

## نمذجة ومحاكاة المبادل الحراري الحلزوني الصفائحي

الدكتور جابر سعيد ديبية\*

الدكتور علي محمد كرنو\*\*

لينا إبراهيم يوسف\*\*\*

(تاريخ الإيداع 9 / 9 / 2010. قُبل للنشر في 29 / 11 / 2010)

### □ ملخص □

في هذا البحث تم إعداد موديل رياضي لعمليات انتقال الحرارة وجريان الموائع ضمن المبادل الحراري الحلزوني الصفائحي وربط معادلاتها الواصفة مع الأبعاد التصميمية للمبادل ثم يتم إعداد نموذج برمجي باستخدام البرنامج الحاسوبي EES (برنامج حل المعادلات الرياضية الحرارية) حيث تم استخدام هذا النموذج لحساب وأمثلة كل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي والاستطاعة الحرارية والمردود الحراري للمبادل وضياعات الضغط لكلا المائعين، ونتيجة لذلك تم إيجاد الحدود المثلى للأبعاد التصميمية للمبادل التي تحقق أعلى كفاءة.

الكلمات المفتاحية: المبادلات الحرارية، الحلزوني، الصفائحي، انتقال الحرارة، نمذجة، محاكاة.

\* أستاذ مساعد - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

\*\* مدرس - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

\*\*\* طالبة دراسات عليا (ماجستير) - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية.

## Modeling and Simulation of The Plate Spiral Heat Exchanger

Dr. Jaber Saaid Dibah<sup>\*</sup>  
Dr. Ali Mohamad Karno<sup>\*\*</sup>  
Lina Ibrahim Youssef<sup>\*\*\*</sup>

(Received 9 / 9 / 2010. Accepted 29 / 11 / 2010)

### □ ABSTRACT □

In this paper, a mathematical model has been made to the processes of the heat transfer and the liquids running into the plate spiral heat exchanger, and it has linked its describing equations with the designing dimensions of the exchanger. Then, a pragmatic model has been made by using the computer program EES (a program for the solution of the thermal mathematical equations). This model has been used to calculate and give examples to each of the total heating moving modulus, and the thermal ability, and the thermal output of the exchanger, and the pressure waste to both of the liquids. As a result, the idealistic boundaries of the designing dimensions of the exchanger which achieve the best competence have been found.

**key words:** heat exchanger, spiral, plate, heat transfer, modeling, simulation.

---

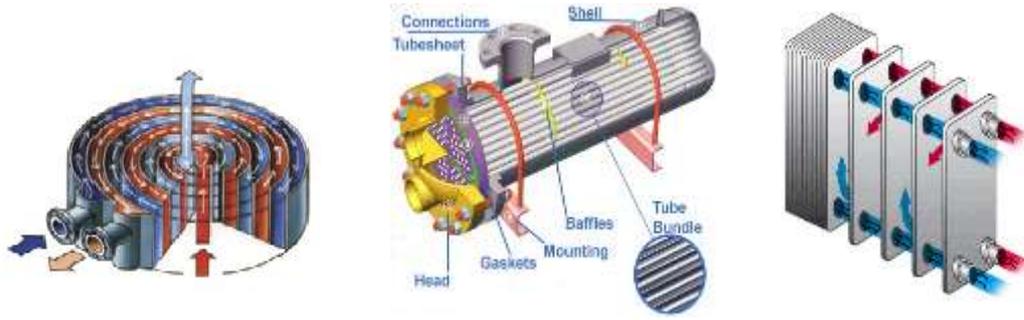
\* Associate professor, Department of the Mechanical forces Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

\*\*Assistant professor, Department of the Mechanical forces Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

\*\*\*Postgraduate Student, Department of the Mechanical forces Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

**مقدمة:**

إن عملية انتقال الحرارة من وسط لآخر تسمى التبادل الحراري والجهاز الذي تتم فيه عملية التبادل يسمى المبادل الحراري، حيث تعتمد الفكرة الأساسية للمبادل الحراري على مرور وسيطين سائل وسائل أو غاز وغاز داخل أنابيب أو ألواح بحيث يمر كل وسيط بمعزل عن الآخر، وتتم عملية تبادل الحرارة من خلال جدار المبادل الحراري وبحيث لا يسمح ذلك باختلاط الوسيطين. تتميز في المبادلات الحرارية طرقاً مختلفة للجريان منها المتوازي والمتعاكس. ويمكن التمييز بين عدة أنواع من المبادلات الحرارية مثل المبادلات الحرارية الصفائحية والمبادلات الحرارية الأنبوبية. والمبادلات الحرارية الحلزونية والتي بدورها قد تكون حلزونية أنبوبية أو حلزونية صفائحية كما هو مبين في الشكل(1).



A) مبادل حراري حلزوني صفائحي

B) مبادل حراري أنبوبي

C) مبادل حراري صفائحي

الشكل (1) بعض أنواع المبادلات الحرارية

المبادلات الحرارية الصفائحية الحلزونية هي عبارة عن صفائح طويلة ملفوفة سوية مشكلة حلزوناً. يتم المحافظة على قيمة ثابتة للبعد بين الصفائح عن طريق لحام صواميل بحيث تشكل أقنية لتدفق السائل ومن الشائع دخول التيار الساخن للمبادل عبر الجزء المركزي وخروجه من الطرف الآخر في حين يدخل السائل البارد من الجهة الأخرى ويدور ليخرج من المبادل عبر الوسط أي أن الجريانيين يتدفقان بشكل متعاكس كما في الشكل (A-1).

تتميز المبادلات الحرارية الحلزونية الصفائحية بسهولة التصنيع حيث يتألف المبادل من قطعتين معدنيتين طويلتين تلتفان حول المركز مشكلتين ممرين حلزونيين ممرًا لمائعين مختلفين كما تمتاز بناقلية عالية للحرارة وبإمكانية التنظيف الذاتي حيث إن وجود مسار التدفق الوحيد يقلل من اتساخ السطوح كما أن القنوات المنحنية الملتفة تخفف من الاضطرابات و إجهادات القص بخلاف بقية الأنواع من المبادلات [1].

إن مجالات استخدام هذه المبادلات هي في آلات التبريد، محطات توليد الطاقة، أنظمة التدفئة والتكييف، كما ينتشر استخدام هذا النوع من المبادلات في صناعة الورق، البتروكيماويات، الأغذية والسكر والتطبيقات ذات التبخير والتكثيف [2]. وبسبب نمط تدفق التيار المعاكس، في العمليات أحادية الطور يمكن استخدام هذا المبادل في المهمات التي تتطلب كفاءة حرارية مرتفعة. كما تمتاز هذه المبادلات في إمكانية نقل الحرارة ضمن حجم صغير نسبياً [3].

ذكر العالم (Minton,1970) العلاقات التجريبية للمبادلات الحرارية الحلزونية. فقد عرض مجموعة من العلاقات لمعامل الانتقال الحراري وهبوط الضغط مستنتجة من خلال التجارب [4]، كما ذكر الباحث (Martin,1992) أيضاً علاقات تجريبية لمعامل انتقال الحرارة ومعامل الاحتكاك بحيث تغطي مجالاً واسعاً من أرقام

رينولدز وقد تم الاعتماد هنا على العلاقات المذكورة في بحث (Minton,1970) ثم تم التحقق من صحة النتائج لاحقاً باستخدام مبدأ العناصر المنتهية [5].

قام الباحث (Roetzel,1992) بإعداد دراسة تحليلية لتحديد مخطط توزيع درجات الحرارة ضمن الصفائح. مع افتراض معاملات انتقال حرارة إجمالية ثابتة، ثم تم دراسة تأثير المعايير التصميمية على الأداء الحراري [6]. وفي عمل لاحق له (1993) تم إيجاد معادلة لتحديد عامل ترابط فرق درجة الحرارة حيث تطبق على جميع نسب السعة الحرارية وعلى أي عدد من اللفات ولكن لم يتم أخذ تأثيرات الدخول بعين الاعتبار في تلك الدراسات [7]. تم نشر وصف كامل للبارامترات التصميمية للمبادلات الحرارية الحلزونية من قبل (Dongwu,2003) حيث تم عرض المعادلات اللازمة لحساب القطر الحلزوني، وتم عرض الأبعاد الهندسية الأساسية لهذا النوع من المبادلات والعلاقات الرابطة بينها [8].

أما الباحثان (Enger & Burmeister,2005) فقد قاما بإجراء دراسة عديدة للقنوات الحلزونية للمقطع المستطيل باستخدام مبدأ العناصر المنتهية وحددا رقم Nusselt كتابع لرقم Dean مظهرين الاعتماد الكبير لمعامل انتقال الحرارة على قطر الحلزون. كما أشارا إلى أنه باستثناء مناطق الدخول يكون معامل انتقال الحرارة ثابتاً تقريباً، أما عند مناطق الدخول فقد تكون معاملات انتقال الحرارة أكبر بحدود 50% من قيم المناطق الأخرى [9]. وفي عمل (Burmeister,2006) تم تطوير طريقة تقريبية لتحديد الكفاءة الحرارية باستخدام وحدات عدد التحويل الحراري لهذا النوع من المبادلات، أما سلبيات هذه الطريقة كونها تشترط أن تكون نسبة السعة الحرارية للسائلين متساوية [10].

كما قام (karno,2009) بنشر بحث عن ميزات استخدام المبادلات الحرارية الحلزونية في آلات التبريد الإمتصاصية و تأثيرها على عامل إحداث البرودة لها [11].

مما سبق نرى أن ملخص الأبحاث العلمية المنجزة حتى الآن في مجال المبادلات الحلزونية تصف معامل انتقال الحرارة وأبعاد المبادل بشكل جيد لكنها تفتقر لموضوع دراسة وإيجاد الحدود المثلى للعناصر التصميمية للمبادل الحراري.

### أهمية البحث وأهدافه:

إن الهدف من البحث يمكن أن يتلخص بما يلي: رفع معامل انتقال الحرارة الإجمالي للمبادل الحراري، تخفيض ضياعات الضغط لوسائط العمل، تحسين المردود الحراري واختيار التصميم الأمثل. تكمن أهمية البحث من خلال تحسين أداء المبادل عن طريق بحث مشكلة نقل الحرارة بين الموائع و زيادة فعاليتها وخاصة ضمن التجهيزات التي تتطلب دقة في عملها و تؤثر على آلية عملها.

### طرائق البحث ومواده:

سنحاول في هذا البحث تحسين كفاءة المبادل الحراري الحلزوني الصفائحي من خلال الوصول إلى التصميم الأمثل عن طريق النمذجة الحاسوبية. حيث سنقوم بإعداد موديل رياضي لعمليات انتقال الحرارة و جريان الموائع ضمن المبادل وربط معادلاتها الواصفة مع الأبعاد التصميمية للمبادل وبعدها سيتم إعداد نموذج برمجي باستخدام البرنامج الحاسوبي (EES) \Engineering Equation Solver\ (برنامج حل المعادلات الرياضية الحرارية) النسخة

التعليمية. ومن ثم سنستخدم هذا النموذج لحساب وأمثلة كل من معامل انتقال الحرارة الإجمالي والاستطاعة الحرارية والمردود الحراري للمبادل و ضياعات الضغط لكلا المائعين، حيث يتم إيجاد الحدود المثلى للأبعاد التصميمية للمبادل التي تحقق أعلى كفاءة. أُجري البحث في جامعة تشرين خلال مدة زمنية تقارب العام.

### الدراسة التحليلية والنمذجة الحاسوبية:

تحسب الاستطاعة الحرارية للمبادل الحراري بشكل عام بالاعتماد على درجات حرارة دخول وخروج كل من المائعين البارد والساخن من علاقة التوازن الحراري بينهما :

$$Q' = m'_h \cdot C_{ph} (T_{hi} - T_{ho}) = m'_c \cdot C_{pc} (T_{co} - T_{ci}) \dots \dots \dots (1)$$

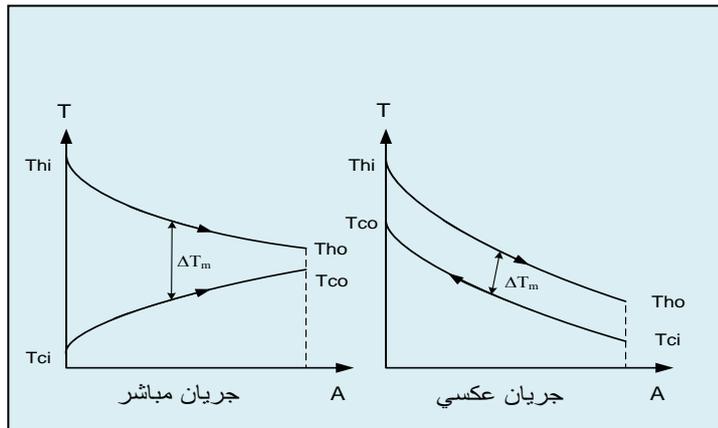
كما ترتبط الاستطاعة الحرارية بمساحة السطح الفاصل بين المائعين ومعامل انتقال الحرارة الإجمالي و فرق درجات الحرارة المتوسط اللوغارتمي وفق العلاقة:

$$Q' = k \cdot A \cdot \Delta T_m \dots \dots \dots (2)$$

أما فرق درجات الحرارة الوسطي اللوغارتمي فيحسب من العلاقة :

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \dots \dots \dots (3)$$

أما فرق درجات الحرارة الأعظمي والأصغري فيحسب بدلالة درجات حرارة دخول وخروج كل من المائعين البارد والساخن حسب نوع الجريان حيث نميز حالتَي الجريان المباشر والجريان المتعكس (الشكل 2):



الشكل (2) أنواع الجريان في المبادلات الحرارية

ففي حال الجريان المتعكس يحسب فرق درجات الحرارة الأعظمي و الأصغري بالعلاقات التالية:

$$\Delta T_{max} = T_{hi} - T_{co} \dots \dots \dots (4)$$

$$\Delta T_{min} = T_{ho} - T_{ci} \dots \dots \dots (5)$$

وفي حال الجريان المباشر نجد :

$$\Delta T_{max} = T_{hi} - T_{ci} \dots \dots \dots (6)$$

$$\Delta T_{min} = T_{ho} - T_{co} \dots \dots \dots (7)$$

أما مردود المبادل فهو مقدار التغير في درجة حرارة المائع مقسوماً على فرق درجات الحرارة الأعظمي ونميز

حالتين :

المردود الآخذ بعين الاعتبار تسخين المائع البارد:

$$\eta_c = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} \dots \dots \dots (8)$$

المردود الآخذ بعين الاعتبار تبريد المائع الساخن:

$$\eta_h = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{hi} - T_{ci}} \dots \dots \dots (9)$$

لإيجاد العلاقات الرابطة بين الأبعاد التصميمية للمبادل نعتمد على الشكل (3) الذي يوضح كافة البارامترات التصميمية.

إن العلاقة بين القطر الأعظمي والقطر الأصغري للحلزون تعطى بالمعادلة:

$$D_{max} = D_{min} + (2.n + 1). [d_1 + d_2] + (4.n + 4).d_w \dots \dots \dots (10)$$

أما القطر الوسطي فيعطى بالعلاقة:

$$D_{avg} = \frac{D_{max} + D_{min}}{2} \dots \dots \dots (11)$$

و عرض اللفة الواحدة هو:

$$d_{win} = d_1 + d_2 + 2.d_w \dots \dots \dots (12)$$

وباعتبار أن مقطع القناة مستطيل يجب التعامل مع القطر الهيدروليكي المكافئ حسب :

$$d_h = 4. \frac{F}{U} \dots \dots \dots (13)$$

حيث تعطى مساحة مقطع قناة الجريان الخارجية (للمائع البارد) :

$$F_1 = d_1 . h_s \dots \dots \dots (14)$$

و مساحة مقطع قناة الجريان الداخلية ( للمائع الساخن) :

$$F_2 = d_2 . h_s \dots \dots \dots (15)$$

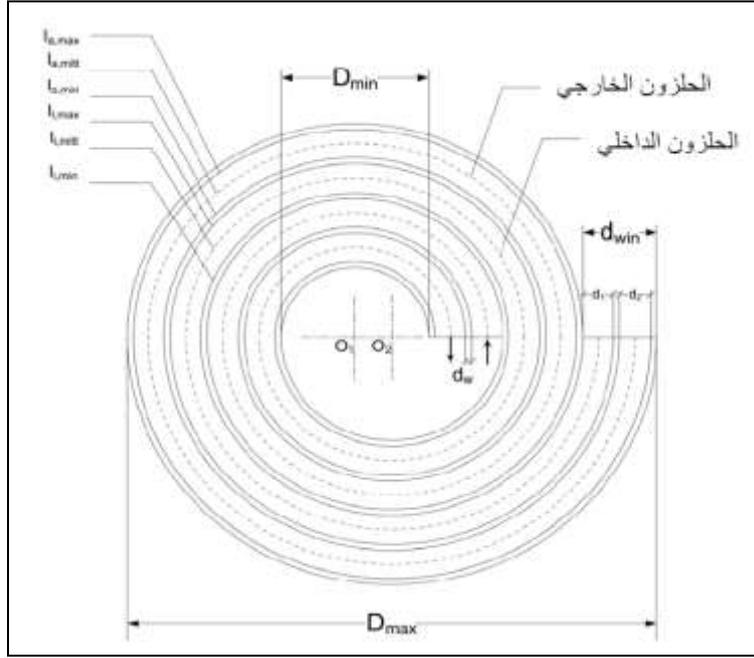
وأما محيط قناة الجريان الخارجية (للمائع البارد) فيحسب من خلال:

$$U_1 = 2. [d_1 + h_s] \dots \dots \dots (16)$$

ومحيط قناة الجريان الداخلية (للمائع الساخن) هو:

$$U_2 = 2. [d_2 + h_s] \dots \dots \dots (17)$$

علماً أن  $hs$  يمثل ارتفاع المبادل.



الشكل (3) الأبعاد التصميمية للمبادل الحلزوني

بالنسبة لطول الحلزون يمكن التمييز بين الطول الأصغري، الطول الوسطي والطول الأعظمي كما في الشكل (3) حسب [8] :

فمن أجل الحلزون الداخلي يعطى الطول الأصغري:

$$l_{i,min} = \pi \cdot d_{win} \cdot n^2 + \pi \cdot n \cdot \left( D_{min} - \frac{d_{win}}{2} \right) \dots \dots \dots (18)$$

والطول الوسطي للحلزون الداخلي يعطى بالعلاقة:

$$l_{i,mit} = l_{i,min} + \frac{\pi \cdot n}{2} \cdot d_1 \dots \dots \dots (19)$$

والطول الأعظمي للحلزون الداخلي هو:

$$l_{i,max} = l_{i,min} + \frac{\pi \cdot n}{2} \cdot 2 \cdot d_1 \dots \dots \dots (20)$$

و بالنسبة للحلزون الخارجي يعطى الطول الأصغري بالعلاقة :

$$l_{o,min} = l_{i,min} + \frac{\pi \cdot n}{2} \cdot 2 \cdot (d_1 + d_w) \dots \dots \dots (21)$$

والطول الوسطي للحلزون الخارجي بالعلاقة:

$$l_{o,mit} = l_{o,min} + \frac{\pi \cdot n}{2} \cdot d_2 \dots \dots \dots (22)$$

كما يحسب الطول الأعظمي للحلزون الخارجي :

$$l_{o,max} = l_{o,min} + \frac{\pi \cdot n}{2} \cdot 2 \cdot d_2 \dots \dots \dots (23)$$

لمعرفة نوع الجريان (جريان صفحي، جريان انتقالي، جريان مضطرب) نقوم بحساب رقم رينولدز وفق العلاقة التالية حسب [12]:

$$Re = V \cdot \frac{d_h}{\nu} \dots \dots \dots (24)$$

وكذلك بحساب رقم رينولدز الحدي  $Re_{krit}$  وفق العلاقة :

$$Re_{krit} = 2100 \left[ 1 + 12 \left( \frac{d_h}{D_{ave}} \right)^{0.5} \right] \dots \dots \dots (25)$$

وبالمقارنة بين رقم رينولدز  $Re$  و رقم رينولدز الحدي  $Re_{krit}$  نحدد طبيعة الجريان. وبعد تحديد طبيعة الجريان نحدد العلاقة المناسبة لحساب رقم نوسلت  $N_u$  ونميز الحالات التالية حسب [13]:  
 عندما  $Re < 2100$  أي في مجال الجريان الصفحي يعطى رقم نوسلت  $N_u$  بالعلاقة:

$$N_u = 1.86 \cdot R_e^{[0.333]} \cdot P_r^{[0.333]} \cdot \left[ \frac{d_h}{l} \right]^{[0.333]} \dots \dots \dots (26)$$

عندما  $2100 < Re < 10000$  أي في مجال الجريان الإنتقالي يعطى رقم نوسلت  $N_u$  بالعلاقة:

$$N_u = 0.116 \cdot [R_e^{[0.666]} - 125] \cdot P_r^{[0.666]} \cdot \left[ \frac{d_h}{l} \right]^{[0.666]} \dots \dots \dots (27)$$

عندما  $Re > 10000$  أي في مجال الجريان المضطرب يعطى رقم نوسلت  $N_u$  بالعلاقة:

$$N_u = 0.023 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{[0.333]} \dots \dots \dots (28)$$

حيث  $Pr$  يمثل رقم برانتل. كما أن ضياعات الضغط  $\Delta_p$  تتعلق أيضاً برقم رينولدز  $R_e$  وكذلك نميز الحالات التالية حسب [14]: فمن أجل  $10000 < Re$  حيث الجريان المضطرب تحسب ضياعات الضغط :

$$\Delta P = \frac{0.3164}{100000^{0.25}} \left[ 1 + 0.095 \left( \frac{dh}{Dave} \right)^{0.5} \cdot 100000^{0.25} \right] \cdot l \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot dh} \dots \dots \dots (29)$$

ومن أجل  $Re < Re_{krit} < 100000$  حيث الجريان الإنتقالي تعطى ضياعات الضغط  $\Delta_p$  بالعلاقة:

$$\Delta P = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \left[ 1 + 0.095 \left( \frac{dh}{Dave} \right)^{0.5} \cdot Re^{0.25} \right] \cdot l \cdot \rho \cdot V^2}{2 \cdot dh} \dots \dots \dots (30)$$

ومن أجل  $Re < Re_{krit}$  حيث الجريان الصفحي فإن علاقة حساب ضياعات الضغط  $\Delta_p$  تكون:

$$\Delta P = (1.5) \cdot (0.37) \left[ Re \cdot \frac{dh}{Dave} \right]^{0.36} \cdot \frac{64 \cdot l \cdot \rho \cdot V^2}{Re \cdot 2 \cdot dh} \dots \dots \dots (31)$$

ولحل جملة المعادلات السابقة تم وضع نموذج حاسوبي يتضمن كافة البارامترات اللازمة بمساعدة البرنامج EES (برنامج حل المعادلات الرياضية الحرارية) حيث نستطيع بواسطة هذا النموذج تحقيق دراسة مثلى فنية واقتصادية للمبادل والمخطط الصندوقي لسير عمل النموذج موضح بالشكل (4):

### النتائج والمناقشة:

نختار مبادلاً حرارياً ذا مواصفات و شروط حدية كما يلي :

$$D_{max} = 0.655 [m] \text{ القطر الأعظمي}$$

$$D_{min} = 0.10 [m] \text{ القطر الأصغري}$$

$$h_s = 0.24 [m] \text{ الإرتفاع}$$

سماكة الصفيحة  $d_w = 0.00125 [m]$

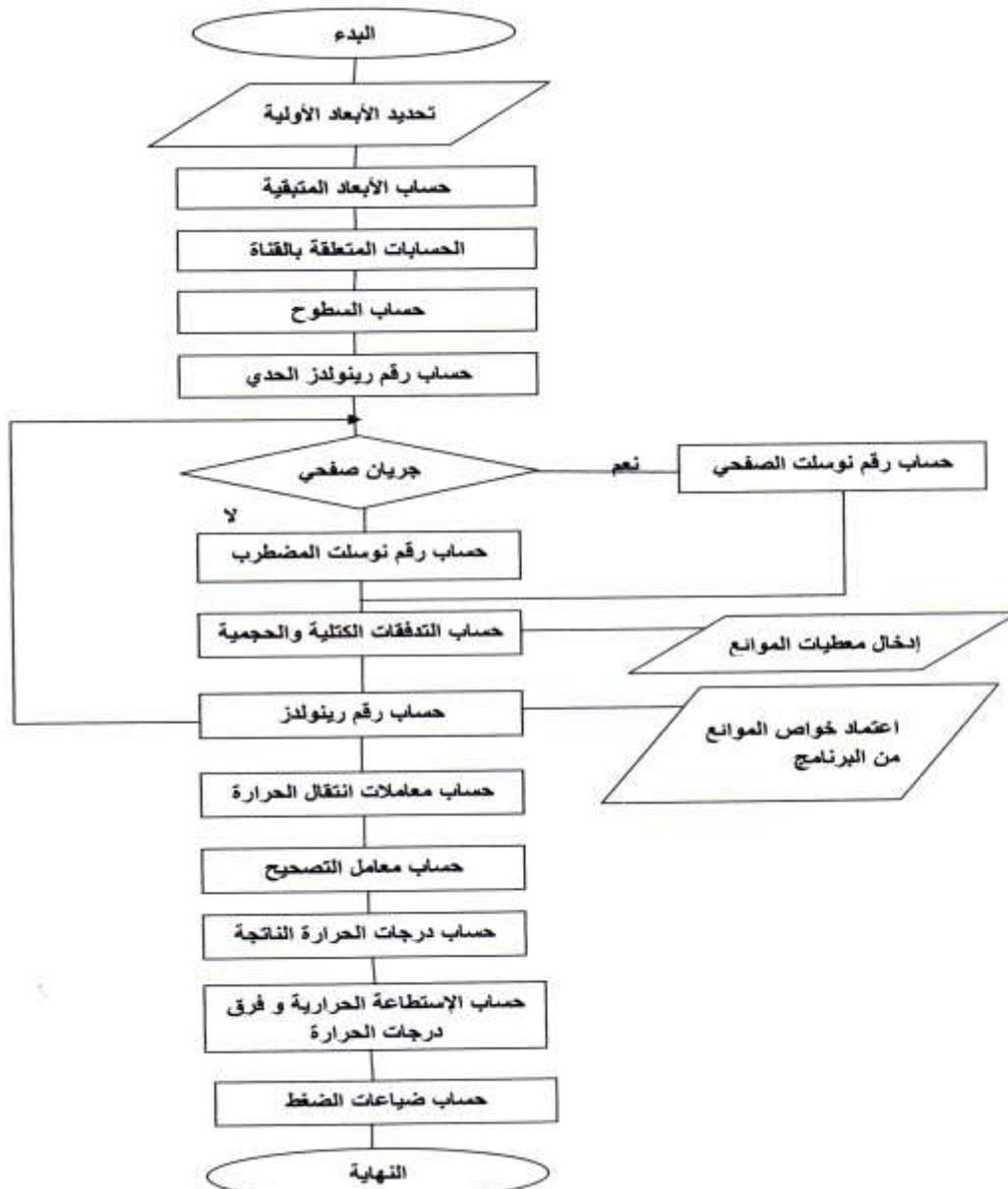
درجة حرارة دخول المائع البارد  $T_{ci} = 30 [C^0]$

درجة حرارة دخول المائع الساخن  $T_{hi} = 70 [C^0]$

مادة صنع الصفائح : الكروم

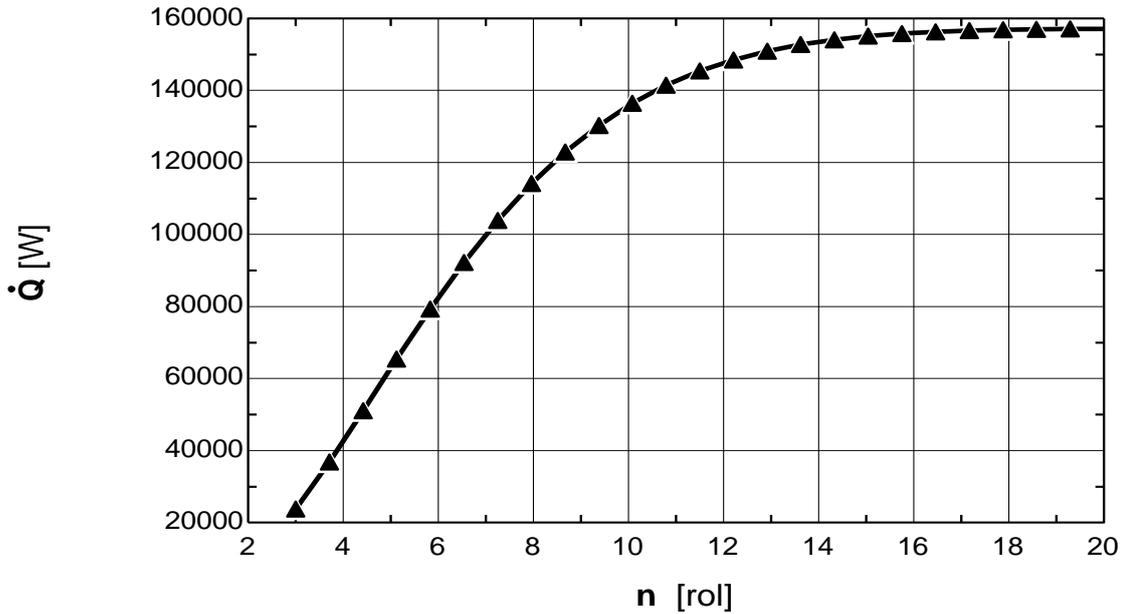
المائع المستخدم : ماء- ماء

(1) تأثير عدد اللفات  $n$  : تم دراسة تأثير عدد اللفات  $n$  على الاستطاعة الحرارية  $Q$  وذلك بتغيير عدد اللفات بين  $n = (3 \div 20)$  لفة وبثبات القطر الأعظمي  $D_{max} = 0.655 [m]$  والقطر الأصغري  $D_{min} = 0.10 [m]$  والارتفاع هو



الشكل (4) المخطط الصندوقي للتمودج البرمجي للمبادل الحلزوني

وسماكة الصفيحة  $h_s = 0.24 [m]$  ودرجة حرارة دخول المائع البارد تساوي  $d_w = 0.00125 [m]$  ودرجة حرارة دخول المائع الساخن  $T_{ci} = 30 [^{\circ}C]$  وقيمة ثابتة لتدفق كل من المائع البارد والساخن  $m_1 = 4.779 [kg/s]$  ،  $m_2 = 9.387 [kg/s]$  في حين تتغير قيم سرعة جريان المائع البارد  $V_1 = (0.25 \div 4) [m/s]$  وسرعة جريان المائع الساخن وفقاً، والشكل (5) يبين نتائج الدراسة وكما هو واضح فإن عرض القناة يتناقص مع ازدياد عدد اللفات، حيث نلاحظ تزايد الاستطاعة الحرارية المنقولة مع زيادة عدد اللفات  $n$  من حوالي  $Q = 23000 [W]$  إلى  $Q = 157000 [W]$  وذلك ضمن المجال المفروض لقيم  $n$ . كما أنه مع زيادة عدد اللفات لأكثر من  $n = 11$  نلاحظ قيماً متقاربة للاستطاعة الحرارية (تقريباً ثابتة).



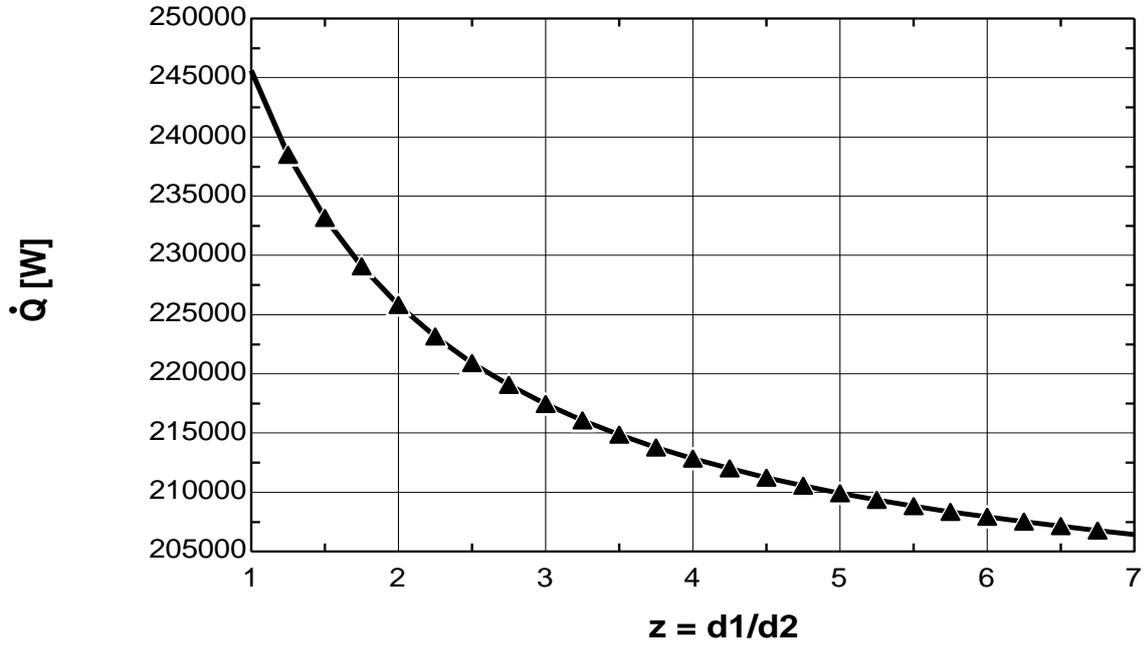
الشكل (5) العلاقة بين عدد اللفات  $n$  والاستطاعة الحرارية  $Q^{\cdot}$

## 2) تأثير عرض القناة:

تم دراسة تأثير عرض قناة جريان المائع على الاستطاعة الحرارية  $Q^{\cdot}$  مع الحفاظ على أبعاد ثابتة للمبادل ( ثبات قيم كل من القطر الأصغري  $D_{min} = 0.10 [m]$  والإرتفاع  $h_s = 0.24 [m]$  وسماكة الصفيحة  $d_w = 0.00125 [m]$  وعرض قناتي الجريان هو  $(d_1 + d_2 = 0.04 [m])$  حيث يتم سحب الجدار الفاصل (الصفيحة) بين القناتين بحيث يتغير عرض كل منهما وبالتالي تحدد القيمة المثلى للنسبة (عرض القناة الداخلية / عرض القناة الخارجية) وذلك بتغيير النسبة بين أقطار القناتين بين  $Z = (0.1 \div 7)$  وبشروط درجة حرارة دخول المائع البارد  $T_{ci} = 30 [^{\circ}C]$  ودرجة حرارة دخول المائع الساخن  $T_{hi} = 70 [^{\circ}C]$  وقيمة ثابتة لتدفق كل من المائع البارد والساخن  $m_1 = 4.779 [kg/s]$  ،  $m_2 = 9.387 [kg/s]$  ،

ويظهر الشكل (6) النتائج حيث نجد أن القيمة العظمى للاستطاعة الحرارية المنقولة  $Q^{\cdot}$  هي بجوار النسبة  $Z = 1$  أما بزيادة هذه النسبة فإن قيمة الاستطاعة الحرارية تنخفض وهذا طبيعي لأن زيادة عرض قناتي الجريان عن حد معين يؤدي إلى زيادة الضياعات وبالتالي تناقص قيمة الاستطاعة الحرارية . لهذا أثناء التصميم نسعى دوماً

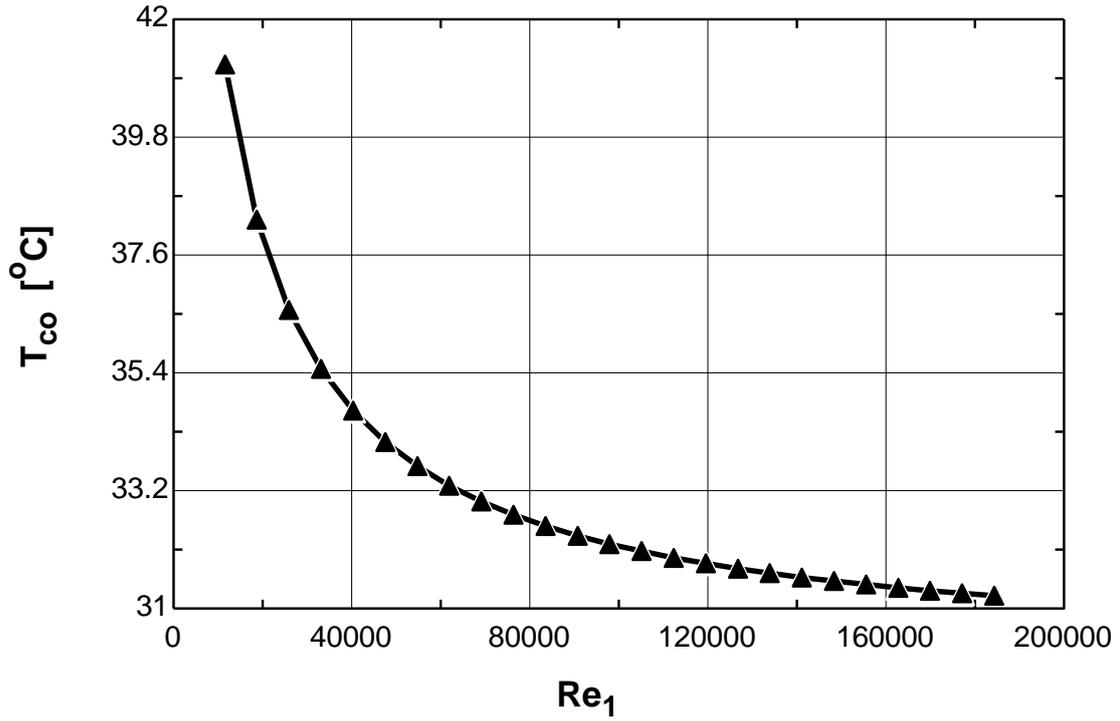
لجعل النسبة بين أقطار القناتين قريبة من  $Z = 1$  من أجل الحصول على قيمة عظمى للاستطاعة الحرارية وبالتالي مردود أمثل.



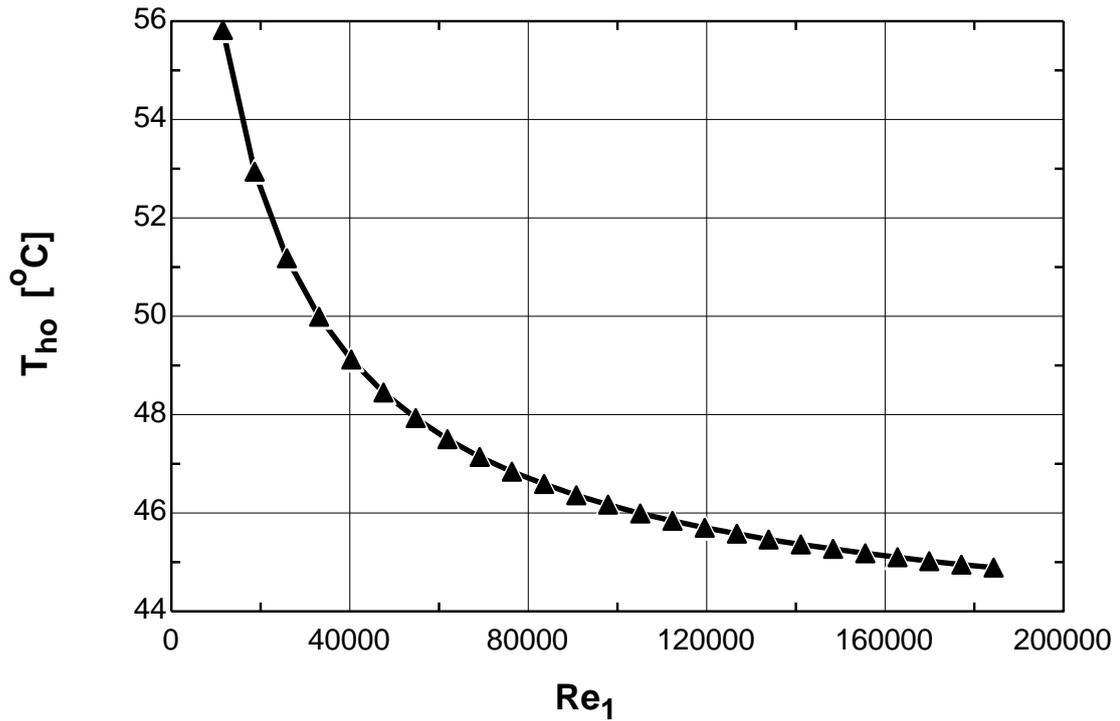
الشكل (6) العلاقة بين نسبة قطري القناتين  $Z$  والإستطاعة الحرارية  $Q'$

### (3) تأثير رقم رينولدز للمائع البارد:

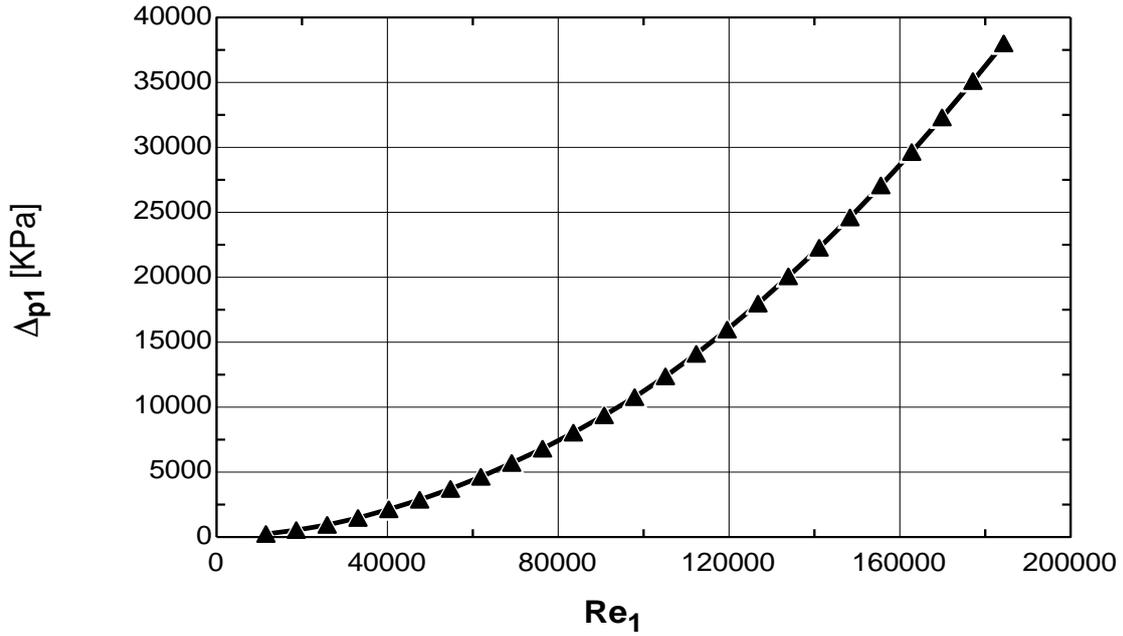
بشروط ثبات أبعاد المبادل ( ثبات قيم كل من القطر الأعظمي  $D_{max} = 0.655 [m]$  و القطر الأصغري  $D_{min} = 0.10 [m]$  والإرتفاع  $h_s = 0.24 [m]$  وسماكة الصفيحة  $d_w = 0.00125 [m]$  عرض قناتي الجريان  $d_1 + d_2 = 0.04 [m]$  و [ لفة  $n = 6$  ] وبشروط درجة حرارة دخول المائع البارد  $T_{ci} = 30 [^{\circ}C]$  ودرجة حرارة دخول المائع الساخن  $T_{hi} = 70 [^{\circ}C]$  فقد تم دراسة تأثير رقم رينولدز للمائع البارد على كل من درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$  و درجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$  وهبوط الضغط للمائع البارد  $\Delta P_1$  و معامل الحمل الحراري  $\alpha_1$  وذلك عند سرعة جريان للمائع الساخن  $V_2 = 0.2 [m/s]$  في حين تتغير قيمة سرعة جريان المائع البارد ضمن المجال المفروض  $V_1 = (0.25 \div 4) [m/s]$ . إن نتائج هذه الدراسة موضحة بالأشكال (10-9-8-7).



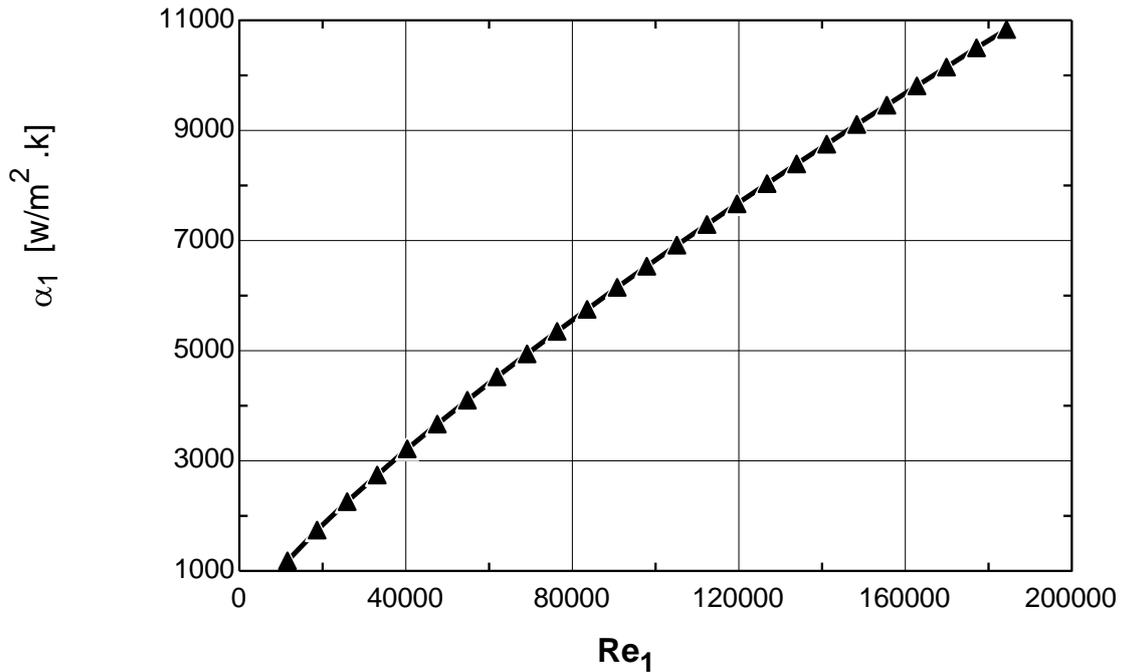
الشكل (7) تأثير رقم رينولدز للمائع البارد على درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$



الشكل (8) تأثير رقم رينولدز للمائع البارد  $Re_1$  على درجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$



الشكل (9) تأثير رقم رينولدز للمائع البارد  $Re_1$  على هبوط الضغط للمائع البارد  $\Delta P_1$

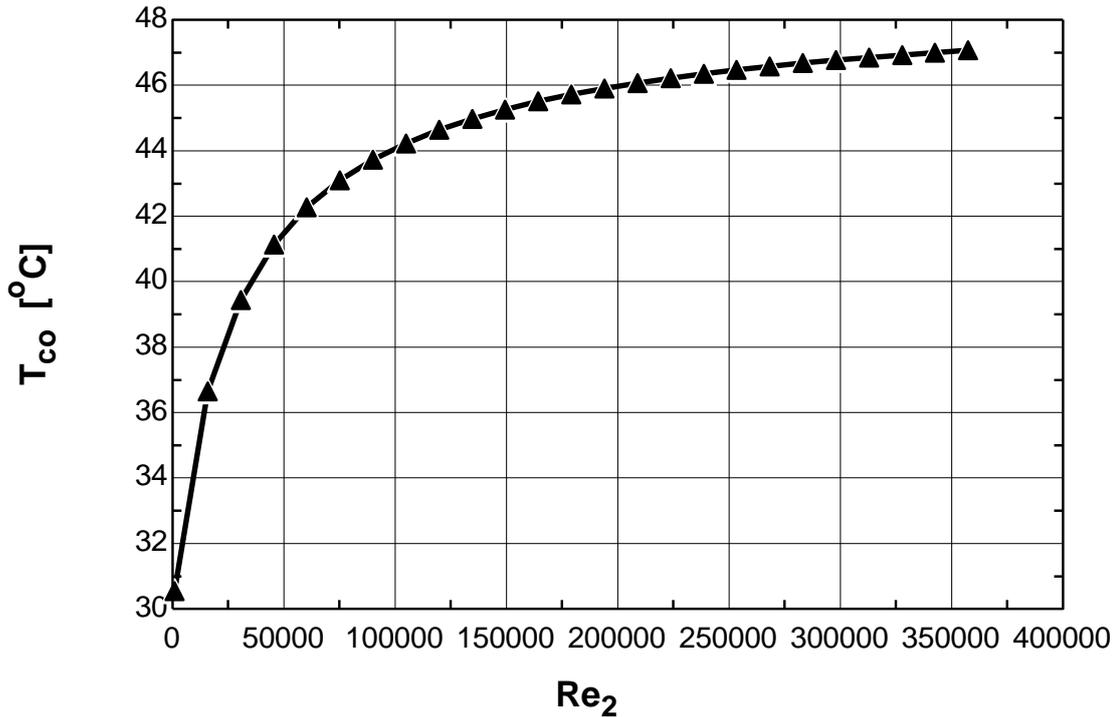


الشكل (10) تأثير رقم رينولدز للمائع البارد  $Re_1$  على معامل الحمل الحراري للمائع البارد  $\alpha_1$

نلاحظ انخفاض درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$  ودرجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$  مع ازدياد رقم رينولدز للمائع البارد  $Re_1$  أي مع ازدياد حالة اضطراب جريان المائع البارد. في حين يزداد هبوط الضغط للمائع البارد  $\Delta P_1$  مع انتقال جريان المائع البارد من حالة الجريان الصفحي واقتربه من الجريان الإنتقالي فالجريان المضطرب. أما معامل الحمل الحراري  $\alpha_1$  فتزداد قيمته مع ازدياد رقم رينولدز للمائع البارد  $Re_1$ .

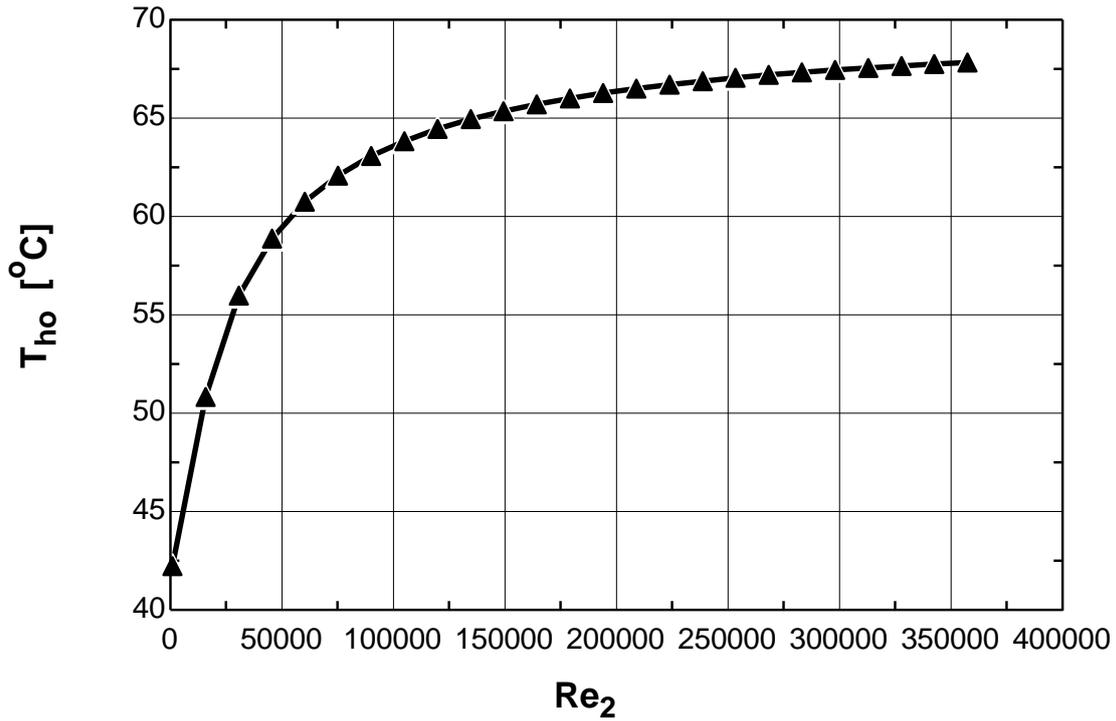
**(4) تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن:**

كذلك بشروط ثبات أبعاد المبادل (الشروط التي ذكرت في الفقرة 3-4 ذاتها وكذلك قيم درجات حرارة دخول المائعين البارد  $T_{ci}$  والساخن  $T_{hi}$  نفسها) تم دراسة تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  على كل من درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$  و درجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$  وهبوط الضغط للمائع الساخن  $\Delta P_2$  و معامل الحمل الحراري  $\alpha_2$  وذلك عند سرعة جريان للمائع البارد بقيمة مساوية  $V_1 = 0.5 \text{ [m/s]}$  في حين تتغير قيمة السرعة للمائع الساخن  $V_2 = (0.01 \div 4) \text{ [m/s]}$ .  
إن نتائج هذه الدراسة موضحة بالأشكال (11-12-13-14).

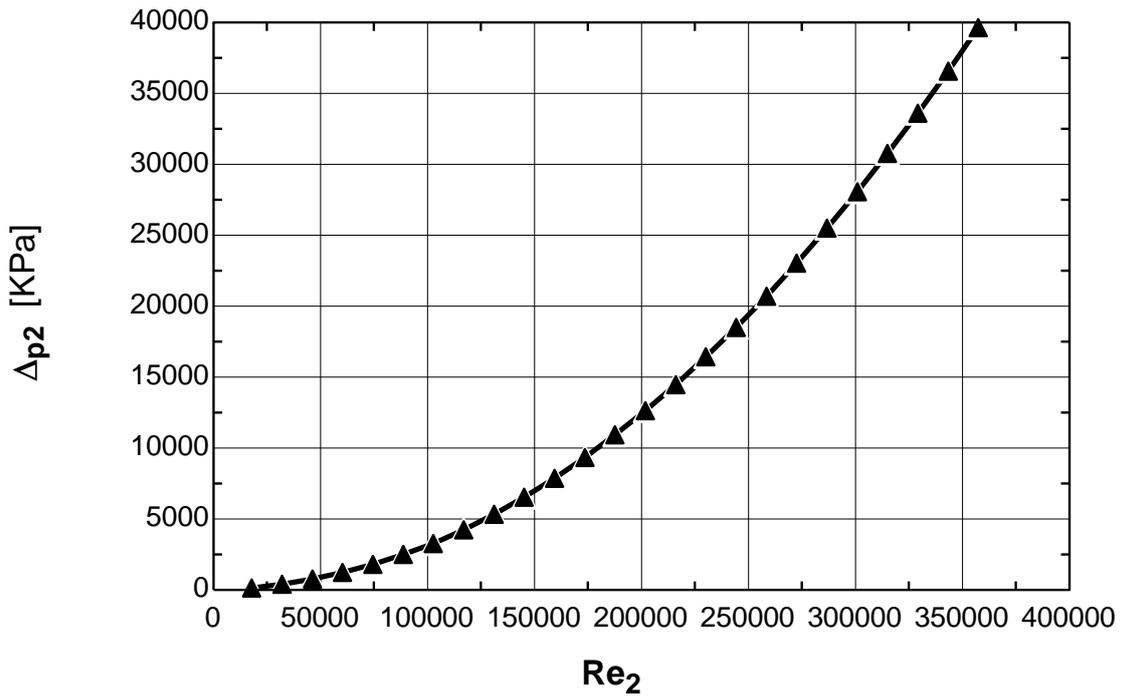


الشكل (11) تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  على درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$

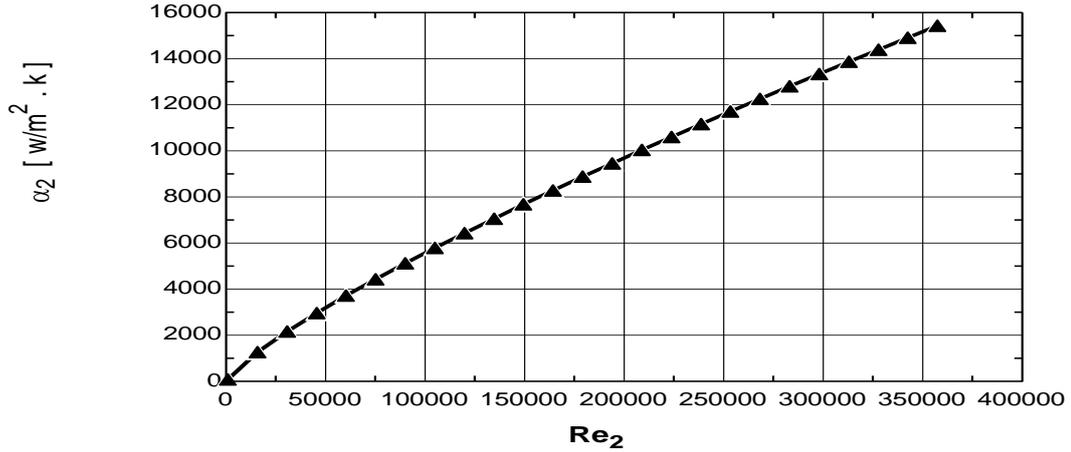
نلاحظ وجود تناسب بين ارتفاع درجة حرارة خروج المائع البارد  $T_{co}$  وزيادة اضطراب المائع الساخن أي مع تزايد قيمة رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  وكذلك تزداد قيمة درجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$  مع زيادة حالة اضطراب المائع الساخن. أيضاً نلاحظ أنه مع زيادة رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  تزداد قيمة ضياعات الضغط للمائع الساخن  $\Delta P_2$  كما تزداد قيمة معامل الحمل الحراري للمائع الساخن  $\alpha_2$ .



الشكل (12) تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  على درجة حرارة خروج المائع الساخن  $T_{ho}$



الشكل (13) تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  على هبوط الضغط للمائع الساخن  $\Delta P_2$



الشكل (14) تأثير رقم رينولدز للمائع الساخن  $Re_2$  على معامل الحمل الحراري للمائع الساخن  $\alpha_2$

### الاستنتاجات والتوصيات:

في هذا البحث تم في البداية وضع نموذج رياضي حراري للمبادل الحراري الحلزوني الصفائحي باستخدام برنامج EES (برنامج حل المعادلات الرياضية الحرارية) حيث تم بعد ذلك حساب وأمثلة العوامل التصميمية وعوامل انتقال الحرارة للمبادل الحراري الحلزوني الصفائحي بواسطة هذا النموذج.

كنتيجة لهذه الدراسة تبين أن زيادة عدد لفات المبادل الحراري الحلزوني الصفائحي مع الحفاظ على أبعاد ثابتة لجسم المبادل يؤدي إلى زيادة الاستطاعة الحرارية المنقولة ولكن هذه الزيادة تصبح غير مجدية في حال زيادة عدد اللفات لأكثر من إحدى عشرة لفة. وأثناء التصميم نسعى لجعل النسبة بين أقطار القنوات قريبة من الواحد حيث تكون الاستطاعة الحرارية المنقولة عظمى وبالتالي المردود أمثل فكلما زاد الفرق بين نسبة قطري القنوات كلما خفت عملية التبادل الحراري وبالتالي انخفضت الاستطاعة الحرارية. ومع زيادة قيمة رقم رينولدز للمائع البارد تنخفض قيمة درجة حرارة خروج المائع البارد ودرجة حرارة خروج المائع الساخن في حين تزداد قيمة ضياعات الضغط وتزداد قيمة معامل الحمل الحراري للمائع البارد مع انتقال جريان المائع البارد من الجريان الصفحي إلى الجريان الانتقالي فالجريان المضطرب. ومع زيادة قيمة رقم رينولدز للمائع الساخن فإن قيمة درجة حرارة خروج المائع البارد ودرجة حرارة خروج المائع الساخن تزداد وكذلك تزداد قيمة ضياعات الضغط وقيمة معامل الحمل الحراري للمائع الساخن مع زيادة حالة اضطراب المائع الساخن. يمكن استكمال البحث عبر إجراء نموذج مخبري لمبادل حراري حلزوني صفائحي وتنفيذ بعض القياسات التجريبية عليه ومقارنتها مع نتائجها النظرية. كما يمكن متابعة دراسة تأثير البارامترات الأخرى التصميمية بهدف تحسين فعالية المبادل الحراري الحلزوني الصفائحي. كما نوصي باستخدام المبادلات الحلزونية الصفائحية في المنشآت الصناعية وخاصة في مجال آلات التبريد نظراً لبساطتها وسهولة تنظيفها وصيانتها وانخفاض تكاليفها.

### المراجع:

- 1- WILHELMSSON, B. *Consider spiral heat exchangers for fouling application, Hydrocarbon Processing*. 2005, 83.
- 2- TROM, L. *Use spiral plate exchangers for various applications, Hydrocarbon Processing*. 1995, 73–81.
- 3- RODRIGUEZ, J. A. *Intercambiadores de placas en espiral, Introducción a la Termodinámica con Algunas Aplicaciones Ingeniería*. 2000, 692-696.
- 4- MINTON, P.E. *Designing spiral heat exchangers, Chemical Engineering*.N<sup>o</sup>.4, 1970, 103–112.
- 5- MARTIN, H. *Heat Exchangers, (Hemisphere Publication Corporation)*.1992,73–82.
- 6- BES, T.; ROETZEL, W. *Distribution of heat flux density in spiral heat exchangers. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 35,N<sup>o</sup>.6, 199,1331–1347.
- 7- BES, T.; ROETZEL, W. *Thermal theory for spiral heat exchanger. International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 36,N<sup>o</sup>.3,1993, 765–773.
- 8- DONGWU, W. *Geometric calculations of the spiral heat exchanger, Chemical Engineering Technology*.N<sup>o</sup>.26, 2003, 592–598
- 9- EGNER, M.W. ;BURMEISTER, L.C. *Heat transfer for laminar flow in spiral ducts of rectangular cross section. Journal of Heat Transfer* ,N<sup>o</sup>. 127,2005, 352–356.
- 10- BURMEISTER, L.C. *Effectiveness of a spiral plate heat exchanger with equal capacitance rates. Journal of Heat Transfer*, N<sup>o</sup>.128, 2006, 295–301.
- 11- KARNO,A.M.*Modeling and Simolation of Spiral heat exchanger for using in absorption refrigeration machin, in Refrigeration and solar Tecnuology I,uni Aleppo* 2009.
- 12- NAPHON, P.; WONGWISES, S. „*An experimental study on the in-tube convective heat transfer coefficients in a spiral coil heat exchanger*“ *In-Tube Heat Transfer Coefficiensts*, Vol. 29, N<sup>o</sup>. 6, (2002), 797 –809
- 13- WALCZYK, H.; ROTKEGEL, A. „*Determination of Heat Transfer Coefficient and Pressure Drop in a Spiral Plate Heat Exchanger*“ *Inzynieria Chemiczna I Procesowa* N<sup>o</sup>.20, (1999), 423 – 436
- 14-WAGNER, W. " *Strömung und Druckverlust*“ .N<sup>o</sup>.5,Vogel Verlag ,Germany,(2001),318.

## الملحق:

## دلالة الرموز المستخدمة

الواحدة	مدلول الرمز	الرمز
$^{\circ}C$	درجة الحرارة	$T$
	المائع البارد	$c$
	المائع الساخن	$h$
	دخول	$i$
	خروج	$o$
$Kg/s$	التدفق الكتلي	$m'$
$\frac{KJ}{Kg.K}$	السعة الحرارية	$Cp$
$W$	الإستطاعة الحرارية	$Q'$
$W/(m^2.K)$	معامل انتقال الحرارة الإجمالي	$K$
$m^2$	مساحة السطح الفاصل بين المائعين (سطح التبادل)	$A$
$m^2$	مساحة مقطع قناة الجريان	$F$
$^{\circ}C$	فرق درجات الحرارة	$\Delta T$
	الأعظمي	$max$
	الأصغري	$min$
%	المردود الآخذ بعين الإعتبار تسخين المائع الساخن	$\eta_h$
%	المردود الآخذ بعين الإعتبار تبريد المائع البارد	$\eta_c$
$m$	قطر المبادل	$D$
$m$	القطر الوسطي	$Dave$
$m$	عرض القناة	$d$
	للمائع الساخن (الداخلي)	1
	للمائع البارد (الخارجي)	2
$m$	سماكة الصفيحة (عرض الجدار)	$dw$
$m$	عرض اللفة الواحدة	$dwin$
$m$	القطر الهيدروليكي	$dh$
$m$	طول القناة	$l$
$Kg/m^3$	الكتلة النوعية المائع	$\rho$
$m/s$	سرعة المائع	$V$
$m^2/s$	اللزوجة الحركية	$\nu$