

محاكاة انتقال الحرارة بالحمل الطبيعي ثنائي الطور في سيفون حراري حلقي

رقيب حمادي رجب
مدرس

Raqeeb.hummadi@gmail.com

قسم المكنان والالات - كلية الزراعة والغابات - جامعة الموصل

قبل: 2019-1-24

استلم: 2018-9-23

الملخص

يتضمن هذا البحث اجراء الاختبار التجريبي والمحاكاة للتحقق من اداء جهاز السيفون الحراري الحلقي المصنع مختبرياً لدراسة خصائص انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور في سيفون حراري حلقي (Loop thermosyphon)، حيث تم اجراء التجارب العملية باستخدام كل من الماء النقي وسائل هيدروكربوني (الأسيتون عالي النقاوة) وخليط منهما بنسب وزنية محددة كموانع تشغيلية ومن ثم محاكاة نتائج معدل انتقال الحرارة التي حُصل عليها تجريبياً عند ظروف ومحددات تشغيلية متشابهة في كلا الحالتين لدراسة تأثير نوع مانع التشغيل وتأثيره على زمن الوصول الى حالة الاستقرار والحصول على أداء عال عند أفضل ظروف تصميمية للجهاز. تمت المقارنة لمعرفة مدى تطابق أو تقارب النتائج للحالتين العملية والنظرية، علماً أن المحاكاة استخدمت التحليل الحسابي الديناميكي للموانع (CFD) مع برنامج حل المعادلات الهندسية (EES) وظهرت المقارنة تقارباً مقبولاً.

الكلمات الدالة :

انتقال حرارة ، سيفون حراري.

<https://rengj.mosuljournals.com>

Email: alrafidain_engjournal@uomosul.edu.iq

1. المقدمة

المبخر الذي يقع في الاسفل ويتعرض لمصدر الحرارة (Heat Source)، وهو عبارة عن أنبوب يحوي في داخله على مانع التشغيل، أما المكثف فيقع في أعلى الجهاز، وهو الذي يتم تكثيف البخار فيه (Heat Sink) من خلال مبادل حراري ليعود ثانية إلى المبخر ضمن دورة مغلقة. عندما يصل كل من الضغط ودرجة الحرارة في السيفون الحراري الحلقي إلى مرحلة التشبع يبدأ السائل الذي داخل المبخر بالغيان (بتأثير الطاقة الحرارية المنتقلة عبر سطح المبخر إلى سائل التشغيل داخل المبخر) والتحول إلى حالة البخار ليرتفع إلى الأعلى بتأثير قوة الطفو الناتجة عن الاختلاف في الكثافة والضغط بين المبخر والمكثف، وعند وصول البخار إلى المكثف يبدأ بالتكثف على السطح الخارجي لأنبوب التبريد، لأن درجة حرارة سطحه أقل من درجة حرارة تبخر مائع التشغيل عند الضغط نفسه وبالتالي تنتقل الطاقة الكامنة للبخار إلى خارج الجهاز.

يستخدم السيفون الحراري عملياً على نطاق واسع في صناعة المبادلات الحرارية [2]، وتبريد الأجهزة الإلكترونية [3]، وفي العديد من المجالات كتوليد الطاقة، وأنظمة تكييف الهواء، وإعادة استثمار الطاقة الضائعة، وفي المجمعات الشمسية فضلاً عن استخدامه في أنظمة التحكم الحراري في الفضاء واستخراج الطاقة الحرارية من باطن الأرض [4-8]. وهو يعتمد على الحمل الحراري الطبيعي ثنائي الطور في نقل الطاقة الحرارية داخل الجهاز، إذ إن انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور أكبر بكثير مقارنةً بالحمل الحراري

الكلمة اليونانية (siphon) تعني "pipe" أو "pump" أو "to siphon" وهو ما يشير إلى معنى "النقل أو المرور"، فضلاً عن ذلك، فإن كلمة (siphon) "سيفون" تدل على الجهاز الهيدروليكي المستخدم لنقل السائل من مكان إلى آخر وهو عبارة عن أنبوب على شكل حرف U مقلوب. يعتبر جهاز السيفون الحراري الحلقي Loop thermosyphon من الأجهزة الكفوة لنقل الطاقة الحرارية من مكان إلى آخر، إذ يقوم هذا الجهاز بنقل الطاقة الحرارية من مصدر الطاقة في المبخر ليتم التخلص منها في المكثف داخل أنبوب مجوف ومتصل من الجانبين من دون أي استعمال لأجزاء متحركة مثل المضخة أو أجهزة السيطرة، بالاعتماد على مبدأ الاختلاف في الكثافة لتدوير المائع داخل الأنبوب وبالتالي نقل الطاقة الحرارية من المبخر إلى المكثف.

جهاز السيفون الحراري الحلقي (LT) يستخدم الطاقة الحرارية الكامنة لتبخر مائع التشغيل الذي يحويها التي تكون أكثر كفاءة في نقل الطاقة الحرارية من الطاقة المحسوسة عندما يكون الاختلاف في درجة الحرارة قليلاً نسبياً. يمتلك السيفون الحراري الحلقي موصلية حرارية عالية في نقل الطاقة الحرارية ضمن مساحات محدودة و فرق قليل في درجات الحرارة بحدود (200 إلى 500 مرة) أكبر من كمية الطاقة الحرارية التي يقوم بنقلها أفضل موصل حراري في المعادن الصلبة (النحاس) [1].

الشكل (1) يمثل مخططاً توضيحياً لآلية انتقال الحرارة داخل جهاز السيفون الحراري الحلقي الذي يتألف من

الضغوط ودرجة حرارة الموائع) للوصول إلى أعلى أداء للجهاز عند أفضل ظروف تصميمية من خلال:-

- 1- إجراء تجارب مختبرية باستخدام موائع التشغيل الماء النقي والأسيتون عالي النقا ومن خلال نسب معينة في خلط الماء مع الأسيتون، {بمعنى (100% ماء + 0% أسيتون)، (75% ماء + 25% أسيتون) و (50% ماء + 50% أسيتون)} لغرض معرفة تأثير نسبة الخلط لمائع التشغيل على أداء الجهاز من خلال معرفة توزيع درجات الحرارة على سطح السيفون الحراري الحلقي وحساب معامل انتقال الحرارة عملياً.
- 2- دراسة مقدار الزمن المستغرق عملياً للوصول للجهاز إلى حالة الاستقرار في توزيع درجة الحرارة على طول الجدار الخارجي لجهاز السيفون.
- 3- إجراء دراسة نظرية لحساب معامل انتقال الحرارة للجهاز باستخدام برنامج التحليل الحسابي الديناميكي للموائع مع برنامج حل المعادلات الهندسية عند ظروف ومحددات تشغيلية متشابهة مع الجانب العملي.
- 4- إجراء مقارنة بين النتائج العملية التي حُصل عليها مع النتائج النظرية لمعرفة أداء للجهاز.

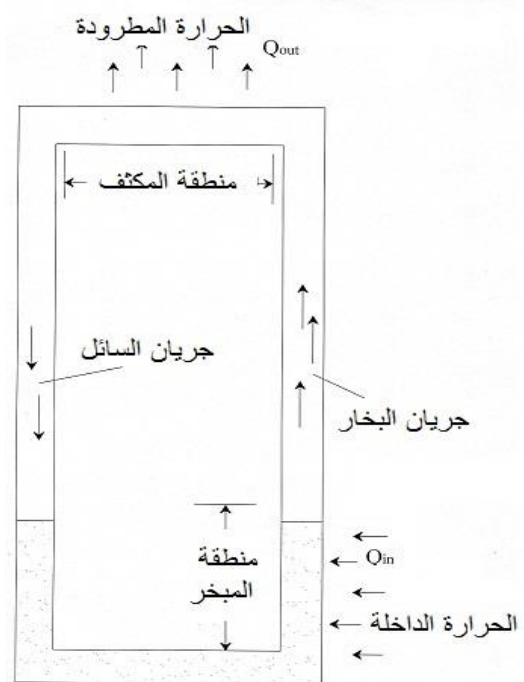
2. جهاز الاختبار (Test Rig)

في الجزء التجريبيتم إجراء الاختبار على جهاز السيفون الحراري الحلقي المصنع مختبرياً مسبقاً من قبل الباحث [10] للتحقق من خصائص معامل انتقال الحرارة للجهاز بالحمل الحراري ثنائي الطور. يتكون الجهاز من أنابيب نحاسية متصلة ببعضها البعض في حلقة مغلقة بأقطار مختلفة حيث بلغ ارتفاع وعرض الجهاز (60&160سم) على التوالي. ويشتمل للجهاز على ثلاثة أقسام، المبخّر (Evaporator) وهو القسم الأول ويعتبر مصدر للحرارة ويقع في الجزء السفلي من الجهاز وهو مثبت بصورة عمودية ومصنع من أنبوب نحاسي بطول (320ملم) وقطر داخلي وخارجي (30&32ملم) على التوالي. والقسم الثاني هو المكثف (Condenser) ويقع في الجزء العلوي من الجهاز وهو موضوع بصورة أفقية ومصنع من أنبوب نحاسي بطول (520ملم) وقطر داخلي وخارجي (50&54ملم) على التوالي، ولغرض تبريد المكثف يكون جريان الماء داخل الأنبوب بعكس جريان البخار خارج حيتحتوي دورة السيفون الحراري الحلقي على أنبوبين معزولين أحدهما لنقل البخار من المبخر إلى المكثف بطول (140ملم) وقطر داخلي وخارجي (30&32ملم) على التوالي، والثاني لإعادة السائل المكثف من المكثف إلى المبخر وهو بطول (175سم) وقطر داخلي وخارجي (1.27&1.45سم) على التوالي. أما الجزء الثالث فهو المنطقة المعزولة (Adiabatic Section) التي تقع بين المبخر والمكثف، كما هو موضح في الشكل (2) الذي يبين الشكل التخطيطي للجهاز التجريبي، وتم إجراء التجارب على هذا الجهاز باستخدام الماء النقي والخليط {الماء والأسيتون بنسب وزنية معينة} كموائع تشغيل حيث تم تسجيل بيانات معدل درجات الحرارة على طول السطح.

3. مناقشة النتائج و المقارنة

يتكون البحث من جزء تجريبي وجزء نظري ، لإيجاد معامل انتقال الحرارة (HTC) للأنبوب الحراري الحلقي باستخدام مائعي تشغيل الأول ماء نقي ، والثاني خليط (من الماء والأسيتون بنسبة وزنيهما معينة). ولمناقشة النتائج نبدأ بدراسة الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار في جهاز السيفون الحراري الحلقي، وتأثير السائل العامل (سائل التشغيل) الذي يحتويه المبخر ومن ثم إجراء مقارنة عملية وتحليلية بين موائع التشغيل لمعرفة تأثيرها على أداء الجهاز.

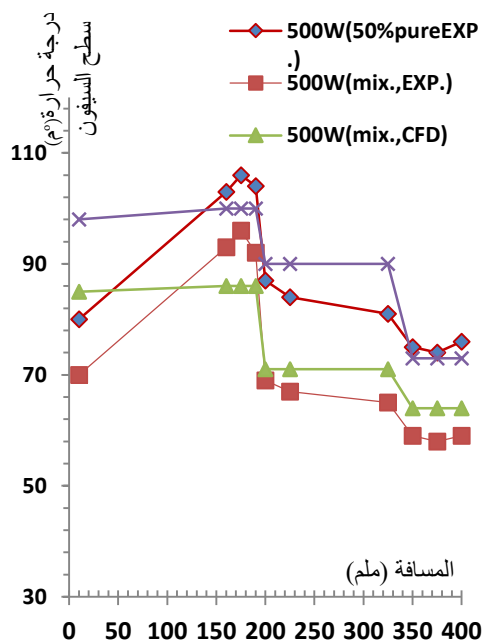
أحادي الطور لسائل التشغيل نفسه لكون الطاقة الكامنة أعلى بكثير من الطاقة المحسوسة [9].



الشكل (1): مخطط توموجي توضيحي لآلية عمل جهاز السيفون الحراري الحلقي

في أواسط القرن التاسع عشر تم التطرق إلى أول تصميم من أنابيب السيفون الحراري الحلقي يعمل بالحمل الحراري كونها الظاهرة الكفوة في نقل الطاقة الحرارية، حيث كانت البداية في دراسة معامل انتقال الحرارة بواسطة الحمل الحراري أحادي الطور في أنبوب السيفون الحراري الحلقي ولكن مؤخراً أخذ كثير من الباحثين بدراسة معامل انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور "أي التغيير في طور سائل التشغيل أثناء نقل الطاقة الحرارية"، حيث عمل الباحثون في السنوات الماضية على إجراء العديد من الدراسات العملية والنظرية في هذا المجال بتصاميم وأحجام مختلفة لغرض زيادة كفاءة هذا الجهاز وتحسينها من خلال دراسة تأثير كثير من المحددات التشغيلية منها نوع سائل التشغيل ونسبة المملء لسائل التشغيل، ولإزالة العمل والبحث في هذا المجال، إذ أجريت بحوث على مصادر مختلفة للطاقة المجهزة للمبخر باستخدام العديد من موائع التشغيل، فضلاً عن تقديم الباحثين كثيراً من التصاميم لجهاز السيفون الحراري الحلقي ودراسة تأثير هذه المحددات على كفاءة انتقال الحرارة، وتوزيع درجات الحرارة والضغط داخل أنبوب السيفون الحراري الحلقي.

إن الهدف من هذا البحث هو إجراء دراسة على النتائج العملية المستحصلة تجريبياً ومقارنتها مع النتائج التحليلية النظرية لمعرفة خواص انتقال الحرارة داخل جهاز (السيفون الحراري الحلقي) عند نفس الظروف والمحددات، باستخدام طرائق التحليل الحسابي الديناميكي للموائع (CFD) وهو برنامج يستخدم طرقتاً عددياً وخواص زيميات لحلم شكالات تدفق وسريان الموائع المعقدة جداً وتحليلها) وكذلك برنامج حل المعادلات الهندسية (EES) هذا البرنامج يستخدم في حسابات الديناميكا الحرارية وانتقال الحرارة وسريان الموائع خلال الأنابيب، من خلال حل المعادلات الرياضية وحساب وتحليل خواص الموائع وحساب



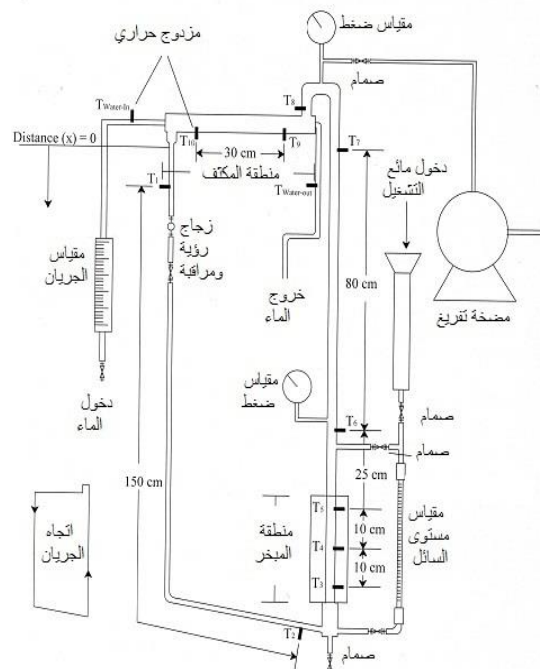
الشكل (3): توزيع درجات الحرارة على طول سطح الجهاز مقارنة بين النتائج النظرية والعملية باستخدام مائع التشغيل الماء النقي والخليط

بين المبخر والمنطقة العازلة) يكون الأقل عند استخدام الماء مما أدى إلى تسريع عملية وصول المائع إلى حالة الاشباع نتيجة لزيادة سرعة تكون فقاعات البخار على السطح الداخلي للمبخر والتي تؤدي في ارتفاع درجة حرارة سطح التسخين، وكذلك الحال عند مقارنتها مع النتائج النظرية، ويرجع هذا السبب لزيادة التلامس بين السطح الداخلي للمبخر وسائل التشغيل بسبب انخفاض معدل تكون الفقاعات على السطح الداخلي، وبسبب ماء التبريد في قسم المكثف يُلاحظ ان توزيع درجات الحرارة في النتائج التجريبية اعلى قليلاً جداً.

2.3 الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار

الشكل (4) يُظهر الوقت الذي يستغرقه مائع التشغيل للوصول إلى حالة الاستقرار داخل السيفون الحراري من خلال التغييرات الحاصلة في درجات الحرارة على طول سطح السيفون الحراري الحلقي عند استخدام كل من الماء النقي وخليط الماء مع مائع آخر (الماء والأسيتون بنسب محددة) كمانع تشغيل عند قدرة داخلية (500 واط).

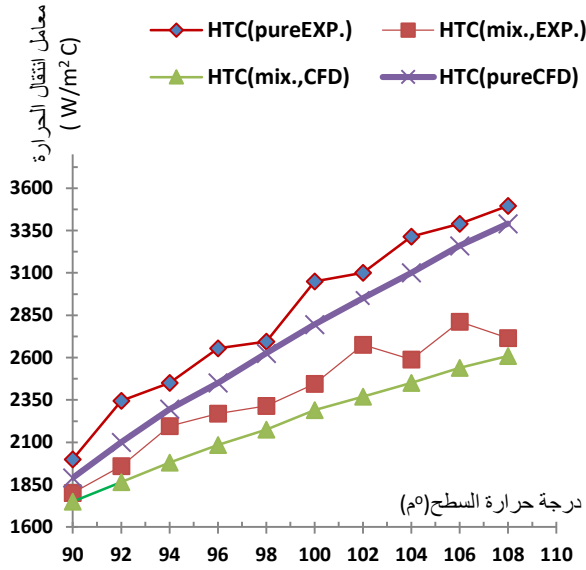
تجريبياً يُلاحظ أن درجة حرارة السطح تصل إلى حالة الاستقرار بصورة أسرع في حالة استخدام الماء النقي كمانع تشغيل حيث استغرقت (30) دقيقة عند نفس القدرة الداخلة،



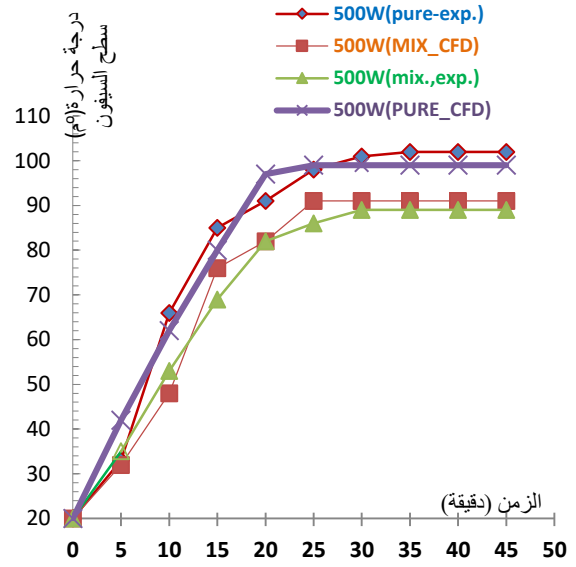
الشكل (٢): مخطط توضيحي لجهاز السيفون الحراري الحلقي [10]

1.3 توزيع درجة الحرارة على طول الجهاز

لقياس درجة حرارة الجهاز المختبر يتم توزيع عشرة متحسسات حرارية على طول السطح الخارجي للسيفون الحراري الحلقي (LT)، أربع منها على طول سطح المبخر، وثلاث على سطح القسم العازل والثلاث المتبقية على سطح منطقة المكثف كما مبين في الشكل (2)، وتقرأ جميع هذه المتحسسات الحرارية في وقت واحد لمراقبة ومعرفة درجات الحرارة على طول سطح السيفون. الشكل (3) يبين تغير درجة الحرارة على طول انبوب السيفون الحراري الحلقي لمقارنة النتائج المختبرية مع النتائج النظرية (للماء النقي والخليط)، حيث يُلاحظ من نتائج التجارب العملية اندرجات الحرارة على طول سطح السيفون الحراري تكون أعلى قليلاً من النتائج النظرية نتيجة لاستخدام القيم عند درجات الحرارة للصفات والخواص عند الظروف المحيطة المعتمدة في التطبيقات النظرية والتي تكون أكثر دقة مما تستخدم تجريبياً بسبب نسبة الخطأ في قراءات درجات الحرارة، كما يُلاحظ من الشكل ان درجة حرارة سطح المبخر (نقطة التحسس الحراري الاولى) منخفضة عن بقية نقاط التحسس الحرارية في المبخر بسبب الضائعات الحرارية في تلك النقطة، بينما يُلاحظ ان توزيع درجة الحرارة على طول جدار (LT) في قسم المبخر تكون متساوية تقريباً في حالة النتائج النظرية (CFD)، ويُلاحظ أن الفرق في معدل درجة الحرارة



الشكل (5): مقارنة النتائج العملية بالنظرية لمعامل انتقال الحرارة (HTC) مع معدل درجة حرارة سطح الجهاز باستخدام مائي التشغيل الماء النقي والخليط



الشكل (4): مقارنة بين النتائج العملية والنظرية في درجات الحرارة على طول الجهاز لسائلي التشغيل الماء النقي والخليط وصولاً للاستقرار.

وحيث تم احتساب معدل توليد الحرارة وحساب معامل انتقال الحرارة للمبخر بشكل عملي باستخدام المعادلات التالية:-

$$Q_{out} = \dot{m}C_p (T_{out} - T_{in})$$

$$Q_{av.} = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{2}$$

$$h_{exp.} = \frac{Q_{av.}}{\pi D_e L_e (T_{e,av.} - T_v)}$$

حيث ان:

h_{exp} :معامل انتقال الحرارة العملي

$Q_{av.}$:معدل الطاقة الحرارية

Q_{in} : الطاقة الحرارية المجهزة للمبخر،

Q_{out} : الطاقة الحرارية الخارجة من المكثف،

والتي يمكن حسابها من ماء التبريد،

T_{in} : درجة حرارة ماء التبريد الداخل الى المكثف،

T_{out} : درجة حرارة ماء التبريد الخارج من المكثف.

$T_e, T_{av.}$: متوسط درجة حرارة سطح المبخر

T_v : درجة حرارة سطح المنطقة العازلة

\dot{m} : التدفق الكتلي

C_p : الحرارة النوعية

D_e : قطر انبوب المبخر

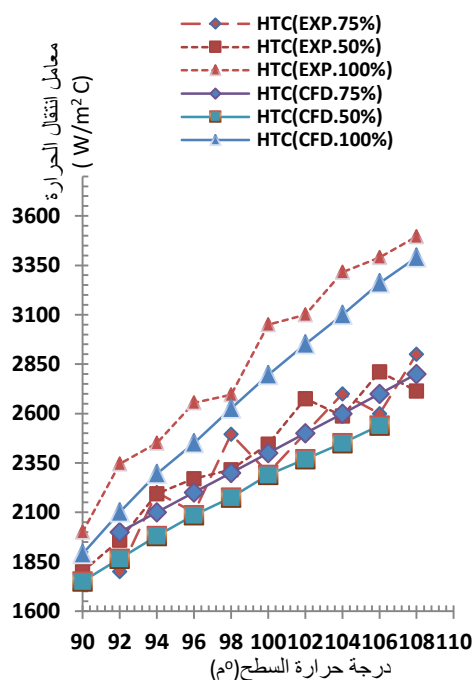
L_e : طول انبوب المبخر.

بمعنى أن درجة حرارة الجهاز تصل إلى حالة الاستقرار بصورة أسرع بحدود (5) دقائق من استخدام مانع الخليط. اما نظرياً عند استخدام الماء النقي كمانع تشغيل عند نفس قدرة تسخين المبخر يُلاحظ أن درجة حرارة السطح تصل إلى حالة الاستقرار بحدود (20) دقيقة، بمعنى أن درجة حرارة الجهاز تصل إلى حالة الاستقرار أسرع بحدود (5) دقائق أيضاً عن حالة استخدام خليط الماء والاسيتون. لوحظ من النتائج العملية والنتائج النظرية إن الزمن المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار يتناسب طردياً مع الفرق في درجات الحرارة بين سطح التسخين في المبخر ومانع التشغيل في المنطقة العازلة كما لوحظ في الشكل السابق رقم (3).

3.3 أقصى معدل انتقال الحرارة (Heat Transfer H.T.C.) Coefficient

في الشكل (5) تم تطبيق ورسم نتائج معامل انتقال الحرارة التي حُصل عليها باستخدام التحليل الحسابي لديناميكية الموائع نظرياً (CFD) ومقارنتها مع النتائج التي حُصل عليها تجريبياً (حيث تم حساب متوسط معدل توليد الحرارة المجهزة للمبخر وامتصاص الحرارة من المكثف بواسطة ماء التبريد عند وصول السيفون الحراري الحلقي لحالته المستقرة) ، ويلاحظ ان مقدار معامل انتقال الحرارة للمبخر الأعلى عند استخدام الماء النقي كمانع تشغيل لأن الماء يمتلك مواصفات جيدة في نقل الطاقة الحرارية فالفرق في درجة الحرارة بين سطح المبخر والمنطقة المعزولة يكون الأقل عند استخدام الماء النقي كمانع التشغيل مما يجعل معامل انتقال الحرارة للمبخر الأفضل في حالة استخدام الماء، وبالتالي يكون أداء جهاز السيفون الحراري الحلقي باستخدام الماء النقي هو الأفضل، ويقل أداء الجهاز كلما زادت نسبة اضافة الاسيتون كما مبين في الشكل (6).

- [2] Dube V., Akbarzadeh A., Andrews J., "The Effects of Non-Condensable Gases on the Performance of Loop Thermosyphon Heat Exchangers", Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 24, (2004), pp.2439–2451.
- [3] Aniruddha Pal, Yogendra Joshi, Monem H. Beitelmal, Chandrakant D. Patel, and Todd Wenger "Design and Performance Evaluation of a Compact Thermosyphon", Journal of IEEE, Vol. 25, December (2002), pp. 601-607.
- [4] Julia Rudolf "Thermosyphon Loops for Heat Extraction from the Ground", KTH Industrial Engineering and Management Division of Applied Thermodynamic and Refrigeration, (2008).
- [5] A.K. Goncharov, V.L. Barantsevich, A.A. Orlov, Experience of development of heat pipes applied in Russian spacecrafts, in Proc. Fifth Minsk Int. Sem. Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Minsk, Belarus, September 8-11, 2003
- [6] D.T. Swanson, Thermal control technologies for complex spacecraft systems, Proc. 13th Int. Heat Pipe Conf. Shanghai, China, China Astronautic Publishing House, Beijing, 2004.
- [7] Yu.F. Maydanik, Miniature loop heat pipes, Proc. 13th Int. Heat Pipe Conf. Shanghai, China, China Astronautic Publishing House, Beijing, 2004.
- [8] Leonid Vasiliev, David Lossouarn, Cyril Romestant, Alain Alexandre, Yves Bertin, Yauheni Piatsiushyk, Vladimir Romanenkov, Loop heat pipe for cooling of high-power electronic components, Int. J. of Heat and Mass Transfer 52 pp.301-308, 2009.
- [9] Eduardo Ramos, Mihir Sen and Cear Trevino, "A Steady-State Analysis for Variable Area One- and Two-Phase Thermosyphon Loops", Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 9, (1985), pp. 1711-1719.
- [10] Hareth Maher AbdShaheen, "An Experimental Study of Heat Transfer Characteristics in Loop Thermosyphon", M.Sc. Thesis, University of Mosul College of Engineering Mechanical Engineering, 2011.



الشكل (6) : مقارنة النتائج التجريبية و النظرية لمعامل انتقال الحرارة (HTC) مع معدل درجة حرارة الجهاز عند تغيير نسبة خلط مائع التشغيل مع الماء.

4. الاستنتاجات

يمكن تلخيص الاستنتاجات بالنقاط التالية:

1. ان الفرق القليل في معدل درجة الحرارة (بين المبخر والمنطقة العازله) يؤدي إلى تقليل الوقت المستغرق للوصول إلى حالة الاستقرار للجهاز لهذا استخدام الماء النقي كمائع تشغيل. سرعة استقراراً مما هو الحال في استخدام الخليط كمائع تشغيل.
2. ان معدل انتقال الحرارة عند استخدام الماء النقي اعلى من حالة استخدام الخليط كمائع تشغيلي، حيث ان أعلى قيمة لمعامل انتقال الحرارة للجهاز تم الحصول عليها بشكل عملي ونظري في هذا البحث عند استخدام الماء النقي كمائع تشغيل بلغت (3390 و 3495 واط/م².م) على التوالي، بينما أعلى قيمة عند استخدام الخليط (50% ماء) كمائع تشغيل بلغت (2610 و 2812 واط/م².م) على التوالي.
3. ان معدل انتقال الحرارة النظري اقل عند المقارنة مع النتائج العملية للبحث، لكن أظهرت النتائج توافقاً مقبولاً، حيث كانت نسبة الخطأ العظمى لا تتجاوز 6%.
4. ان معامل انتقال الحرارة للجهاز في حالة استخدام الماء النقي كمائع تشغيل هو الأفضل، ويليه عند نسبة خليط 75% ماء ثم 50% ماء، بمعنى معامل انتقال الحرارة للجهاز يقل كلما زادت نسبة اضافة السائل الهيدروليكي للماء.

المصادر

- [1] Noie S.H., "Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon", Journal of Applied Thermal Engineering, Vol. 25, (2005), pp. 495–506.

Simulation of Two Phase Natural Convective Heat Transfer in a Loop Thermosyphon

Raqeeb Rajab

Lecturer

Raqeeb.hummadi@gmail.com

College of Agriculture and Forestry, University of Mosul

Abstract

This research includes experimental investigation and theoretical simulation which is manufactured locally in a laboratory to assess the characteristics of the two-phase convective heat transfer and performance of a loop thermosiphon. Practical experiments were performed using pure water, hydrocarbon fluid (acetone) and a mixture of both fluids with determined weight ratios used as working fluids. The experimental results of average heat transfer coefficient that were theoretically simulated under the same boundary conditions in both cases to study the effect of the kind of working fluid on the period required to reach the steady state condition and to achieve high performance within the best design conditions of the experimental rig. A comparison was made between the simulation and experimental results and an acceptable agreement was shown. It is worth mentioning that the Computational Fluid Dynamic analysis (CFD) with Engineering Equations Solver (EES) were used in the theoretical simulation.