



تأثير الشكل الهيكلي الداخلي لأنبوب الحرارة على الأداء وخصائص انتقال الحرارة

د. عباس سعيد حسين

د. حسين حامد احمد

سارة سعد عبد الجبار الرجبو

Moamonabas@gmail.com

Hhahmad2006@yahoo.com

Sarahaad90.ss@gmail.com

جامعة الموصل-كلية الهندسة - جامعة الموصل-كلية الهندسة-

جامعة الموصل-كلية الهندسة-

قسم الهندسة الميكانيكية

قسم الهندسة الميكانيكية

قسم الهندسة الميكانيكية

الخلاصة

تضمنت الدراسة تصميم وتصنيع جهاز الترموسيفون الحراري والأنبوب الحراري لأجراء دراسة عملية لانتقال الحرارة بالحمل الحراري الطبيعي ثنائي الطور داخل الجهاز. في هذا البحث تم التحقق تجريبياً من تأثير عوامل مختلفة على توزيع درجات الحرارة ومعامل انتقال الحرارة والتي تتضمن الطاقة المجهزة للمبخر من (300W) إلى (700W) و كمية شحن السائل (الماء) متمثلة بنسبة حجمية من حجم المبخر (10%، 50%، 80%). تم الاختبار باستخدام سطحين مختلفين للأنبوب وتحت ضغط مقارب للضغط الجوي (1 bar) عند الوصول إلى حالة الاستقرار. أظهرت النتائج أن أفضل نسبة ملء كانت (50%) وأن معامل انتقال الحرارة للأنبوب الحراري وجد أعلى من معامل انتقال الحرارة للترموسيفون الحراري. وإن الفرق في معدل درجة الحرارة بين المكثف والمبخر عند الحالة المستقرة وجد أقل للأنبوب الحراري مقارنة مع الترموسيفون الحراري. المقارنة بين المنظومتين أظهرت إن الأنبوب الحراري كان أعلى كفاءة من الترموسيفون الحراري ثنائي الطور. تمت مقارنة نتائج العمل الحالي مع معادلات وعلاقات نظرية وعملية لباحثين آخرين ، وكانت النتائج التجريبية متفقة مع تلك المعادلات والعلاقات بصورة جيدة.

الكلمات المفتاحية: الأنبوب الحراري ، الترموسيفون الحراري ، الأخاديد ، نسبة الملء ، الانتقال الحراري.

Effect of Structural Shape of Heat Pipe Inside Surface on Performance and Heat Transfer Characteristics

Web Site: www.kujss.com Email: kirkukjournsci@yahoo.com,
kirkukjournsci@gmail.com



Sarah Saad Abd AL-Jabbar Dr. Hussain Hamed Ahmad Dr. Abbas Saeed Hussain

Sarahsaad90.ss@gmail.com Hhahmad2006@yahoo.com

Moamonabas@gmail.com

University of Mosul –	University of Mosul –	University of Mosul
–		
College of Engineering-	College of Engineering-	College of
Engineering-		
Mechanical Engineering	Mechanical Engineering	Mechanical
Engineering		

ABSTRACT

The Heat Pipe and Thermosyphon have been designed, fabricated and tested to investigate the heat that transfers by two-phase natural convection. Different affecting parameters on temperature distribution and heat transfer coefficient are experimentally investigated including the power input (300 to 700W), the filling ratio of the working fluid(water), represented by a volumetric ratio with respect to evaporator volume (15%,50%&85%). Two pipes with different inside surface shape were tasted. All tests were fulfilled at a pressure, a proximity, near atmospheric pressure (1 bar) during steady state conditions. The experimental results showed that the best filling ratio is (50%) and the heat transfer coefficient in heat pipe is found to be maximal compared with The heat transfer coefficient in thermosyphon. The mean temperature difference between the evaporator and condenser at steady state in heat pipe is found to be minimal compared with thermosyphon.

A comparison is fulfilled between the current study results and the empirical, theoretical correlations by other researchers showed that the experimental results were in good agreement with those correlations.

Key Words : Heat pipe, Thermosyphon, Grooves, Filling ratio, Heat transfer.

A	المساحة	m ²	الرموز السفلية الدليلية	
Bo	عدد (Bond)	---	a	المنطقة العازلة
C _p	السعة الحرارية النوعية	J/kg.°C	BL	حد الغليان
C _{sf}	ثابت يعتمد على مادة الأنبوب و نوع السائل المشغل	---	Bo	الغليان
D	القطر	m	cap	شعري
FR	نسبة الملء (Filling Ratio) $FR = \frac{V_f}{V_e}$	---	CCFL	حد الجريان المتعكس (حد الطوفان)
g	التعجيل الأرضي	m/s ²	c	المكثف
h	معامل انتقال الحرارة	W/m ² .°C	e	المبخر
h _{fg}	الحرارة الكامنة للتبخير	J/kg	eff	فعال
$\hat{K}u$	عدد (Kutateladze)	---	ent	السحب
K	النفاذية	m ²	exp	العملي
K	الموصلية الحرارية	W/m.°C	ext	الخارجي
L	الطول	m	f	مائع
$\dot{m}$	التدفق الكتلي	kg/s	l	الداخلي
P	الضغط	N/m ²	ln	الداخلية
Pr	عدد (Prandtle) $Pr =$	---	l	السائل



			$\frac{\mu C_p}{k}$	
عالي	max	---	مادة تستخدم في عدة استخدامات ومن ضمنها الأنابيب البلاستيكية (Polyvinyl chloride).	PVC
مراكز الغليان	n	W	كمية الحرارة	Q
خارجي	o	W/m ²	الفيض الحراري	Q
خارجة	out	m	نصف القطر	R
أنبوب	P	°C	درجة الحرارة	T
قطري	rad	m ³	الحجم	V
اللاصوتي	So	W	القدرة	W
كلي	t	kg/m ³	الكثافة	ρ
بخار	ν	N/m	الشد السطحي	σ
لزوجة	Vis	kg/m.s	اللزوجة الديناميكية	μ
الفتيل	Ws	---	المسامية	ε
		---	زاوية الميل	β

1 : المقدمة

إن مبدأ الأنابيب الحرارية تم اكتشافه عام (1942) من قبل (Gaugler) وفي سنة (1962) من قبل (Trefethem) ولم ينتشر على نطاق واسع حتى عام (1964) عندما قام العالم (Grover) وزملاؤه في مختبر (Alamos) العالمي الوطني باختراع و توضيح مفهوم مستقل حيث صنع (Grover) أداة عالية الأداء ذات فاعلية في نقل الحرارة وعرف باسم "أنبوب حراري" ونتيجة لارتفاع أسعار الوقود أصبح من الضروري إيجاد طرق جديدة لحفظ وزيادة الكفاءة لاستخدام الطاقة. ولهذا السبب، في العقود الخمسة الماضية تم تطوير أجهزة انتقال الحرارة عن طريق التغيير في شكل وكيفية انتقال الحرارة للأنظمة الحرارية مع كفاءة عالية [1]. يقوم هذا الجهاز بنقل الطاقة الحرارية من مصدر الطاقة في المبخر ليتم التخلص منها في المكثف داخل أنبوب مغلق من دون إي استعمال للأجزاء المتحركة مثل المضخة أو أجزاء السيطرة. الثرموسيفون الحراري أو الأنبوب الحراري جهاز يتغير فيه الطور من السائل إلى البخار وبالعكس حيث ينقل الحرارة من المائع الحار إلى المستقبل البارد، لذا يُعد الأنبوب الحراري و الثرموسيفون الحراري من الأجهزة ذات الكفاءة العالية في نقل الطاقة الحرارية من مكان إلى آخر. الثرموسيفون الحراري والأنبوب الحراري مكون من حاوية مغلقة ومفرغة من الهواء مع أو بدون فتيلة تكون مملوءة بسائل التشغيل [2]، وهو يعتمد على الحمل الحراري الطبيعي ثنائي الطور في نقل الطاقة الحرارية داخل الجهاز، إذ أن انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور أكبر بكثير مقارنة بالحمل الحراري أحادي الطور لسائل التشغيل نفسه كون الطاقة الكامنة أعلى بكثير من الطاقة المحسوسة [3]. إن قوى الجاذبية لها الدور الكبير لعودة الطور السائل لمائع التشغيل من المكثف إلى المبخر علماً أن أنابيب الحرارة التي تستخدم الفتيلة ذات الهياكل والأشكال المختلفة تكون لتعزيز تدفق السائل. يمكن وضع الأنبوب بالاتجاه الأفقي والمعاكس وبهذا سوف يتم ضخ السائل ضد الجاذبية من المكثف إلى المبخر. بعض التطبيقات للأنابيب الحرارية هي في أجهزة التبريد الالكترونية، حفظ الحرارة لعادم التهوية، تطبيقات تبريد معالج الحاسوب، تبريد ريش التوربين الغازي وتبريد محرك الاحتراق الداخلي. الأنابيب الحرارية مهمة في أنظمة السيطرة الحرارية للأقمار والسفن الفضائية فهي لا تحتاج إلى طاقة كهربائية أو أجزاء متحركة وفعالة جداً لنقل الحرارة كما أنها تمتلك عمر تشغيلي طويل [4] وكذلك تحتاج إلى أجهزة لا تعتمد على الجاذبية الأرضية وبذلك فإن الأنبوب الحراري هو المستخدم في هذا التطبيق حيث يعطي ضخاً شعرياً عالياً.

2: محددات انتقال الحرارة



1-2: محددات الأنبوب الحراري: محددات الحرارة الداخلة القصوى التي يجب انتقالها بواسطة الأنبوب الحراري يمكن تقسيمها إلى فئتين أساسيتين: محددات تؤدي إلى فشل وتوقف عمل الأنبوب الحراري ومحددات لا تؤدي إلى ذلك [5]. كمية الحرارة الداخلة للأنبوب الحراري Q تتناسب طردياً مع معدل كتلة جريان مائع التشغيل المدور والحرارة الكامنة للتبخير h_{fg} للمائع وان الحرارة الداخلة هي

$$Q_{\max} = \dot{m}_{\max} \times h_{fg} \quad (1.2)$$

1-1-2: محددات الفشل او توقف العمل:

1- المحدد الشعري: القابلية الشعرية لتحقيق دوران مائع التشغيل تسمى المحدد الشعري أو المحدد الهيدروديناميكي وهي تحدث عندما يكون معدل الضخ غير كافٍ لتزويد جزء المبخر بالمائع [6].

الحرارة المنتقلة القصوى لمعظم الأنابيب الحرارية تتمثل بالاتي [7]:

$$Q_{\max, cap.} = \left[\frac{\rho_l \sigma_l h_{fg}}{\mu_l} \right] \left[\frac{A_{ws} K}{L_{eff}} \right] \left[\frac{2}{r_{cap}} + \left(\frac{\rho_l}{\sigma_l} \right) g L_t \cos \beta \right] \quad (2.2)$$

2- محدد الغليان: عندما يكون تدفق الحرارة القطري في مقطع المبخر عالياً جداً، فالمائع على السطح الداخلي المشغل (الفتيلة) للمبخر يغلي ودرجة حرارة الجدار تصبح عالية بشكل مفرط. فقاعات البخار المتشكلة على السطح الداخلي المشغل (الفتيلة) تمنع السائل من تبليل جدار الأنبوب مكونةً نقاط حارة. وبهذه الحالة تتكون ظاهرة الجفاف التام للمبخر. طور العالم [chi 1976] مصطلح للتدفق الحراري المصاحب لنمو الفقاعات، وهو دالة لخواص المائع كما موضح في المعادلة:

$$Q_{\max, bo.} = \left(\frac{2\pi L_e (k_{eff})_{ws} T_v}{h_{fg} \rho_v \ln(r_i/r_v)} \right) \left(\frac{2\sigma}{r_n} - \Delta P_{cap, max} \right) \quad (3.2)$$

3- حد السحب: الأنبوب الحراري يحوي على السائل والبخار اللذين يكونان باتجاهين متعاكسين. قوة القص توجد عند تداخل السائل-البخار. كما إن سرعة البخار العالية قد تسبب في حمل بعض

قطرات السائل مع البخار عائداً إلى المكثف، وهذا يمنع عودة السائل للمبخر. أما الطريقة لإيجاد حد السحب باستخدام خاصية عدد ويبر (عدد ويبر يُعرف بالنسبة بين قوة القص اللزجة إلى الشد السطحي) قد تم اعتمادها [7]. ومعادلة حد السحب:

$$Q_{max,ent.} = A_v h_{fg} \left(\frac{\sigma \rho_v}{2r_{cap}} \right)^{0.5} \quad (4.2)$$

2-1-2 : محددات العمل (عدم الفشل):

1- الحد اللاصوتي: الحد اللاصوتي يشابه فوهة النافث المتقارب - المتباعد (Converging-diverging nozzle) مع معدل كتلة جريان ثابتة، وسرعة البخار تزداد على امتداد المبخر وتصل أقصاها عند نهاية جزء المبخر [6]. لذا حتى ولو قللت درجة حرارة المكثف لا يحدث زيادة في جريان البخار نحو المكثف. هذا يسمى الحد اللاصوتي. المصطلح لهذا الحد يشتق من نظرية جريان البخار للبعد الواحد [5,7]. والشكل النهائي للمعادلة:

$$Q_{max,so.} = 0.474 A_v h_{fg} (\rho_v P_v)^{1/2} \quad (5.2)$$

2- حد اللزوجة (Viscous Limit): عند العمل بدرجات حرارة منخفضة فان فرق ضغط البخار بين حيز المبخر والمكثف للأنبوب الحراري يكون قليل جداً وبالتالي تكون قوى اللزوجة التي تقع ضمن حيز البخار هي المؤثرة بسبب مدى درجات الحرارة. في هذه الحالة فان فرق الضغط قد لا يكون كاف لتوليد الجريان والبخار قد يتوقف. هذا ما يسمى بحد اللزوجة. هذا الحد يحدث عندما يعمل الأنبوب الحراري عند درجات حرارة اقل من مدى درجات العمل الطبيعية [6,7].

ويمثل هذا الحد رياضياً ب [5,6,7]:

$$Q_{max,vis.} = \frac{A_v r_o^2 h_{fg} \rho_v P_v}{16 \mu_v L_{eff}} \quad (6.2)$$

3- حد المكثف (Condenser limit): معدل انتقال الحرارة في حيز المكثف مسيطر عليه بربط المكثف مع المبرد (نظام سحب الحرارة). عند الحالة المستقرة، معدل طرح الحرارة في المكثف يجب أن يساوي معدل الحرارة المضافة في المبخر. المكثف يعمل على نقل الحرارة أما بالحمل

و/أو الإشعاع[5]. حد المكثف يحدث عندما يكون معامل انتقال الحرارة بالحمل والاطئة (مثلاً الحمل الطبيعي)، انبعاثية (emissivity) واطئة للسطح أو محدودية المساحة السطحية. في هذه الحالات، الحرارة المضافة للأنبوب الحراري تؤدي إلى زيادة درجة حرارة الأنبوب الحراري بسبب الحاجة لزيادة فرق درجات الحرارة بين مكثف الأنبوب والمبرد. الطرق لتحسين حد المكثف يجب أن تتضمن زيادة معامل انتقال الحرارة بواسطة زيادة انبعاثية السطح. في هذه الحالة الحرارة المنتقلة (الحرارة الخارجة) من المكثف بواسطة الماء البارد يمكن إيجادها بواسطة :

$$Q_c = \dot{m} \times C_p (T_{out} - T_{in}) = Q_{out} \quad (7.2)$$

2-2 : محددات الترموسيفون الحراري:

انتقال الحرارة بالحمل الحراري ثنائي الطور داخل الترموسيفون الحراري محاط بعدة محددات يجب أخذها بنظر الاعتبار ليتم الوصول إلى أفضل تصميم للجهاز وهي تعتمد على الأبعاد الهندسية للجهاز، كمية ملء مائع التشغيل ومقدار الفيض الحراري للجهاز وهذه المحددات هي:

1- حد الجفاف: يحدث حد الجفاف عند نسبة ملء معينة وعادةً ما يكون عند النسب القليلة لمائع التشغيل في المبخر، بسبب نقص كمية كبيرة من مائع التشغيل داخل المبخر كون المائع المتبخر الخارج من المبخر أكثر من المائع المتكثف والعائد إلى المبخر مما يؤدي إلى ارتفاع درجة الحرارة للمبخر[3].

2- الحد الأقصى للغليان: حد الغليان يظهر عند نسبة الملء الكبيرة لمائع التشغيل والفيض الحراري العالي [8]، وطبقاً لخواص داينامك الحرارة للسوائل فإن مائع التشغيل يبدأ بالغليان عندما يصل إلى درجة حرارة التشيع عند الضغط النوعي له ولكن بشكل عملي فإن انتقال الحرارة داخل حوض الغليان يبدأ عندما تكون درجة حرارة سطح التسخين أعلى من درجة حرارة مائع التشغيل، فقاعات البخار تتولد عند الفيض الحراري العالي على سطح المبخر وتبدأ بالتزايد عند زيادة درجة الحرارة وتبدأ بتشكيل طبقة من البخار ملاصقة لسطح المبخر الداخلي، وهذا يمنع التلامس بين مائع التشغيل وسطح الأنبوب، وبالتالي تقليل انتقال الحرارة، وذلك لكون الموصلية الحرارية للبخار أقل من السائل للمائع نفسه[3]. قام الباحث (Immura) [2] بوضع علاقة تحدد الحد الأقصى للطاقة الحرارية المنقولة بالغليان :

$$Q_{max,bo} = A_{rad} h_{fg} \rho_v^{0.5} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \hat{K} u_{BL} \quad (8.2)$$

إذ أن

$$\hat{K} u_{BL} = 0.16 \left[1 - \exp \left\{ \left(-d/L_e \right) \left(\rho_l / \rho_v \right)^{0.13} \right\} \right] \quad (9.2)$$

$$A_{rad} = \pi d L_e \quad (10.2)$$

3- حد الجريان المتعكس (الطوفان): يعتبر من الحدود المهمة والشائعة الموجودة في الترموسيفون ثنائي الطور عند كمية الملء الكبيرة لمائع التشغيل، وفيض حراري محوري عالي وفيض حراري محيطي واطئ. قوة القص للبخار تمنع المائع المتكثف من العودة إلى المبخر مما يؤدي إلى ظهور طفو في المكثف. وهذا يؤدي إلى جفاف جزئي في المبخر مما يؤدي إلى توقف النظام. المعادلة العامة المستخدمة لهذا الحد [9]، هي:

$$Q_{max,CCFL} = Ku_{CCFL} h_{fg} A [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \left[\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4} \right]^{-2} \quad (11.2)$$

$$Ku_{CCFL} = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.14} \tanh^2 Bo^{1/4} \quad (12.2)$$

$$Bo = d \left[g(\rho_l - \rho_v) / \sigma \right]^{1/2} \quad (13.2)$$

تم حساب الحدود جميعها للترمو سيفون الحراري والأنبوب الحراري كما مبين في الجدول (1).

الجدول (1): يبين الحد الأقصى لكل حد سواء للترمو سيفون الحراري والأنبوب الحراري.

Type	Q	Equation no.	Value(W)
------	---	--------------	----------



	$Q_{max, cap.}$	2.2	١١٤١١
	$Q_{max, bo.}$	3.2	٢٧٣٨٣٥
Heat Pipe	$Q_{max, ent.}$	4.2	١٧٦٤٨١
	$Q_{max, so.}$	5.2	٣٤٢٩٣٠
	$Q_{max, vis.}$	6.2	7.602E+13
Thermosyphon	$Q_{max, bo}$	8.2	١٨٣١٠
	$Q_{max, CCFL}$	11.2	٦٧٢٧٨٨

3: جهاز الاختبار

تم تصنيع الجهازين المُختبريين من أنبوب نحاسي كما مبين في الشكل (1) حيث بلغ الارتفاع الكلي (670mm)، كما تم تصنيع أنبوبين مختلفين في الشكل الداخلي الأول ذو سطح أملس بدون إي تشغيل لسطحه الداخلي (ثرموسيفون حراري) بقطر داخلي وخارجي (30mm, 27mm) على التوالي ، والسبب في اختيار هذا الأنبوب بهذا السطح لجعله أساساً لمقارنته مع الشكل الآخر وإيجاد الأفضل. أما الأنبوب الثاني فكان ذا سطح مشغل على شكل حلقات نحاسية متساوية في الأبعاد الهندسية ذات قطر داخلي وطول وسمك (0.5mm, 10mm, 27mm) على التوالي و تقع على مسافات متساوية حيث كانت المسافة بين حلقة وأخرى (10mm) كما مبين في الشكل (2).

أما الأجزاء الرئيسية لهذا الجهاز فتشمل :-

1-3 : المبخّر: يقع المبخّر في هذا البحث في الجزء السفلي لكلا الجهازين وهو مثبت بصورة عمودية حيث صنع من أنبوب نحاسي بطول (200mm) و قطر داخلي وخارجي (30mm, 27mm) على التوالي، وتبلغ النسبة الباعية (Le/de= 4.4) . أُستخدم سلك تسخين كهربائي لتسخين سطح المبخّر حيث تم لفه على محيط سطح المبخّر بعدد لفات (8) لفة.

ولتقليل كمية الطاقة الحرارية المفقودة على طول المبخر استخدمت ثلاث طبقات من العوازل: طبقة داخلية من الطين بسمك (33.5mm)، وأنبوب بلاستيكي (PVC) بسمك (4mm) يقع في الوسط وطبقة خارجية من الصوف الزجاجي بسمك (1mm) كما موضح في الشكل (1)، واستخدمت ستة مزدوجات حرارية نوع (K) لقياس درجات الحرارة لسطح المبخر حيث ثبتت على خط عمودي واحد وبمسافة معينة بين كل مزدوج حراري وآخر وثبت احدهم في قاع المبخر، يحوي المبخر في الأنبوب المشغل على (10) حلقة.

2-3: المكثف: يقع المكثف في هذا البحث في الجزء العلوي لكلا الجهازين موضوع بصورة عامودية، تم تصنيعه من أنبوب نحاسي بطول (270mm) قطر داخلي وخارجي (30mm,27mm) على التوالي، يحوي الأنبوب المشغل (13) حلقة. مائع التبريد في المكثف هو الماء يجري داخل أنبوب محوري من (PVC) يقع في المركز بقطر داخلي وخارجي (80mm,77mm) على التوالي كما في الشكل (1)، حيث كان جريان الماء داخل الأنبوب المحوري في المكثف بنفس اتجاه جريان البخار. تُحسب كمية ماء التبريد وكذلك درجة حرارة دخوله وخروجه لمعرفة كمية الطاقة المتحررة. وقد تُثبت سبعة مزدوجات حرارية، اثنان على خط الدخول والخروج للماء في الأنبوب المحوري لمعرفة درجة حرارة المائع الداخل والخارج من المكثف، وخمسة على السطح الخارجي للمكثف كما في الشكل (1).

3-3 : المنطقة العازلة: يحوي الثرموسيفون الحراري أو الأنبوب الحراري على جزء من الأنبوب معزول حرارياً من النحاس بطول (200mm) وقطر داخلي وخارجي (30mm,27mm) على التوالي، يحوي على عدد من الحلقات (10) حلقة. عزل الأنبوب بثلاث طبقات طبقة داخلية من الطين بسمك (33.5mm)، وأنبوب بلاستيكي (PVC) بسمك (4mm) يقع في الوسط وطبقة خارجية من الصوف الزجاجي بسمك (1mm). تُثبت مزدوجان لقياس درجة الحرارة واقعين على خط واحد كما في الشكل (1). ربطت المزدوجات الحرارية بعد معايرتها بقارئ الكتروني نوع (MMG) ذي مواصفات عالية بإمكانه قراءة (100) قراءه بالثانية الواحدة وحدود قراءته لدرجات الحرارة (0°-500) وكانت حساسية قراءة هذا الجهاز تبلغ (0.01°C) كما موضح في الشكل (3). تم تحويل هذه القيم من خلال برنامج (Lab View) حيث يأخذ القراءة الآنية لكل مزدوج حراري ويبين كل قيمة وقيمة لدرجات الحرارة ثانية ونصف من الزمن ويبين كل قراءة وأخرى (30) ثانية.



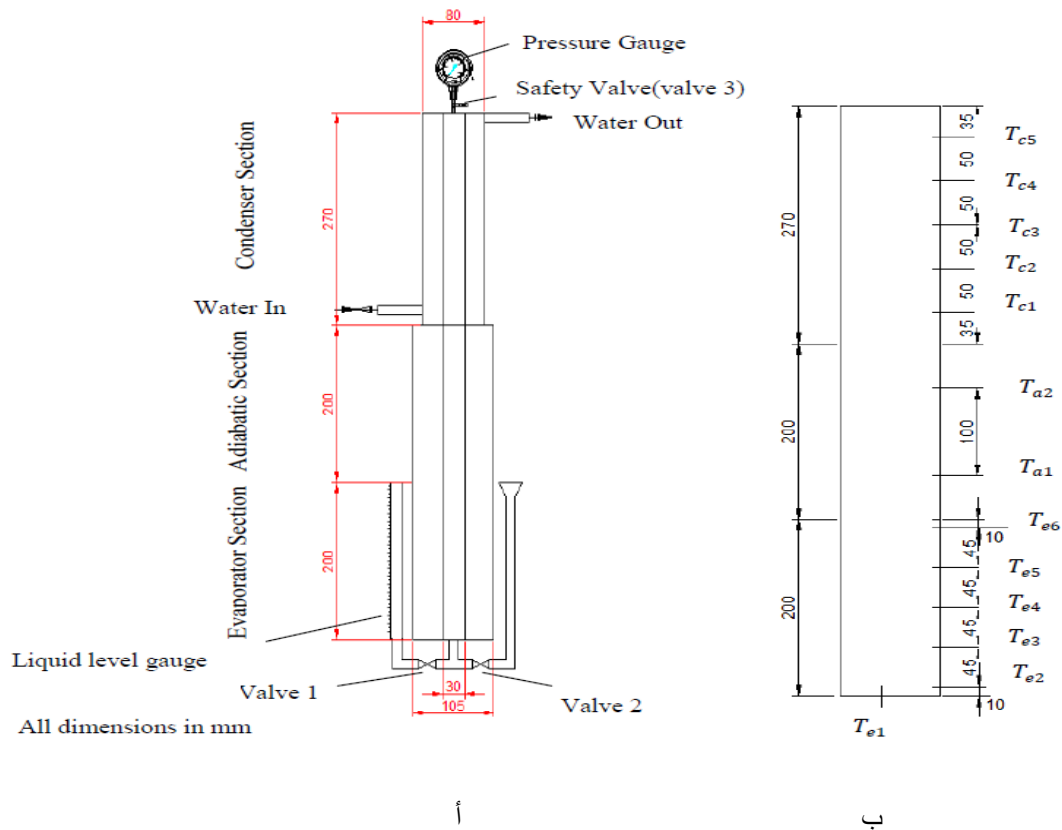
4: الاختبار

1-4: العوامل المعتبرة في الدراسة

- 1- شكل السطح الداخلي للأنبوب الحراري (أملس بدون إي تشغيل والأخر يحوي على حلقات).
- 2- القدرة الداخلة (300W-700) وبتدريج (50W).
- 3- مائع التشغيل : ماء مقطر.
- 3- نسبة ملء المبخر (١٥%، ٥٠% و ٨٥%).

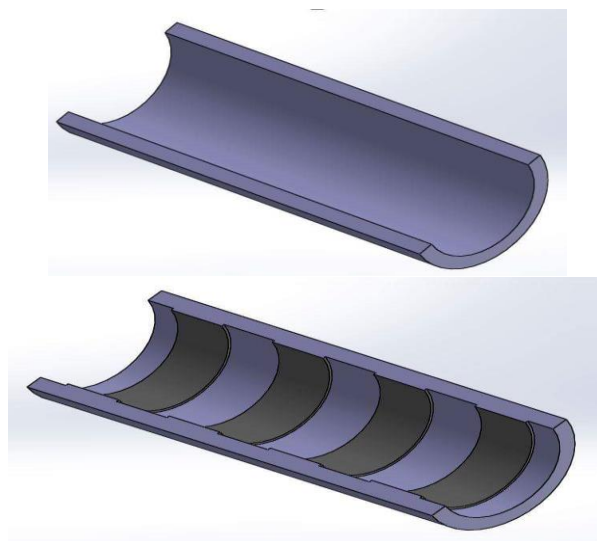
2-4: الخطوات العملية للتجربة:

اولاً يتم فتح الصمامات (1,2,3)، الشكل (1)، ومن ثم ملء المبخر بمائع التشغيل من خلال وعاء الملء بالكمية المحددة. غلق الصمامات (1,2,3). بعد ذلك يفتح صمام ماء التبريد للمكثف. يتم تشغيل المنظومة الالكترونية لقياس درجات الحرارة والحاسوب وكذلك البرنامج الخاص واخذ قراءة أولية لدرجات حرارة الأنبوب ودرجة حرارة الماء الداخل والخارج من المكثف. يجهز سلك التسخين بالطاقة الكهربائية المطلوبة (Q_{in}) باستخدام مغير المقاومة (Variac) ومقياس القدرة (Wattmeter). تسجيل درجات الحرارة على طول سطح الجهاز لمدة زمنية ثابتة (كل 30 ثانية). يفتح الصمام (3) عند ارتفاع الضغط للتخلص من الغازات المتبقية داخل الأنبوب للتأكد من انه مفرغ من الهواء. وعند وصول الجهاز إلى حالة الاستقرار تُسجل جميع درجات الحرارة لسطح الجهاز. واخيراً لحساب الطاقة الحرارية المحررة من المكثف يتم من خلال قياس درجة الحرارة الماء عند الداخل والخارج.



الشكل (1): أ- مخطط توضيحي للجهاز المختبري.

ب- مقطع للجهاز يبين مواقع المزدوجات الحرارية.



b

a

الشكل (2): الأشكال المستخدمة للسطح الداخلي.

a: السطح الداخلي المشغل (المخدد).

b: السطح الداخلي الأملس.

قارئ درجة حرارة الجو



الشكل (3): صورة فوتوغرافية للجهاز والمنظومة المختبرية.

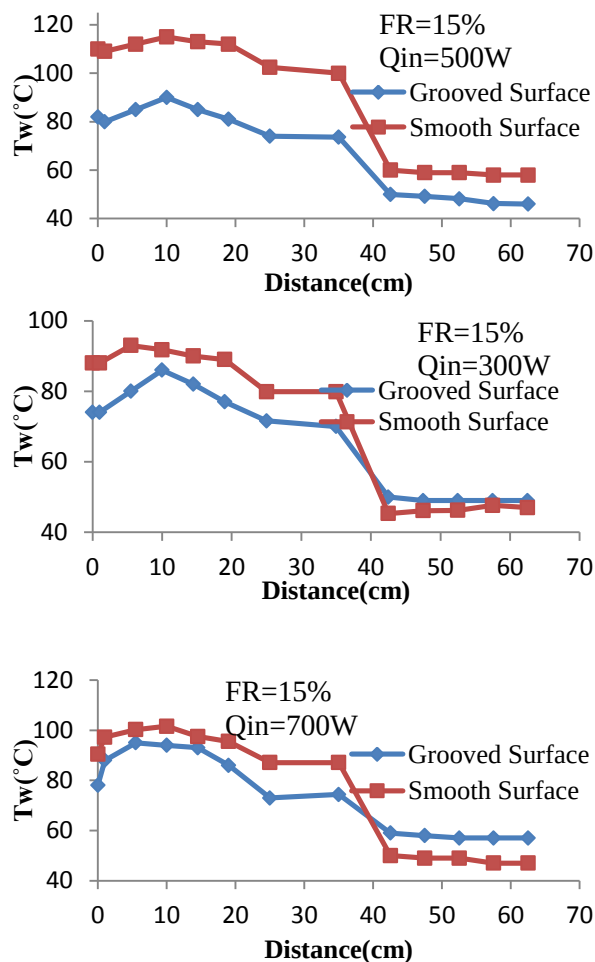
5: النتائج والمناقشة

5-1 : تأثير نسبة الملء والقدرة الداخلة وشكل السطح الداخلي للأنبوب على توزيع درجات الحرارة على طول الأنبوب

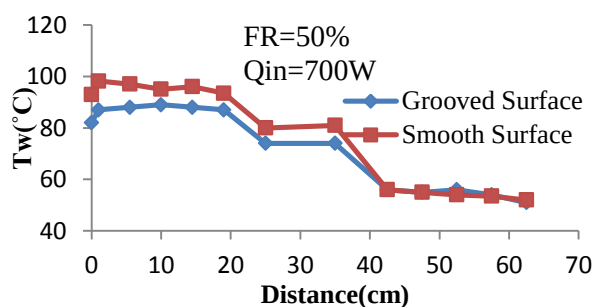
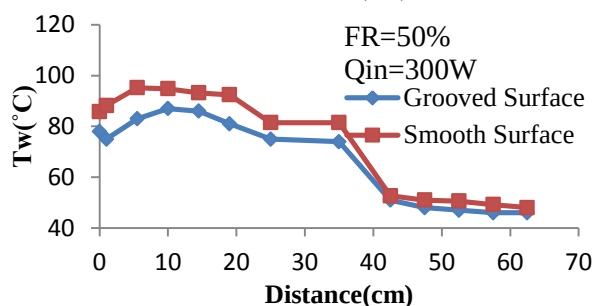
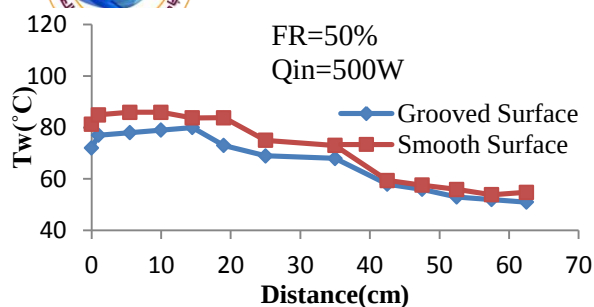
إن النسبة المشحونة للمائع في المبخر لها أهمية كبيرة على كفاءة الجهاز المختبري فإذا كانت نسبة الشحن قليلة جداً فذلك سوف يؤدي إلى الجفاف، أما إذا كانت نسبة الشحن كبيرة جداً فسيلاحظ تجمع المائع على سطح المكثف ويعمل على سد سطح التكثيف في المكثف [7]. إن التعبير عن كمية المائع المشغل في الثرموسيفون الحراري أو الأنبوب الحراري متمثلة كنسبة حجم مائع التشغيل إلى الحجم الداخلي للمبخر. الشكل (4) يبين توزيع درجات الحرارة على طول

الأنبوب (الترموستات الحراري والأنبوب الحراري) لنسب الماء الثلاث. عند نسبة الماء (15%) لوحظ أنه عند القدرة الواطئة كان الفرق في معدل درجة الحرارة بين السطحين الأملس والمخدّد للمبخّر قليلاً حيث بلغ الفرق ما يقارب عشرة درجات سيليزية وهذا الفرق أيضاً ظهر عند المنطقة المعزولة وبنفس المقدار وعند ملاحظة جزء المكثف ظهر تقارباً كبيراً للمنحنيين على طول جزء المكثف. عند القدرة المتوسطة يُلاحظ الفرق الكبير لمنحنيات درجات الحرارة بين السطحين حيث بلغ الفرق في معدل درجة الحرارة ما يقارب ثلاثين درجة سيليزية عند جزء المبخّر والمنطقة المعزولة ويبدأ هذا الفرق بالانخفاض عند سطح المكثف. عند القدرة العالية لوحظ أن المنحنيات متقاربة بشكل كبير حيث بلغ أقل الفرق في معدل درجة الحرارة بين السطحين ثمانية درجات سيليزية عند جزء المبخّر والمنطقة المعزولة. أما عند جزء المكثف يُلاحظ أن السطح الأملس درجة حرارته أقل من تلك التي ظهرت عند سطح الأخاديد ومن الممكن أن يكون سبب ذلك هو دوران مائع التشغيل في السطح المُخدّد أفضل من السطح الأملس وكذلك زيادة المساحة السطحية. أما لنسبة الماء (50%) حيث ظهر تقارب كبير في منحنيات درجات الحرارة للسطحين وبلغ أعلى فرق في معدل درجة الحرارة ما يعادل عشرة درجات بين سطحي المبخّر للسطح الأملس والمُخدّد عند القدرة الواطئة والفرق في معدل درجة الحرارة كان ما يعادل تسعة درجات مئوية بين سطحي المبخّر للسطح الأملس والمُخدّد عند القدرة العالية. ولوحظ عند نسبة الماء (85%) حيث ظهر تقارب كبير لمنحنيات درجة الحرارة عند القدرة الواطئة وبلغ الفرق بين درجات الحرارة بين سطحي المبخّر للسطح الأملس والمُخدّد ما يعادل ثلاث درجات سيليزية ومن ثم ظهر فرق بين منحنيات درجة الحرارة بازدياد القدرة وبلغ أعلى فرق بين درجات الحرارة بين سطحي المبخّر للسطح الأملس والمُخدّد خمسة عشر درجة سيليزية. لوحظ أن في جميع القدرات المزودة للمبخّر إن منحنيات الترموستات الحراري ولجميع النسب هي أعلى من منحنيات الأنبوب الحراري ويمكن تعليل ذلك التصرف بكثرة مراكز الغليان في سطح الأنبوب الحراري مقارنة مع سطح الترموستات الحراري وبذلك تكون الفقاعات المتكونة على سطح الأنبوب الحراري أصغر حجماً وأكبر عدداً مما يؤدي إلى مغادرة المبخّر بصورة أسرع وبالتالي يكون دوران مائع التشغيل بشكل أفضل وهذا يتطابق مع [10]. الفرق في معدل درجة الحرارة بين المكثف والمبخّر عند الحالة المستقرة وجدّ أقل للأنبوب الحراري عند نسبة ماء (50%) وقدرة مجهزة (500W) حيث بلغ الفرق (22.5°C). أما الفرق في معدل درجة

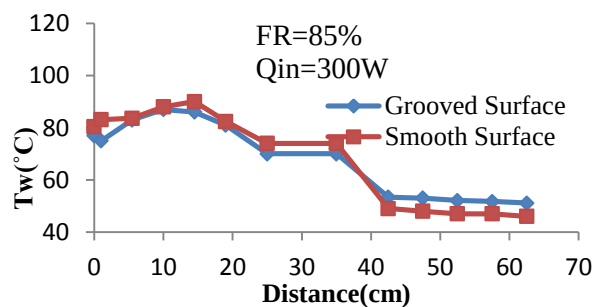
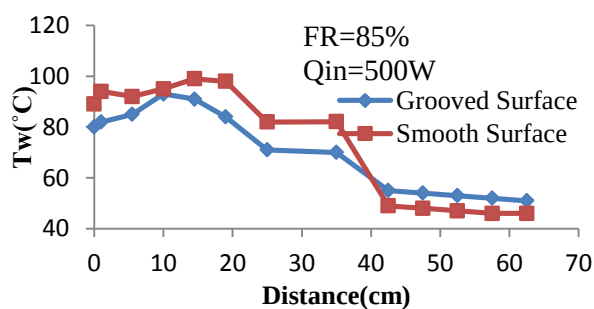
الحرارة للمكثف والمبخر عند الحالة المستقرة وجدَّ اقل للثرموسيفون الحراري عند نسبة ملء (50%) وقدرة مجهزة (500W)، حيث بلغ الفرق (27.91°C).

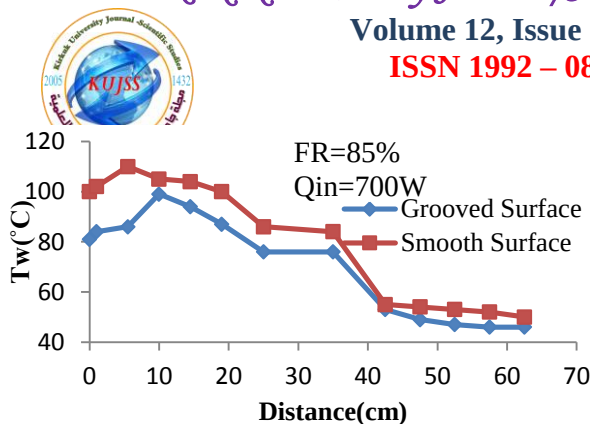


(a)



(b)





(c)

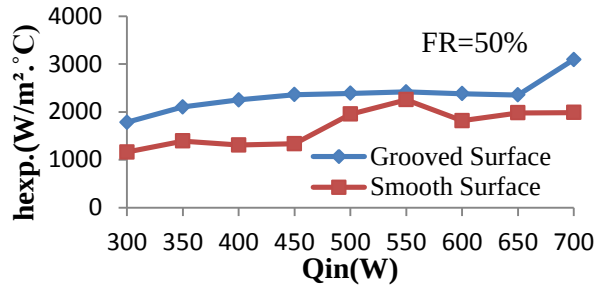
الشكل (4): تأثير نسبة المملء والقدرة المدخلة والشكل الداخلي للأنبوب على توزيع درجات الحرارة وبإختلاف القدرة المجهزة.

(a): نسبة المملء (15%) ، (b) : نسبة المملء (50%) ، (c): نسبة المملء (85%).

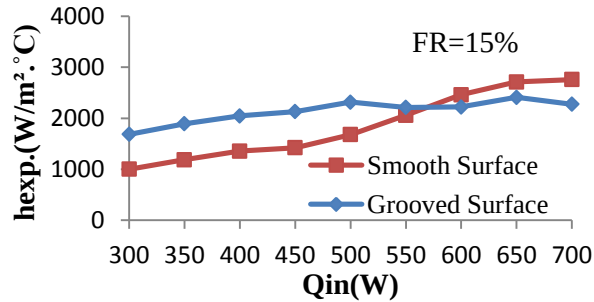
2-5: تأثير السطح الداخلي للثرموستاتيون و الأنبوب الحراري على معامل انتقال الحرارة لنسب المملء الثلاث

الشكل (5) يوضح المقارنة بين معامل الانتقال الحراري للثرموستاتيون الحراري والأنبوب الحراري عند نسب المملء الثلاث. عند نسبة المملء (15%) يُلاحظ أن القدرة العالية تزيد من معامل انتقال الحرارة في الثرموستاتيون وتفيقت هذه الزيادة على معامل انتقال الحرارة في الأنبوب الحراري وتبين انه عند تلك النسبة والقدرة التقديرية (560W) لا يوجد أي تأثير للسطح الداخلي للمبخر. من الواضح أن معامل انتقال الحرارة للأنبوب الحراري أفضل من معامل انتقال الحرارة للثرموستاتيون الحراري عند نسبة المملء (50%) وهذا يعزى الى وجود الأخاديد التي تزيد من المساحة السطحية لانتقال الحرارة. عند نسبة المملء (85%) أيضاً كان معامل انتقال الحرارة للأنبوب الحراري أفضل من الثرموستاتيون الحراري وظهر تقارب بين المنحنيين وخاصة عند القدرات المجهزة الواطئة. من الواضح أن الأنبوب والثرموستاتيون الحراري يكون معامل الانتقال الحراري فيهما اقل عند نسبة المملء العالية مقارنة مع النسب الأخرى. أن افضل معامل انتقال الحرارة للأنبوب الحراري وجد ليكون أعلى عند نسبة المملء (50%) وقدرة مجهزة

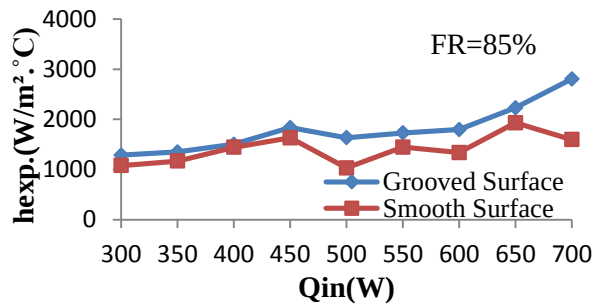
(700W) حيث بلغت قيمة معامل الانتقال الحراري ($3100 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$). أما معامل انتقال الحرارة للثرموسيفون وجد ليكون أعلى عند نسبة الملاء (50%) وقدرة مجهزة (550W) حيث بلغت قيمة معامل الانتقال الحراري ($2253 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$).



(a)



(b)



(c)

الشكل (5): المقارنة بين معامل الانتقال الحراري للثرموسيفون والأنبوب الحراري لنسب الملاء المختلفة عند قدرات متباينة.

(a): نسبة الملء (15%) ، (b) : نسبة الملء (50%) ، (c): نسبة الملء (85%) .

3-5: مقارنة النتائج العملية مع العلاقات النظرية والتجريبية

يتبين إن لنسبة الملء وشكل السطح الداخلي للأنبوب تأثير على معامل انتقال الحرارة من خلال استخدام الجهاز المختبري وتحت قيم مختلفة للطاقة الحرارية الداخلة للمبخر. أجريت مقارنة لمعامل انتقال الحرارة بين النتائج العملية للبحث مع نتائج معادلات عملية ونظريه لباحثين آخرين [11,2] .

تم حساب معامل انتقال الحرارة للمبخر بشكل عملي من خلال القراءات المسجلة كدرجة حرارة السطح ودرجة حرارة البخار وقيمة الحمل الحراري باستخدام المعادلة الآتية :

$$h_{exp} = \frac{Q_{av.}}{\pi D_e L_e (T_{e,av.} - T_v)} \quad (1.5)$$

وجد أن منطقة الغليان الفقاعي هي الأكثر ظهوراً في المبخر عندما تكون نسبة الملء اكبر من (30%) [12] . لذا اختيرت العلاقات التي تطبق على (Nucleate Boiling) لإيجاد معامل انتقال الحرارة وإجراء مقارنة لها مع النتائج العملية المأخوذة من الجهاز. العلاقات التي اختيرت لإجراء هذه المقارنة هي للباحثين المذكورين أعلاه. إذ تعد علاقة [2] الأكثر استخداماً وهي تعتمد على نوع مائع التشغيل ونوع سطح حوض الجريان [3].

$$h_{Rohsenow} = \frac{q^{2/3}}{\frac{C_{sf} \times h_{fg}}{C_{p,l}} \times \left(\frac{1}{h_{fg} \times \mu_l} \left(\frac{\sigma_l}{g(\rho_l - \rho_v)} \right)^{0.5} \right)^{1/3} \times pr^{1.7}} \quad (2.5)$$

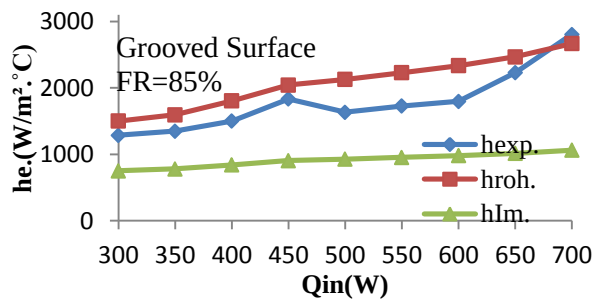
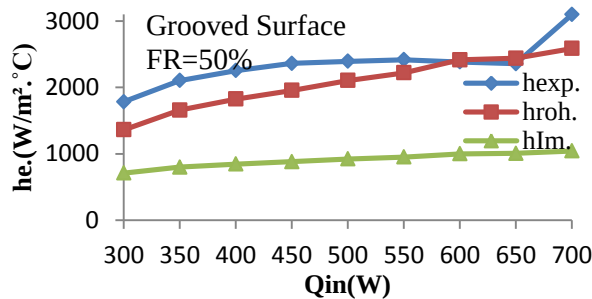
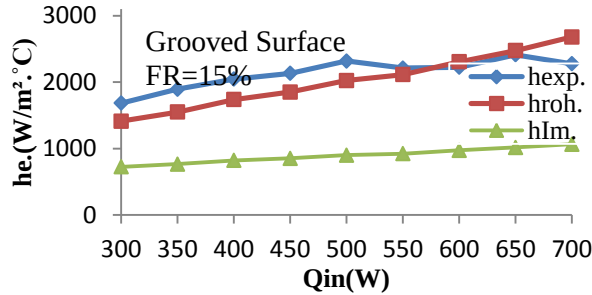
$$h_{Immura} = 0.32 \left(\frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{p,l}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left(\frac{P_{sat}}{Pa} \right)^{0.3} \quad (3.5)$$

إن المقارنة بين النتائج العملية لمعامل انتقال الحرارة داخل المبخر المأخوذة من المعادلة (1.5) والنتائج النظرية المأخوذة من المعادلتين (2.5) & (3.5) تم توضيحها في الشكل (6) حيث تبين إن أوطى منحني لمعامل انتقال الحرارة ظهر للباحث [11] ولجميع نسب الملء المجهزة. كما

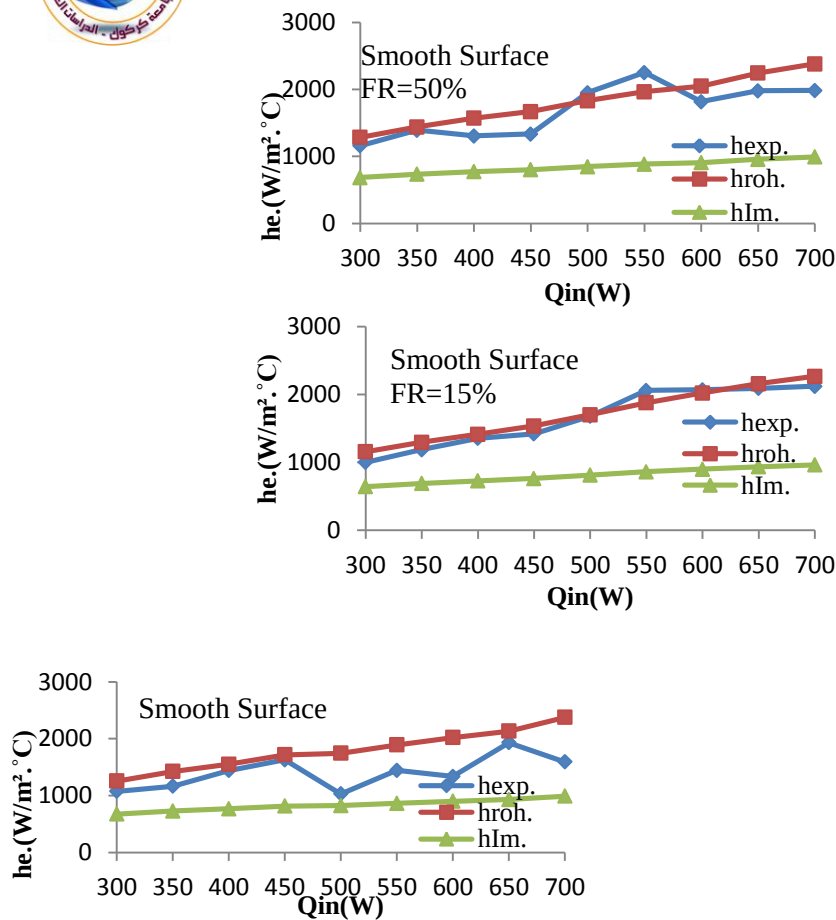
يُلاحظ بان هناك تناسباً طردياً بين القدرة المدخلة ومعامل انتقال الحرارة ولجميع نسب الملء المجهزة. عند نسب الملء (15%)&(50%) تبين أن منحني معامل الانتقال الحراري العملي أفضل من منحني الباحثين [2 ، 11] ، وظهر تقاطع بين منحني معامل الانتقال العملي ومنحني معامل الانتقال للباحث [2] بحدود القدرة (580W) عند نسبة الملء (15%). عند القدرة العالية ظهر تناقص لمعامل انتقال الحرارة العملي وقد يكون سبب ذلك حدوث حالة الجفاف . وعند نسبة الملء (50%) يُلاحظ تقاطع منحنيي معامل انتقال الحرارة العملي ومعامل انتقال الحرارة للباحث [2] عند القدرة (600W)، وعند القدرات اقل من (600W) كان معامل انتقال الحرارة للعملي أعلى مما هو عليه لمعامل الانتقال [2] . وعند نسبة الملء (85%) لوحظ أن المنحني لمعامل انتقال الحرارة [2] أعلى من منحني معامل انتقال الحرارة العملي. من الملاحظ أن أفضل منحني لمعامل انتقال الحرارة كان عند نسبة الملء (50%).

أما الشكل (7) يوضح العلاقة بين معامل انتقال الحرارة والقدرة المدخلة للمبخر خلال الترموسيفون الحراري لنسب الملء الثلاث. إذ يمكن ملاحظة التقارب بين المنحني العملي ومنحني [2] لجميع النسب لكنه يكون بشكل أفضل عند انخفاض نسبة الملء والقدرة المدخلة. إن منحني معامل الانتقال الحراري العملي يقع بين منحني العلاقة النظرية والعملية للباحثين المذكورين أعلاه وهذا ما توافق مع الباحث [13]. إن أوطئ منحني لمعامل انتقال الحرارة ظهر للباحث [11] ولجميع نسب الملء المجهزة. هنالك تناسباً طردياً بين القدرة المدخلة ومعامل انتقال الحرارة ولجميع نسب الملء المجهزة. عند نسبة الملء (15%) و القدرة المدخلة للمبخر يُلاحظ إن منحني [2] أعلى من المنحني العملي ، ثم يبدأ المنحني العملي بالتقارب ويتقاطع عند القدرة (500W) وبذلك يمكن القول بان معامل انتقال الحرارة العملي عند نسبة ملء (15%) وقدرة مدخلة (500W) حققت توافقاً كبيراً مع معامل انتقال الحرارة للباحث [2]. ثم يصل قمته عند القدرة (550W) ومن ثم يتقاطع عند القدرة التقريبية (620W) وعند القدرة العالية يُلاحظ أن منحني [2] أعلى من منحني العملي. عند نسبة الملء (50%) يُلاحظ أن القدرة (350W) أظهرت توافقاً بين معامل انتقال الحرارة العملي ومعامل انتقال الحرارة للباحث [2]. عند القدرتين (500W)&(550W) ظهرت زيادة مفاجئة لمعامل انتقال الحرارة ثم يبدأ المنحني بالعودة إلى انسيابيته. عند نسبة الملء (85%) يُلاحظ أن منحني العملي عند القدرة الواطئة يبدأ بالتقارب مع منحني [2]. يُلاحظ انحراف المنحني العملي لنسبة (85%) نحو التناقص عندما

يزداد معدل القدرة كما تم ذكره سابقاً. يُلاحظ أن أفضل منحني لمعامل انتقال الحرارة الفعلي هو لنسبة المملء (15%).



الشكل (6): مقارنة بين النتائج العملية والنظرية للأنبوب الحراري تُوضح العلاقة بين معامل انتقال الحرارة والقدرة المدخلة ونسب المملء.



الشكل (7): مقارنة بين النتائج العملية والنظرية للثرموسيفون الحراري تُوضح العلاقة بين معامل انتقال الحرارة والقدرة المدخلة ونسب الملء.

6: الاستنتاجات

1- توزيع درجات الحرارة على طول جدار المبخر للجهاز غالباً ما يكون ثابتاً وإن درجات الحرارة لجدار المكثف أظهرت انخفاضاً واضحاً وهذا الانخفاض نتيجة المقاومات الداخلية للأنبوب. أما توزيع درجات الحرارة على طول الثرموسيفون الحراري كان أعلى من توزيع درجات الحرارة على طول الأنبوب الحراري، أي أن الفرق بين معدل درجة حرارة المبخر والمكثف في الحالة المستقرة كانت أقل في الأنبوب الحراري وبذلك يمكن الاستنتاج بأن "الأنبوب الحراري" كان الأفضل بالنسبة لظروف العمل المستخدمة.



2- قيمة معامل انتقال الحرارة للمبخر في الأنبوب الحراري كانت أفضل من معامل الانتقال الحراري للثرموستات الحراري.

3- ظهر توافق جيد بين النتائج العملية للبحث مع نتائج علاقات عملية ونظرية لباحثين آخرين.

7 : المصادر

- [1] Amori K. E., Abdullah M. L., “Experimental and Theoretical Study of Two-Phase Heat Pipe” , J



Journal of Engineering, Vol.19, No.6, pp.668-685,2013.

- [2] Roshenow W.M., “A Method of Correlating Heat Transfer Data for Surface Boiling Curves”, International Journal of Heat Transfer ASME84, pp.969, 1962.
- [3] Shaheen H.M.A., “An Experimental Study of Heat Transfer in Loop Thermosyphon”, M. Sc. Thesis, Mosul University, Collage of Engineering, 2012.
- [4] Vlassov V.V., De Sousa F.I., Takahashi W.K., “Comprehensive Optimization of a Heat Pipe Radiator Assembly Filled with Ammonia or Acetone”, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.49, pp.4584-4595, 2006.
- [5] Bejan A., Kraus A.D., “Heat Transfer Handbook”, Published by John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, 2003.
- [6] Ninad D.S., “Incorporation of Heat Pipe into Engine air Pre-cooling Study”, M. Sc. Thesis, B.E., University of Pune, 2000. Kansas state university Manhattan, Kansas, 2003.
- [7] Reay D.A., and Kew P., “Heat Pipes Theory, Design and Applications”, 5th Edition, Britain, 2006.
- [8] Al-Moula A.A.Y., “Comparison between a Heat Pipe and a Thermosyphon Performance with Variable Evaporator Length”, M. Sc. Thesis, Mosul University, Collage of Engineering, 2010.
- [9] Kreith F., Boehm R.F., Raithby G. D., and Hollands K.G., “Heat and Mass Transfer Handbook”, CRC Press LLC, 2000.



- [10] Zhang M., Liu Z., Ma G., “The Experimental Investigation on Thermal Performance of a Flat Two-Phase Thermosyphon”, International Journal of Thermal Sciences, Vol.47, pp.1195-1203, 2008.
- [11] Immura H., Sasaguchi K., Kozai H. , Numata S., “Critical Heat Flux in Two-phase Closed Thermosyphon”, International Journal of Heat Mass Transfer ,vol.26,No.8,pp.1181-1188,1983.
- [12] Noie S.H., “Heat Transfer Characteristics of a Two-phase Closed Thermosyphon”, Journal of Applied Thermal Engineering , vol.25, pp. 495-506, 2005.
- [13] Al-Shahbani R.H.R., “An Experimental Investigation to Evaluate The Performance of a Heat Pipe”, M. Sc. Thesis, Mosul University, Collage of Engineering, 2009.