

익형 핀 히트싱크의 냉각특성

유 갑 종[†], 박 철 우, 장 충 선^{*}, 김 현 우^{**}

경북대학교 기계공학부, ^{*}경북대학교 대학원 기계공학과, ^{**}안동정보대학 컴퓨터응용기계과

Cooling Characteristics of Wing Fin Heat Sink

Kap Jong Riu[†], Cheol Woo Park, Chung Sun Jang^{*}, Hyun Woo Kim^{**}

Department of Mechanical Engineering, KyungPook National University, Daegu 702-701, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering Graduate School, Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

^{**}Department Mechanical Engineering, Andong Institute of Information Technology, KyungPook 760-830, Korea

(Received October 4, 2003; revision received June 17, 2004)

ABSTRACT: Heat sink has extended surface area for enhanced heat transfer. The enhanced convection heat transfer has been used widely, such as cooling electronic chips in the electronics industry. Heat sink usually requires an increase in the heat transfer and a decrease in the pressure drop, and must improve the performance in the flow field of industrial plants. In this study, wing fin heat sink was studied and tests were conducted in a rectangular cross sectional channel with wing fin heat sinks. The leading and trailing ends of a wing fin have a sharp edge, simulating the airfoil feature. Empirical correlations have been developed for wing fin heat sink types. And wing fin heat sinks have better cooling performance than elliptic fin and square fin types.

Key words: Heat sink(히트싱크), Wing fin(익형 핀), In-line array(정렬된 배열), Staggered array(엇갈린 배열), Bypass flow(바이패스 유동)

기 호 설 명

A : 면적 [mm^2]

BP : 송풍동력 [W]

D_x : 등가직경 [mm]

Eu : 오일러수, $Eu = \Delta P / n \rho V_{fin}^2$

H : 핀 높이 [mm]

k : 열전도도 [$\text{W/m}^\circ\text{C}$]

Nu : 누셀트수, $\overline{Nu} = \bar{h}D_x / k_a$

R : 열저항 [$^\circ\text{C}/\text{W}$]

Re : 레이놀즈수, $Re = V_{fin} D_x / \nu$

S_x : 핀의 종간격 [mm]

S_z : 핀의 횡간격 [mm]

V : 속도 [m/s]

하첨자

A : 복합

c : 채널

$conv$: 대류

ct : 접촉

$front$: 전면

hs : 히트싱크

in : 유입

[†] Corresponding author

Tel: +82-53-950-5571; fax: 82-53-950-6550

E-mail address: kjriu@kyungpook.ac.kr

- M : 모듈
- opt : 최적
- rad : 복사
- sp : 확산

1. 서 론

히트싱크는 짧아진 전자시스템의 생산 주기에 따라 설계변경 및 실장이 용이하고 가격이 저렴하면서도 열전달을 크게 촉진시킬 수 있어 산업적 응용사례가 늘어나는 추세이다.⁽¹⁻⁴⁾

특히 절개형 핀 히트싱크는 핀의 불연속성으로 인하여 핀의 선단으로부터 여러 개의 열경계층이 발생하므로 경계층이 얇아져 전열면에서의 열저항을 감소시킬 수 있다.

Kays and London⁽⁵⁾은 평판 핀 히트싱크의 냉각특성 및 마찰저항에 대한 이론적 해석을 수행하여 실험결과와 비교하였다. Jubran et al.⁽⁶⁾은 원형 핀 형상에 대하여 정렬 및 엇갈린 배열에 대한 비교실험을 수행하였다. 그 결과 최적의 핀 간격은 배열형태와 상관없이 핀 직경의 2.5배임을 밝혔다. Tahat et al.⁽⁷⁾은 원형 핀 히트싱크에 대한 열전달과 유동마찰에 대한 연구를 통하여 유동 및 열전달특성이 핀 피치의 함수임을 밝혔다.

Shaukatullah et al.⁽⁸⁾은 히트싱크의 냉각성능은 단위부피당 표면적비와 핀 형상에 의하여 결정된다고 하였고 핀의 두께는 히트싱크의 냉각성능과는 상관없이 가공성을 고려하여 1.5mm 정도가 적절하다고 하였다. Visser et al.⁽⁹⁾은 핀의 최적 크기는 열역학적 해석에 의해서도 결정될 수 있음을 밝히고 핀과 주위 유체 사이의 열역학적 비가역성을 최소화하는 핀의 치수가 존재한다고 하였다. 이외에도 타원형 및 다이아몬드형과 같은 특정한 핀의 단면형상이 히트싱크의 냉각특성에 미치는 영향을 조사한 연구가 수행된 바 있다.^(10, 11)

이상의 히트싱크에 대한 연구들 대부분은 특정한 핀 형상 및 유동조건에 국한된 연구들로서 히트싱크의 성능을 결정하는 형상변수와 유동조건과의 상관성에 대하여 조사된 연구는 미흡한 실정이다. 따라서 기존 히트싱크의 기하학적 형상보다 냉각성능이 우수한 히트싱크를 개발하여 이들 히트싱크의 형상변수와 유동조건에 따른 히트싱크의 냉각특성을 밝히는 연구가 필요하다.

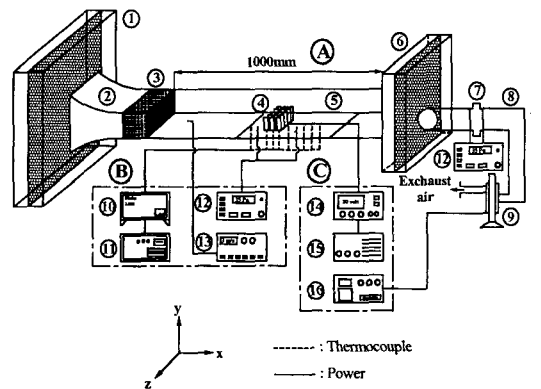
따라서 본 연구에서는 열전달은 향상시키고 압력손실은 감소시킬 수 있는 익형 핀(wing fin)을 개발하고, 익형 핀 히트싱크의 냉각특성을 실험적으로 조사하였다. 익형 핀의 단면은 에어포일의 변형된 형태이다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 실험범위

Fig. 1은 강제대류 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 실험부 ④, 데이터처리부 ⑥ 및 전원공급부 ⑦로 구성된다.

실험부 ④는 균일유동을 발생시킬 수 있도록 제작된 개방형 흡입식 풍동이다. 유입되는 공기의 유동을 균일하게 하기 위하여 전반부 입구 플레넘(Entrance plenum) ①에 와이어 스크린을 설치하였다. 채널 입구에는 벨마우스(Bell mouth) ②와 스트로우 매트릭스(Straw matrix) ③를 이용하여 공기의 유입을 원활히 하고 균일한 유속분포를 유지하였다. 시험부인 히트싱크 ④는 발사나무(Balsa wood) ⑤에 장착하였다. 출구 플레넘(Exit plenum) ⑥에 와이어 스크린을 설치하여 유동이 지속적으로 균일하게 흐르도록 하였다. 공기유량을 측정하기 위하여 오리피스(Orifice) ⑦



- ① Enclosure
- ② Coolant
- ③ Refrig. bath circulator
- ④ Heat sink
- ⑤ Balsa wood
- ⑥ Data acquisition system
- ⑦ Personal computer
- ⑧ Digital multimeter
- ⑨ D.C power supply

Fig. 1 Schematic diagram of overall experimental apparatus.

을 설치한 뒤, 플렉시블 호스(Flexible hose) ⑧을 이용하여 송풍기(Blower) ⑨와 연결하였다.

데이터처리부 ⑥에서는 시험부 각 위치의 온도를 측정하기 위하여 시험부에서 외부로 유도된 열전대를 데이터처리장치(FLUKE 2400B) ⑩에 연결하였다. 데이터처리장치는 개인용 컴퓨터 ⑪에 의하여 제어된다. 히트싱크 중심선상 전·후단으로부터 각각 50 mm 되는 지점에 1.0 mm의 정압공을 뚫어 피토관을 설치하고 마이크로 마노미터(FCO 510) ⑫로 압력강하량을 측정하였다. 유입공기의 속도는 속도측정기(8302-M-GB) ⑬을 이용하였다. 속도측정기 지지대를 삽입하기 위하여 직경 5.2 mm의 구멍을 히트싱크 중심선상 전단 100 mm 지점에서 축방향(x 축)으로 10 mm 간격으로 5개의 지점에 뚫었다. 전원공급부 ④에서 공급되는 전류는 디지털멀티미터(FLUKE, 8842A) ⑭를 이용하여 측정하였다. 직류전원 공급장치(HP E3611A) ⑮를 이용하여 실험조건에 맞는 전압을 적절히 변화시켜 공급하였다. 유입공기속도는 인버터(Freqrol-E500) ⑯의 주파수를 조절하여 맞추었다

Fig. 2는 가열부의 분해도이다. 히트싱크 베이스판과 모듈 사이의 접촉 열저항을 최소화하기 위하여 히트싱크 베이스판 밑면과 케이스 표면을 연마한 후 열그리스(Thermal grease, YG-6111)를 얇게 도포하였다. 모듈 내부의 열전달효과를 높이기 위하여 열전도성이 높은 고열전도성 본드(OMEGA BOND 101)를 충전시키고 덮개로 압착하였다. 발사나무에 깊이 3 mm의 자리면을 가공한 다음 모듈, 열플럭스 센서 및 압력 센서(SPI Pressurex[®])를 부착하였다. 열플럭스 센서는 기

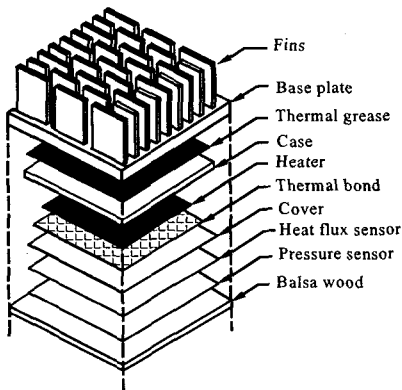
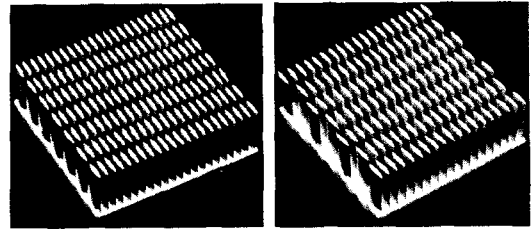


Fig. 2 Exploded view of heated section.



(a) In-line array (b) Staggered array

Fig. 3 Photographs of wing fin heat sink.

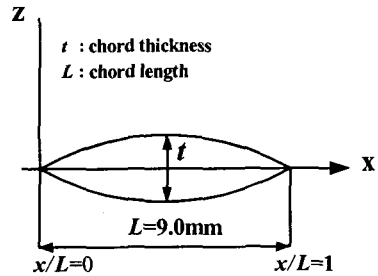


Fig. 4 Sectional view of a wing fin.

판으로의 전도에 의한 열손실량을 측정하기 위하여 부착하였다. 압력 센서를 이용하여 접촉압력을 측정하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 사용한 익형 핀 히트싱크의 실물사진이다. 실험에 사용된 익형 핀 히트싱크의 제작방식은 냉간단조(cold forging), 재질은 AL6063-T5이고 표면은 양극처리(clear anodize)하였다. 열전도도 $k_{hs}=193 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 이고, 방사율 $\epsilon=0.81$ 이다.

익형 핀의 형상은 Fig. 4와 같으며 x/L 에 대한 두께 t 를 Table 1과 같이 변화시켜 제작하였다.

Table 1 Chord thickness (t) for chord length ratio (x/L)

Chord length ratio, x/L	Chord thickness, t [mm]
0.1	0.55
0.2	0.97
0.3	1.27
0.4	1.44
0.5	1.50
0.6	1.44
0.7	1.27
0.8	0.97
0.9	0.55

Table 2 Parameters and range of experiment

Parameters	Range	Specification
V_{in}	0.0~5.0 m/s	Inlet air velocity
V_{fin}	0.0~9.6 m/s	Inter fin velocity
Reynolds number, Re	$7.43 \times 10^3 \sim 5.05 \times 10^4$	Characteristic length : $D_\pi = \frac{L+t}{2}$
Fin height, H	20~35 mm	Base thickness : $t_b = 2.5$ mm
Longitudinal fin space, S_x	1.0~6.0 mm	Fin thickness : $t = 1.5$ mm
Transverse fin space, S_z	1.0~11.0 mm	Base length & width : $B = W = 90$ mm
Channel height ratio, CH/H	1.2~2.0 (20~70 mm)	Aspect ratio ($AR = CH/CW$) = 0.19~0.78
Channel width ratio, CW/W	1.04~1.20 (90~108 mm)	

Table 1의 수치는 예비실험을 하여 최적치를 채택하였다. 그러나 익형 핀의 단면형상에 대한 체계적인 연구는 계속중이다. Table 2에 본 연구의 실험변수 및 실험범위를 나타내었다. 여기서 CW 와 CH 는 각각 채널의 폭과 채널의 높이이며, 채널 높이비는 채널 높이를 핀의 높이로 나눈 것으로 CH/H , 채널 폭비는 채널 폭을 히트싱크의 폭으로 나눈 것으로 CW/W 로 정의하였다.

2.2 실험데이터의 계산

Fig. 5는 모듈로부터 주위공기로의 열저항 경로를 나타낸 그림이다. T_M 과 T_{in} 은 각각 모듈 표면의 평균 온도와 유입공기의 평균 온도이다. R_{ct} 는 접촉 열저항, R_{sp} 는 확산 열저항, R_{conv} 는 대

류 열저항, R_{rad} 는 복사 열저항, R_{hs} 는 히트싱크 열저항, R_A 는 복합 열저항이다. 복합 열저항 R_A 는 식(1)과 같다.

$$R_A = \frac{\Delta T}{Q_A} = R_{ct} + R_{sp} + (R_{rad}^{-1} + R_{conv}^{-1})^{-1} \quad (1)$$

접촉 열저항을 예측하기 위하여 Yovanovich⁽¹²⁾가 제시한 실험식을 사용하였다. 접촉 열저항 R_{ct} 는 식(2)로 계산하였다.

$$R_{ct} = \frac{1}{U_j A_{ct}} \quad (2)$$

여기서 U_j 는 결합 컨덕턴스, A_{ct} 는 접촉면적이다. U_j 는 접촉 컨덕턴스 U_{ct} 와 간격 컨덕턴스 U_{gap} 의 합으로 $U_j = U_{ct} + U_{gap}$ 이고, 다음과 같이 계산하였다.

$$U_{ct} = 1.25 k_s \frac{m}{\sigma_{eff}} \left(\frac{P_{ct}}{B} \right)^{0.95} \quad (3)$$

$$U_{gap} = \frac{k_{gr}}{Y} \quad (4)$$

여기서 k_s 는 모듈과 히트싱크의 평균 열전도도로서 $k_s = 2k_M k_{hs} / (k_M + k_{hs})$ 이고, m 은 접촉면의 평균 경사도로서 $m = \sqrt{m_M^2 + m_{hs}^2}$, σ_{eff} 는 접촉 표면 거칠기의 실효값으로서 $\sigma_{eff} = \sqrt{\sigma_M^2 + \sigma_{hs}^2}$ 이다. $0.216 \mu m \leq \sigma_{eff} < 9.6 \mu m$ 범위에서 $m = 0.125(\sigma_{eff})$

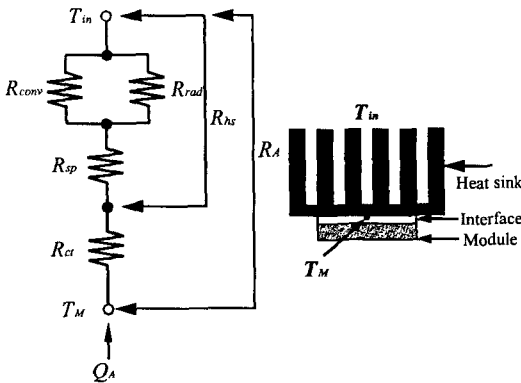


Fig. 5 Thermal resistance network for heat flow from module to the surrounding air.

$\times 10^6$)^{0.402}로 계산된다. P_{ct} 는 접촉 압력으로서 압력 센서로 측정결과 0.03~0.05 MPa 정도이다. B 는 표면경도, k_{gr} 은 열그리스의 열전도도로서 $k_{gr} = 0.74 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ 이다. Y 는 유효간격두께로서 $10^{-5} < P_{ct}/B < 10^{-2}$ 범위에서 $Y = 1.53 \sigma_{eff}(P_{ct}/B)^{-0.097}$ 로 계산된다. 계산된 접촉 열저항 R_{ct} 는 0.08~0.12 $^\circ\text{C/W}$ 정도이다. 확산 열저항의 계산은 Behm and Huttunen⁽¹³⁾이 제시한 이론 해석식을 이용하였다. 확산 열저항 R_{sp} 는 식(5)로 계산하였다.

$$R_{sp} = \frac{\Psi}{\sqrt{\pi} k_{hs} a} \quad (5)$$

그리고 Ψ 는 무차원저항으로 다음과 같이 정의하였다.

$$\Psi = \frac{\xi \tau}{\sqrt{\pi}} + \frac{1}{\sqrt{\pi}} (1 - \xi) \Phi \quad (6)$$

여기서 $\xi = a/b$ 이며, $a = \sqrt{A_M/\pi}$, $b = \sqrt{A_b/\pi}$ 로서 A_M 은 모듈 표면적, A_b 는 히트싱크 베이스 판 면적이다. $\tau = t_b/b$ 로, t_b 는 베이스 판의 두께이다.

한편, Φ 는 다음의 식(7)로 계산하였다.

$$\Phi = \frac{\tanh(\lambda \tau) + \frac{\lambda}{\text{Bi}}}{1 + \frac{\lambda}{\text{Bi}} \tanh(\lambda \tau)} \quad (7)$$

여기서 $\lambda = \pi + (1/\sqrt{\pi \xi})$, $\text{Bi} = 1/R_{conv} \pi k_{hs} t_b$ 이다. 계산된 확산 열저항 R_{sp} 는 전 실험범위에서 0.16~0.18 $^\circ\text{C/W}$ 정도이다. 복사 열저항 R_{rad} 는 식(8)로 계산하였다.

$$R_{rad} = \frac{1}{h_{rad} A_{hs}} \quad (8)$$

$h_{rad} = 4\sigma \epsilon_M \epsilon_{hs} (T_M^4 - T_{in}^4/T_M - T_{in})$ 이다. 여기서 σ 는 Stefan-Boltzmann 상수로서 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$, ϵ_M 은 모듈 표면에서의 방사율 0.03,

ϵ_{hs} 는 히트싱크의 방사율 0.81이다.

히트싱크 열저항 R_{hs} 는 식(1)에서 구한 R_A 와 계산된 R_{ct} 로부터 식(9)와 같이 계산된다.

$$R_{hs} = R_A - R_{ct} \quad (9)$$

대류 열저항은 식(2), (5) 및 (8)에 의하여 계산된 각 열저항을 식(1)에 대입하여 구하였다.

히트싱크 표면(A_{hs})으로부터 주위공기로의 평균 대류 열전달계수 \bar{h} 는 식(10)으로 계산하였다.

$$\bar{h} = \frac{1}{R_{conv} A_{hs}} \quad (10)$$

평균 누셀트수 $\overline{\text{Nu}}$ 는 식(11)로 계산하였다.

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{\bar{h} D_\pi}{k_a} \quad (11)$$

D_π 는 익형 핀의 등가직경으로서 $D_\pi = (L + t)/2$ 이다.⁽¹¹⁾ L 은 핀의 길이, t 는 핀의 두께이다.

히트싱크의 핀 사이 공기의 속도 V_{fin} 은 식(12)로 계산하였다.

$$V_{fin} = \frac{\hat{V}}{A_c - A_{front}} \quad (12)$$

\hat{V} 는 유입공기의 체적유량, A_c 는 채널 단면적, A_{front} 는 히트싱크 전면의 면적(front area)이다.

레이놀즈수는 식(13)으로 계산하였다.

$$\text{Re} = \frac{V_{fin} D_\pi}{\nu} \quad (13)$$

송풍동력(Blowing Power) BP 는 유입공기의 체적유량(\hat{V})과 압력강하량(ΔP)의 곱으로서 식(14)로 계산하였다.

$$BP = \hat{V} \cdot \Delta P \quad (14)$$

오일러수 Eu 는 식(15)로 정의하였다.⁽¹¹⁾

$$Eu = \frac{\Delta P}{n\rho V_{fin}^2} \quad (15)$$

여기서 n 은 히트싱크 열(row)의 핀 개수이다.

불확실성의 해석은 Moffat⁽¹⁴⁾의 해석방법을 이용하여 해석하였다. 측정된 온도의 불확실도는 $\pm 0.25^\circ\text{C}$ 정도이다. 유입공기의 속도 및 압력강하량의 불확실도는 각각 1.32%, 2.56%이다.

이와 같이 기본적으로 측정된 변수의 측정조건에서의 불확실성으로부터 계산된 레이놀즈수와 오일러수에 대한 불확실도는 각각 7.43%와 3.84% 정도이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 유입공기 속도의 영향

표준화된 자료를 얻기 위하여 바이패스 유동이 없는 조건에서 익형 핀 히트싱크의 냉각특성을 조사하였다.

Fig. 6은 핀의 배열이 정렬된 배열(in-line array)과 엇갈린 배열(staggered array)일 때, 유입공기속도 (V_{in})에 따른 익형 핀 히트싱크의 열저항(R_{hs})과 압력강하량(ΔP)을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은 없고, 입력열량(Q_{in})이 20 W, 핀 높이(H)가 30 mm, 핀의 종간격(S_x) 및 핀의 횡간격(S_z)은 2 mm이다.

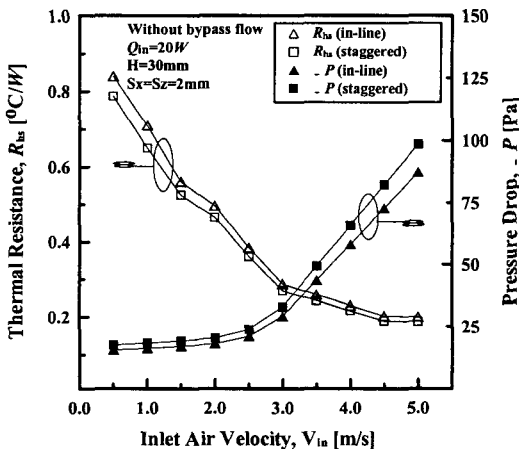


Fig. 6 R_{hs} and ΔP vs. V_{in} for in-line and staggered fin array without bypass flow.

유입공기속도의 증가에 따른 익형 핀 히트싱크 열저항(R_{hs})은 감소하고 감소율은 줄어든다. 이는 식(1)에서 유입공기속도가 증가하면 확산 열저항(R_{sp})과 복사 열저항(R_{rad})은 변화가 거의 없고 대류 열저항은 변화한다. 따라서 Fig. 6에서 익형 핀 히트싱크 열저항의 변화는 유입공기속도에 따른 대류 열저항의 변화에 의한 것이다. 유입공기속도가 증가하면 압력강하량은 증가하고 증가율도 커진다. 이는 유입공기속도가 증가하면 핀 사이를 통과하는 공기속도가 가속되며 이에 따른 유동의 변화가 심해져 마찰손실이 커지기 때문으로 사료된다.

익형 핀 히트싱크 열저항은 엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 평균 6.7% 정도 작다. 이는 엇갈린 배열은 유입된 공기유동이 핀 사이를 통과하면서 굴곡을 이루므로 정렬된 배열과 비교하여 핀 사이의 유로 내에서 핀 표면에서 가열된 고온의 공기와 유입되는 저온공기와의 혼합이 더 잘 이루어지기 때문이다. 압력강하량은 정렬된 배열이 엇갈린 배열보다 최소 13.2%($V_{in}=0.5$ m/s)에서 최대 15.3%($V_{in}=5.0$ m/s) 정도 작다. 이는 정렬된 배열은 핀 사이를 통과하는 공기의 흐름이 원활하지만, 엇갈린 배열은 유입된 공기가 핀 사이를 통과할 때, 공기흐름의 굴절로 인하여 유동저항이 더 커지기 때문이다.

Fig. 7은 핀의 배열이 정렬된 배열과 엇갈린 배

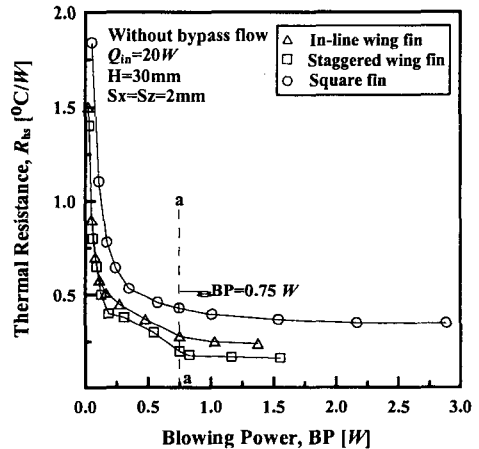


Fig. 7 R_h vs. BP for wing fin heat sink and square fin heat sink without bypass flow.

열일 때, 송풍동력(BP)에 따른 익형 핀과 사각 핀 히트싱크 열저항(R_{ks})을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은 없고, 입력열량(Q_{in})이 20 W, 핀 높이(H)가 30 mm, 핀의 종간격(S_x) 및 핀의 횡간격(S_z)은 2 mm로서 Fig. 6과 동일한 조건이다.

송풍동력이 증가함에 따라 히트싱크 열저항은 급격히 감소하다가 감소율이 줄어들어 거의 일정해진다. 이는 Fig. 6에서 유입공기속도가 증가함에 따라 압력강하량의 증가율은 커지지만 히트싱크 열저항의 감소율은 줄어들어 거의 일정해지기 때문이다.

일반적으로 전자장치 냉각시스템의 유입공기의 속도는 3.0 m/s 정도이며, 이에 해당되는 송풍동력은 0.75 W로 측정되었다.⁽¹⁵⁾ 송풍동력이 0.75 W 인 aa 선상에서 엇갈린 익형 핀, 정렬된 익형 핀, 및 사각 핀 히트싱크의 열저항은 각각 0.19°C/W, 0.29°C/W 및 0.45°C/W 정도로 엇갈린 익형 핀 히트싱크의 열저항이 정렬된 배열의 익형 핀과 사각 핀 히트싱크의 열저항보다 각각 52.6%, 136.8% 정도 작다. 또한 송풍동력 전 구간에서도 냉각 성능은 엇갈린 익형 핀, 정렬된 익형 핀, 사각 핀 순으로 우수하게 나타났다.

3.2 핀 높이 및 핀 간격의 영향

Fig. 8은 핀 높이(H)가 20, 25, 30, 35 mm일 때, 송풍동력(BP)에 따른 익형 핀 히트싱크 열저항(R_{ks})을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은

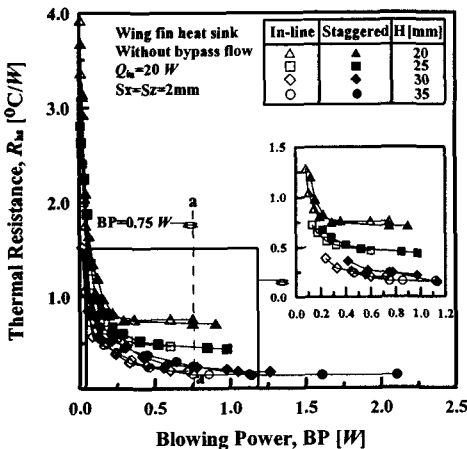


Fig. 8 R_{ks} vs. BP for different fin heights without bypass flow.

없고, 입력열량(Q_{in})이 20 W이고, 핀의 종간격 (S_x) 및 핀의 횡간격(S_z)은 2 mm이다.

송풍동력이 증가함에 따라 히트싱크 열저항은 급격히 감소하다가 감소율이 줄어들어 거의 일정해진다. 그리고 핀 높이가 커질수록 히트싱크 열저항은 감소한다. 이는 핀 높이가 증가함에 따라 압력강하량의 증가율은 커지지만 히트싱크 열저항의 감소율은 줄어들어 거의 일정해지기 때문이다.

송풍동력(BP)가 0.75 W인 aa 선상에서 히트싱크 열저항(R_{ks})은 핀 높이가 20 mm일 때, 정렬된 배열은 0.76°C/W, 엇갈린 배열은 0.71°C/W 정도로서 엇갈린 배열이 7.1% 정도 작다. 반면, 핀 높이 (H)가 35 mm일 때는 정렬된 배열은 0.14°C/W, 엇갈린 배열은 0.26°C/W 정도로서 정렬된 배열이 85.7% 정도 작게 나타났다. 즉, 송풍동력 측면에서 볼 때, 히트싱크의 냉각성능은 핀 높이가 작을수록 엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 우수하지만 핀 높이가 커지면 반대의 성향이 나타난다.

Fig. 9는 유입공기속도가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0, 5.0 m/s일 때, 핀의 종간격(S_x)에 따른 익형 핀 히트싱크 열저항(R_{ks})을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은 없고 입력열량(Q_{in})이 20 W, 핀 높이가 30 mm, 핀의 횡간격(S_z)은 2 mm이다.

유입공기속도가 0.5, 1.0, 3.0 m/s일 때, 핀의 종간격이 증가함에 따라 히트싱크 열저항은 감소하여 최저값을 나타낸 뒤 다시 증가한다. 히트싱크에서 실제 사용하는 공기의 속도보다 큰 영역인

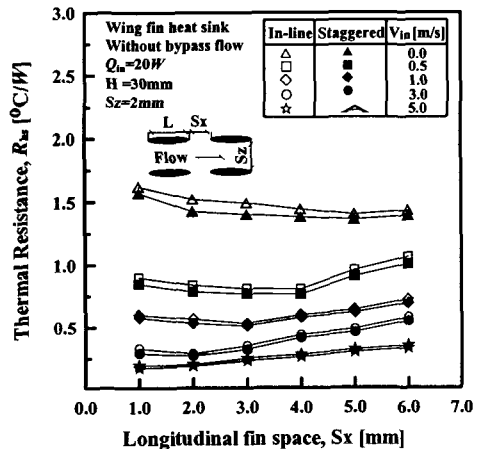


Fig. 9 R_{ks} vs. S_x for different inlet air velocities without bypass flow.

5.0 m/s일 때에는 핀의 종간격이 증가하면 히트싱크 열저항은 약간 증가하고 있다. 또한 자연대류 영역인 0.0 m/s일 때에는 핀의 종간격이 증가하면 열저항은 약간 감소하고 있다. 히트싱크에서 사용되는 유입공기속도 영역에서는 히트싱크의 냉각성능이 최대가 되는 최적의 핀 종간격이 존재한다.

최적의 핀 종간격은 유입공기의 속도가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0 m/s일 때 각각 5.0, 4.0, 3.0, 2.0, 1.0 mm이다. 핀의 종간격이 최적의 핀 종간격보다 작아지면 전열면적의 증가로 인한 열전달 향상효과보다 공기의 정체 및 열경계층의 중첩으로 인한 열전달 감소효과가 더 커지므로 히트싱크 열저항이 커진다. 반면, 핀의 종간격이 최적의 핀 종간격보다 커지면 핀들 상호간의 열계층의 중첩에 의한 영향은 감소하지만 전열면적이 감소함에 따른 열전달 감소의 영향이 더 크게 되어 히트싱크 열저항이 커진다.

엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 히트싱크 열저항이 작아 냉각성능이 7~11% 정도 우수하지만 유입공기속도가 증가할수록 배열형태에 따른 히트싱크 열저항의 차이는 줄어든다.

Fig. 10은 유입공기속도가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0, 5.0 m/s일 때, 핀의 횡간격(S_z)에 따른 익형 핀 히트싱크 열저항(R_{hs})을 나타낸 그림이다. 바이패스 유동은 없고, 입력열량(Q_{in})이 20 W, 핀 높이(H)가 30 mm, 핀의 종간격(S_x)은 2 mm이다.

유입공기속도가 0.5, 1.0, 3.0 m/s일 때, 핀의 횡

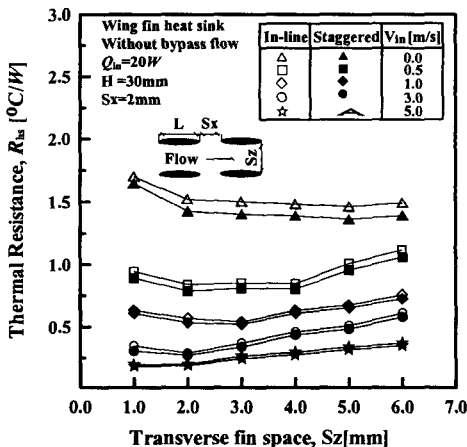


Fig. 10 R_{hs} vs. S_z for different inlet air velocities without bypass flow.

간격이 증가함에 따라 히트싱크 열저항은 감소하여 최저값을 나타낸 뒤 다시 증가한다. 자연대류 열전달 영역인 0.0 m/s일 때와 실제 사용속도보다 매우 큰 속도 5.0 m/s일 때에는 Fig. 9와 같은 성향을 나타내고 있다. 유입공기속도에 따라 히트싱크의 냉각성능이 최대가 되는 최적의 핀 횡간격이 존재한다. 최적의 핀 종간격은 유입공기의 속도가 0.0, 0.5, 1.0, 3.0 m/s일 때 각각 5.0, 4.0, 3.0, 2.0, 1.0 mm이다. 핀의 횡간격이 최적의 핀 횡간격보다 작아지면 마찰저항이 커져 유입된 공기가 핀 사이를 통과하지 못하고 히트싱크 상부 또는 측면으로 벗어나는 유량, 즉 히트싱크의 냉각에 영향을 주지 못하는 공기의 양이 많아져 열전달 감소효과가 더 커지므로 히트싱크 열저항은 커진다.

반면, 핀의 횡간격이 최적의 핀 횡간격보다 커지면 전열면적이 감소함에 따른 열전달 감소의 영향이 더 크게 되어 히트싱크 열저항은 커진다. 따라서 최적의 핀 횡간격이 존재하게 된다. 엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 히트싱크 열저항이 작지만, 유입공기속도가 증가할수록 히트싱크 열저항의 차이는 줄어든다. Fig. 9와 Fig. 10에서 냉각성능이 최대가 되는 핀의 종간격 및 횡간격은 유입공기속도가 작을수록 커진다. 이는 유입공기속도가 작을수록 핀 표면에서 성장하는 열경계층이 두꺼워져 측면에 있는 핀의 열경계층과 중첩이 되고 이로 인해 열경계층이 상호간섭을 일으키기 때문이다. Fig. 9과 Fig. 10에는 입력열량(Q_{in})이

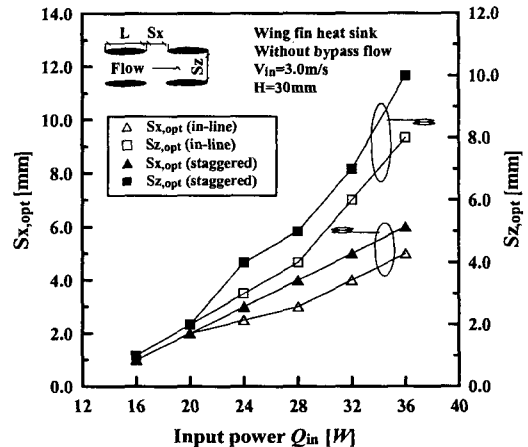


Fig. 11 $S_{x,opt}$ and $S_{z,opt}$ vs. Q_{in} without bypass flow.

20 W로 일정할 경우 최적의 핀 간격을 나타내었으나 입력열량(Q_{in})이 최적의 핀 간격에 미치는 영향에 대하여 조사가 필요하다.

따라서 Fig. 11에는 입력열량에 따른 최적의 익형 핀 종간격(Sx_{opt})과 최적의 익형 핀 횡간격(Sz_{opt})을 나타내었다. 바이패스 유동은 없고, 유입공기속도가 3.0 m/s, 핀 높이(H)는 30 mm이다.

입력열량이 증가함에 따라 핀 종간격과 핀 횡간격은 증가한다. 이는 입력열량이 증가할수록 핀 표면 및 핀 주위의 온도가 높아지고 이에 따른 핀 주위의 열경계층이 두꺼워진다. 따라서 이들 열경계층에 의한 열적 상호간섭을 줄이고 열제거를 위하여 핀 사이를 통과하는 유량을 크게 하기 위해서는 핀 사이의 간격이 커져야 하기 때문이다.

또한 핀 횡간격의 증가율이 핀 종간격보다 더 크다. 이는 핀의 횡간격이 핀의 종간격보다 공기 유동에 영향을 더 크게 미치기 때문이다. 핀 종간격과 핀 횡간격의 증가율은 엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 크다. 이는 상류의 핀에 의하여 가열된 공기와 유입되는 저온의 공기가 혼합된 고온의 공기가 하류의 핀 외면에 접촉하여 강제 대류 열전달량을 감소시키며, 이러한 성향은 엇갈린 배열이 정렬된 배열보다 더 크기 때문이다.

3.3 채널 크기의 영향

Fig. 12는 채널 폭비 $CW/W=1.0$ 이고, 채널 높

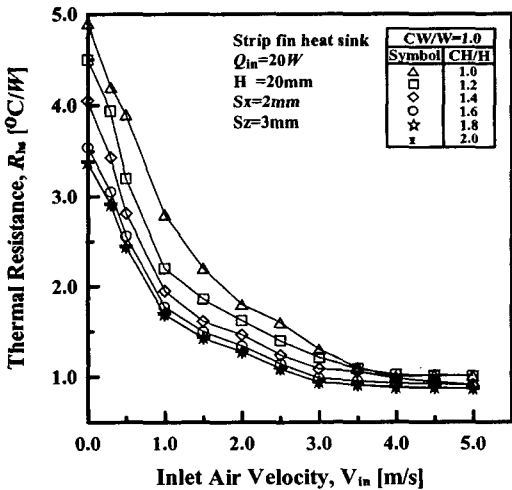


Fig. 12 R_{hs} vs. V_{in} for different channel height ratios.

이비 CH/H 가 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0일 때, 유입공기의 속도 V_{in} 에 따른 스트립 핀 히트싱크의 열저항 R_{hs} 를 나타낸 그림이다. 입력열량 $Q_{in}=20 W$, 핀 높이 $H=20 mm$, 핀의 종간격 $Sx=2 mm$, 핀의 횡간격 $Sz=3 mm$ 이다. 이들 핀의 종간격 및 횡간격은 최적조건일 때이다.

히트싱크 열저항 R_{hs} 는 채널 높이비 CH/H 가 증가할수록 감소한다. 채널 높이비 CH/H 가 1.0, 1.2, 1.4, 1.6, 1.8, 2.0으로 증가할 때, 히트싱크 열저항 R_{hs} 는 각각 23.1%, 20.9%, 16.1%, 7.7%, 0.02% 정도로 감소한다. 즉, 채널 높이비 CH/H 의 증가에 따른 히트싱크 열저항 R_{hs} 의 감소율은 점차 작아져 $CH/H=1.8$ 이상에서는 거의 변화가 없다. 이는 채널 높이비가 증가할수록 채널 내로 유입되는 공기량이 증가하여 냉각효과가 증가하지만 점차 그 증가효과가 줄어들어 결국 $CH/H=1.8$ 이상에서는 채널 높이의 증가가 히트싱크 열저항에 영향을 미치지 못함을 의미하며, 이는 채널 상부가 개방된 유로에서의 열저항값과 거의 같은 값을 가진다.

Fig. 13은 채널 높이비(CH/H)와 채널 폭비(CW/W)가 각각 (1.2, 1.0), (1.8, 1.0), (1.0, 1.04), (1.0, 1.20)일 때, 송풍동력에 따른 익형 핀 히트싱크 열저항(R_{hs})을 나타낸 그림이다. 입력열량(Q_{in})이 20 W이고, 핀 높이(H)가 20 mm, 핀의

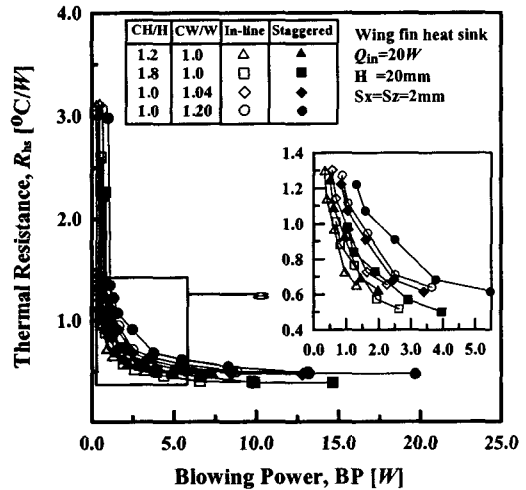


Fig. 13 R_{hs} vs. BP for different channel ratios.

중간격(S_x) 및 핀의 횡간격(S_z)은 2mm이다.

송풍동력이 증가함에 따라 히트싱크 열저항은 급격히 감소하다가 감소율이 줄어들어 거의 일정해진다. 히트싱크 열저항은 정렬된 배열이 엇갈린 배열보다 작다. 이는 Fig. 7의 바이패스 유동이 없는 조건에서의 결과와 반대의 성향이다. 이는 바이패스 유동이 있는 경우 엇갈린 배열은 핀에 의한 유동저항이 정렬된 배열보다 크므로 유입된 공기가 핀 사이를 통과하지 못하고 히트싱크 측면 또는 상부로의 벗어나는 공기의 양, 즉 히트싱크의 냉각에 영향을 주지 못하고 지나쳐 버리는 공기의 양이 정렬된 배열보다 많기 때문인 것으로 사료된다. 히트싱크의 열저항이 히트싱크 상부에 벽이 없는 개방된 유로에서의 히트싱크의 열저항 값과 거의 같은 값(99%)을 가지는 채널 높이를 최적의 채널 높이(CH_{opt})로 정의하였다. 즉, 최적의 채널 높이(CH_{opt})는 상부의 벽면이 대류 열전달에 영향을 미치지 않는 바이패스 유로의 크기이다.

Fig. 14는 익형 핀 높이가 20, 25, 30, 35mm일 때, 유입공기속도(V_{in})에 따른 최적의 채널 높이(CH_{opt})를 나타낸 그림이다. 입력열량이 20 W, 핀의 중간격(S_x) 및 핀의 횡간격(S_z)은 2mm, 채널 폭비(CW/W)는 1.04이다.

유입공기속도와 핀 높이가 증가할수록 최적의 채널 높이는 커진다. 이는 유입공기속도가 증가

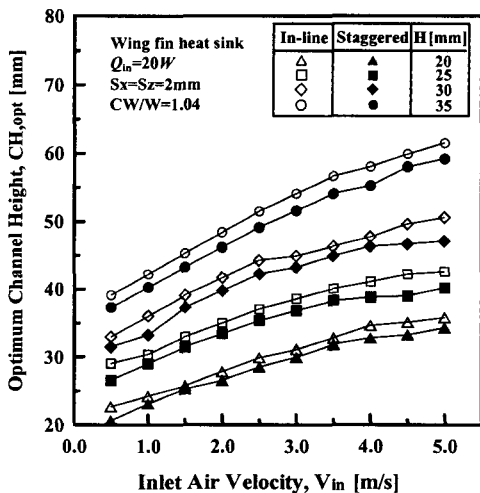


Fig. 14 CH_{opt} of wing fin heat sink with varying V_{in} for different fin heights.

할수록 대류 열전달이 활발해지고 유입되는 공기량이 증가하므로 이를 충족하기 위하여 채널 높이가 커져야 하기 때문이다. 최적의 채널 높이는 전 범위에서 정렬된 배열이 엇갈린 배열보다 5.0% 정도 크게 나타났다. 이는 엇갈린 배열의 핀 사이를 지날 때 발생하는 난류유동이 바이패스 유동 단면적을 감소하기 때문이다.

Fig. 15는 익형 핀 높이가 20, 25, 30, 35mm일 때, 유입공기속도에 따른 최적 채널 높이비(CH_{opt}/H)를 나타낸 그림이다. 입력열량이 20 W이고, 핀의 중간격 및 핀의 횡간격은 2mm, 채널 폭비(CW/W)는 1.04이다.

유입공기속도가 증가하면 핀 높이에 관계없이 같은 성향으로 최적 채널 높이비는 증가한다. 정렬된 배열이 엇갈린 배열보다 최적 채널 높이비는 크게 나타나고 있다. 이러한 성향은 Fig. 13에서 예측할 수 있다.

Fig. 16은 레이놀즈수(Re)의 변화에 따라 평균 누셀트수(\overline{Nu})에 대한 익형 핀 히트싱크의 실험 데이터를 표시하고, Li et al.⁽¹¹⁾이 제시한 타원형 핀 히트싱크의 상관식과 비교한 그림이다. Li et al.⁽¹¹⁾이 연구한 타원형 핀 히트싱크는 핀의 배열이 정렬된 형태이다. 평균 누셀트수(\overline{Nu})를 예측할 수 있는 하나의 상관식을 구하기 위하여 실험치를 곡선 접합하여 식(16), (17)과 같은 상관식을 구하였다.

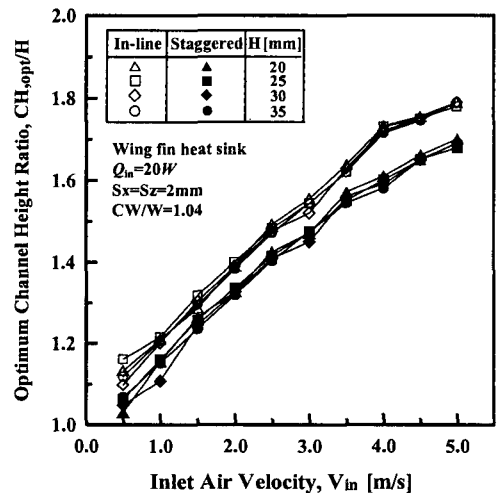


Fig. 15 CH_{opt}/H of wing fin heat sink with varying of V_{in} for different fin heights.

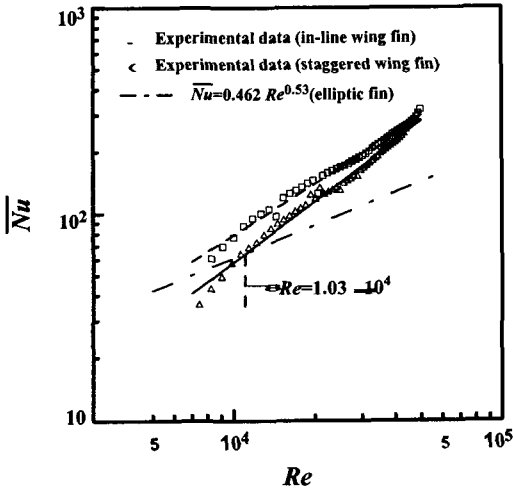


Fig. 16 Comparison between present experimental data of wing fin heat sink and Li et al.⁽⁸⁾'s correlation.

$$\overline{Nu} = 0.0069 Re^{0.98} \quad (\text{in-line array}) \quad (16)$$

$$\overline{Nu} = 0.0389 Re^{0.83} \quad (\text{staggered array}) \quad (17)$$

실험적으로 측정하여 계산된 평균 누셀트수와 상관식(16), (17)에 의하여 구한 결과와의 표준오차는 정렬된 배열은 3.88%, 엇갈린 배열은 3.47% 정도이다. 평균 누셀트수는 타원형 핀 히트싱크와 비교하여 정렬된 배열이 $Re < 1.03 \times 10^4$ 범위에서는 크지만, $Re \geq 1.03 \times 10^4$ 범위에서는 작게 나타났다. $Re = 1.03 \times 10^4$ 에 해당되는 유동조건은 바이패스 유동이 없는 경우 핀 높이(H)는 30 mm이고 핀의 종간격(S_x)과 핀의 횡간격(S_z)이 2 mm일 때, 유입공기속도가 1.0 m/s 정도일 때이다. 유입공기속도가 1.0 m/s는 실제 전자장치 냉각에 사용되는 $V_{in} = 3$ m/s보다 작은 속도이다. $V_{in} = 3$ m/s에 해당되는 $Re = 2.50 \times 10^4$ 정도이며, 이때의 \overline{Nu} 는 정렬된 익형 히트싱크가 타원형 핀 히트싱크보다 20.49(14.7%) 정도 크다. 엇갈린 배열은 전 영역에서 타원형 핀 히트싱크보다 평균 26.72% 정도 크게 나타났다.

Fig. 17은 레이놀즈수(Re)의 변화에 따라 오일러수(Eu)에 대한 익형 핀 히트싱크의 실험데이터를 표시하고, Li et al.⁽¹¹⁾이 제시한 타원형 핀 히트싱크의 상관식과 비교한 그림이다.

오일러수를 예측할 수 있는 상관식을 구하기

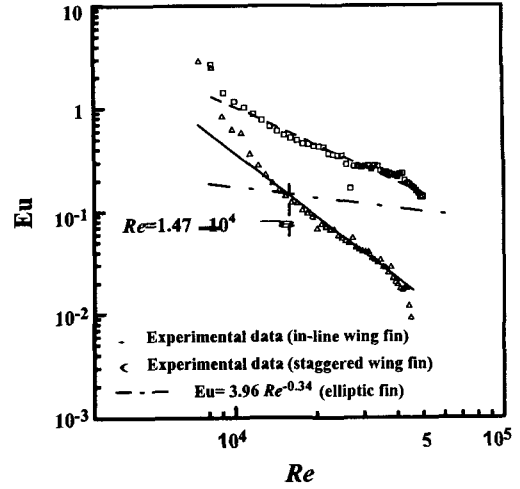


Fig. 17 Comparison between present experimental data of wing fin heat sink and Li et al.⁽⁸⁾'s correlation.

위하여 실험치를 곡선 접합하여 식(18), (19)와 같은 상관식을 구하였다.

$$Eu = 4.84 \times 10^7 Re^{-2.03} \quad (\text{in-line array}) \quad (18)$$

$$Eu = 6.45 \times 10^4 Re^{-1.19} \quad (\text{staggered array}) \quad (19)$$

실험적으로 측정하여 계산된 오일러수와 상관식(18), (19)에 의하여 구한 결과와의 표준오차는 정렬된 배열은 15.2%, 엇갈린 배열은 20.5% 정도이다. 오일러수는 Li et al.⁽¹¹⁾의 타원형 핀 히트싱크와 비교하여 정렬된 배열이 $Re < 1.47 \times 10^4$ 범위에서는 크지만, $Re \geq 1.47 \times 10^4$ 범위에서는 작게 나타났다. $Re = 1.47 \times 10^4$ 에 해당되는 유동조건은 바이패스 유동이 없는 경우 핀 높이는 30 mm이고, 핀의 종간격(S_x)과 핀의 횡간격(S_z)은 2 mm일 때, 유입공기속도가 2.0 m/s 정도일 때이다.

오일러수는 $Re = 1.47 \times 10^4$ ($V_{in} = 2$ m/s) 이하에서는 타원형 핀 히트싱크가 낮은 값을 나타내므로 유동저항이 작아 우수하지만 전자장치 냉각시스템에서 일반적으로 사용되는 유입공기의 속도 $V_{in} = 3$ m/s을 고려할 경우 익형 핀 히트싱크의 오일러수가 더 작다. $V_{in} = 3$ m/s에 해당되는 $Re = 2.50 \times 10^4$ 정도이며, 이때의 오일러수는 정렬된 익형 히트싱크가 타원형 핀 히트싱크보다 0.07 (-63.6%) 정도 작다. 엇갈린 배열의 익형 핀 히

트싱크는 타원형 핀 히트싱크와 비교하여 전 영역에서 평균 31.15% 정도 크게 나타났다.

오일러수는 레이놀즈수 전 영역에서 정렬된 배열이 엇갈린 배열보다 126.5% 정도 작게 나타났다.

4. 결 론

익형 핀 히트싱크의 냉각 특성에 관한 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 송풍동력과 유입공기속도의 전 영역에서 엇갈린 익형 핀 히트싱크가 정렬된 익형 핀 히트싱크보다 바이패스 유동이 없을 때에는 냉각성능이 우수하고 바이패스 유동이 있을 때에는 반대의 성향이다. 압력손실은 전반적으로 엇갈린 익형 핀 히트싱크가 정렬된 익형 핀 히트싱크보다 더 크다.

(2) 실제 히트싱크에 사용되는 실제 유입공기 속도 영역 ($V_{in}=3\text{ m/s}$)에서 핀의 종간격과 횡간격은 최적치가 존재하며, 이들 최적값은 입력열량이 16~20 W로 증가할 때 핀의 종간격은 1.0~8.0 mm, 핀의 횡간격은 1.0~10.0 mm 정도로 증가한다.

(3) 최적 채널 높이의 비는 유입공기의 속도가 0.5~5.0 m/s로 증가할 때 0.3~1.7 정도로 증가하고 핀의 높이가 증가하여도 거의 같은 값을 가진다. 정렬된 익형 핀 히트싱크가 엇갈린 익형 핀 히트싱크보다 최적 채널 높이의 비는 더 큰 값을 가진다.

(4) 익형 핀 히트싱크에 대하여 열전달량과 압력강하량을 계산할 수 있는 상관식을 다음과 같이 구하였다.

$$\overline{Nu} = 0.0069 Re^{0.98} \quad (\text{in-line array})$$

$$\overline{Nu} = 0.0389 Re^{0.83} \quad (\text{staggered array})$$

$$Eu = 4.84 \times 10^7 Re^{-2.03} \quad (\text{in-line array})$$

$$Eu = 6.45 \times 10^4 Re^{-1.19} \quad (\text{staggered array})$$

(5) 익형 핀 히트싱크가 사각 핀 히트싱크와 타원형 핀 히트싱크보다 성능이 우수함을 밝혔다.

참고문헌

1. Dally, J. W., 1990, Packaging of Electronic

System A Mechanical Engineering Approach, McGraw-Hill, Inc., New York.

2. Lee, K. W., Park, K. H. and Rhi, S. H., 2002, Heat pipe heat sink development for electronics cooling, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 664-670.

3. Kim, J. H., Yun, J. H. and Lee, C. S., 2002, An experimental study on the thermal resistance characteristics for various type of heat sink, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 676-682.

4. Kim, J. H., Yun, J. H. and Kwon, O. K., 2001, An experimental study on the thermal resistance characteristics of layered heat sink, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 4, No. 6, pp. 656-676.

5. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill Co., New York.

6. Jubran, B. A., Hamdan, M. A. and Abdualh, R. M., 1993, Enhanced heat transfer, missing pin, and optimization for cylindrical pin fin arrays, Trans. ASME J. of Heat Transfer, Vol. 115, pp. 576-583.

7. Tahat, M., 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.

8. Shaukatullah, H., Storr, W. R., Hansen, B. J. and Gaynes, M. A., 1996, Design and optimization of pin fin heat sinks for low velocity applications, IEEE Trans. on Component, Packaging, and Manufacturing Technology-Part A, Vol. 19, No. 4, pp. 486-494.

9. Visser, J., Kock, D. and Conradie, F., 2000, Minimization of heat sink mass using mathematical optimizations, 16th Annual IEEE Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium, pp. 252-259.

10. Tanda, G., 2001, Heat transfer and pressure drop in a rectangular channel with diamond-

- shaped elements, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 18, pp. 3529-3541.
11. Li, Q., Chen, Z., Flechtner, U. and Warnecke, H. J., 1998, Heat transfer and pressure drop characteristics in rectangular channels with elliptic pin fins, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 19, pp. 245-250.
 12. Yovanovich, M. M., 1994, Heat transfer in electronic packaging, 10th Int. Heat Transfer Conference, Vol. 1, pp. 93-104.
 13. Behm, J. and Huttunen, J., 2001, Heat spreading and conduction in compressed heat sinks, 10th Int. Flotherm User Conference, pp. 1-38.
 14. Moffat, R. J., 1988, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3-17.
 15. Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., 1995, Design and Analysis of Heat Sinks, John Wiley & Sons, Inc., New York.