

NGHIÊN CỨU MÔ PHỎNG ĐÁNH GIÁ ẢNH HƯỞNG THÔNG SỐ HÌNH HỌC CỦA CÁNH TRAO ĐỔI NHIỆT ĐẾN HIỆU QUẢ TRAO ĐỔI NHIỆT THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT ỐNG LỒNG ỐNG

A STUDY TO EVALUATE THE EFFECTS OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF FINS ON THE EFFICIENCY OF THE DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER BY CFD SIMULATION

Nguyễn Thành Sơn

Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu đánh giá ảnh hưởng thông số hình học của cánh trao đổi nhiệt đến hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống bằng phương pháp mô phỏng số (CFD). Các thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống có các cánh dọc với tỷ số $x = 75\%$, 50% và $37,5\%$ được đưa ra đánh giá. Trong phạm vi khảo sát với số Reynolds của dòng nước nóng $Re_h = 5000-14000$ thì hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng và có giá trị lớn nhất là $16,05\%$ ứng với $Re_h = 14000$ của trường hợp tỷ số $x = 50\%$. Ngoài ra, số Nusselt trung bình của dòng nước nóng của cả ba trường hợp tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng nhưng số Nusselt trung bình của dòng nước lạnh lại có xu hướng giảm xuống.

Từ khóa: Thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống; Mô phỏng CFD; Cánh dọc; Truyền nhiệt.

ABSTRACT

The paper presents research on the influence of geometrical parameters of fins on the efficiency of the double pipe heat exchanger by using numerical simulation (CFD). Double pipe longitudinal finned heat exchangers have a ratio $x = 75\%$, 50% and $37,5\%$ were investigated. In the scope of the survey with Reynolds numbers of the hot fluid flow $Re_h = 5000-14000$, the thermal effectiveness of the double pipe longitudinal finned heat exchanger increases with increasing the Reynolds numbers of the hot fluid flow and obtains maximum of $16,05\%$ corresponding to $Re_h = 14000$ and $x = 37.5\%$. Additionally, mean Nusselt numbers of the hot fluid flow increase with Reynolds numbers of the hot fluid flow increases in all cases, but mean Nusselt numbers of the cold fluid flow has decreased trend.

Keywords: Double pipe heat exchanger; CFD simulation; Longitudinal fin; Heat transfer. 

1. GIỚI THIỆU

Thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống là loại thiết bị trao đổi nhiệt có dây nhiệt độ làm việc rộng, có thể làm việc ở áp suất cao, chi phí thiết kế và bảo trì thấp nên được sử dụng rộng rãi nhiều ngành công nghiệp và đời sống như hóa chất, thực phẩm, dầu khí, dệt may, hệ thống lạnh, thông gió,... Tuy nhiên, loại thiết bị này có nhược điểm kích thước lớn, cồng kềnh do hiệu quả trao đổi nhiệt thấp. Vì vậy, việc cải tiến liên tục hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống có ý nghĩa hết sức quan trọng. Trong những năm gần đây, cùng với sự phát triển của kỹ thuật mô phỏng CFD thì việc nghiên cứu thiết kế thiết bị trao đổi kiểu ống lồng ống có hiệu suất cao hơn đã có những bước tiến lớn. Sun and Zhang [1] đã ứng dụng phương pháp số để nghiên cứu sự ảnh hưởng của xoáy lớn đến các đặc tính dòng chảy và nhiệt của dòng khí chuyển động hỗn loạn trong thiết bị trao đổi nhiệt ống và cánh. Kết quả cho thấy hệ số truyền nhiệt của ống lớn cao hơn 20-30% so với ống nhỏ. Sharifi và cộng sự [2] đã sử dụng CFD để nghiên cứu sự ảnh hưởng dây xoắn ốc đến quá trình truyền nhiệt và tổn thất áp suất trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống. Kết quả của họ cho thấy thiết bị có lắp cuộn dây $P = 69$ mm thì số Nusselt tăng lên 1,77 lần so với thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống thông thường. Arjmandi và cộng sự [3] đã tiến hành nghiên cứu về phương pháp số về ảnh hưởng của sự kết hợp bộ tạo xoáy và băng xoắn, với môi chất là chất lỏng nano $Al_2O_3-H_2O$ đến quá trình truyền nhiệt và tổn thất áp suất trong thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống.

Kết quả cho thấy rằng tỷ số $\frac{P_i}{\ell}$ có ảnh hưởng lớn đến số Nusselt, hệ số ma sát và đây cũng là nguyên nhân làm hiệu suất tăng lên 5 lần so

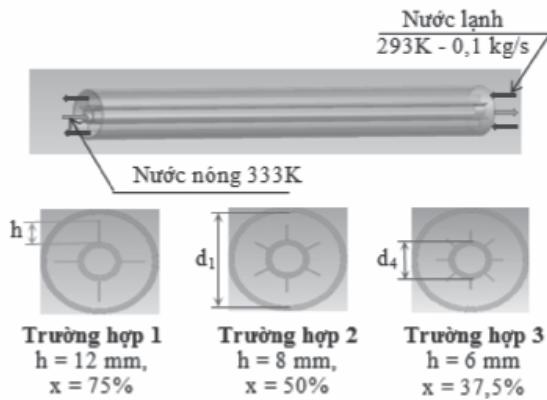
với thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống thông thường. Ngoài ra, việc giảm góc của bộ tạo xoáy cũng làm số Nusselt, hệ số ma sát tăng lên. Bên cạnh đó, một số nghiên cứu khác [4-7] cũng ứng dụng CFD để nghiên cứu nâng cao hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt kiểu ống lồng ống.

Trong nghiên cứu này, phương pháp mô phỏng động lực học chất lỏng (CFD) được tiến hành để nghiên cứu ảnh hưởng của thông số hình học của cánh trao đổi nhiệt đến hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống. Các trường hợp khác nhau của cánh trao đổi nhiệt kiểu dọc được đưa ra phân tích và bàn luận.

2. MÔ HÌNH TÍNH TOÁN

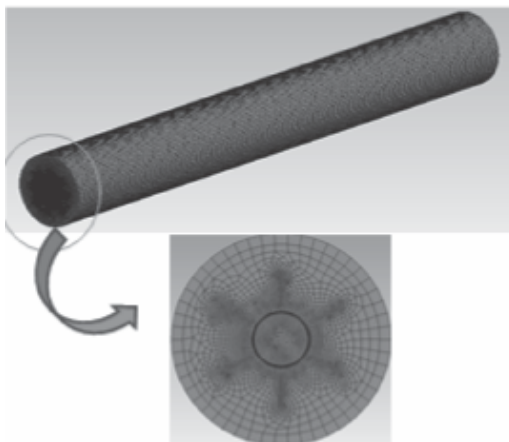
Để nghiên cứu quá trình nhiệt của dòng lưu chất bên trong thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống, tác giả đã xem xét một bộ trao đổi nhiệt ống lồng ống làm bằng thép, có chiều dài 500 mm, ống ngoài có đường kính $d_2/d_1 = 60/54$ mm, ống trong có đường kính $d_4/d_3 = 22/16$ mm với 3 trường hợp cánh dọc hình chữ nhật với thông số hình học khác nhau được thể hiện như hình 1. Ở đây, cánh trao đổi nhiệt được cố định dọc theo ống trong, dạng hình chữ nhật, làm bằng thép, có bề dày 1 mm được thiết kế thông qua việc thay đổi tỷ số chiều cao của cánh với độ dày của không gian giữa hai ống

(gọi là $x = \frac{h}{0,5 \cdot (d_1 - d_4)}$, với h là chiều cao của cánh) nhưng phải đảm bảo diện tích trao đổi nhiệt của ống trong không đổi. Nước nóng chảy trong ống trong với nhiệt độ đầu vào là 333K, nước lạnh chảy ngược chiều trong không gian giữa hai ống với nhiệt độ đầu vào là 293K và lưu lượng là 0,1 kg/s. Ống ngoài không trao đổi nhiệt với môi trường.



Hình 1. Hình 3D và mặt cắt ngang của các thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống được nghiên cứu

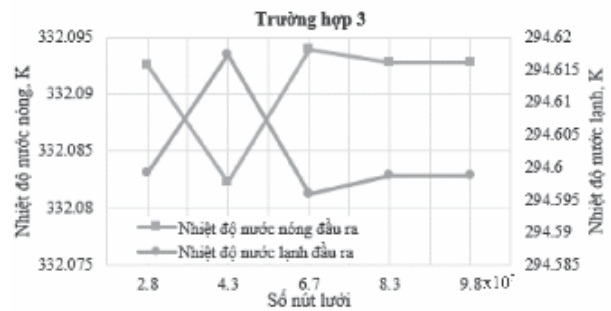
Các trường hợp nghiên cứu của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống được tiến hành chia lưới (hình 2).



Hình 2. Cấu trúc lưới của trường hợp 2

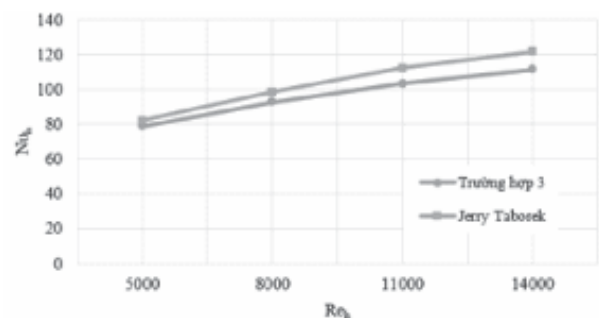
Để kiểm tra độc lập của lưới thì một nghiên cứu độ nhạy của lưới được tiến hành cho trường hợp 3 với số Reynolds của dòng nước nóng $Re = 14000$ và kết quả sự chia lưới được trình bày ở hình 3. Qua đây, khi số nút lưới lần lượt lớn hơn 825995 thì nhiệt độ dòng nước lạnh và nước nóng đầu ra không phụ thuộc vào lưới. Như vậy, với số nút lưới như trên thì sẽ đảm bảo độ chính xác mô phỏng và thời gian tính toán thích hợp, do đó được sử dụng cho mô

phỏng với các trường hợp khác.



Hình 3. Kiểm tra độc lập của lưới

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. Sai số cho phương trình liên tục, phương trình động lượng, phương trình năng lượng trong mô phỏng là 10^{-6} . Ngoài ra, để đảm bảo độ tin cậy của kết quả mô phỏng, một mô phỏng số về sự ảnh hưởng của số Reynolds dòng nước nóng đến số Nusselt dòng nước nóng đã được thực hiện cho trường hợp 3, và hình 4 thể hiện kết quả của mô phỏng hiện tại với kết quả thực nghiệm khảo sát số Nusselt dòng nước nóng của Jerry Taborek [8]. Qua đây, số Nusselt dòng nước nóng của kết quả mô phỏng hiện tại với dữ liệu đã công bố trước đó của Jerry Taborek [8] có tính phù hợp cao, với sai số lớn nhất là 9,15% tại $Re_h = 14000$. Do đó, kết quả mô phỏng có thể tin cậy và sẽ bàn luận ở phần tiếp theo.



Hình 4. So sánh kết quả mô phỏng với dữ liệu đã công bố

3. PHƯƠNG PHÁP LUẬN

Để xác định hiệu quả trao đổi nhiệt của TBTĐN ống lồng ống thì các đặc tính truyền nhiệt và thủy lực của thiết bị cần được xác định dựa vào các đại lượng quan trọng sau: Nhiệt lượng dòng nước nóng nhả ra và nhiệt lượng dòng nước lạnh nhận vào được xác định theo các công thức:

$$Q_h = m_h \cdot C_{p,h} \cdot (T_{in} - T_{out})_h \quad (1)$$

$$Q_c = m_c \cdot C_{p,c} \cdot (T_{out} - T_{in})_c \quad (2)$$

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;

$C_{p,c}, C_{p,h}$: Nhiệt dung riêng của dòng nước lạnh và dòng nước nóng kJ/kg.K;

$T_{c,in}, T_{c,out}$: Nhiệt độ vào và ra của dòng nước lạnh, K;

$T_{h,in}, T_{h,out}$: Nhiệt độ vào và ra của dòng nước nóng, K.

Lượng nhiệt trao đổi trung bình giữa dòng nước nóng và dòng nước lạnh [9]:

$$Q = \frac{Q_h + Q_c}{2} \quad (3)$$

Hiệu suất của TBTĐN ống lồng ống được xác định theo công thức [10]:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (4)$$

Trong đó: $Q_{\max}$ là lượng nhiệt trao đổi lớn nhất của TBTĐN ống lồng ống.

$$Q_{\max} = (m \cdot C_p)_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (5)$$

$$\text{Với: } (m \cdot C_p)_{\min} = \min(m_h \cdot C_{p,h}, m_c \cdot C_{p,c}).$$

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu trung bình của dòng nước nóng và lạnh được xác định lần lượt theo các công thức [5]:

$$\overline{\alpha}_h = \frac{\overline{q_w}}{0,5(T_{h,in} + T_{h,out}) - \overline{T_w}} \quad (6)$$

$$\overline{\alpha}_c = \frac{\overline{q_w}}{\overline{T_w} - 0,5(T_{c,in} + T_{c,out})} \quad (7)$$

Trong đó: $\overline{T_w}$ là nhiệt độ trung bình của vỏ ống trong của TBTĐN ống lồng ống, K; $\overline{q_w}$ là mật độ dòng nhiệt trung bình truyền qua vỏ ống trong của TBTĐN ống lồng ống, W/m².

Số Nusselt trung bình của dòng nước nóng và lạnh được tính theo công thức:

$$Nu_h = \frac{\overline{\alpha}_h \cdot d_3}{\lambda_h} \quad (8)$$

$$Nu_c = \frac{\overline{\alpha}_c \cdot D_c}{\lambda_c} \quad (9)$$

Trong đó: d_3 là đường kính trong của ống trong, m; D_c là đường kính thủy lực của dòng nước lạnh, m; λ_h, λ_c là hệ số dẫn nhiệt của dòng nước nóng và lạnh, W/m.K.

Số Reynolds của dòng nước nóng và lạnh được tính theo công thức:

$$Re_h = \frac{\rho_h \cdot \omega_h \cdot d_3}{\mu_h} \quad (10)$$

$$Re_c = \frac{\rho_c \cdot \omega_c \cdot D_c}{\mu_c} \quad (11)$$

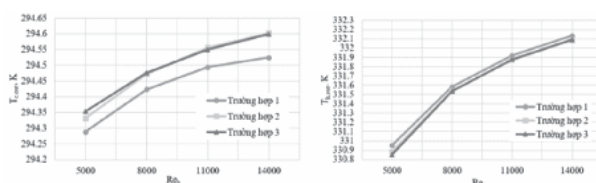
Trong đó: μ_h, μ_c là độ nhớt động lực học của dòng nước nóng và lạnh, kg/m.s; ρ_h, ρ_c là khối lượng riêng của dòng nước nóng và lạnh, kg/m³; ω_h, ω_c là tốc độ của dòng nước nóng và lạnh, m/s.

4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

Để đánh giá ảnh hưởng của thông số hình học của cánh trao đổi nhiệt đến hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống thì phân bố nhiệt độ, tốc độ truyền nhiệt và hiệu suất trao đổi nhiệt của trường hợp 1, 2, 3 được báo cáo và phân tích. Ngoài ra, việc so sánh giữa các trường hợp cũng được thực hiện.

4.1. Phân bố nhiệt độ

Trong phạm vi khảo sát số Reynolds của dòng nước nóng $Re_h = 5000 \div 14000$ thì ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng đến nhiệt độ nước nóng và nước lạnh ở đầu ra được thể hiện ở hình 5. Qua đây có thể thấy, ở cả ba trường hợp thì nhiệt độ nước nóng và nước lạnh ở đầu ra tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng. Điều này là do khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng lên thì tốc độ của dòng nước nóng cũng tăng lên (theo công thức (10)), do đó dẫn đến nhiệt độ nước nóng ở đầu ra cũng tăng lên. Ngoài ra, hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng, điều này dẫn đến nhiệt độ nước lạnh ở đầu ra cũng tăng lên.



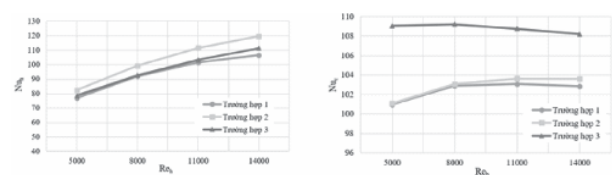
Hình 5. Sự ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng đến nhiệt độ nước nóng và lạnh ở đầu ra của ba trường hợp

Từ hình 5, có thể thấy nhiệt độ lớn nhất của nước lạnh ở đầu ra cho các trường hợp 1, 2, 3 lần lượt là 294,52K, 294,6K, 294,59K ứng với $Re_h = 14000$ và nhiệt độ nhỏ nhất của nước nóng ở đầu ra cho các trường hợp 1, 2, 3 lần lượt 330,95K, 330,88K, 330,84K ứng với $Re_h = 5000$.

4.2. Tốc độ truyền nhiệt

Qua hình 6, có thể thấy khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng thì số Nusselt trung bình của dòng nước nóng của cả ba trường hợp tăng lên, nhưng số Nusselt trung bình của dòng nước lạnh lại có khuynh hướng giảm xuống.

Trong đó, Nu_h, Nu_c của trường hợp 1 có giá trị nhỏ nhất trong ba trường hợp. Cụ thể, tại $Re_h = 14000$, của trường hợp 2, 3 cao hơn trường hợp 1 lần lượt là 12,29%, 4,5% và của trường hợp 2, 3 cao hơn trường hợp 1 lần lượt là 0,77%, 5,22%.

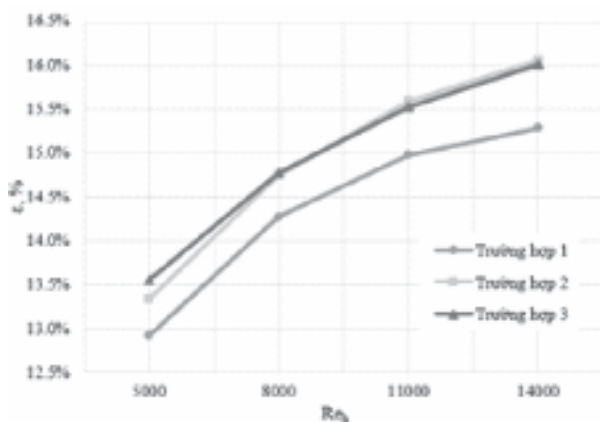


Hình 6. Sự ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng đến số Nusselt trung bình của dòng nước nóng và lạnh của ba trường hợp

4.3. Hiệu suất trao đổi nhiệt

Hình 7 thể hiện sự ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng đến hiệu suất trao đổi nhiệt của ba trường hợp. Có thể thấy rằng hiệu suất trao đổi nhiệt của ba trường hợp tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng. Điều này là do bởi khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng dẫn đến lượng nhiệt trao đổi trung bình giữa dòng nước nóng và dòng nước lạnh Q tăng lên, trong khi đó lượng nhiệt

trao đổi lớn nhất của thiết bị $Q_{\max}$ thì không đổi, vì vậy hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị tăng lên (theo công thức (4)). Từ hình 7, có thể thấy hiệu suất trao đổi nhiệt của trường hợp 1 là nhỏ nhất trong ba trường hợp. Cụ thể, tại $Re_h = 14000$, hiệu suất trao đổi nhiệt của trường hợp 2, 3 cao hơn so với trường hợp 1 lần lượt là 5,01%, 4,74%.



Hình 7. Sự ảnh hưởng của số Reynolds của dòng nước nóng đến hiệu suất trao đổi nhiệt của ba trường hợp

5. KẾT LUẬN

Trong nghiên cứu này trình bày đánh giá ảnh hưởng của thông số hình học của cánh trao đổi nhiệt đến hiệu quả trao đổi nhiệt của thiết bị trao đổi nhiệt ống lồng ống. Qua nghiên cứu có một số kết luận như sau:

- Nhiệt độ nước nóng và nước lạnh ở đầu ra của ba trường hợp tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng. Nhiệt độ lớn nhất của nước lạnh ở đầu ra cho các trường hợp 1, 2, 3 lần lượt là 294,52K, 294,6K, 294,59K ứng với $Re_h = 14000$ và nhiệt độ nhỏ nhất của nước nóng ở đầu ra cho các trường hợp 1, 2, 3 lần lượt 330,95K, 330,88K, 330,84K ứng với $Re_h = 5000$.

- Khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng thì số Nusselt trung bình của dòng nước nóng của cả ba trường hợp tăng lên, nhưng số Nusselt trung bình của dòng nước lạnh lại có khuynh hướng giảm xuống. Trong đó, Nu_h , Nu_c của trường hợp 1 có giá trị nhỏ nhất trong ba trường hợp.

- Hiệu suất trao đổi nhiệt của ba trường hợp tăng lên khi số Reynolds của dòng nước nóng tăng, và hiệu suất trao đổi nhiệt của trường hợp 1 là nhỏ nhất trong ba trường hợp. Cụ thể, tại $Re_h = 14000$, hiệu suất trao đổi nhiệt của trường hợp 2, 3 cao hơn so với trường hợp 1 lần lượt là 5,01%, 4,74%.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ kinh phí bởi Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật, Đại học Đà Nẵng trong đề tài có mã số T2022-06-20.❖

Ngày nhận bài: 26/3/2024

Ngày phản biện: 23/4/2024

Tài liệu tham khảo:

- [1]. L. Sun and C.-L. Zhang, "Evaluation of elliptical finned-tube heat exchanger performance using CFD and response surface methodology", International Journal of Thermal Sciences, vol. 75, pp. 45-53, 2014/01/01/ 2014.
- [2]. K. Sharifi, M. Sabeti, M. Rafiei, A. H. Mohammadi, and L. Shirazi, "Computational fluid dynamics (CFD) technique to study the effects of helical wire inserts on heat transfer and pressure drop in a double pipe heat exchanger", Applied Thermal Engineering, vol. 128, pp. 898-910, 2018/01/05/ 2018.
- [3]. H. Arjmandi, P. Amiri, and M. Saffari Pour, "Geometric optimization of a double pipe heat exchanger with combined vortex generator

- and twisted tape: A CFD and response surface methodology (RSM) study*", Thermal Science and Engineering Progress, vol. 18, p. 100514, 2020/08/01/ 2020.
- [4]. B. K. Dandoutiya and A. Kumar, "*W-cut twisted tape's effect on the thermal performance of a double pipe heat exchanger: A numerical study*", Case Studies in Thermal Engineering, vol. 34, p. 102031, 2022/06/01/ 2022.
- [5]. D. Huu-Quan, A. Mohammad Rostami, M. Shokri Rad, M. Izadi, A. Hajjar, and Q. Xiong, "*3D numerical investigation of turbulent forced convection in a double-pipe heat exchanger with flat inner pipe*", Applied Thermal Engineering, vol. 182, p. 116106, 2021/01/05/ 2021.
- [6]. N. Timerbaev, A. Ali, O. Almohamed, and A. Koryakin, "*Simulation of the effectiveness of longitudinal rectangular fins on the efficiency of the double pipe heat exchanger*", Power engineering: research, equipment, technology, vol. 21, pp. 48-57, 12/09 2019.
- [7]. M. A. Ali and S. N. Shehab, "*Numerical analysis of heat convection through a double-pipe heat exchanger: Dimpled influence*", Journal of Engineering Research, vol. 11, no. 1, p. 100016, 2023/03/01/ 2023.
- [8]. J. Taborek, "*Double-Pipe and Multitube Heat Exchangers with Plain and Longitudinal Finned Tubes*", Heat Transfer Engineering, 1997.
- [9]. A. Fouda, S. A. Nada, H. Elattar, H. Refaey, and A. Mahfouz, "*Thermal Performance Modeling of Turbulent Flow in Multi Tube in Tube Helically Coiled Heat Exchangers*", International Journal of Mechanical Sciences, vol. 135, 12/01 2017.
- [10]. H. Sadighi Dizaji, 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, vol. 96, pp. 211-220, 2015/10/01/ 2015.