

المقارنة بين الأنواع المختلفة للمبادلات الحرارية بغية الوصول لتحسين أدائها

د. جوني نقلا*

د. أيوب حسن**

رحاب عبيد***

تاريخ الإيداع 21 / 8 / 2011. قُبل للنشر في 16 / 10 / 2011

□ ملخص □

تشكل المبادلات الحرارية العنصر الأهم في مكونات بعض الآلات، مما جعلها تأخذ حيزاً مهماً من الدراسات والأبحاث العلمية. فهي تستخدم لأغراض مختلفة، في الهندسة الحرارية مثلاً، كمرجل بخارية ومكثفات، ومحركات البخار، وكعناصر أساسية في التدفئة المركزية والتكييف والتبريد وغيرها. يتضمن هذا البحث دراسة عملية لنموذجين من المبادلات الحرارية: المبادل الحراري الأنبوبي ذو الغلاف، والمبادل الحراري الصفائحي، وذلك عن طريق دراسة البارامترات المميزة لكل منهما بثبات التدفق وعدم ثباته، الأمر الذي يقود إلى إجراء مقارنة عملية بينهما والحكم على فعالية كل منهما. وبهدف تعزيز هذه الدراسة فقد تم تطبيقها على مبادلات حرارية مشابهة في شركة الحافظ بمحافظة حلب، وتحويل النتائج إلى مخططات سهلة القراءة. ومن خلال المقارنة تم التوصل إلى أن أداء المبادل الحراري الصفائحي أفضل من المبادل الحراري الأنبوبي ذي الغلاف من حيث المردود، ومعامل انتقال الحرارة، والكلفة الاقتصادية بالرغم من بعض المشاكل المتعلقة بالتسرب، والعمر الزمني، وهبوط الضغط المرتفع.

الكلمات المفتاحية: الجريان المتوازي، الجريان المتعكس، المبادل الأنبوبي والغلاف، المبادل الصفائحي، مميزات مساوي.

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

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

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

Comparison between Heat Exchangers to Improve Their Quality

Dr. John Takla*
Dr. Ayoub Hasan**
Rehab Obied***

(Received 21 / 8 / 2011. Accepted 16 / 10 / 2011)

□ ABSTRACT □

As heat exchangers become an essential part in the industrial machines. Considerable research have recently occurred on its. It is widely used, in thermal engineering as steam boilers, steam turbine, and it is an essential part in heating, air-conditioning and refrigeration, etc.

This research shows an experimental study on two types of heat exchangers: PLATE-HEAT-EXCHANGER, and SHELL AND TUBE-HEAT-EXCHANGER. Their intrinsic parameters have been studied with a steady flow and variable flows in order to compare the two types and show the effectiveness of each. The experimental part was done on similar heat exchangers at AL-HAFEZ Company, Aleppo.

We've concluded that the performance of plate heat exchanger is more distinctive and efficiency than shell and tube heat exchanger, and also in term of heat transfer coefficient and economy, in the face of many disadvantages as leakage problem, and reducing average life of this heat exchanger.

Keywords: flow arrangement, counter flow arrangement, shell and tube heat exchanger, plate heat exchanger, advantages, disadvantages.

* Professor, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

** Associate Professor, Mechanical Power Engineering Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

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

مقدمة:

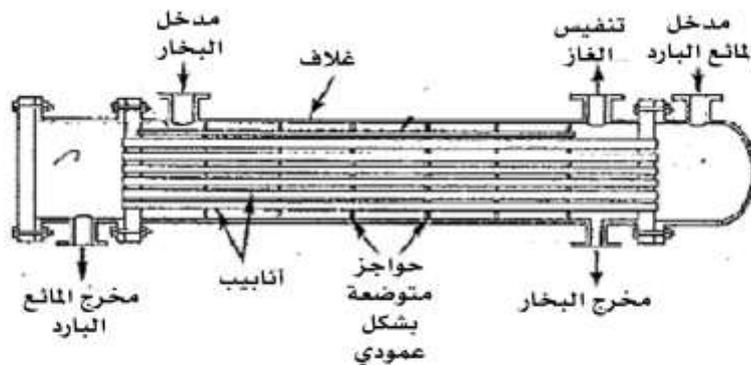
المبادلات الحرارية هي أجهزة مخصصة لنقل الطاقة الحرارية بين مائعين لهما درجة حرارة مختلفة، وقد يفصل بينهما سطح صلب يمنع اختلاطهما، وتستخدم هذه المبادلات بشكل واسع في مجال الهندسة الحرارية كعناصر مشعة في التدفئة والتبريد والتكثيف والتبخير والتكثيف وغيرها. تصنف المبادلات حسب استخدامها أو مبدأ عملها إلى: مبادلات حرارية إرجاعية، مزجية، وتيارية.

في المبادلات الإرجاعية يكون كلا المائعين البارد والساخن على تماس لنفس السطح ولكن بشكل دوري، بينما في المبادلات المزجية فيتم انتقال الحرارة عن طريق المزج المباشر بين المائعين الساخن والبارد، وفي المبادلات التيارية يتم التبادل الحراري بين المائعين عبر جدار يفصل بينهما [2].

ويصنف النوع الأخير حسب جريان التيار إلى مبادل ذي جريان متوازٍ، وذي جريان متعاكس، وذي جريان متصالب، ويصنف أيضاً حسب التصميم إلى مبادلات حرارية أنبوبية ومبادلات حرارية صفائحية.

المبادل الحراري الأنبوبي: يتكون هذا المبادل من أنبوب واحد أو حزمة من الأنابيب يتدفق ضمنها أحد المائعين والثاني حولها، ويعد المبادل الحراري الأنبوبي متعدد الأنابيب والغلاف من أكثر المبادلات الحرارية استخداماً والذي هو موضوع بحثنا، يمكن أن تتعلّق مرونة تصميم هذه المبادلات بعوامل مختلفة كقطر الأنبوب، عدد الأنابيب، طول الأنبوب، درجة الأنابيب وترتيبها؛ وهذه العوامل من الممكن التحكم بها وتغييرها [3]، حيث أن لهذا النوع استخداماً رائداً في الصناعة فأكثر من 90% من المبادلات الأنبوبية المستخدمة هي مبادلات حرارية أنبوب وغلاف ويعود ذلك للأسباب التالية:

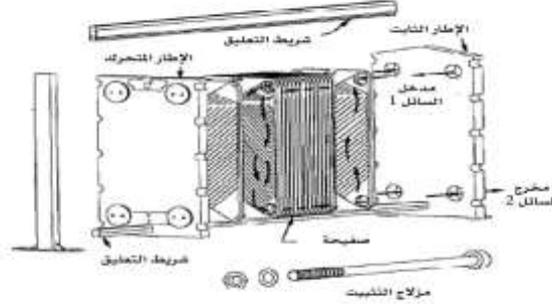
- يوجد تعديّة لاستعمالها ضمن تشكيلة واسعة من المواد المختلفة.
- خبرة تصميم لأكثر من 100 عام تقريباً.
- ممارسة تصميمها ضمن الرموز والمعايير للبارامترات القياسية الهندسية [1].



الشكل (1) المبادل الحراري متعدد الأنابيب والغلاف

المبادل الحراري الصفائحي: هو صفائح مستوية تتوضع على التناوب مع صفائح نافرة أو تكون عبارة عن صفائح مضلعة تجمع على ألواح تثبيت، والتي تحتوي على أربعة فتحات تعمل كمداخل ومخارج للمائع. يوجد أنواع عديدة من المبادلات الصفائحية أهمها المبادل الصفائحي اللوحي، وهو النوع المدروس في البحث. إن العدد والحجم

للفنائح يعود لعدة أسباب منها معدّل التدفق المطلوب، والخواص الفيزيائية للسوائل المستخدمة، وحدود هبوط الضغط المطلوب، ودرجة الحرارة وغيرها، يبين الشكل (2) المبادل الحراري الصفائحي وأجزاء [5].



الشكل (2) المبادل الحراري الصفائحي

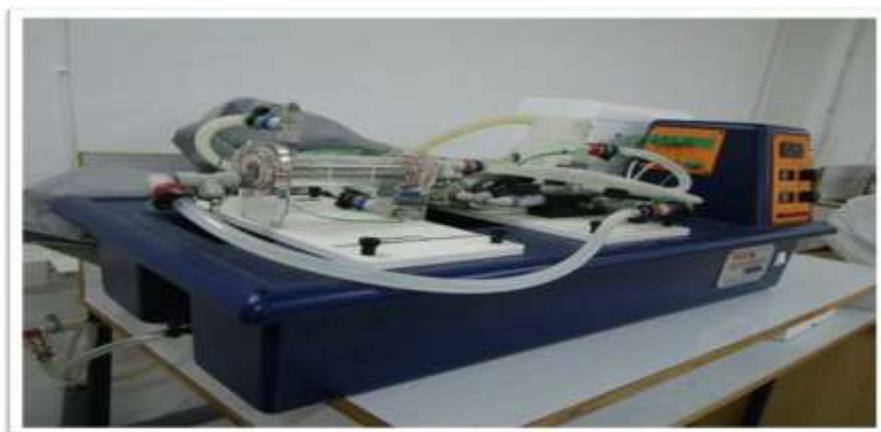
أهمية البحث وأهدافه:

تتم أهمية البحث في إيجاد العلاقات النظرية والتجريبية بين البارامترات الأساسية لعمل المبادل الحراري، وتحويلها إلى منتجات واضحة القيمة بغية الوصول إلى التقويم الأمثل لأداء كل من المبادل الحراري الصفائحي والأنبوبي في حالتي التدفق الثابت والمتغير؛ وتتخصر أهداف هذا البحث بما يأتي:

1. دراسة بارامترات المبادلات الحرارية الصفائحية والأنبوبية ومقارنة مميزاتها.
2. دراسة مردود المبادلات الحرارية الصفائحية والأنبوبية ومقارنتها.
3. معرفة مجال استخدام كل من المبادلات الصفائحية والأنبوبية.
4. دراسة هبوط الضغط للمبادلات الحرارية الصفائحية والأنبوبية.
5. مقارنة محاسن ومساوئ كلا النوعين.
6. توجيه الباحثين في المستقبل للاستمرار في البحث ليشمل أنواعاً أخرى من المبادلات ومقارنتها.

طرائق البحث ومواده:

في المرحلة الأولى من البحث قمنا بإجراء تجارب على جهاز وحدة خدمة المبادل وذلك ضمن مخبر انتقال الحرارة على المبادلين الصفائحي والأنبوبي في جامعة تشرين، الجهاز موضح بالشكل (3) الآتي:



الشكل (3) وحدة خدمة المبادل HT30X

وقمنا بأخذ قراءات تدفقات المائعين، ودرجات حرارة الدخول والخروج من برنامج الحاسوب المرتبط بجهاز وحدة خدمة المبادل، وحساب البارامترات الأخرى من معامل انتقال الحرارة الإجمالي، فرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي، فعالية المائع البارد، والفعالية الإجمالية... الخ وإجراء المقارنة بينها عند تدفقات ثابتة، وعند تدفقات مختلفة.

1- المقارنة بين المبادلين عند تدفقات ثابتة:

ويُقصد بذلك أخذ قراءات البارامترات لكلا المبادلين بحيث يكون تدفق المائع الساخن والبارد متساوٍ قدر الإمكان وذلك في الجريان المتوازي والمتعاكس والمقارنة بينهما، وقد تمت المقارنة مع الأخذ بعين الاعتبار النقاط الآتية:

- يحتوي المبادل الحراري الأنبوب والغلاف سبعة أنابيب، والأمر ذاته للمبادل الحراري الصفائحي الذي يحتوي سبعة صفائح.
- تمّ التقيد بإجراءات الأمان، للوقاية من فقاعات الماء، قدر الإمكان.
- تمّ وصل وحدة الخدمة بالحاسوب للحصول على قراءات التدفق ودرجات الحرارة المبيّنة على شاشة خرج جهاز وحدة خدمة المبادل والموضح بالشكل (4).

Sample Number	Hot Water Flowrate [l/min]	Cold Water Flowrate [l/min]	Temp T1 [°C]	Temp T2 [°C]	Temp T3 [°C]	Temp T4 [°C]	Flow Orientation	Notes
22	1.25	1.21	32.8	33.8	23.2	23.1	Counter-current	
23	1.24	1.20	32.6	33.8	22.8	26.3	Counter-current	
24	1.25	1.20	32.7	33.8	22.8	26.3	Counter-current	
25	1.25	1.21	32.2	33.9	28.1	25.3	Counter-current	
26	1.25	1.21	32.6	33.6	27.5	22.9	Counter-current	
27	1.24	1.21	32.2	33.5	27.8	24.1	Counter-current	
28	1.24	1.21	31.9	33.4	28.2	23.5	Counter-current	
29	1.25	1.22	31.8	32.9	23.8	28.9	Counter-current	
30	1.25	1.21	32.1	33.3	24.9	18.5	Counter-current	
31	1.24	1.20	32.1	33.6	26.9	19.0	Counter-current	
32	1.25	1.21	31.7	33.3	26.2	28.4	Counter-current	
33	1.24	1.22	31.9	33.3	27.3	26.7	Counter-current	
34	1.24	1.20	32.0	32.8	24.2	28.3	Counter-current	
35	1.24	1.21	32.1	33.0	22.8	24.3	Counter-current	
36	1.25	1.20	31.6	33.0	24.8	28.9	Counter-current	
37	1.23	1.21	31.3	32.8	26.3	27.7	Counter-current	
38	1.25	1.21	31.9	33.2	26.3	18.3	Counter-current	
39	1.24	1.20	31.6	33.3	27.5	19.8	Counter-current	
40	1.05	1.20	31.8	33.3	27.7	26.1	Counter-current	
41	1.22	1.22	32.2	33.0	23.8	28.9	Counter-current	
42	1.23	1.20	32.1	33.3	26.5	18.4	Counter-current	
43	1.24	1.22	31.7	33.0	28.4	28.5	Counter-current	

الشكل (4) خرج جهاز وحدة خدمة المبادل

- تمّ أخذ القراءات من برنامج الحاسوب ضمن فترات زمنية محدّدة ومتساوية مدّتها عشر دقائق لكل قراءة.

- تمّ استخدام المياه المعدنية الخالية من الشوائب.
- تمّ اختيار النقاط في المخططات الآتية من خلال مجال قيمة الفعالية الإجمالية التي حصلنا عليه في كل مبادل عند نفس التدفق.

المصطلحات والرموز المستخدمة هي كالتالي:

الواحدة	الرمز	الاسم
C°	T ₁	درجة حرارة دخول المائع الساخن
C°	T ₂	درجة حرارة خروج المائع الساخن
C°	T ₃	درجة حرارة دخول المائع البارد
C°	T ₄	درجة حرارة خروج المائع البارد
C°	ΔT _h	فرق درجة حرارة المائع الساخن
C°	ΔT _c	فرق درجة حرارة المائع البارد
C°	T _{hm}	درجة حرارة المائع الساخن الوسطية
C°	T _{cm}	درجة حرارة المائع البارد الوسطية
L/min	F _h	معدّل التدفق الحجمي للمائع الساخن
L/min	F _c	معدّل التدفق الحجمي للمائع البارد
C°	LMTDΔt _m	فرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي
W/m ² .c	U	معامل انتقال الحرارة الإجمالي
%	η _c	فعالية المائع البارد
%	η	الفعالية الإجمالية

حيث:

$$\Delta T_h = T_1 - T_2 \quad (C^\circ)$$

$$\Delta T_c = T_4 - T_3 \quad (C^\circ)$$

$$LMTD \Delta t_{lm} = \frac{(T_1 - T_4) - (T_2 - T_3)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_4}{T_2 - T_3} \right)} \quad (^\circ C)$$

معامل انتقال الحرارة الإجمالي :

$$U = \frac{Q_e}{A \Delta t_m} \quad (w/m^2.c)$$

$$\eta_c = (T_3 - T_4)/(T_1 - T_4)$$

فعالية المائع البارد:

$$\eta = \frac{Q_a}{Q_e} \times 100(\%)$$

الفعالية الإجمالية:

تؤخذ قيم الكثافة والسعة الحرارية من الملحق

الجدول (1) بارامترات المبادل الحراري متعدد الأنبوب والغلاف المدروسة في الجريان المتعكس

Fh(l/min)	Fc(l/min)	T1	ΔTh	ΔTc	LMTDΔtm	U[w/m2.c]	ηc%	η%
1.3	1.98	33.3	2.8	1.3	10.73254	1250.262	10.1563	73.34793406
1.3	2	33.9	3.1	1.2	15.23025	975.4387	6.89655	61.15361252
1.3	1.81	34.5	3.2	1.4	16.28342	941.7805	7.52688	69.11632248
1.3	1.83	33.3	2.9	1	14.82972	937.1529	5.95238	54.4759192

الجدول (2) بارامترات المبادل الحراري الصفائحي المدروسة في الجريان المتعكس

Fh(l/min)	Fc(l/min)	T1	ΔTh	ΔTc	LMTDΔtm	U	ηc%	η%
1.3	1.3	53.1	11.6	8.4	22.66236	1141.466	25.68807	73.09725
1.3	1.3	53.6	13.6	12	19.88928	1524.86	36.69725	89.06808
1.3	1.3	52.6	11.9	10.1	20.78701	1276.63	31.76101	85.67501
1.3	1.3	53.3	13.1	8.7	21.62545	1350.878	26.68712	67.03903

الجدول (3) بارامترات المبادل الحراري متعدد الأنبوب والغلاف المدروسة في الجريان المتوازي

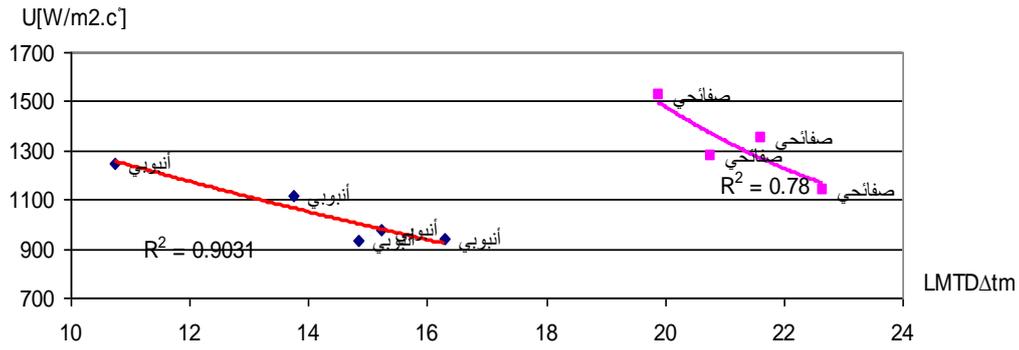
Fh(l/min)	Fc(l/min)	T1	ΔTh	ΔTc	LMTD	U[w/m2.c]	ηc%	η%
1.26	1.27	34	3.1	1.8	15.04064	987.736	10.2857	58.65187382
1.26	1.27	31.8	2	0.7	9.234755	1037.887	6.60377	35.35404617
1.21	1.26	33.8	2.7	0.7	14.57714	887.64	4.29448	26.18818235
1.24	1.26	31.8	2.2	1.7	9.247747	1140.072	15.1786	78.05438764
1.23	1.26	31.7	2	0.7	8.733881	1097.408	6.93069	35.35404617
1.18	1.26	32.6	2.6	2.5	14.14994	880.5705	14.9701	97.12650046
1.25	1.28	32.2	2.5	1	13.33594	898.3833	6.62252	40.40462419

الجدول (4) بارامترات المبادل الحراري الصفائحي المدروسة في الجريان المتوازي

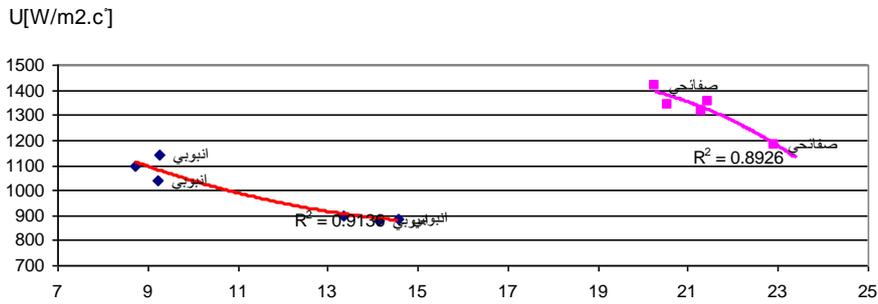
Fh(l/min)	Fc(l/min)	T1	ΔTh	ΔTc	LMTDΔtm	U	ηc%	η%
1.4	1.5	52.2	11.4	9.3	20.33193	1331.948	30.29316	89.40017
1.4	1.5	52.3	11.8	5.7	21.30465	1315.735	18.87417	52.93624
1.4	1.5	52.4	11.6	6.9	20.56055	1340.245	23.07692	65.18555
1.4	1.5	52.4	12.1	8.9	20.25789	1418.901	28.8961	80.60554
1.4	1.5	53	12.2	6.2	21.46039	1350.464	20.12987	55.69191
1.4	1.5	52.9	11.4	7	22.92968	1181.048	21.73913	67.29045

الدراسة الأولى: علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لفرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي في الجريانيين المتعكس والمتوازي.

قيم التدفق ودرجات الحرارة تؤخذ من خرج الجهاز وتم حساب القيم الأخرى وفقاً للمعادلات. ومن القيم التي حصلنا عليها في الجداول السابقة نحصل على المخططين التاليين بالشكلين (5) و(6).



الشكل (5) علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لفرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي عند تدفقات ثابتة في الجريان المتعكس

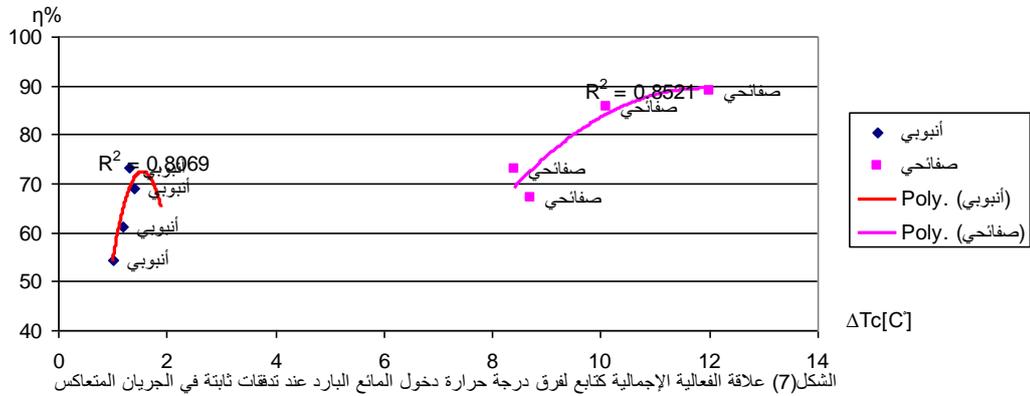


الشكل (6) علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لفرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي في الجريان المتوازي

في المخططين كليهما نلاحظ تقارباً في شكل المنحني لكلا المبادلين مع اختلاف واضح بمجال كل منهما حيث يكون مجال معامل انتقال الحرارة للصفائحي أكبر منه للأنبوبي. ونلاحظ في كلا المخططين أنه بازياد فرق درجة الحرارة الوسطي اللوغاريتمي ينخفض معامل انتقال الحرارة الإجمالي ليبقى ضمن مجال أكبر في المبادل الصفائحي.

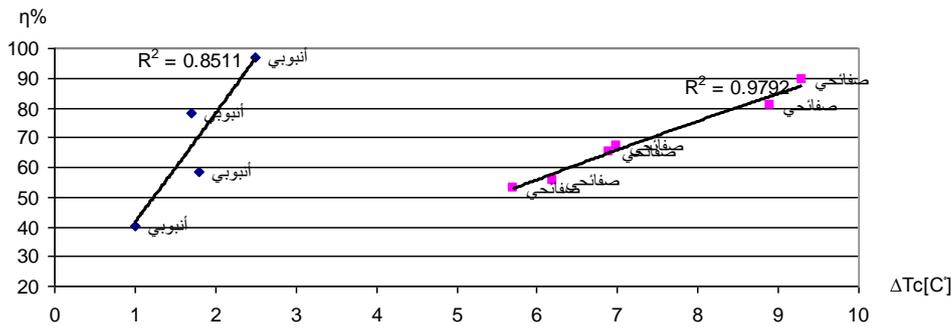
الدراسة الثانية: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لفرق درجة حرارة المائع البارد في الجريانيين المتعكس والمتوازي.

حيث يبين الشكل (7) علاقة الفعالية كتابع لفرق درجة حرارة دخول المائع البارد في الجريان المتعكس



ومن الشكل السابق يتضح أنه تزداد الفعالية الإجمالية بازياد فرق درجة حرارة المائع البارد للأنبوبي لكلا

المبادلين، وتكون بمجال أكبر في الصفائحي مقارنة بالأنبوبي، أما بالنسبة للجريان المتوازي فيبينه الشكل (8).

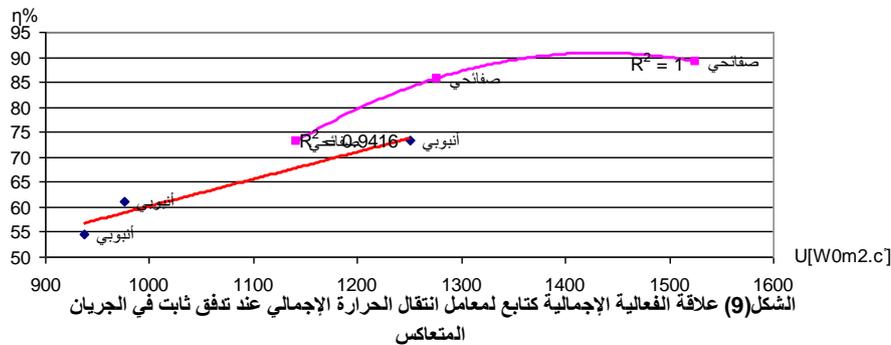


الشكل (8) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لفرق درجة حرارة المانع البارد في الجريان المتوازي

الأمر ذاته بالنسبة للجريان المتوازي ولكن بشكل أكثر وضوحاً وأكثر فعالية للمبادل الأنبوبي.

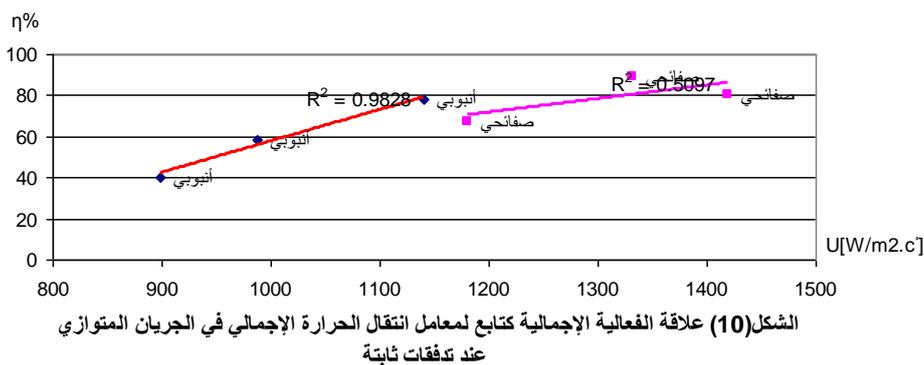
الدراسة الثالثة: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي.

يبين الشكل (9) علاقة الفعالية كتابع لمعامل انتقال الحرارة في الجريان المتعاكس



الشكل (9) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي عند تدفق ثابت في الجريان المتعاكس

ونلاحظ أنه بازياد معامل انتقال الحرارة الإجمالي تزداد الفعالية الإجمالية، وعند نفس قيمة معامل انتقال الحرارة نحصل على فعالية أكبر في المبادل الصفائحي منها في الأنبوبي، وهذا يمكن تفسيره بقلّة قيمة الضياعات في المبادل الصفائحي مقارنة بالأنبوبي، أما بالنسبة للجريان المتوازي فيبين الشكل (10) التالي:



الشكل (10) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي في الجريان المتوازي عند تدفقات ثابتة

حيث تزداد الفعالية الإجمالية بازياد معامل انتقال الحرارة الإجمالي لتكون أكثر وضوحاً في المبادل الأنبوبي، بينما يكون المنحني أقل تأثيراً مقارنة بالجريان المتعاكس في المبادل الصفائحي.

2- المقارنة بين المبادلين عند تدفقات مختلفة:

ويُقصد بذلك أخذ قراءات البارامترات لكلا المبادلين من مجال قيمة الفعالية الأعظمي الذي حصلنا عليه عند قيمة كل تدفق في الجريان المتعاكس وقد تمت المقارنة مع الأخذ بعين الاعتبار النقاط الآتية:

- يحتوي المبادل الحراري متعدد الأنابيب والغلاف سبعة أنابيب، والأمر ذاته للمبادل الحراري الصفائحي الذي يحتوي سبعة صفائح.
 - تمّ التقيّد بإجراءات الأمان، للوقاية من فقاعات الماء، قدر الإمكان
 - تمّ وصل وحدة الخدمة بالحاسوب للحصول على قراءات التدفق ودرجات الحرارة.
- إضافة إلى البارامترات المستخدمة عند تدفقات ثابتة، تدخل الأرقام اللابعديّة (رينولدز- نوسلت) في هذه المرحلة لأنها تتعلّق بشكل أساسي بالتدفق وتغييراته. تعطى معادلات أرقام رينولدز ونوسلت حسب الآتي:

رقم رينولدز للمائع الساخن للجريان ضمن الأنبوب:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_i}{\nu}$$

w (m/sec) سرعة الجريان

القطر الداخلي للأنبوبي (m) $d_i = 0.00515$

مجال رقم رينولدز للجريان ضمن الأنبوب $Re = 2400$

معادلة نوسلت الخاصة :

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n$$

n=0.4 حيث للمائع الساخن:

رقم رينولدز للجريان حول الأنبوب للمائع البارد:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_o}{\nu}$$

مجال رقم رينولدز للجريان حول الأنبوب $Re < 10^5$

معادلة نوسلت الخاصة بالمجال:

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^{0.33}$$

للتوزيع الشطرنجي، n=0.6، C=0.41

رقم رينولدز للجريان على الصفائح:

$$Re = (\omega \cdot A) / \nu$$

مجال رقم رينولدز على الصفائح $Re = 5 \cdot 10^5$

معادلة نوسلت الخاصة: $Nu = 0.33 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33}$

تؤخذ قيم برانتل قيم الكثافة والسعة الحرارية من الجدول في الملحق

تعطى القيم المدروسة في الجداول الآتية:

الجدول (5) بارامترات المبادل متعدد الأنابيب والغلاف المدروسة

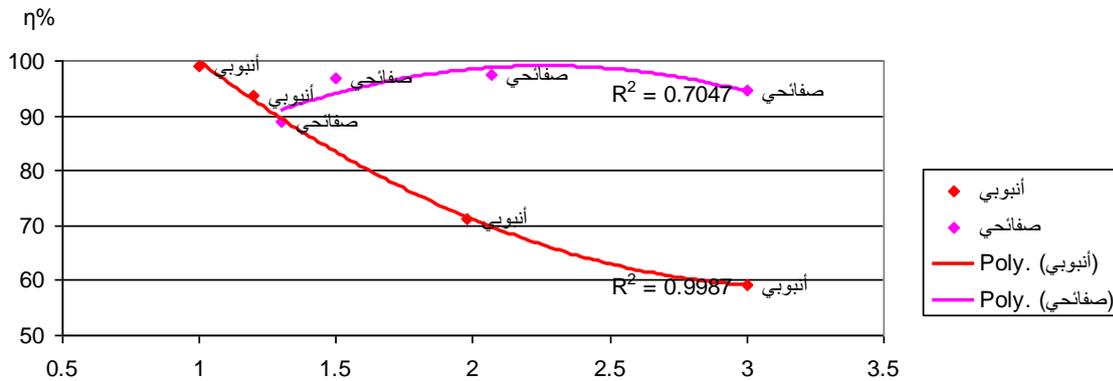
Fc(l/min)	Fh(l/min)	T1	T3	U	$\eta_c\%$	$\eta\%$	Re''c''	Re''h''	Nu''c''	Nu''h''
1.2	1.2	32.8	26.3	1355.166	21.53846	93.63933	4917.622	653.2745	145.1136	7.977524
3	1.14	53.1	16.1	821.1546	3.783784	59.10391	12294.05	834.6145	251.4618	8.527663
1.98	1.3	33.3	20.5	1289.556	10.15625	71.11296	8114.076	707.4963	195.974	8.502975
1	3	62.1	24	2076.96	39.37008	99.1728	5286.45	2665.032	137.6939	19.58738

الجدول (6) بارامترات المبادل الصفائحي المدروسة

Fc(l/min)	Fh(l/min)	T1	T3	U	$\eta_c\%$	$\eta\%$	Re''c''	Re''h''	Nu''c''	Nu''h''
1.3	1.3	53.6	20.9	1524.86	36.69725	89.06808	23.49742	36.26291	7.678743	9.100834
2.07	1.04	38.2	18.9	1007.037	19.17098	97.48485	37.5306	29.0439	11.16818	7.620002
1.5	1.05	37.8	20	1572.863	33.70787	96.74233	27.19608	29.37967	8.631358	7.690394
3	1.05	52.9	16.8	1451.409	16.89751	94.50982	54.39217	29.37967	15.02807	7.690394

الدراسة الأولى: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لتدفق المائع البارد.

يبين الشكل (11) العلاقة بين الفعالية وتدفق المائع البارد في الجريان المتعكس

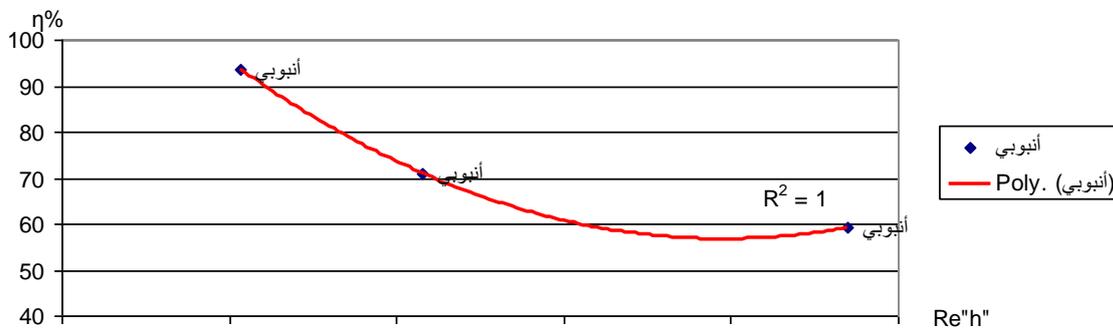


الشكل (11) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لتدفق المائع البارد في الجريان المتعكس

حيث نلاحظ بأنه يبقى مجال الصفائحى أعلى منه للأنبوبى من حيث الفعالية الإجمالية، ولكن يكون المجال أوسع لتدفقات مختلفة في المبادل الأنبوبى حيث نلاحظ انخفاض الفعالية الإجمالية بازدياد تدفق المائع البارد، وعند القيم للتدفق نفسها تكون قيمة الفعالية الإجمالية أكبر بشكل ملحوظ في المبادل الصفائحى منها في الأنبوبى.

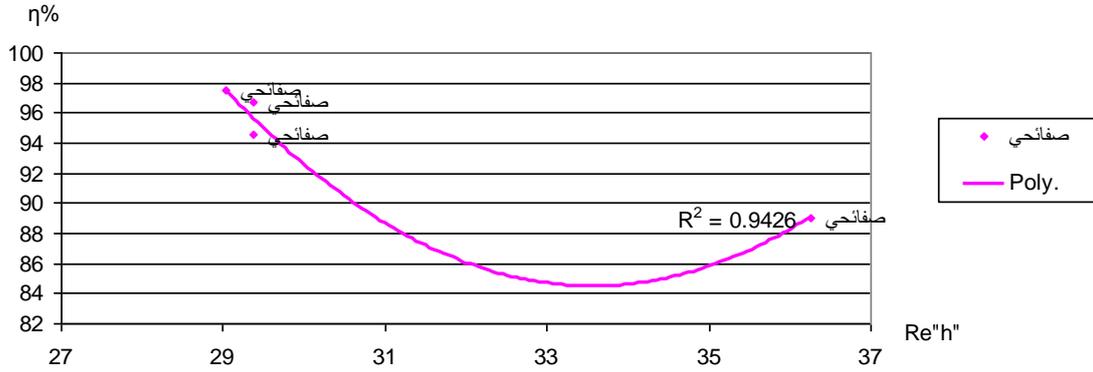
الدراسة الثانية: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لرقم رينولدز للمائع الساخن.

يبين الشكل (12) العلاقة في الجريان المتعكس



الشكل (12) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لرقم رينولدز للمائع الساخن في المبادل الأنبوبى في الجريان المتعكس

أما بالنسبة للجريان المتوازي فنحصل على الشكل (13)

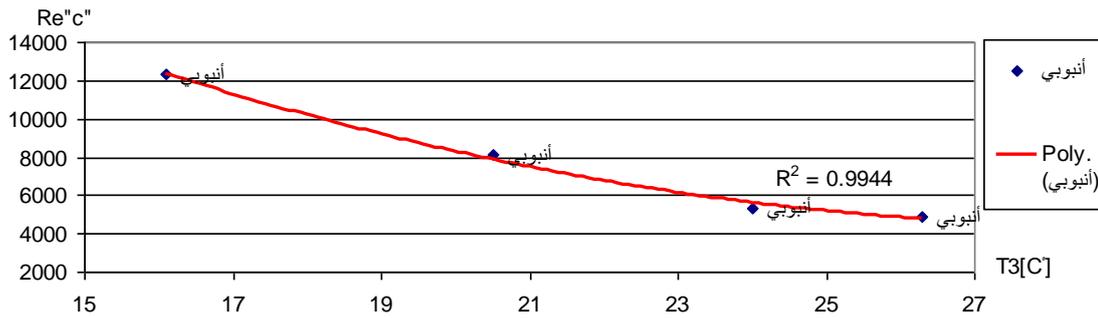


الشكل (13) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لرقم رينولدز للمائع الساخن في المبادل الصفائحي

نلاحظ من كلا المخططين أنه بازياد رقم رينولدز تتخفض الفعالية الإجمالية، وأيضا نلاحظ أن مجال الفعالية أكبر ضمن المبادل الصفائحي.

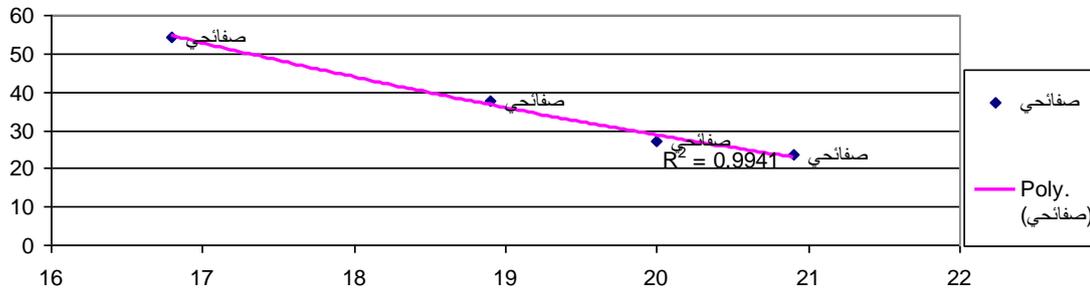
الدراسة الثالثة: علاقة رقم رينولدز للمائع البارد كتابع لدرجة حرارة دخول المائع البارد.

يبين الشكل (14) العلاقة للمبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس



الشكل (14) علاقة رقم رينولدز للمائع البارد كتابع لدرجة حرارة دخول المائع البارد في المبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس

أما الشكل (15) فيعطي العلاقة للمبادل الصفائحي في الجريان المتعكس.

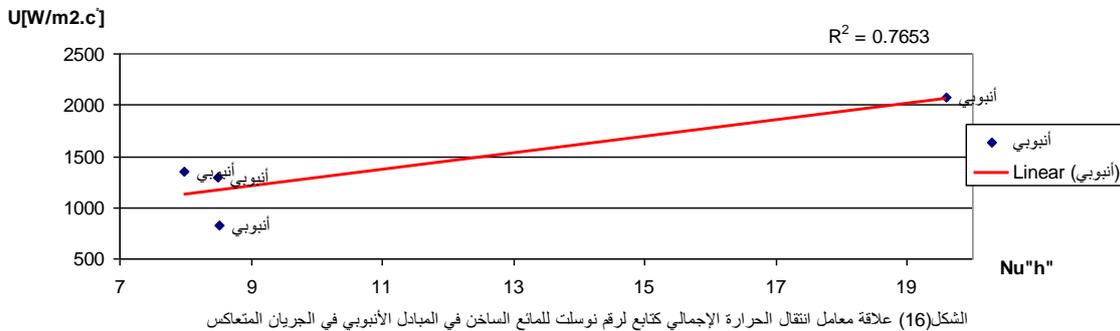


الشكل (15) علاقة رقم رينولدز للمائع البارد كتابع لدرجة حرارة دخول المائع البارد في المبادل الصفائحي في الجريان المتعكس

من المخططين نلاحظ انه بازياد درجة حرارة دخول المائع البارد ينخفض رقم رينولدز للمائع البارد للمبادلين كليهما.

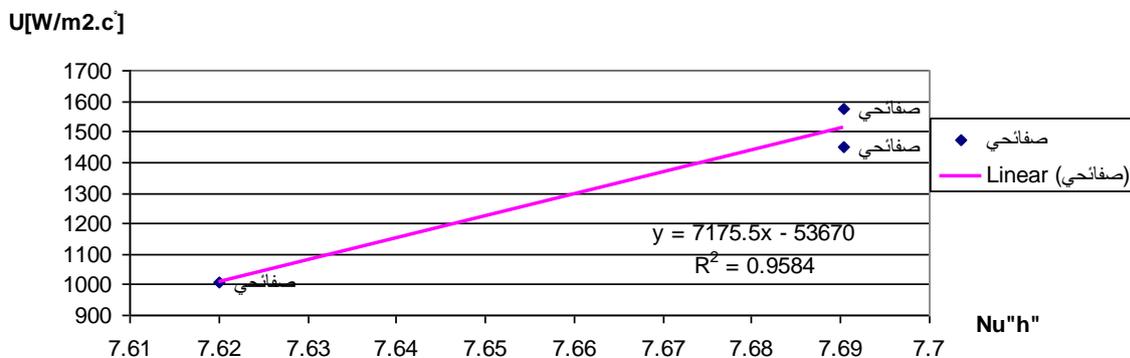
الدراسة الرابعة: علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لرقم نوسلت للمائع الساخن.

يبين الشكل (16) العلاقة للمبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس



الشكل(16) علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لرقم نوسلت للمائع الساخن في المبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس

يبين الشكل(17) العلاقة للمبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس

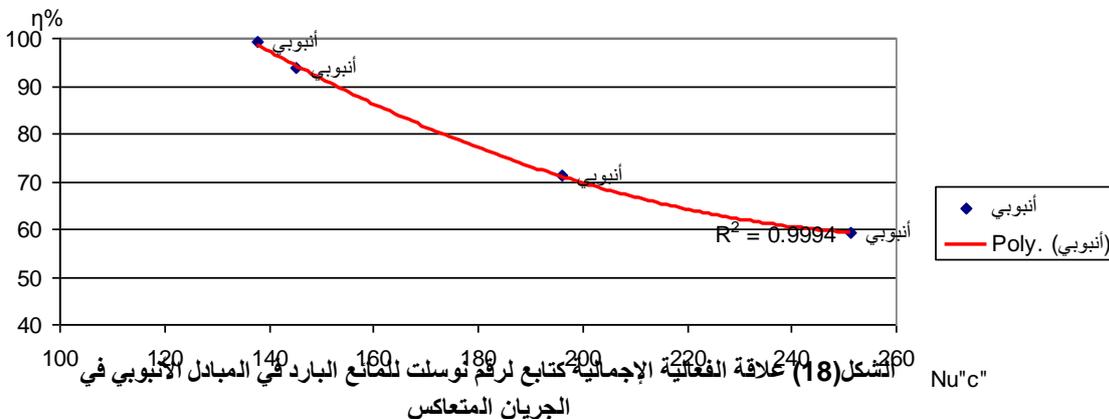


الشكل(17) علاقة معامل انتقال الحرارة الإجمالي كتابع لرقم نوسلت للمائع الساخن في المبادل الصفائحي في الجريان المتعكس

في كلا المخططين نلاحظ أنه ازدياد رقم نوسلت للمائع الساخن يزداد معامل انتقال الحرارة الإجمالي وشكل المنحني متماثل لكلا المبادلين.

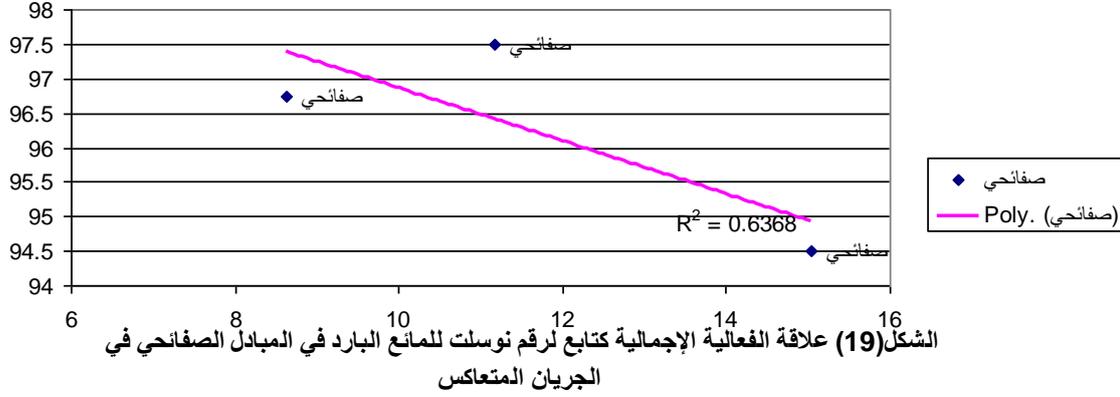
الدراسة الخامسة: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لرقم نوسلت للمائع البارد

يبين الشكل (18) العلاقة للمبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس



الشكل(18) علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لرقم نوسلت للمائع البارد في المبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس

يبين الشكل (19) العلاقة للمبادل الأنبوبي في الجريان المتعكس



في كلا المخططين نلاحظ أنه بازياد رقم نوسلت للمائع البارد تتخفص الفعالية الإجمالية لكلا المبادلين.

المرحلة الثانية:

قمنا في هذه المرحلة بإجراء اختبارات للمبادل الحراري الصفائحي وللمبادل الحراري الأنبوبي في شركة الحافظ بمحافظه حلب، وذلك بأخذ قراءات لبارامترات الماء للمبادل ضمن مبرد الماء الصناعي (الشيلير) والمستخدم كمبخر عند تدفقات عديدة بحيث اخترنا أعلى قيمة فعالية حصلنا عليها عند قيمة كل تدفق وقمنا بإجراء المقارنة بين المبادلين. وسيط التبريد المستخدم هو الفريون 22.

تعطى مواصفات الشيليرين بالجدولين الآتيين:

مواصفات الشيلير المستخدم في اختبار المبادل الأنبوبي

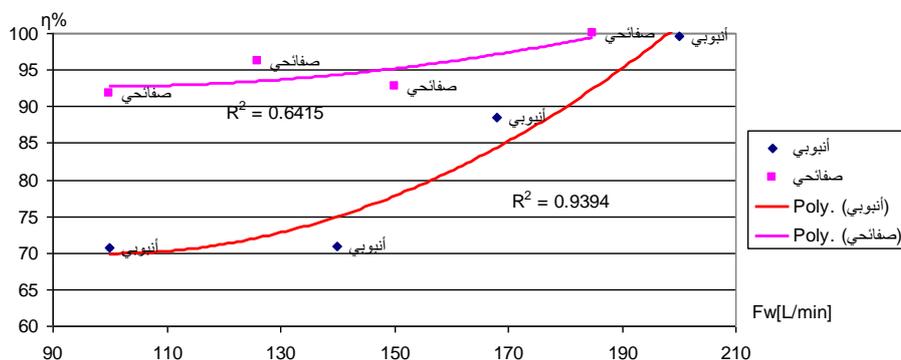
المبادل	الضاغط	طراز الشيلير
TE70/2 المبادل أنبوبي صنع شركة ONDA الايطالية	MT125 العدد 2 الضاغط ترددي صنع شركة دانفوس في فرنسا	HAC 20 الاستطاعة التبريدية 56kW

مواصفات الشيلير المستخدم في اختبار المبادل الصفائحي

المبادل	الضاغط	طراز الشيلير
SL70-80 المبادل صفائحي صنع شركة ONDA الايطالية	SM 185 العدد 1 الضاغط سكرول صنع شركة دانفوس في فرنسا	HAC 15 الاستطاعة التبريدية 56Kw

الدراسة الاولى: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع للتدفق.

يبين الشكل (20) العلاقة بين الفعالية والتدفق لكلا المبادلين.

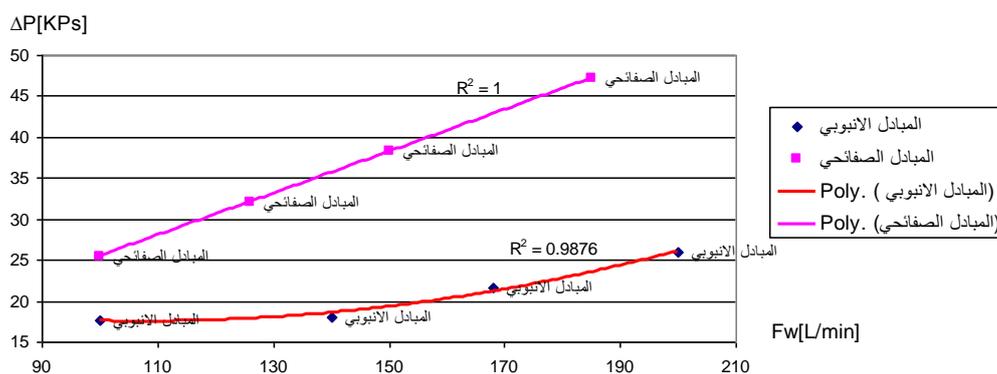


الشكل(20)علاقة الفعالية الإجمالية كتابع للتدفق

نلاحظ، وبشكل واضح، الحصول على قيم عالية للفعالية في المبادل الصفائحي مقارنة بالأنبوبي عند نفس قيم التدفق وهذا يعطي جودة أكثر للعمل، وذلك للمبادل الصفائحي.

الدراسة الثانية: علاقة هبوط الضغط كتابع للتدفق.

يبين الشكل (21) العلاقة بين هبوط الضغط والتدفق

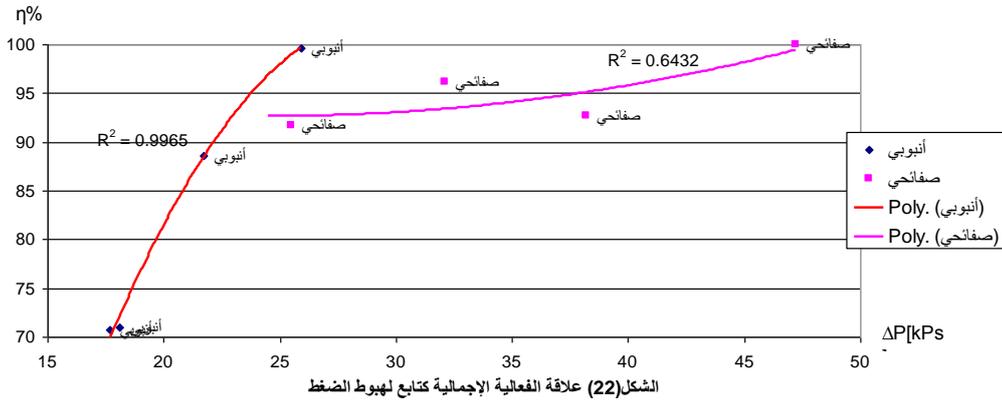


الشكل(21) علاقة هبوط الضغط كتابع للتدفق

نلاحظ أن مجال هبوط الضغط أكبر في الصفائحي منه للأنبوبي وهذا أمر منطقي، وعند نفس قيم التدفق نلاحظ أن هبوط الضغط يكون أكبر بمقدار الضعف للصفائحي منه للأنبوبي، كما ونلاحظ بأنه كلما ازداد التدفق في المبادل الأنبوبي تكون الزيادة بمقدار هبوط الضغط قليلة إلى حد ما، بينما تكون ملحوظة أكثر في المبادل الصفائحي.

الدراسة الثالثة: علاقة الفعالية الإجمالية كتابع لهبوط الضغط.

يبين الشكل (22) العلاقة بين الفعالية وهبوط الضغط



حيث نلاحظ اختلاف المجالات لكل مبادل، ونلاحظ في المبادل الأنبوبي أن المجال أوسع من حيث الفعالية إلى حد ما، ويعطي هبوط الضغط تأثيرات متغيرة للفعالية، بينما في الصفائحي فإن حدود هبوط الضغط تكون أكبر إلى الضعف تقريبا وتعطي فعالية متقاربة وأعلى منها للأنبوبي لتبقى بمجالات أعلى من 90% دوما بفضل القابلية لبقاء هبوط الضغط في مجالات واسعة ويكون مجالها أوضح.

النتائج والمناقشة:

يمكننا تصنيف النتائج كمميزات ومساوئ لكل مبادل مقارنة بالمبادل الآخر، وتكون على الشكل الآتي:

للمبادل الأنبوبي:

- المميزات:

1. يعمل بشكل أفضل في الجريان المتوازي.
2. نحصل على قيم للمردود عالية وذلك عند هبوط ضغط أقل منه بكثير في المبادل الصفائحي.
3. هبوط الضغط المنخفض يقلل من إمكانية التلف ومن مشاكل التسرب.
4. إمكانية التنظيف بسهولة وبشكل متوفر في الأسواق أكثر من الصفائحي.
5. سهولة الصيانة، حيث إن تعطل أحد الأنابيب لا يتطلب إيقاف عمل المبادل بالكامل كما هو الأمر في الصفائحي.

- المساوئ:

1. نحصل على قيم لمعامل انتقال الحرارة الإجمالي أقل منها في المبادل الصفائحي.
2. تتراوح قيم المردود لتكون أقل منها في المبادل الصفائحي عند قيم التدفقات نفسها وذلك بسبب الضياعات الحرارية في المبادل الأنبوبي والذي يتعرض قسم كبير منه للوسط الخارجي؛ مقارنة بالمبادل الصفائحي.
3. يشغل حجماً أكبر بكثير (3 أضعاف وما فوق) لنفس الاستطاعة الحرارية مقارنة بالمبادل الصفائحي.
4. وزنه أكبر بكثير لنفس الاستطاعة الحرارية مقارنة بالمبادل الصفائحي.
5. مشكلة الحجم والوزن الكبيرين ينتج عنها مشاكل أكثر أهمية وصعبة المعالجة كمشاكل الاهتزاز والضجيج.
6. ذو كلفة مرتفعة مقارنة بالصفائحي عند نفس الاستطاعة الحرارية..
7. تكون قيم رينولدز مرتفعة بشكل كبير مقارنة بالصفائحي.

أما للمبادل الصفائحي:

-المميزات:

- 1- تميّز المبادل الصفائحي بمعامل انتقال حرارة أعلى منه في المبادل الأنبوبي.
- 2- المردود يكون دائما ضمن مجال أعلى من المبادل الأنبوبي؛ ويعود السبب في ذلك إلى قلة الضياعات مع الوسط الخارجي.
- 3- يشغل المبادل الصفائحي حجماً أصغر بشكل ملحوظ من المبادل الأنبوبي لنفس الاستطاعة الحرارية.
- 4- ذو وزن منخفض مقارنة بالمبادل الأنبوبي عند نفس الاستطاعة الحرارية.
- 5- الحجم والوزن الصغيران، ينتج عنهما مشاكل أقل بالنسبة للاهتزاز والضجيج مقارنة بالأنبوبي.
- 6- يميّز أيضا بانخفاض القيم اللابعدية (رينولدز ونوسلت) رغم هبوط الضغط والمردود المرتفعين؛ وذلك بسبب تصميم الصفائح المتميز والذي يعطي ممرات صغيرة.
- 7- كلفة منخفضة مقارنة بالمبادل الأنبوبي عند نفس الاستطاعة الحرارية.

-المساوئ:

1. يملك المبادل الصفائحي هبوط ضغط مرتفع يصل إلى أكثر من الضعف عند قيمة التدفق نفسها في المبادل الأنبوبي، وهذا يجعله معرضاً لمشاكل التسرب والتي تعد من أكثر مساوئ هذا النوع.
2. أيضا الضغط المرتفع يؤثر بشكل كبير على تلف الصفائح ما يجعل العمر الزمني لهذه المبادلات أقل منها في المبادل الأنبوبي لنفس الاستطاعة الحرارية.
3. صعوبة الصيانة والتنظيف، حيث إن أي خلل في أية صفيحة سيؤدي إلى إيقاف عمل المبادل بالكامل.

الاستنتاجات والتوصيات:

- 1- تمّ اختبار الشيليرين في شركة الحافظ لأنهما حديثي الانتاج، ومن الممكن إجراء المقارنة على أداء شيليرين يستخدمان مبادلين مختلفين وذلك بعد فترة زمنية (سنة أو أكثر) لمعرفة مدى فاعلية كل منهما عبر الزمن.
- 2- إجراء أبحاث أخرى على المبادلات الحرارية تختص بمشاكل التسرب والضجيج.
- 3- التعاون مع الشركات الخاصة أكثر بسبب الإمكانيات والخبرات المتوفرة فيها التي يمكن الاستفادة منها في مجالات الأبحاث فتعني البحث العلمي.
- 4- إبراز أهمية هذا الدور مع الشركات الخاصة لتبني أبحاث مماثلة لما لها من توفير اقتصادي على طالب البحث العلمي بشكل خاص وعلى الجامعة بشكل عام.

المراجع:

1. Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design. Second Edition. Sadik Kakaş, Hongtan Liu-Department of Mechanical Engineering. University of MIAMI, Coral Gables FLORIDA.
2. Fundamentals of Heat Exchanger Design. Ramesh k. Shah and Dusan P. Sekulic. Copyright 2003 John Wiley & Sons. Inc.
3. Heat Exchanger Design Handbook, A series of Textbook and Reference Books, founding Editor L. L. Faulkner. Columb Division, Battelle Memorial Institute and Department of Mechanical Engineering. The Ohio State University, Columbus, Ohio.
4. Plate Heat Exchangers, Design, Applications, and Performance. L. Wang, B. Suden and r. m. Manglik. British Library Cataloging-in-publication Data. WIT press 2007 <http://www.witpress.com>.
5. Magnusson, B. and Samuelson, B, The story of the Alfa Laval Plate Heat Exchanger and the Spiral Heat Exchanger, NorstedtsTryckeri, Stockholm, 1985.
6. Clark, D. F, Plate Heat Exchangers. The Chemical Engineers, no.285, pp.275-285, May 1974.
7. Magnusson, B. The Origins and Evolution of The Alfa Laval Plate Heat Exchanger, NorsteadTryckeri, STOCKHOLM, SWEDEN 1985.

الملحق:

الخواص الفيزيائية والحرارية للماء

T [C]	ρ kg/m ³	Cp Kj/kg.k	$10^2 \lambda$. [w/m.k]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
0	999.9	4.212	55.1	1.789	13.67
20	998.2	4.183	60	1.006	7.02
40	992.2	4.174	63	0.659	4.31
60	983.2	4.178	66	0.478	2.98
80	971.8	4.195	67.6	0.366	2.21
100	968.4	4.22	68.3	0.291	1.75