

전자기기 냉각용 압전팬의 열전달 향상

Heat Transfer Enhancement of a Piezoelectric Fan for Cooling of Electronic Devices

김은필*† · 윤정인*
Eun-Pil Kim*† and Jung-In Yoon*

(접수일 : 2013년 05월 31일, 수정일 : 2013년 08월 06일, 채택확정 : 2013년 08월 06일)

Abstract: Piezoelectric fans are thin elastic beams whose vibratory motion is actuated by means of a piezoelectric material bonded to the beam. These fans have found use as a means to enhance convective heat transfer while requiring only small amounts of power. This study presents new types of models with heat sink having air passage and investigates experimentally their heat transfer characteristics. From the comparison results for four models, the heat transfer coefficients of model 1 are approximately 44~66% higher than those of the reference model 0. The model 1 show the best overall performance about heat transfer and cooling capability. As shown in above results, it is necessary to design the heat sink with air pass for cooling of electronic devices, in order to increase the convective heat transfer coefficient of a piezoelectric fan for electronic cooling.

Key Words : Electronic Cooling, Heat Transfer Coefficient, Heat Transfer Enhancement, Piezoelectric Fan

— 기 호 설 명 —

A : Heat transfer area, [m²]
ER : Heat transfer enhancement ratio, [-]
F : Force, [N]
h : Heat transfer coefficient, [W/m²K]
L : Length, [m]
Q : Heat capacity, [W]
T : Temperature, [°C]
△T : Temperature difference, [°C]
V : Voltage, [V]

하첨자

a : Ambient air
b : Board
mod : Model

1. 서 론

반도체 기술의 급격한 발전은 전자기기의 고밀도화와 고성능화 뿐만 아니라, 소형화도 가능하게 만들었다. 이로 인해 전자기기의 단위면적당의 발열량도 크게 증가하게 되었다. 이러한 발열량은

*† 김은필(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail: ekim@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6182

* 윤정인 : 부경대학교 냉동공조공학과

*† Eun-Pil Kim(corresponding author), Jung-In Yoon :
Department of Refrigeration And Air-Conditioning
Engineering, Pukyong National University.
E-mail: ekim@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6182

전자기기의 오작동과 성능저하를 유발하거나 고장을 일으킨다. 따라서 전자기기가 최고의 성능을 발휘하기 위해서는 반드시 냉각을 시켜야 한다.

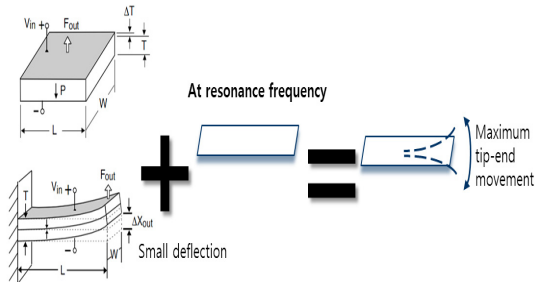


Fig. 1 Operation principle and structure of a piezoelectric fan

현재 전자기기의 냉각방식으로는 방열핀 부착 냉각방식과 히트파이프 채용 냉각방식 등이 많이 적용되고 있다. 이러한 방식들은 팬의 용량과 소음의 증가, 방열핀의 크기 증가, 유체 누설에 의한 고장, 가격 대비 성능 저하 등을 일으킨다. 따라서 간단한 구조에 의한 유비보수의 편리함 및 반영구적 수명, 저소음 및 저전력소비를 만족시킬 수 있는 냉각방식은 Fig. 1과 같이 압전팬을 채용하는 것이다.¹⁻⁴⁾

압전팬(piezoelectric fan)은 Fig. 1에 나타난 것처럼, 압전효과(piezoelectricity)를 갖는 PZT 기반의 압전소재 사이에 탄성변형이 가능한 얇은 판재를 넣어서 조립한 것이다. 이때 PZT 압전소재는 전압을 가하면 기계적 변형을 일으키고, 역으로 기계적인 압력이 가해지면 전압을 발생시키는 특성을 가진 소자이다. 따라서 압전팬의 PZT 소자에 전압을 가하면 PZT 소자는 Fig. 1과 같이 상하로 굽혀지고, 이로 인해 얇은 판재는 주기적으로 진동을 일으켜서 주위의 유체를 강제로 유동시킨다.

지금까지 발표된 압전팬과 관련된 대표적인 연구를 살펴보면 다음과 같다. 우선, Toda⁵⁾는 텔레비전 수신기의 전원 장치를 냉각하는데 압전팬이 효과가 있음을 보였다. 그리고 Yoo 등⁶⁾은 PZT 소재로 만들어진 몇 가지 압전팬을 사용하여 주위 유체

의 유속을 측정하였다. Buremann 등⁷⁾과 Basak 등⁸⁾은 압전팬 구조의 최적화에 관해서 연구하였으며, Acikalin⁹⁾ 및 Wait 등¹⁰⁾은 소형 전자기기 냉각에 압전팬이 실용적임을 보였다. 그리고 Kuo 등¹¹⁾은 PZT 소자를 멀티 층(multi layer) 구조로 제작한 압전팬을 이용할 경우, 저전압에서도 작동하기 때문에 소비 전력이 낮다고 보고하였다. Park 등¹²⁾은 압전소자 팬의 수치해석 모델에 대한 연구로 기초적인 설계를 하는데 도움이 되는 모델을 제시하였다.

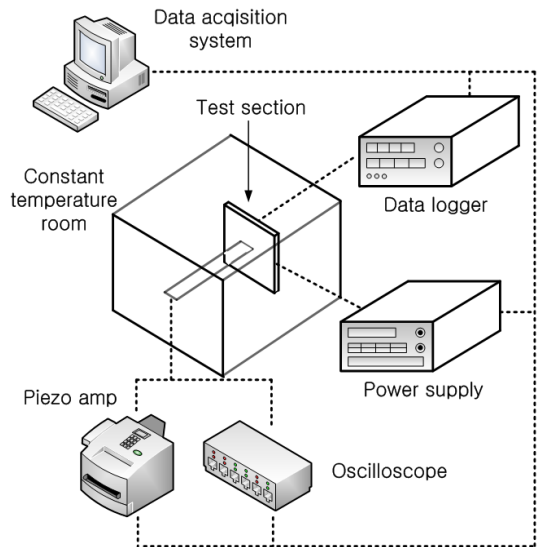


Fig. 2 Schematic of the experimental setup

이상의 연구로부터, 압전팬은 기초연구에서부터 실용화 연구까지 광범위하게 이루어지고 있음을 알 수 있다. 하지만, 압전팬을 이용하여 열전달 성능을 향상시키기 위한 연구는 거의 없는 실정이다. 특히, 압전팬과 공기 유로를 가진 방열판을 조합한 형태에 대한 열전달 성능에 관한 연구는 거의 전무하다.

따라서 본 연구의 목적은 주위 공기의 열전달 성능을 향상시키기 위한 방법으로서, 압전팬과 방열판을 조합하여 압전팬 주위의 공기 유동을 보다 효율적으로 활용하고 압전팬에 의해 유도된 유동의 열전달 면적을 늘릴 수 있는 방열판 형상을 찾고자 하는 것이다. 이를 위해 3가지 형태의 공기

유로를 가지는 압전팬을 제작하여 실험적으로 열전달 성능을 서로 비교 및 분석함으로써, 최적의 공기 유로를 가진 방열판과 압전팬 주위의 공기 유동에 대한 열전달 특성을 규명하고자 한다.

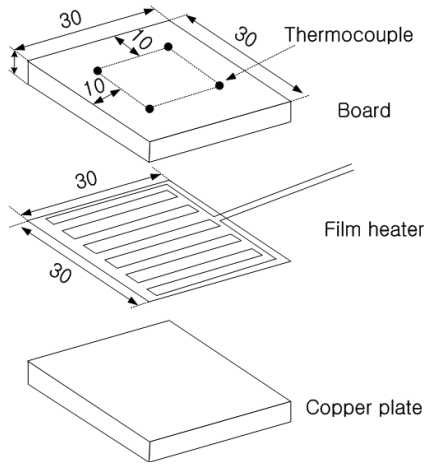


Fig. 3 Structure of the experimental board (unit: mm)

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 2는 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸 것으로, 시험부(test section), 제어부(Power supply), 측정장치(Data logger, piezo amp, oscilloscope), 데이터 획득장치(Data acquisition system), 항온항습실(Constant temperature room)로 구성된다.

시험부는 필름히터가 내장된 기판, 동판으로 제작된 방열판, 압전팬으로 구성되며, 이는 안정화된 공기 유동과 일정한 온도의 공기 환경을 만들어 주기 위해서 밀폐된 항온항습실내에 설치하여 실험하였다. 시험부에 설치된 기판으로의 전력 공급은 직류전원 공급장치에 의해서 전력을 공급하고, 디지털 멀티미터(Fluke-8842A)를 이용하여 기판에 공급되는 전력을 조절할 수 있도록 하였다. 기판 온도 및 주위공기온도는 직경 0.2 mm의 T형 열전대를 데이터 로그에 연결하여 측정하였다. 특히 기판온도는 Fig. 3에서와 같이 기판 상부의 4개 지

점에 측정하였다. 압전팬은 증폭기(Piezo amp)와 오실로스코프(Oscilloscope)를 이용하여 주파수와 전압을 일정하게 인가시켜 팬을 가동시켰다.

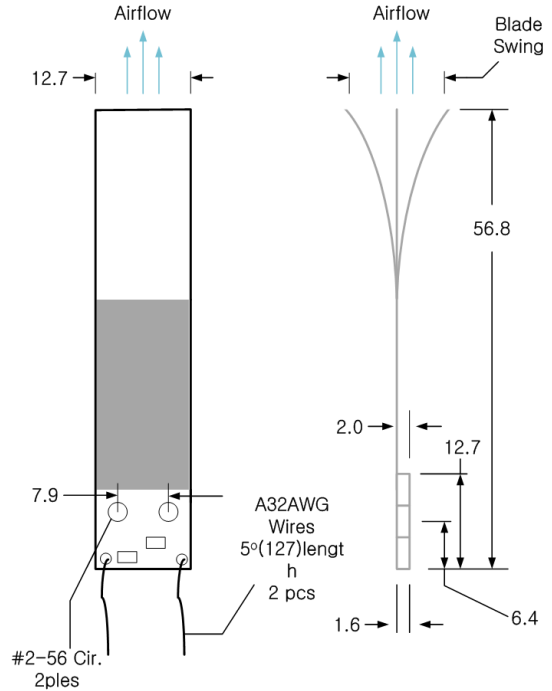
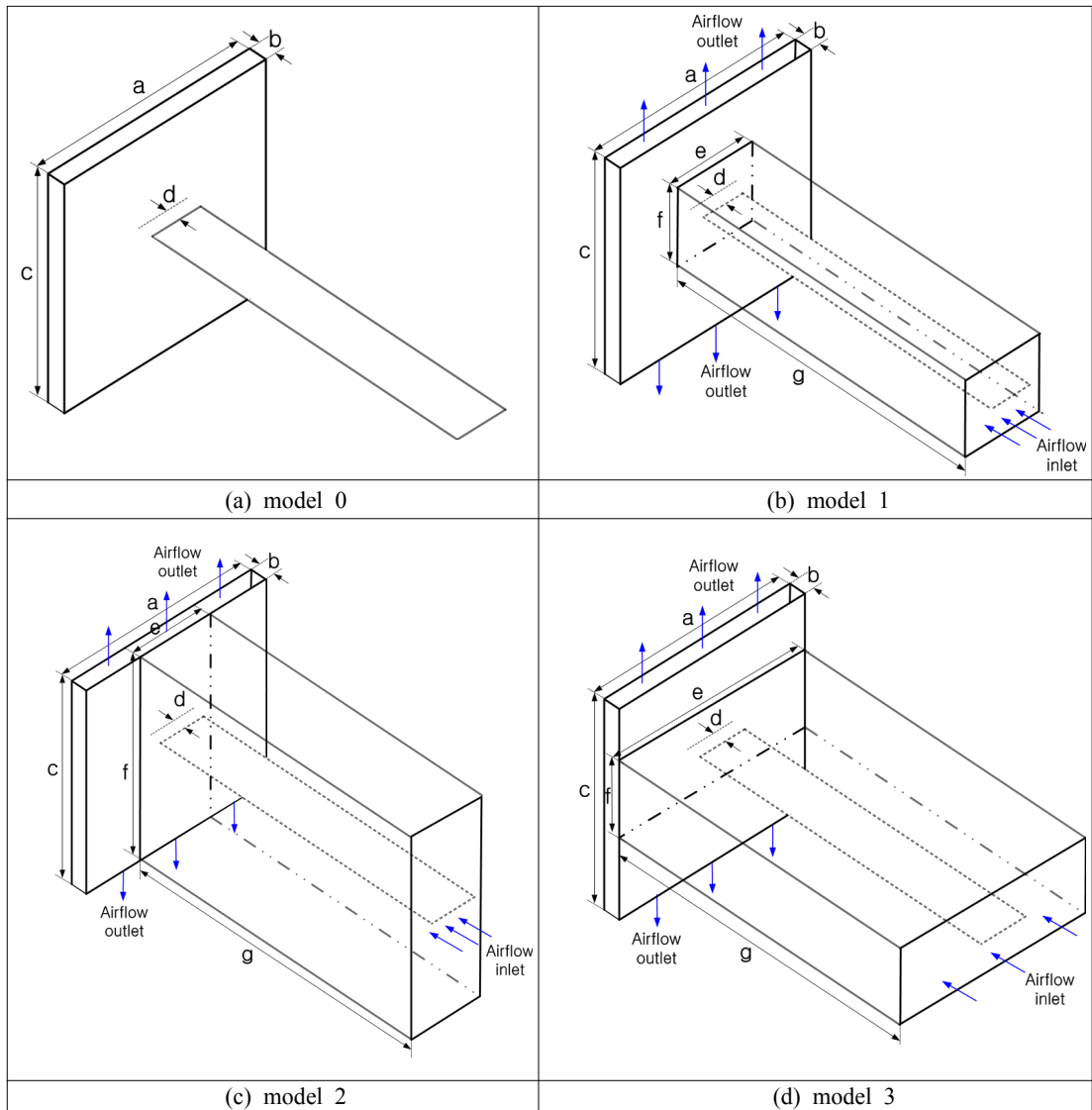


Fig. 4 Piezoelectric fan geometries (unit: mm)

Table 1 Piezoelectric fan specifications (unit: mm)

Low voltage piezoelectric fan kit	Unit	Value
Input voltage to inverter drive circuit	VDC	15
Current for fan and circuit	mA	2.8
Power consumption of fan and circuit	mW	42
Volume flow rate	l/m	0.35
Peak air velocity	m/s	2.2
Resonant frequency	Hz	115
Peak to peak fan-blade swing	mm	9.5
Fan weight	g	2.0

Fig. 3은 본 실험에서 사용한 기판모듈의 개략도이다. 이 모듈은 2개의 정방형 기판 사이에 필름히터(film heater, 30×30×0.1 mm)를 삽입하여 만들었다. 히터의 입력전력은 12 W로, 크기에 비해



	Model 0	Model 1	Model 2	Model 3
a	30	30	30	30
b	2	2	2	2
c	30	30	30	30
d	12.7	12.7	12.7	12.7
e	n/a	15	14	30
f	n/a	12	30	12
g	n/a	40	40	40

Fig. 5 Schematic of four different experimental configurations (unit: mm)

상당히 큰 출력을 갖고 있기 때문에 입력전력의 미세한 조절에도 기관 표면온도가 크게 변한다. 따라서 히터 입력전력의 미세한 조절에도 기관의 표면온도를 적정온도로 유지할 수 없다. 따라서 압전팬이 작동하지 않은 경우(모델 0)에도 최소한의 안정적인 작동 온도를 유지할 수 있도록 히터 입력전력을 7.2 W로 실험하였고, 그 후 압전팬이 작동 중인 상태에서 출력을 12 W까지 증가시켜 기관과 공기 온도를 측정하였다.

Fig. 4와 Table 1은 압전팬의 구조와 사양을 각각 나타낸 것이다. 압전팬은 직사각형 평판으로 스테인레스 강을 사용하여 제작하였다. 압전팬에 전류를 공급시키기 위한 전극은 팬의 고정단(Fig. 4의 검은색 부분)으로부터 압전 세라믹을 평판의 양측면에 부착하여 형성시켰다. 실험에 사용된 압전팬은 15 V의 전압 및 115 Hz의 작동 주파수에서 9.5 mm의 진폭을 갖는 장치이다.

2.2 시험부

본 연구에서 제안하는 공기 유로를 가진 방열판(모델 1~3)은 Fig. 5에서와 같이 압전팬 후면의 유로로 공기가 유입된 후, 압전식 팬을 통과해서 전면의 방열판의 상하 유로를 통해 공기가 유출되고, 방열판의 좌우 공기 유로는 닫혀 있어서 공기가 유출되지 않는 구조로 되어 있다. 그리고 모델 0은 방열판 전면에 압전팬만 설치되어 있는 경우이다. 이때 모델 0의 방열판은 Fig. 3의 부분에 해당된다. 그리고 모델 1~3의 방열판 후면부에도 Fig. 3의 부분이 설치된다.

Fig. 5는 본 연구에서 제안하는 압전팬과 공기 유로를 가진 방열판을 조합한 것이다. Fig. 5에서도 알 수 있듯이, 기존의 모델(Fig. 5 (a))을 포함하여 총 4가지 모델을 사용하였다. Fig. 5 (a)는 공기 유로가 없는 경우로, 기관 후면에 2 mm 간격을 두고 압전팬만을 설치한 모델이다. Fig. 5 (b)~(d)는 각각의 공기유로 형상을 가진 방열판 후면에 압전팬을 설치한 모델들이다. 즉, Fig. 5 (b)는 방열판 뒷면의 상하로 공기가 유출할 수 있는 2 mm 너비의 홈과 더불어 4면으로 된 공기 유로를 배치한 형태이다. Fig. 5 (c)와 (d)의 차이점은 직사각형

의 공기 유로 형태를 수평형과 수직형으로 설치한 것이다. 여기서 방열판과 공기 유로는 동판으로 제작된 일체형이다.

Table 2는 전술한 방열판 모델 1~3의 면적에 대한 상세한 정보를 나타낸 것이다. Table 2에서 ‘수직면적 합계(C)’는 2 mm의 홈 사이로 마주보는 수직면의 면적에 해당 하는 것이다. 그리고 방열판 내외부 총면적(D)은 방열판의 기관과의 접합면을 제외한 내외부의 총면적을 나타낸 것이다. Table 2에서 알 수 있듯이, 방열판 전체 면적의 경우 모델 2가 가장 크고, 모델 1의 방열판 총면적은 모델 2 혹은 3에 비해 상당히 작다. 하지만 수직면의 면적은 Table 2로부터 알 수 있듯이, 모델 1의 수직면이 가장 크다. 이는 압전팬 주변을 둘러싸고 있는 방열판의 단면적이 제일 작고, 그 결과 수직면적이 가장 작아지기 때문이다.

Table 2 Detailed area of models 1~3 (unit: m²)

	Model 1	Model 2	Model 3
기관측 수직면 면적 (A) [=a × c]	0.0009	0.0009	0.0009
압전팬 방향 수직면 면적 (B) [=(a × c) - (e × f)]	0.00072	0.00048	0.00054
수직면적 합계 (C) [=A + B]	0.00162	0.00138	0.00144
방열판 내외부 총 면적 (D) [=C+{(e+f)×2×g} + (b×c×2)]	0.006	0.00824	0.00804

본 실험의 불확실도는 Kline과 McClintock¹³⁾이 제안하는 방법으로 평가하였다. PZT 팬의 변위량은 0.01 mm, 기관온도 및 주위공기온도 ±0.5℃, 히터의 입력전력은 0.32%, 대류 열전달계수는 4.52%로 평가되었다.

3. 실험결과 및 고찰

본 절에서는 앞에서 제시한 압전팬과 4가지의

공기 유로를 가진 방열판에 대한 열전달 성능을 서로 비교함으로써, 최고의 열전달 성능을 나타내는 최적의 방열판 형상을 찾고자 하였다. 이를 위해 각 모델에 대한 기판온도, 기판과 공기의 온도차, 주위공기의 대류 열전달 계수를 서로 비교하였다.

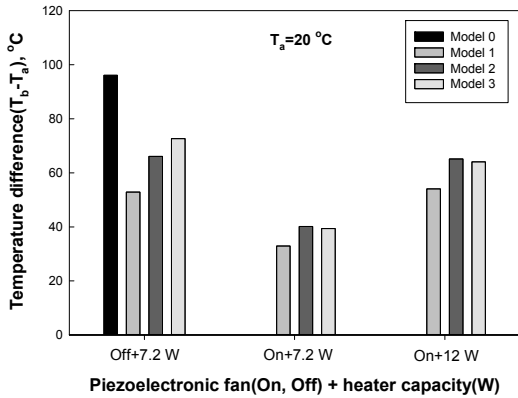


Fig. 6 Variation of Temperature difference between the board and the ambient air for four models

Fig. 6은 기판과 공기의 온도차($T_b - T_a$)를 나타낸 것이다. 실험은 3가지 조건, 즉 압전팬은 끈 상태(off 상태)에서 히트 입력전력이 7.2 W인 경우(off+7.2 W), 압전팬을 작동시킨 상태에서 히트 입력전력이 7.2 W인 경우(on+7.2 W), 압전팬을 작동시키고 히트 입력전력이 12 W인 경우(on+12 W)에 대해서 실시하였다.

Fig. 6의 결과로부터 알 수 있듯이, 압전팬은 끈 상태(off 상태)에서 히트 입력전력이 7.2 W인 경우(off+7.2 W)인 조건에서는 공기 유로를 가진 방열판 모델(model 1~3)이 공기 유로가 없는 방열판 모델(model 0)보다 냉각 성능이 우수하였다. 그리고, 모델 1의 경우는 비슷한 결과가 나온 모델 2, 3과 달리 다소 낮은 온도를 보여주며 3가지 실험 조건 모두에서 가장 좋은 결과를 보였다.

Fig. 7은 3가지 실험조건하에서 4가지 방열판 모델에 대한 기판 상부의 대류 열전달 계수(h_b)를 나타낸 것이다. 여기서, 대류 열전달 계수(h_b)는 히

터의 입력열량(Q_h), 기판의 전열면적(A_b), 공기와 기판의 온도차($T_b - T_a$)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_b = \frac{Q_h/A_b}{(T_b - T_a)} \quad (1)$$

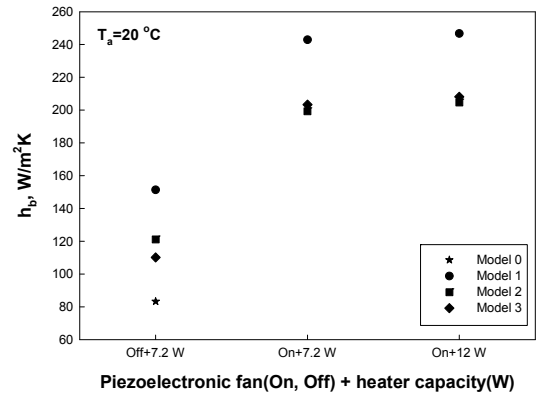


Fig. 7 Heat transfer coefficients from four different models

Fig. 7에서 알 수 있듯이, off+7.2 W인 조건에서는 모델 0($h_{b,mod0}$)이 공기유로를 가진 모델 1~3에 비해 낮게 나타났다. 그리고 3가지 실험조건 모두에 대해서 모델 1의 대류 열전달 계수($h_{b,mod1}$)가 가장 높고, 모델 2와 3의 대류 열전달 계수는 거의 비슷하게 나타났다. Fig. 7에서 모델 0의 열전달 계수값이 가장 낮은 이유는 압전팬이 작동하지 않으므로 강제대류 없이 자연대류 및 복사 열전달에만 의존하여 방열이 이루어지기 때문이다.

방열판 모델 1의 외부 면적이 가장 작음에도 불구하고 가장 높은 이유는 수직면의 면적이 가장 크기 때문인 것으로 생각된다. 즉, 강제대류에서는 수직방향의 흐름이 중요하며 3가지의 모든 방열판 모델들은 슬릿(slot)을 통해 상하로 유동이 발생할 수 있는 구조인데다 열전도 과정에서 열원과 가장 가까이 있는 슬릿 주변 수직면이 가장 온도가 높기 때문에 강제대류 상황에서도 기판 가까이의 수직면적이 가장 큰 모델 1이 가장 좋은 방열 성능을 보였다.

Fig. 7에서 압전팬과 제시한 3가지 모델들과의 조합에 대한 성능을 알아볼 수가 있다. 가장 좋은 발열 성능을 보이는 것은 모델 1이며, 이는 전술한 바와 같이 압전팬에 의해 유도된 유동이 슬릿을 빠져 나가면서 열교환할 때의 면적에 의한 것과 다른 모델들과 달리 상하좌우 모든 방향에서 좁게 만든 편벽이 내부의 유속을 더욱 가속화시키기 때문이다.

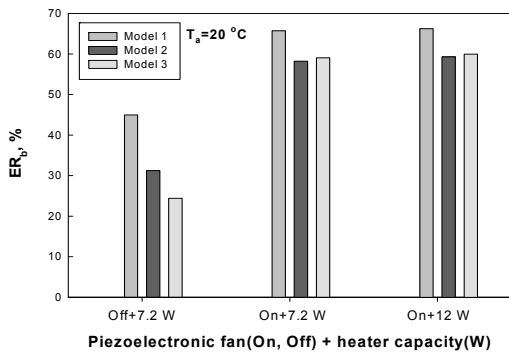


Fig. 8 Enhancement ratio(ER) for four models under three different experimental conditions

Fig. 8은 3가지 실험조건에서 3가지 방열판 모델에 대한 열전달 성능 향상비(Enhancement ratio, ER_b(%))를 나타낸 것이다. 이때, 3가지 실험조건은 압전팬을 작동시킨 상태에서 히터용량을 7.2 W와 12 W로 부가한 경우와 압전팬을 작동시키지 않은 상태에서 히터용량만 7.2 W를 인가한 경우이다. 그리고 성능향상비(ER_b)는 모델 0의 대류 열전달 계수를 기준으로 3가지 모델이 얼마나 열전달 계수가 향상되었는가를 나타내는 지표로서, 이 값을 구하는 식은 다음과 같다.

$$ER_b(\%) = \frac{h_{b,mod1,2,3} - h_{b,mod0}}{h_{b,mod0}} \times 100 \quad (2)$$

Fig. 8에서 알 수 있듯이, 2가지 실험조건에서 모델 1의 열전달 계수값이 44~66% 정도로 가장 높고, 그 다음으로 모델 2와 3이 24~58% 정도 높게 나타났다.

4. 결 론

본 연구에서는 전자기기 냉각용 압전팬의 열전달 성능을 향상시키기 위해서 3가지 종류의 공기 유로를 가진 방열판 모델을 제안하였고, 이 모델의 열전달 성능이 얼마나 향상되는지에 대해서 실험적으로 조사한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

본 연구에서 제시한 4가지 모델에 대한 기판온도와 온도차(기판과 공기)를 비교해 볼 때, 모델 1의 방열 및 냉각 성능이 가장 우수한 것을 알 수 있었다. 그리고 4가지 모델에 대한 대류 열전달 계수를 비교한 결과, 모델 1의 열전달 계수값이 44~66% 정도 가장 높고, 그 다음으로 모델 2와 3이 24~58% 정도 높게 나타났다.

위의 결과로부터, 전자기기 냉각용 압전팬의 방열 성능을 향상시키기 위한 방법으로 공기 유로를 가진 3가지의 방열판 모델을 제시하였고, 이들 모델 모두 설치하지 않은 경우에 비해서 열전달 성능이 향상됨을 알 수 있었다. 그리고 공기 유로를 가진 3가지 모델 중에서는 공기 유속이 가장 빠를 것으로 예상되는 모델 1이 가장 우수한 것을 알 수 있었다. 향후 모델 1의 방열 성능을 더욱더 향상시키기 위한 방안으로 핀을 부착하여 방열판을 설계할 필요가 있으며 이에 대한 연구도 진행할 필요가 있음을 알 수 있었다.

후 기

이 논문은 부경대학교 자유허의학술연구비(2013년)에 의하여 연구되었음

References

1. A. Ihara and H. Watanabe, 1994, "On the flow around flexible plates, oscillating with large amplitude". J. Fluid Struct. Vol. 8, No. 7, pp. 601-619.
2. B. G. Loh, S. Hyun, P. I. Ro. and C. Kleinstreuer, 2002, "Acoustic streaming induced by ultrasonic

- flexural vibrations and associated enhancement of convective heat transfer", *J. Acoust. Soc. Am.* Vol. 111, No. 2, pp. 875-883.
3. R. R. Schmidt, 1994, "Local and average transfer coefficients on a vertical surface due to convection from a piezoelectric fan", *Procs. ITherm*, pp. 41-49.
 4. S. R. Schmidt and R. G. Launsby, 2003, "Understanding industrial designed experiments", fourth ed. Colorado Springs, CO.
 5. M. Toda, 1981, "Voltage-induced large amplitude bending device-PVF2 Bimorph-its properties and applications", *Ferroelectrics*, Vol. 32, No. 1, pp. 127-133.
 6. J. H. Yoo, and J. I. Hong, W. Cao, 2000, "Piezoelectric ceramic bimorph coupled to thin metal plate as cooling fan for electronic devices", *Sensor Actuat. A Phys.*, Vol. 79, No. 1, pp. 8-12.
 7. P. Buermann, A. Raman, and S. V. Garimella, 2002, "Dynamics and topology optimization of piezoelectric fans", *IEEE Trans. Compon. Pack. Technol.*, Vol. 25, No. 3, pp. 113-121.
 8. S. Basak, A. Raman, and S. V. Garimella, 2005, "Dynamic response optimization of piezoelectrically excited thin resonant beams", *ASME J. Vib. Acoust.*, Vol. 127, No. 1, pp. 18-27.
 9. T. Acikalin, S. M. Wait, S. V. Garimella, and A. Raman, 2004, "Experimental investigation of the thermal performance of piezoelectric fans", *Heat Transfer Eng.*, Vol. 25, No. 1, pp. 4-14.
 10. S. M. Wait, T. Acikalin, S. V. Garimella, and A. Raman, 2004, "Piezoelectric fans for the thermal management of electronics", In: *Procs. Sixth ISHMT/ASME Heat and Mass Transfer Conference*, Kalpakkam, India, Paper No. HMT-2004-C76, pp. 447-452.
 11. N. Kuo, C. Zuo and G. Piazza, 2009, "Demonstration of inverse acoustic band gap structures in aln and integration with piezoelectric contour mode transducers", *Transducers 2009*, Denver, CO, USA, pp. 2334-2337.
 12. S. J. Kline and F. A. McClintock, 1953, "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", *Mechanical Engineering*, Jan, pp. 3-8.
 13. J. H. Park and E. Kim, 2011, "A numerical analysis in piezoelectric fan systems", *J. Korean Society of Marine Engineering*, Vol. 35, pp. 994-1000.