
ΔP

Objective Function R

C.V

Entropy

Characteristic Lengths CD f h

SUMT Reference Velocity U_a

Re

C^{++} constraints

$300K$ $10W$ $2mm$

A Comparison Between Impingement and Horizontal Cooling of Pin-Fin by Using Entropy Generation Method

Dr. Hayder Shakir Abdulla
College of Engineering-Al-Qadisiya University
Mechanical Engineering Departments

Abstract

The entropy generation method is applied to measure the thermodynamic losses caused by heat transfer and pressure drop in cylindrical pin-fin heat sinks which cooled by impingement air flow. The use of this method allows the combined effect of thermal resistance and pressure drop to be assessed through the simultaneous interaction with the heat sink. A general expression for the entropy

generation rate is obtained by considering the whole heat sink as a control volume and applying the conservation equations for mass and energy with the entropy balance. Analytical and empirical correlations for heat transfer coefficients and friction factors are used in the optimization model, where a new characteristic lengths are used and reference velocity used in Reynolds number and pressure drop. The SUMT method is used to optimize the model which use the directional derivative to reach the minimum value to the objective function which is the entropy generation rate in this research. The C++ language is used to programming the optimization procedure to the objective function and its constraints which is taken from the general electronic package case. The design is performed on the electronic circuit of 2mm thickness which is generate 10W in the 300K ambient temperature. A comparison between the results and the results of the horizontal cooling is accomplished for the different air velocities

Nomenclature

m^2, WL ، base plate	المساحة الكلية للصفحة الأساس	A
$m^2, WL - N \frac{\pi}{4} D^2$	المساحة الخالية من الزعانف،	A_{bp}
$m^2, \frac{\pi}{4} D^2$	مساحة مقطع زعنفة واحدة،	A_c
$m^2, \frac{\pi}{4} D^2 H$	المساحة السطحية لزعنفة واحدة،	A_{fin}
m^2	المساحة السطحية لجميع الزعانف،	A_{hs}
m	قطر الزعنفة،	D
	معامل الاحتكاك	f
	قيود constraints طريقة الأمثلية	$C_i(x)$
m	ارتفاع الزعنفة،	H
$W / m^2.K$	معامل انتقال الحرارة بالحمل،	h
	عداد قيود طريقة الأمثلية	i
$w / m.K$	الموصلية الحرارية،	k
m	طول الصفحة الأساس باتجاه الجريان،	L
	العدد الكلي للزعانف في المجموعة	N
	عدد متغيرات التصميم design variables	n
	عدد الصفوف الأفقية باتجاه الجريان	N_L
	عدد الصفوف العمودية على الجريان	N_T
W	المعدل الكلي لانتقال الحرارة خلال الصفحة الأساس،	Q
	المقاومة الحرارية، $^{\circ}C / W$	R
$D.U_a / \nu$	عدد رينولد على اساس القطر،	Re_D
$L.U_a / \nu$	عدد رينولد على اساس الطول،	Re_L
W / K	معدل تولد العشوائية،	\dot{S}
m	المسافة بين زعنفة وأخرى باتجاه الجريان،	S_L
m	المسافة بين زعنفة وأخرى باتجاه عمودي على الجريان،	S_T
	درجة الحرارة المطلقة، K	T

U_a	سرعة الهواء الداخل لمجموعة الزعانف، m / s
U_{max}	سرعة المائع القصوى خلال اقل مساحة جريان خارجي، m / s
x_i	متغيرات التصميم

الرموز اللاتينية

ΔP	هبوط الضغط، Pa
δ	سمك الصفيحة الأساس، m
γ	نسبة النحافة، H / D
μ	اللزوجة المطلقة، $Pa.s$
ν	اللزوجة الكينماتيكية، m^2 / s
ρ	كثافة المائع، kg / m^3

الرموز الدليلية السفلية

a	الهواء
bp	صفيحة الأساس
c	التماس
w	الجدار
f	المائع
fin	زعنفة مفردة
hs	مجموعة الزعانف
m	المادة المصنوعة منها الزعنفة
*	الحالة المثلى optimum او البعد المميز

المقدمة Introduction

heat sink

CPU

.microelectronics

(1982) Bejan Poulidakos .cross flow

general fin

() Durbin Hollworth

jet orifices

spent air

() Morega Bejan

R

R_c

Darcy

() Lee Lin

operating conditions

base plate

1974

2068

Re_D

$Re_D < Re^*$

slender ratio

Re^*

() Jurban

$S_L S_T$

missing pins

2.5D

S_L

S_T

على انتقال الحرارة ولكن ذلك الفقدان يكون مؤثرا"

في حالة النظام المتخالف. الباحث Bejan (1995) وزملائه أكمل دراسة الباحث Jurban وزملائه السابقة وطبقها على مجموعة أنابيب اسطوانية tube banks في جريان متقاطع، حيث أنهم وجدوا الخطوة المثلى بين أنبوب وآخر.

الباحثان Azar و Mandrone (1994) درسوا تأثير كثافة الزعانف المسمارية (عدد الزعانف لوحدة المساحة) على الأداء الحراري، حيث أنهم وجدوا إن المقاومة الحرارية كانت كدالة من السرعة الهواء الداخل وإبعاد النموذج المعد للدراسة التجريبية. كذلك وجدوا إن الأداء الأمثل لمجموعة زعانف مسمارية صغيره يكون عند إعداد رينولد منخفضة ومتوسطة $Re < 5 \times 10^5$.

الباحثان Minakami و Iwasaki (1994) اجروا تجارب لدراسة خسائر الضغط والأداء الحراري لمجموعة زعانف مسمارية معرضة لجريان متقاطع مع تغير الخطوة بين زعنفة وأخرى للنظام الخطي. حيث أنهم وجدوا إن زيادة الخطوة الأفقية تؤدي إلى زيادة انتقال الحرارة وهبوط الضغط ، ولكن الزيادة في الخطوة العمودية يؤدي إلى العكس.

أجرى الباحثان Jonson و Palm (1996) تجارب لمقارنة الأداء الحراري لمجموعة زعانف مسمارية مختلفة المقاطع (دائرية، مستطيلة و قطع ناقص)، حيث أنهم حسبوا الأداء الحراري بمقارنة المقاومة الحرارية لمجموعة الزعانف عند سرعة دخول للهواء وهبوط ضغط ثابتين. كما أنهم أوصوا باستخدام الزعانف المسمارية ذات القطع الناقص في السرعات العالية للهواء والزعانف دائرية المقطع عند السرعات المتوسطة.

الباحث Wirtz وزملائه (١٩٩٧) اجروا دراسة تجريبية على الأداء الحراري لمجموعة الزعانف المسمارية , حيث إن النموذج العملي يتضمن مروحة fan تدفع الهواء نحو الزعانف. لقد كانت أنواع مقطع الزعنفة هي الاسطوانة والمربعة والماسية diamod ، حيث استنتجوا إن الزعانف المسمارية واستنتجوا إن الزعانف المسمارية ذات المقطع الدائري تعطي أحسن أداء حراري لمجموعة الزعانف - مروحة . بالإضافة إلى ذلك كانت المقاومة الحرارية الكلية تقل مع زيادة ضغط الهواء الداخل أو قدرة المروحة وارتفاع الزعنفة. إن الباحث Zapach (٢٠٠٠) حقق عمليا النموذج المستخدم لإيجاد الأداء الحراري الأمثل لمجموعة الزعانف المسمارية ذات المقطع الدائري حيث إن هذا النموذج اعتمد على العلاقات الرياضية التي حصل عليها الباحث Zukauskas (١٩٧٢) الخاصة بالمقاومات الحرارية ومقاومة الجريان وانتقال الحرارة من خلال دراسات على حزمة الأنابيب tube banks في المبادلات الحرارية المتقاطعة الجريان . وباستخدام بعض التطوير لمعادلات انتقال الحرارة , توصل الباحث إلى نموذج رياضي والذي يمكن استخدامه لامثلية الخطوة بين زعنفة وأخرى بثبوت سرعة المائع أو منحني المروحة Fan curve.

الباحث Kondo وزملائه (٢٠٠٠) وجدوا تقريبا شبه عملي لإيجاد التصميم مجموعة زعانف مسمارية اسطوانية المقطع مبردة بطريقة الحمل ألقسري التصادمي impingement cooling حيث تكون سرعة الهواء فيه عمودية على قمة الزعانف. كما أنهم قد حسبوا المقاومة الحرارية وهبوط الضغط لمجموعة الزعانف واسندوا تلك الحسابات بتجارب عملية لإثبات تلك العلاقات الرياضية.

الباحث Tahat (٢٠٠٠) درس تأثيرات إبعاد الزعانف وظروف التشغيل عمليا" على الخطوة المثلى لكلا النظامين الخطي و المتخالف للحصول على أعلى قيمة لانتقال الحرارة. كما انه وجد معادلات تجريبية لمعامل انتقال الحرارة بالحمل لكل نظام على حده.

الواضح من هذه المقدمة، إن دراسات الامثلية السابقة كانت تعتمد على متغير تصميمي واحد أو اثنين للزعانف المسمارية وبثبوت ظروف التشغيل (هبوط الضغط وسرعة الهواء) , إما في هذا البحث , كل المتغيرات التصميمية ذات العلاقة بالزعانف المسمارية الاسطوانية ضمنها متغيرات الشكل الهندسي geometric variables وخواص المادة المصنوعة منها الزعانف بالإضافة إلى ظروف الجريان سيتم أمثلتها أنيا بجعل معدل تولد العشوائية بالنسبة إلى محددات أو قيود constraints التصميم والتصنيع اقل مايمكن.

النموذج الرياضي Mathematical Model

ان تولد العشوائية entropy generation المقترنة بانتقال الحرارة وتأثيرات احتكاك المائع، يعتبر كمقياس مباشر لقدرة مجموعة الزعانف لنقل الحرارة الى المحيط surrounding . ان النموذج الرياضي الذي سيتم انشاءه في هذا البحث سيتضمن العلاقة بين معدل تولد العشوائية و متغيرات التصميم الخاصة بمجموعة الزعانف المسمارية ذات المقطع الدائري كما في الشكل (١) والتي يمكن أمثلتها رياضيا" بأسلوب سيتم ذكره في الفقرة التالية من البحث بحيث يسمح بأدخال جميع ظروف التشغيل للحصول على التصميم الأمثل ضمن المحددات او القيود المعطاة. ان معدل تولد العشوائية يمكن تمثيله بالمعادلة التالية(Khan وزملائه, ٢٠٠٤)

$$\dot{S} = \left(\frac{Q}{T_a} \right)^2 R_{hs} + \frac{\dot{m}}{\rho T_a} \Delta P$$

حيث ان R_{hs} هي المقاومة الحرارية الكلية لمجموعة الزعانف مع الصفحة الأساس ضمنها مقاومة التماس R_c

٢

$$R_{hs} = \frac{\delta}{kA} + \frac{1}{\frac{N}{R_c + R_{fin}} + \frac{1}{R_{bp}}}$$

حيث ان

$$m = \sqrt{\frac{4h_{fin}}{kD}}, \eta_{fin} = \frac{\tanh(mH)}{mH}, R_{bp} = \frac{1}{h_{bp}A_{bp}}, R_{fin} = \frac{1}{h_{fin}A_{fin}\eta_{fin}}, R_c = \frac{1}{h_cA_c}$$

$$A = WL, A_{bp} = WL - N\frac{\pi}{4}D^2, A_{fin} = \frac{\pi}{4}D^2H$$

الباحث Khan (٢٠٠٤) انشاء علاقة تحليلية لـ h_{fin} , ولكون التبريد عمودي في هذا البحث, تم تغير الطول المميز D الى $D^* = (D + L)/2$ حيث تمت مقارنة نتائج هذه المعادلة مع السلوك العملي للتبريد التصادمي حسب تجربة البحثان Hollworth و Durbin (١٩٩٢) كالآتي:

٣

$$h_{fin} = C_1 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \left(\frac{k_a}{D^*} \right)$$

حيث ان C_1 هو ثابت يحسب من المعادلة:

٤

$$C_1 = [0.25 + \exp(-0.55S_L)] S_T^{0.285} S_L^{0.212}$$

ان نفس الباحث السابق انشاء علاقة تحليلية لـ h_{bp} لصفحة محددة الطول L , حيث تم تغير الطول المميز الى $L^* = (L + W)/2$ لنفس السبب المذكور اعلاه كالآتي:

٥

$$h_{bp} = 0.75 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \left(\frac{k_a}{L^*} \right)$$

ان معدل تدفق كتلة الهواء خلال صفوف الزعانف كالآتي:

٦

$$\dot{m} = \rho U_a [WL - \frac{\pi}{4} N_T N_L D^2]$$

ان هبوط الضغط ΔP الحاصل نتيجة لمرور الهواء عبر صفوف الزعانف المسمارية يكون:

٧

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho U_a^2 \left\{ N_T N_L CD + f \left(\frac{N_L + N_T}{2} \right) \right\}$$

حيث ان CD هو معامل الاعاقة للجريان العمودي والذي يمكن حسابه من اشتقاق معادله تحقق البيانات للجدول (5-7) في المصدر (Donald, 1998) كالآتي:

٨

$$CD = 1.12 - 0.32(L/D) + 0.023(L/D)^2$$

حيث ان f هو معامل الاحتكاك للمائع والذي يحسب من العلاقات الرياضية التي اوجدها Khan (٢٠٠٤) كالآتي:

$$f = K_1 \left[\frac{0.233 + 45.78}{(S_T - 1)^{1.1} Re_D} \right]$$

حيث ان K_1 هو معامل التصحيح لمعامل احتكاك المائع والذي يحسب من العلاقات الرياضية التي اوجدها Khan (٢٠٠٥) كالآتي:

$$K_1 = 1.009 \left(\frac{S_T - 1}{S_L - 1} \right)^{1.09 / \text{Re}_D^{0.0553}}$$

كل المعادلات الرياضية لمعاملات الاحتكاك ومعاملات التصحيح تم اشتقاقها من المنحنيات المعطاة في المصدر Zukauskas (١٩٧٢).

ان اسلوب حساب القيم المثلى لمتغيرات التصميم هو كالاتي:

- ١- اختيار قيمة Q من الدوائر الألكترونية الدقيقة كالمعالج في الحاسوب CPU حيث $Q \approx 10W$.
- ٢- حدد سمك الصفيحة الأساس δ وموصليتها الحرارية k والتي تعتمد على نوع المادة المصنوعة منها.
- ٣- حدد سرعة الهواء U_a ودرجة حرارة الجو.
- ٤- حدد خواص الهواء $(\rho, C_p, \mu, k_a, Pr)$.
- ٥- حدد ابعاد مجموعة الزعانف (L, W, D, H, N_T, N_L) .
- ٦- حدد متغيرات التصميم $(D, U_a, H, W, T_a, Q, N, inline, staggred)$.
- ٧- ضع المحددات او القيود على متغيرات التصميم $(=, \leq, \geq)$.
- ٨- احسب المقاومة الحرارية الكلية R_{hs} من المعادلة ٢.
- ٩- طبق معادلات حساب الضغط من المعادلات (7-10).
- ١٠- اتبع اسلوب الأمثلية والذي سيعرض في الفقرة التالية من البحث.
- ١١- خزن متغيرات التصميم المثلى (D^*, U_a^*, H^*, N^*) .

اسلوب الأمثلية Optimization Procedure

في هذا البحث سيتم استخدام احدى الطرق التحليلية للأمثلية وهي طريقة SUMT لأنها طريقة فعالة في حالة وجود قيود عدم المساواة Inequality constraints على متغيرات التصميم. حيث ان هذه الطريقة تتطلب نقطة بداية $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ بحيث تكون قريبة من القيمة الدنيا لدالة الهدف (Bunday, objective function) (1985). حسب طريقة SUMT تكون دالة الهدف $\psi(x, r)$ كما يلي:

$$\psi(x, r) = f(x) + rp(x) \quad (11)$$

حيث ان $p(x) = \sum_{i=1}^m \frac{1}{C_i(x)}$ ، وهي تمثل دالة العقاب penalty function والتي تصبح مالانهاية في حالة مخالفة أي قيود constraint وذلك بسبب مساواة القيد $C_i(x)$ للصفر. وان $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ تمثل متغيرات التصميم والتي تمثل D, U_a, N_T, N_L في هذا البحث. ان $\psi(x, r)$ تمثل معدل تولد العشوائية مضاف اليها المحددات او القيود.

ان اختيار قيمة r الابتدائية initial تؤثر بشكل كبير على سرعة ايجاد الحالة المثلى للتصميم، في هذا البحث سنستخدم الأسلوب التالي لأيجاد القيمة الابتدائية لـ r :

$$\nabla \psi(x, r) = \nabla f(x) + r \nabla p(x) \quad (12)$$

تربيع المتجة اعلاه يكون صغير جدا" وبالتالي يكون:

$$\nabla f(x)^T \nabla f(x) + 2r \nabla f(x)^T \nabla p(x) + r^2 \nabla p(x)^T \nabla p(x) = 0 \quad (13)$$

اذن القيمة الابتدائية لـ r تكون:

$$r = - \frac{\nabla f(x)^T \nabla p(x)}{\nabla p(x)^T \nabla p(x)}$$

ان القيمة الأولية initial لـ r حسب المعادلة اعلاه ستعطي نتائج جيدة وبسرعة. ان طريقة تقليل r اثناء المحاولات iterations ستكون $r_{k+1} = r_k / \alpha$ ، حيث ان α ثابت. في هذا البحث تم اختيار قيمة $\alpha = 10$ والذي ساعد باعطاء نتائج دقيق وبعدهد محاولات اقل.

في هذا البحث تم اعتماد القيود الشائعة الاستخدام في الدوائر الألكترونية الدقيقة كالمعالج في الحاسوب CPU حيث تستخدم فية الزعانف المسمارية دائرية المقطع بكثرتة كما يلي:

$$0.1 \leq D \leq 3 \text{ (mm)}$$

$$1.0 \leq U_a \leq 6 \text{ (m/s)}$$

$$L = 25.4\text{mm}, W = 25.4\text{mm}, H = 12\text{mm}$$

$$T = 300\text{K}, \delta = 2\text{mm}, Q = 10\text{W}$$

$$N_T = N_L = 10, k = 400\text{W/m.K}$$

بتعويض المعادلة ١٢ بالمعادلة ١ بالإضافة الى القيود اعلاه نحصل على:

$$15 \left\{ \begin{aligned} \psi(x, r) &= \frac{\left(\frac{Q}{T}\right)^2}{C_1 N \pi L k_a \text{Re}_D^{1/2} \text{Pr}^{1/3}} + \frac{\left(\frac{Q}{T}\right)^2}{0.75 N \pi L k_a \text{Re}_L^{1/2} \text{Pr}^{1/3}} \\ &+ \frac{N f \rho U_{\max}^3 (S_T - 1)(L + D)}{2 T_a} \\ &+ r \left[\frac{1}{D - 0.1} + \frac{1}{3 - D} + \frac{1}{U_a - 1} + \frac{1}{6 - U_a} \right] \end{aligned} \right.$$

تم برمجة الأسلوب اعلاه باستخدام لغة C++ وتم الحصول على النتائج ادناه.

النتائج و المناقشة Results and Discussion

نتيجة" للأحمال الحرارية العالية وصغر الحجم في اغلبية التطبيقات، لذلك فان امثلية مجموعة الزعانف المستخدمة لتبريد الدوائر الألكترونية الدقيقة قد اصبحت في غاية الأهمية. ان الهدف الأساسي لهذا البحث امثلة ومقارنة الأداء الكلي لحالة التبريد التصادمي(العمودي) ومقارنتة مع التبريد الافقي.

الشكل (٢) يمثل معدل تولد العوائية لمجموعة زعانف مرتبة بالنظام الخطي ذات موصلية حرارية كلية وكثافة عاليتين. حيث ان اختيار النظام المتخالف في حالة التبريد العمودي لايعطي صورة للمقارنة لعدم وجود بين النظامين في هذه الحالة. ان المقارنة في هذا البحث تمت مع المصدر (Khan وزملائه، ٢٠٠٤) لحالة التبريد الأفقي. الملاحظ من الشكل اعلاه، ان معدل تولد العشوائية لحالة التبريد الأفقي يكون اعلى لغاية $D = 1.85\text{mm}$ ، ثم يقل مقارنة" مع معدل التولد لحالة التبريد العمودي بعد هذه القيمة لقطر الزعنف. ان الزيادة بمعدل تولد العشوائية تستمر لكلا الحالتين ولكن هذا المعدل للتولد لحالة التبريد العمودي يكون في تزايد ابتداء" من اصغر الى اعلى قيمة لقطر

الزعنفة. يمكن استنتاج ان التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $1.85mm$, بينما التبريد العمودي سوف يكون هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل من $1.85mm$ ولسرعة هواء $U_a \leq 1.8m/s$.

الشكل (٣) يمثل المقارنة بين معدل تولد العشوائية لحالة التبريد العمودي والتبريد الأفقي لسرعة هواء $U_a = 2m/s$. الملاحظ من الشكل اعلاه, ان معدل تولد العشوائية للتبريد الأفقي سوف يقل لغاية $D = 1.78mm$ ثم يبدأ بالزيادة بعد تلك القيمة لقطر الزعنفة, اما في التبريد العمودي ستستمر الزيادة بمعدل تولد العشوائية. يمكن استنتاج ان التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل من $1.75mm$, بينما التبريد العمودي يكون هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $1.75mm$ ولسرعة هواء $1.8 \leq U_a \leq 2m/s$.

الشكل (٤) يمثل نفس المقارنة المذكورة اعلاه ولكن لسرعة هواء $U_a = 2.2m/s$. الملاحظ من الشكل اعلاه, ان سلوك معدل تولد العشوائية قد تغير بحيث انه يتساوى لحالتي التبريد الأفقي والتبريد العمودي لمجموعة زعانف ذات قطر $D = 2.15mm$. يمكن استنتاج ان التبريد العمودي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل , $2.15mm$, بينما التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $2.15mm$ ولسرعة هواء $2 \leq U_a \leq 2.2m/s$.

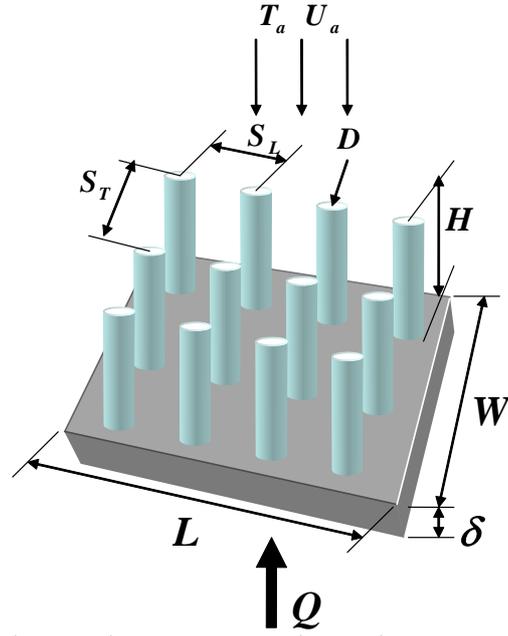
الشكل (٥) يمثل المقارنة بين مساهمة انتقال الحرارة واحتكاك المائع للتبريد الأفقي والتبريد العمودي تحت نفس ظروف الجريان ونفس التوصيلية الحرارية. الملاحظ من الشكل اعلاه ان مساهمة انتقال الحرارة بالتبريد العمودي تكون اكبر من نفس المساهمة للتبريد الأفقي وذلك لأن التبريد العمودي يركز على تبريد الصفيحة وبالتالي تقليل درجة حرارتها. ان مساهمة احتكاك المائع في معدل تولد العشوائية يكون اكبر في حالة التبريد الأفقي وذلك بسبب ظاهرة انفصال الجريان Separation, اما في حالة التبريد العمودي تكون المساهمة نتيجة "لأعاقة Drag والتي تبديها الصفيحة الأساس وراس الزعنفة.

الاستنتاجات Conclusions

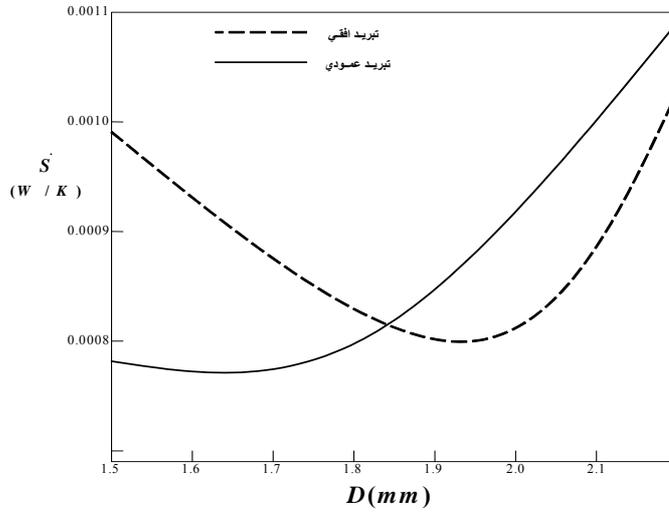
- ١- تم اجراء وتوضيح اسلوب علمي لأيجاد التصميم الأمثل للزعانف المسمارية وذلك بتضمين تأثيرات انتقال الحرارة واحتكاك المائع أنيا", حيث كانت هذه الطريقة جديدة وذلك بالدمج بين ديناميك وانتقال الحرارة وميكانيك الموائع, حيث تم استنتاج اطوال مميزة جديدة L^* و D^* لوصف انتقال الحرارة للتبريد التصادمي(العمودي).
- ٢- تم ايجاد تأثيرات سرعة دخول المائع وقطر الزعنفة على المعدل الكلي لتولد العشوائية لحالة التبريد التصادمي(العمودي).
- ٣- ان التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $1.85mm$, بينما التبريد العمودي سوف يكون هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل من $1.85mm$ ولسرعة هواء $U_a \leq 1.8m/s$.
- ٤- ان التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل من $1.75mm$, بينما التبريد العمودي يكون هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $1.75mm$ ولسرعة هواء $1.8 \leq U_a \leq 2m/s$.
- ٥- ان التبريد العمودي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اقل , $2.15mm$, بينما التبريد الأفقي هو الأفضل لمجموعة زعانف ذات قطر اكبر من $2.15mm$ ولسرعة هواء $2 \leq U_a \leq 2.2m/s$.

المصادر References

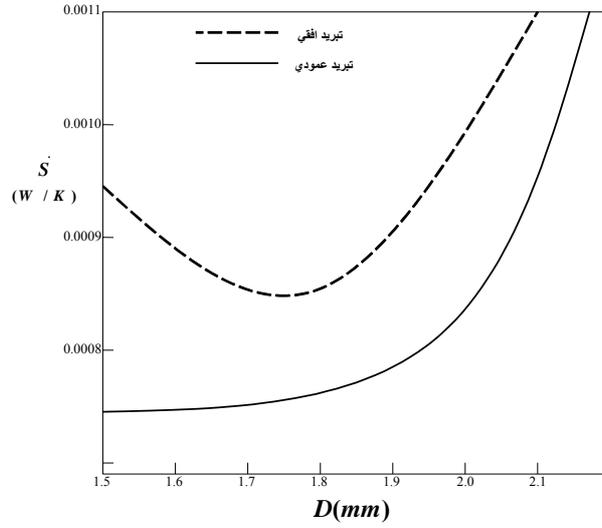
-
-
- Azar, K. and Mandrone, C. D., 1994** “Effect of Pin Fin Density of the Thermal Performance of Unshrouded Pin Fin Heat Sinks,” ASME Journal of Electronic Packaging, Vol. 116, pp. 306-309.
- Bejan, A., 1995** “The Optimal Spacing for Cylinders in Crossflow Forced Convection,” ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 117, pp. 767-770.
- Bejan, A. and Morega, A. M., 1993** “Optimal Arrays of Pin Fins and Plate Fins in Laminar Forced Convection,” ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 75-81.
- Bunday, B. D., 1985,** "Basic Optimization Methods", Edward Arnold, U.S.A.
- Donald, R.P.,1998,**"Theory and Problems of Heat Transfer", 2nd ed., McGraw-Hill, N.Y.
- Hollworth, B.R. and Durbin, M., 1992,**"Impingement Colling of Electronics," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 114, pp.607-613.
- Jonsson, H. and Palm, B., 1996** “Experimental Comparison of Different Heat Sink Designs for Cooling of Electronics,” ASME, HTD-Vol. 329, National Heat Transfer conference, Vol. 7, pp. 50-55.
- Jubran, B. A., Hamdan, M. A., and Abdullah, R. M., 1993** “Enhanced Heat Transfer, Missing Pin, and Optimization for Cylindrical Pin Fin Arrays,” ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 576-583.
- Khan, W. A., 2004,** “Modeling of Fluid Flow and Heat Transfer for Optimization of Pin-Fin Heat Sinks,” Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Waterloo, Canada.
- Khan, W. A., Culham, J.R., and Yovanovich, M.M., 2004**"Optimization of Pin Fin Heat Sinks Using Entropy Generation Minimaztion," Inter Society Conference on Thermal Phenomena, pp. 259-267.
- Kondo, Y., Matsushima, H. and Komatsu, T., 2000** “Optimization of Pin-Fin Heat Sinks for Impingement Cooling of Electronic Packages,” J. of Electronic Packaging, Vol. 122, September, pp. 240-246.
- Lin, W.W. and Lee, D. J., 1997** “Second-Law Analysis on a Pin Fin Array Under Crossflow,” Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 8, pp. 1937-1945.
- Minakami, K. and Iwasaki, H., 1994** “Heat- Transfer Characteristics of Pin-Fins with In-Line Arrangement,” Heat Transfer – Japanese Research, Vol. 23, No. 3, pp. 213-228.
- Poulikakos, A. and Bejan, A.,1982** “Fin Geometry for Minimum Entropy Generation in Forced Convection,”ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 616-623.
- Tahat, M. A., Kodah, Z. H., Jarrah, B. A. and Probert, S. D., 2000** “Heat Transfer from Pin-Fin Arrays Experiencing Forced Convection,” Applied Energy, Vol. 67, pp. 419-442.
- Wirtz, R. A., Sohal, R., and Wang, H., 1997** “Thermal Performance of Pin-Fin Fan-Sink Assemblies,” J. of Electronic Packaging, Vol. 119, March, pp. 26-31.
- Zapach, T., Newhouse, T., Taylor, J., and Thomasing, P., 2000** “Experimental Verification of a Model for the Optimization of Pin Fin Heat Sinks,” The Seventh Inter Society Conference on Thermal Phenomena, Las Vegas, Nevada, USA, May 23 - 26, Vol. 1, pp. 63-69.
- Zukauskas, A., “Heat Transfer from Tubes in Crossflow,”** Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp. 93-160, 1972.



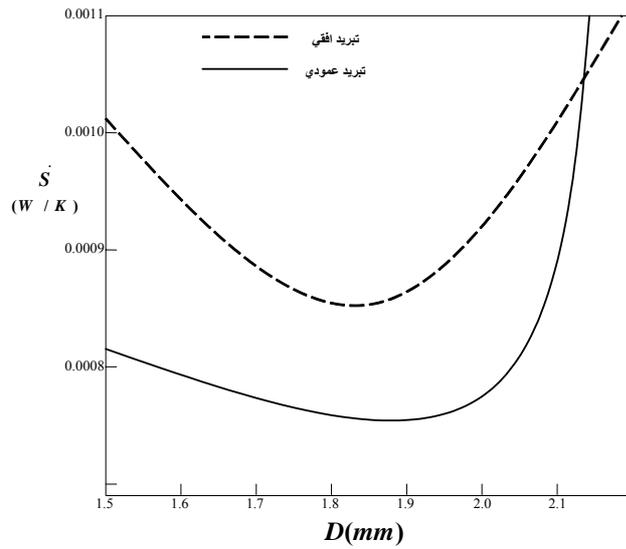
الشكل (١): مجموعة زعانف مسامرية دائرية المقطع مربوطة باللوحة الاساس.



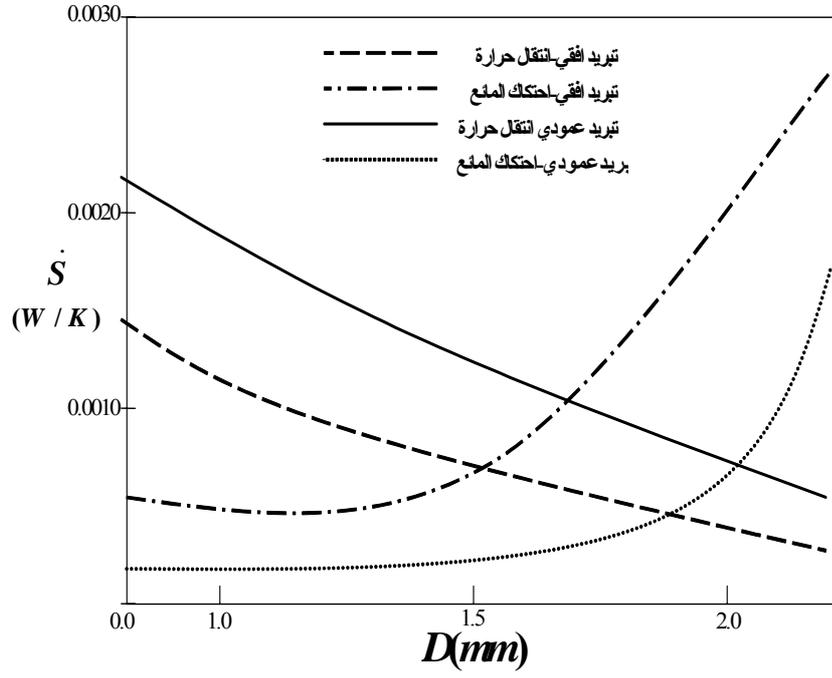
الشكل (٢): مقارنة معدل تولد العشوائية بين التبريد العمودي والتبريد الأفقي لسرعة هواء $U_a = 1.8m/s$



الشكل (٣): مقارنة معدل تولد العشوائية بين التبريد العمودي والتبريد الأفقي لسرعة هواء $U_a = 2 \text{ m/s}$



الشكل (٤): مقارنة معدل تولد العشوائية بين التبريد العمودي والتبريد الأفقي لسرعة هواء $U_a = 2.2 \text{ m/s}$



الشكل (٥): مقارنة مساهمة انتقال الحرارة والاحتكاك في معدل تولد العشوائية بين التبريد العمودي والتبريد الأفقي