

# 다중 PCB 적층 모듈구조의 정보통신용 캐비닛 강제대류 냉각특성 연구

## Forced Convective Cooling Characteristics with Stacked Modules of Multi-PCBs' in Telecommunication Cabinet

김 원 태\*, 김 광 수\*  
W. T. Kim, K. S. Kim

**Key words :** Electronic packaging (전자장비 실장), PCB (인쇄회로기판), Thermal resistance (열저항), Adiabatic heat transfer coefficient (단열 열전달 계수), Forced convective cooling (강제대류냉각)

### Abstract

A multi-faceted experimental investigation has been carried out to study the cooling performance for stacked modules in arrays of heat generating rectangular modules deployed along PCB's in the enclosed cabinet. The main parameters which have an important effect on cooling characteristics are flow velocity, channel spacing, installation of fan unit, attachment of heat sink, and acoustic noise. The results of individual effect are very helpful for the electronic packaging designer. In order to improve the cooling performance, it is certain that the enlargement of channel space is obviously effective, while this is disadvantageous in high density electronic packaging. Each of the parameters is quantitatively examined as cooling performance and the correlation of Reynolds number to Nusselt number is compared with previous study.

### 기 호 설 명

- A : 전열면적 (m<sup>2</sup>)
- B : 발열블럭 높이 (mm)
- H : 채널 간격 (mm)
- $h_{in}$  : 열전달 계수 (W/m<sup>2</sup>°C)
- $h_{ad}$  : 단열 열전달 계수 (W/m<sup>2</sup>°C)
- k : 열전도 계수 (W/m°C)

- $L_1$  : 발열블럭 폭 (mm)
- $L'$  : 무차원 랙 높이 (-)
- Nu : Nusselt 수 (-)
- q : 발열량 (W)
- Re : Reynolds 수 (-)
- $T_{ad}$  : 단열 온도 (°C)
- $T_{in}$  : 입구 공기 온도 (°C)
- $T_s$  : 발열블럭 표면 온도 (°C)
- $V_{in}$  : 입구 공기 유속 (m/sec)
- $y'$  : 랙 높이 (mm)

\* 정회원, 한국전자통신연구소 실장기술연구실

그리스 문자

$\nu$  : 동점성계수 (m<sup>2</sup>/sec)

$\Delta$  : 증/감소치

하첨자

ad : 단열

exp : 실험

in : 채널 입구

s : 발열체 표면

1. 서론

전자통신장비들의 급속한 소형화, 고밀도화, 고속화 경향에 따라 시스템 내부에 발생하는 열량도 급격히 증가하고 있으며, 이들 발생열을 효과적으로 처리하기 위한 냉각기술도 꾸준히 발전되고 있다. 전자부품이 탑재된 PCB(Printed Circuit Board)들이 형성하는 채널 내의 유동을 발열 블록이 존재하는 채널 유동으로 상사한 많은 연구들이 수행되어 유동 공기 속도, 블록의 형상, 채널 사이 간격 등에 따른 열전달 특성을 Sparrow, Arvizu,

Anderson, Moffat, Wirtz 등에 의해 대류 상관관계식으로 제시되어 왔다<sup>(1)~(5)</sup>. 이와 같은 연구에서는 국부적인 채널 유동에서 발열블럭 전후에 장애물(barrier)을 설치하여 냉각을 향상시키거나, 발열블럭 형상비 및 분포에 따른 냉각 영향, 또는 상류에서 가열된 공기가 하류 블럭에 미치는 영향 등에 대해 수행되어 왔다. 또 본 연구에서의 실험 장치와 거의 유사한 조건에서 발열량, 냉각 공기 유속, 채널 높이에 따른 발열블럭 표면의 온도 증가에 대해 연구하였다<sup>(6)</sup>.

일반적으로 전자통신시스템의 실장(packaging) 단계는 4단계로 구분되는데<sup>(7)</sup>, Fig.1에서 보여진 바와 같이 실리콘 집적회로(또는 IC)를 하우징으로 하는 구조 및 직접회로로 나타내는 1차 레벨인 IC 패키지, 칩과 칩을 보드상에서 상호 접속하는 2차 레벨인 PCB 패키지, 보드와 보드를 백프 레인(또는 mother board)에 상호 접속하여 연결하는 3차 패키지, 3차 패키지로 구성된 다수의 서브랙을 직렬 적층(serially stacked)으로 배열하여 하나의 완전한 랙으로 총합되어져서 시스템을 구성하는 4차 패키지로 나누어진다. 여기에서 시스템 실

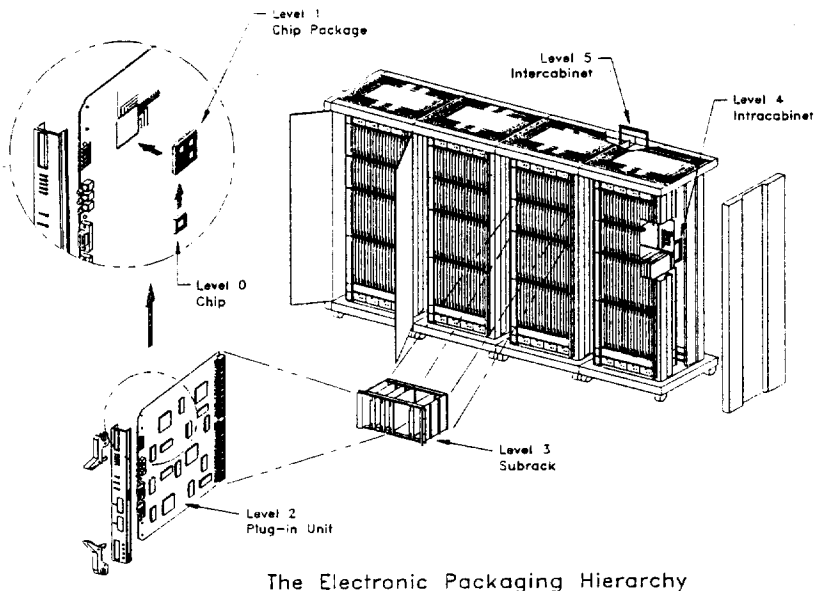


Fig.1 Architectural levels in electronic packaging

장 기술은 3차 및 4차 패키지에 해당되는 것으로 시스템 레벨의 4차 패키지에 대한 주요 연구로서, Latrobe등<sup>(8)</sup>은 5개의 서브랙으로 구성된 캐비닛 교환기 시스템(543W 이하)에 대해 시스템 자연 대류 공기 유동 및 분포를 실험 및 수치해석 결과와 비교하였다. 상용 시스템에서의 수치해석적인 연구로 Cadre등<sup>(9)</sup>이 THEBES 코드를 적용하여 5단의 서브랙으로 구성된 OCB283 교환기 시스템에 대하여, Mansing등<sup>(10)</sup>은 FIDAP FEM 상용 컴퓨터 코드를 적용하여 HP 9000 Model 850 대형 컴퓨터 시스템의 대류 열전달 해석을 수행하였다. 실험적인 연구로서 Flodman<sup>(11)</sup>은 자연 대류 냉각 방식을 적용한 AXE-10 교환기 열설계에서의 칩접점 온도, 보드와 칩간의 열저항과 보드상에서의 발열체 주변 온도분포 관계를, Cornwell등<sup>(12)</sup>은 강제 공기냉각 방식을 적용한 BT(British Telecom) 교환기의 냉각팬 최저 소음 레벨과 팬 구동 요구 최소 동력을 고려한 시스템 랙의 최적공기유동 설계 방식을 제안하였다. Harada등<sup>(13)</sup>은 통신 시스템 상부 및 하부에 2×4 배열의 냉각팬 유닛트를 설치한 경우와 각 서브랙에 공기편향판(Air Baffle)과 1×4 배열의 냉각팬 유닛트를 부착한 경우 냉각팬 유닛트의 평균보수시간(MTTR: Mean Time to Repair)과 팬의 고장율과의 관계를 분석하였다.

지금까지의 연구에서는 블록을 갖는 채널유동에 대한 발열밀도에 따른 열유동 분석을 행하거나 시스템의 단순화 모델에서의 열유동만을 분석하였고 본 연구에서와 같이 시스템 레벨에서 발열블럭에 방열핀의 부착, 냉각팬 유닛트의 소음 특성 및 단열 열전달 계수등을 총괄적으로 비교 분석하지는 않았다. 본 연구에서는 구성된 정보통신 캐비닛으로부터 실제 PCB와 유사한 발열보드를 서브랙 단위별로 캐비닛에 장착하여 PCB 발열밀도(W/m<sup>2</sup>), 유속, 채널높이, 채널간격, 방열핀(heat sink) 부착 유무 등에 따른 발열블럭 표면의 온도 변화, 열저항(thermal resistance), 열전달 계수 등의 냉각 특성과 냉각공기에 의한 소음 특성을 실험적으로 구하여 전자장비의 안정적 운용을 위한 냉각설계의 방안을 제시하고자 하였다. 본 연구에서는 발열체로서 Wire-wound cement resistor를 사용하였고

실험에서 사용된 Reynolds 수의 범위는 1,891~3,797, 발열밀도 범위는 322.5~1,290W/m<sup>2</sup> 이다.

## 2. 실험 장치

Fig.2에서와 같이 측정 캐비닛(standard 19" cabinet)내에는 5단의 서브랙(subrack)이 구성되고 각 서브랙에는 19개의 발열보드가 20.32mm, 또는 10개의 발열보드가 40.64mm의 간격으로 장착된다.

발열체를 실장한 각 보드는 다층 서브랙내에서 병렬로 5단으로 구성되고 전원공급은 DC 전원공급장치(DC Power Supply, HPS 60100) 및 HFCR(High Frequency Controlled Regulator, 동아전기(주))에 의해 각 서브랙별로 수직 버스바(vertical bus-bar)에 의해 직류 전원이 공급된다. 또 정격전압 DC 48V용 팬 6개가 부착된 2개의 팬 유닛(fan unit)를 캐비닛 상부에 설치하여 냉각공기가 하부에서 상부로 흡입되도록 하였고, 각 팬 유닛에는 유입 유속이 균일하게 되도록 팬 유닛트의 상부에 75mm의 간극을 두고 15PPI(Porosity/in<sup>2</sup>)의 폴리우레탄 필터를 부착하였다. 캐비닛 하단의 subrack 1과 필터사이의 25mm의 간극을 갖도록 위치하였다. 팬 유닛트는 별도의 DC 전원공급장치에 의해 전압을 24~53Voltage까지 조절하여 실험에 필요한 유속을 얻었다. 그리고 팬 유닛트에 의해 시스템에 유입되어지는 냉각공기의 누설을 방지하기 위하여 각 서브랙 사이 및 팬 유닛트 사이를 완전히 밀폐하여 냉각공기가 하부로 유입되어 발열보드를 냉각시킨 후 상부로만 유출되도록 하였다.

각 발열보드 및 서브랙은 발열보드간 피치에 따라 18개 또는 9개의 등간격의 유동채널을 형성하며 그 길이가 서브랙 프레임 및 발열보드 가이드(guide)를 포함하여 전체 5단 서브랙 높이가 1,330mm 이다. 온도측정용 T형 열전대를 서브랙 좌측에서 7번째 발열보드의 높이 방향에 따라 4개씩 총 20개를 발열블럭(resistor) 표면에 Fig.2에서와 같이 57mm 간격으로 부착하였다. 그리고 유동채널 입구 및 출구 부분에 열전대를 1개씩 각각 설치하였다. 또 냉각성능 향상을 위하여 방열핀(heat

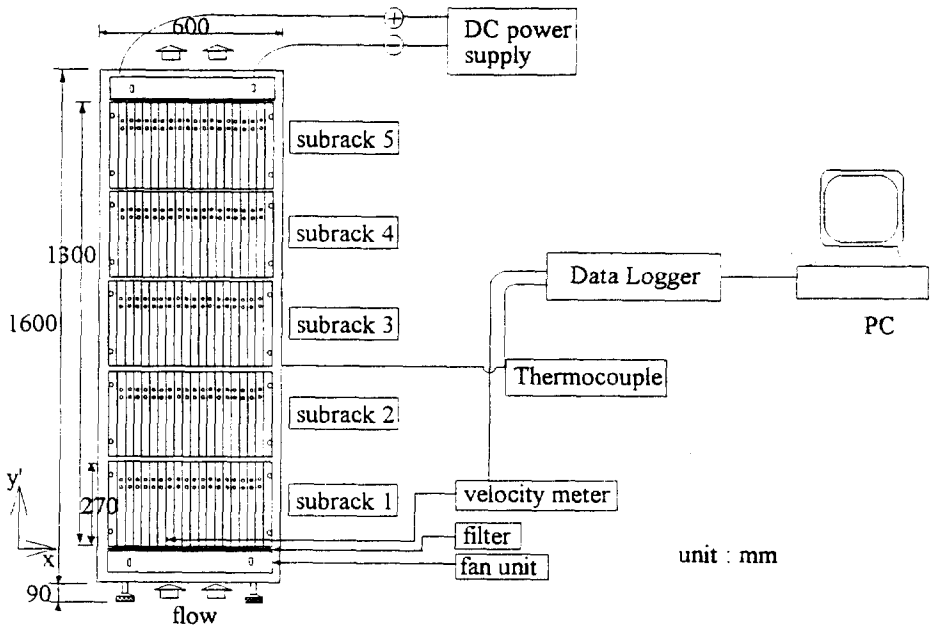


Fig.2 Experimental apparatus in electronic cabinet

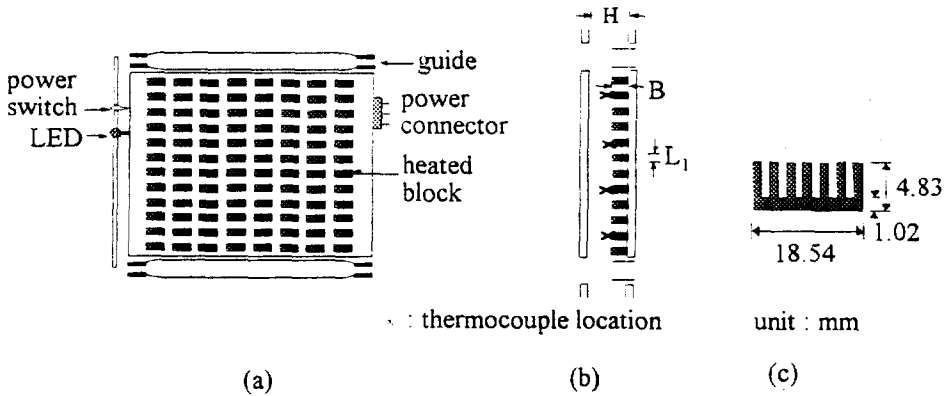


Fig.3 PCB mounted heated blocks : (a)front view, (b)side view, (c)heat sink

sink, Thermalloy Inc. 11089B)을 발열체 표면에 부착하여 방열핀이 없을 때의 동일한 유속, 피치 등에 대해 냉각성능을 비교하였다. 유동채널 높이에 따른 온도를 측정하기 위해 자료획득장치(Data Logging System Fluke 2286A)를 사용하여 열전대를 부착한 22개 발열체에 대한 위치의 온도를 읽어 입구 온도에 대한 각부분의 온도 증가( $\Delta T$ )

를 구했으며, 채널 내 입구 유속을 측정하기 위해 열선유속계(TSI 8460-11M-V)를 최하부 모듈의 입구 부분에 설치하였다.

Fig.3은 본 실험에 사용된 발열보드를 나타낸 것으로, 크기가  $233.35^H \times 280^B \times 1.6^L$ mm이고 재질은 에폭시 글라스이며, 보드에 부착되는 발열체는 96개의 wire-wound cement resistor( $9.5^W \times 9.5^H \times$

22<sup>1</sup>mm, 5W, 0.3 $\Omega$ )로서 직렬로 연결하여 보드당 저항이 28.8 $\Omega$ 이 되도록 하였다. 실험장치 및 채택된 발열보드 및 발열체에 대한 사양을 Table 1에 나타내었다.

각 보드에는 서브랙에 장착시킬 때 전면을 밀폐시키기 위해 전면 판넬을 설치하고 외부에서 전원 공급 여부를 알 수 있도록 LED(Light Emitting Diode)와 전원스위치를 부착하였다. 각 보드에서는 4개씩의 T형 열전대를 블럭 표면에 밀착시켜 열전도성이 좋은 써멀 본드(Thermalloy Inc., Model 4592, k=1.26W/m<sup>2</sup>C)로 접착하였다.

3. 실험방법

본 실험에서의 발열밀도 조건은 322.5~1,290W/m<sup>2</sup>, 즉, 보드당 25W에서 5~10W씩 증가시켜 100W까지 14가지 경우에 대해 발열량, 방열판 부착 유무, 발열보드간 피치(간격), 팬 유니트 설치 수량, 냉각공기 유속 등의 각각의 조건을 변화시켜 입구 공기 온도에 대한 발열 블럭 표면의 온도 상승치를 구했다(Table 2).

먼저 팬 유니트에서 방출되는 유속의 분포를 구

Table 1 Physical specification of experimental apparatus

Physical Module	Dimension(mm)	Property
Cabinet	600×500×1800	SCP 1
Fan unit	436×312×85	3×2 fans
PCB	233.35×280×1.6	epoxy glass
Heated block	22×9.5×9.5	ceramic

Table 2 Variables in experimental conditions

Variable	Condition	Specification
Heat flux	322.5~1,290W/m <sup>2</sup>	PCB power
Reynolds number	1,891~3,797	characteristic length : L <sub>1</sub>
pitch (H/B)	2, 4	B : height of block H : width of channel
Heak sink	with, without	Model 11089B, Thermalloy

하여 보드 깊이 방향으로 유속이 가장 균일한 채널을 형성하는 발열보드에 대해 높이 방향으로 열전대를 부착하여 온도를 구하였다. 팬 유니트에 관한 유속 분포 실험은 Fig.4에 보이는 것처럼 18×6의 격자점에 대하여 유속을 측정하였다. 열선유속계는 측정보조대를 이용하여 각 측정점에 대하여 수평이송시켰다. 측정 방법은 각 격자점에 대하여 5~10초 간격으로 측정된 각기 10개의 데이터를 수집하여 평균 유속을 구하였다.

각 발열밀도의 조건에 해당하는 직류전원을 공급하여 각 실험조건에서 1시간 정도 유지한 후 충분히 정상상태임을 확인한 후 온도를 측정하였다. 발열보드의 피치에 따른 냉각 특성을 알아 보기 위해 발열블럭의 높이(B)에 대한 발열보드 사이 간격, 즉, 채널 간격(H)의 비(H/B)를 2와 4에 대해 측정하였다.

실제 전자장비의 열유동에 영향을 주는 변수로는 칩의 크기, 채널폭, 발열량등이 있으며 일반적으로 이를 통해 전자장비에서의 냉각설계를 행한다. 그러나, 칩의 발열밀도나 기하학적 형상은 실제로는 균일하지 않아 열적으로 발열상태가 균일하지 않으므로 열후류로 인한 온도상승과 칩 자체의 온도상승이 구분되어야 부품의 정확한 온도 상승을 예측할 수 있다<sup>(3)</sup>. 즉, 보드의 하부에 있는 발열체에 의한 상류 공기온도 증가로 인한 발열부품의 온도증가분을 제외한 순수 자체발열로 인한 온도 상승을 고려한 열전달 계수인 단열열전달계수를 구하여야 부품 위치 변경등 설계예측이 가능하다. 본 실험에

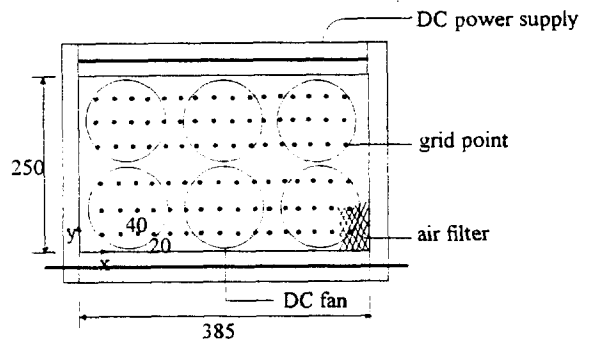


Fig.4 Schematic of fan unit in cabinet experiment

서는 단열 열전달 계수(adiabatic heat transfer coefficient,  $h_{ad}$ )를 구하기 위하여 각 발열량 조건 및 유속 조건에서 해당되는 발열블럭의 전원을 끄고 다른 모든 발열블럭에는 전원을 가하여 그 발열되지 않는 블럭의 온도를 구함으로써 상류(캐비닛 하부)에서 냉각 공기가 상승하면서 가열된 공기가 하류(캐비닛 상부)의 발열블럭 온도 상승에 미치는 영향을 구하였다. 이와 같이 구한  $h_{ad}$ 와 입구 공기 온도를 기준으로 구한 열전달 계수인  $h_{in}$ 를 비교하였으며, 그 관련식은 다음과 같다.

$$h_{ad} = \frac{q}{A(T_s - T_{ad})} \quad (1)$$

$$h_{in} = \frac{q}{A(T_s - T_{in})} \quad (2)$$

여기서,  $q$ 는 발열블럭 당 발열량(W),  $A$ 는 발열블럭이 공기와 접하는 상부면과 측면을 합한 면적( $m^2$ ),  $T_s$ 는 발열블럭 표면 온도( $^{\circ}C$ ),  $T_{ad}$  및  $T_{in}$ 은 단열온도 및 입구공기 온도를 나타낸다. 또 대류 상관관계를 알아야하기 위한  $Re$  수와  $Nu$  수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{V_{in} L_1}{\nu} \quad (3)$$

$$Nu = \frac{h_{in} L_1}{k} \quad (4)$$

여기서,  $V_{in}$ 은 입구 공기 유속(m/sec),  $H$ 는 채널간격(m),  $\nu$ 는 공기의 동점성계수( $m^2/sec$ ),  $k$ 는 공기의 열전도계수( $W/m^{\circ}C$ )이다.

#### 4. 결과 및 고찰

Fig.5는 본 고에서 고려되는 Fig.2의 캐비닛 상하에 부착되어 있는 팬 유닛으로부터 입력전압 16V DC에서 채널 유속 실험을 나타낸 것이다. 냉각팬 유닛 상부의  $18 \times 6$  격자점에서 유속 측정 후 깊이 방향으로 가장 균일한 위치를 선정하여 팬 유닛의 상부에 속도 분포가 가장 불균일한 곳인  $y' = 74mm, 154mm$ 에서 유속을 측정하는 것으로 그림에서 x방향에서 100~150mm에서 y'방향의 유속

이 균일한 분포를 가졌다. 이와 같은 결과로부터 캐비닛의 열전대 위치는 캐비닛 좌측에서 6~7번째 해당되는 곳으로 발열체가 가장 근접하고 있는 7번째 발열보드에서 발열체의 온도를 측정하였다.

Fig.6은  $Re$ 수에 따른 압력강하(staic pressure drop)를 나타낸 것으로 마노메타(Cole-Parmer사, G-07352-12)로 공기 유입구와 최상부 서브랙 채널 사이의 압력 강하를 측정하는 것이다.  $H/B=2$ 일 때는  $H/B=4$ 에 비해 압력강하 증가율이 큰 것은 좁은 채널 사이를 공기 유동이 있을 때 유동저항이

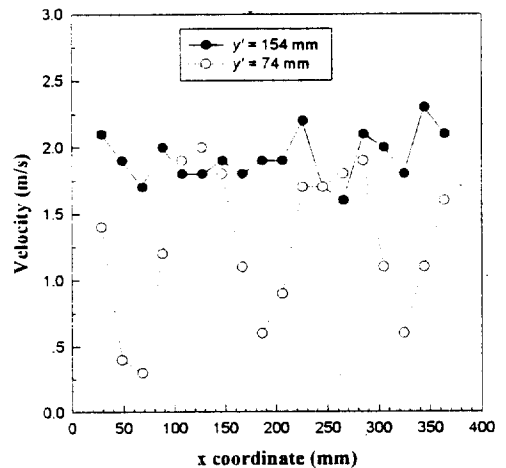


Fig.5 Velocity distribution of fan uinit

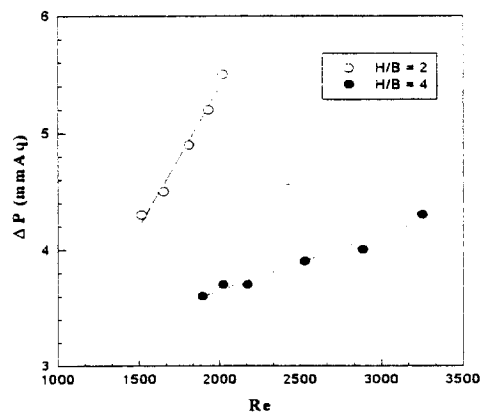


Fig.6 Static pressure difference vs. Reynolds number

커지는 것을 보여 준다.

Fig.7은 캐비넷 상하부에 팬 유니트를 부착하여 채널유속을 2m/sec로 유지할 때, 보드당 발열량 25~100W에 대한 발열블럭 표면의 온도와 입구 공기 온도차를 채널 높이에 따라 나타낸 것이며, 이 발열블럭에는 방열핀을 부착하지 않은 상태이고 H/B=2이다. 이 그림 이후의 모든 그림에서  $x$ 축의 서브랙 높이  $L'$  ( $\frac{y'}{\text{the height of Subrack unit}}$ )은 단위 서브랙 높이(0.265m)로 온도 측정을 위해 부착된 부분의 발열체의  $y'$  위치를 나누어 나타낸 것으로 시스템이 5단의 서브랙으로 구성됨을 나타내고 있다. Fig.7에서와 같이 서브랙사이 위치에서 온도 상승이 단이 저서 나타나는 것은 서브랙 고정대 부분에 발열체가 존재하지 않기 때문에 냉각효과가 크게 나타났다. 또 일반적인 산업용 전자 부품의 작동온도(operating temperature)에 대한 상한 규정온도가 75°C임을 고려할 때, 입구 공기 온도가 상온인 25°C이면 발열블럭의 온도 상승은 50°C 이하로 제한된다. 이러한 점을 고려할 때, 보드당 65W이상의 발열량에서는 별도의 조치가 강구되어야 시스템 신뢰성을 유지할 수 있다. 이후에 나타나는 대부분의 그림에서 발열량의 실험조건은 보드당 65W에서 수행하였다.

Fig.8은 H/B=2, 발열량 65W, 팬 유니트 상하

부착, 유속 2m/sec 일때, 방열핀 부착 유무에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. 본 실험에서 채택된 방열핀은 사각형 단면의 길이 방향핀으로 그 형상 및 치수는 Fig.3(c)에 도시되어 있으며, 핀의 특성을 나타내는 열저항값  $R_{\theta}$ 는 12.5°C/W(자연대류)이다. 입구 부분에서는 방열핀 부착으로 6~7°C 정도 온도 강하가 있으나 출구 부분으로 갈수록 그 효과는 감소하는 것을 알 수 있는데 그것은 상류에서 가열된 공기가 하류에 미치는 열후류(thermal wake)의 영향이 큰 것으로 판단된다.

Fig.9는 채널 간격에 따른 냉각 성능을 나타낸 것으로 65W, 2m/sec, 방열핀 부착, 상하부 팬 유니트 부착 등의 실험 조건에서 구한 것이다. 입구 부분에서는 별 형향이 없으나 출구 부분으로 갈수록 매우 큰 온도 강하(30°C 정도)를 보이고 있지만 이와 같은 방법은 보드 간격을 2배로 증가시킴으로써 단위 체적당 실장(electronic packaging)할 수 있는 보드가 절반으로 줄게되어 고밀도 실장이 불가능해지는 단점이 있다.

Fig.10은 입구에서 동일한 2m/sec의 유속을 유지할 때, 상하부에 팬 유니트를 부착했을 때와 하부에만 부착했을 때의 온도 변화 차이를 나타낸 것으로 상하부 2대를 부착하는 것이 유리한 것을 알 수 있다 그것은 동일한 유량의 냉각 공기를 하부에서 공급한다고 하더라도 채널 내 유동 저항 때문에

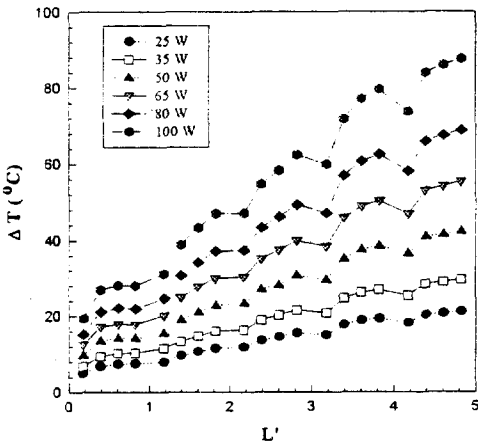


Fig.7 Profile of heated block temp. rise for heat dissipation and channel height

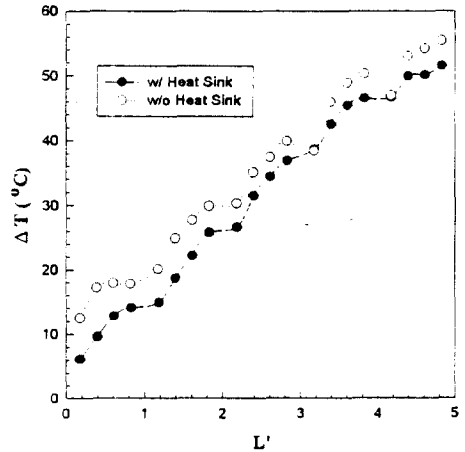


Fig.8 Profile of heated block temp. rise for heat sink and channel height

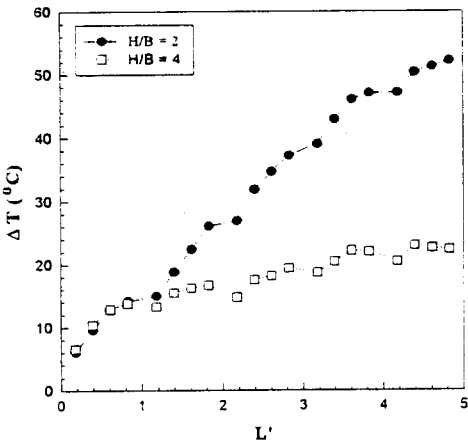


Fig.9 Profile of heated block temp. rise for H/B and channel height

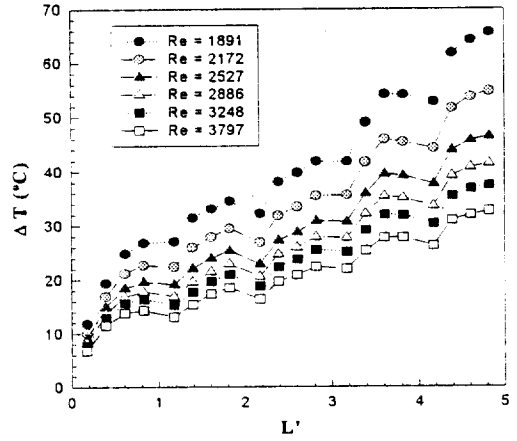


Fig.11 Profile of heated block temp. rise for Reynolds number and channel height

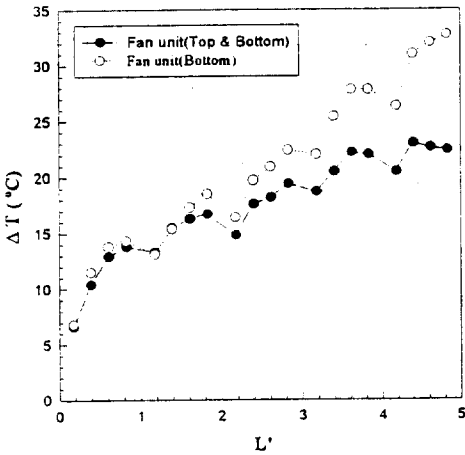


Fig.10 Profile of heated block temp. rise for number of fan unit and channel height

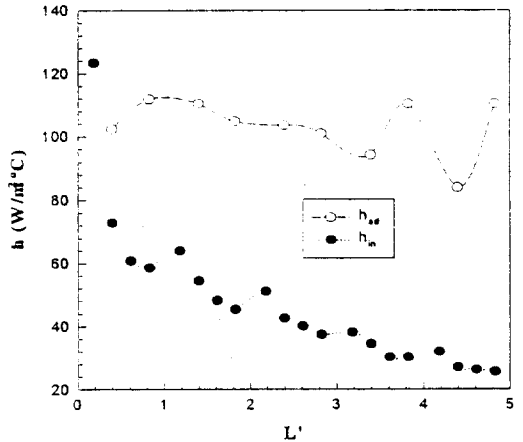


Fig.12 Profile of heat transfer coefficient for channel height

팬 유니트 2대에 의해 정압을 낮추어 주는 것이 유리함을 알 수 있다. 하부에 팬 유니트를 1대만 설치했을 때는 공기 누설을 충분히 막았다고 하지만 채널 내 유동 저항으로 누설이 생기는 것으로 판단된다.

Fig.11은 유속에 따른 온도 변화를 Re수 증가에 대해 그래프로 나타내었다. Re=2,172, 즉, 유속 1.07m/sec 이하에서는 발열블록 표면의 온도 상승이 50°C 이상이 되어 과열되고 있음을 알 수 있다.

Fig.12는 H/B=4, 방열핀 부착, 팬 유니트 하부만 부착, 유속 2m/sec 등의 조건에서 입구 온도 ( $T_{in}$ )와 단열온도( $T_{ad}$ )에 대한 대류 열전달 계수( $h_{in}$ ,  $h_{ad}$ )를 비교한 것이다.  $h_{in}$ 은 입구에서 급격히 감소하여 출구로 갈수록 점점 감소되는 것을 알 수 있으며,  $h_{ad}$ 은 입구에서 약간 증가하다 거의 평형 상태를 유지한 후 출구쪽에서 큰 변동을 보이고 있는데 이것은 실험 오차인 것으로 판단된다. 또 입구 부분에서 일시 증가하는 것은 Anderson등<sup>(3)</sup>의



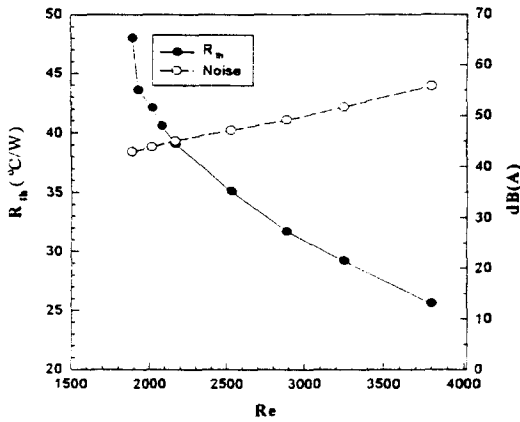


Fig.13 Profiles of thermal resistance and noise level for Reynolds number

Cubic Block 실험에서와 같은 결과를 보이고 있다. 이와 같은 이유는 냉각공기가 입구로 유입된 후 블럭(array) 영역과 통과(bypass) 영역으로 나누어지며, 1~2번째 블럭에서는 블럭 영역의 냉각공기가 통과 영역으로 빠져 나가고 3~4번째 블럭에 이르면 압력 강하가 평형이 되어, 즉, 완전 발달 영역이 되기 때문이다.

Fig.13은 Re 수 증가에 따른 열저항( $R_{th} = \Delta T/q$ , thermal resistance)의 감소, 즉, 냉각성능 향상과 그에 반대되는 부(-)와 효과인 음 증가와의 관계를 나타낸 것이다. 소음 측정은 Bellcore NEBS에 규저오딘 시험방법으로 실험장치 전면에서 1m, 바닥으로부터 1.5m 위치에서 측정하였고, 소음측정 장비는 Rion사 NA-24(감도 -33dB)이고 A 특성치에서 측정한 것이다. 단위 캐비닛에서의 국제적인 소음 규정은 60dB(A)이므로 이 그래프에서 볼 때 규정치는 만족되지만 Re 수를 더 상승시킬 때는 냉각 효과 뿐만 아니라 소음 증가에 대한 대책도 함께 고려되어야 한다.

Fig.14는 Re 수와 Nu 수의 대류 상관관계 그래프를 나타낸 것으로, 65W, H/B=4, 방열핀 부착, 팬 유니트 하부만 부착 등의 실험조건에서 입구 공기 온도에 대한 발열블럭 전체의 평균 온도 상승으로 구한 Nu 수를 Re 수 변화에 따라 나타내었다. 이에 대한 Sparrow<sup>(1)</sup>의  $Nu = 0.935Re^{0.72}$ 에 대하여 본 연구로부터 얻어진 상관관계식은 다음과 같다.

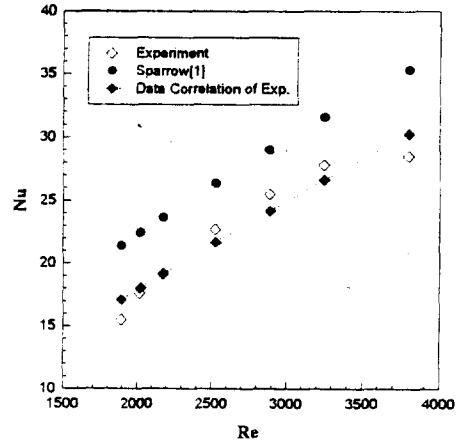


Fig.14 Plot of Nusselt number vs. Reynolds number

$$Nu_{exp} = 0.03514Re^{0.82}$$

참고적으로 비교한 Sparrow<sup>(1)</sup>의 결과와의 차이는 기하학적으로  $26.67^W \times 10^H \times 22.67^L$ 의 정사각형 블럭으로 H/B=2.27, 블럭간 간격은 6.67mm이고 본 실험에서는 직사각형의 단위블럭을 사용했고 H/B=2와 4, 블럭간격은 9.5mm 간격을 갖는다. Sparrow<sup>(1)</sup>의 결과에서는 발열체의 크기가 크고, 블럭간은 좁아 발열보드 후면으로도 열전달이 어느 정도 있으므로 냉각효과가 더 크게 나타난 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

발열보드가 탑재된 전자장비 캐비닛내에서 강제 대류 냉각에 대한 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 본 연구에서와 같이 서브랙이 5단으로 적용될 때, 전자 부품 작동 온도의 상한 규정 온도 이하에서 운용하기 위해서 보드당 65W 이상의 발열량에 대해서는 별도의 대책(방열핀 부착, 보드 간격 확대, 유속 증대 등)이 강구되어야 한다.

2) 방열핀을 발열블럭에 부착하면 유동채널 입구에서는 냉각 효과가 조금 있으나 출구 부분에서는 거의 없어지며, 보드 간격을 2배로 하면 냉각 효과는 2.3배 정도 증대되나 고밀도 신장에 불리한

단점이 있다.

3) 팬 유니트를 하부에 1대만 부착하여 소요 유량을 공급하는 것 보다 상하 2대를 설치하여 압력을 높여주면, 캐비넷 상부 부분의 냉각 효과가 증대되고 팬 회전수 감소에 의해 소음도 줄일 수 있다.

4) 유동 방향에 따른 단열 열전달 계수( $h_{ad}$ )를 구한 결과 3~4번째 발열체 측정 위치에서 완전발달 유동이 형성됨을 알았고, 유속 증가에 따라 냉각 성능은 향상되지만 그에 반대되는 부(-)의 효과인 소음증가를 피하기 위해서는 절충점(trade-off)이 필요하다.

5) 발열블럭 전체의 평균온도 상승을 구한  $Nu-Re$  수 관계를 구하여 기존의 연구 결과와 비교하여 본 결과, 상관관계식은  $Nu_{exp} = 0.03514Re^{0.82}$  이다.

## 참 고 문 헌

1. Sparrow, E. M., Niethhammer, J. E. and Chaboki, A., 1982, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Arrays of Rectangular Modules Encountered in Electronic Equipment", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 961~973.
2. Arvizu, D. E. and Moffat, R. J., 1982, "Experimental Heat Transfer from an Array of Heated Cubical Elements on an Adiabatic Channel Wall", Report No. HMT-33, Thermoscience Div., Dept. of Mech. Eng. Stanford, CA.
3. Anderson, A. M. and Moffat, R. J., 1990, "Applying Heat Transfer Coefficient Data to Electronic Cooling", *J. of Heat Transfer*, Vol. 122, pp. 882~890.
4. Moffat, R. J., Arvizu, D. E. and Ortega, A., 1985, "Cooling Electronic Components: Forced Convection Experiments with an Air Cooled Array", 23rd National Heat Transfer, HTD, HTD-Vol. 48, pp. 17~27.
5. Wirtz, R. A. and Dykshoorn, P., 1984, "Heat Transfer from Arrays of Flat Packs in a Channel Flow", *Proceedings of the Fourth Annual International Electronics Packaging Society*, Baltimore, pp. 318~326.
6. 박종홍외, 1991, "다수의 발열보드를 탑재한 캐비넷에서의 강제대류 냉각 특성에 관한 실험적 연구", 1991년도 대한기계학회 추계 학술대회 논문집, pp. 616~619.
7. Bar-Cohen, A., 1992, "State-of-the-Art and Trends in the Thermal Packaging of Electronic Equipment", *H. Electronic Packaging*, Vol. 114, pp. 257~270.
8. Latrobe, A., Cadre, M., and Jane, J. P., 1986, "Simulation and Experimentation of Air Flow in Electronic Racks", INTELEC, Toronto, pp. 539~546.
9. Cadre, M. and Viaulta, A., 1990, "Thermal Simulations for Electronic Equipment Using the Software Package "THEBES"", INTELEC, pp. 1~8.
10. Mansingh, V. and Misegades, K. P., 1990, "System Level Air Flow Analysis for a Computer System Processing Unit", *Hewlett-Packard J.*, Oct., pp. 82~87.
11. Flodman, G., 1987, "A Systematic Approach to Thermal Management and Reliability Prediction in a Telecommunication System", *IEPC*, pp. 1029~1035.
12. Cornwell, G. F. and B. I., 1989, "Reliable Forced Air Cooling for Telecommunications Equipment", pp. 281~287.
13. Harada, A., Kaneko, Y., and Ibaraki, O., 1987, "Forced Air Convection Cooling for telecommunication Systems Installed in Non-Staffed Offices", *IEPC*, pp. 1164~1178.