

NGHIÊN CỨU ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG CỦA THÔNG SỐ HÌNH HỌC VÀ DÒNG CHẢY ĐẾN HIỆU SUẤT EXERGY CỦA THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT ỐNG LỒNG ỐNG DẠNG XOẮN BẰNG PHƯƠNG PHÁP MÔ PHỎNG CFD

A STUDY TO EVALUATE THE EFFECTS OF GEOMETRICAL
PARAMETERS AND FLOW PARAMETERS ON THE EXERGY EFFICIENCY
OF TUBE-IN-TUBE HELICAL HEAT EXCHANGER BY CFD SIMULATION

Nguyễn Thành Luân¹, Nguyễn Minh Hạ²

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 26/10/2020, ngày phản biện đánh giá 18/11/2020, ngày chấp nhận đăng 25/12/2020

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng của thông số hình học và thông số vận hành đến hiệu suất exergy của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống dạng xoắn bằng mô phỏng số (CFD). Hiệu suất exergy được khảo sát thông qua bố trí thí nghiệm theo phương pháp đáp ứng bề mặt. Các mô hình toán học liên quan đến phương trình năng lượng, hiệu suất trao đổi nhiệt, hiệu suất exergy được phân tích bằng phần mềm EES (Engineering Equation Solver). Kết quả nghiên cứu cho thấy, hiệu suất exergy của thiết bị tăng khi tăng số Reynolds của dòng nước nóng, giảm số Reynolds của dòng nước lạnh, tăng đường kính vòng xoắn, giảm bước vòng xoắn. Trong phạm vi khảo sát với số Reynolds của nước nóng và lạnh lần lượt là $Re_h = 9000 \div 27000$, $Re_c = 10000 \div 30000$, đường kính vòng xoắn từ $D_c = 60 \div 120$ mm, bước vòng xoắn $h_c = 20 \div 30$ mm thì hiệu suất exergy của thiết bị tốt nhất đạt $\eta_e = 6,607\%$ ứng với trường hợp $Re_h = 27000$, $Re_c = 10000$, $D_c = 90$ mm ($D_c/d = 6$), $h_c = 25$ mm ($h_c - d = 10$ mm).

Từ khóa: Thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống; thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống dạng xoắn; mô phỏng CFD; hiệu suất exergy; phương pháp thực nghiệm đáp ứng bề mặt.

ABSTRACT

The paper presents research on the influence of geometrical and operating parameters on the exergy efficiency of tube-in-tube helical heat exchanger by using numerical simulation (CFD). The analytical solution for the mathematical model involving energy, the effectiveness and the exergy efficiency of a tube-in-tube helical heat exchanger is obtained using an EES (Engineering Equation Solver) program. The results of the study show that, the exergy efficiency increase with increasing the Reynolds number of hot water (Re_h), decreasing the Reynolds number of cold water (Re_c), increasing coil diameter (D_c), decreasing the coil pitch. In the scope of the survey with Reynolds numbers of hot and cold water (Re_h and Re_c) from 9000 to 27000 and 10000 to 30000, respectively; coil diameter (D_c) from 60 mm to 120 mm the coil pitch (h_c) from 20 mm to 30 mm, then the exergy efficiency of tube-in-tube helical heat exchanger obtained maximum of $\eta_e = 6,607\%$ corresponding to $Re_h = 27000$, $Re_c = 10000$, $D_c = 90$ mm ($D_c/d = 6$), $h_c = 25$ mm ($h_c - d = 10$ mm).

Keywords: double-pipe heat exchanger; tube-in-tube helical heat exchanger; CFD simulation; exergy efficiency; response surface method.

1. GIỚI THIỆU

Ngày nay thiết bị trao đổi nhiệt được sử dụng rộng rãi trong các ứng dụng công nghiệp và kỹ thuật. Để thiết kế một bộ trao đổi nhiệt hiệu quả thì cần quan tâm đến nhiều yếu tố như: chi phí đầu tư, tuổi thọ thiết bị, hình dạng, kích thước, đặc biệt là khả năng trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất qua thiết bị. Đây là một công việc khá phức tạp đối với người thiết kế. Các nghiên cứu chỉ ra rằng khi sử dụng các giải pháp tăng cường khả năng trao đổi nhiệt thì tổn thất áp suất cũng tăng lên dẫn đến tăng công của bơm, quạt. Do đó việc lựa chọn một giải pháp thiết kế hợp lý là rất quan trọng. Một trong những thiết bị trao đổi nhiệt đơn giản được sử dụng rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp (hóa chất, thực phẩm, dầu khí, dệt may) là thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống. Loại thiết bị trao đổi nhiệt này có dãy nhiệt độ làm việc rộng, có thể làm việc ở áp suất cao, chi phí thiết kế và bảo trì thấp. Đối với thiết bị ống lồng ống dạng thẳng mặc dù đơn giản trong chế tạo, tuy nhiên hiệu suất trao đổi nhiệt không lớn, thiết bị lớn, cồng kềnh. Vì thế, để cải thiện khả năng trao đổi nhiệt của loại thiết bị này, đã có nhiều nghiên cứu liên quan như: nghiên cứu bố trí cánh xoắn của Zhang và cộng sự (cs) [1], sử dụng cánh hình tròn đục lỗ của Sheikholeslami và cs [2], sử dụng cánh hình chữ nhật dọc theo ống của Barga và Saboya [3], sử dụng ống trong có hình dạng gợn sóng của Yang và Chiang [4], sử dụng ống có dạng gấp nếp của Dizaji và cs [5].

Bộ trao đổi nhiệt dạng ống xoắn cũng là một dạng thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống, loại thiết bị này có hiệu suất truyền nhiệt cao và có kích thước nhỏ gọn hơn so với loại ống thẳng [6]. Để đánh giá hiệu quả làm việc có nhiều điều tra về đặc tính truyền nhiệt và thủy lực thiết bị này như: Yang và cs [7] nghiên cứu về ảnh hưởng của bước cuộn ống lên số Nusselt trong chế độ dòng chảy tầng. Rennie và Raghavan [8] nghiên cứu thực nghiệm đặc điểm truyền nhiệt của một vòng ống với hai cấu hình bố trí dòng chảy song song cùng chiều và ngược chiều. Mashoofi và cs [9] nghiên cứu ảnh hưởng

của cánh dạng xoắn đến đặc tính truyền nhiệt và ma sát. Fouada và cs [10] nghiên cứu mô phỏng điều tra hiệu suất nhiệt của thiết bị với nhiều ống nhỏ bên trong. Qua đó cho thấy, các nghiên cứu đề nâng cao hiệu quả truyền nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống dạng xoắn đã được điều tra về mặt số học và thực nghiệm.

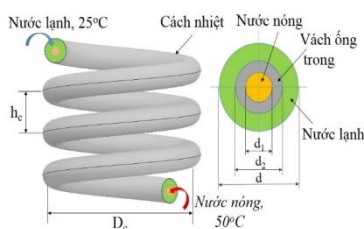
Trong thiết kế hệ thống nhiệt, hiệu suất exergy được xem là công cụ hữu ích để đánh giá tiềm năng sinh công và tính không thuận nghịch của quá trình. Qua nghiên cứu tài liệu, các nghiên cứu chủ yếu tập trung đánh giá hiệu quả trao đổi nhiệt và tổn thất áp suất của thiết bị ứng với các giải pháp cải tiến, tuy nhiên chưa thấy có đánh giá cụ thể liên quan đến hiệu suất exergy của thiết bị ống lồng ống dạng xoắn. Do đó, để có cái nhìn tổng quát hơn, đánh giá hiệu suất exergy đã được điều tra trong nghiên cứu này thông qua mô phỏng số CFD kết hợp giải tích, để xem xét ảnh hưởng của thông số hình học ống xoắn: đường kính và bước vòng xoắn; thông số vận hành: số Reynolds của dòng nước nóng và lạnh đến hiệu suất exergy của thiết bị ở chế độ chảy rối ($Re > 2300$), từ đó có định hướng phù hợp cho thiết kế và vận hành.

2. MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

Hình 1 trình bày miền tính toán và các điều kiện mô phỏng. Miền tính toán gồm 2 ống lồng ống bằng đồng ($\lambda = 387,6 \text{ W/m.K}$): ống trong có đường kính $d_2/d_1=5,5 \text{ mm}/5 \text{ mm}$, ống ngoài có đường kính $d=15 \text{ mm}$. Chiều dài ống trong được cố định là 1000 mm để đảm bảo diện tích trao đổi nhiệt không thay đổi khi khảo sát ảnh hưởng các thông số khác. Đường kính vòng xoắn D_c và bước vòng xoắn là h_c . Nước nóng đi bên trong ống trong với nhiệt độ đầu vào là 50°C . Nước lạnh đi giữa không gian của 2 ống và có nhiệt độ đầu vào là 25°C . Hai dòng lưu chất chuyển động ngược chiều. Ống ngoài không trao đổi nhiệt với môi trường, đầu ra của dòng nước nóng và lạnh thiết lập bằng áp suất khí quyển $p_o = 101325 \text{ (N/m}^2\text{)}$. Hình 2 trình bày chia lưới miền tính toán. Để kiểm tra độ lặp lưới, số nút lưới từ 235410 đến 841614 đã được thực hiện. Như kết quả thể hiện ở Hình 3, khi số

phần tử lớn hơn 606054 ứng với kích thước các phần tử lưới 0,8 mm thì nhiệt độ dòng nước lạnh và nước nóng đầu ra không phụ thuộc lưới. Từ đó, chọn kích thước các phần tử lưới là 0,8 mm để đảm bảo độ chính xác mô phỏng và thời gian tính toán thích hợp. Trong nghiên cứu này, mô hình chảy rối k-epsilon -realizable kết hợp xử lý tăng cường vách (enhanced wall treatment) được sử dụng trong mô phỏng và theo đánh giá [10] thì mô hình chảy rối này phù hợp với trao đổi nhiệt dạng ống xoắn. Sai số cho phương trình liên tục, phương trình động lượng, phương trình năng lượng trong mô phỏng là 10^{-6} . Khối lượng riêng (ρ), nhiệt dung riêng (c_p), hệ số dẫn nhiệt (λ), độ nhớt (μ) của nước xem là hàm đa thức bậc 3 theo nhiệt độ như Bảng 1, các hàm này được thành lập từ dữ liệu trích từ phần mềm EES. Để đảm bảo độ tin cậy của kết quả mô phỏng, một mô phỏng số đã được thực hiện ứng với đường kính ống trong $d_2/d_1 = 26 \text{ mm} / 25,4 \text{ mm}$; đường kính ống ngoài $d = 50,8 \text{ mm}$; đường kính vòng xoắn $D_c = 762 \text{ mm}$; bước vòng xoắn $h_c = 100 \text{ mm}$; số vòng xoắn $Z=4$; nhiệt độ đầu vào dòng nước lạnh $27 \text{ }^\circ\text{C}$; nhiệt độ đầu vào dòng nước nóng $50 \text{ }^\circ\text{C}$; số Reynolds của dòng nước nóng $Re_h = 3100 \div 5700$; số Reynolds của dòng nước lạnh $Re_c = 21000$. Hình 4 thể hiện so sánh giữa kết quả của mô phỏng hiện tại với kết quả thực nghiệm khảo sát số Nusselt dòng nước nóng ở ống trong của Kumar và cộng sự [11]. Kết quả cho thấy số Nusselt dòng nước nóng theo số Dean [11]: $De = Re \cdot \sqrt{\frac{d}{D_c}}$ của kết quả mô

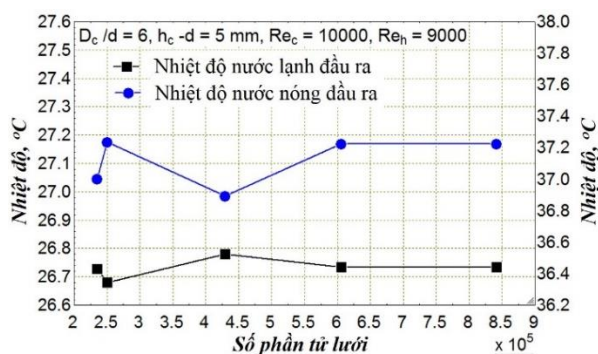
phỏng hiện tại với dữ liệu đã công bố trước đó [11] có tính phù hợp cao. Do đó, kết quả mô phỏng có thể tin cậy và sẽ bàn luận ở phần tiếp theo.



Hình 1. Miền tính toán, điều kiện ban đầu và điều kiện biên



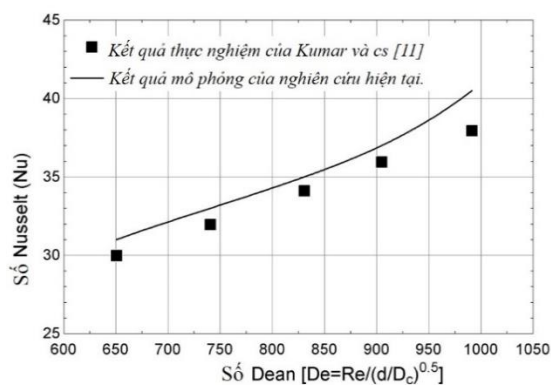
Hình 2. Chia lưới miền tính toán



Hình 3. Kiểm tra độc lập lưới

Bảng 1. Thông số vật lý của nước theo nhiệt độ (K)

Đại lượng	Phương trình
ρ (kg/m^3)	$158,29 + 7,60164T - 0,0218144T^2 + 19,299410^{-6} T^3$
c_p ($\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	$-4239,38 + 81,0787T - 0,259837T^2 + 0,000277193T^3$
λ ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$)	$-0,454199 + 0,00409563T + 2,2440410^{-6} T^2 - 1,4021810^{-8} T^3$
μ ($\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s}$)	$0,119068 - 0,00104998T + 3,1223710^{-6} T^2 - 3,1197610^{-9} T^3$



Hình 4. Xác nhận kết quả mô phỏng so với dữ liệu đã công bố [11]

3. PHƯƠNG PHÁP LUẬN

Bảng 2. Ma trận quy hoạch thực nghiệm theo thiết kế Box-Behnken

std	Re_c	Re_h	D_c/d	h_c-d , mm
1	10000	9000	6	10
2	30000	9000	6	10
3	10000	27000	6	10
4	30000	27000	6	10
5	20000	18000	4	5
6	20000	18000	8	5
7	20000	18000	4	15
8	20000	18000	8	15
9	10000	18000	6	5
10	30000	18000	6	5
11	10000	18000	6	15
12	30000	18000	6	15
13	20000	9000	4	10
14	20000	27000	4	10
15	20000	9000	8	10
16	20000	27000	8	10
17	10000	18000	4	10
18	30000	18000	4	10
19	10000	18000	8	10
20	30000	18000	8	10
21	20000	9000	6	5
22	20000	27000	6	5
23	20000	9000	6	15
24	20000	27000	6	15
25	20000	18000	6	10
26	20000	18000	6	15
27	20000	18000	6	5

* h_c : Bước vòng xoắn (mm)

* d : Đường kính ống ngoài, $d = 15$ mm

* D_c : Đường kính vòng xoắn (mm)

Trong nghiên cứu này để giảm số lượng thực nghiệm khi khảo sát ảnh hưởng của nhiều biến số. Bố trí thực nghiệm theo phương pháp đáp ứng bề mặt đã được sử dụng. Thiết kế Box-Behnken với 4 biến đầu

vào là số Reynolds của dòng nước lạnh (Re_c), số Reynolds của dòng nước nóng (Re_h), đường kính vòng xoắn (D_c) và bước vòng xoắn (h_c) để điều tra ảnh hưởng đến hiệu suất exergy của thiết bị. Các mức giá trị của các biến của thiết kế Box-Behnken thể hiện như Bảng 2 từ std 1 đến std 25. Đồng thời, để phân tích và bàn luận thêm ảnh hưởng của các biến, hai trường hợp std 26 và std 27 đã đưa thêm vào để khảo sát.

Theo kết quả nhiệt độ và áp suất thu được từ mô phỏng, các đặc tính truyền nhiệt và thủy lực của thiết bị được xác định như sau:

Nhiệt lượng dòng nước nóng nhả ra và nhiệt lượng dòng nước lạnh nhận vào được xác định theo các công thức:

$$Q_c = m_c \cdot c_{pc} \cdot (t_c'' - t_c'), kW \quad (1)$$

$$Q_h = m_h \cdot c_{ph} \cdot (t_h' - t_h''), kW \quad (2)$$

Trong đó:

Q_h : Nhiệt lượng dòng nước nóng nhả ra, kW

Q_c : Nhiệt lượng dòng nước lạnh nhận vào, kW

m_c, m_h : Lưu lượng khối lượng dòng nước lạnh và dòng nước nóng, kg/s

c_{pc}, c_{ph} : Nhiệt dung riêng của dòng nước lạnh và dòng nước nóng kJ/kg.K

t_c', t_c'' : Nhiệt độ vào và ra của dòng nước lạnh, °C

t_h', t_h'' : Nhiệt độ vào và ra của dòng nước nóng, °C

Lượng nhiệt trao đổi trung bình giữa dòng nước nóng và dòng nước lạnh [10]:

$$Q = 0,5(Q_c + Q_h), kW \quad (3)$$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của dòng nước nóng và lạnh được xác định lần lượt theo các phương trình sau [10]:

$$\alpha_h = \frac{Q}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \Delta t_{v,h}}, W/m^2.K \quad (4)$$

$$\alpha_c = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot L \cdot \Delta t_{v,c}}, W/m^2.K \quad (5)$$

Trong đó:

L : Chiều dài ống trao đổi nhiệt, $L = 1 \text{ m}$

$\Delta t_{v,h}$: Chênh lệch nhiệt độ giữa dòng nước nóng với vách ống, $^{\circ}\text{C}$

$\Delta t_{v,c}$: Chênh lệch nhiệt độ giữa vách ống với dòng nước lạnh, $^{\circ}\text{C}$

Số Nusselt của dòng nước nóng và lạnh được xác định theo phương trình [10]:

$$Nu_h = \frac{\alpha_h \cdot d_1}{\lambda_h} \quad (6)$$

$$Nu_c = \frac{\alpha_c \cdot (d - d_2)}{\lambda_c} \quad (7)$$

Trong đó:

d_1 : Đường kính trong của ống trong, m

d_2 : Đường kính ngoài của ống trong, m

d : Đường kính trong của ống ngoài, m

λ_h, λ_c : Hệ số dẫn nhiệt của dòng nước nóng và dòng nước lạnh, W/m.K

Theo lý thuyết truyền nhiệt, hiệu suất thiết bị trao đổi nhiệt chính là tỉ số lượng nhiệt thực tế trao đổi (Q) và lượng nhiệt lớn nhất (Q_{max}) có thể trao đổi, thông số này được xác định theo công thức:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (8)$$

Lượng nhiệt lớn nhất có thể trao đổi theo lý thuyết được xác định:

$$Q_{max} = C_{min} (t'_h - t'_c), \text{ kW} \quad (9)$$

Với C_{min} được xác định:

$$C_{min} = \min(C_1, C_2), \text{ kW/K} \quad (10)$$

$$C_1 = m_c \cdot c_{pc}, \text{ kW/K}$$

$$C_2 = m_h \cdot c_{ph}, \text{ kW/K}$$

Hệ số ma sát của dòng nước nóng và dòng nước lạnh có thể xác định theo công thức [10]:

$$f_h = \frac{2 \cdot d_1 \cdot \Delta p_h}{L \cdot \rho_h \cdot v_h^2} \quad (11)$$

$$f_c = \frac{2 \cdot (d - d_2) \cdot \Delta p_c}{L \cdot \rho_c \cdot v_c^2} \quad (12)$$

Trong đó:

ρ_h, ρ_c : Khối lượng riêng của dòng nước nóng và dòng nước lạnh, kg/m^3

$\Delta p_h, \Delta p_c$: Tổn thất áp suất của dòng nước nóng và dòng nước lạnh, N/m^2

v_h, v_c : Tốc độ của dòng nước nóng và dòng nước lạnh, kg/m^3

Hiệu suất exergy của thiết bị được đánh giá dựa trên định luật nhiệt động 2, khi hệ thống ổn định thì lượng exergy bị phá hủy được xác định [12]:

$$\sum Ex_t = \sum Ex_v - \sum Ex_r \quad (13)$$

Với Ex_v và Ex_r là exergy đầu vào và đầu ra của dòng nước lạnh và nóng khi đi qua thiết bị trao đổi nhiệt và có thể xác định bằng công thức [12]:

$$\sum Ex_v = \sum (m_h \cdot e'_h + m_c \cdot e'_c) \quad (14)$$

$$\sum Ex_r = \sum (m_h \cdot e''_h + m_c \cdot e''_c) \quad (15)$$

Trong đó e_x là exergy ứng với 1kg lưu chất và được xác định theo công thức [12]:

$$e_x = (h - h_o) - T_o \cdot (s - s_o), \text{ kJ/kg} \quad (16)$$

Trong đó:

h : Entanpy của dòng lưu chất, kJ/kg

s : Entropy của dòng lưu chất, kJ/kg.K

$T_o = 25^{\circ}\text{C} = 298\text{K}$ là nhiệt độ môi trường

h_o và s_o : Lần lượt là entanpy và entropy của lưu chất ứng với nhiệt độ T_o .

Hiệu suất exergy của thiết bị được xác định [12]:

$$\eta_e = \frac{E_c}{E_h} = \frac{m_c (e''_c - e'_c)}{m_h (e'_h - e''_h)} \quad (17)$$

Trong đó:

E_c, E_h : Lượng exergy thay đổi của dòng nước lạnh và dòng nước nóng, kW

e'_h, e''_h : Exergy ứng với 1kg nước nóng ở đầu vào và đầu ra, kJ/kg

e'_c, e''_c : Exergy ứng với 1kg nước lạnh ở đầu vào và đầu ra, kJ/kg

Tồn thất exergy không thứ nguyên (số exergy bị phá hủy) được xác định [13]:

$$e = \frac{\sum Ex_i}{m_h(e'_h - e''_h)} \quad (18)$$

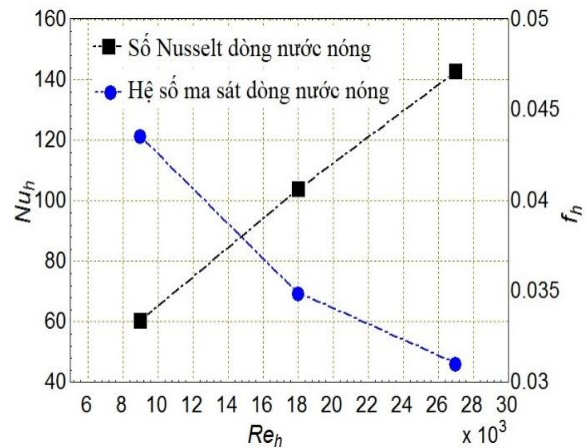
4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Để phân tích đặc tính truyền nhiệt giữa dòng nước nóng và dòng nước lạnh, các trường hợp trong Bảng 2 được trích ra để so sánh và bàn luận. Ảnh hưởng của đường kính vòng xoắn, bước vòng xoắn, số Reynolds dòng nước nóng và số Reynolds dòng nước lạnh đến đặc tính truyền nhiệt của hai dòng nước nóng và lạnh được trình bày trong các phần bên dưới.

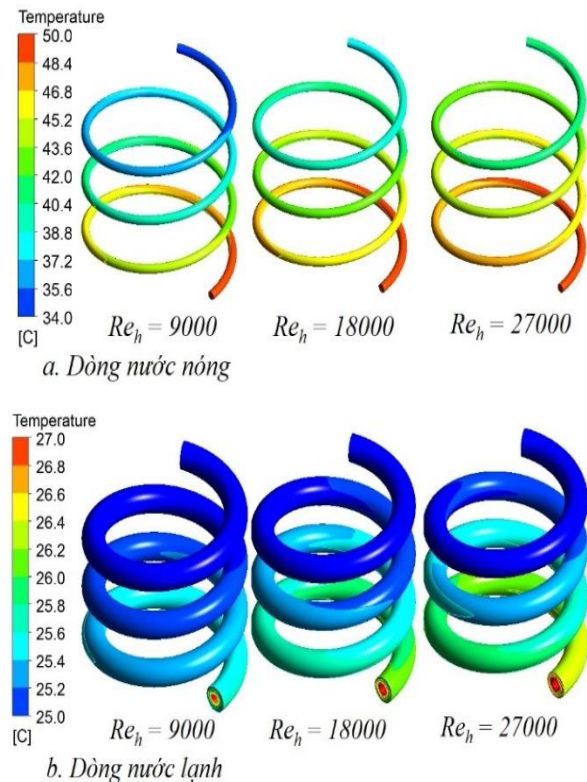
4.1 Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước nóng

Hình 5 trình bày ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng (Re_h) đến khả năng trao đổi nhiệt của thiết bị ứng với $Re_c = 20000$, $D_c/d = 6$, $h_c - d = 15 \text{ mm}$ tương ứng *std 23*, *std 24* và *std 26* trong Bảng 2. Kết quả cho thấy khi tăng Re_h thì trao đổi nhiệt được tăng cường, số Nusselt về phía dòng nước nóng tăng. Theo kết quả mô phỏng, ứng với $Re_h = 27000$ nhiệt độ dòng nước lạnh đầu ra cao hơn trường hợp $Re_h = 18000$ và $Re_h = 9000$ lần lượt là $0,33^\circ\text{C}$ và $0,84^\circ\text{C}$. Đồng thời nhiệt độ đầu ra dòng nước nóng giảm tương ứng $2,15^\circ\text{C}$ và $5,88^\circ\text{C}$ (Hình 6). Hình 5 thấy được hệ số ma sát của dòng nước nóng giảm khi tăng Re_h . Điều này có thể giải thích như sau: khi tăng Re_h làm tăng tốc độ dòng nước nóng dẫn đến tổn thất áp suất tăng. Tuy nhiên, sự gia tăng vận tốc lớn hơn sự gia tăng tổn thất áp suất do đó hệ số ma sát dòng nước nóng giảm. Hình 7 thể hiện phân bố nhiệt độ và tốc độ tại mặt cắt vuông góc với đường tâm của ống. Vận tốc phân bố trên mặt cắt có tốc độ lớn ở phía xa tâm vòng xoắn và tốc độ nhỏ hơn ở vùng gần tâm vòng

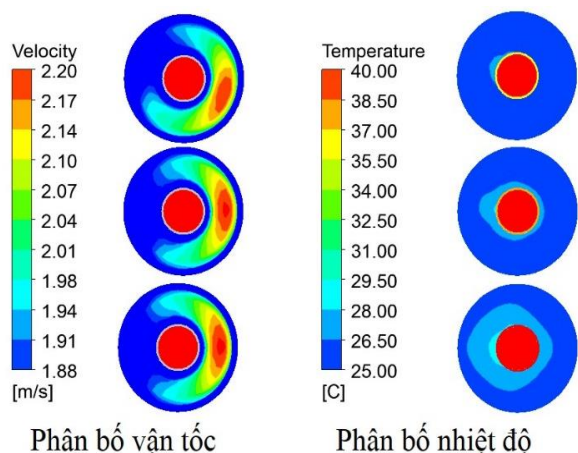
xoắn. Vùng có tốc độ lớn hơn trao đổi nhiệt tốt nên nhiệt độ bề mặt ống giảm dần đến lớp nước lạnh ở vùng lân cận có nhiệt độ thấp hơn hay nói cách khác ở vùng xa tâm vòng xoắn thì nhiệt độ thấp hơn so với vùng gần tâm vòng xoắn.



Hình 5. Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước nóng đến số Nusselt và hệ số ma sát ứng với *std 23*, *std 24* và *std 26* trong bảng 2



Hình 6. Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước nóng đến nhiệt độ ra dòng nước nóng và lạnh ứng với *std 23*, *std 24* và *std 26* trong bảng 2

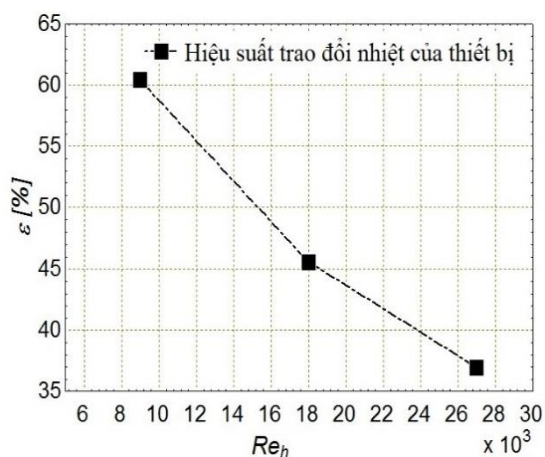


Phân bố vận tốc

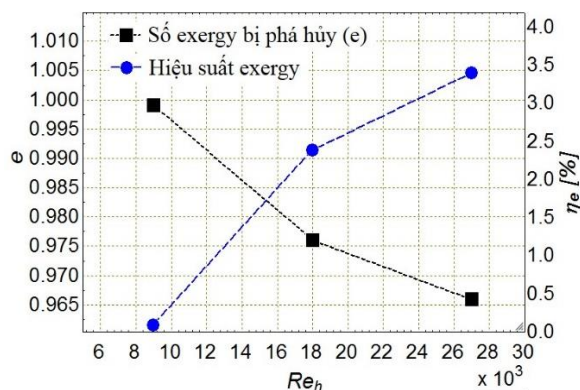
Phân bố nhiệt độ

Hình 7. Phân bố nhiệt độ và vận tốc tại một mặt cắt vuông góc với đường tâm của ống

Hình 8 thể hiện ảnh hưởng Re_h đến hiệu suất trao đổi nhiệt và hiệu suất exergy của thiết bị. Ứng với $Re_h = 27000$ thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị giảm 8,6% và 23,6% so với trường hợp $Re_h = 18000$ và $Re_h = 9000$. Khi tăng Re_h làm tăng nhiệt trao đổi Q nhưng đồng thời cũng làm tăng C_{min} dẫn đến tăng Q_{max} . Sự gia tăng của Q nhỏ hơn sự gia tăng Q_{max} nên hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị giảm khi tăng Re_h . Trong khi đó, tăng Re_h thì số exergy bị phá hủy của quá trình truyền nhiệt giảm (Hình 9) do đó hiệu suất exergy của thiết bị tăng tương ứng. Theo kết quả Hình 9 ứng với trường hợp $Re_h = 9000$ thì hiệu suất exergy của thiết bị thấp hơn trường hợp $Re_h = 18000$ và $Re_h = 27000$ lần lượt là 2,3% và 3,3%.

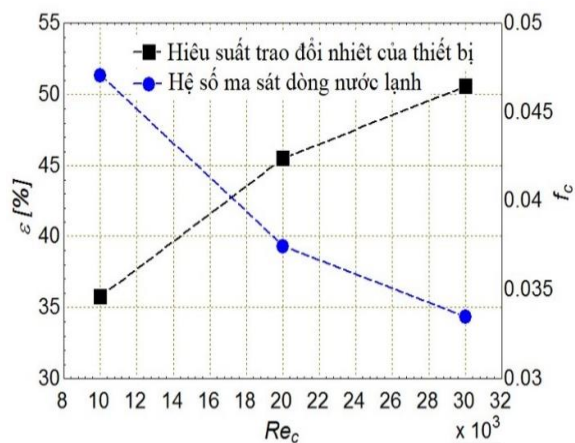


Hình 8. Ảnh hưởng số Reynolds của dòng nước nóng đến hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị ứng với std 23, std 24 và std 26 trong bảng 2



Hình 9. Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước nóng đến hiệu suất exergy và số exergy bị phá hủy ứng với std 23, std 24 và std 26 trong bảng 2

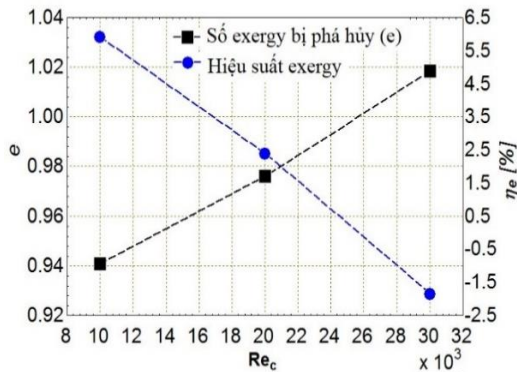
4.2 Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước lạnh



Hình 10. Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước lạnh đến hiệu suất trao đổi nhiệt và hệ số ma sát ứng với std 11, std 12 và std 26 trong bảng 2

Hình 10 thể hiện ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước lạnh (Re_c) đến hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị và hệ số ma sát của dòng nước lạnh ứng với std 11, std 12 và std 26 trong Bảng 2. Khi tăng số Reynolds của dòng nước lạnh làm tăng lượng nhiệt trao đổi Q trong khi Q_{max} không thay đổi do đó hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị tăng. Hình 10 cho thấy ứng với $Re_c = 30000$ thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị lớn hơn trường hợp $Re_c = 20000$ và $Re_c = 10000$ lần lượt là 5,1% và 14,8%. Hệ số ma sát dòng nước lạnh tăng khi tăng Re_c điều này giải thích tương tự như trường hợp tăng số Reynolds của dòng nước nóng. Hình 11 cho thấy khi tăng Re_c thì số

exergy bị phá hủy của quá trình truyền nhiệt (ϵ) tăng, do đó hiệu suất exergy của thiết bị giảm. Ứng với $Re_c = 10000$ thì hiệu suất exergy của thiết bị lớn hơn trường hợp $Re_c = 20000$ và $Re_c = 30000$ tương ứng là 3,5% và 7,8%. Số Re_c càng lớn thì hiệu suất exergy càng giảm và có thể nhỏ hơn không (giá trị âm), đây là điều không mong muốn trong thiết kế và vận hành.



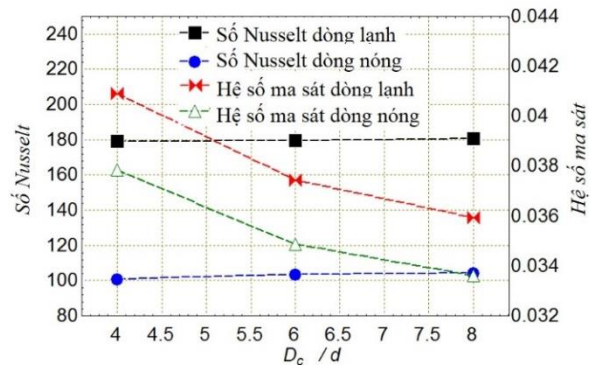
Hình 11. Ảnh hưởng số Reynolds dòng nước lạnh đến hiệu suất exergy và số exergy bị phá hủy ứng với std 11, std 12 và std 26 trong bảng 2

4.3 Ảnh hưởng của đường kính vòng xoắn

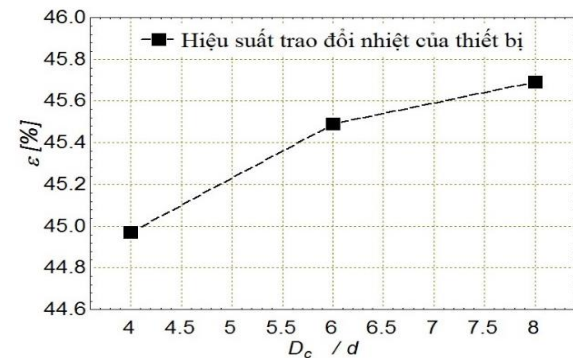
Hình 12 trình bày ảnh hưởng của đường kính vòng xoắn (D_c) đến khả năng trao đổi nhiệt và hệ số ma sát của hai dòng nước ứng với $Re_c = 20000$, $Re_h = 18000$, $h_c = 30$ mm tương ứng std 7, std 8 và std 26 trong Bảng 2. Hình 12 cho thấy khi tăng đường kính vòng xoắn thì số Nusselt của dòng nước nóng và lạnh tăng và hệ số ma sát giảm tương ứng. Điều này có thể do khi tăng đường kính vòng xoắn làm tăng vận tốc dòng lưu chất dẫn đến tăng sự xáo trộn, cải thiện trao đổi nhiệt (tăng số Nusselt). Đồng thời khi vận tốc tăng thì tổn thất áp suất tăng. Tuy nhiên, sự gia tăng của vận tốc nhiều hơn sự gia tăng của tổn thất áp suất dọc ống, do đó hệ số ma sát của dòng nước giảm.

Khi tăng D_c làm tăng lượng nhiệt trao đổi Q , trong khi Q_{max} không thay đổi nên hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị tăng (Hình 13). Ứng với $D_c = 120$ mm thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị tăng lần lượt là 0,2% và 0,72% so với trường hợp $D_c = 90$ mm và $D_c = 60$ mm.

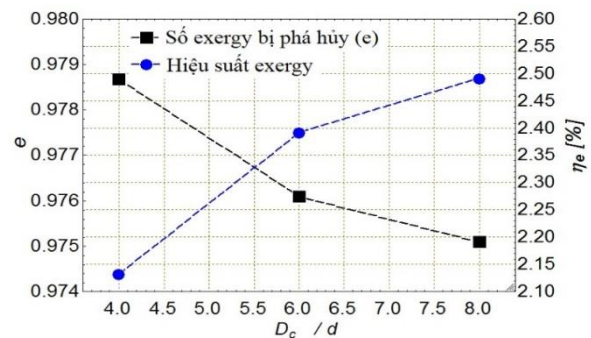
Ảnh hưởng D_c đến số exergy bị phá hủy và hiệu suất exergy của thiết bị thể hiện ở Hình 13. Hình 14 cho thấy khi tăng D_c số exergy bị phá hủy trong quá trình trao đổi nhiệt giảm dẫn đến hiệu suất exergy của thiết bị tăng. Ứng với $D_c = 120$ mm thì hiệu suất exergy tăng lần lượt 0,1% và 0,36% so với trường hợp $D_c = 90$ mm và $D_c = 60$ mm.



Hình 12. Ảnh hưởng đường kính vòng xoắn đến số Nusselt và hệ số ma sát ứng với std 7, std 8 và std 26 trong bảng 2



Hình 13. Ảnh hưởng đường kính vòng xoắn đến hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị ứng với std 7, std 8 và std 26 trong bảng 2

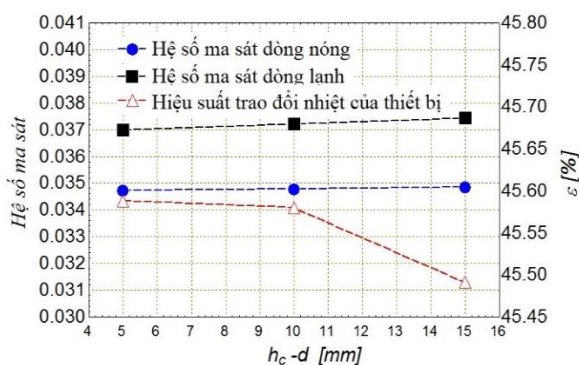


Hình 14. Ảnh hưởng số đường kính vòng xoắn đến hiệu suất exergy và số exergy bị phá hủy ứng với std 7, std 8 và std 26 trong Bảng 2

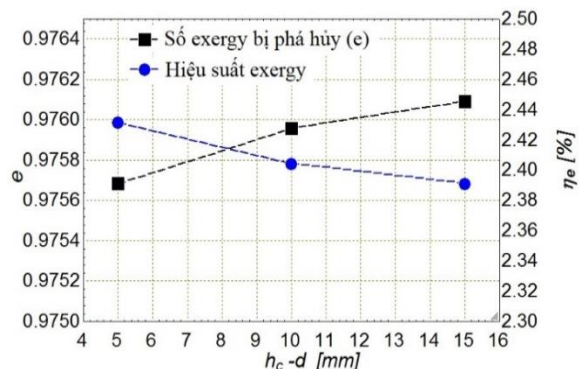
4.4 Ảnh hưởng của số bước vòng xoắn

Hình 15 thể hiện ảnh hưởng của bước vòng xoắn (h_c) đến số hệ số ma sát của dòng nước và hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị ứng với std 25, std 26 và std 27 trong Bảng 2. Hình 15 chỉ ra rằng khi tăng bước vòng xoắn thì hệ số ma sát dòng nước nóng và lạnh tăng tương ứng, trong khi đó hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị giảm. Rõ ràng về mặt hiệu quả nhiệt và thủy lực thì việc tăng bước vòng xoắn là điều không nên thực hiện trong thiết kế. Ứng với $h_c=20$ mm ($h_c-d = 5$ mm) thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị lớn hơn trường hợp $h_c = 25$ mm và $h_c = 30$ mm lần lượt là 0,008% và 0,097%.

Hình 16 cho thấy khi tăng bước vòng xoắn thì số exergy bị phá hủy tăng, hiệu suất exergy của thiết bị giảm. Ứng với $h_c=20$ mm thì hiệu suất exergy của thiết bị lớn hơn trường hợp $h_c = 25$ mm và $h_c = 30$ mm lần lượt là 0,028% và 0,041%.



Hình 15. Ảnh hưởng bước vòng xoắn đến hệ số ma sát và hiệu suất trao đổi nhiệt thiết bị ứng với std 25, std 26 và std 27 trong bảng 2



Hình 16. Ảnh hưởng bước vòng xoắn đến số exergy bị phá hủy và hiệu suất exergy của thiết bị ứng với std 25, std 26 và std 27 trong bảng 2

Phương pháp đáp ứng bề mặt được sử dụng để điều tra ảnh hưởng của Re_c , Re_h , D_c và h_c đến hiệu suất exergy của thiết bị. Thiết kế Box-Behnken với 25 lần thử nghiệm (std 1 ÷ std 25) với các mức khác nhau của biến độc lập đã được thực hiện và kết quả đã được thể hiện như trong Bảng 3. Phân tích ANOVA ảnh hưởng các yếu tố đến hiệu suất exergy của thiết bị (η_e) và loại bỏ yếu tố ảnh hưởng không đáng kể ($P > 0,05$) kết quả phân tích thể hiện ở Bảng 4. Qua kết quả Bảng 4 cho thấy hiệu suất exergy bị ảnh hưởng đáng kể bởi số Reynolds dòng nước lạnh, số Reynolds dòng nước nóng trong khi đường kính vòng xoắn và bước vòng xoắn không có sự ảnh hưởng trong xem xét tổng thể.

Bảng 3. Ma trận quy hoạch thực nghiệm theo thiết kế Box-Behnken

Std	Biến đầu vào				Biến đáp ứng
	Re_c	Re_h	D_c/d	h_c-d (mm)	η_e (%)
1	10000	9000	6	10	4,527
2	30000	9000	6	10	-6,390
3	10000	27000	6	10	6,607
4	30000	27000	6	10	0,017
5	20000	18000	4	5	2,172
6	20000	18000	8	5	2,490
7	20000	18000	4	15	2,132
8	20000	18000	8	15	2,491
9	10000	18000	6	5	5,948
10	30000	18000	6	5	-1,740
11	10000	18000	6	15	5,927
12	30000	18000	6	15	-1,836
13	20000	9000	4	10	-0,206
14	20000	27000	4	10	3,197
15	20000	9000	8	10	0,223
16	20000	27000	8	10	3,458
17	10000	18000	4	10	5,838
18	30000	18000	4	10	-2,375
19	10000	18000	8	10	5,902
20	30000	18000	8	10	-1,605
21	20000	9000	6	5	0,144
22	20000	27000	6	5	3,441
23	20000	9000	6	15	0,094
24	20000	27000	6	15	3,403
25	20000	18000	6	10	2,404

* h_c : Bước vòng xoắn (mm)

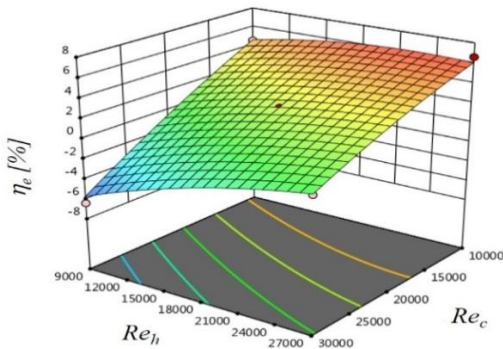
* d : Đường kính ống ngoài, $d = 15$ mm

* D_c : Đường kính vòng xoắn (mm)

Bảng 4. Phân tích ANOVA cho biến đáp ứng và hệ số các mô hình dự đoán

Biến đáp ứng		η_e
Source	Hệ số	P-value
Model	2,404	
x_1	-4,0565	<0,0001
x_2	1,81092	<0,0001
x_3	-	-
x_4	-	-
x_1x_2	1,08175	0,0001
x_1^2	-0,715083	0,0071

Theo kết quả phân tích ANOVA chỉ có tương tác giữa x_1x_2 (x_1 là Re_c ; x_2 là Re_h) đến số hiệu suất exergy của thiết bị. Do đó, chỉ vẽ đồ thị tương tác Re_c , Re_h đến (η_e) thể hiện ở Hình 17.



Hình 17. Tương tác của số Reynolds dòng nước nóng và lạnh đến biến đáp ứng η_e

Kết quả cho thấy hiệu suất exergy của thiết bị tăng khi tăng số Reynolds của dòng nước nóng, giảm số Reynolds của dòng nước lạnh. Trong phân tích tổng thể đường kính vòng xoắn và bước vòng xoắn gần như không có ảnh hưởng đến hiệu suất exergy. Điều này cho thấy ảnh hưởng của thông số vận hành nhiều hơn so với ảnh hưởng của thông số hình học đến hiệu suất exergy của thiết bị.

Để đánh giá ảnh hưởng của các biến đầu vào đến biến đáp ứng (η_e), chỉ số đánh giá tổng hợp (S) và trọng số của biến (M) đã được sử dụng. Chỉ số (M) ứng với hiệu suất exergy thiết bị được xác định theo phương trình (19) [14].

$$M_{ij} = \frac{c_{ij} - c_{\min,j}}{c_{\max,j} - c_{\min,j}} \quad (19)$$

Trong đó c_{\max} , c_{\min} là giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của biến đáp ứng, i là thứ tự các biến đáp ứng, và j là số lần chạy thử nghiệm từ 1 đến 25.

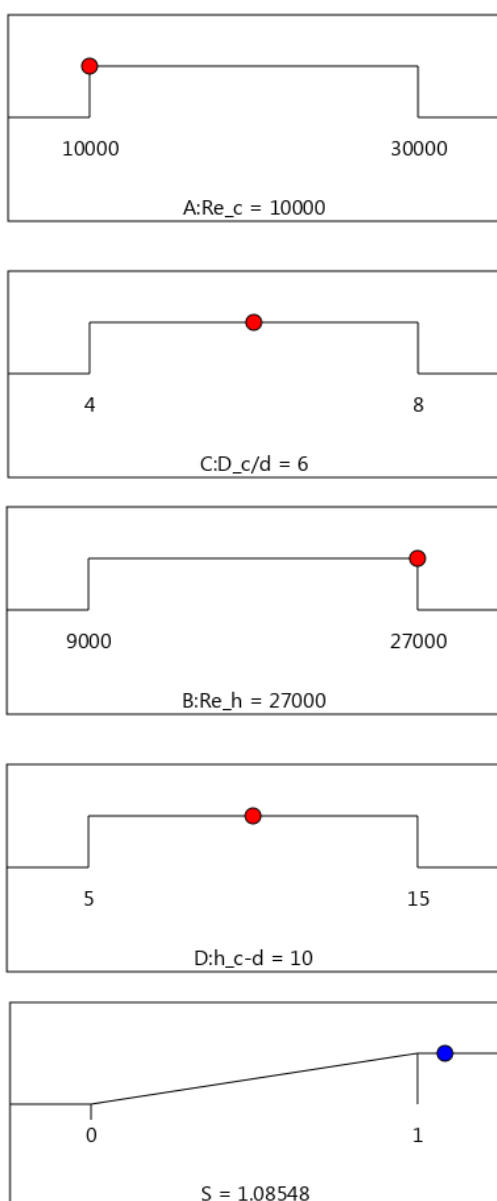
Chỉ số đánh giá tổng hợp (S) ứng với hiệu suất exergy của thiết bị với trọng số (λ) được chỉ định ($\lambda_{\eta_e} = 1$) được xác định theo phương trình (20) [14]. Kết quả tính toán (S) của (η_e) thể hiện trong bảng 5.

$$S = \lambda M_{ij} \quad (20)$$

Bảng 5. Giá trị biến đáp ứng và chỉ số đánh giá tổng hợp của hiệu suất exergy

Std	Biến đầu vào				CS Đánh giá tổng hợp (η_e)
	Re_c	Re_h	D_c/d	h_c-d (mm)	
1	10000	9000	6	10	0,8400
2	30000	9000	6	10	0,0000
3	10000	27000	6	10	1,0000
4	30000	27000	6	10	0,4930
5	20000	18000	4	5	0,6588
6	20000	18000	8	5	0,6832
7	20000	18000	4	15	0,6557
8	20000	18000	8	15	0,6833
9	10000	18000	6	5	0,9493
10	30000	18000	6	5	0,3578
11	10000	18000	6	15	0,9477
12	30000	18000	6	15	0,3504
13	20000	9000	4	10	0,4758
14	20000	27000	4	10	0,7376
15	20000	9000	8	10	0,5088
16	20000	27000	8	10	0,7577
17	10000	18000	4	10	0,9408
18	30000	18000	4	10	0,3089
19	10000	18000	8	10	0,9458
20	30000	18000	8	10	0,3682
21	20000	9000	6	5	0,5027
22	20000	27000	6	5	0,7564
23	20000	9000	6	15	0,4989
24	20000	27000	6	15	0,7535
25	20000	18000	6	10	0,6766

Phân tích xác định điều kiện để hiệu suất exergy của thiết bị là tốt nhất hay chỉ số đánh giá tổng hợp (S) lớn nhất. Theo phân tích từ phần mềm Design-expert với 100 trường hợp được xem xét trong phạm vi khảo sát. Ứng với $Re_h=27000$, $Re_c=10000$, $D_c/d=6$, $h_c-d = 10\text{ mm}$ thì giá trị S đạt cực đại $S_{max} = 1,08548$ và tương ứng hiệu suất exergy của thiết bị là lớn nhất $\eta_e = 6,607\%$. Kết quả phân tích được trích xuất từ phần mềm Design-expert thể hiện ở hình 18.



Desirability = 1.000
 Solution 15 out of 100

Hình 18. Phân tích chế độ tối ưu trích xuất từ phần mềm Design-expert

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này trình bày điều tra ảnh hưởng của thông số hình học (đường kính vòng xoắn, bước vòng xoắn) và thông số vận hành (số Reynolds dòng nước) đến hiệu suất exergy của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống dạng xoắn bằng mô phỏng CFD. Thiết kế Box-Behnken đã được thực hiện để giảm số lượng thí nghiệm khi khảo sát nhiều biến số ảnh hưởng. Qua nghiên cứu có một số kết luận như sau:

- Tăng số Reynolds của dòng nước nóng từ 9000 đến 27000 thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị giảm, hiệu suất exergy tăng.
- Giảm số Reynolds của dòng nước lạnh từ 30000 đến 10000 thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị giảm, hiệu suất exergy tăng.
- Tăng đường kính vòng xoắn từ 60 mm ($D/d = 4$) đến 120 mm ($D/d = 8$) thì hiệu suất trao đổi nhiệt và hiệu suất exergy tăng.
- Tăng bước vòng xoắn từ 20 mm ($h_c-d=5$ mm) đến 30 mm ($h_c-d=15$ mm) thì hiệu suất trao đổi nhiệt và hiệu suất exergy của thiết bị giảm.
- Trong phân tích tổng thể, thông số vận hành (số Reynolds của dòng nước) ảnh hưởng lớn đến hiệu suất exergy của thiết bị, trong khi thông số hình học (đường kính và bước vòng xoắn) không có ảnh hưởng đáng kể.
- Trong phạm vi khảo sát, thông số hình học và vận hành tối ưu để hiệu suất exergy của thiết bị lớn nhất ứng với $Re_h = 27000$, $Re_c = 10000$, $D/d = 6$, $h_c-d = 10\text{ mm}$ tại đó $\eta_e = 6,607\%$ và $\varepsilon = 27,705\%$.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Hang, L., et al., Compound heat transfer enhancement for shell side of double-pipe heat exchanger by helical fins and vortex generators, *Heat and Mass Transfer*, 48(7), p,1113-1124, 2012.
- [2] Sheikholeslami, M., M, Gorji-Bandpy, and D,D, Ganji, Experimental study on turbulent flow and heat transfer in an air to water heat exchanger using perforated circular-ring, *Experimental, Thermal and Fluid Science*,70, p,185-195, 2016.
- [3] Braga, C, and F, Saboya, Turbulent heat transfer, pressure drop and fin efficiency in annular regions with continuous longitudinal rectangular fins, *Experimental thermal and fluid science*, 20(2), p,55-65, 1999.
- [4] Yang, R, and F,P, Chiang, An experimental heat transfer study for periodically varying-curvature curved-pipe, *International journal of heat and mass transfer*, 45(15), p,3199-3204, 2002.
- [5] Dizaji, H,S,, S, Jafarmadar, and F, Mobadersani, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics for new arrangements of corrugated tubes in a double pipe heat exchanger, *International Journal of Thermal Sciences*, 96, p,211-220, 2015.
- [6] Prabhanjan, D,, G, Raghavan, and T, Rennie, Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger, *International communications in heat and mass transfer*, 29(2), p,185-191, 2002.
- [7] Yang, G,, Z, Dong, and M, Ebadian, Laminar forced convection in a helicoidal pipe with Finite pitch, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 38(5), p,853-862, 1995.
- [8] Rennie, T,J, and V,G, Raghavan, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 29(8), p,919-924, 2005.
- [9] Mashoofi, N,, et al., Fabrication method and thermal-frictional behavior of a tube-in-tube helically coiled heat exchanger which contains turbulator, *Applied Thermal Engineering*, 111, p,1008-1015, 2017.
- [10] Fouda, A,, et al., Thermal performance modeling of turbulent flow in multi tube in tube helically coiled heat exchangers, *International Journal of Mechanical Sciences*, 135, p, 621-638, 2018.
- [11] Kumar, V,, et al., Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, 61(13), p,4403-4416, 2006.
- [12] Ma, H, et al., Experimental study on heat pipe assisted heat exchanger used for industrial waste heat recovery, *Applied energy*, 169: p, 177-186, 2016.
- [13] A. Durmus, Heat exchanger and exergy loss in a concentric heat exchanger with snail entrance, *Int. Commun. Heat Mass Transfer* 29 (3), 303–312, 2002.
- [14] Hu, Q. G., Zhang, M., Mujumdar, A. S., Xiao, G. N., & Sun, J. C. Drying of edamames by hot air and vacuum microwave combination. *Journal of Food Engineering*, 77(4), 2006.

Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:

Nguyễn Thành Luân

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.Hồ Chí Minh

Email: luannt@hcmute.edu.vn