

# 통신장비용 공냉형 냉각시스템의 성능 특성에 대한 실험적 연구

전 종 욱, 김 용 찬<sup>\*†</sup>, 최 종 민<sup>\*\*</sup>, 허 제 혁

고려대학교 기계공학과 대학원, <sup>\*</sup> 고려대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup> 한밭대학교 기계공학과

## Experimental Study on the Performance of an Air-Cooling System for Telecommunication Equipment

Jongug Jeon, Yongchan Kim<sup>\*†</sup>, Jong Min Choi<sup>\*\*</sup>, Jae-Hyeok Heo

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

**ABSTRACT:** The objective of this study is to analyze the cooling performance of an air-cooling system for telecommunication equipment. Temperature variation and capacity were measured in an actual unit for telecommunication equipment. In addition, the cooling performance was measured by installing a silicon rubber heater as a heat source in a cabinet. The standard thermal load for telecommunication equipment was approximately 293 W, and the maximum temperature of the heated surface was 64.5°C. The average and maximum temperatures of the heated surface were proportional to the inlet air temperature. When the heat load increased from 293 W to 400 W, the maximum temperature of the heated surface was higher than 64.5°C even though the inlet air temperature decreased from 25 to 11°C.

**Key words:** Cooling limit(냉각한계), Heat density(열밀도), Telecommunication equipment(통신장비)

### 기 호 설 명

$h_o$  : 총괄 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $Q$  : 발열량 [W]  
 $\Delta T$  : 대수평균온도차 [°C]  
 $\Delta T_1$  : 온도차, 식 (3)  
 $\Delta T_2$  : 온도차, 식 (4)  
 $t$  : 온도 [°C]

$i$  : 입구 공기조건  
 $o$  : 출구 공기조건  
 $sm$  : 표면 평균

### 1. 서 론

전자회로 집적기술의 급속한 발달로 인한 전자기기의 고밀도화는 생산단가를 낮추고 회로의 처리속도를 빠르게 하며 신뢰성 있는 시스템을 구성하기위해 매우 효과적인 방안이다.<sup>(1)</sup> 하지만 정보통신기기의 고집적화로 인하여 기기의 열밀도가 급격히 증가하고 있으며, 이로 인한 보드의 표면온도 상승은 기기의 성능저하 및 접속불량

### 하첨자

† Corresponding author

Tel : +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address : yongckim@korea.ac.kr

등을 일으켜 기기의 고장율을 증가시킨다.<sup>(2)</sup>

전자장비의 모듈의 형상특성에 따라 PCB (printed circuited board)에 부착되는 형태가 달라지고 이에 따라 열전달 성능과 압력강하가 많은 영향을 받는다는 선행연구가 있었고,<sup>(3)</sup> Leung은 평형 PCB에서 안정된 대류열전달계수와 압력강하 특성을 공기 층류유동에서 실험하여 예측하였다.<sup>(4)</sup> Zaho 와 Lu는 수치해석적으로 강제대류에서의 열전달 특성을 마이크로채널 열교환기를 이용하여 연구한바 있다.<sup>(5)</sup>

현재 국내 통신기지의국의 통신장비용 애플리케이션어는 대부분 공냉형 냉각방식을 사용하고 있다. 국내의 통신장비는 대부분 해외에서 수입되어 사용되고 있으며, 애플리케이션어에 공냉형 냉각장비가 일체형으로 조립되어 통신장비의 열적 특성 및 제원이 명확히 밝혀져 있지 않다.

본 연구에서는 현재 사용되고 있는 통신장비용 공냉형 냉각시스템의 열적 특성을 규명하고, 냉각유체인 공기의 온도와 풍량 및 열부하 변화에 따른 공랭형 냉각시스템의 성능 특성을 분석하여 향후의 통신기기에서의 열부하 증가에 따른 냉각시스템 개발의 기초자료를 제시하고자 한다.

## 2. 통신기지국 현장 데이터 취득

본 연구에서는 현재 서울에 설치되어 통신기지에 사용되고 있는 공랭형 멀티랙 통신장비를 대상으로 통신기기의 열적 성능에 관한 데이터를 취득하여 공랭형 통신기기 냉각시스템의 열특성에 관한 기초자료를 확보하였다. 대상 통신장비는 하나의 캐비닛에 12개의 단일 통신랙이 장착되어 있으며, 단일랙 4개가 3층으로 적체된 구조를 가지고 있다. 단일랙은 내부의 발생열원을 제거하기 위하여 Fig. 1과 같이 랙의 전면부에 두 개의 흡기팬이 설치되고, 후면부에 1개의 팬이 설치되어 있다.

단위랙 내부의 발열부인 PCB는 열전도 구리스에 의하여 방열판에 부착되어 흡입된 공기를 통하여 방열되는 구조를 가지고 있다. Table 1은 단위랙의 공냉형 냉각장비의 사양을 나타낸다.

통신기기의 단위랙에 대한 열특성 분석을 위하여 부하량이 적은 시간대에 운전 중인 통신장비 일부를 정지시키고, 통신랙 내부의 PCB 발열부

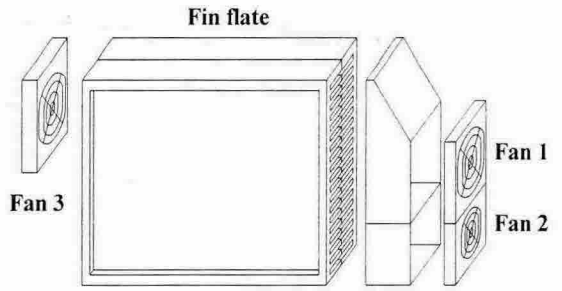


Fig. 1 Structure of unit rack for telecommunication unit.

Table 1 Specification of air cooling unit

Item		Specification
Full unit	Structure	Fans/ Fins/ Base
	Size	420 x 330 x 140 mm <sup>3</sup>
Fins	Type / pitch	Flat plate type / 4 mm
	Size	34 x 305 x 1 mm <sup>3</sup>
Fan 1,3 (inlet & exit)	Manufacturer	Nidec
	Models no.	TA 450DC B33534-33A
	Input	(Nidec 24 V/ 0.45A)
Fan 2 (inlet)	Manufacturer	Nidec
	Models no.	TA 350DC M34261-16
	Input	(Nidec 24 V/ 0.28A)
Heat source	Heated area	280 x 200 mm <sup>2</sup>

및 단위랙 입출구에 온도센서를 설치한 뒤 통신장비를 재가동시켜 열부하 변화에 따른 성능을 측정하였다. 온도 측정은 T형 열전대(T-type thermocouple)을 사용하였으며, 데이터로거를 사용하여 열부하가 가장 큰 8월 한 달간 데이터를 취득하였다.

## 3. 실험장치 및 실험방법

통신기기의 발열량 변화에 따른 성능평가를 위하여 통신기기의 발열부인 PCB 보드를 유사한 재질 및 동일한 크기의 실리콘 러버히터(silicon rubber heater)로 교체하여 통신기기를 재제작 하

Table 2 Specification of silicon rubber heater

Item	Specification
Manufacturer	Watlow
Input voltax	0 to 220V
Heat flux	1.0W/cm
Max operating temp'	200℃
Heated area	280×200mm <sup>2</sup>
Thickness	1.4mm

있으며, Table 2는 본 연구에 사용한 실리콘 러버히터의 구체적인 사양을 나타낸다. 실리콘 러버 히터가 장착된 통신기기용 단위랙은 발열부 제한의 모든 사양은 실제 통신기기와 동일하며, 열부하가 임의로 조절가능하다는 특성을 갖는다.

제작된 공랭형 통신장비는 파워 써플라이어를 이용하여 러버히터 및 팬에 공급되는 전력량 변화가 용이하도록 구성하였으며, 이를 통하여 통신기기의 열부하 및 공랭형 냉각기의 풍량 변화가 가능하다. 통신기기에 공급되는 공기온도 변화를 위하여 통신기기를 항온항습실에 설치하였다. 항온항습실의 공기조화기는 12 RT 용량의 냉동기와 18 kW 용량의 전기 가습기 및 정격용량 70 m<sup>3</sup>/min의 가변송풍 장치로 구성되며, 진구 온도 및 습도 조절이 가능하다.

통신기기 입구 공기온도는 현장 데이터를 분석하여 최고 온도인 25℃ DB, 50% RH를 표준조건으로 선정하고, 상대습도는 고정하고 진구온도를 변화시키며 실험을 수행하였다. 열부하는 현장 데이터로부터 최고 발열량인 293 W를 표준 열부하로 선정하고 200 W에서부터 실리콘 러버히터의 허용범위까지 증가시켰다. 풍량 변화에 따른 성능실험도 수행하였으며, 운전변수에 따른 실험조건은 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Test conditions

Inlet air-condition	Heat input(W)	Fan voltage
11℃ DB, 50% RH	293- maximum	24V
15℃ DB, 50% RH	293- maximum	24V
19℃ DB, 50% RH	200- maximum	24V
23℃ DB, 50% RH	200- maximum	24V / 28V
25℃ DB, 50% RH	200- maximum	24V / 28V
27℃ DB, 50% RH	200- maximum	24V / 28V

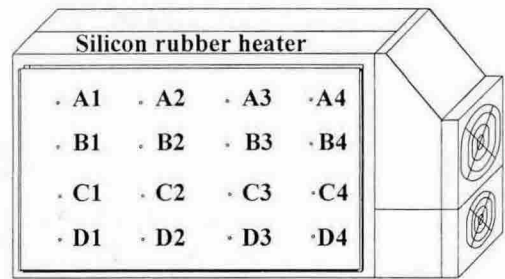


Fig. 2 Location of thermocouples on silicon rubber heater.

각 운전조건 변화에 따른 통신기기 열특성 규명을 위하여 단일랙 주요 부위에 T형 열전대를 설치하였다. 입·출구에 각각 4개를 설치하여 유입 및 출구 공기온도를 측정하였으며, PCB 대신 발열부로 제작된 실리콘 러버히터에는 Fig.2와 같이 16개의 열전대를 부착하여 공랭형 냉각기의 열적 성능을 측정하였다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 통신기지지국 열성능 특성

Fig. 3은 통신기지지국 현장에 설치된 통신기기에 대하여 한 달간 측정된 PCB발열부의 시간대별 평균온도와 최대온도를 나타낸 것이다. 유입공기의 최대온도는 25.4℃이고 토출공기의 최대온도는 30.4℃였으며, 발열부의 국부온도는 위치와 시간에 따라 35℃에서 65℃를 나타냈다. 출구온도는 30.4℃를 나타냈음에도 불구하고 국부온도가 60℃이상 증가한 것은 공랭형 냉각기의 단일냉각 성능의 한계로 판단된다. Fig. 2의 2열에서 주로 높은 온도가 나타났다. C2와 D2 및 A4 지점에서 가장 높은 온도가 나타났으며, D4 지점의 온도가 가장 낮은 값을 나타냈다.

평균온도와 최대온도는 일과시간 이후에 더 크게 나타났으며, 새벽 2시부터 아침 9시까지가 통신장비의 열부하가 가장 적었다. 이는 일반적으로 낮에 가장 큰 열부하를 나타내는 사무공간의 열부하 특성과 구별되는 통신기기의 열부하 패턴이며, 통신기기는 업무시간 이후와 주말에 최대 열부하를 갖는 특징을 나타냈다.

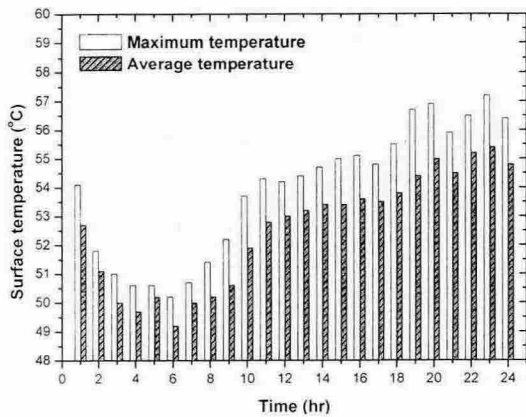


Fig. 3 Surface temperature according to time

#### 4.2 성능실험결과

기지국 데이터로부터 얻은 표준조건에서 국부 최고 온도가 64.5°C를 나타내는 발열량은 293 W였으며, 그 위치는 현장의 최고온도 지점과 유사한 Fig. 2의 D2위치였다. 이 때의 공기 입출구 온도차는 현장과 유사한 약 5°C를 나타냈다. 재현실험으로 얻어진 국부최고온도 지점은 실제 통신장비에서 나타난 지점과 유사하였으므로, 공냉형 통신장비의 국부온도 상승은 공냉형 냉각기가 가지고 있는 구조적인 문제인 것으로 판단된다.

Fig. 4는 현재 운전 중인 통신기기의 PCB 발열면을 제거하고, PCB 발열면과 유사한 재질이며 동일한 사이즈의 실리콘 리버히터를 부착한 뒤에, 발열면의 열부하를 변화시키며 측정된 입출구 온도차를 나타낸다. 팬 풍량이 클수록 발열량 증가에 따른 공기 입출구 온도차 증가율이 감소하였다. 이는 풍량 증가에 따라 공기측 열전달 성능이 향상되었기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 5는 히터 발열부의 전력량 변화에 따른 발열부의 최고 표면온도의 변화를 나타낸다. 발열량 증가에 따라 선형적으로 증가하였으나 팬 풍량 증가에 따른 최고 온도 변화는 미미하였다. 이는 풍량이 변화되어도 공기 냉각시스템의 구조적인 문제로 인한 통신기기 내부 유동정체에 대한 영향이 크지 않기 때문인 것으로 판단된다.

Figs. 6, 7은 입구 공기온도 변화에 따른 발열부의 표면 평균온도와 최대온도를 나타낸다. 입구 공기온도 증가에 따라 발열부 표면온도와 최대온도는 선형적으로 증가하였다.

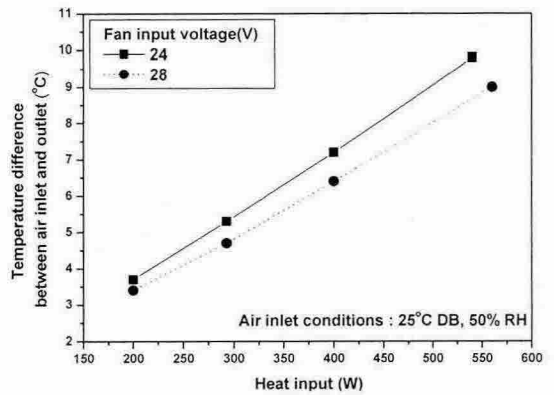


Fig. 4 Air temperature difference between inlet and outlet of the rack according to heat load.

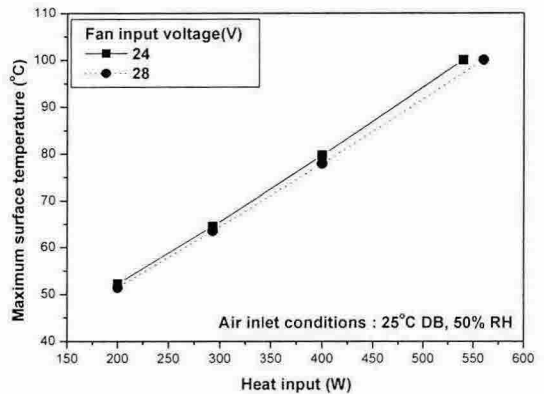


Fig. 5 Maximum surface temperature of heater according to heat input.

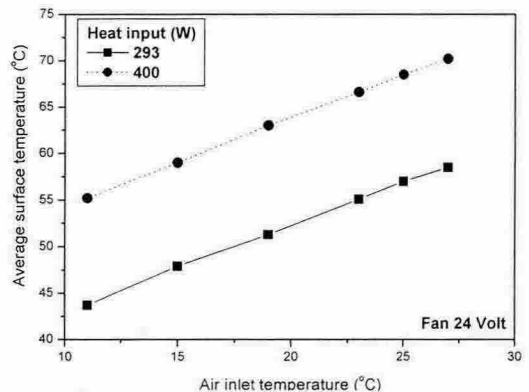


Fig. 6 Average surface temperature of heater according to air inlet temperature.

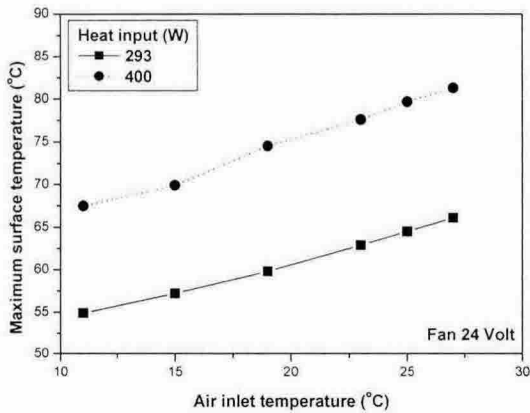


Fig. 7 Maximum surface temperature of heater according to air inlet temperature.

발열량이 400W로 기준 발열량 대비 30% 증가 하였을 때, 평균온도는 입구 공기온도가 20℃ 이하에서 최대 허용온도인 64.5℃보다 낮은 값을 나타냈으나 최대 표면온도는 입구 공기온도가 11℃의 낮은 값에서도 67.5℃를 나타내어 표준조건의 국부 최고온도보다 높은 값을 나타냈다.

열전달계수는 발열부 표면 평균온도에 대한 입출구 공기 온도차를 이용하여 정의하였으며, 냉각공기의 입출구 온도차는 LMTD(log mean temperature difference)로 정의 하였다.

$$h_o = \frac{Q}{A \times \Delta T} \quad (1)$$

$$\Delta T(LMTD) = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2)$$

$$\Delta T_1 = t_{sm} - t_i \quad (3)$$

$$\Delta T_2 = t_{sm} - t_o \quad (4)$$

Fig. 8은 서로 팬 전압에서 발열량 변화에 따른 열전달 계수를 나타낸다. 입구 공기온도 23℃. 팬 전압 24V에서 발열량 증가에 따른 열전달계수 증가율은 감소하였다. 팬 전압 28V에서는 팬 전압 24V에서 보다 발열량 증가에 따른 열전달계수 증가율을 크게 나타냈다.

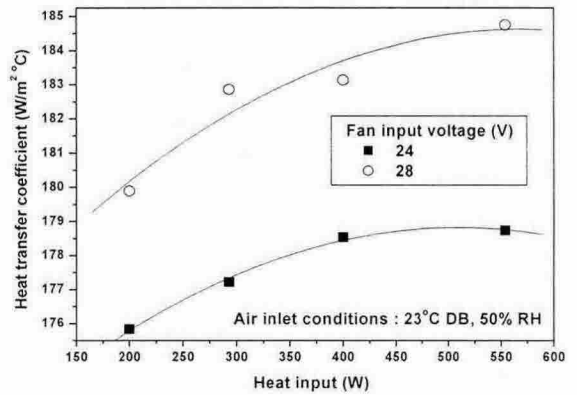


Fig. 8 Heat transfer coefficient according to heat input with variation of fan input voltage.

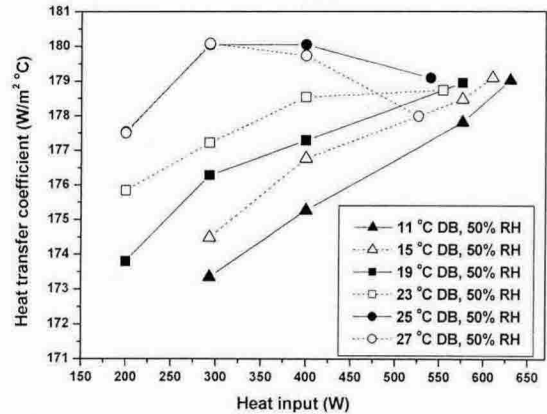


Fig. 9 Heat transfer coefficient according to heat input with air inlet condition.

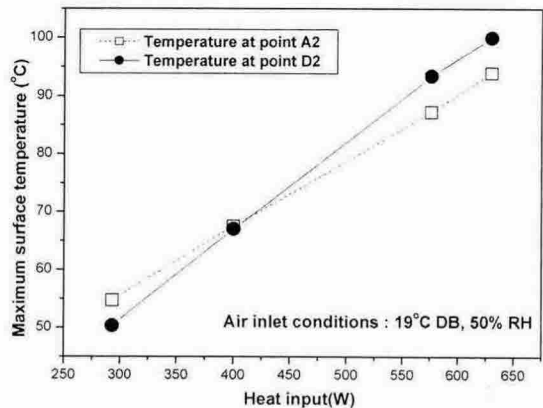


Fig. 10 Temperature of maximum point according to heat input.

Fig. 9는 서로 다른 입구 공기온도에 대하여 발열량 증가에 따른 열전달계수를 나타낸다. 23℃ 이하 건구온도 범위에서 건구온도가 낮을수록 발열량 증가에 따른 열전달계수의 증가율은 증가하였다. 동일한 발열량 조건에서는 입구 공기의 건구온도가 증가할수록 열전달계수는 증가하였으나, 600 W 이상의 발열량 영역에서는 한계 열전달 성능에 이른 것으로 보인다. 입구공기 25℃부터 최대 열전달 성능을 나타냈으며, 27℃로 공기온도를 상승시키도 열전달 계수는 증가하지 않았다.

27℃의 공기온도에서 표준 발열량 이상으로 발열량을 증가시키면 열전달계수는 감소하는데, 이는 현재 사용되는 통신장비용 공냉형 냉각기기의 불균일한 냉각 구조에 의해 발생한 것으로 판단된다. 낮은 발열량에서는 국부 최고온도가 A2에서 나타나지만 발열량을 증가시키면 국부최고온도 위치는 D2로 바뀐다(Fig. 10). 낮은 발열량에서는 공기 유동정체가 A2위치에 국부 최고온도를 만드는 중요한 요인이 되지만 높은 발열량으로 가면 유동정체로 인한 온도상승은 배기 팬 주위의 온도강화와 더불어 주위로의 열전도가 향상되면서 상대적으로 제한된다. 반면에 입구의 냉각 팬 하나로 냉각이 이루어지는 D행의 경우 외부와 열교환도 할 수 없고 내부의 공기유동만으로 열전달하는 D2부위에서 국부 최고온도점이 형성된다. 발열량에 따른 표면온도 상승률은 A2보다 D2에서 크게 나타났으며(Fig. 10), D2의 온도가 A2보다 높아지기 시작하는 교차점은 입구 공기온도가 올라갈수록 낮은 발열량에서 발생한다. 본 연구의 통신장비용 공냉형 냉각기는 입구 공기온도가 25℃보다 높거나 낮아질수록 열분배 성능의 저하로 인해 열전달 성능이 저하되는 경향을 보이므로 열전달 측면에서 최적의 운전조건은 유입 공기온도 25℃이다. 그러나 유입온도를 25℃로 유지하더라도 발열량이 400 W 이상으로 증가하면 열전달 성능이 저하되므로 공랭형 냉각 방식으로는 향후 통신기기에서의 열밀도 증가에 대응하기에는 한계가 있을 것으로 판단된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 통신기기용 공랭형 냉각기의 열부하 변화에 따른 성능 실험을 실시하였으며, 다

음의 결론을 얻었다.

(1) 서울시내에 설치된 공냉형 통신기기의 입구 공기의 최대온도는 25℃ DB, 50% RH였으며, 표면 최대온도는 64.5℃이고 발열량은 293 W 이었다.

(2) 입구 공기온도의 변화에 따라 발열부 표면 평균온도와 최대온도는 온도에 따라 선형적으로 증가하였다.

(3) 발열량을 현재 시스템의 293 W에서 400 W로 약 30% 증가시켰을 때, 입구 공기온도를 표준온도보다 14℃ 하강하여도, 표면최고온도는 64.5℃의 허용온도보다 높게 나타났다.

(4) 공냉형 냉각시스템은 입구 공기 건구온도 25℃에서 최적의 열전달 성능을 나타냈으며, 공냉형 냉각시스템의 불균일 냉각특성으로 인하여 향후 통신기기의 열밀도 증가에 대응하기 위해서는 새로운 냉각방식이 필요하다.

#### 후 기

본 논문은 2004년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 수행되었으며(KRF-2004-042-D00023), 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. G. P. Peterson, 1990, Thermal control of electronic equipment and devices, Academic Press, Inc. pp. 181-184.
2. S. J. Kim, S. W. Lee, 2000, Air cooling technology for electronic equipment, CRC Press. pp. 215-216.
3. J. S. Lock, E. Bertson, J. Boissevain, 1994, Air cooling of front-end electronics for silicon detectors in a collider experiments, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research A 345. pp. 284-288
4. C. W. Leung, H. J. Kang, S. D. Probert, 1997, Horizontal simulated printed-circuit board assembly in fully-developed laminar-flow convection, Applied Energy 56(1), pp. 71-91.
5. C. Y. Zhao, T. J. Lu, Analysis of micro-channel heat sinks for electronics cooling, International Journal of Heat and Mass Transfer 45. pp. 4857-4869.