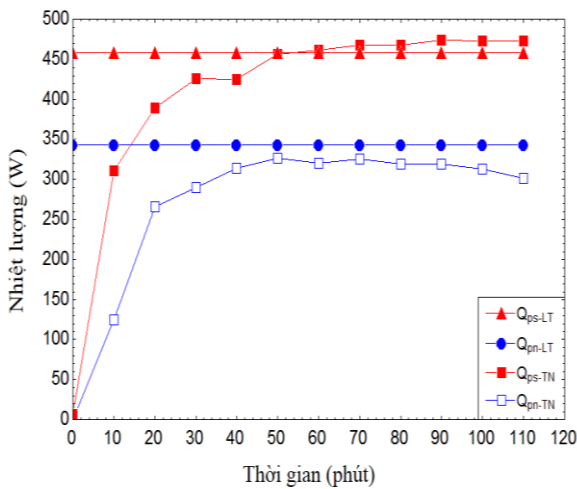
Để đánh giá khả năng làm việc và hiệu quả của bộ ống nhiệt, nghiên cứu đã tiến hành trên vật liệu rau má với 9 trường hợp bố trí thí nghiệm như Bảng 4. Chênh lệch nhiệt độ không khí qua phần sôi (Δt_{ps}) và phần ngưng (Δt_{pn}) của ống nhiệt thể hiện như Hình 8. Khi ống nhiệt làm việc ổn định, ứng với nhiệt độ không khí sau buồng sậy 60°C thì chênh lệch nhiệt độ của không khí qua các phần ống nhiệt đạt $\Delta t_{ps} = 5,4 \div 7,7^\circ\text{C}$ và $\Delta t_{pn} = 3,6 \div 5,3^\circ\text{C}$ (Hình 8a). Với nhiệt độ không khí sau buồng sậy 50°C thì chênh lệch nhiệt độ $\Delta t_{ps} = 3,3 \div 5,2^\circ\text{C}$ và $\Delta t_{pn} = 1,2 \div 2,6^\circ\text{C}$ (Hình 8b). Ở điều kiện nhiệt độ không khí sau buồng sậy 40°C kết quả cho thấy chênh lệch nhiệt độ không khí trung bình qua phần ngưng ống nhiệt không đáng kể $\Delta t_{pn} < 1,0^\circ\text{C}$ (Hình 8c) và xem như ống nhiệt không làm việc. Qua đó cho thấy chênh lệch nhiệt độ giữa không khí vào phần ngưng và phần sôi ống nhiệt có ảnh hưởng lớn đến khả năng làm việc của ống nhiệt.



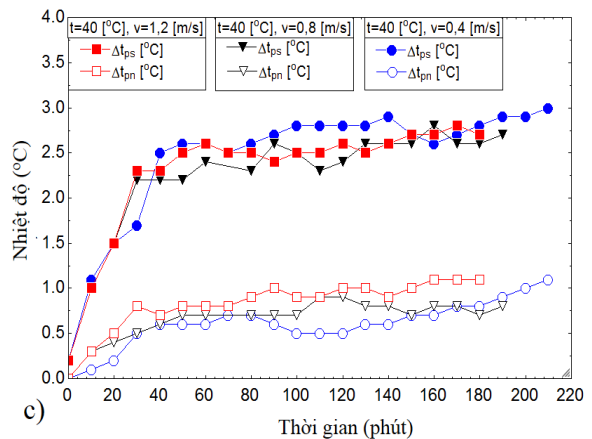
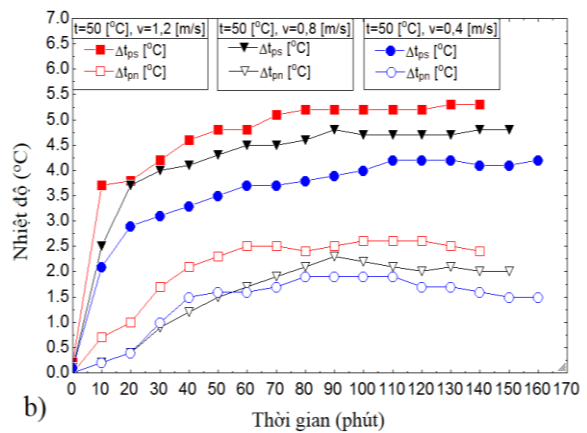
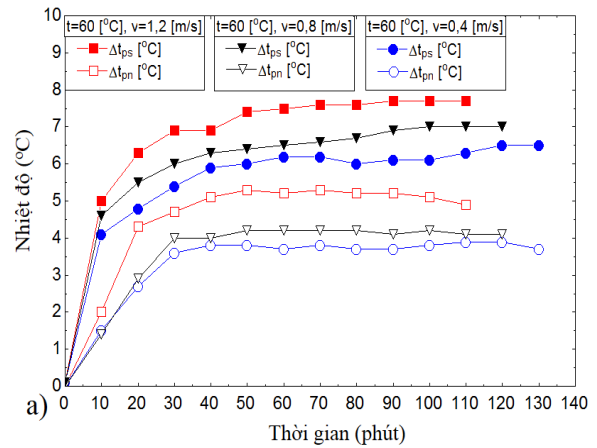
Hình 5. Nhiệt trao đổi ở phần ngưng (Q_{pn}), phần sôi (Q_{ps}) ống nhiệt và tỉ số truyền nhiệt



Hình 6. Công suất nhiệt ống nhiệt theo thực nghiệm (Q_{o-TN}), lý thuyết (Q_{o-LT}) và sai lệch



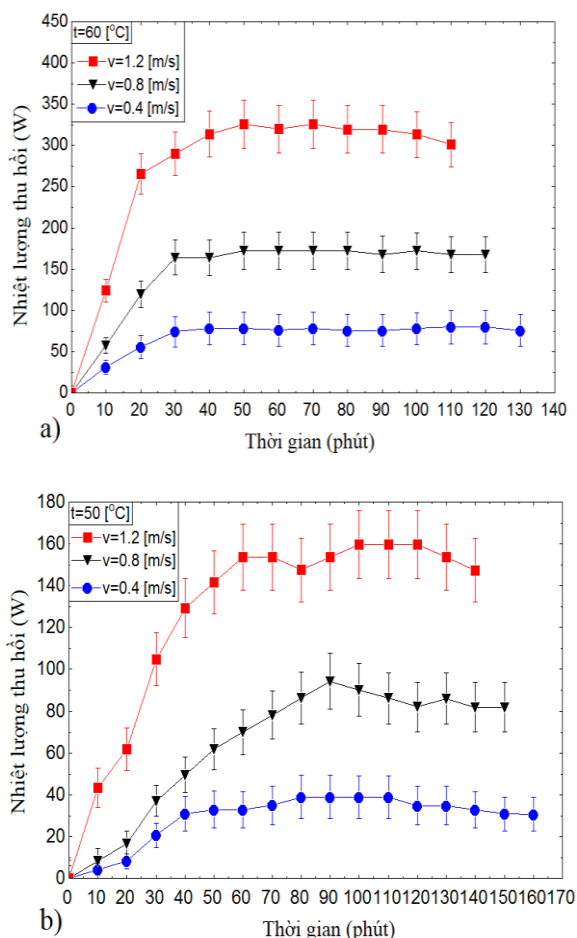
Hình 7. Nhiệt trao đổi tại phần sôi và phần ngưng ống nhiệt ở chế độ thực nghiệm (Q_{ps-TN} , Q_{pn-TN}) và lý thuyết (Q_{ps-LT} , Q_{pn-LT})



Hình 8. Chênh lệch nhiệt độ không khí qua phần sôi (Δt_{ps}) và phần ngưng (Δt_{pn}) ống nhiệt

Hình 9 thể hiện lượng nhiệt thu hồi ứng với các trường hợp có nhiệt độ không khí sau buồng sấy là $t = 50^{\circ}\text{C}$ và $t = 60^{\circ}\text{C}$ trong Bảng 4. Trường hợp $t = 60^{\circ}\text{C}$ khi ống nhiệt làm việc ổn định thì lượng nhiệt trung bình thu hồi lần lượt 313,2 W; 169,2 W và 77,1 W tương ứng với tốc độ không khí $v = 1,2 \text{ m/s}$, $v = 0,8 \text{ m/s}$ và $v = 0,4 \text{ m/s}$ (Hình 9a). Nhiệt lượng thu hồi được ở trường hợp $t = 60^{\circ}\text{C}$

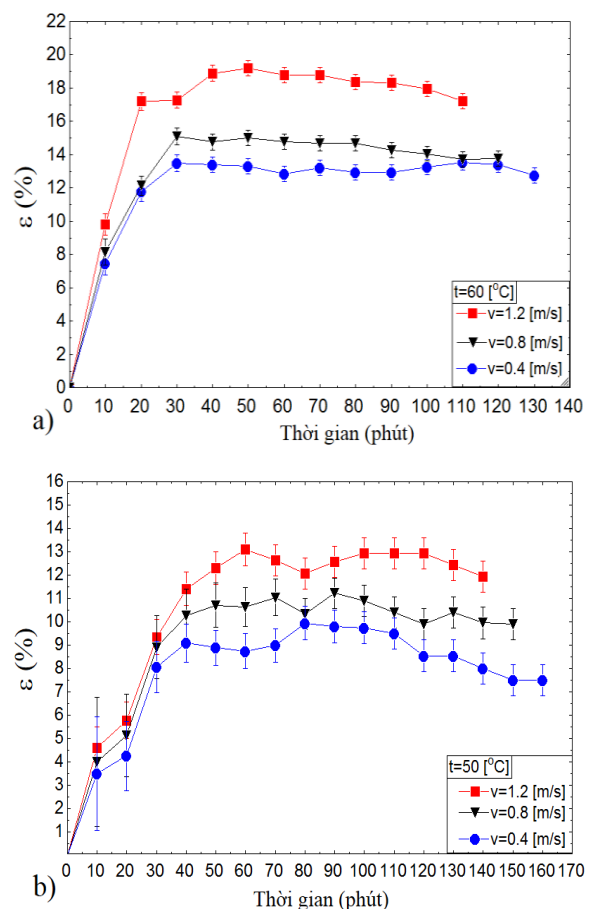
cao gần gấp 2 lần so với trường hợp $t = 50^\circ\text{C}$ khi xem xét cùng tốc độ. Điều này có thể giải thích rằng chênh lệch nhiệt độ giữa không khí vào phần sôi và phần ngưng ống nhiệt tăng thì khả năng làm việc và công suất nhiệt mỗi ống nhiệt tăng lên do đó làm tăng khả năng thu hồi nhiệt thải. Hình 9 còn thể hiện sai số của kết quả tính toán lượng nhiệt thu hồi từ các kết quả thực nghiệm. Đối với trường hợp $t = 60^\circ\text{C}$ thì sai số tỉ đối lần lượt 8,8%; 13,1% và 25,3% tương ứng với tốc độ không khí $v = 1,2 \text{ m/s}$; $v = 0,8 \text{ m/s}$ và $v = 0,4 \text{ m/s}$. Trường hợp $t = 50^\circ\text{C}$ thì sai số tỉ đối lần lượt 10,6%; 14,8% và 26,4% tương ứng với tốc độ không khí $v = 1,2 \text{ m/s}$; $v = 0,8 \text{ m/s}$ và $v = 0,4 \text{ m/s}$. Kết quả này cho thấy sai số có xu hướng tăng khi nhiệt độ và tốc độ không khí giảm, điều này là hợp lý bởi khi giá trị đo của biến thực nghiệm càng nhỏ thì sai số của kết quả đo tăng lên, do đó làm tăng sai số của kết quả tính.



Hình 9. Lượng nhiệt thu hồi ứng với nhiệt độ không khí vào phần sôi ống nhiệt

Hình 10 thể hiện hiệu suất trao đổi nhiệt (phần nhiệt hiện) của bộ ống nhiệt. Hình 10a cho thấy ứng với trường hợp $t = 60^\circ\text{C}$ thì hiệu suất trao đổi nhiệt của bộ ống nhiệt đạt $13,1 \div 18,2\%$ với sai số 0,5%. Ứng với trường hợp $t = 50^\circ\text{C}$ thì hiệu suất trao đổi nhiệt đạt $8,7 \div 12,2\%$ với sai số 0,8% (Hình 10b).

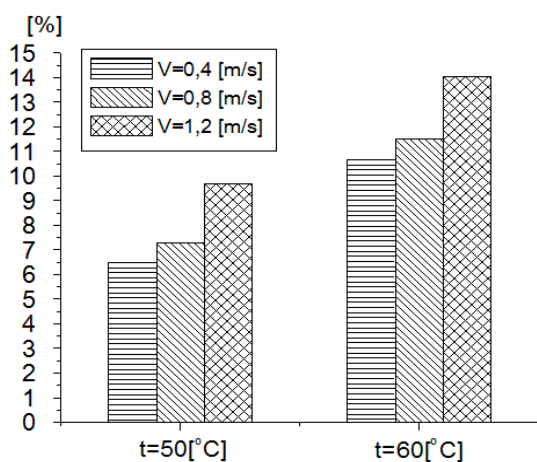
Để đánh giá hiệu quả về mặt năng lượng các mẻ sấy ứng với trường hợp không có ống nhiệt đã được tiến hành. Bảng 5 thể hiện hiệu quả sử dụng năng lượng của tủ sấy ứng với các trường hợp có ống nhiệt và không có ống nhiệt. Kết quả cho thấy hiệu quả sử dụng năng lượng tủ sấy khi không có ống nhiệt đạt $7,26 \div 10,85\%$ ứng với trường hợp $t = 50 \div 60^\circ\text{C}$. Giá trị này phù hợp với hiệu quả sử dụng năng lượng của tủ sấy điện trở ở các công bố [20, 21] liên quan trước đó. Khi kết hợp ống nhiệt vào tủ sấy thì hiệu quả sử dụng năng lượng tủ sấy tăng lên khoảng $10,67 \div 14,5\%$ ứng với $t = 60^\circ\text{C}$ và giá trị này đạt $6,5 \div 9,7\%$ ứng với $t = 50^\circ\text{C}$ (Hình 11).



Hình 10. Hiệu suất trao đổi nhiệt bộ ống nhiệt

Bảng 5. Hiệu quả sử dụng năng lượng tử sấy

stt	Chế độ	Hiệu quả năng lượng tử sấy (%)	
		Có ống nhiệt	Không có ống nhiệt
1	t=50°C, v=0,4 m/s	7,85	8,62
2	t=50°C, v=0,8 m/s	9,64	10,34
3	t=50°C, v=1,2 m/s	10,85	11,56
4	t=60°C, v=0,4 m/s	7,26	8,31
5	t=60°C, v=0,8 m/s	8,51	9,49
6	t=60°C, v=1,2 m/s	10,03	11,10



Hình 11. Mức tăng về hiệu quả sử dụng năng lượng của tử sấy khi kết hợp ống nhiệt so với trường hợp không có ống nhiệt

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này trình bày thực nghiệm đánh giá khả năng làm việc và hiệu

quả thu hồi năng lượng của bộ ống nhiệt trong trường môi chất R134a trên tử sấy điện trở. Ma trận trực giao hai nhân tố đã được sử dụng để bố trí thí nghiệm khi khảo sát. Qua nghiên cứu có một số kết luận như sau:

- Khả năng làm việc và hiệu quả thu hồi nhiệt của bộ ống nhiệt tăng khi tăng nhiệt độ và tốc độ không khí vào phân sôi ống nhiệt.

- Hiệu quả sử dụng năng lượng của tử sấy kết hợp ống nhiệt tăng 10,67÷14,5% ứng với t = 60°C và 6,5÷9,7% ứng với t = 50°C khi so với trường hợp không có ống nhiệt.

- Nhiệt độ không khí sau buồng sấy t ≤ 40°C thì bộ ống nhiệt gần như không làm việc.

- Hiệu suất trao đổi nhiệt (phần nhiệt hiện) của bộ ống nhiệt lần lượt đạt 13,1 ÷ 18,2% và 8,7 ÷ 12,2% tương ứng với nhiệt độ không khí sau buồng sấy t = 60°C và t = 50°C. Sai số các kết quả tính toán tương ứng 0,5% và 0,8%.

- Ở điều kiện khí hậu Việt Nam với tử sấy có nhiệt độ không khí sau khi ra khỏi tử sấy 50÷60°C thì có thể kết hợp bộ ống nhiệt trong trường môi chất R134a để thu hồi nhiệt thải.

LỜI CẢM ƠN

Tác giả xin chân thành cảm ơn Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp.HCM đã hỗ trợ tài chính cho nghiên cứu này (Mã dự án: T2020-03GVT)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Wu, X.P., P. Johnson, and A. Akbarzadeh, Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems, *Applied thermal engineering*, 17(6), p. 561-568, 1997.
- [2] Vang, T.V., Sử dụng ống nhiệt trong hệ thống điều hoà không khí để tiết kiệm năng lượng, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Nhiệt*, (44), 2002.
- [3] Hoàng, A.Q., *Nghiên cứu nâng cao hiệu quả cấp nhiệt bằng ống nhiệt mặt trời cho máy lạnh hấp thụ H₂O-LiBr loại single effect ở miền Nam Việt Nam*, Trường Đại học Bách khoa-Đại học Đà Nẵng, 2009.
- [4] Vang, T.V., Nghiên cứu thiết kế, chế tạo thiết bị đun nước nóng bằng năng lượng mặt trời có sử dụng ống nhiệt trong trường, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Nhiệt*, (43), 2002.

- [5] Wang, Z. and W. Yang, A review on loop heat pipe for use in solar water heating, *Energy and buildings*, 79, p. 143-154, 2014.
- [6] Arab, M., M. Soltanieh, and M. Shafii, Experimental investigation of extra-long pulsating heat pipe application in solar water heaters, *Experimental thermal and fluid science*, 42, p. 6-15, 2012.
- [7] Deng, J.-L., et al., Efficient waste heat recovery system of power plant boiler, *East China Electric Power*, 41(1), p. 200-204, 2013.
- [8] Yang, F., X. Yuan, and G. Lin, Waste heat recovery using heat pipe heat exchanger for heating automobile using exhaust gas, *Applied Thermal Engineering*, 23(3), p. 367-372, 2003.
- [9] Jadhao, J. and D. Thombare, Review on exhaust gas heat recovery for IC engine, *International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT)*, 2(12), 2013.
- [10] Jian, Q. and L. Luo, The improvement on efficiency and drying performance of a domestic venting tumble clothes dryer by using a heat pipe heat recovery heat exchanger, *Applied Thermal Engineering*, 136, p. 560-567, 2018.
- [11] Meyer, A. and R. Dobson, A heat pipe heat recovery heat exchanger for a mini-drier, 2006.
- [12] Wera, P., G. Raghavan, and P. Terdtoon, Loop thermosyphon application for heat pump drying, in *Proceedings of the 3rd International American Drying Conference (IADC'05)*, 2005.
- [13] Luan, N. and B. T.N, Program Calculation And Design Heat Pump Dryer Combined Gravitational Heat Pipe, *Journal Of Technology Education Science*, (50), 2018.
- [14] Li, W., et al., Experiment on performance of corn drying system with combination of heat pipe and multi-stage series heat pump equipment, *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*, 34(4), p. 278-284, 2018.
- [15] Hải, B. and T.V. Vang, *Ổng nhiệt và ứng dụng của ổng nhiệt*, NXB-BKHN, 2008.
- [16] Cengel, Y.A., *Heat Transfer*, McGraw-Hill Higher Education, 2002.
- [17] Putra, N., T. Anggoro, and A. Winarta, Experimental study of heat pipe heat exchanger in hospital HVAC system for energy conservation, *International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology*, 7(3), p. 871-877, 2017.
- [18] TCVN 10788:2015 về Malt - Xác định độ ẩm - Phương pháp khối lượng.
- [19] Phú, T.V., *Tính toán thiết kế hệ thống sấy*, 2003.
- [20] Motevali, A., et al., Comparison of energy parameters in various dryers, *Energy Conversion and Management*, 87, p. 711-725, 2014.
- [21] Beigi, M., Energy efficiency and moisture diffusivity of apple slices during convective drying, *Food Science and Technology*, 36(1), p. 145-150, 2016.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

Nguyễn Thành Luân

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM

Email: luannt@hcmute.edu.vn