

دراسة عملية لبيان تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على فعالية مبادل حراري مزعنف متقاطع الجريان

سعد سامي فرحان

مدرس مساعد

قسم الهندسة الميكانيكية- جامعة تكريت

الخلاصة

تم خلال البحث الحالي إجراء دراسة عملية لبيان تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على فعالية مبادل حراري مزعنف متقاطع الجريان، حيث تم تغيير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي (2 , 4 , 6 sec.) مع تغيير معدل التدفق الكتلي للماء ولكل زمن وكانت تتراوح قيمه بين (0.027-0.0816 kg/s) مع ثبوت معدل التدفق الكتلي للهواء عند (0.032 kg/s). بينت النتائج المستحصلة من التجارب العملية ان نقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6 sec.) إلى (2 sec.) يؤدي إلى زيادة معامل انتقال الحرارة الداخلي (hi) وان أعلى زيادة كانت بنسبة (18.37%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s) وزيادة معامل انتقال الحرارة الإجمالي (U) وكانت أعلى نسبة مئوية للزيادة (7.36%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).

كما أظهرت النتائج العملية المستحصلة زيادة كلا من عدد الوحدات المنتقلة (NTU) وفعالية المبادل الحراري المزعنف (ϵ) عند نقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6 sec.) إلى (2 sec.) وكانت أعلى نسبة مئوية للزيادة الحاصلة هي (8.4%) و (1.74%) على التوالي وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).

الكلمات الدالة: مبادل حراري مزعنف، الصمام اللولبي، الزمن

An Experimental Study to Show the Effect of Time of Opening and Closing the Solenoid Valve on Effectiveness of Finned Cross Flow Heat Exchanger

Abstract

In this research an experimental study was carried out to show the effect of time of opening and closing the solenoid valve on the effectiveness of finned cross flow heat exchanger, which has changed the time of opening and closing the solenoid valve (2, 4, 6 sec.) with change the mass flow rate of water each time and the range values between (0.027-0.0816 kg/s) with constant of mass flow rate of air at (0.032 kg/s).

The results obtained from experiment works that the decreasing in the time of opening and closing the solenoid valve from (6 sec.) to (2 sec.) leads to increase internal heat transfer coefficient (hi) the highest increase was by (18.37%) at mass flow rate of water (0.027 kg/s) and increase the overall heat transfer coefficient (U) and the highest percentage of increase (7.36%) at mass flow rate of water (0.027 kg/s). The experimental results obtained show that the increasing both the number of units transmitted (NTU) and effectiveness of the finned heat exchanger when decrease the time of opening and closing the solenoid valve from (6 sec.) to (2 sec.) and the highest percentage of the increase occurring is (8.4%) and (1.74%) respectively at mass flow rate of water (0.027 kg/s).

Key words: finned heat exchanger, solenoid valve, time

الرموز المستخدمة		x	سمك	m
A	المساحة سطحية			m ²
Cp	السعة الحرارية النوعية	الرموز اليونانية		kJ/kg. °C
D	القطر	ρ	الكثافة	kg/m ³
Gmax	شدة التدفق الكتلي عند أصغر مساحة للمقطع العرضي في جانب الهواء	μ	اللزوجة الديناميكية	kg/m.s
h	معامل انتقال الحرارة	ϕ	كفاءة الزعنف	—
k	الموصلية الحرارية	ϵ	فعالية المبادل الحراري	—
m ^o	معدل التدفق أكتلي	الرموز السفلى		
NTU	عدد الوحدات المنقولة	a	الهواء	—
Nu	عدد نسلت	f	الزعنف	—
Pr	عدد براندتل	i	الداخل	—
Re	عدد رينولدز	m	المتوسط	—
U	معامل انتقال الحرارة أجمالي	o	الخارج	—
v	سرعة الهواء	p	الأنبوب	—

المقدمة

الحرارة الإجمالي (U) لمبادل حراري مزدوج الأنبوب (بخار - ماء) وضمن مدى لرقم رينولدز (4300-16200) وقد استخدم الباحثان نابض هوائي لإحداث نبضات ضمن ترددات (0.8-1.7 c.p.s.) وتوصل الباحثان إلى ان معامل انتقال الحرارة الإجمالي يزداد بمقدار (1.5) مرة عن قيمته في الجريان المستقر.

قام الباحث (علي إسماعيل)^[3] في عام (2002) بإجراء دراسة نظرية وعملية لبيان تأثير الجريان النبضي على أداء مبادل حراري مزدوج الأنبوب إذ قام الباحث بإعداد نموذج رياضي باستخدام معادلات الزخم والطاقة وقد تم اعتماد الطرق العددية لحل معادلات النموذج الرياضي وذلك

المبادلات الحرارية هي أجهزة تسهل انتقال الحرارة بين مائعين درجتي حرارتهما مختلفة مع الحفاظ عليهما من الاختلاط مع بعضهما البعض، وتستعمل المبادلات الحرارية في العديد من التطبيقات كمنظومات التدفئة وتكييف الهواء في المنازل وفي العمليات الكيميائية وإنتاج الطاقة في المصانع الكبيرة^[1]

قام الباحثان (M.Baird and J.Taylor)^[2] في عام (1966) بإجراء دراسة حول تأثير جريان الماء بصورة نبضية على معامل انتقال

الجهاز المستخدم في إجراء التجارب العملية

تم إجراء التجارب العملية على مبادل حراري مزعنف والموضح في الشكل (1-A) والشكل (1-B) والذي يتألف من مجموعة من الأنابيب المرتبة بشكل متمایل (Staggered) وموزعة على صفيين وفي كل صف عشرة أنابيب ويتم تجهيز الماء الداخل إلى المبادل الحراري بواسطة مضخة ذات طرد مركزي (Centrifugal Pump) من خزان ماء معدني، اما الهواء فيمر على الأنابيب من الخارج ويجهز بواسطة مروحة هواء متغيرة السرعة.

اما الجريان النبضي للماء فيتم الحصول عليه بواسطة استخدام صمام لولبي (Solenoid valve) والذي يفتح ويغلق مجرى الماء الداخل إلى الأنابيب بفترات زمنية معينة ويتم التحكم بهذه الفترات عن طريق استخدام مؤقت الكتروني (Timer) والشكل (2) يوضح الصمام اللولبي المستخدم في البحث.

أجهزة القياس (Measuring Instrument)

تم استخدام مجموعة من أجهزة القياس لغرض إجراء التجارب العملية حيث تم قياس معدل تدفق الماء بواسطة استخدام (Rotometer)، اما درجة الحرارة فقد تم قياسها بواسطة استخدام مزدوجات حرارية (Thermocouples) من نوع (T).

خطوات إجراء التجارب العملية

تم إجراء التجارب العملية على المبادل الحراري المزعنف (Plate Fin Heat Exchanger) وعلى النحو التالي:
1. تجهيز الماء إلى المبادل الحراري المزعنف وذلك باستخدام مضخة طرد مركزي.

باستخدام طريقة الفروق المحددة الضمنية، وتم بناء برنامج حاسوبي بلغة (Q-basic) لتنفيذ الحل العددي. كما قام الباحث بإجراء دراسة عملية وذلك بتصنيع صمام فراشة دوار (Rotating Butterfly Valve) كوسيلة لتوليد الجريان النبضي وبينت النتائج العددية والعملية تحسن في معدل انتقال الطاقة الحرارية في حالة الجريان النبضي عند مقارنتها مع الجريان المستقر ولأرقام رينولدز مختلفة، وتم مقارنة النتائج العددية مع النتائج العملية وكان التقارب معقول، كما تم الحصول على علاقة نظرية من الممكن ان تستخدم لتخمين متوسط رقم نسلت الدوري كدالة لرقم رينولدز ورقم ميرسلي وأيضا تم الحصول على علاقة عملية لفعالية المبادل الحراري كدالة لرقم رينولدز ورقم ميرسلي وعدد الوحدات المنقلة للمبادل الحراري.

وفي عام (2007) قام الباحثان (H. A. Navarro and L.C. Cabezas)^[4] بوضع نموذج رياضي لمبادل حراري متقاطع الجريان لحساب الفعالية (ϵ) وعدد الوحدات المنقلة (NTU) حيث تم فرض ثبوت درجة حرارة المائع وتم مقارنة هذا النموذج الرياضي مع علاقات نظرية لمبادل حراري ذو ممر واحد ومتقاطع الجريان وكانت نسبة الخطأ صغيرة جدا.

قام الباحثون (Yanhua Lu, et al.)^[5] في عام (2010) بإجراء دراسة نظرية وعملية على مبادل حراري متقاطع الجريان (هواء-هواء) وبينت النتائج ان فعالية المبادل الحراري تتغير من (0.65) إلى (0.85) مع جريان الهواء وهبوط الضغط اقل من (20 pa) وان اهتزاز الغشاء البلاستيكي نتيجة جريان الهواء يحسن انتقال الحرارة وهذه الزيادة تتناسب مع شدة اهتزاز الغشاء التي تزداد مع معدل جريان الهواء بينما تتناقص مع سمك الغشاء.

$$Nu = \frac{h_o D_o}{k_a} = 0.134 * Re_a^{0.681} * Pr_a^{0.333} * (z/y)^{0.2} * (z/t)^{0.1134} \quad (2)$$

حيث أن:

$$Re_a = \frac{G_{max} \cdot D_o}{\mu_a}$$

$$y = \frac{Dt - D_o}{2}$$

حيث ان (y) و (z) و (t) تمثل أبعاد الزعنفة وكما هو موضح في الشكل (3).

أن نوعية الزعانف في المبادل الحراري المستخدم في البحث هي زعانف صفائحية (Plate Fins) لذا يتطلب عند حساب كفاءتها تحويلها إلى زعانف دائرية (Circular Fins) بأقطار ومساحات متساوية.

وبناء على الافتراض أعلاه يمكن حساب القطر الخارجي لكل زعنفة ولحزمة أنابيب كالاتي [8] (Carrier W.H. and Anderson, 1944)

$$D_t = 2 \left(\frac{d_1 * d_2}{\pi} \right)^{0.5} \quad (3)$$

ولحساب معامل انتقال الحرارة الإجمالي (Overall Heat Transfer Coefficient) يتم استخدام المعادلة التالية [9] (Threlkeld J.L., 1998)

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_{p,i} h_i} + \frac{A_o x_p}{A_{p,m} k_p} + \frac{1-\phi}{h_o (A_{p,o} / A_f + \phi)} + \frac{1}{h_o}} \quad (4)$$

وقيمة (ϕ) فقد تم استخراجها من المصدر [9] (Threlkeld J.L., 1998)

أما فعالية المبادل الحراري متقاطع الجريان (Cross Flow Heat Exchanger) فيتم حسابها

2. تشغيل مروحة الهواء لتجهيز المبادل الحراري بالهواء.

3. تجهيز مسخن السائل (الماء) بالطاقة الكهربائية لرفع درجة حرارته إلى (60 °C).

4. تشغيل الصمام اللولبي (Solenoid valve) للحصول على الجريان النبضي بالنسبة للماء والذي يفتح ويغلق خلال فترة زمنية معينة والتي يتم التحكم بها عن طريق ربط الصمام اللولبي بمؤقت الكتروني (Timer) وفي البداية يتم فتح وغلق الصمام اللولبي خلال (6 sec.).

5. قياس درجات الحرارة لكل من الماء والهواء للنقاط الموضحة في الشكل (1-B) ولمعدلات جريان مختلفة بالنسبة للماء وبثبوت معدل جريان الهواء.

6. تعاد الخطوات السابقة ولفترة زمنية جديدة لزمن فتح وغلق الصمام اللولبي.

طريقة إجراء الحسابات العملية

لحساب معامل انتقال الحرارة بالنسبة للجريان داخل الأنابيب وذلك من خلال استخدام

$$Nu_d = \frac{(h_i * D_i)}{k_w} = 0.023 * Re_d^{0.8} * Pr^n$$

العلاقة التجريبية التالية (Holman J.P., 2008) [6]:

$$(1) \dots \dots \dots$$

وذلك عند الظروف التالية:-

$$0.6 < Pr < 100$$

$$2500 < Re < 1.25 \times 10^5$$

حيث أن:

$$n = 0.4 \quad \dots \quad (\text{للتسخين})$$

$$n = 0.3 \quad \dots \quad (\text{للتبريد})$$

كما يمكن حساب معامل انتقال الحرارة الخارجي بواسطة استخدام علاقة الباحثان (Briggs (D.E. and Young E.H., 1962 [7] وهي كالاتي :

ويبين الشكل (6) زيادة عدد الوحدات المنقلة عند نقصان زمن فتح وغلق الصمام من (6 sec.) الى (2 sec.) وذلك لزيادة معامل انتقال الحرارة الاجمالي نتيجة زيادة الاضطراب في الجريان للماء الداخل الى المبادل الحراري المزعنف وكانت اعلى نسبة مئوية للزيادة هي (8.4%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).

كما يبين الشكل (7) زيادة فعالية المبادل الحراري عند نقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6 sec.) الى (2 sec.) وكانت اعلى نسبة مئوية للزيادة هي (1.74%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s) ويعود السبب الى زيادة الاضطراب في جريان الماء الداخل الى المبادل الحراري.

الاستنتاجات

1. زيادة قيم كلا من معامل انتقال الحرارة الداخلي (hi) ومعامل انتقال الحرارة الإجمالي (U) بنقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6 sec.) إلى (2 sec.) وان أعلى نسبة مئوية للزيادة الحاصلة هي (18.37%) و (7.3%) على التوالي وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).
2. ان نقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6sec.) إلى (2sec.) يؤدي إلى زيادة قيم كلا من عدد الوحدات المنقلة (NTU) وفعالية المبادل الحراري المزعنف (ε) وان أعلى نسبة مئوية للزيادة هي (8.4%) و (1.74%) على التوالي وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027kg/s).

باستخدام العلاقة التالية (Holman J.P.,2008)⁽⁶⁾ وهذه العلاقة تطبق لمبادل حراري متقاطع الجريان وكلا المائعين غير ممزجين (Unmixed)

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{(\exp(-N * C * n) - 1)}{(C * n)} \right] \quad \dots\dots\dots(5)$$

حيث أن:

$$N = NTU = \left[\frac{(U * A)}{m^o * cp_{min}} \right]$$

$$n = N^{-0.22}$$

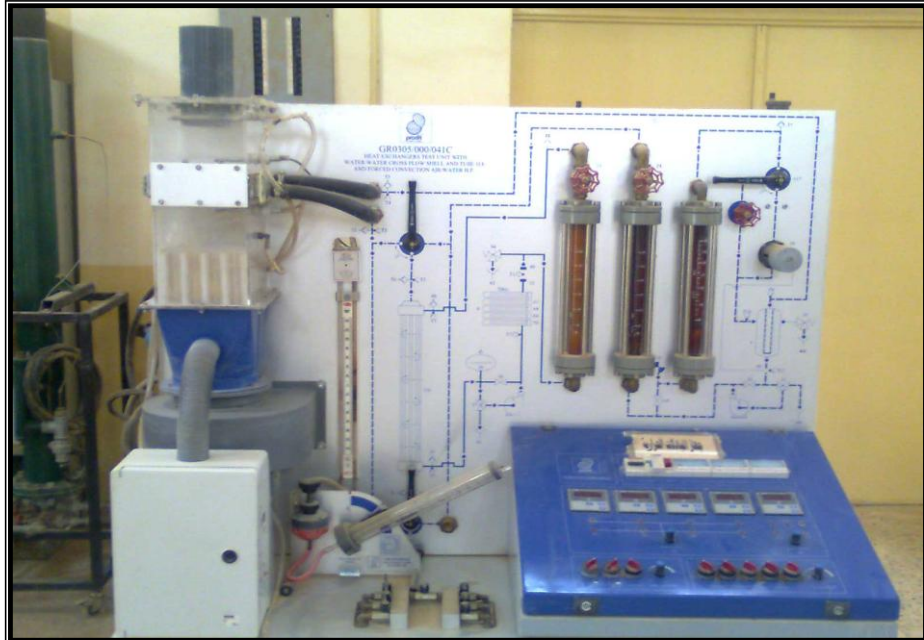
$$C = \left[\frac{(m^o * cp)_{min}}{m^o * cp_{max}} \right]$$

النتائج والمناقشة

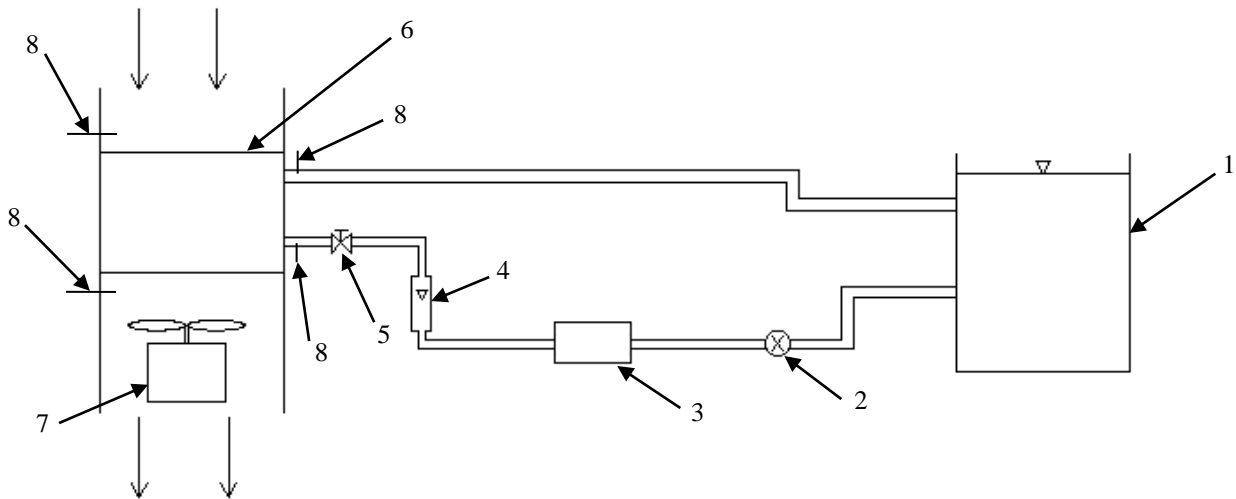
تم في هذا البحث إجراء دراسة عملية لبيان تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على فعالية مبادل حراري مزعنف متقاطع الجريان حيث اظهر الشكل (4) زيادة معامل انتقال الحرارة الداخلي مع زيادة معدل التدفق الكتلي للماء كما نلاحظ زيادة معامل انتقال الحرارة الداخلي بنقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي من (6 sec.) الى (2 sec.) وذلك لزيادة الاضطراب وكانت اعلى نسبة مئوية للزيادة هي (18.37%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).

كما يوضح الشكل (5) زيادة معامل انتقال الحرارة الإجمالي مع زيادة معدل التدفق الكتلي للماء وزيادة معامل انتقال الحرارة الإجمالي مع نقصان زمن فتح وغلق الصمام اللولبي وذلك لزيادة مستوى الاضطراب في جريان الماء وكانت أعلى نسبة مئوية للزيادة هي (7.36%) وعند معدل تدفق كتلي للماء (0.027 kg/s).

- Ventilatory Air Flow-Induced Film Vibration (HRV Performance Enhanced By FIV)", International Journal of Thermal Sciences, 2010.
- Holman J.P , "Heat Transfer", Ninth Edition, McGraw-Hill , (2008). .6
- Briggs D.E. and Young E.H., .7
"Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Fifth AICHE/ASME National Heat Transfer Conference , Houston, Texas, (1962).
- Carrier W.H. and Anderson S.W., .8
"The Resistance To Heat Flow Through Finned Tubing" , ASHVE Transactions, Vol. 50 , (1944).
- Threlkeeld J. L., "Thermal .9
Environmental Engineering", Third Edition, Prentic-Hall Inc., (1998).
- المصادر
- Yunus A. Cengel,"Heat Transfer", .1
Second Edition.
- Baird M.H. and Taylor J.,"Heat .2
Transfer Impulsed Turbulent Flow",
Chemical Engineering Science,
Vol.21, pp. (197-199), 1966.
3. علي إسماعيل، " تأثير نبضية الجريان على أداء
مبادل حراري مزدوج الأنبوب"، أطروحة
ماجستير، الجامعة التكنولوجية، 2002
- H.A. Navarro and L.C. Cabezas, .4
"Effectiveness- NTU Computation
With A mathematical Model For
Cross-Flow Heat Exchanger",
Barazilian Journal of Chemical
Engineering, Vol.24, pp.(509-521),
2007.
- Yanhua Lu, etal., "Enhanced .5
Performance of Heat Recovery

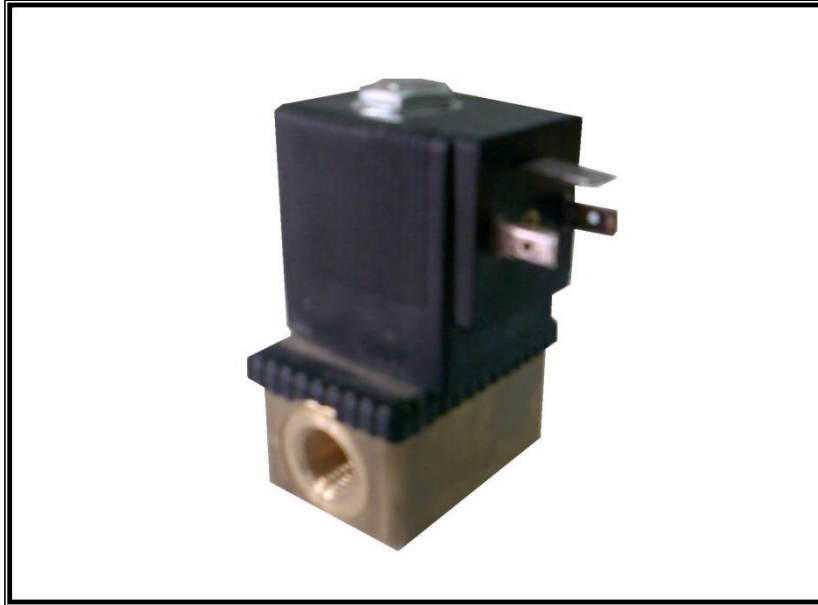


شكل (1-A) صورة فوتوغرافية للجهاز المستخدم في البحث

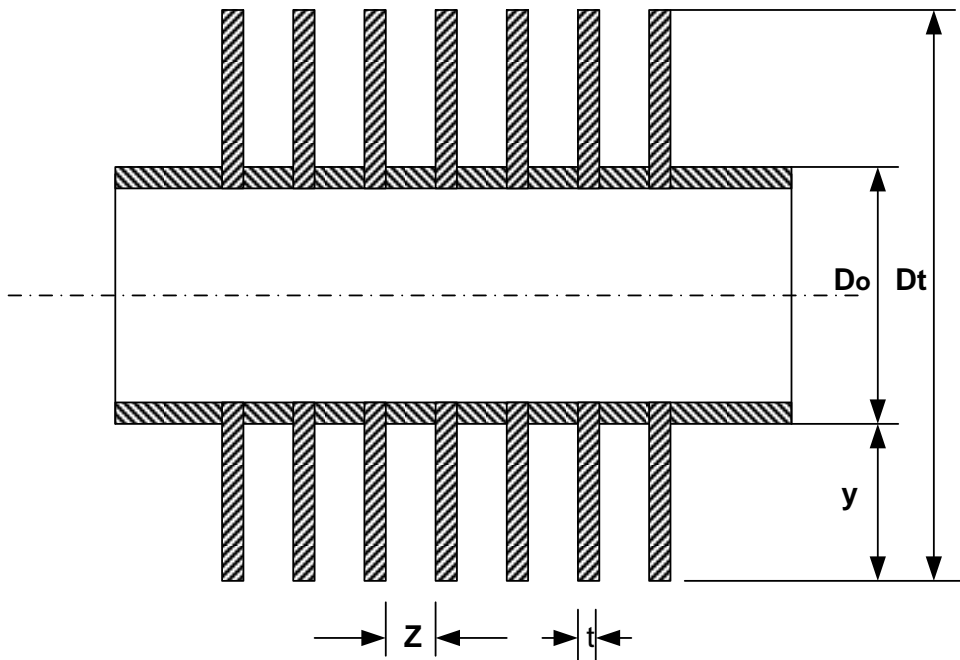


شكل (1-B) مخطط للجهاز المستخدم في البحث

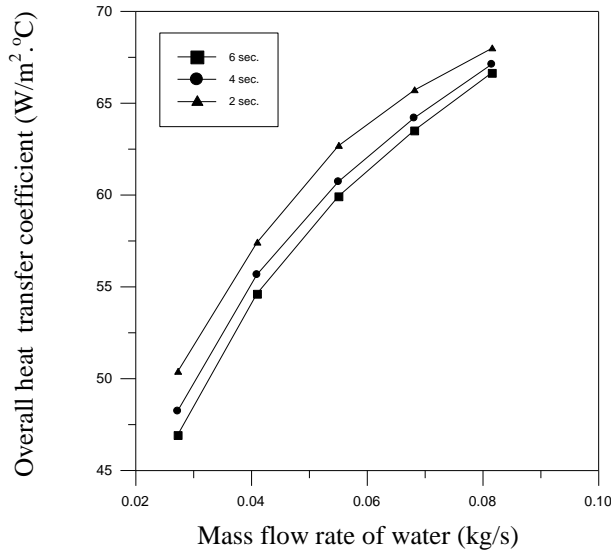
- (1) خزان ماء (2) مضخة (3) مسخن كهربائي (4) مقياس التدفق الحجمي (5) صمام توليد النبضية (6) مبادل حراري (7) مروحة هواء (8) مزدوج حراري



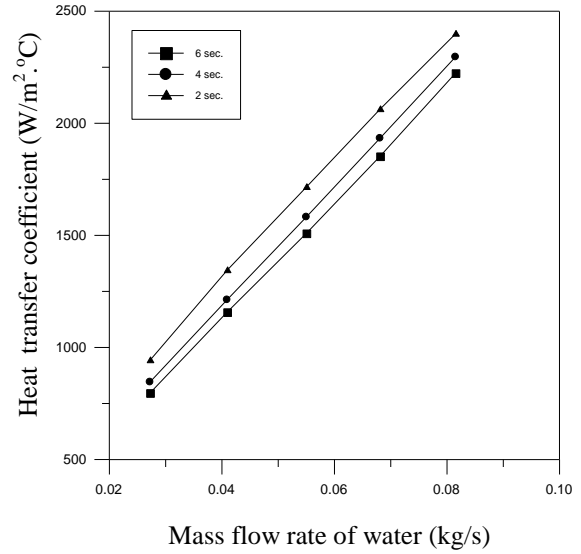
شكل (2) صورة فوتوغرافية للصمام المستخدم (Solenoid Valve)



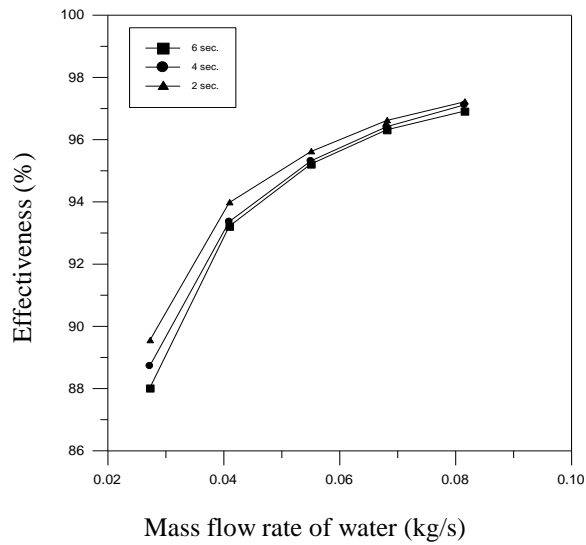
شكل (3) مقطع عرضي لأنبوب مزعنف



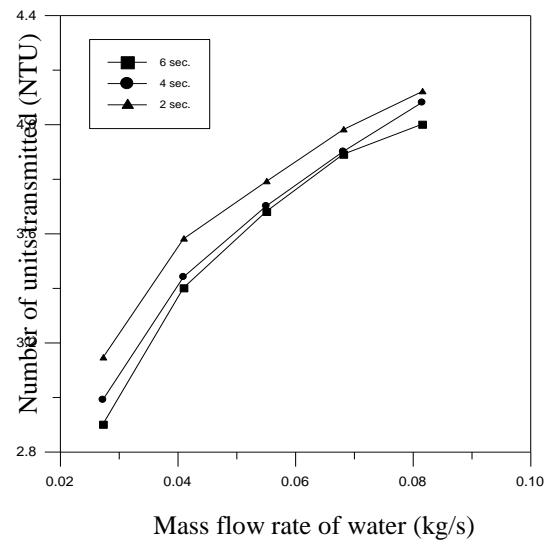
شكل (5) تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على معامل انتقال الحرارة الإجمالي عند معدلات مختلفة للتدفق الكتلي للماء



شكل (4) تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على معامل انتقال الحرارة الداخلي عند معدلات مختلفة للتدفق الكتلي للماء



شكل (7) تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على فعالية المبادل الحراري المزعف عند معدلات مختلفة للتدفق الكتلي للماء



شكل (6) تأثير زمن فتح وغلق الصمام اللولبي على عدد الوحدات المنقولة عند معدلات مختلفة للتدفق الكتلي للماء

جدول رقم (1) يبين مواصفات وأبعاد المبادل الحراري المستخدم

الأبعاد والوحدات	الرمز	المواصفات
17 mm	D_i	قطر الأنبوب الداخلي
19 mm	D_o	قطر الأنبوب الخارجي
205 mm	L	طول المبادل
245 mm	W	عرض المبادل
3.5 mm	y	ارتفاع الزعنفة
0.72 mm	z	المسافة بين زعنفتين
0.5 mm	t	سمك الزعنفة
23 mm	d_1	المسافة العمودية بين أنبوبين
23 mm	d_2	المسافة الأفقية بين أنبوبين