

دراسة عملية لمدى فاعلية الدوامات في التبادل الحراري بين الموائع

م.م. وفاء عبود مكّي
قسم التعليم التكنولوجي
الجامعة التكنولوجية، بغداد، العراق

الخلاصة

في هذا البحث تم استخدام الدوامات في التبادل الحراري بين الموائع بناءً على دراسات وبحوث سابقة أشارت إلى أن الدوامات تسبب زيادة حادة في معدل انتقال الحرارة مما يعني بأن مساحة سطح التبادل الحراري بين الموائع في هذه الحالة تكون أصغر مما هي في حالة عدم وجود الدوامات. لذلك فقد تم بناء مبادل حراري مكون من ثلاث أسطوانات ملساء مختلفة الأقطار ومتداخلة بحيث يكون لها محور مركزي واحد، الأسطوانة الداخلية تكون قابلة للدوران بينما تكون الأسطوانات الوسطى والخارجية ثابتة. من ناحية أخرى تكون الأسطوانات الداخلية والخارجية أدبياتية في حين تكون الأسطوانة الوسطى التي تمثل سطح التبادل الحراري بين الموائع مصنوعة من معدن ذات معامل توصيل عالي جداً هو الألمنيوم.

في هذا البحث تم استخدام الماء والهواء كموائع للتبادل الحراري، حيث تم توليد دوامات تيلور في الماء الحار بدرجة ٨٠ م والذي يشغل الحيز الحلقي بين الأسطوانتين الداخلية والوسطى وذلك بدوران الأسطوانة الداخلية بسرعة تصل أو تتجاوز حد معين يكون عنده عدد تيلور قد بلغ أو تجاوز قيمته الحرجة البالغة $1.162E4$ عند السرعة $65RPM$ حيث تم تغيير السرعة ضمن المدى ($0-80RPM$) كما تم توليد جريان بشكل إعصار أو دوامة إعصارية في الهواء البارد الذي كان بدرجة حرارة الغرفة والذي يشغل الحيز الحلقي بين الأسطوانتين الوسطى والخارجية وذلك بسحب الهواء إلى الحيز من خلال ثمانية شقوق طولية بعرض 1.5 ملليمتر موزعة بانتظام على محيط الأسطوانة الخارجية وتكون نافذة في جدارها السميك نسبياً بصورة بحيث تكون مماسه لسطحها الداخلي كما يظهر في المقطع المبين في الشكل (٢). في هذا البحث تم اعتماد نظام الجريان المتعاكس للموائع ولعدد رينولد للماء بقيمة 2135 وعدد رينولد متغير للهواء وصلت قيمته عند أفضل أداء للمبادل الحراري 8760 .

نتائج البحث أشارت إلى أن فاعلية المبادل الحراري تتغير تبعاً لطول الشقوق المولدة للإعصار بحيث وصلت إلى أقصى قيمة لها عند الطول النسبي 0.468 كما أنها تزداد بزيادة سرعة الأسطوانة الداخلية وعدد تيلور حتى وصلت إلى 50% عند السرعة $80RPM$ وعدد تيلور $1.76E4$ بعد أن كانت 47% عند السرعة وعدد تيلور. كما أشارت النتائج إلى تفوق المبادل الحراري قيد البحث في الأداء على المبادل الحراري القياسي المتعاكس الجريان والمصمم وفق المواصفات العالمية وذلك من خلال إجراء مقارنة للفاعلية في الحالتين، مما يدل على نجاح فكرة استخدام الدوامات في التبادل الحراري للموائع بهدف تقليص مساحة سطح التبادل الحراري المطلوبة لتطبيق معين. ومما تجدر الإشارة إليه هو أن العمل متواصل للحصول على مخططات الأداء للمبادل الحراري الجديد تحت ظروف مختلفة في معدلات جريان الموائع المستخدمة وسرعة الأسطوانة الداخلية وقياسات مختلفة للمبادل عند الجريان المتعاكس وكذلك الجريان المتوازي للموائع المستخدمة.

Abstract

In this research, the vortices are used in the heat exchange between fluids, relying on previous studies which indicated that the vortex flow causes a sharp increase in the heat transfer rate. This means that the area needed for heat exchange surface is in this case smaller than that of the non-vortex flow. Hence, a heat exchanger is constructed from three smooth concentric cylinders of different size, the inner of which is rotatable, whereas the others are fixed. On the other hand, the inner and the outer cylinders are adiabatic whereas the middle cylinder which corresponds to the fluids heat exchange surface is made of very high thermal conductivity metal as the Aluminum.

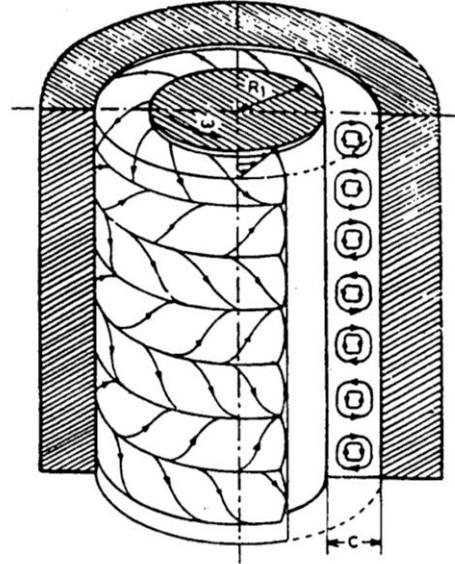
Water and air are used here as the heat exchange fluids .A Taylor vortex flow is induced in the hot water at (80°C) occupying the annulus between the inner and the middle cylinders by rotating the inner cylinder to or above a certain speed limit of 65 RPM which corresponds to the critical Taylor number of 1.162E4, as the inner cylinder speed was varied from 0 to 80 RPM. Mean while, a swirl is generated in the cold air (at room temperature) within the annulus between the middle and the outer cylinders by drawing the outside air into the annulus through eight uniformly distributed longitudinal slots of 1.5 mm width, cut in the outer cylinder wall so that they penetrate tangential to its inner surface as shown in the section given in Figure (2).

In this work, a counter flow mode for fluids is used with Re of 2135 for water and a variable Re for air, of which the value 8760 results in optimum exchanger performance. The results indicated that the exchanger effectiveness varies with length of the swirl generating slots to reach its maximum value at slot relative length of 0.468. The results have also shown that the effectiveness increases with inner cylinder speed and Taylor number from 47% at speed 0 and Taylor number 0 to 50% at speed 80 RPM and Taylor number 1.76E4. They also show the superiority of performance of the exchanger under investigation on the standard counter flow heat exchanger designed according to the international specifications, when the effectiveness of the two cases are compared together. This suggests that with a heat exchanger of the type used in this investigation a smaller area for the heat exchange surface can be used for a specific application, indicating that the vortex generation in the heat exchanger is a successful means to get the heat exchange surface reduced.

It is then worthy to mention that the investigation is proceeding to achieve the performance curves of this new exchanger under different conditions of fluids flow rate, inner cylinder speed and exchanger dimensions, for fluids counter flow and parallel flow modes.

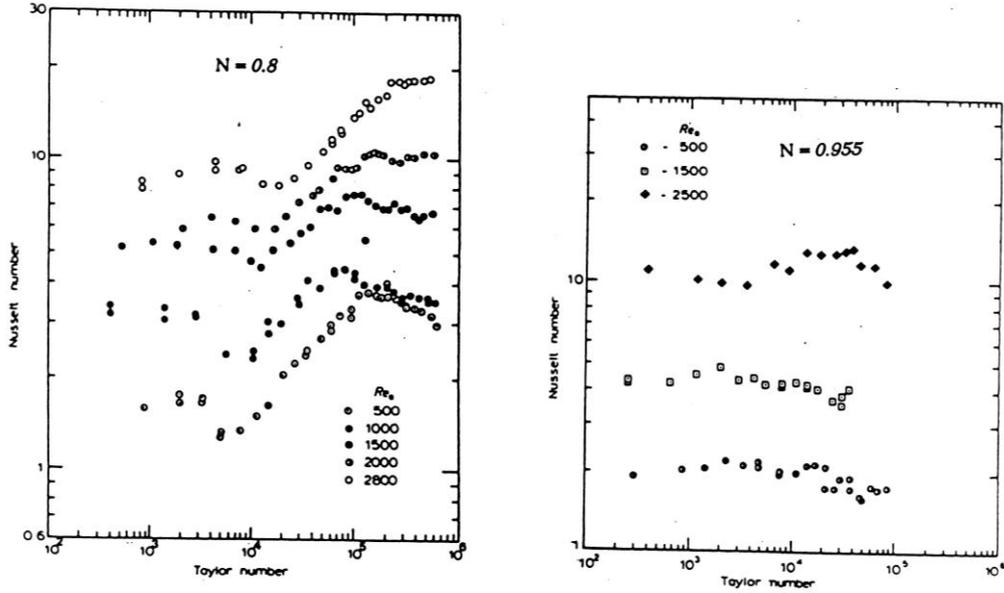
١. المقدمة

أن الدوامات وحسب العديد من الأبحاث والدراسات السابقة [1, 2, 3, 6, 7, 9, 11] تعتبر آلية فعالة في نقل الحرارة حيث خلصت هذه الأبحاث والدراسات إلى أن ظهور الدوامات يؤدي إلى زيادة حادة في معدل انتقال الحرارة. في هذا البحث تم استخدام نوعين من الجريانات الدوامية للتبادل الحراري بين الموائع، نوع يعرف بدوامات تيلور وينشأ خلال الحيز الحلقي بين أسطوانتين عند دوران الأسطوانة الداخلية بسرعة تصل أو تتجاوز حد معين يكون عندها عدد تيلور قد بلغ أو تجاوز قيمته الحرجة وتكون هذه الدوامات حلقيه متضادة الدوران وتحيط بالأسطوانة الداخلية كما يظهر في الشكل (١) والنوع الثاني يكون بشكل إعصار (Swirl) يحيط بدوامات تيلور ويفصله عنها سطح أسطواني هو الأسطوانة الخارجية للحيز الذي يضم دوامات تيلور والذي يمثل سطح التبادل الحراري بين الجريانيين ويكون مصنوع من معدن ذات معامل توصيل عالي.



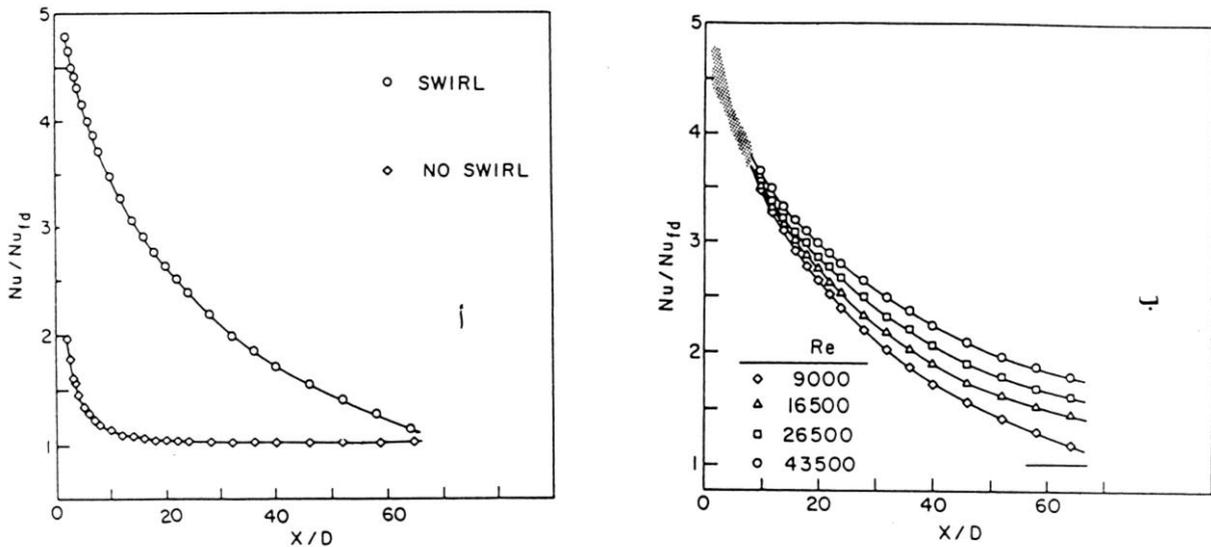
شكل (١) مخطط إيضاحي لدوامات تيلور المتولدة بين إسطوانتين بدوران الإسطوانة الداخلية

الباحثان [11] **Wan & Coney** قاما بدراسة أمكانية نقل الحرارة بواسطة دوامات تيلور حيث استخدموا جهاز مكون من أسطوانتين مختلفة القياس متداخلة وذات محور مركزي مشترك، الداخلية منها قابلة للدوران وأديباتية أما الخارجية فكانت ثابتة ومسخنة بواسطة مسخنات كهربائية. بدوران الأسطوانة الداخلية بسرعة معينة تتولد دوامات تيلور ثم بعد ذلك وبزيادة السرعة تصبح الدوامات موجية ثم اضطرابية. النتائج التي حصلوا عليها تظهر في الشكل (٣) الذي يبين تغير عدد نسلت مع عدد تيلور لقياسين مختلفين من الأسطوانتين ولقيم مختلفة من عدد رينولد المحوري. بالنسبة للقياس الأول ($N=0.955$) ليس هناك تغير يذكر في عدد نسلت مع عدد تيلور عند ظهور دوامات تيلور مما يدل على إن الجريان الخالي من الدوامات من نوع (Couette) جيد بدرجة كافية ويصل إلى مستوى دوامات تيلور في حين يظهر القياس الثاني ($N=0.8$) زيادة حادة في عدد نسلت مع عدد تيلور منذ ظهور دوامات تيلور. أن هذا يشير إلى أن استخدام نسبة أقطار عالية يتطلب استخدام قياسات كبيرة للأسطوانتين للوصول إلى نفس التأثير لدوامات تيلور عند نسب الأقطار المنخفضة نسبياً. من ناحية أخرى تسبب زيادة عدد رينولد المحوري تأخر ظهور دوامات تيلور مع زيادة عامة في عدد نسلت للقياسين المذكورين. من الملاحظات الأخرى للباحثان [11] **Wan & Coney** هو حصول بعض الانخفاض في عدد نسلت عندما تكون دوامات تيلور اضطرابية ولعدد تيلور يتجاوز (10^6) في حين لم يلاحظ الباحثان [7] **Kosterin & Finatev** أي انخفاض في عدد نسلت بل زيادة مستمرة منذ ظهور دوامات تيلور ولقيم من عدد رينولد المحوري بين (3000 & 30000). مع هذا فلا ينصح بالوصول إلى حد الاضطراب في دوامات تيلور لتلافي احتمال حصول انخفاض في معدل انتقال الحرارة بسبب الاضطراب.



شكل (٣) نتائج الباحثان (Sparrow and Chaboki) حو تأثير عدد تيلور على عدد نسلت [11]

من ناحية أخرى قام الباحثان [9] Sparrow & Chaboki مجموعة من التجارب على الجريان الإعصاري وغير الإعصاري داخل أنابيب دائرية المقطع لدراسة تأثير الإعصار على انتقال الحرارة. الشكل (٤) يعرض بعض النتائج التي حصلوا عليها. في الشكل (أ) مقارنة بين الجريان الإعصاري وغير الإعصاري لعدد رينولد المحوري (9000). يظهر من المقارنة أن عدد نسلت للجريان الإعصاري أعلى من عدد نسلت للجريان غير الإعصاري مما يعني بأن الإعصار أو الجريان الدوامي يساعد على انتقال الحرارة. قيم أخرى لعدد رينولد المحوري أعطت نفس التأثير. كذلك يظهر في الشكل (ب) بأن عدد نسلت يبدأ بالانخفاض مع بداية تحلل الإعصار ويستمر بالانخفاض حتى يصل في نهاية المطاف إلى قيمة عدد نسلت للجريان غير الإعصاري.



شكل (٤) نتائج الباحثان (Sparrow and Chaboki) حو تأثير الإعصار على عدد نسلت [9]

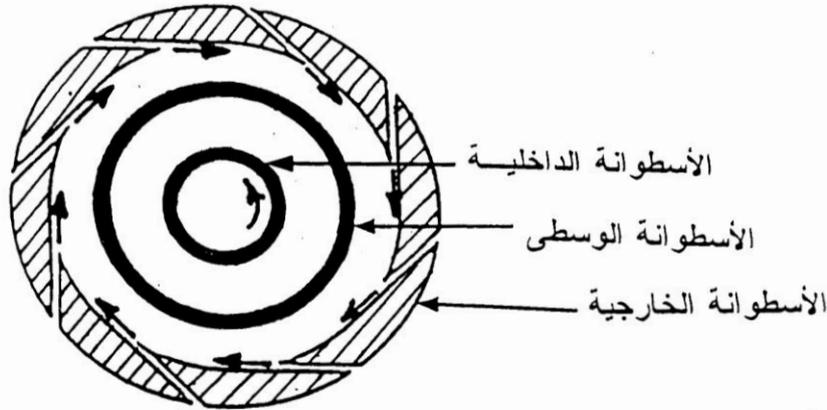
الشكل (٤ب) يبين تأثير عدد رينولد المحوري على قيمة عدد نسلت للجريان الإعصاري. يلاحظ في الشكل بأن زيادة عدد رينولد المحوري يزيد من فاعلية الإعصار بالنسبة لانتقال الحرارة. الأشكال (٤أ) و (٤ب) تظهر بوضوح بأن الإعصار عند تكوينه أي قبل التحلل هو الأفضل بالنسبة لانتقال الحرارة. أما بالنسبة للتبادل الحراري موضوع البحث فإن الجزء من الإعصار القريب من نهاية سطح التبادل الحراري لا تكون له الفرصة الكافية للتبادل الحراري مع دوامات تيلور مما يؤثر على أداء المبادل الحراري بدرجة أكبر مما قد يسببه تحلل الإعصار.

إن استخدام الدوامات في التبادل الحراري بين الموائع يعني أن مساحة سطح التبادل الحراري اللازمة لنقل كمية معينة من الحرارة تكون في هذه الحالة أصغر مما هي في الحالات التي تكون خالية من الدوامات وبنسبة مشابهة للزيادة في معدل انتقال الحرارة التي تسببها الدوامات. لهذا أصبح بالإمكان الاستعاضة عن الأسطح المزعنفة للمبادلات الحرارية المستخدمة في العديد من التطبيقات بأسطح ملساء لما للأسطح الملساء من اعتبارات ايجابية في التصنيع والتشغيل.

٢. الجهاز المستخدم

يتكون جهاز البحث بصورة أساسية من مبادل حراري حلقي مكون من ثلاث أسطوانات ملساء مختلفة الأقطار ومتداخلة ينشأ عنها حيزين حلقيين منتظمة، الداخلي للمائع الحار والخارجي للمائع البارد وتكون الأسطوانة الداخلية قابلة للدوران بينما تكون الأسطوانات الوسطى والخارجية ثابتة. من ناحية أخرى تكون الأسطوانتين الداخلية والخارجية أدبياتية بينما تمثل الأسطوانة الوسطى سطح التبادل الحراري بين الموائع ولهذا تكون مصنوعة من معدن ذات معامل توصيل عالي جداً هو الألمنيوم.

تتضمن الأسطوانة الخارجية شقوق طولية بعرض (٥,١مليمتر) موزعة بانتظام على محيط الأسطوانة وتكون نافذة خلال جدار الأسطوانة السميك نسبياً بحيث تكون مماسه للسطح الداخلي للأسطوانة لأجل جعلها مناسبة لتوليد الإعصار المطلوب خلال الحيز الحلقي الخارجي بين الأسطوانتين الخارجية والوسطى عند مرور المائع من خلالها إلى داخل الحيز [٩]. في الشكل (٢) الذي يبين مقطع عرضي للمبادل يظهر مقطع الأسطوانة الخارجية موضحاً عليه توزيع الشقوق على محيطها في حين يبين الجدول (١) قياسات المبادل الحراري المستخدم.



شكل (٢) مقطع عرضي لمبادل حراري حلقي يعمل بالدوامات

جدول (١) الأبعاد والقياسات للمبادل الحراري المستخدم

D1	D2	D3	D4	D5	L	Ls	N	t
0.0593 m	0.0838 m	0.0893 m	0.178 m	0.185 m	1.250 m	0.110-1.167 m	0.7076	0.0015 m

بدوران الأسطوانة الداخلية بسرعة تصل أو تتجاوز حد معين يكون عندها عدد تيلور قد بلغ أو تجاوز قيمته الحرجة تتولد دوامات تيلور خلال الحيز الحلقي الداخلي بين الأسطوانتين الداخلية والوسطى. في هذا البحث تم استخدام الماء والهواء كموانع متعكسة الجريان للتبادل الحراري حيث يسخن الماء إلى درجة (٨٠م) ويمرر خلال الحيز الحلقي الداخلي بينما يمرر الهواء بدرجة حرارة الغرفة إلى داخل الحيز الحلقي الخارجي ويتم التبادل الحراري بين الماء والهواء عبر جدار الأسطوانة الوسطى. بعد التبادل الحراري يعاد الماء للتسخين خلال سخان ماء كهربائي بطاقة (٣) كيلوواط حيث يدور الماء باستمرار بين المبادل الحراري والسخان خلال شبكة أنابيب مغلقة بواسطة مضخة ماء كهربائية في حين يسحب الهواء الخارجي بواسطة مروحة طرد مركزي مثبتة في أعلى المبادل من خلال شقوق الأسطوانة الخارجية إلى داخل المبادل الحراري ثم يقذف خارج المبادل.

٣. المعادلات المعتمدة

تم استخدام المعادلات التالية لحساب عدد وحدات الانتقال الحراري وعدد رينولد باتجاه المحور الطولي للمبادل الحراري لكل من الماء والهواء خلال المبادل وعدد تيلور للماء وفاعلية المبادل الحراري:

$$NTU = \frac{AU}{C_{min}} = \frac{q}{LMID \cdot C_{min}} \dots\dots\dots (1)$$

where:

$$q = m_w \cdot Cp_w \cdot \Delta T_w = m_A \cdot Cp_A \cdot \Delta T_A, \text{ and } LMID = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$Re_w = \frac{u_w (2C1)}{v_w} \dots\dots\dots (2)$$

$$Re_A = \frac{u_A (2C2)}{v_A} \dots\dots\dots (3)$$

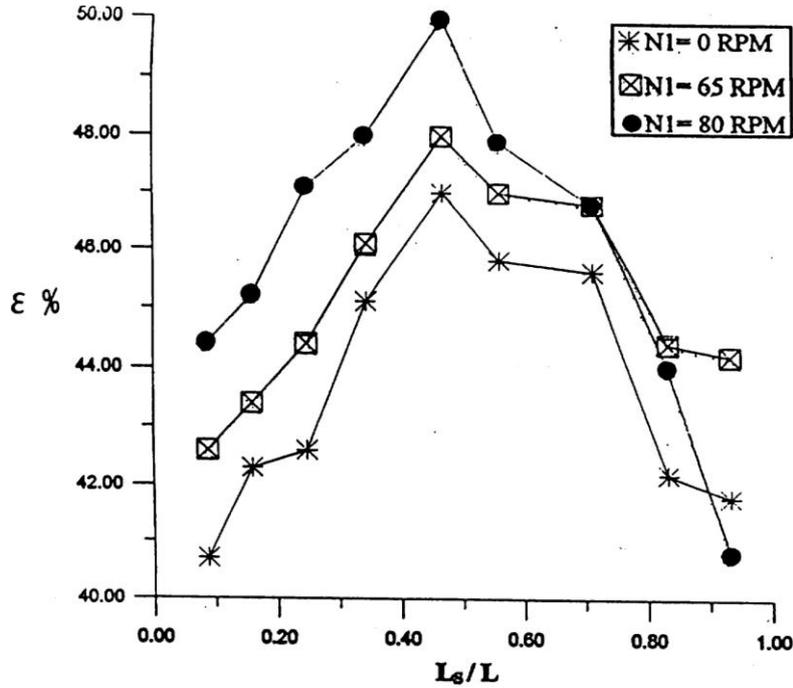
$$Ta = \frac{2\omega l^2 R1^2 C1^3}{(R1 + R2)v_w^2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\varepsilon = \frac{m_A Cp_A (T_{A2} - T_{A1})}{C_{min} (T_{w1} - T_{A1})} = \frac{T_{A2} - T_{A1}}{T_{w1} - T_{A1}} \dots\dots\dots (5)$$

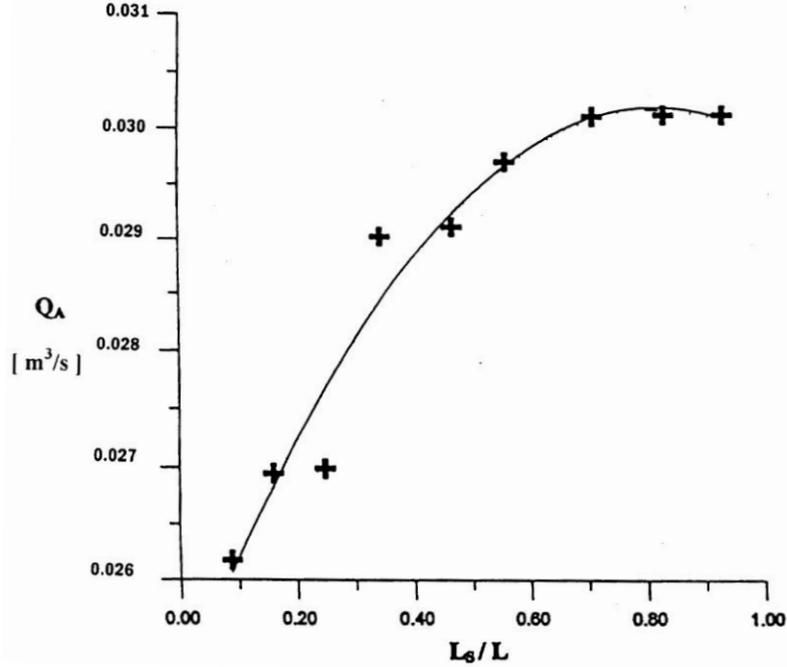
٤. النتائج والمناقشة

في هذا البحث تم استخدام جريان دوامات تيلور والجريان الإعصاري في التبادل الحراري بين الموانع داخل مبادل حراري متعكس الجريان مصمم لهذا الغرض حيث تم توليد دوامات تيلور في الماء المسخن إلى درجة (٨٠م) خلال حيز حلقي بين أسطوانتين متداخلتين الداخلية منها في حالة دوران بينما تم توليد الإعصار في الهواء الذي كان بدرجة حرارة الغرفة خلال حيز حلقي آخر يحيط بالحيز الأول ويفصل بينهما جدار من معدن ذات معامل توصيل عالي جدا" هو الألمنيوم وهو الجدار الذي يحصل عبره التبادل الحراري بين دوامات تيلور والجريان الإعصاري. لغرض تقييم أداء المبادل الحراري قيد البحث تم قياس درجات الحرارة للموانع المستخدمة عند الدخول والخروج من المبادل الحراري، لمعدلات جريان معينة وسرع مختلفة للأسطوانة الداخلية وطول متغير للشقوق المولدة للإعصار. إن طول الشقوق المولدة للإعصار يمثل الطول الحقيقي للدوامة الإعصارية المنتظمة والذي بعده تبدأ الدوامة بالتحلل باتجاه فتحة الخروج من المبادل الحراري.

بعد ذلك تم حساب فاعلية المبادل الحراري (ϵ) وعدد وحدات الانتقال الحراري (NTU). الشكل (٥) يبين تغير الفاعلية مع الطول النسبي للشقوق المولدة للإعصار. يظهر في المخطط أقصى فاعلية للمبادل عند الطول (0.468) لمعدل جريان للمائع الساخن (الماء) بقيمة $(1.023 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})$ ولسرعة مختلفة للأسطوانة الداخلية والتي تعني قيم مختلفة لعدد تيلور. يلاحظ أيضاً من الشكل (٥) بأن الفاعلية القصوى للمبادل تزداد بزيادة سرعة الأسطوانة الداخلية. الطول (0.468) يسمح بمرور كمية من الهواء الخارجي بمعدل $(0.029119 \text{ m}^3/\text{s})$ حسب الشكل (٦) الذي يبين تغير معدل دخول الهواء إلى المبادل الحراري مع الطول النسبي للشقوق المولدة للإعصار حيث تمثل هذه الكمية نسبة (0.966) من الكمية القصوى للهواء الخارجي التي تم سحبها من خلال الشقوق عند أقصى طول لها. إن زيادة طول الشقوق المولدة للإعصار فوق هذا الطول الذي يمكن تسميته بالطول الفعال يعني زيادة طول الدوامة المنتظمة وقصر مسافة التحلل للدوامة خلال المبادل الحراري وهذا الأمر يعتبر ايجابياً من ناحية ولكنه سلبي من ناحية أخرى وبدرجة أكبر كما يبدو لأن هناك جزء من المائع لا يأخذ كفايته من الوقت والمساحة السطحية للتبادل الحراري مع المائع الأخر ولهذا السبب تنخفض فاعلية المبادل الحراري بزيادة طول الشقوق المولدة للإعصار بعد الطول الفعال الذي يعطي أقصى فاعلية للمبادل كما هو واضح في الشكل (٥).



شكل (٥) تغير فاعلية المبادل الحراري ذو الدوامات مع طول الشقوق المولدة للإعصار

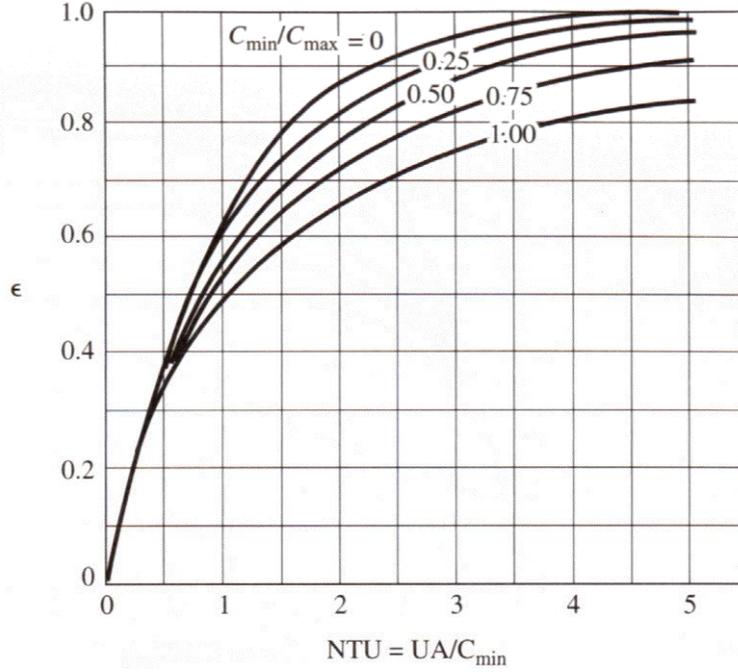


شكل (٦) تغيير معدل جريان الهواء خلال المبادل الحراري الحلقي مع طول الشقوق المولدة للإعصار

للقوف على مدى صلاحية المبادل الحراري قيد البحث تم إجراء مقارنة للمبادل المذكور مع مبادل حراري قياسي مصمم وفق المواصفات العالمية. الشكل (٧) يظهر منحنيات الأداء للمبادل القياسي ذات الجريان الخطي المتعكس للموانع. يبين الشكل انخفاض فاعلية المبادل مع زيادة النسبة (C_{min}/C_{max}) التي تمثل نسبة المحتوى الحراري الأدنى إلى الأقصى لموانع التبادل الحراري [10,5,4].

النقاط (c,b,a) تمثل أداء المبادل قيد البحث عند النسبة $(C_{min}/C_{max}=0.08)$ لثلاث سرع للأسطوانة الداخلية هي على التوالي (0, 65 RPM, 80 RPM) وعند الطول الفعال لمولد الإعصار. عند السرعة الأولى (0 RPM) يكون الجريان بين الأسطوانتين الداخلية والوسطى طباقى من نوع (Couette) وعند السرعة الثانية (65 RPM) يكون الجريان بشكل دوامات تيلور وتكون الدوامات مستقرة بينما تكون الدوامات عند السرعة الثالثة (80 RPM) غير مستقرة أو موجية. يلاحظ في الشكل (٧) بأن النقاط (c,b,a) والمبينة مواصفاتها في الجدول التابع لنفس الشكل تقع على منحنى الأداء للنسبة $(C_{min}/C_{max}=0)$ مما يعني بأن فاعلية المبادل قيد البحث للنسبة $(C_{min}/C_{max}=0.08)$ ترتقي إلى مستوى الفاعلية للمبادل القياسي عند النسبة $(C_{min}/C_{max}=0)$.

أن التفوق في الأداء للمبادل الحراري قيد البحث على المبادل الحراري القياسي المتعكس الجريان يعتبر مقياس لمدى نجاح فكرة استخدام الدوامات في التبادل الحراري للموانع بهدف تقليص مساحة سطح التبادل الحراري المطلوبة لتطبيق معين، لأن الدوامات كما تشير الأبحاث السابقة [11,9,7,6,3,2,1] تعمل على زيادة معدل انتقال الحرارة لوحدة المساحة نتيجة تلاشي الطبقة المتاخمة الحرارية بفعل المزج الدوامي. ومما تجدر الإشارة إليه هو أن المبادل الحراري قيد البحث يتطلب المزيد من الاختبار لظروف مختلفة في معدل جريان الموانع المستخدمة وسرعة دوران الأسطوانة الداخلية ثم لقياسات مختلفة من المبادل للوصول إلى مخططات الأداء للمبادل الجديد ولحالاتي الجريان المتعكس والجريان المتوازي للموانع المستخدمة، وعليه فأن العمل يتواصل بهذا الاتجاه.



point	Re_w	Re_A	NI(RPM)	Ta	NTU	$\epsilon\%$
a	2135	8760	0	0	0.641	47
b	2135	8760	65	1.162E4	0.6685	48
c	2135	8760	80	1.76E4	0.7086	50

شكل (٧) مقارنة الأداء لمبادل حراري حلقي ذو جريانات دوامية متعاكسة مع مبادل حراري قياسي متعاكس الجريان

٥. الاستنتاج

إن أهم ما أمكن التوصل إليه من استنتاج في البحث الحالي هو إمكانية استحداث مبادل حراري من نوع جديد يتفوق في الأداء على المبادل الحراري القياسي وذلك باعتماد الدوامات في التبادل الحراري بين الموائع حيث أظهرت المقارنة بان أداء المبادل الحراري قيد البحث والذي استخدمت فيه دوامات تيلور ودوامة بشكل إعصار للتبادل الحراري بين الماء والهواء المتعاكسي الجريان وعند نسبة المحتوى الحراري الأصغر إلى الأكبر $C_{min}/C_{max} = 0.08$ يرتقي إلى مستوى الأداء للمبادل الحراري القياسي عند النسبة $C_{min}/C_{max} = 0$. كما تم التوصل من خلال النتائج إلى إن فاعلية المبادل الحراري قيد البحث تعتمد على عدد من العوامل منها مدى امتداد الإعصار على سطح التبادل الحراري حيث كانت أعلى فاعلية عند الطول النسبي $Ls/L = 0.468$. ومن العوامل أيضاً عدد تيلور الذي أكدت النتائج تأثيره الايجابي على الفاعلية حيث ازدادت فاعلية المبادل الحراري قيد البحث من 47% إلى 50% بزيادة عدد تيلور من صفر إلى 1.76E4. إن تفوق المبادل الحراري ذو الدوامات في الأداء على المبادل الحراري الخالي من الدوامات يشير إلى إمكانية تقليص مساحة سطح التبادل الحراري المطلوبة لتطبيق معين باستخدام الدوامات.

٦. المصادر

1. Abdel-Moneim, S. A., El-Shamy, A. R., and Berbish, N. S., "**Heat Transfer Enhancement Due to Swirl Created by Tangential Injection of Flow at the Inlet of an Artificially Roughened Annulus**", 5th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Thessaloniki, 24-28 September, 2001.
2. Clayton, B. R., and Morse, Y. S. M., "**Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow Along Annuli**", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 5, No. 4, 1984, pp. 195-203.
3. Dupont, F., Daviot, N., Gabillet, C., and Bot, P., "**Experimental Investigation of the Confined Vortex Flow in a One Channel Vortex Enhanced Heat Exchanger**", 5th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Thessaloniki, 24-28 September 2001.
4. Frank Kreith, and Mark, S. Bohn, "**Principles of Heat Transfer**", Fifth Edition, 1997, pp. 499-554.
5. Holman, J. P., "**Heat Transfer**", Fifth Edition, 1980, pp. 437- 483.
6. Jacobi, A. M., Sommers, A., "**A Study of the Application of Vortex Generators to Enhance the Air-Side Thermal Performance of Heat Exchangers**", Summary of Engineering Research, American Society for Engineering Education, 2004.
7. Kosterin, S. I., and Finatev, Y. P., "**Heat Transfer in Turbulent Air Flow in the Annular Space between Rotating Coaxial Cylinders**", Inzh. Fiz., Zh. 8, 1962, pp. 3-9.
8. Sharif, N. S., "**Inducing a Taylor Vortex Flow in the Economizer to Improve its Performance**", Journal of Engineering and Technology, Vol. 13, No. 3, 1994, pp. 101-113.
9. Sparrow, E. M., and Chaboki, A., "**Swirl-Affected Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in a Circular Tube**", Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 106, 1984, pp. 766-773.
10. Vedat, S. Arpaci, Shu-Hsin Kao, and Ahmet Selamet, "**Introduction to Heat Transfer**", Prentice Hall, 1999, pp. 346-395.
11. Wan, C. C., and Coney, J. E. R., "**An Experimental Study of Adiabatic Spiral Vortex Flow**", International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 3, No. 1, 1982, pp. 31-38.