

NGHIÊN CỨU ẢNH HƯỞNG CỦA DÒNG CHẢY THỨ CẤP ĐẾN CÁC THÔNG SỐ NHIỆT CỦA THIẾT BỊ TRAO ĐỔI NHIỆT DẠNG ỐNG XOẮN ĐẶT THEO PHƯƠNG NGANG

RESEARCH ON THE INFLUENCE OF SECONDARY FLOW ON THERMAL PARAMETERS OF HELICAL COIL HEAT EXCHANGER

Nguyễn Mạnh Chiều*, Nguyễn Đức Bình

Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

*Email: nguyenmanhchieu@vimaru.edu.vn

TÓM TẮT

Bài báo trình bày nghiên cứu so sánh hiệu suất trao đổi nhiệt, hiệu suất exergy và độ sụt áp của thiết bị trao đổi nhiệt sử dụng ống xoắn và ống thẳng có cùng thông số và đặt ở vị trí tương đương. Bài báo sử dụng phương pháp nghiên cứu lý thuyết kết hợp mô phỏng bằng phần mềm Ansys Fluent. Nghiên cứu cho thấy do sự hình thành dòng chảy cuộn xoắn thứ cấp trong ống xoắn do tác động của lực ly tâm, hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị sử dụng ống xoắn cao hơn đáng kể so với sử dụng ống thẳng nhưng tổn thất áp suất của dòng chất lưu cũng lớn hơn. Trong khi đó, thiết bị sử dụng ống xoắn có tổn thất exergy giảm và hiệu suất exergy tăng nhẹ so với thiết bị sử dụng ống thẳng.

Từ khóa: Thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống xoắn; Hiệu suất exergy; Tổn thất exergy; Hiệu suất trao đổi nhiệt; Tổn thất áp suất.

ABSTRACT

This paper presents a comparative study of the heat exchange efficiency, exergy efficiency, and pressure drop of heat exchangers using coiled tubes and straight tubes with the same parameters and placed in equivalent positions. The research uses a theoretical research method combined with simulation using Ansys Fluent software. The study shows that due to the formation of secondary helical flow in the coiled tubes caused by centrifugal force, the heat exchange efficiency of the coiled tube heat exchanger is significantly higher than that of the straight tube heat exchanger, but the pressure loss of the fluid flow is also greater. Meanwhile, the coiled tube heat exchanger has reduced exergy loss and slightly increased exergy efficiency compared to the straight tube heat exchanger.

Keywords: Helical coil heat exchanger; Exergy efficiency; Exergy loss; Heat exchange efficiency; Pressure loss.

1. TỔNG QUAN

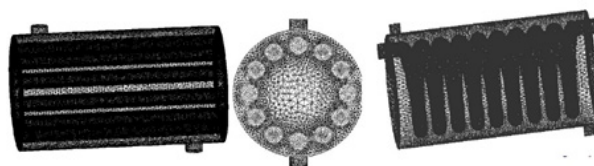
Ngày nay, thiết bị trao đổi nhiệt đã được ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp và dân dụng. Thiết bị trao đổi nhiệt có các loại như dạng tấm, ống chùm, ống xoắn... với một số cải tiến như bố trí thêm cánh, gờ hoặc rãnh để tăng hiệu suất trao đổi nhiệt. Đối với chất lưu dạng lỏng, thiết bị trao đổi nhiệt sử dụng ống thẳng là phổ biến nhất nhờ ưu điểm có cấu tạo đơn giản, có thể làm việc với dải áp suất và nhiệt độ rộng, chi phí chế tạo và bảo trì thấp. Bên cạnh đó, thiết bị trao đổi nhiệt dạng ống xoắn cũng được sử dụng khá rộng rãi. Trong các cấu trúc ống thẳng, dòng chảy tầng thể hiện sự phân bố vận tốc parabol do sự chiếm ưu thế của lực nhớt so với lực quán tính, điều này hạn chế mọi sự biến đổi trong chất lỏng. Ngược lại, trong các ống cong, sự phân bố vận tốc trở nên lệch do sự tuần hoàn thứ cấp được thúc đẩy bởi lực ly tâm, xảy ra vuông góc với hướng dòng chảy trực chính. Điều này dẫn đến so với ống thẳng, thiết bị trao đổi nhiệt sử dụng ống xoắn có sự sai khác về các thông số nhiệt như khả năng trao đổi nhiệt, độ sụt áp và hiệu suất exergy của thiết bị.

Một thiết bị trao đổi nhiệt phù hợp hội tụ nhiều yếu tố về khả năng trao đổi nhiệt, chi phí, kích thước, độ tin cậy, và tổn thất áp suất. Do đó, để có cái nhìn trực quan hơn, nghiên cứu này thông qua phương pháp giải tích kết hợp mô phỏng số CFD so sánh, đánh giá các

thông số nhiệt trên chiều dài hai loại ống thẳng và ống xoắn. Từ đó, nghiên cứu cung cấp thêm định hướng phù hợp cho thiết kế và vận hành hai loại hình thiết bị trao đổi nhiệt này.

2. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Miền tính toán bao gồm 2 trường hợp. Trường hợp 1 là một ống xoắn bằng đồng đường kính d_2/d_1 , đường kính vòng D_v , bước xoắn h_x và chiều dài L . Nước nóng đi vào ống xoắn với lưu lượng $\dot{m}_n = 0,0169$ kg/s, nhiệt độ $t_{nv} = 33,5^\circ\text{C}$. Trường hợp 2 là một cụm ống thẳng bằng đồng có cùng tổng chiều dài L , đường kính ống d_2/d_1 và được đặt ở vị trí tương đương với ống xoắn. Nước nóng đi vào cụm ống có cùng nhiệt độ t_{nv} và tổng lưu lượng $\dot{m}_n$ chia đều cho các ống. Trong cả hai trường hợp, ống nước nóng được đặt trong ống thẳng đường kính D_1 chứa nước lạnh có lưu lượng $\dot{m}_l = 0,019$ kg/s với nhiệt độ đầu vào $t_{lv} = 12^\circ\text{C}$. Ống nước lạnh không trao đổi nhiệt với môi trường. Hình 1 mô tả chia lưới của các miền tính toán bằng phần mềm Ansys. Sai số của phương trình liên tục và năng lượng là 10^{-6} .



Hình 1. Chia lưới các miền vỏ, ống

Bảng 1. Thông số đầu vào cho quá trình tính toán và mô phỏng

Đại lượng	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị		
			St1	St2	St3
Đường kính ống nước nóng	d_2/d_1	mm	11/12,7	16/12	16/12
Đường kính vòng xoắn	D_v	mm	51	51	43
Bước xoắn	h_x	m	21,4	21,4	21,4

Các thông số thuộc tính của hệ thống được xác định bằng các phương trình sau đây:

Công suất tỏa nhiệt của dòng nước nóng:

$$\dot{Q}_n = \dot{m}_n \cdot c_{pn} \cdot (t_{nr} - t_{nv}), kW \quad (1)$$

Công suất hấp thụ nhiệt của dòng nước lạnh:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_l \cdot c_{pl} \cdot (t_{lr} - t_{lv}), kW \quad (2)$$

Trong đó:

$\dot{Q}_n$: Công suất tỏa nhiệt của dòng nước nóng, kW;

$\dot{Q}_l$: Công suất hấp thụ nhiệt của dòng nước lạnh, kW;

t_{nv} , t_{nr} : Nhiệt độ vào và ra của dòng nước nóng, °C;

t_{lv} , t_{lr} : Nhiệt độ vào và ra của dòng nước lạnh, °C;

c_{pn} , c_{pl} : Nhiệt dung riêng của nước nóng, nước lạnh, kJ/Kg.K;

$\dot{m}_n$, $\dot{m}_l$: Lưu lượng khối lượng của dòng nước nóng, nước lạnh, kg/s.

Hệ số tỏa nhiệt đối lưu của nước nóng và nước lạnh với vách ống:

$$\alpha_n = \frac{Q}{\pi \cdot d_1 \cdot L \cdot \Delta t_{v,n}} \quad (3)$$

$$\alpha_l = \frac{Q}{\pi \cdot d_2 \cdot L \cdot \Delta t_{v,l}} \quad (4)$$

Trong đó:

L: Chiều dài ống nước, m;

$\Delta t_{v,n}$: Độ chênh nhiệt độ giữa nước nóng và vách ống, °C;

$\Delta t_{v,l}$: Độ chênh nhiệt độ giữa nước lạnh và vách ống, °C.

Số Nusselt của nước nóng và nước lạnh:

$$Nu_n = \frac{\alpha_n \cdot d_1}{\lambda_n} \quad (5)$$

$$Nu_l = \frac{\alpha_l \cdot d_2}{\lambda_l} \quad (6)$$

Trong đó: λ_n , λ_l – Hệ số dẫn nhiệt của nước nóng, nước lạnh, W/m.K.

Hiệu suất của thiết bị trao đổi nhiệt:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (7)$$

Trong đó:

Công suất nhiệt lớn nhất có thể trao đổi theo lý thuyết:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (t_{nv} - t_{lv}) \quad (8)$$

Với C_{min} được xác định:

$$C_{min} = \min(\dot{C}_1, \dot{C}_2) \quad (9)$$

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_n \cdot c_{pn}, kW/K; \dot{C}_2 = \dot{m}_l \cdot c_{pl}, kW/K.$$

Hệ số ma sát của dòng nước nóng, nước lạnh:

$$f_n = \frac{2 \cdot d_1 \cdot \Delta p_n}{L \cdot \rho_n \cdot v_n^2} \quad (10)$$

$$f_l = \frac{2 \cdot d_2 \cdot \Delta p_l}{L \cdot \rho_l \cdot v_l^2} \quad (11)$$

Trong đó:

ρ_n , ρ_l : Khối lượng riêng của nước nóng, nước lạnh, kg/m³;

Δp_n , Δp_l : Tổn thất áp suất của dòng nước nóng, nước lạnh, N/m²;

v_n , v_l : Tốc độ của dòng nước nóng, nước lạnh, m/s.

Lượng exergy bị phá hủy:



$$\sum Ex = \sum Ex_v - \sum Ex_r \quad (12)$$

Với Ex_v và Ex_r là tổng exergy của các dòng nước vào và ra khỏi thiết bị.

$$\sum Ex_v = \sum (\dot{m}_n \cdot e_{nv} + \dot{m}_l \cdot e_{lv}) \quad (13)$$

$$\sum Ex_r = \sum (\dot{m}_n \cdot e_{nr} + \dot{m}_l \cdot e_{lr}) \quad (14)$$

Trong đó, e_x là exergy riêng, ứng với 1kg môi chất:

$$e_x = (h - h_o) - T_o \cdot (s - s_o) \quad (15)$$

Trong đó: h (kJ/kg) là entanpy, s (kJ/kg.K) là entropy của nước; T_o (K) là nhiệt độ môi trường; h_o và s_o là entanpy và entropy của nước ứng với nhiệt độ T_o .

Hiệu suất exergy của thiết bị trao đổi nhiệt:

$$\eta_e = \frac{\dot{E}_l}{\dot{E}_n} = \frac{\dot{m}_l (e_{lr} - e_{lv})}{\dot{m}_n (e_{nv} - e_{nr})} \quad (16)$$

Trong đó:

e_{nv}, e_{nr} : Exergy riêng của 1kg nước nóng vào và ra khỏi thiết bị, kJ/kg;

e_{lv}, e_{lr} : Exergy riêng của 1kg nước lạnh vào và ra khỏi thiết bị, kJ/kg.

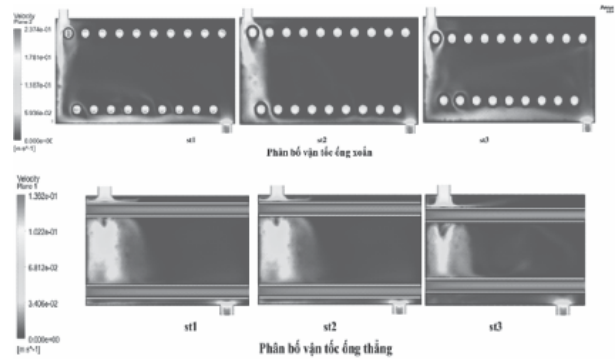
Tổn thất exergy:

$$e = \frac{\sum Ex}{\dot{m}_n (e_{nv} - e_{nr})} \quad (17)$$

3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

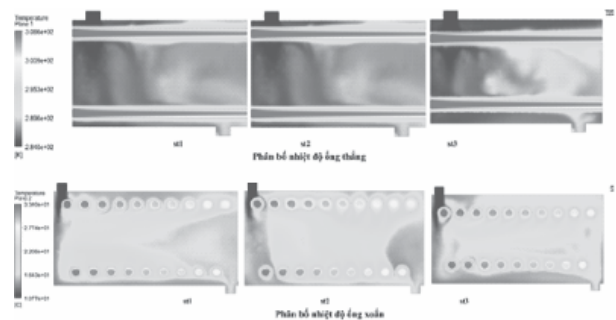
Hình 2 biểu diễn phân bố vận tốc của dòng nước nóng chảy trong ống xoắn, ống thẳng trong và của dòng nước lạnh chảy trong ống ngoài. Do sự hình thành của dòng chảy

xoắn thứ cấp, dòng nước nóng ở ống xoắn có độ suy giảm vận tốc và qua đó độ sụt áp lớn so với ống thẳng.



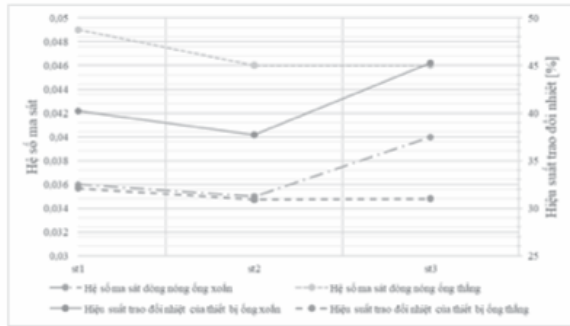
Hình 2. Phân bố vận tốc các dòng chất lưu trong thiết bị

Hình 3 biểu diễn phân bố nhiệt độ của dòng nước nóng chảy trong ống xoắn, ống thẳng trong và của dòng nước lạnh chảy trong ống ngoài. Sự phân biệt về nhiệt độ nước nóng ra rất rõ rệt qua đó ảnh hưởng đến công suất truyền nhiệt và hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị.

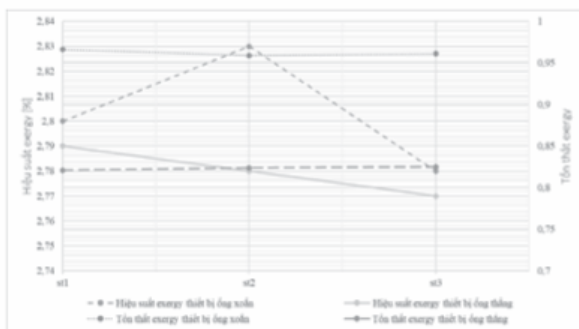


Hình 3. Phân bố nhiệt độ các dòng chất lưu trong thiết bị trao đổi nhiệt

Dựa trên kết quả mô phỏng và các phương trình lý thuyết đã xây dựng đồ thị mô tả các thông số hệ số ma sát, hiệu suất trao đổi nhiệt, tổn thất exergy và hiệu suất exergy của thiết bị trao đổi nhiệt với các trường hợp ống xoắn và ống thẳng tương ứng (Hình 4 và 5).



Hình 4. Hệ số ma sát và hiệu suất trao đổi nhiệt thiết bị trao đổi nhiệt



Hình 5. Tổn thất và hiệu suất exergy của thiết bị trao đổi nhiệt

4. KẾT LUẬN

Trong phạm vi nghiên cứu của đề tài, dựa trên phân tích về hiệu suất trao đổi nhiệt, hệ số ma sát và hiệu suất exergy với sự thay đổi đường kính ống, đường kính vòng xoắn và bước xoắn của ống xoắn và ống thẳng có thông số tương đương, có thể rút ra những kết luận sau đây:

- Hiệu suất trao đổi nhiệt của thiết bị sử dụng ống xoắn cao hơn rõ rệt (>20%) so với sử dụng ống thẳng.
- Độ sụt áp, hệ số ma sát của dòng chất lưu trong ống xoắn lớn hơn nhiều so với trong ống thẳng (>30%).
- Thiết bị sử dụng ống xoắn có tổn thất exergy giảm và hiệu suất exergy tăng nhẹ so

với thiết bị sử dụng ống thẳng.

Lời cảm ơn:

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT25-26.55.❖

Ngày nhận bài: 25/3/2026

Ngày phản biện: 10/4/2026

Tài liệu tham khảo:

- [1]. Nguyễn Thành Luân, Nguyễn Minh Hạ, “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”. Tạp chí Khoa học Giáo dục Kỹ thuật, số 63 (04/2021).
- [2]. Subin Michael, “Comparative CFD Analysis of Shell and Serpentine Tube Heat Exchanger”. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET), e-ISSN: 2395 -0056, Volume: 04 Issue: 02, Feb -2017.
- [3]. Shiva Kumara and Vasudev Karanth, “Numerical Analysis of a Helical Coiled Heat Exchanger using CFD”. International Journal of Thermal Technologies, ISSN 2277 – 4114.
- [4]. David, A.N., Smith, K.A., Merrill, E.W. and Brain, P.L.T, 1971, “Effect of secondary fluid motion on laminar flow heat transfer in helically coiled tubes”. AIChE Journal, 17, 1142-1222.
- [5]. Nawras H, Qusay R, “Structural and Thermal Analysis of Heat Exchanger with Tubes of Elliptical Shape”. IA SJ, 2012, Vol-8 Issue-3.
- [6]. H. Chater, M. Abik, A. Koukouh and B. Sarh, “Experimental and CFD investigation of a helical coil heat exchanger”. Renewable Energy, vol. 202, pp. 1507-1519, Jan. 2023.
- [7]. M. Omri, H. Rmil, and L. Kolsi, “Experimental Analysis of the Thermal Performance Enhancement of a Helical Coil Heat Exchanger”. Applied Sciences, vol. 12, no. 22, p. 11614, Nov. 2022, doi: 10.3390/app122211614.
- [8]. Jaykumar J. S., “Helically coiled heat exchangers”, Heat Exchangers- Developments in heat transfer, In Tech Publishers, pages 311-342, 2011.