

Factors Affecting the Improvement of the Performance of the Rankine Cycle Heat Exchanger (used in the summer and winter cycle) Based on Groundwater Energy in Damsarkho

Dr. Jaber Diba^{*}
Dr. Darin Bourjeh^{**}
Oula Alghada^{***}

(Received 3 / 6 / 2024. Accepted 7 / 8 / 2024)

□ ABSTRACT □

Heating and air conditioning devices are major consumers of electrical energy, so renewable energy technology was used to make these devices operate on a renewable and sustainable energy source, such as a heat pump. In Damsarkho, previous studies reported that its groundwater can be used in a heat pump for heating and air conditioning purposes according to specific hydrogeological, geochemical and geothermal conditions. The research focuses on the heat exchanger performance of a closed-circuit (air-groundwater) heat pump, in which the heat exchanger is placed inside the well. The performance of the exchanger is improved by designing it to suit the specific conditions for exploiting groundwater in Damascus, while studying the factors affecting improving its performance in order to increase the pump efficiency and reduce the manufacturing cost. A set of design calculations were performed, including: (mass flow of air and groundwater, Reynolds number, convective heat transfer coefficients for groundwater and Freon, the percentage increase in the total heat transfer coefficient for the exchanger before and after the fin, the percentage increase in the total heat transfer coefficient with different values for each of the conductivity coefficients) Thermocouple of the fins, the height of the exchanger, the distance between the windings and the helix pitch). After obtaining the results, they were presented in tables and represented in graphs using Excel.

The results show that the factor with the greatest impact on increasing the overall heat transfer coefficient among the factors studied is the fin width with an increase of 3.9%, followed by the inner tube diameter with an increase of 3.8%. The third factor in terms of priority in influence is the number of turns of the ileal tube with an increase 3.6%, while the two factors, the spiral pitch and the tube height, have an equal effect with an increase of 2.9% for each. The last factor is the thermal conductivity coefficient of the fins when they were copper, with an increase of 2.7%.

Keywords: Heat Pump, Helical Heat Exchanger, Fins, Reynolds Number, Convective Heat Transfer Coefficient.

Copyright



:Tishreen University journal-Syria, The authors retain the copyright under a CC BY-NC-SA 04

^{*}Professor, Department of Mechanical Forces, Faculty of Mechanical and electrical Engineering Tishreen University, Lattakia, Syria.

^{**}Assistant Professor, Department of Geology, Faculty of Science, Tishreen University Lattakia, Syria.

^{***}Postgraduate Student(Ph.D.), Department of Mechanical Forces, Faculty of Mechanical and electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria. Oulaalghada@gmail.com

العوامل المؤثرة على تحسين أداء المبادل الحراري لدارة رانكن المستخدمة في دارة الصيف والشتاء) اعتماداً على طاقة المياه الجوفية في دمسرخو

د. جابر ديبية*

د. دارين برجيه**

عُلا محمد الغدا***

(تاريخ الإيداع 3 / 6 / 2024. قُبِلَ للنشر في 7 / 8 / 2024)

□ ملخص □

تعد أجهزة التدفئة والتكييف مستهلكاً رئيسياً للطاقة الكهربائية، لذلك تم اتباع تكنولوجيا الطاقات المتجددة لجعل هذه الأجهزة تعمل على مصدر طاقي متجدد ومستدام، كالمضخة الحرارية. ففي دمسرخو أفادت الدراسات السابقة أنه يمكن استخدام مياهها الجوفية في مضخة حرارية لأغراض التدفئة والتكييف وفق شروط هيدروجيولوجية وجيوكيميائية وجيوحرارية محددة. يركز البحث على أداء المبادل الحراري لمضخة حرارية (هواء-مياه جوفية) ذات دارة مغلقة، يوضع المبادل الحراري فيها داخل البئر، فيتم تحسين أداء المبادل من خلال تصميمه بما يناسب الشروط المحددة لاستغلال المياه الجوفية في دمسرخو مع دراسة العوامل المؤثرة على تحسين أدائه من أجل زيادة كفاءة المضخة وتقليل كلفة التصنيع. تم إجراء مجموعة من الحسابات التصميمية شملت: (التدفق الكتلي للهواء والمياه الجوفية، رقم رينولدز، مُعاملي انتقال الحرارة بالحمل للمياه الجوفية والفرغون، نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للمبادل قبل وبعد الزعنفه، نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع قيم مختلفة لكل من معامل التوصيلية الحرارية للزعانف، ارتفاع المبادل، المسافة بين اللفات وخطوة الحلزون). وبعد الحصول على النتائج، تم وباستخدام برنامج Excel، عرضها في جداول وتمثيلها في رسوم بيانية.

تبين النتائج أن العامل ذو التأثير الأكبر على زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي من العوامل المدروسة هو عرض الزعنفه بنسبة زيادة 3.9%، ثم يليه العامل قطر الأنبوب الداخلي بنسبة زيادة 3.8%، أما العامل الثالث من حيث الأولوية في التأثير فهو عدد لفات الأنبوب اللفانفي بنسبة زيادة 3.6%، في حين يتساوى العاملين خطوة الحلزونة وارتفاع الأنبوب في التأثير بنسبة زيادة 2.9% لكل منهما، أما العامل الأخير فهو معامل التوصيلية الحرارية للزعانف عندما كانت نحاسية بنسبة زيادة 2.7%.

الكلمات المفتاحية: مضخة الحرارية، مبادل حراري لفانفي، زعانف، رقم رينولدز، معامل انتقال الحرارة بالحمل.

حقوق النشر : مجلة جامعة تشرين- سورية، يحتفظ المؤلفون بحقوق النشر بموجب الترخيص



CC BY-NC-SA 04

* أستاذ - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهيمك - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

** مدرس - قسم الجيولوجيا - كلية العلوم - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

*** طالبة دراسات عليا (دكتوراه) - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهيمك - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

Oulaalghada@gmail.com

مقدمة:

تُستخدم الأنابيب اللغائفية على نطاق واسع في وحدات تبريد وتكييف الهواء، صناعات غذائية، محطات طاقة نووية معالجة كيميائية وسخانات مياه تعمل بالطاقة الشمسية [1, 2, 3].

أشارت العديد من الدراسات إلى أن الأنابيب الملتفة لغائفياً تتفوق في نقل الحرارة على الأنابيب المستقيمة، فهي تعزز خلط السائل من خلال قوة طرد مركزي تنتج عن انحناءاتها مما يعزز نقل الحرارة فيها [4, 5]. كما أنها أيضاً أفضل من المبادلات الصفائحية [6]. تكمن ميزة الأنابيب اللغائفية أنه يمكنه الاتصال مباشرة مع المياه [7] وتشير الدراسات أن معامل انتقال الحرارة له يتأثر بهندسته [8]، تدفق وسيط العمل داخله [9, 10]، نصف قطره [11, 12]، زعانفه [13, 14]، معامل التوصيلية الحرارية لمواده [15, 16]، ارتفاعه [17, 18]، المسافة بين لفاته وبالتالي عدد اللفات [19, 20] وخطوة الحلزون [21, 22]. تبرز أهمية دراسة وتحليل الأداء (الحراري- الهيدروليكي) للأنبوب اللغائفي بهدف تحديد تأثير أبعاده الهندسية والتي شملت: (قطر الأنبوب الداخلي، ارتفاع المبادل، المسافة بين اللفات وعدد اللفات وخطوة الحلزون) وعوامل مؤثرة مباشرة على معامل انتقال الحرارة بالحمل للمياه والفيرون له (مثل معامل توصيلية الزعانف) مما يضمن المردود الحراري الأمثل للمبادل الحراري وكفاءة أعلى للمضخة الحرارية.

تشمل منطقة الدراسة جزءاً من قرية دمسرخو بمساحة تقريبية (25Km²) بين خطي طول (35° 45', 35° 48') وخطي عرض (35° 33', 35° 35')، تم تحديد حدود منطقة الدراسة بشكل تقريبي ضمن المساحة الملونة الخضراء بخطوط حمراء والموضحة وفق الشكل (1).



الشكل (1). حدود منطقة الدراسة.

طرائق البحث ومواده:

تم حساب كل من: (دارة رانكن للمضخة الحرارية على مخطط الضغط والإنتالبي، درجتي حرارة خروج المياه الجوفية والهواء من المبادل الحراري مع التدفق الكتلي لهما، معامل انتقال الحرارة بالحمل للمياه الجوفية، معامل انتقال الحرارة بالحمل للفريون، نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي قبل وبعد الزعنف، نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع قيم مختلفة لكل من معامل التوصيلية الحرارية للزعانف، ارتفاع المبادل، مسافة بين اللفات وعدد اللفات، خطوة الحلزون وطول الزعانف). بعد الحصول على النتائج، تم وباستخدام برنامج Excel عرضها في جداول وتمثيلها في رسوم بيانية. بهدف تحديد العلاقات بدقة بين هذه العوامل واستنتاج مقدار تأثير كل منها على نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي قبل وبعد الزعنف.

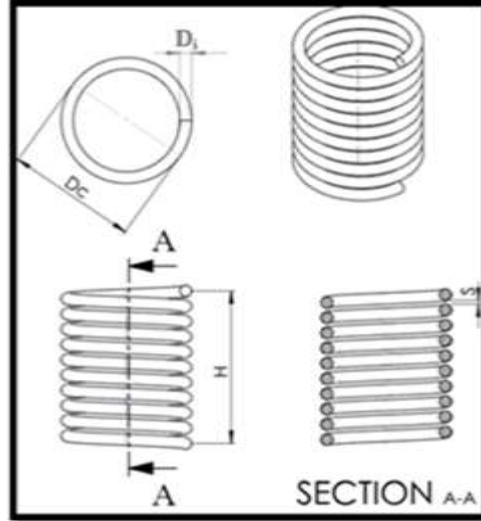
النتائج والمناقشة:

المبادل الحراري ذو الزعانف هو نوع من المبادلات الحرارية يستخدم الزعانف (وهي قطع صغيرة من المعدن كالنحاس أو الألمنيوم) عندما يكون معامل انتقال الحرارة ضعيفاً من أجل زيادة سطح انتقال الحرارة. تتمثل الأهداف الهيدروليكية الحرارية الرئيسية في تقليل أبعاد المبادل الحراري وفقاً للسعة الحرارية المطلوبة مع تخفيض فرق درجات الحرارة، ونظراً لتعقيد عمليات نقل الحرارة في الأنبوب اللفائفي أصبحت التحقيقات العددية وسيلة هامة. تمت ودراسة الاداء (الحراري-الهيدروليكي) لأنبوب لفائفي مزعنف، يعمل كمبخر لمضخة حرارية (هواء-مياه جوفية) مع وسيط عمل الفريون 134a، ووفقاً للشروط الجيوكيميائية للمياه الجوفية في دمسرخو تم اختيار مادته من الستاليس ستيل Stainless Steel 410 و زعانفه من الألمنيوم. كما أنه وفقاً للشروط الهيدرولوجية والجيولوجية لدمسرخو، كقطر الآبار 30cm وسماكة منطقة الثبات الحراري 8m للمياه داخل البئر تم أخذ المواصفات الأساسية للأنبوب اللفائفي وفق الجدول(1).

الجدول (1). المواصفات الأساسية للأنبوب اللفائفي المدروس

وسيط العمل	عدد اللفات N_C	المسافة بين اللفات	طول الأنبوب L_t	قطر اللفة D_c	قطر الأنبوب الخارجي D_o	قطر الأنبوب الداخلي D_i
الفريون 134a	$\frac{8000}{16 + 14} = 275$	$S_c = 16\text{mm}$	211.75m	20cm	14mm	10mm

وتم إظهار أبعاد الأنبوب اللفائفي في الشكل (2).



الشكل (2). أبعاد الأنابيب اللفائفي.

مواصفات الفريون: تم اختيار الفريون 134a لأنه صديق للبيئة، يتميز بكفاءة عالية في المضخات الحرارية ومتاح

على نطاق واسع. درجة حرارة تبخير الفريون T_{\square} ودرجة حرارة تكثيف الفريون T_c :

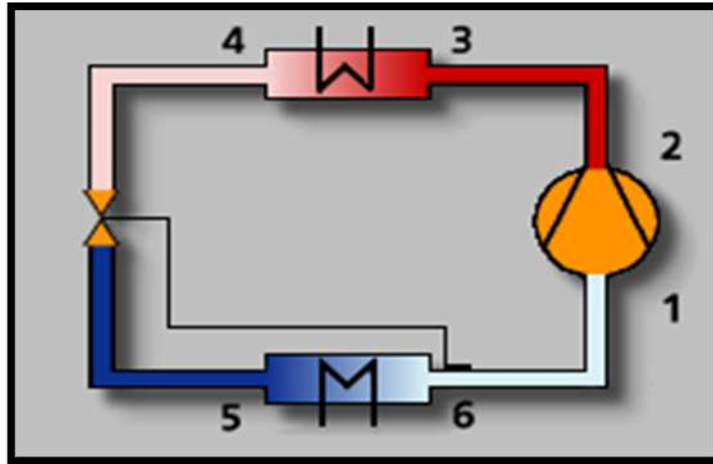
$$T_c = 30C^{\circ} = 30 + 273 = 303K, T_{\square} = -20C^{\circ} = -20 + 273 = 253(K)$$

ويتدفق كتلي ($m = 0.25 \text{ (kg/sec)}$)

$$T_c = 30C^{\circ} = 30 + 273 = 303(K)$$

تعمل المضخة الحرارية وفق دارة رانكن المؤلفة من ضاغط (1) ثم مبادل حراري أول (2) يعمل كمكثف ثم صمام تمدد

(3) ثم مبادل حراري ثاني يعمل كمبخر (4). تم تمثيل دارة رانكن في الشكل (3).

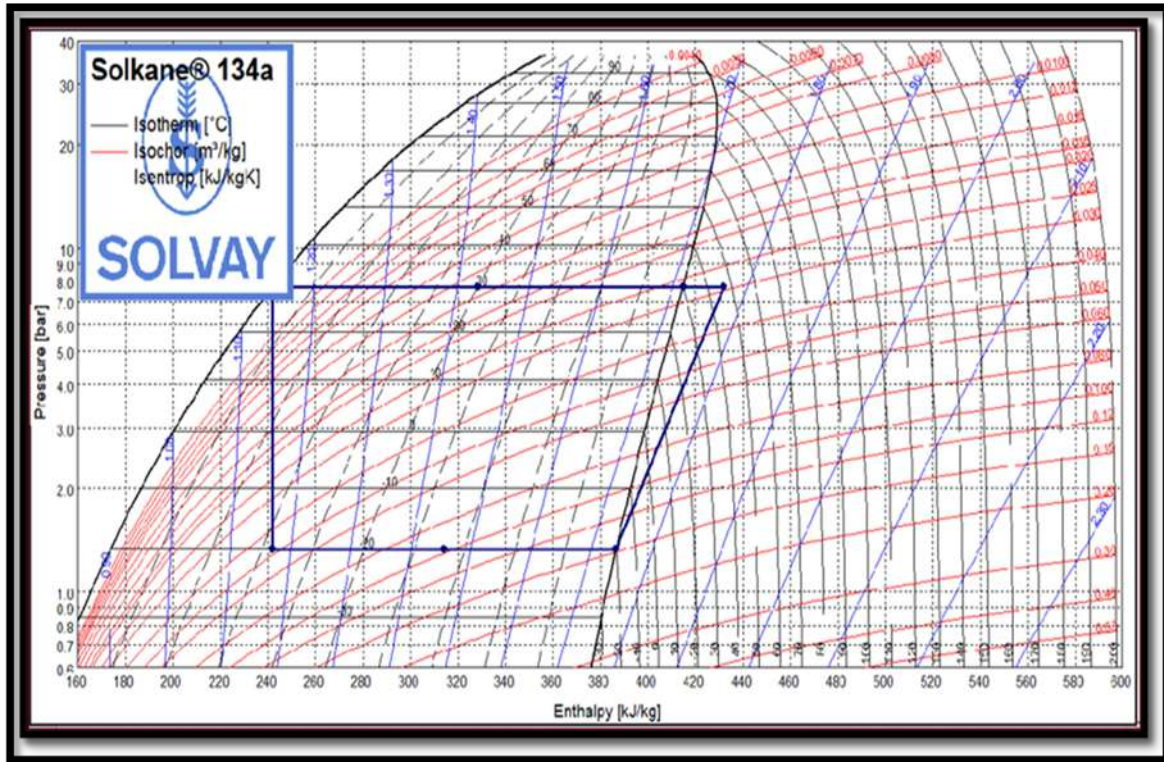


الشكل (3). دارة رانكن.

العمليات الترموديناميكية في دارة رانكن:

العملية 1→2 انضغاط غاز وسيط العمل في الضاغط، ثم العملية 2→3 تكثيف هذا الغاز إلى سائل من خلال التبادل الحراري بينه وبين الهواء داخل المنزل في المكثف، ثم العملية 3→4 يمر سائل وسيط العمل داخل صمام التمدد ليتم خفض ضغطه ويرفق ذلك انخفاض في درجة حرارته. ثم العملية 4→1 يمر داخل المبخر ليتم تبخيره إلى غاز من خلال التبادل الحراري مع المياه الجوفية في المبخر.

تم تمثيل العمليات الترموديناميكية لدارة رانكن على مخطط (ضغط - إنتالبي) وفق 8 SOLKANE Refrigerants برنامج (هو عبارة عن برنامج حسابي يتيح تحديد الخصائص الفيزيائية والحرارية لدارات التدفئة والتكييف مع عدد كبير من الفريونات). والموضحة في الشكل (4).



الشكل(4). العمليات الترموديناميكية لدارة رانكن على مخطط (ضغط - إنتالبي).

وبنفس البرنامج تم حساب بارامترات النقاط المميزة لدارة رانكن على مخطط (ضغط - إنتالبي) وفق الجدول (2).
الجدول(2). بارامترات النقاط المميزة لدارة رانكن.

النقطة	الضغط (bar)	درجة الحرارة (C°)	الإنتالبي (kJ/kg)	الأنتروبي (kJ/kg.K)	كسر الجفاف
1	3.16	-20	375.57	1.6989	
2	14.33	44.95	419.27	1.7267	
3	14.33	44.95	419.27	1.76267	
4	14.33	30	246.06	1.1569	
5	3.16	-20	246.06	1.1873	0.366
6	3.16	-20	375.57	1.6989	

$$h_1 = 385.48 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad h_2 = 417 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \quad h_3 = h_4 = 241.63 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$W_C = 7.9 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

وبالتالي تم الضاغط

حساب عمل

$$q_c = 175.37 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

وكمية الحرارة النوعية المطروحة

من المكثف

$$q_{\square} = 143.85 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

وكمية الحرارة النوعية المسحوبة من المبخر

$$Q_c = \dot{m} \cdot q_c = 43.8(\text{kw})$$

$$Q_{\square} = \dot{m} \cdot q_{\square} = 36(\text{kw})$$

كمية الحرارة المطروحة من المكثف والمسحوبة من المبخر.

$$\text{COP} = \frac{36}{7.9} = 4.56 \in (3 - 5)$$

فيكون معامل الأداء للدارة

والذي يعني أنه عند صرف واحد كيلو واط من الطاقة الكهربائية يتم الحصول على 4.56 كيلو واط من الحرارة. يتم في المكثف التبادل الحراري بين الهواء داخل المنزل ووسيط العمل (الفريون) وحسب قانون مصونية كمية الحرارة تكون كمية الحرارة الناتجة عن الهواء الداخل إلى المكثف مساوية لكمية الحرارة المطروحة من الفريون في المكثف، وبالمثل في المبخر تكون كمية الحرارة الناتجة عن الفريون الداخل إلى المبخر مساوية لكمية الحرارة المطروحة من المياه الجوفية في المبخر. (عبارة عن حزمة برامج EES Engineering Equation Solver حساب المعادلات الأساسية للمضخة الحرارية بواسطة تستخدم لحل أنظمة المعادلات غير الخطية المتزامنة) مع إدراج كل معادلة.

وحسب التوازن الحراري فإن:

$$Q_c = Q_{\text{air}} = 43.8\text{kw}, Q_{\square} = Q_{\text{water}} = 36\text{kw}$$

مواصفات المياه الجوفية عند درجة الحرارة $T = 20\text{C}^{\circ}$

$$\rho = 998.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \lambda = 0.6 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}, \quad \mu = \nu * \rho = 1.006 * 10^{-6} * 998.2$$

$$= 9.941 * 10^{-4} \text{N} \cdot \text{m}/\text{sec}$$

$$\text{Pr} = 7.02, c_{p\text{water}} = 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \nu = 1.006 * 10^{-6} \text{m}^2/\text{sec}$$

بأخذ قيمة وسطية لسرعة المياه الجوفية في دمسرخو (1m/day) والمحسوبة مسبقاً من قانون دارسي.

أقطار الآبار في دمسرخو (30cm).

قطر اللفة (20cm). يعطى رقم رينولدز بالعلاقة التالية:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} = 3.43 < 2300 \text{ صفائحي فالجريان}$$

$$\text{حيث } w = 1.2 * 10^{-5}$$

ويعطى رقم نوسلت للجريان الصفحي حول أنبوب اللفافني داخل البئر بالعلاقة التالية:

$$\text{Nu} = (0.43 + 0.55 * \text{Re}^{0.5} * \text{Pr}^{0.38})$$

$$\text{Nu} = 2.7$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha * d}{\lambda} \Rightarrow \alpha = \frac{\lambda * \text{Nu}}{d} \Rightarrow \alpha_{\text{water}} = 8.1 \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$$

: α معامل انتقال الحرارة بالحمل للمياه الجوفية (W/m².K).

d: قطر الأنبوب (m).

λ: معامل التوصيلية الحرارية للمياه الجوفية (W/m.k).

تم الحصول على مواصفات الفريون من الجدول الخاص به عند درجة حرارة:

$$T_{\square} = -20C^{\circ} = -20 + 273 = 253(K), w = 146.29 \left(\frac{m}{sec}\right), \rho = 1.339 \left(\frac{kg}{dm^3}\right) = 1339 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \lambda = 0.09421 \frac{W}{m.k}, V=2.61 * 10^{-7}(m^2/sec)$$

$$\mu = V * \rho = 2.61 * 10^{-7} * 1339 = 3.5 * 10^{-4} N \cdot \frac{m}{sec}, C_p = 1.2925 \left(\frac{kJ}{kg.k}\right) = 1292.5 \left(\frac{J}{kg.k}\right)$$

تم حساب رقم برانتل

$$Pr = \frac{\mu * C_p}{\lambda}$$

C_p: السعة الحرارية الحجمية عند ثبات الضغط (J/kg.k).

μ: اللزوجة الديناميكية (N.m/sec).

λ: معامل التوصيلية الحرارية للفريون (W/m.k).

$$Pr = 4.4$$

تم حساب رقم رينولدز

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu}$$

w: سرعة الجريان (m/sec).

d: البعد المميز (m)

V: اللزوجة التحريكية (m²/sec)

D_o: قطر الأنبوب اللفائفي الخارجي (mm) D_o = 14

نوع مادة الأنبوب 410 Stainless Steel بسماكة δ=2mm

قطر الأنبوب الداخلي D_i=10(mm)

$$\dot{m} = A * W * \rho \Rightarrow W = (2.4)m/sec$$

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} = 91954.02 > 2300$$

فالجريان مضطرب وبالتالي يكون رقم نوسلت للجريان المضطرب للفريون داخل الأنبوب

$$\overline{Nu} = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} = 389$$

ويعطى رقم نوسلت Nu أيضا بالعلاقة التالية:

$$Nu = \frac{\alpha * D_i}{\lambda}$$

α: معامل انتقال الحرارة بالحمل للفريون (W/m².k).

λ: معامل التوصيلية الحرارية للفريون (W/m.k).

D_i: قطر الأنبوب اللفائفي الداخلي (mm) D_i = 10

$$\alpha = \frac{\lambda * Nu}{D_i} \Rightarrow \alpha_{fereason} = 968610 \left(\frac{W}{m^2.k}\right)$$

تعطى كمية الحرارة المنتقلة خلال المبادل بالعلاقة:

$$Q = K\Delta T_m \cdot A, \Delta T_m = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max}}{\Delta T_{\min}}\right)}, \Delta T_{\max} = 10 - (-20) = 30, \Delta T_{\min} = 30 - 20$$

$$= 10 \Rightarrow \Delta T_m = 18.2C^\circ$$

K : معامل انتقال الحرارة الكلي (W/m².k).

ΔT_m : متوسط الهبوط الحراري بين الوسيطين الحراريين (k).

A : المساحة الحسابية للمبادل الحراري (m²).

نحسب معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي قبل الزعنفه K :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2} + R} = (W/m^2.k)$$

α_1 معامل انتقال الحرارة بالحمل للمياه الجوفية (W/m².k)

α_2 معامل انتقال الحرارة بالحمل للغريون (W/m².k)

λ : معامل الموصلية الحرارية للمياه الجوفية (W/m.k).

d_1 قطر اللفة الخارجي (m)

d_2 قطر داخلي للأنبوب اللفائفي (m)

R المقاومة الحرارية ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

Stainless Steel 410 وبسماكة $\delta = 2mm$ وبمعامل موصلية حرارية وبما أن نوع مادة الانبوب $\lambda_s = 24.9W/m.k$ المسافة $S = 16mm$ قطر اللفة $D_c = 20cm$ نصف قطر اللفة $d_c = 10cm$. يكون معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي

$$K = 0.403 W/m^2.k$$

لحساب مساحة المبادل الحراري الأنبوبي اللفائفي

$$L_C = ((2\pi d_c)^2 + P^2)^{0.5}$$

نصف قطر اللفة مع السماكة $d_c = 10(cm)$

طول اللفة L_C والمسافة بين لفات الانبوب $P = 300(mm)$

$$L_C = ((2\pi 0.1)^2 + 0.3^2)^{0.5} = 0.77(m)$$

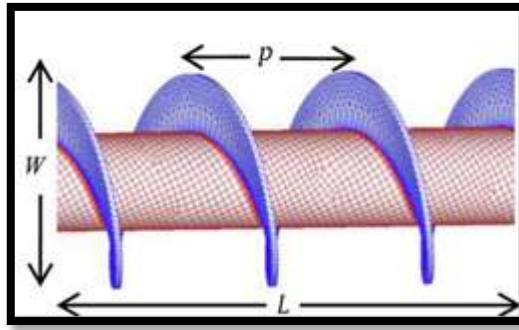
طول الأنبوب اللفائفي

$$L_t = N \cdot L_C$$

عدد اللفات $N_C = 275$

$$A = L_t \cdot \pi \cdot D_o = 9(m^2)$$

تم اختيار الزعانف الحلزونية لقدرتها الكبيرة على تعزيز انتقال الحرارة وهي كما في الشكل (5).



الشكل (5). الزعانف الحلزونية للأنبوب اللفائفي.

نحسب معامل انتقال الحرارة للمبادل الحراري بعد الزعنفة والذي يعطى من أجل الأنابيب المزعنة خارجياً

$$K_f = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \frac{A_f}{A} + \frac{1}{\alpha_{Tf}} + R_{zeem}} \quad (W/m^2 \cdot k)$$

α_1 معامل انتقال الحرارة بالحمل للمياه الجوفية $(W/m^2 \cdot k)$

λ معامل التوصيلية الحرارية للأنبوب اللفائفي المزعنف وهي لمادتين الستاليس ستيل 410 مادة الأنبوب اللفائفي λ_1 والألمينيوم مادة الزعانف λ_2 ويقدران ب $(W/m \cdot k)$

δ سماكة مادة الأنبوب اللفائفي المزعنف وهي سماكتين، سماكة الستاليس ستيل 410 δ_1 وسماكة الألمينيوم δ_2 وتقدران ب (m) .

α_{Tf} معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعانف $(W/m^2 \cdot k)$.

A مساحة الأنبوب اللفائفي بدون زعانف (m^2) .

A_f مساحة الأنبوب اللفائفي مع زعانف (m^2) .

R_{zeem} : المقاومة الحرارية $\left(\frac{m^2 \cdot K}{W}\right)$.

قيمة المقاومة R_{zeem} تتحدد بالطرق التجريبية أو بالحسابات فيما إذا كان معلوماً سماكة الطبقات المتوضعة على السطح من الداخل والخارج δ_1, δ_2 ومعلوم أيضاً معاملات التوصيلية الحرارية للمواد المؤلفة لهذا الجدار λ_1, λ_2 وفقاً للعلاقة:

$$R_{zeemA} = \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 8.88 \cdot 10^{-5} \quad \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$\Delta T_f = 40k$$

تم حساب α_{fA} معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعنفة الواحدة $(W/m^2 \cdot k)$

$$\alpha_{fA} = A_{Sf} * \lambda_A * \Delta T_f = 5.68 W/m^2 \cdot k$$

A_{Sf} مساحة الزعنفة الواحدة (m^2)

$$\alpha_{\alpha_{Tf}} = \alpha_f * N_F = 151.30 W/m^2 \cdot k$$

α_{Tf} معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعانف $(W/m^2 \cdot k)$

$$K_f = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \frac{A_f}{A} + \frac{1}{\alpha_{Tf}} + R_{zeem}} = 3.102 W/m^2 k$$

فرضنا قطر الانبوب اللفائفي الداخلي متغير وتم وفقاً لذلك حساب رقم رينولدز ونوسلت ومعامل انتقال الحرارة بالحمل للفرينون مع كل قطر داخلي جديد في الجدول (3).

الجدول (3). تغير رقم رينولدز ونوسلت ومعامل انتقال الحرارة بالحمل للفرينون مع تغير القطر الداخلي للأنبوب.

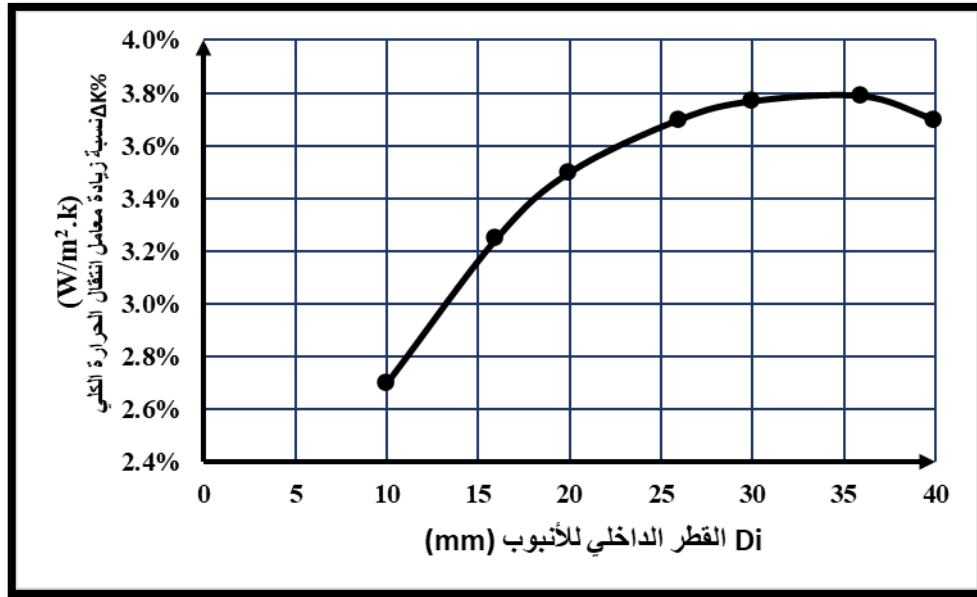
$\alpha_{Fereaoon}$ $\frac{W}{m^2 \cdot k}$	Nu	Re	L_t (m)	L_C (m)	D_i (mm)	D_o (mm)
968610	389	91954	211.75	0.77	10	14
1424280	572	147126	211.75	0.77	16	20
1703160	684	183908	211.75	0.77	20	24
2101560	844	239080	211.75	0.77	26	30
2355540	946	275862	211.75	0.77	30	34
2724060	1094	331034	211.75	0.77	36	40
2964345	1190.5	367816	211.75	0.77	40	44

يظهر الجدول أن زيادة قطر الأنبوب الداخلي يزيد من رقمي رينولدز ونوسلت ويقلل من معامل انتقال الحرارة بالحمل للفرينون. وتم دراسة نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع تغير القطر الداخلي للأنبوب اللفائفي المزعنف في الجدول (4).

الجدول (4). تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير قطره الداخلي.

$\Delta K\%$	K_f (W/m ² .k)	K (W/m ² .k)	A_f (m ²)	A (m ²)	α_{TfA} (W/m ² .k)	L_t (m)	L_C (m)	D_i (mm)	D_w (mm)
2.70%	3.1	0.403	23	9	151.1	211.75	0.77	10	14
3.25%	3.8	0.64	26.5	13	151.1	211.75	0.77	16	20
3.50%	4.3	0.8	29	16	151.1	211.75	0.77	20	24
3.70%	4.7	1	33	20	151.1	211.75	0.77	26	30
3.77%	4.9	1.2	36	23	151.1	211.75	0.77	30	34
3.79%	5.2	1.4	40	27	151.1	211.75	0.77	36	40
3.70%	5.3	1.6	42.5	29	151.1	211.75	0.77	40	44

يظهر الجدول أنه مع زيادة القطر الداخلي للأنبوب اللفائفي المزعنف سوف تزداد مساحته ويزداد معامل انتقال الحرارة الكلي له. تم رسم علاقة تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير القطر الداخلي للأنبوب بيانياً في الشكل (6).



الشكل (6) الرسم البياني لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع مع تغير القطر الداخلي

يبين الشكل العلاقة الطردية بين القطر الداخلي للأنبوب اللفائفي المزعنف ونسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب فهي تزداد بازديادها وبالعكس حتى قطر أنبوب $D_i = 36\text{mm}$ ثم تبدأ بالانخفاض بعدها. تم دراسة تأثير نوع مادة الزعانف من خلال استخدام مواد بعوامل موصلية مختلفة. فعند استخدام النحاس يكون:

$$K_{fc} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda}\right) \frac{A_f}{A} + \frac{1}{\alpha_{Tfc}} + R_{zeemC}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{8.1} + \frac{0.002}{24.9}\right) \frac{23}{9} + \frac{1}{246.33} + 8.55 * 10^{-5}} = 3.126 \left(\frac{W}{m^2.k}\right)$$

وتكون باقي القيم على التوالي.

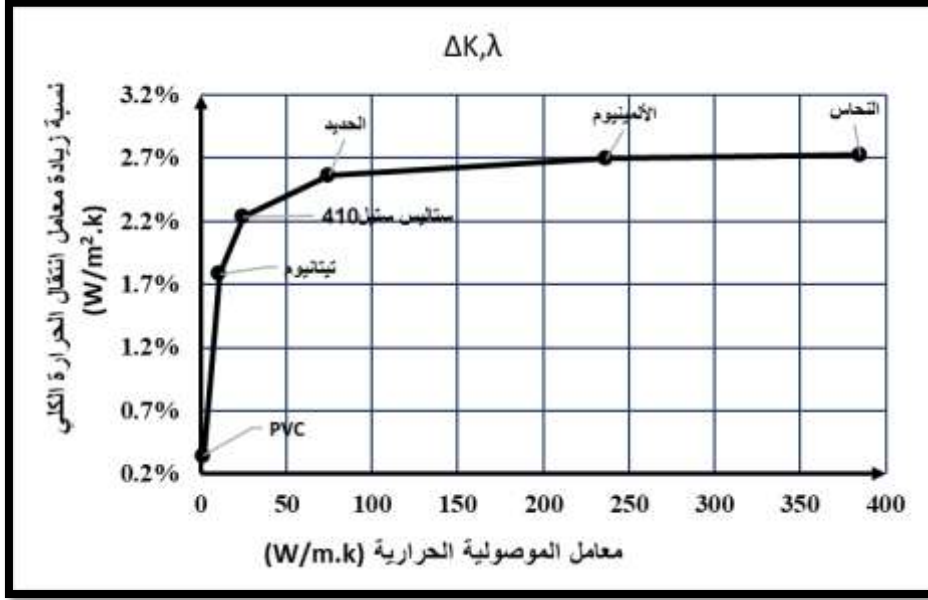
$$K_f = (3.102 - 2.97 - 2.64 - 2.19 - 0.751 - 0.3)W/m^2.k$$

أدت زعنفه المبادل إلى زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب من $0.403 W/m^2.k$ إلى $3.126 W/m^2.k$ وتم حساب معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع كل مادة في الجدول (5).

الجدول (5). تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع مواد بعوامل موصلية حرارية مختلفة.

ΔK%	K_f	K	α_{TfA} (W/m ² .k)	α_{fA} (W/m ² .k)	R_{zeem} (m ² .k/W)	λ (W/m.k)	نوع المادة
2.72%	3.126	0.403	246.33	9.24	$8.55 * 10^{-5}$	385	النحاس
2.69%	3.102	0.403	151.30	5.68	$8.88 * 10^{-5}$	237	الألمنيوم
2.56%	2.97	0.403	47.98	1.8	$1.06 * 10^{-4}$	75	الحديد
2.234%	2.64	0.403	16	0.6	$1.6 * 10^{-4}$	24.9	ستاليس ستيل 410
1.79%	2.19	0.403	7.198	0.27	$2.56 * 10^{-4}$	11.4	تيتانيوم
0.35%	0.751	0.403	0.986	0.037	$* 1.29210^{-3}$	1.65	(PVC) مع حشوات نحاس بنسبة 30%

يظهر الجدول أن معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب زاد من $0.403 \text{ W/m}^2.\text{k}$ إلى $3.126 \text{ W/m}^2.\text{k}$ في الأنبوب المزعنف وأنه مع زيادة معامل موصلية مادة الزعانف سوف يزداد معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف. وتم رسم علاقة تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير مادة الزعانف بيانياً في الشكل (7).



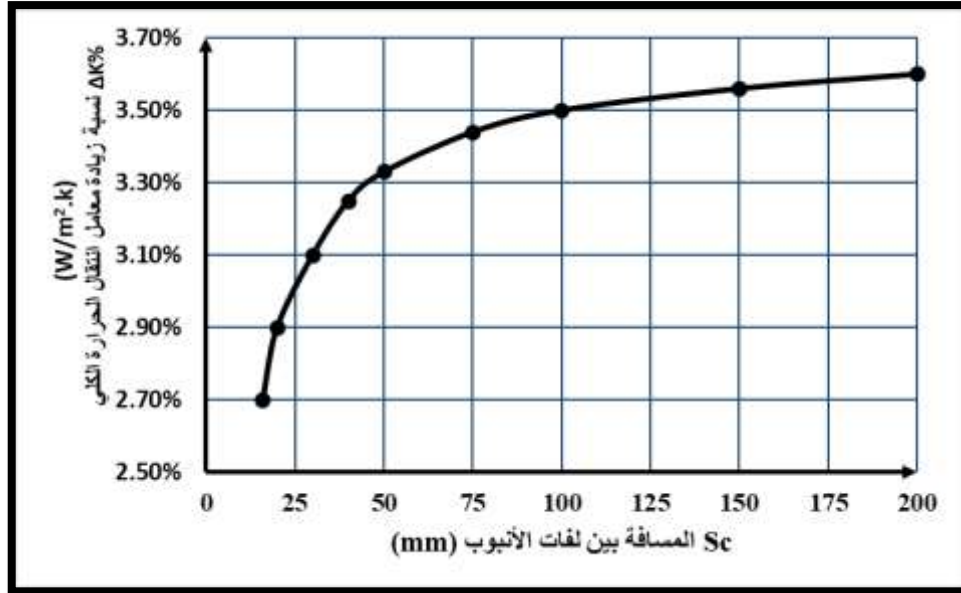
الشكل (7). الرسم البياني لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير مادة الزعانف.

يبين الشكل أن العلاقة طردية بين نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف ومعامل الموصلية الحرارية للزعانف فهو يزداد بنقصانها وبالعكس. تم دراسة تأثير المسافة بين لفات الأنبوب اللفائفي S_C على معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع قيم مختلفة لها في الجدول (6).

الجدول (6). تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير المسافة بين لفات الأنبوب.

$\Delta K\%$	K_f ($\text{W/m}^2.\text{k}$)	K ($\text{W/m}^2.\text{k}$)	A_f (m^2)	A (m^2)	L_t (m)	L_c (m)	N_c	S_c (mm)	α_{TfA} ($\text{W/m}^2.\text{k}$)	N_f	P (mm)	H (mm)
2.70%	3.1	0.403	23	9	211.75	0.77	273	16	151.088	26.6	300	8000
2.90%	3.33	0.403	19	8	181	0.77	235	20	151.088	26.6	300	8000
3.1%	3.36	0.403	15	6	140	0.77	182	30	151.088	26.6	300	8000
3.25%	3.49	0.403	12	5	114	0.77	148	40	151.088	26.6	300	8000
3.33%	3.66	0.403	10	4	96	0.77	125	50	151.088	26.6	300	8000
3.44%	3.77	0.403	8	3.25	75	0.77	97.5	75	151.088	26.6	300	8000
3.50%	3.89	0.403	6	2.5	54	0.77	70	100	151.088	26.6	300	8000
3.56%	3.9	0.403	5	2.25	46	0.77	54	150	151.088	26.6	300	8000
3.60%	3.94	0.403	4	2	38	0.77	38	200	151.088	26.6	300	8000

يظهر الجدول أنه مع زيادة المسافة بين لفات الأنبوب مع ارتفاع مبادل ثابت سوف يقل عدد اللفات والطول الكلي للأنبوب ويزداد معامل انتقال الحرارة الكلي. وتم رسم علاقة تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير المسافة بين اللفات بيانياً في الشكل (8).



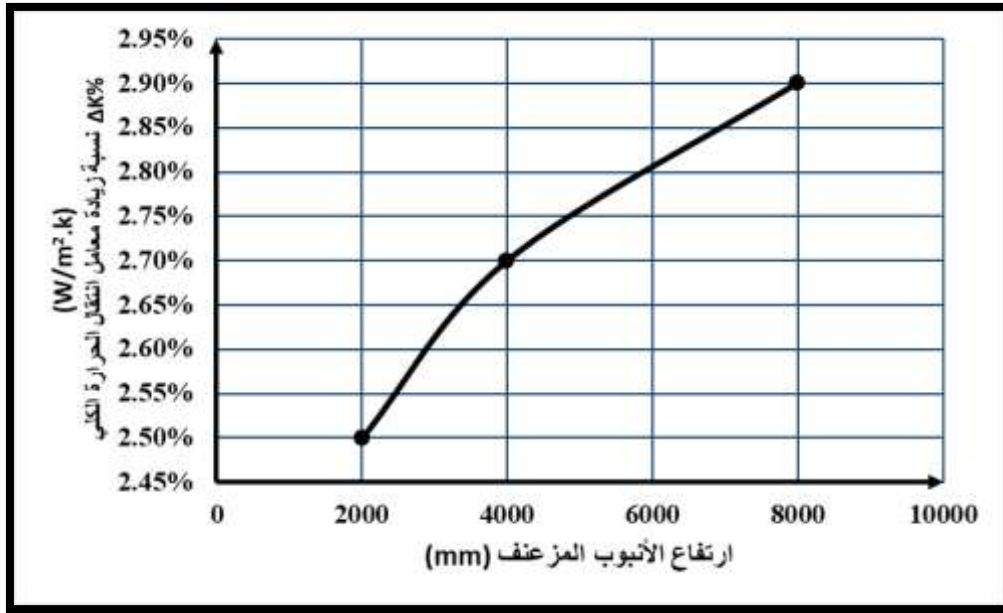
الشكل (8) الرسم البياني لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع المسافة بين اللفات.

يبين الشكل العلاقة الطردية بين نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف والمسافة بين لفات الأنبوب المزعنف فهي تزداد بازدياده وبالعكس. إذا كانت المسافة بين الزعانف واسعة جداً، فلن يكون هناك اتصال كافٍ بين الزعانف من ناحية أخرى إذا كانت المسافة ضيقة جداً، فقد تمنع الزعانف تدفق وسيط العمل الزيادة في الحالتين ستؤدي إلى انخفاض كفاءة نقل الحرارة. ثم تم دراسة تأثير ارتفاع الأنبوب اللفائفي على معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع قيم مختلفة للارتفاع في الجدول (7).

الجدول (7). تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع تغير ارتفاع الأنبوب اللفائفي.

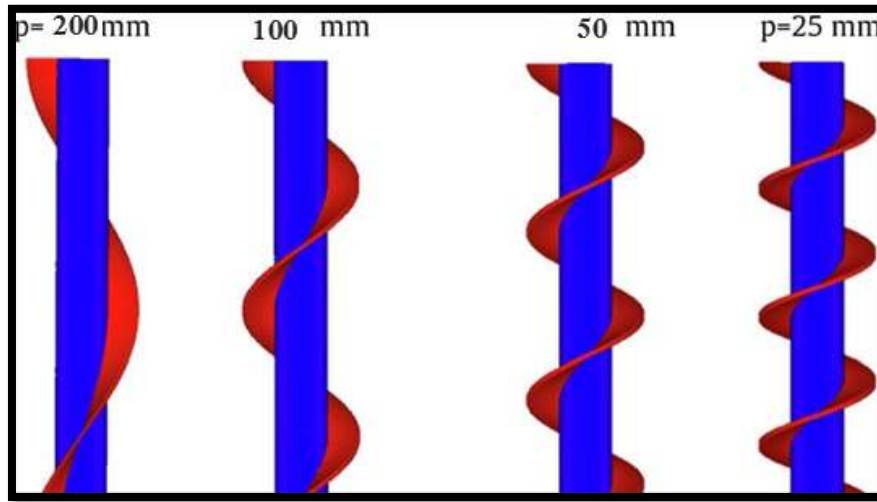
ΔK%	K_f (W/m ² .k)	K (W/m ² .k)	A_f (m ²)	A (m ²)	L_t	L_c	N_c	α_{Tf} (W/m ² .k)	P (mm)	S (mm)	H (mm)
2.9%	3.33	0.403	19	8	180.95	0.77	235	151.088	300	20	8000
2.7%	3.1	0.403	10	4	90.86	0.77	118	75.7144	300	20	4000
2.5%	2.9	0.403	5	2	45.43	0.77	59	37.8288	300	20	2000

يظهر الجدول أنه مع نقصان ارتفاع الأنبوب سوف ينخفض معامل انتقال الحرارة الكلي. وتم رسم علاقة تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع نقصان ارتفاع الأنبوب بيانياً في الشكل (9).



الشكل (9) . الرسم البياني لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنابيب اللفائفي المزعنف مع ارتفاع الأنابيب.

يبين الشكل العلاقة الطردية بين نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنابيب اللفائفي المزعنف وارتفاعه فهي تزداد بازدياده وبالعكس. ثم تم دراسة خطوة الحلزون من خلال قيم مختلفة لها كما في الشكل (10) الجدول (8).

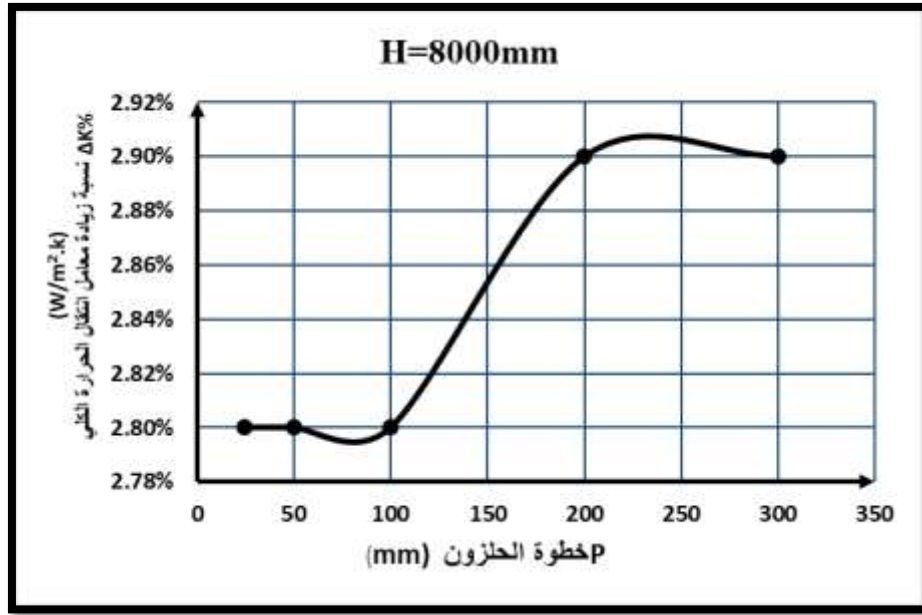


الشكل (10). خطوة الحلزون المتغيرة للأنابيب اللفائفي المزعنف.

الجدول (8). تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغيير خطوة الزعنف

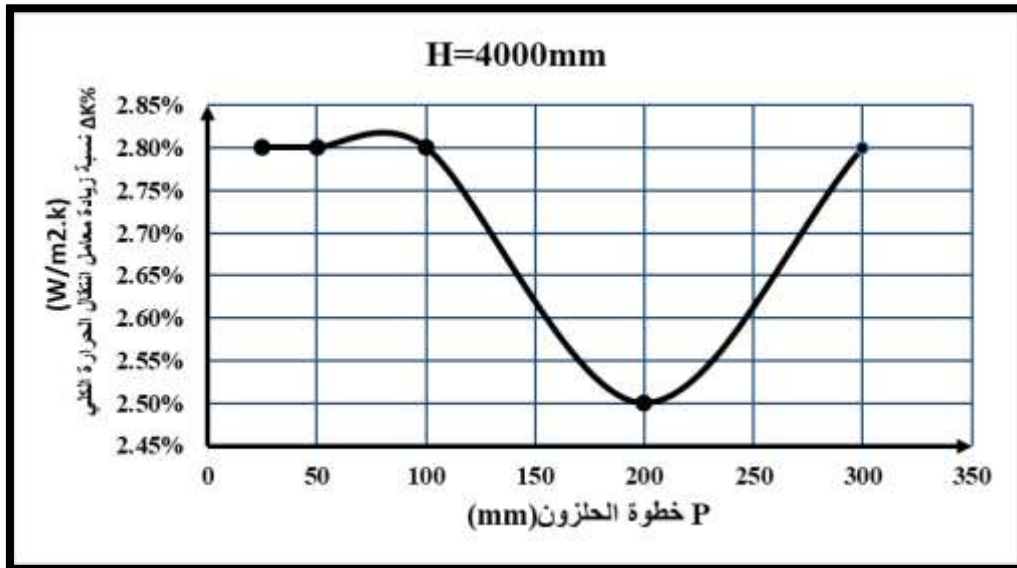
$\Delta K\%$	K_f (W/m ² .k)	K (W/m ² .k)	A_f (m ²)	A (m ²)	L_t (m)	L_c (m)	N_c	Sc (mm)	α_{Tf} (W/m ² .k)	N_F	P (mm)	H (mm)
2.9%	3.3	0.403	12	5	113.9	0.77	148	40	151.1	26. 6	300	8000
2.9%	3.3	0.403	11	4.5	103.6	0.7	148	40	227.2	40	200	8000
2.8%	3.2	0.403	10	4	94.7	0.64	148	40	454.4	80	100	8000
2.8%	3.2	0.403	10	4	91.8	0.62	148	40	908.8	16 0	50	8000
2.8%	3.2	0.403	10	4	90.3	0.61	148	40	1817.6	32 0	25	8000
2.8%	3.2	0.403	6	2.5	56.9	0.7	74	40	75.7	13. 3	300	4000
2.8%	3.2	0.403	5.5	2	51.8	0.7	74	40	113.6	20	200	4000
2.8%	3.2	0.403	5	2	47.4	0.64	74	40	227.2	40	100	4000
2.8%	3.2	0.403	5	2	45.9	0.62	74	40	454.4	80	50	4000
2.8%	3.21	0.403	5	2	45.1	0.61	74	40	908.8	16 0	25	4000
2.1%	2.5	0.403	3	1	28.5	0.7	37	40	37.8	6.6 6	300	2000
2.2%	2.56	0.403	3	1	25.9	0.7	37	40	56.8	10	200	2000
2.8%	3.13	0.403	2.5	1	23.7	0.64	37	40	113.6	20	100	2000
2.9%	3.31	0.403	2.4	1	22.9	0.62	37	40	227.2	40	50	2000
2.9%	3.33	0.403	2.4	1	22.6	0.61	37	40	454.4	80	25	2000

يظهر الجدول أنه عند ارتفاع ثابت للأنبوب اللفائفي بقيمة $H=8000\text{mm}$ ونقصان خطوة الحلزون يزداد عدد لفات الحلزون N_F ويزداد معها معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعانف α_{Tf} لكن بالمقابل ينخفض معامل انتقال الحرارة الكلي معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف. وأنه عند ارتفاع ثابت للأنبوب اللفائفي بقيمة $H=4000\text{mm}$ ونقصان خطوة الحلزون يزداد عدد لفات الحلزون N_F ويزداد معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعانف α_{Tf} كما يزداد معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف بشكل طفيف. وعند ارتفاع ثابت للأنبوب اللفائفي بقيمة $H=2000\text{mm}$ ونقصان خطوة الحلزون يزداد عدد لفات الحلزون N_F ويزداد معامل انتقال الحرارة بالحمل للزعانف α_{Tf} ومعامل انتقال الحرارة الكلي معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف بشكل واضح. تم رسم علاقة تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير خطوة الحلزون عند ارتفاع $H=8000\text{mm}$ للأنبوب اللفائفي المزعنف بيانياً في الشكل (11).



الشكل (11). نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع تغيير خطوة الحلزونة عند H=8000mm

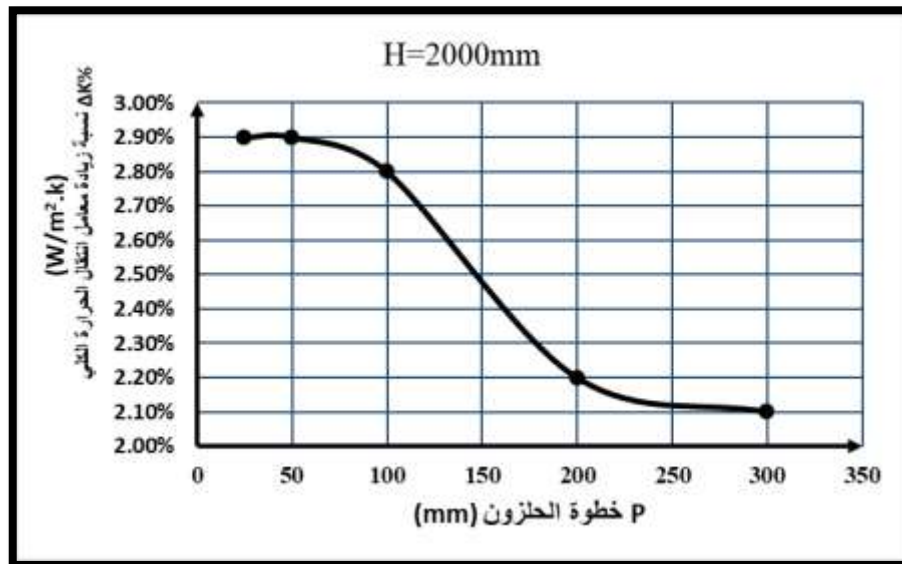
يبين الشكل عند ارتفاع H=8000mm للأنبوب اللفائفي المزعنف، تنخفض نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف حتى خطوة الحلزون حتى P=100mm ثم تبدأ بالزيادة مع ازدياد خطوة الحلزون حتى P=200mm. ثم تعود للانخفاض حتى P=300mm. وتم رسم علاقة تغيير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغيير خطوة الحلزون عند ارتفاع H=4000mm للأنبوب اللفائفي المزعنف بيانياً في الشكل (14).



الشكل (12). نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع تغيير خطوة الحلزونة عند H=4000mm

يبين الشكل عند ارتفاع $H=4000\text{mm}$ للأنبوب اللفائفي المزعنف تزداد نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع ازدياد خطوة الحلزون حتى $P=100\text{mm}$ ثم تبدأ بالنقصان لتصل لأخفض قيمة عند $P=200\text{mm}$ ثم تعود بعدها للازدياد $P=300\text{mm}$.

ورسم علاقة تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير خطوة الحلزون عند ارتفاع $H=2000\text{mm}$ للأنبوب اللفائفي المزعنف بيانياً في الشكل (13).



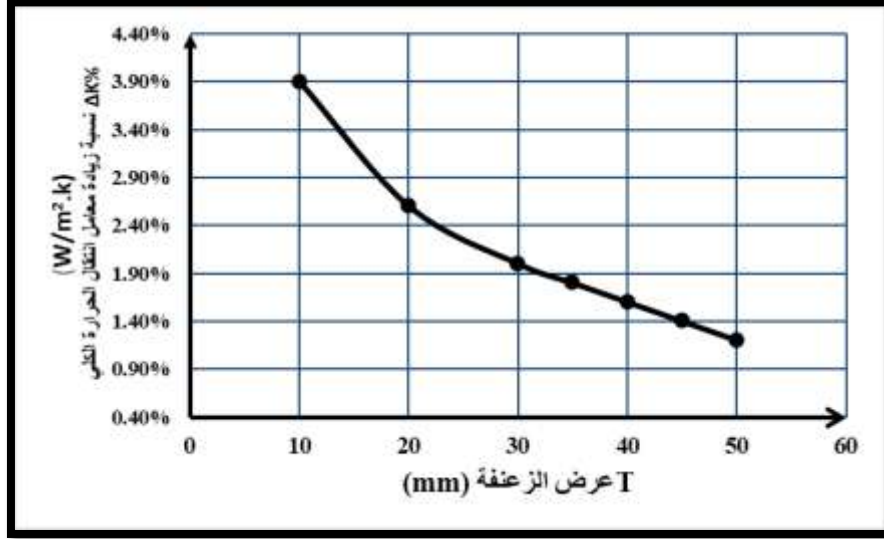
الشكل (13). نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي مع تغيير خطوة الحلزنة عند $H=2000\text{mm}$

يبين الشكل عند ارتفاع $H=2000\text{mm}$ للأنبوب اللفائفي المزعنف، تتخفض نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع ازدياد خطوة الحلزون حتى $P=300\text{mm}$. ثم تم دراسة تأثير عرض الزعنف T على معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف من خلال قيم مختلفة لها في الجدول (9).

الجدول (9). تغير معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير عرض الزعنف.

$\Delta K\%$	K_f ($\text{W}/\text{m}^2.\text{k}$)	K ($\text{W}/\text{m}^2.\text{k}$)	A_f (m^2)	A (m^2)	W (m)	T (mm)	L_t (m)	L_c (m)	N_c	S (mm)	α_{TfA} ($\text{W}/\text{m}^2.\text{k}$)	N_f	P (mm)	H (mm)
3.9%	4.4	0.403	16	9	0.024	10	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
2.6%	3.01	0.403	23	9	0.034	20	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
2%	2.5	0.403	29	9	0.044	30	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
1.8%	2.2	0.403	32.6	9	0.049	35	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
1.6%	2	0.403	36	9	0.054	40	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
1.4%	1.8	0.403	39	9	0.059	45	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000
1.2%	1.6	0.403	42.5	9	0.064	50	211.7	0.77	273	16	151.08	26.6	300	8000

يظهر الجدول أنه مع ازدياد عرض الزعنفة سوف ينخفض معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف. تم رسم علاقة تغير نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير عرض الزعنفة بيانياً في الشكل (14).



الشكل (14) الرسم البياني لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع تغير عرض الزعنفة

يبين الشكل العلاقة العكسية بين عرض الزعنفة ونسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب فهي تزداد بنقصانه وبالعكس.

الاستنتاجات والتوصيات:

الاستنتاجات:

- ◆ تزداد نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع زيادة كل من: معامل التوصيلية الحرارية للزعانف، ارتفاع الأنبوب اللفائفي، المسافة بين لفات الأنبوب (عدد لفات الأنبوب) وخطوة الحلزنة (عدد لفات الزعنفة اللفائفية) في حين تتخفف مع زيادة عرض الزعنفة T ضمن المجال (10 – 50) mm مع قطر داخلي للأنبوب $D_i = 10\text{mm}$.
- ◆ بلغت أعلى قيمة لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف 3.6% عند تغيير قطره الداخلي عند القطر $D_i = 36\text{mm}$ ثم بدأت بالتناقص بعدها. عند تغيير معامل توصيلية الزعانف بلغت أعلى قيمة لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف 2.7% عند استخدام النحاس. عند تغيير المسافة بين اللفات بلغت أعلى قيمة لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف 3.9% عند $S_c = 200\text{mm}$ وعند تغيير ارتفاع المبادل بلغت أعلى قيمة لنسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف 2.9% عند ارتفاع $H=8000\text{mm}$ وخطوتي حلزنة عند (P=8000, P=4000) mm وبلغ ذات القيمة عند ارتفاع $H=2000\text{mm}$ وخطوتي حلزنة عند (P=50, P=25) mm.
- ◆ أعلى تأثير على نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف لعدد اللفات ثم قطر الأنبوب ثم خطوة الحلزنة وارتفاع المبادل ثم معامل توصيلية حرارية للزعانف.

♦ يكون لزيادة خطوة الحلزون تأثير إيجابي على نسبة زيادة معامل انتقال الحرارة الكلي للأنبوب اللفائفي المزعنف مع ارتفاع $H=8000\text{mm}$ للأنبوب وعند خطوة حلزون P ضمن المجال $(100-200)$ mm فقط. بينما يكون تأثيرها سلبى مع نفس مجال الخطوة عند ارتفاع $H=4000\text{mm}$ للأنبوب اللفائفي المزعنف. أما عند ارتفاع $H=2000\text{mm}$ للأنبوب يكون لزيادة خطوة الحلزون تأثير سلبى تماماً.

التوصيات:

1. الأخذ بعين الاعتبار أبعاد الآبار منطقة الدراسة وسماكة منطقة الثبات الحراري للمياه الجوفية ضمنها عند تصميم مبادلات حرارية للمضخة الحرارية ستوضع داخل هذه الآبار.
2. عند تحسين هذا الأنبوب اللفائفي المزعنف تكون الأولوية لزيادة لعدد اللفات ثم قطر الأنبوب ثم خطوة الحلزونة وارتفاع المبادل ثم معامل موصلية حرارية للزعانف.
3. لا ينصح بزيادة قطر الأنبوب الداخلي أكثر من $D_i = 36\text{mm}$.
4. الانتباه إلى أنه لا تؤدي دائماً زيادة خطوة الحلزونة إلى زيادة كفاءة الأنبوب اللفائفي المزعنف فهي تتعلق بارتفاع مثالي أيضاً لهذا الأنبوب.
5. لا ينصح بزيادة عرض الزعنفة اللفائفية عن 10mm .

References:

1. NAPHON P. Thermal performance and pressure drop of the helical-coil heat exchangers with and without helically crimped fins. International Communications in Heat and Mass Transfer. 2007 Mar 1;34(3):321-30.
2. ANDRZEJCZYK R, Muszyński T. Performance analyses of helical coil heat exchangers. The effect of external coil surface modification on heat exchanger effectiveness. archives of thermodynamics. 2016;37(4):137-59
3. PRABHANJAN DG, Rennie TJ, Raghavan GV. Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. International Journal of Thermal Sciences. 2004 Apr 1;43(4):359-65.
4. JANSSEN LA, Hoogendoorn CJ. Laminar convective heat transfer in helical coiled tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer. 1978 Sep 1;21(9):1197-206.
5. ROSE JW. Heat-transfer coefficients, Wilson plots and accuracy of thermal measurements. Experimental Thermal and Fluid Science. 2004 Jan 1;28(2-3):77-86.
6. YANG L, Baghaei S, Suksatan W, Barnoon P, Sharma S, Davidyants A, El-Shafay AS. RETRACTED ARTICLE: Numerical assessment of the influence of helical baffle on the hydrothermal aspects of nanofluid turbulent forced convection inside a heat exchanger. Scientific Reports. 2022 Feb 10;12(1):2245.
7. JIN L, Cao F, Yang D, Wang X. Performance investigations of an R404A air-source heat pump with an internal heat exchanger for residential heating in northern China. International Journal of Refrigeration. 2016 Jul 1; 67:239-48.
8. RANAWARE N, Molawade K, Mane LN. A Review on Comparison Between Shell and Tube Heat Exchanger and Helical Coil Heat Exchanger. International Journal of Innovations in Engineering Research and Technology. 2015;2(2):1-9.
9. PRABHANJAN\ DG, Raghavan GS, Rennie TJ. Comparison of heat transfer rates between a straight tube heat exchanger and a helically coiled heat exchanger. International communications in heat and mass transfer. 2002 Feb 1;29(2):185-91.

10. SHIH YC, Lee YC, Lin KC. Optimized design on the thermohydraulic performance of the helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermofields*. 2023 Feb 1; 17:100271.
11. KURNIA JC, Ghoreishi-Madiseh SA, Sasmito AP. Heat transfer and entropy generation in concentric/eccentric double-pipe helical heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*. 2020 Oct 10;41(18):1552-75.
12. VALDES M, Ardila JG, Colorado D, Escobedo-Trujillo BA. Computational model to evaluate the effect of passive techniques in tube-in-tube helical heat exchanger. *Energies*. 2019 May 18;12(10):1912.
13. FERN YM, Lin WC, Chiang CC. Numerically investigated effects of different Dean number and pitch size on flow and heat transfer characteristics in a helically coil-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*. 2012 Apr 1; 36:378-85.
14. CHEN SB, Saleem S, Alghamdi MN, Nisar KS, Arsalanloo A, Issakhov A, Xia WF. Combined effect of using porous media and nano-particle on melting performance of PCM filled enclosure with triangular double fins. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2021 Jun 1; 25:100939.
15. SALIMPOUR MR. Heat transfer coefficients of shell and coiled tube heat exchangers. *Experimental thermal and fluid science*. 2009 Jan 1;33(2):203-7.
16. SHIH YC, Lee YC, Lin KC. Optimized design on the thermohydraulic performance of the helical coil heat exchanger. *International Journal of Thermofields*. 2023 Feb 1; 17:100271.
17. ZAREI A, Seddighi S, Elahi S, Örlü R. Experimental investigation of the heat transfer from the helical coil heat exchanger using bubble injection for cold thermal energy storage system. *Applied Thermal Engineering*. 2022 Jan 5; 200:117559.
18. KUMAR V, Saini S, Sharma M, Nigam KD. Pressure drops and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. *Chemical Engineering Science*. 2006 Jul 1;61(13):4403-16.
19. REDDY NS, Vishwanath KC, Satheesha V, Thejaraju R, Raj NK, Manoj M, Goutham H, Manjunatha BS. Study on heat transfer and pressure drop in tube-in-tube helical heat exchanger. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2021 Aug;24(4):635-42.
20. CIONCOLINI A, Santini L. An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes. *Experimental thermal and fluid science*. 2006 Mar 1;30(4):367-80.
21. MITROVIC J, editor. *Heat Exchangers: Basics Design Applications*. BoD–Books on Demand; 2012 Mar 9.
22. MISSAOUI S, Driss Z, Slama RB, Chaouachi B. Experimental and numerical analysis of a helical coil heat exchanger for domestic refrigerator and water heating. *International Journal of Refrigeration*. 2022 Jan 1; 133:276-88.

