

تأثير شكل المقطع للسيفون الحراري على خصائص انتقال الحرارة

رقيب حمادي رجب، مدرس مساعد

قسم المكنان والآلات الزراعية - جامعة الموصل

استلم 2012/6/17، قبل للنشر 2012/11/12، نشر على الانترنت 2013/7/11

الخلاصة

يعد أنبوب السيفون الحراري من أجهزة نقل الحرارة والتي تعتمد في مبدأ عملها على التبخر والتكثيف لسائل التشغيل وقوى الجاذبية لتدوير السائل داخل الأنبوب. تم في البحث الحالي تصنيع أنبوب السيفون الحراري كمحاكاة لتطبيقات عملية لدراسة خواص انتقال الحرارة في استقصاء تأثير تغيير شكل مقطع الأنبوب على أداء السيفون الحراري. وتضمن البحث إجراء سلسلة من التجارب على ثلاثة أنابيب حديدية في الوضع العمودي ذات أشكال مختلفة المقطع الهندسي (مربع، مستطيل ودائري) ومتساوية في القطر الهيدروليكي والطول الكلي واختبرت عدة متغيرات لمعرفة مدى تأثيرها على معامل انتقال الحرارة وعلى توزيع درجات الحرارة على السطح للتحقق من تحديد أفضل ظروف تصميمية للسيفون الحراري بأداء عالٍ، وهذه المتغيرات: ثلاث أشكال مختلفة المقطع الهندسي، والطاقة المجهزة ومقدار ماء تبريد المكثف، باستخدام سائل الميثانول كمائع تشغيل بنسبة ثابتة وعند ضغط مقارب للضغط الجوي. ومن المقارنة الإجمالية لكافة الحالات عند نفس الظروف تبين أن أنبوب السيفون الحراري المربع كان الأفضل في الأداء من الدائري والمستطيل على التوالي. وقد حُصل على أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة عند المقطع المربع (1812 واط/م².°م) عند المقارنة مع النتائج العملية للأشكال الهندسية الأخرى لمقاطع السيفون الحراري. الكلمات الدالة: انتقال الحرارة، شكل مقطع الأنبوب، السيفون الحراري.

Effect of Thermosyphon cross section shape on the Heat Transfer Characteristics

Abstract

Thermosyphon is considered a heat transfer device in which its operating principle depends on the evaporation and condensation of a working fluid which use the gravity forces to ensure the fluid circulation. In the present paper, thermosyphon has been constructed to simulating the actual applications to study the characteristics of heat transfer and its influence on the variation of cross section shape. This paper, includes the procedure of a series experiments for three iron tubes in vertical position with different cross section shape (square, rectangular and circular) having the same hydraulic diameter and total length. Many factors have been investigate to distinguish their effect on the heat transfer coefficient and temperature distribution on the surface. These variables are: various cross section shape, heat input and coolant flow rate of the condenser, with the methanol as working fluid of fixed rate at operating pressure which is near to the atmospheric pressure. It has been demonstrated that from the total comparison of all shapes in the same conditions, the performance of the square thermosyphon is higher than that of circular and rectangular thermosyphon, respectively. Also, it has been found that the highest value of the heat transfer coefficient at the square thermosyphon (1812W/m²°C) when it is compared with the practical results of the other two types geometric shapes.

Key words: Heat transfer, Thermosyphon, Geometric shapes.

المجال بتصاميم وأحجام مختلفة لغرض زيادة كفاءة هذا الأنبوب وتحسينها، كما أجريت بحوث على مصادر مختلفة للطاقة المجهزة للمبخر والعديد من موانع التشغيل. الشكل (1) يظهر المخطط التوضيحي لأنبوب السيفون الحراري الذي يتكون من ثلاثة أجزاء رئيسية: الأول المبخر الذي يقع في الجزء السفلي ويملى بنسبة من سائل معين يعمل وسيطاً لنقل الطاقة الحرارية، ويحاط بمسخن كهربائي يمثل مصدر الحرارة فعند تسليط الطاقة الحرارية على محيط المبخر تنتقل هذه الطاقة إلى حوض المبخر عبر السطح ليقوم سائل التشغيل بامتصاص الطاقة الحرارية وتحويلها إلى طاقة حرارية كامنة، تسبب هذه الطاقة الحرارية الممتصة غليان سائل التشغيل في حوض المبخر والجزء الثاني المكثف يقع في الجزء العلوي من الأنبوب ويقوم بتكثيف البخار وتحرير الطاقة الحرارية الكامنة الممتصة ليتم رجوع السائل المكثف إلى المبخر بتأثير الجاذبية وبالتالي نقل الطاقة الحرارية من المبخر إلى المكثف عبر الجزء الثالث (ثابت الحرارة) الذي يربط بينهما ويقوم بنقل البخار من المبخر إلى المكثف بسبب اختلاف الضغط.

يستخدم السيفون الحراري في العديد من المجالات: كالمبادلات الحرارية، وتبريد الأجهزة الالكترونية، وتوليد الطاقة، وأنظمة تكييف الهواء، وإعادة استثمار الطاقة الضائعة، وفي المجمعات الشمسية فضلاً عن استخدامه في استخراج الطاقة الحرارية من باطن الأرض^[2]. أجرى الباحث^[3] دراسة عملية للعوامل المؤثرة على أداء الحمل الحراري ثنائي الطور داخل أنبوب السيفون الحراري باستخدام ثلاثة متغيرات: مقدار القدرة الداخلة للمبخر، ونسبة ملء المبخر والنسبة الباعية (L_e/D_e)، وقد درس تأثير هذه العوامل على خواص انتقال الحرارة. ومن خلال النتائج العملية توصل الى ان درجة حرارة المبخر تعتمد على النسبة الباعية، وكذلك وجد افضل نسبة ملء للمبخر يعمل بها السيفون الحراري بأعلى اداء عند نسبة باعية معينة.

قدم الباحث^[4] وزملاؤه دراسة عملية للعوامل المؤثرة على انتقال الحرارة داخل أنبوب السيفون العمودي الذي يستخدم

الرموز	التعريف	الوحدة
A	المساحة	m^2
C_p	السعة الحرارية النوعية	$J/kg.^\circ C$
r	نصف القطر	m
D_h	القطر الهيدروليكي	m
h	معامل انتقال الحرارة	$W/m^2.^\circ C$
L	طول الأنبوب	m
m'	مقدار تدفق ماء تبريد المكثف	L/min.
p	المحيط	m
Q	كمية الحرارة	W
q	الفيض الحراري	W/m^2
R	المقاومة	$^\circ C/W$
T	درجة الحرارة	$^\circ C$

الرموز السفلية الدليلية

الرموز	التعريف
av.	المعدل
c	المكثف
e	المبخر
exp.	عملياً
v	البخار
in	الداخلة
Out	الخارجة
th	الحرارية

المقدمة

إن التقدم التكنولوجي الحاصل في الأجهزة الالكترونية وما صاحبها من تقليل لحجم هذه الأجهزة مع زيادة في كمية الطاقة الحرارية المنبعثة منها خلال وحدة المساحة أدى إلى زيادة الحاجة لتطوير أجهزة ذات كفاءة عالية في نقل الطاقة الحرارية ومنها السيفون الحراري (Thermosyphon). اهتم الباحثون بدراسة السيفون الحراري كونه يعد من الأجهزة ذات الكفاءة العالية في نقل الطاقة الحرارية ضمن مساحات محدودة وفرق قليل في درجات الحرارة أكبر بمئات المرات من كمية الطاقة الحرارية التي يقوم بنقلها أفضل موصل حراري في المعادن الصلبة (النحاس)^[1]. إذ يقوم بنقل الطاقة الحرارية من مصدر الطاقة في المبخر ليتم التخلص منها في المكثف فضلاً عن عدم احتياجه لمصدر خارجي لنقل الطاقة الحرارية إذ يعتمد على مبدأ الاختلاف في الكثافة لتدوير المائع داخل الأنبوب. الأمر الذي دفع كثيراً من الباحثين لإجراء العديد من الدراسات العملية والنظرية في هذا

التفريغ. فضلاً عن أن الزيادة في نسبة ملء المبخّر تعطي تأثيراً إيجابياً على أداء الجهاز في حالة التفريغ الجزئي. قدم الباحث^[9] وزملاؤه دراسة عملية للعوامل المؤثرة على انتقال الحرارة داخل السيفون الحراري. والعوامل التي تحقق منها هي تغيير نسبة الملء للمبخّر، والقدرة الداخلة وكمية ماء التبريد للمكثف باستخدام مائع الميثانول. وبعد دراسة تأثير هذه الخواص على انتقال الحرارة لاحظ الباحثون وجود ثلاث مناطق داخل حوض الغليان في جهاز السيفون الحراري التي يمكن تحديدها من التذبذب لدرجة حرارة السطح وحجم الفقاعات داخل الأنبوب. وأنه عند زيادة نسبة ملء المبخّر فإن مدة التسخين المطلوبة وشدة التذبذب في درجة الحرارة تزداد أيضاً والعكس يحصل عند زيادة القدرة الداخلة للمبخّر.

درسا الباحثان^[10] عملياً تأثير تغيير نسبة ملء، والقدرة الداخلة باستخدام عدة أنواع من سوائل التشغيل داخل الأنابيب على معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور للسيفون الحراري. ومن خلال الدراسة استنتج الباحثان إن تأثير نسب ملء المبخّر على انتقال الحرارة يكاد يكون مهملاً، والقيمة العظمى لانتقال الحرارة في الماء يمكن ملاحظتها في جميع درجات الحرارة التشغيلية للجهاز بشكل أكبر مما عليه في حالة استخدام الميثانول، وإن كمية الطاقة الحرارية المنقلة ترتفع مع الارتفاع في درجة حرارة تشغيل الجهاز في حالة الماء.

درس الباحثان^[11] عملياً أداء السيفون الحراري الذي يستخدم الماء الحار كمصدر حرارة مجهز إلى المبخّر بشحن الماء كسائل تشغيل في المبخّر ومقارنته مع أنواع سوائل تشغيلية أخرى من ناحية قابليته في نقل الحرارة والمقاومة الحرارية، وعلى العموم وجد الباحثون إلى أن الماء كمائع تشغيل في السيفون الحراري يفوق السوائل الأخرى من حيث المقاومة الحرارية الفاعلة، والقابلية القصوى في نقل الحرارة.

الباحثان^[12] قدما دراسة عملية لتأثير السطح الداخلي للمبخّر والمكثف على معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور داخل أنبوب السيفون الحراري باستخدام سائل التشغيل الماء بنسبة ملء معينة وقدرة مختلفة داخلة للأنبوب. وأجريت معالجة للسطح الداخلي

الماء كسائل تشغيل وتوصل إلى أقصى أداء لجهاز السيفون الحراري عند ظروف معينة. أجرى الباحث^[5] وزملاؤه سلسلة من التجارب العملية للتحقق من الفيض الحراري الحرج عند حد الغليان للسيفون باستخدام خليط مائع التشغيل من (الماء والهيدروكربون) بنسب مختلفة ومقارنتها مع الماء النقي لتحديد أفضل أداء في نقل الحرارة وتوصلوا من أن استخدام خليط المائع يزيد من مديات محددات السيفون الحراري وبالتالي ازدياد قابليته في نقل الطاقة الحرارية.

قدم الباحث^[6] وزملاؤه دراسة عملية لمعرفة أقصى معدل انتقال الحرارة داخل أنبوب السيفون الحراري ثنائي الطور بتغيير مقدار النسبة الباعية، نسبة ملء المبخّر وضغط التشغيل وتوصلوا إلى أقصى معدل حرج في انتقال الحرارة عند نسبة باعية معينة.

الباحثان^[7] درسا تأثير شكل المقطع العرضي للمبخّر، نسبة الملء والنسبة الباعية (L_0/D_0) على الأداء الحراري للحمل الحراري داخل أنبوب السيفون عبر تغيير القدرة الداخلة للمبخّر. ومن خلال النتائج العملية تبين أن درجات الحرارة على سطح المبخّر الاسطواني تتوزع بشكل منتظم تقريباً وتبدأ بالتناقص بشكل تدريجي على طول سطح المكثف، أما على سطح المبخّر المسطح فإن درجات الحرارة تزداد تدريجياً بسبب انخفاض مستوى السائل في المبخّر وتتناقص على طول سطح المكثف أيضاً. وأن هنالك تأثيراً ملحوظاً للقدرة الداخلة على درجة حرارة سطح المبخّر للنوعين. كذلك يزداد معامل انتقال الحرارة في كلا النوعين مع نقصان نسبة ملء المبخّر بالإضافة إلى أن كمية التدفق الحراري تزداد مع ازدياد للنسبة الباعية ونقل بمقدار قليل عند أكبر قيمة للنسبة الباعية.

الباحثان^[8] قدما دراسة عملية لتأثير الفيض الحراري، وكمية ماء التبريد، ونسبة الملء، على أداء الحمل الحراري داخل أنبوب السيفون الحراري. وقد لاحظ الباحثان أنه في حالة التفريغ الجزئي للجهاز فإن الغازات الموجودة في المكثف تؤثر بشكل واضح وسلب على عملية تكثيف مائع التشغيل كذلك يؤدي إلى زيادة كمية ماء التبريد وبالتالي التقليل من كفاءة الجهاز. وللحصول على أداء جيد للسيفون الحراري في نقل الطاقة الحرارية يتطلب الأمر زيادة في كمية

التشغيل وفي الوقت نفسه تكون أقل من درجة الغليان^[13]. إن حد الطوفان يحدث عند نسبة ملء أكبر من (75%) لمائع التشغيل في المبخر مع ارتفاع كبير في كمية الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر وبالتالي تتكون طبقة فقاعات تغطي السطح الداخلي للأنبوب والتي تعمل بشكل مفاجئ على تقليل معدل انتقال الحرارة وفي النهاية ينخفض أداء السيفون الحراري^[14].

يتم حساب معامل انتقال الحرارة للمبخر بشكل عملي باستخدام المعادلة أدناه^[15]:-

$$h_{exp.} = \frac{Q_{av.}}{\pi \times D_h \times L \times (T_e - T_v)} \quad \dots\dots (1)$$

إذ تمثل: ($Q_{av.}$) معدل الطاقة الحرارية التي تحسب من المعادلة التالية:

$$Q_{av.} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{2} \quad \dots\dots (2)$$

حيث أن: (Q_{in}) تمثل الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر أما (Q_{out}) فتمثل الطاقة الحرارية الخارجة من المكثف والتي يمكن حسابها من كمية ماء التبريد ودرجتي حرارته الداخلة والخارجة وحسب المعادلة التالية^[15]:-

$$Q_{out} = \dot{m} \times C_p \times (T_{out} - T_{in}) \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$R_{th} = (T_e - T_c) / q_{av} \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$h_e = q_{av} / (T_e - T_v) \quad \dots\dots\dots (5)$$

القطر الهيدروليكي (D_h) هو القطر الهندسي في مقاطع الأنابيب الدائرية وغير الدائرية وحسب بالمعادلات:

$$D_h = 4A / p \quad \dots\dots\dots (6)$$

• ولأنبوب ذي مقطع دائري قطره (15 ملم)

$$D_h = 4\pi r^2 / 2\pi r = 2r = 15\text{mm} \quad \dots\dots\dots (7)$$

• ولأنبوب ذي مقطع مستطيل (10 × 30 ملم)

$$D_h = 4 \times 15 \times 15 / 2 \times 30 = 15\text{mm} \quad \dots\dots\dots (8)$$

• ولأنبوب ذي مقطع مربع (15 × 15 ملم)

$$D_h = (4 \times 15^2) / (4 \times 15) = 15\text{mm} \quad \dots\dots\dots (9)$$

للأنبوب النحاسي على السطحين، لاحظ الباحثون أن زاوية التلامس لقطرات الماء تناقصت في المبخر وازدادت في المكثف كما ازداد الأداء الحراري للدورة بنسبة معينة وانخفضت المقاومة الحرارية بمقدار معين باستخدام السطوح المعدلة.

إن الهدف من هذا البحث هو إجراء دراسة عملية للتحقق تجريبياً من تأثير تغيير الشكل الهندسي لمقطع أنبوب السيفون الحراري (المربع، المستطيل والدائري) من خلال دراسة تأثير عاملين متغيرين (القدرة الداخلة للمبخر وكمية مائع التبريد) على خواص معامل انتقال الحرارة داخل أنبوب السيفون الحراري للوصول إلى أفضل تصميم لأنبوب بأداء عالٍ وتوزيع درجات الحرارة على سطح السيفون الحراري.

الجانب النظري

محددات تشغيل السيفون الحراري

توجد محددات تحد من انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور داخل الأنبوب المغلق والتي يجب أن تؤخذ بنظر الاعتبار للوصول إلى أفضل تصميم لجهاز السيفون الحراري وهي تعتمد على العديد من المتغيرات من بينها الأبعاد الهندسية للجهاز ومائع التشغيل ونسبة الملء ومقدار الفيض الحراري المجهز للمبخر. واهم هذه المحددات هي:

حد الجفاف (Dry-out Limit)

تحدث ظاهرة الجفاف في الجزء العلوي للمبخر نتيجةً للتبخر الكامل لمائع التشغيل بسبب ارتفاع كمية القدرة الداخلة والنقص الكبير في كمية مائع التشغيل داخل المبخر كون المائع المتبخر والخارج من المبخر أكثر من المائع المتكثف والعائد إلى المبخر مما يؤدي إلى ارتفاع درجة حرارة المبخر وعند نسب الملء الأقل من (30%)^[11].

[14، 13]

حد الطوفان والغليان الأقصى

(Flooding Limit-Critical Heat Flux)
إن مائع التشغيل يبدأ بالغليان عندما يصل إلى درجة حرارة التشبع عند الضغط النوعي له ولكن بشكل عملي انتقال الحرارة داخل حوض الغليان يبدأ عندما تكون درجة حرارة سطح التسخين أعلى من درجة حرارة مائع

الجانب العملي
أجريت الدراسة في هذا البحث عند نسب ملء (50%) من حجم المبخر باستخدام الميثانول كسائل تشغيل، والقدرة الداخلة للمبخر اقل من (500 واط) تجنباً لمحددات التشغيل لضمان عدم حدوث حالة الجفاف أو الغليان في داخل السيفون الحراري^[14,13]. يتضمن الجانب العملي تصنيع ثلاثة نماذج من الأنابيب لدراسة عملية انتقال الحرارة بالحمل الحراري داخل السيفون الحراري، باستخدام ثلاثة متغيرات لكل من: شكل مقطع نموذج الأنبوب (المربع، المستطيل والدائري)، القدرة الداخلة للمبخر (150، 300 و 450 واط) ومقدار كميات ماء التبريد المستخدم لتبريد المكثف (0.75 ، 1.0 و 1.25 لتر/ دقيقة) للوصول إلى أفضل تصميم وأداء لجهاز أنبوب السيفون الحراري.

أنابيب الاختبار
صُنعت نماذج أنابيب السيفون مختبرياً من ثلاثة أنابيب حديدية مختلفة المقاطع الهندسية، ومتساوية في القطر الهيدروليكي (15 ملم)، والطول الكلي لكل أنبوب (450 ملم)، وكما موضح في الشكل(1). يتألف كل أنبوب اختبار من ثلاثة أجزاء رئيسية وتشمل: المبخر (Evaporator) الذي يقع في الجزء السفلي وهو بطول (150 ملم). زوّدت الطاقة الحرارية للمبخر بواسطة سلك تسخين كهربائي سعة (750 واط) معزول كهربائياً. وقد لفّ سلك التسخين حول السطح الخارجي للمبخر بطريقة منتظمة للحصول على توزيع جيد للحرارة، وجهاز سلك التسخين بمصدر تيار متغير للتحكم بكمية الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر.

النتائج والمناقشة
دُرُس تأثير شكل مقطع نماذج الأنابيب الثلاث (المربع، المستطيل والدائري) على مقدار وتوزيع درجات الحرارة باستخدام كميات مختلفة من الطاقة الحرارية المجهزة وماء التبريد المستخدم لتبريد المكثف، عند ظروف تشغيلية ثابتة: نسبة ملء (50%) من سائل التشغيل الميثانول في المبخر، والضغط داخل الجهاز مقارب للضغط الجوي. ومن ثم إجراء مقارنة بين النتائج العملية لتحديد أفضل نموذج يحقق أعلى أداء من بين هذه النماذج الثلاث.

زمن الوصول إلى حالة الاستقرار

الشكل(2) يظهر المقارنة للزمن اللازم في الوصول إلى حالة استقرار درجة حرارة سطح السيفون الحراري مع الطاقة المجهزة، فعندما تكون القدرة الداخلة (150 واط) فإن الجهاز يستغرق (50 دقيقة) ليصل إلى حالة الاستقرار بينما يستغرق (30 - 40 دقيقة) عندما تكون القدرة الداخلة (300 و 450 واط) على التوالي. إن الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار يتناسب تناسباً طردياً مع مقدار القدرة الداخلة، وهذا ما حصل في مقاطع أنابيب الاختبار الثلاث.

والمكثف (Condenser) يقع في الجزء العلوي من الأنبوب بطول (200 ملم) يحاط به غلاف معدني (Jacket) لتبريده بالماء، وكما موضح في الشكل(1). وتحسب كمية ماء التبريد ودرجة حرارته عند الدخول والخروج من المكثف وذلك لمعرفة كمية الطاقة الحرارية الخارجة (Q_{out}). وبينهما الجزء الثالث (adiabatic) وعزلت أجزاء الأنبوب بالكامل لتقليل الخسائر في الطاقة الحرارية. ولقياس درجة حرارة السطح الخارجي أنبوب السيفون الحراري استخدمت تسعة مزدوجات حرارية نوع

الشكل(1) يظهر المقاطع الهندسية، ومتساوية في القطر الهيدروليكي (15 ملم)، والطول الكلي لكل أنبوب (450 ملم)، وكما موضح في الشكل(1). يتألف كل أنبوب اختبار من ثلاثة أجزاء رئيسية وتشمل: المبخر (Evaporator) الذي يقع في الجزء السفلي وهو بطول (150 ملم). زوّدت الطاقة الحرارية للمبخر بواسطة سلك تسخين كهربائي سعة (750 واط) معزول كهربائياً. وقد لفّ سلك التسخين حول السطح الخارجي للمبخر بطريقة منتظمة للحصول على توزيع جيد للحرارة، وجهاز سلك التسخين بمصدر تيار متغير للتحكم بكمية الطاقة الحرارية الداخلة للمبخر.

الشكل(2) يظهر المقارنة للزمن اللازم في الوصول إلى حالة استقرار درجة حرارة سطح السيفون الحراري مع الطاقة المجهزة، فعندما تكون القدرة الداخلة (150 واط) فإن الجهاز يستغرق (50 دقيقة) ليصل إلى حالة الاستقرار بينما يستغرق (30 - 40 دقيقة) عندما تكون القدرة الداخلة (300 و 450 واط) على التوالي. إن الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار يتناسب تناسباً طردياً مع مقدار القدرة الداخلة، وهذا ما حصل في مقاطع أنابيب الاختبار الثلاث.

السطح للأنبوب من جهة والسائل والبخار من جهة أخرى كالالتصاق وقابلية التبلل له تأثير كبير على عملية انتقال الحرارة. حيث أن معامل انتقال الحرارة في المبخر يزداد مع نقصان زاوية تلامس فقاعات البخار مع سطح التسخين وذلك يعود إلى الزيادة في مساحة التلامس بين سائل التشغيل وسطح المبخر التي تعمل على تقليل من المقاومة الحرارية، ويحصل العكس في المكثف. والشكل (6) يبين أن أفضل قيمة حُصل عليها لمعامل انتقال الحرارة عند السيفون الحراري مربع الشكل وبإليه السيفون الحراري المستطيل ومن ثم الدائري بسبب ازدياد المقاومة الحرارية حيث أن معامل انتقال الحرارة يتناسب عكسياً مع المقاومة الحرارية.

تأثير كمية تدفق ماء تبريد المكثف

الشكل (7) يبين مقدار تدفق ماء التبريد المستخدم لتبريد المكثف مع المقاومة الحرارية للسيفون إذ يلاحظ أن مقدار التدفق يتأثر بشكل مقطع السيفون الحراري وبمقدار القدرة الداخلة للسيفون الحراري إذ يكون هذا التأثير بعلاقة خطية. إن ازدياد مقدار تدفق ماء تبريد المكثف تقلل من درجات حرارة سطح السيفون ما بين (7-10°م) وذلك بسبب المقاومة الحرارية، ونلاحظ بقاء المقاومة الحرارية تقريباً ثابتة عند كل نموذج من أنابيب السيفون ولا تعتمد مباشرةً على مقدار تدفق ماء تبريد المكثف. وأن المقاومة الحرارية للسيفون المربع هي الأقل من قيم النماذج الأخرى، وبالتالي حُصل على أفضل أداء لانتقال الحرارة.

الاستنتاجات

- يمكن تلخيص الاستنتاجات لهذا البحث العملي بالآتي:
- إن الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار يتناسب تناسباً طردياً مع مقدار القدرة الداخلة.
- إن درجة حرارة سطح المبخر متساوية تقريباً عند القدرة الداخلة الواطئة. ودرجة الحرارة في المبخر تبدأ بالارتفاع تدريجياً مع ارتفاع قيمة الطاقة الداخلة.
- حُصل على أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة بشكل عملي في هذا البحث (1812 واط/م².°م) عند نموذج أنبوب السيفون المربع. عندما تكون القدرة الداخلة (450

إن الزيادة في كمية القدرة الداخلة تؤدي إلى تسريع عملية وصول المائع إلى حالة الإشباع وبالتالي زيادة في سرعة تكون فقاعات البخار على السطح الداخلي للمبخر ودرجة حرارة السطح تصل إلى حالة الاستقرار بصورة أسرع مما تكون عليه في حالة القدرة الداخلة للمبخر قليلة.

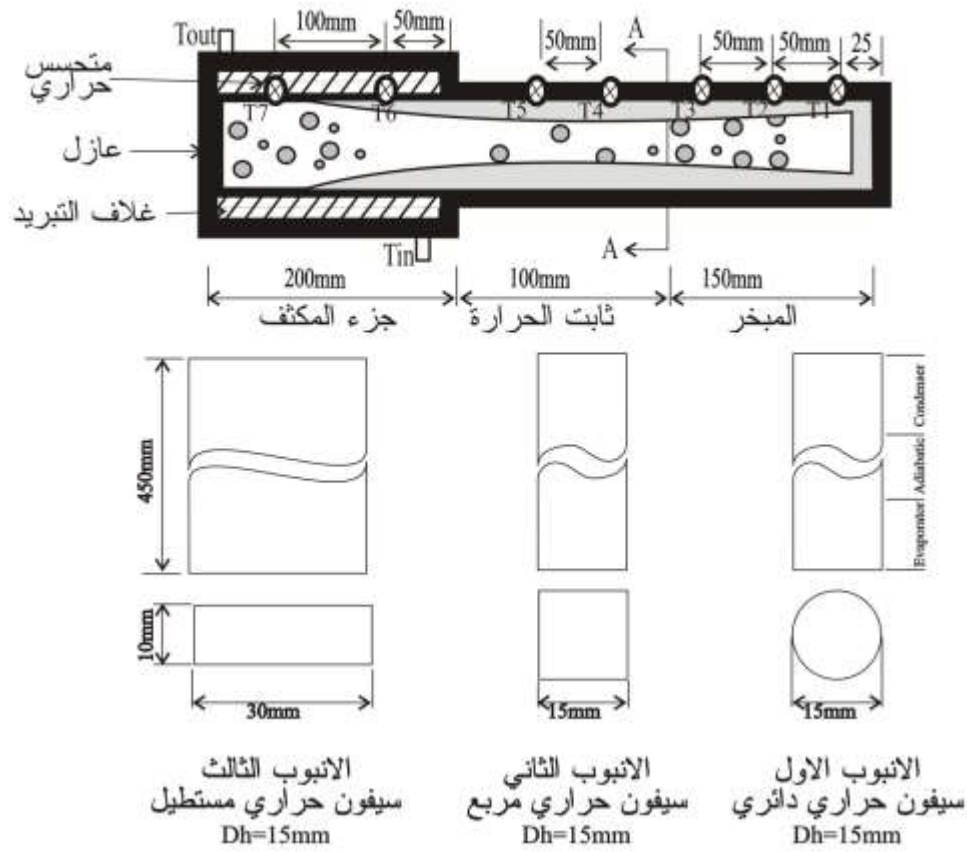
تأثير القدرة الداخلة

الأشكال (3،4،5) تبين توزيع درجات الحرارة على سطوح نماذج السيفون الحراري عند نسب تبريد المكثف الثلاث وقدرات مختلفة للطاقة الداخلة. عندما تكون كمية الطاقة الداخلة قليلة (150 واط) فإن درجة حرارة سطح المبخر تصبح متساوية تقريباً كما مبين بالشكل (5). ثم تبدأ درجة الحرارة في الجزء العلوي من المبخر بالارتفاع تدريجياً بشكل أكبر مع ارتفاع قيمة الطاقة الداخلة عند القدرة (450 واط) ونقصان مقدار ماء التبريد المستخدم لتبريد المكثف (1.25 لتر/دقيقة) لتصبح أعلى من الجزء السفلي للمبخر وذلك لازدياد كمية الفقاعات عند الجزء العلوي، كما موضح بالشكل (3-a) ومن جهة أخرى وبشكل عام تزداد درجة حرارة سطح المبخر بزيادة كمية الطاقة الحرارية الداخلة، بسبب ضعف تأثير المقاومة الحرارية، إذ يبلغ مقدار التغيير في معدل درجة حرارة سطح المبخر (7-10°م) ويتأثر السائل المتكثف والعائد إلى المبخر. وأن بازياد القدرة الداخلة يزداد معامل انتقال الحرارة نتيجة لحدوث الغليان الفقاعي. وكذلك الأشكال تبين توزيع درجات الحرارة على طول سطح المكثف كانت أقل قيمة وهذا الانخفاض متوقع نتيجة للمقاومة الحرارية لتوصيل الحراري (Conduction) على طول سطح الأنبوب وبسبب كل من الغليان والتكثيف لمائع التشغيل. وإن الفرق في درجات الحرارة بين جزئي المبخر والمكثف مع جزء الثابت الحرارة كان إضافةً لما ذكر في أعلاه، هو في زيادة مقدار تدفق ماء تبريد.

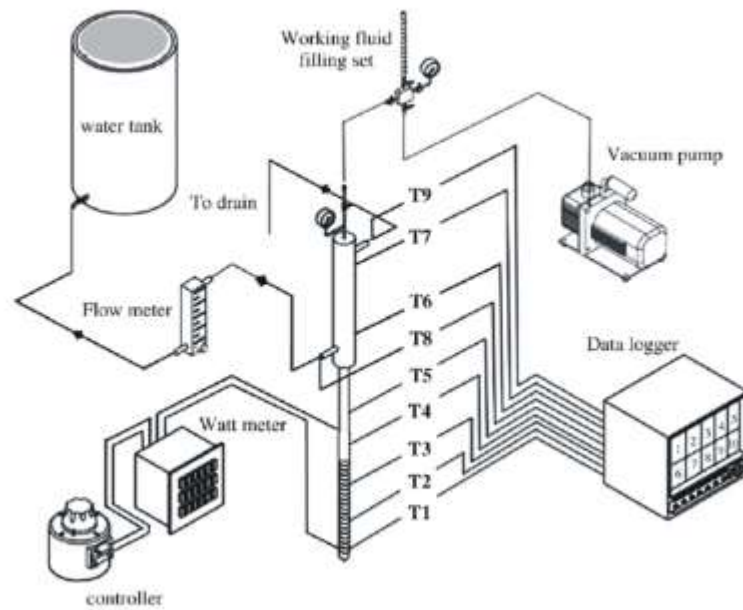
تأثير شكل المقطع الهندسي

إن طبيعة السطح والشكل الهندسي لمقطع المبخر والمكثف لهما تأثيراً كبيراً على عملية انتقال الحرارة بين السطح ومائع التشغيل وكذلك على عملية الغليان داخل المبخر. فالموصلية الحرارية للأنبوب والتفاعلات الحاصلة بين

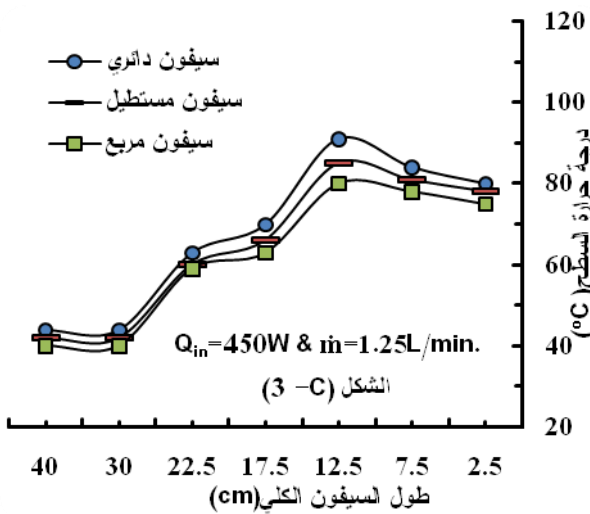
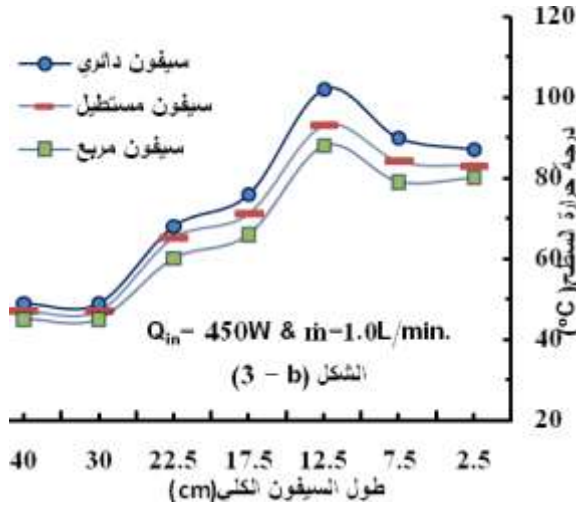
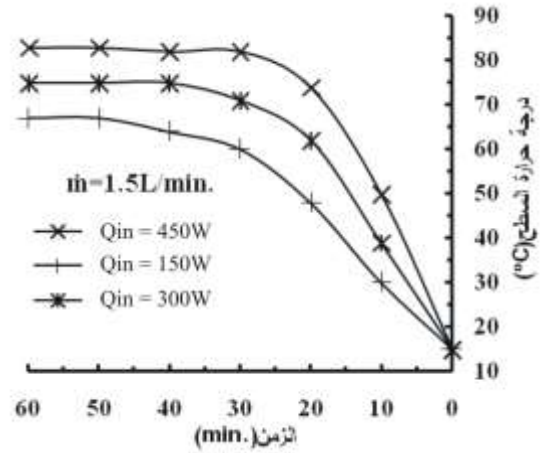
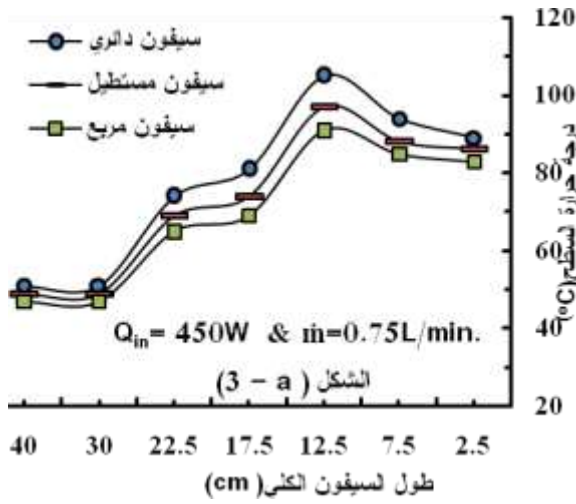
- Volume on Performance of a Partial-Vacuumed Thermosyphon" Iranian J .Chemical Eng. V(6), (2009).
9. Khazaei I., Hosseini R., Noie S.H., "Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a thermosypho", Applied Thermal Eng., V30,(2010),Pp.406-412.
 10. Kannan M. and Natarajan E., "Thermal Performance of a Two-Phase Close Thermosyphon for waste Heat Recovery system", Journal of Applied Sciences V(5), (2010),PP(413-418).
 11. Jouhara, H., and Robenson, A.J., "Experimental Investigation of a Small Diameter Thermosyphon Charged Water, FC-84, FC-77, FC-3283", Applied Thermal Eng., V30(2010) Pp.201-21.
 12. Masoud Rahimi, KayvanAsgary, SiminJesri, " Thermal characteristics of a resurfaced condenser and evaporator closed two-phase thermosyphon", Int. J Heat and Mass Transfer 37 (2010) 703.
 13. Yong Joo Park, Hwan Kook Kang, ChulJu Kim, "Heat transfer characteristics of a thermosyphon to the fill charge ratio", Int. J. Heat and Mass Transfer V45(2002)Pp. 4655-4661.
 14. El- Genk M.s. and Saber H.H. "Determination of operation envelopes for closed/two-phase therosyphon.", Int. J. Heat mass Transfer. V(42),(1999),PP889
 15. J. P. Holman, "Heat Transfer", Ninth Edition, Published by McGraw-Hill Companies, Inc., New York (2002).
- واط) ونسبة الملاء (50%) عند المقارنة بين نتائج نماذج الأشكال الثلاث.
- إن المقاومة الحرارية تقريباً ثابتة في كل نموذج من أنابيب السيفون ولا تعتمد مباشرةً على مقدار تدفق ماء التبريد المستخدم في تبريد المكثف.
- المصادر
1. David Reay and Peter Kew, "Heat pipes Theory, Design and Applications", Fifth Edition, Pergamon Press, (2006).
 2. Aniruddha Pal, Yogendra Joshi, Monem H. Beitelmal, Chandrakant D. Patel, and Todd Wenger "Design and performance evaluation of a compact thermosyphon", IEEE Transactions On Components And Packaging Technologies, Vol.25,Pp. 601-607, December (2002).
 3. Noie S.H., "Heat transfer characteristics of a two-phase closed Thermosyphon", Applied Thermal Eng. 25(2005)495-506.
 4. Nguyen, - Chi, Groll, M., Dang-Van, Th., "Experimental Investigation of Closed Two-Phase Thermosyphon", AIAA, 14th Thermophysics Conference, Orlando, Florida, June 4-6, 1997, Pp.239-246
 5. Nataphan, A., Tiansuwan, J. and Kiatsiriroat, T., "Enhancement in Heat Transport in Thermosyphon Air Preheated at High Temperature with Binary Working Fluid", Applied Thermal Eng. V22, (2002), Pp.255-266.
 6. M. Shiraishi, Y. Kim, M. Murakami, P. Terdtoon, A correlation for the critical heat transfer rate in an inclined two-phase closed thermosyphon, in: Proceedings of 5th International Heat Pipe Symposium, Melbourne, 1996.
 7. Amatachaya P., Srimuang W., "Comparative heat transfer characteristics of a flat two-phase closed thermosyphon and a conventional two-phase closed thermosyphon", Int.J. Heat and Mass Transfer 37 (2010) 293.
 8. Mirshahi H., Rahimi M., "Experimental Study on the Effect of Heat Loads, Fill Ratio and Extra



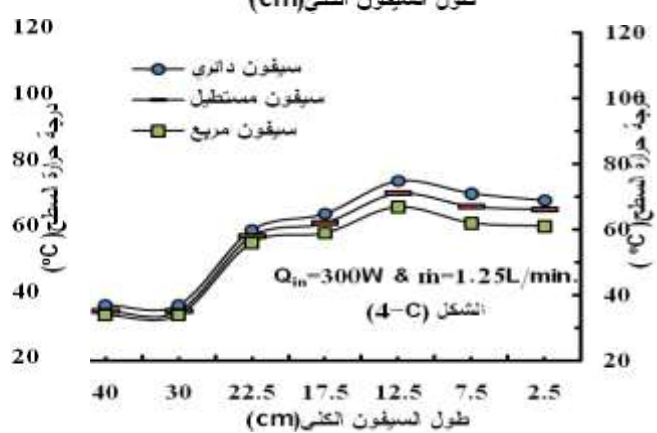
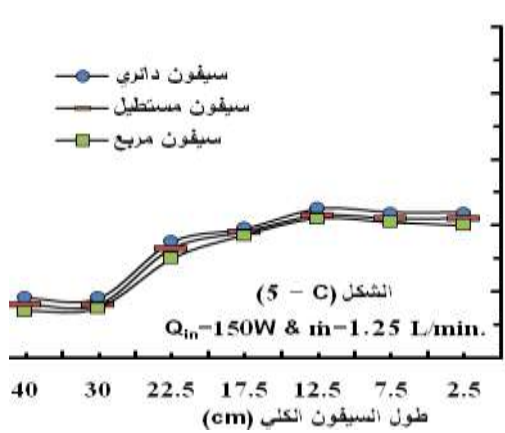
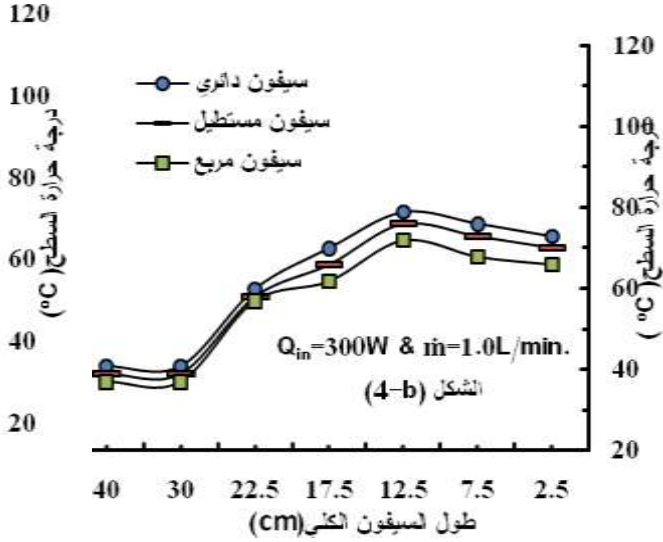
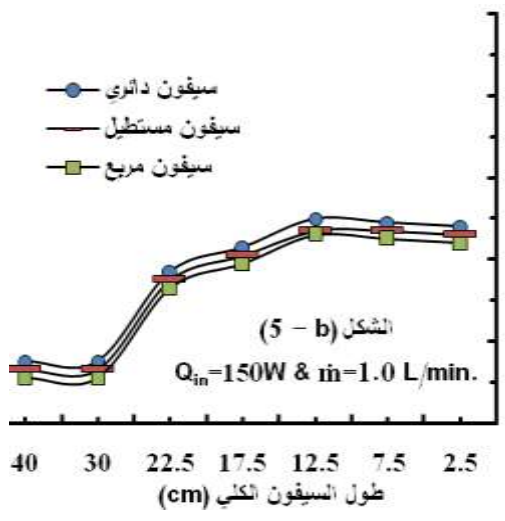
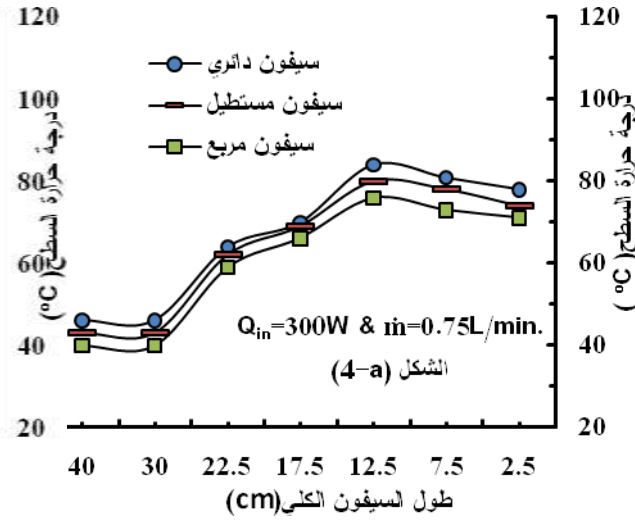
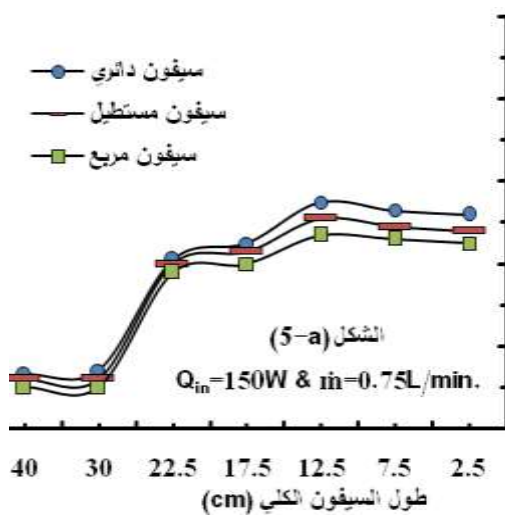
مقطع A-A



الشكل (1): رسم تخطيطي يوضح تفاصيل جهاز التجربة

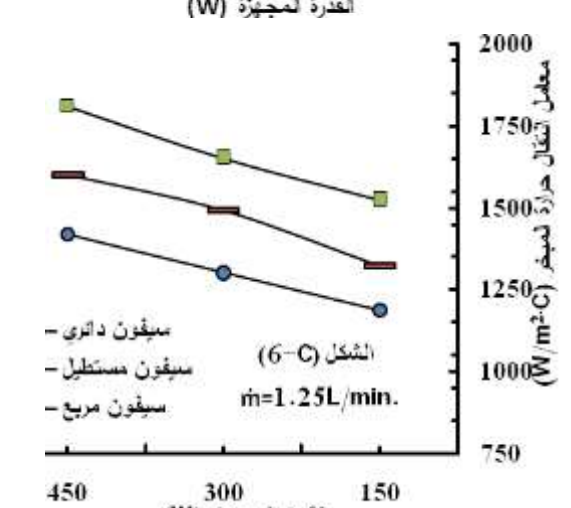
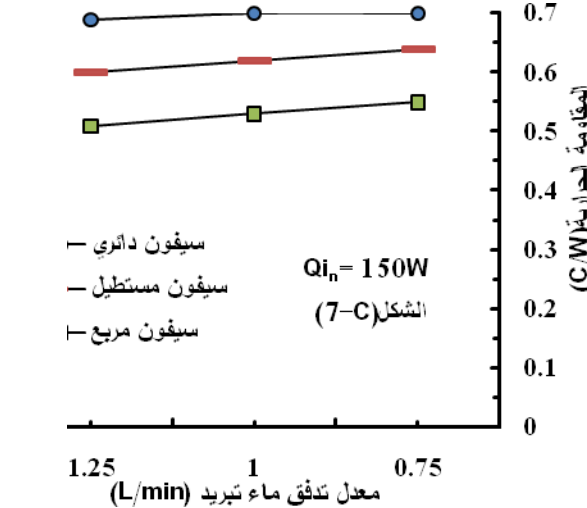
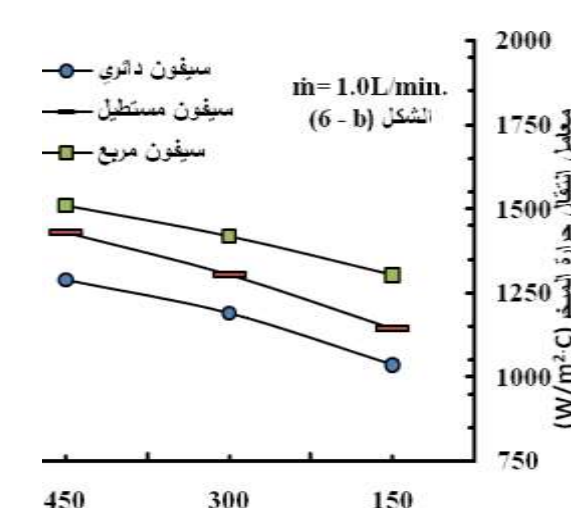
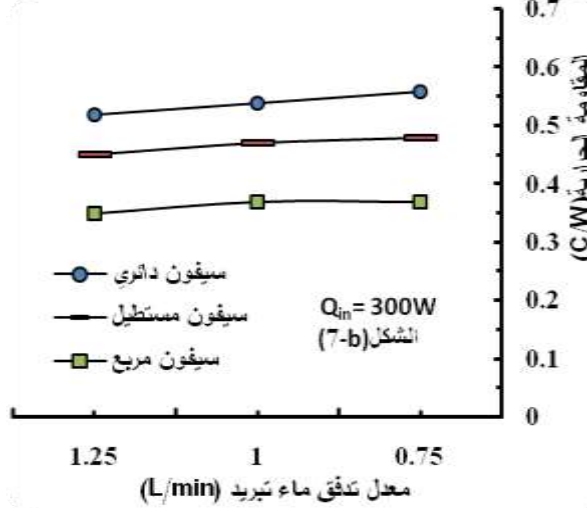
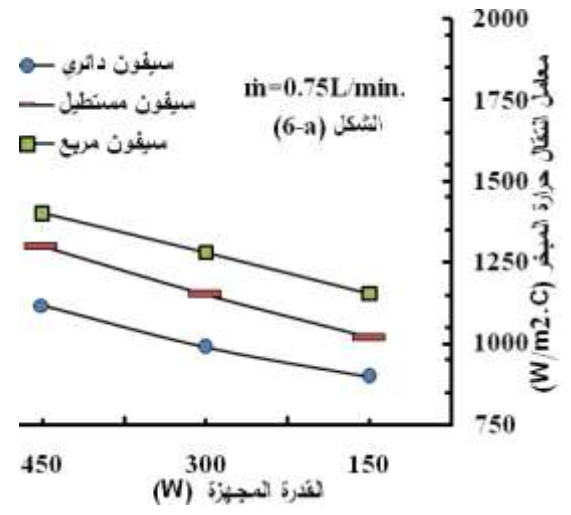
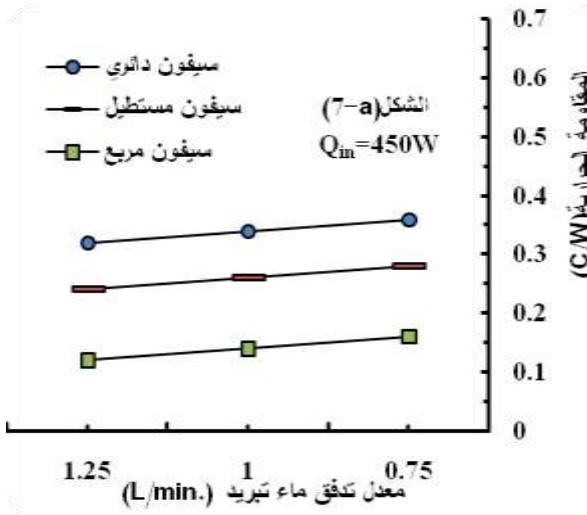


الشكل (3): توزيع درجات حرارة السيفون للنماذج الثلاث.



الشكل (5): توزيع درجات حرارة السيفون للنماذج الثلاث.

الشكل (4): توزيع درجات حرارة السيفون للنماذج الثلاث.



الشكل (7): مقارنة المقاومة الحرارية مع نسب تبريد المختلفة

الشكل (6): معامل انتقال الحرارة مع القدرة للنماذج الثلاث.