

< 논문 >

히트파이프 열교환기를 이용한 전자통신 시스템의 냉각 설계기술 개발

이정환* · 유성열* · 전지환* · 김종만* · 김현준* · 김철주** · 서명원†
(2006년 12월 1일 접수, 2007년 2월 15일 심사완료)

Development of Cooling Design Technique for an Electronic Telecommunication System Using HPHE

Jung-Hwan Lee, Seong-Ryoul Ryoo, Ji-Hwan Chun, Jong-Man Kim,
Hyun-Jun Kim, Chul-Ju Kim and Myung-Won Suh

Key Words: Heat Pipe Heat Exchanger(HPHE, 히트파이프열교환기), Numerical Analysis(수치해
석), Natural Convection(자연대류), Forced Convection(강제대류)

Abstract

The purpose of this study is to investigate the cooling performance of Heat Pipe Heat Exchanger(HPHE) for an electronic telecommunication system by adequate convection condition. Heat generation rates of electronic components, the temperature distributions of HPHE and surrounding air are analyzed experimentally and numerically. In order to perform the heat transfer analysis for the thermal design of telecommunication system, a program is developed. The program is useful to a user who is not familiar with an electronic telecommunication system. The simulation results showed that the HPHE were able to achieve a cooling capacity of up to 230W at the maximum temperature difference of 17.4°C. To verify the results from the numerical simulation, an experiment was conducted under the same condition as the numerical simulation, and their results were compared.

기호설명

A_w : 횡단면적 [m^2]
 h_{fg} : 증발잠열[kJ/kg]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도계수 [W/mK]
 L : 길이[m]
 N : 노드 수
 \dot{m} : 질량유동률[kg/s]
 P : 압력[Pa]

Q : 열량[W]
 x : 건도
 W_m : 외부일[W]
 T : 온도[°C]
 r : 원형관의 반경[m]

그리스문자

μ : 동점성계수
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 Δ : 변화량

하첨자

con : 응축부
cond : 전도
conv : 대류

* 회원, 성균관대학교 대학원 기계공학부
** 회원, 성균관대학교 기계공학부
† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : suhmw7447@skku.edu
TEL : (031)290-7447 FAX : (031)290-7447

g	: 중력가속도
fg	: 유체, 기체
i	: 입구노드, 식 (1)
e	: 출구노드, 식 (1)
in	: 입구
ex	: 출구
k	: 검사체적
l	: 액체
o	: 외부
w	: 벽면 또는 외
$w-f$: 벽면-유체

1. 서 론

최근 정보통신 산업에 많이 활용되고 있는 통신장비 내부의 전자부품은 제품의 성능뿐 만 아니라 크기 및 소음 등의 요구조건을 만족해야 한다. 이를 위하여 전기전자 컴퓨터 산업의 반도체 소자들은 소형화, 집적화가 계속적으로 이루어져 왔다.

이러한 전자부품의 고도화는 전자기기 내부 발열밀도에 큰 영향을 주었고, 예로써 PC의 마이크로 프로세서의 소비전력은 70년대와 비교하여 30 배 이상 증가했으나, 장치의 용적율은 두드러지게 감소하고 있다.⁽¹⁻³⁾ 이러한 전자부품의 발열밀도 증가는 전자기기 내구성 및 신뢰도 저하의 주요한 원인이므로, 발생하는 열을 효과적으로 외부로 배출시켜 전자부품 및 주위온도를 설계 기준온도 이하로 유지하기 위한 냉각기술이 요구된다.

전자부품의 냉각기술은 크게 자연대류 방식, 강제대류 방식 및 히트파이프 냉각방식으로 분류된다. 자연대류 방식은 온도차에 의해 자연적으로 발생하는 대류현상을 활용한 수동적인(passive) 냉각방식으로써 팬(fan) 구동에 의한 물리적, 공간적 제약을 고려하지 않아도 되는 장점이 있지만, 낮은 열전달계수에 의한 열제거 용량의 한계를 극복하기 위한 방안이 요구되며, 강제대류 방식은 팬을 사용하여 외부의 공기를 내부로 유입시키는 능동적인 냉각방식으로써 비교적 큰 발열량의 전기소자를 포함하고 있는 전장품의 경우에 주로 활용된다. 그러나 장비의 가동특성상 상기의 기술을 활용하지 못하는 상황, 예를 들면 1)

전자 장비 내부팬 소음이 주위의 거주 환경을 저해하는 경우 2) 장비 주위 이물질 혹은 오염원으로부터 보호가 필요한 경우에는 장비를 밀폐한 상태로 내부 열을 소진시켜야 하기 때문에 다음과 같은 특징을 갖는 히트파이프를 이용한 냉각기술이 적용되어야 한다.⁽⁴⁻⁸⁾

(1) 히트파이프는 유체의 기화 응축현상을 이용하여 열을 수송하기 때문에 열전달 계수가 매우 크다.

(2) 내부 작동유체 오염에 의한 전열성능 저하의 문제가 매우 낮다.

(3) 경량이며 벽면의 온도분포가 균일하다.

(4) 다수의 히트파이프 관군 구조로 배열하고 공기측 관로 표면에 박판의 흰(fin)을 부착하여 열부하와 전열성능을 설계조건에 맞도록 변경할 수 있다.

따라서 본 연구의 대상이 되는 전자통신 시스템은 운용의 특성상 후자의 경우이므로 냉각기술로써 히트파이프 적용 방식의 활용을 제안하며, 그 유용성을 히트파이프 전용 열해석 프로그램인 SINDA/FLUINT(C&R Technologies, Inc.)⁽¹⁰⁾를 이용하여 수치 해석적 방법으로 검토하고, 그 결과를 성능실험을 통하여 비교 검증하였다. 또한 해석 모델 구성의 편의를 위한 설계지원 프로그램을 개발하여 작업의 효율을 높였다.

2. 실험장치 및 실험방법

냉각기술을 적용할 전자통신 시스템의 외형도를 Fig. 1에 나타내었으며, 크게 상단부분인 전시모듈과 하단부분인 셸프모듈로 구분된다. 전시모듈은 시스템 사용자에게 제공되는 각종 정보를 표시하기 위한 부분으로 주요 전자부품으로써 LCD(Liquid Crystal Display) 패널(panel)이 사용되고 있다. 또한 셸프모듈은 장비를 구성하는 핵심구성부로서 비상시 전원공급을 위한 무정전 전원공급장치(Uninterrupted Power Supply), 자료분석을 위한 자료처리기 등 많은 전자부품이 밀집되어 있는 부분이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 열 발생량이 상대적으로 적은 전시모듈을 제외한 셸프모듈을 연구대상으로 하여 실험장치를 구성하였다.

2.1 발열량측정

발열량은 본 연구결과에 중요한 영향을 미치는

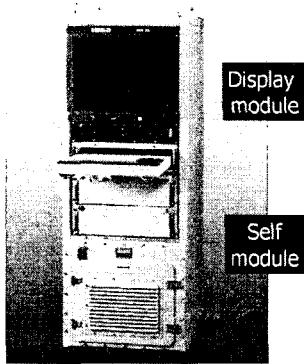


Fig. 1 Overview of telecommunication system

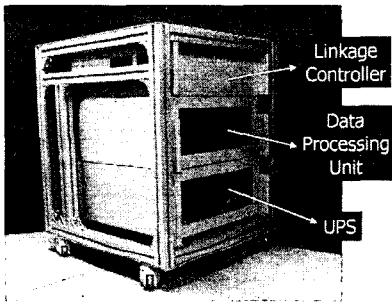


Fig. 2 Experimental device

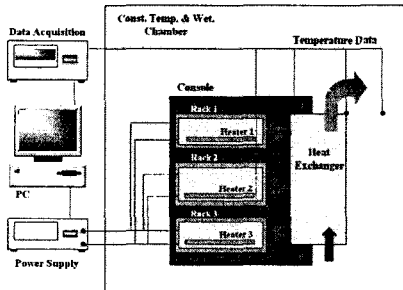


Fig. 3 Schematic diagram of experimental device

2.1 발열량측정

발열량은 본 연구결과에 중요한 영향을 미치는 인자이지만 작동 중 전자부품에서 실제 발열량을 측정하는 것은 기판의 다층화 등의 조건에 의해 사실상 불가능하다.⁽⁹⁾ 따라서 본 연구에서는 기존의 팬을 이용한 냉각방식에 대한 데이터의 활용을 위해 Fig. 3과 같은 장치를 구성하고, 예비실험으로써 발열량 측정을 위하여 열교환기(heat exchanger)부를 팬으로 대체하여 실험을 수행하였다. 즉, 각 랙의 열원으로 작용하는 기판을 모사

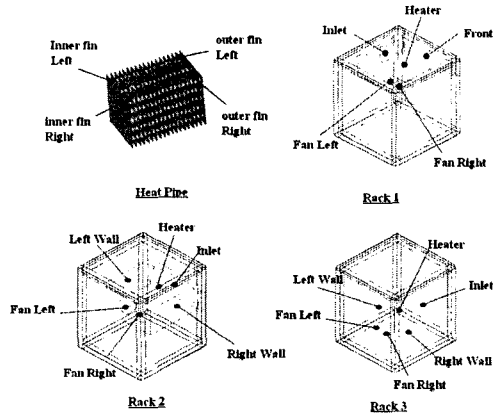


Fig. 4 Measuring points of temperature

하기 위한 히터를 장착하고, 각 랙의 후단부에 부착되어 있는 내부팬을 통해 외부로 열전달이 이루어지도록 장치를 구성하였다. 측정결과 실험 장치의 각 랙(rack)은 소비전력의 약30%의 발열량을 나타내었다.

2.2 온도측정

전자통신 시스템 내부와 히트파이프 열교환기의 온도측정을 위하여 T형 열전대를 사용하였다. T형 열전대의 온도범위와 오차범위는 각각 -400~800℃, ±0.01℃이다. 온도측정은 Fig. 4에 나타난 바와 같이 21채널을 사용하였고, 각 채널마다 열전대를 연결하여 여러 지점의 온도를 동시에 취득할 수 있도록 하였다. 또한 전원공급을 위하여 교류전원 공급장치를 사용하였고, 전원공급의 모니터링을 위하여 디지털 파워 미터(digital power meter)를 사용하였다.

성능실험은 장비가 운용되는 환경과 동일조건인 외기온도 20℃로 설정하였으며, 실내 온도변화는 약2℃ 이내로 크지 않았다. 온도측정은 시스템내의 온도가 정상상태로 도달할 때까지 충분한 시간 간격을 두어 실시하였으며, 3회 반복 실험후 평균하여 그 결과를 시스템 내부와 히트파이프의 온도로 결정하였다.

2.3 히트파이프 열교환기

본 연구에 적용된 히트파이프 열교환기의 실제 제작된 형상과 주요제원은 Fig. 5 및 Table 1과 같으며, 히트파이프 열교환기의 최대 열부하는 약400W이다.

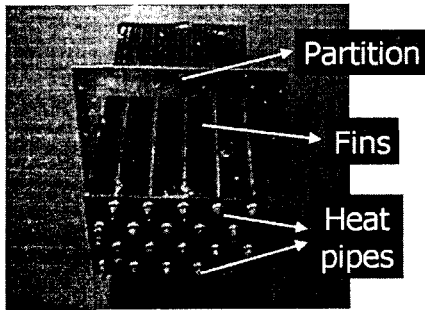


Fig. 5 Heat Pipe Heat Exchanger

Table 1 Design parameters of the HPHE

	fin		heat pipe
size (mm)	150×80	diameter (mm)	10
thickness (mm)	0.1	length(mm)	20
fin pitch (mm)	0.6	arrangement/number of HP	triangle/20
number of fin	280	wick type	sintered copper
material	Al	working fluid	DI water
		material	copper

3. 해석적 연구

3.1 열 유동 해석

SINDA/FLUINT는 C&R Technologies에서 개발한 유체유동 열전달 목적의 상용 패키지 프로그램이며, 본 연구에서는 Thermal Desktop⁽¹¹⁾을 활용하여 해석모델을 구성하고 해석을 수행하였다. Fig. 6은 절점(node)과 이웃하는 절점사이의 열 및 유체의 경로를 개략적으로 나타낸 것으로 먼저 각 절점의 물리적인 구성 요소들을 몇 개의 이상화된 요소로 대체하는 것이 필요하다. 이 요소들에 대한 모델링은 다음의 두 그룹으로 나누어진다.

(1) 히트파이프 구성요소들 사이의 열전달 및 이들 요소들과 유체사이의 열전달 과정

(2) 열 유입이 있는 유체의 유동과정

열전달 과정에 대한 모델링은 열적 네트워크(thermal network)로 기술하며, 유동과정에 대한 모델링은 유체 네트워크(fluid network)의 구조를 갖는다. SINDA/FLUINT에서 열적 네트워크는 열적노드(thermal nodes)와 열전도체(heat conductors)

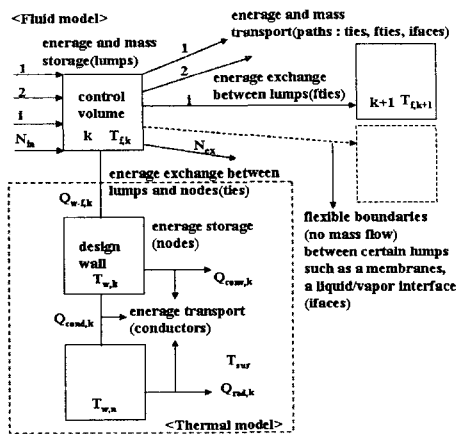


Fig. 6 Idealized elements of a network model

로 구성되며, 열적노드는 단순히 온도에 의해 정의되며, 식 (1)과 같이 에너지 균형방정식으로 표현된다.

$$\sum_{i=1}^{N_{in}} Q_i - \sum_{e=1}^{N_{ex}} Q_e = 0 \tag{1}$$

또한 유체 네트워크의 기본적인 요소는 에너지와 질량을 저장하는 검사체적(control volume, lumps)과 이들을 전달하는 경로(path)들이다.

검사체적은 고정체적을 가진 개방형 열역학적 시스템이며, 압력 및 내부에너지 등의 상태변수로 정의되고, 다음의 연속방정식과 에너지방정식으로 표현된다.

$$\sum_{i=1}^{N_{in}} \dot{m}_i - \sum_{e=1}^{N_{ex}} \dot{m}_e = 0 \tag{2}$$

$$\sum_{i=1}^{N_{in}} \dot{m}_i (h_{fg})_i - \sum_{e=1}^{N_{ex}} \dot{m}_e (h_{fg})_e \pm (Q_{w-f})_k + W_m = 0 \tag{3}$$

여기서, 식 (3)의 두 번째 항까지는 검사체적으로서의 열 유출입량이며, 세 번째와 네 번째 항은 벽면과 유체사이의 열량 및 외부일을 의미이다.

경로는 연결 메커니즘에 의해 다음과 같이 분류되며, 검사체적들 사이를 연결할 때는 “fties”로, 열적노드와 검사체적 사이는 “ties”로, 막막(membrane)이나 기-액 계면과 같이 서로 다른 검사체적 사이의 경계면을 나타낼 때는 “ifaces”로 표시한다. 이들 경로들은 단지 입출구만 존재하

고 다음의 운동량 방정식으로 표현된다.

$$\Delta P_k + \Delta P_{con} + \Delta P_w + \Delta P_g = 0 \quad (4)$$

여기서 ΔP_k 는 검사체적의 압력강하, ΔP_{con} 는 응축부의 이상 유동, ΔP_w 는 히트파이프 작동유체 압력손실, ΔP_g 는 정수압 차를 각각 의미한다.

마지막으로 유체 네트워크와 열적 네트워크의 조합, 즉 이들 사이의 에너지 전달을 해석하기 위하여 다음의 열전달 방정식들이 사용된다.

(1) 관로 내·외부의 대류에 의한 열전달

$$Q_{w-f,k} = h_{w-f,k} A_{w,k} (T_{w,k} - T_{f,k}) \quad (5)$$

$$Q_{conv,k} = h_k A_{w,k} (T_{w,k} - T_{air,k}) \quad (6)$$

(2) 평판 및 원형관의 벽면 전도에 의한 열전달

$$Q_{cond,k} = k \frac{A_{cond,k}}{L_{cond,k}} (T_{w,k} - T_{w,n}) \quad (7)$$

$$Q_{cond,k} = k \frac{A_{cond,k}}{r_k \ln \left(1 + \frac{L_{cond,k}}{r_k} \right)} (T_{w,k} - T_{w,n}) \quad (8)$$

3.2 해석모델 구성

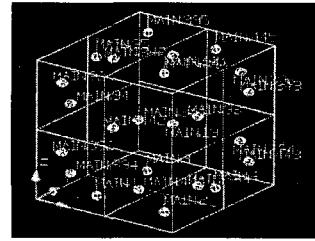
SINDA/FLUINT의 전용 전후처리기인 Thermal Desktop을 이용한 히트파이프 열교환기 적용 시스템 내·외부 열유동 해석모델 구성과정은 Fig. 7 및 Fig. 8에 나타난 바와 같이 셀프모듈, 랙, 발열체(히터), 히트파이프 열교환기를 모델링한 후 내·외부 유동경로를 단순화하여 링크하였다.

경계조건은 각 랙에 위치한 히터의 열부하조건 (총 230W)이며, 내·외부 유동조건은 냉각 팬의 유속(5m/sec)으로 설정하였다. 열교환기의 환 간격은 Thermal Desktop의 소프트웨어(software)적인 한계에 의해 환 피치를 실제모델보다 약3배 크게 하여 설정하였으며, 적용된 열교환기는 Fig. 5와 동일한 구조가 되도록 구성하였다.

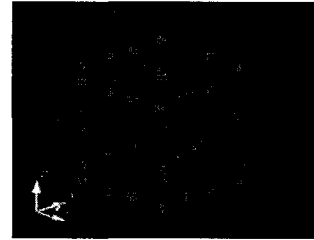
4. 결과 및 고찰

4.1 성능실험 결과

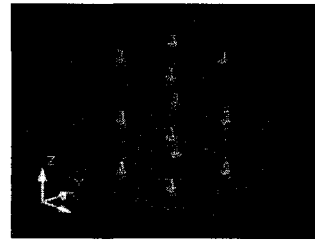
시스템 내부 열부하는 2.1절의 발열량을 기준으로 각각 연동제어기(랙1, 75W), 자료처리기(랙



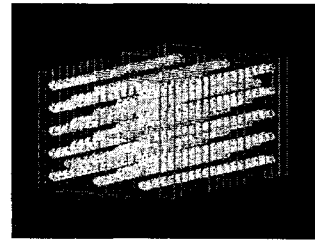
(a) Self module



(b) Racks



(c) Heater plates



(d) HPHE

Fig. 7 Network modeling for each component

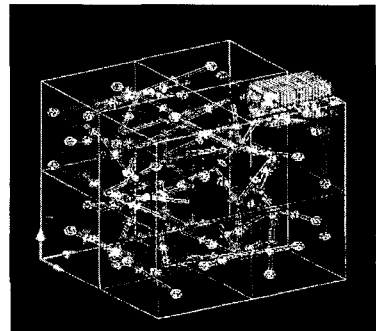
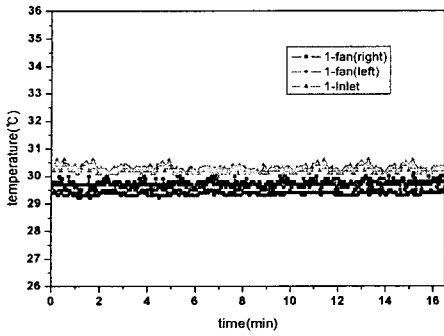
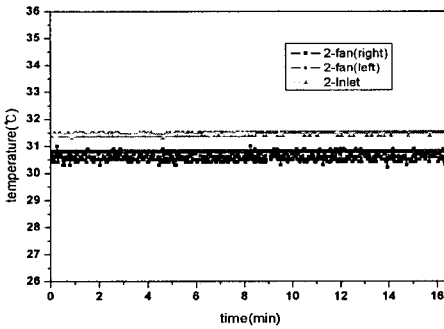


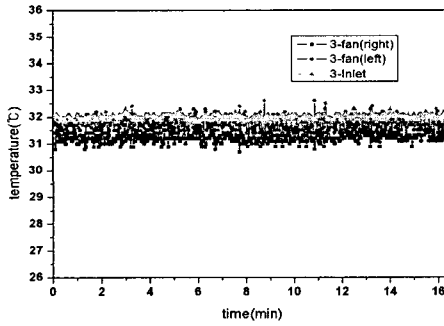
Fig. 8 Thermal-fluid modeling



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 Temperature difference between inlet and outlet of each rack; (a) rack 1, (b) rack 2, (c) rack 3

2, 120W), 무정전 전원공급장치(랙3, 30W)로 설정하였고, 외기 조건은 장치의 가동 환경(20°C)에서 실험을 수행하였다.

Fig. 9는 냉각성능 실험을 수행한 결과로 각 랙의 입구 및 출구온도를 나타낸 것이다. 랙의 출구온도는 약 29.5~31.5°C의 범위에 분포하며, 시스템 내부 최고온도인 랙의 입구온도는 약 30.4~32.0°C로 나타났다.

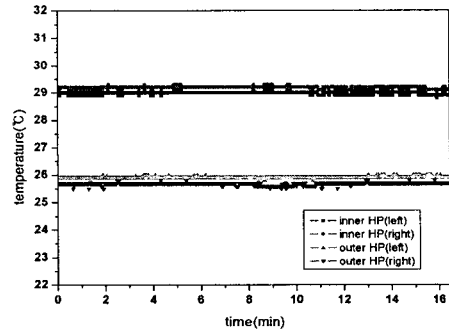


Fig. 10 Temperature difference between the outer fin and the inner fin of heat pipe

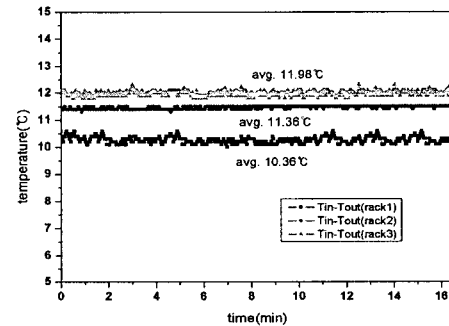


Fig. 11 Temperature difference between exit of each rack and ambient

또한 Fig. 10은 시스템 내부와 외부에 설치한 히트파이프 관로의 벽면 흰 온도 측정결과를 나타낸 것으로써, 측정온도는 내부흰 약29.5°C, 외부흰 약26°C이다. 따라서 셀프모듈의 외벽을 통한 열손실을 무시하고 열교환기의 열저항을 계산하면 0.016°C/W가 얻어진다. 마지막으로 Fig. 11은 열교환기의 냉각성능을 나타내는 지표로써, 시스템 내부 최고온도를 보이는 각 랙의 입구온도와 시스템 외기온도(20°C)와의 차이를 나타낸 것으로 하단에 위치한 랙3에서 약12°C를 보였다.

4.2 수치해석 결과

수치해석은 앞 절에서 언급한 실험과 동일조건에서 수행하였다. Fig. 12는 과도상태의 해석 결과를 나타낸 것으로 각 랙의 입구, 열교환기 및 시스템 내부 유체의 시간에 따른 온도변화를 나타낸 것이다. Table 2 및 3은 주요 요소들의 온도 분포와 열저항 값을 보여주는 것으로 해석과 실험결과를 정리한 것이다. 가장 큰 온도차이를 보

이는 요소는 랙의 입구로써 수치해석 결과가 약 14.4% 크게 나타났으며, 히트파이프 내부 및 외부 관벽 흰의 평균온도차는 각각 5.7%, 1.1%로 나타났다.

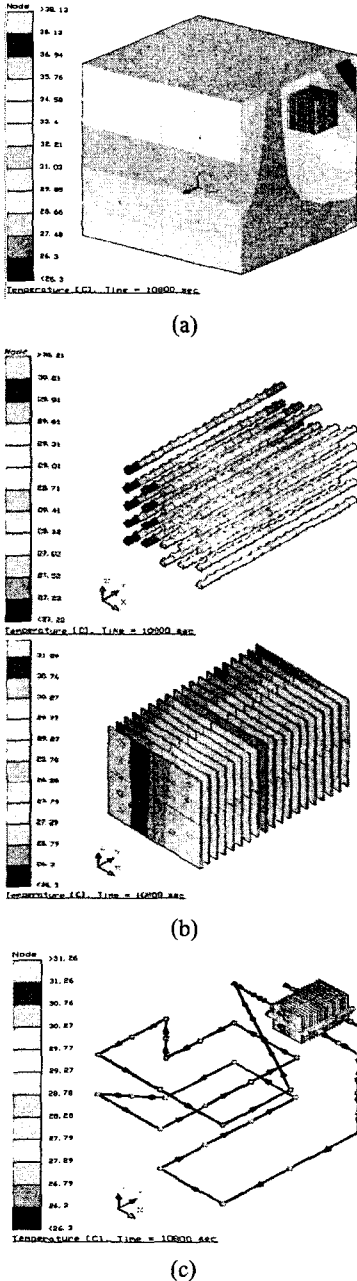


Fig. 12 Temperature distribution thermal analysis; (a) self module, (b) heat pipe heat sink, (c) fluid network

랙의 입구에서 큰 오차가 발생하는 이유는 수치해석에서 시스템 내부 유동 네트워크를 단순한 형태로 설정하였기 때문이며, 이러한 유동조건이 실제 장치에서는 각 랙에서 유동분지가 이루어지는 현상을 무시하고 있는 데에 관련성이 큰 것으로 보인다.

또한 Fig. 13의 열회로를 기준으로 각 절점의 온도와 열부하 값을 계산한 요소 열저항 값들은 위치에 따라 큰 차이를 보였으며, 최대 오차는 시스템 내부유동에 의해 대류 열저항이 발생하는 시스템 내부이며 약59.3%를 나타내었다. 이러한 현상의 원인은 앞 절에서 언급한 것처럼 열교환기의 경우 수치해석에서 소프트웨어적인 한계에 의해 흰 피치를 약3배 크게 하여 계산을 수행하였고 이러한 차이가 해석결과 열저항을 증대시킨 요인으로 보인다.

Table 2 Results of the comparison of temperature distribution between analysis and experiment

	system inner	inner fin	outer fin	outside air
Experiment result(℃)	32.0	29.5	26.0	20.0
Analysis result(℃)	37.4	31.3	26.3	20.0
Rel. Err.(%)	14.4	5.7	1.1	-

Table 3 Results of the comparison of thermal resistances between analysis and experiment

	inner convection	HPHE	outer convection	Total
Experiment result(℃/W)	0.011	0.016	0.027	0.054
Analysis results(℃/W)	0.027	0.022	0.028	0.077
Rel. Err.(%)	59.3	27.2	3.6	26.0

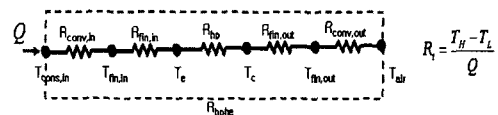


Fig. 13 Thermal path and resistance of experimental device

```

Parametric model DB
(setvar "osmode" 0)
._view _selso
zoom a
(load "ent1")
mlayer
;*****
system
_RcRectangle 0,0,0 @WIDTH_C @HEIGHT_C
_RcRectangle DEPTH_C @WIDTH_C @HEIGHT_C
_RcRectangle 0,0,0 @WIDTH_C @DEPTH_C
_RcRectangle 0,0,0 @HEIGHT_C @DEPTH_C
_RcRectangle HEIGHT_C @WIDTH_C @DEPTH_C
_RcRectangle WIDTH_C @HEIGHT_C @DEPTH_C
laoff
;*****
    
```

Fig. 14 Parametric model database

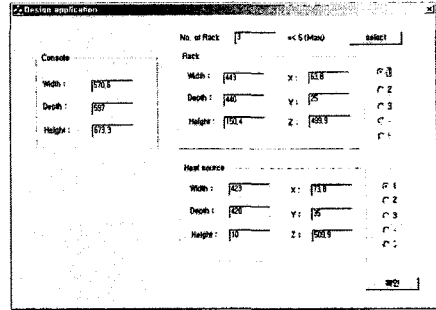


Fig. 16 GUI for design application program

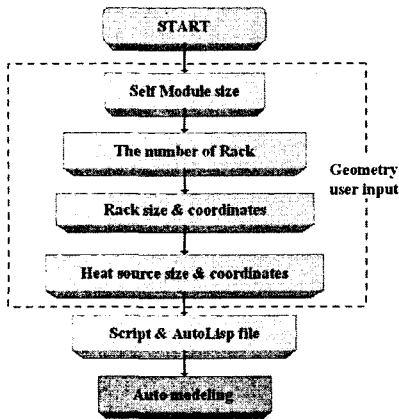


Fig. 15 Flow chart of design application program

5. 설계지원 프로그램 개발

설계지원 프로그램은 전자통신 시스템과 같은 실제장치의 냉각설계에 적용할 수 있도록 실용적으로 개발되었다. 즉, 전자통신 시스템에 사용되는 중요제원에 대한 정보를 바탕으로 Fig. 14와 같이 변수화된 모델(parametric model database)을 구성하여 사용자로부터 시스템의 형상정보, 경계조건 등 모델 파라미터를 입력받을 수 있도록 하였다.

이러한 사용자의 입력정보를 바탕으로 모델구성 지원에 필요한 Autodesk사의 AutoLisp⁽¹²⁾와 스크립트(script) 파일을 생성시키고, 생성된 파일은 Thermal Desktop 환경에서 구동시켜 모델링 자동화를 구현하였다. 이의 전체적인 흐름도는 Fig. 15와 같으며, 구성된 GUI(Graphic User Interface)는 Fig. 16과 같다.

6. 결론

밀폐형 전자통신 장비의 냉각설계를 위한 히트파이프 열교환기를 설계하고 성능시험과 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 앞에서 언급한 것처럼 열부하 230W 및 실내온도 20℃에서 실험한 결과 시스템 내부 최고온도와 외기온도와의 차이는 최대 12.0℃로 나타났다. 이는 시스템내부 허용온도 기준(37℃)보다 낮은 수치이므로 본 연구에서 제안한 히트파이프가 현재 시스템에 적합한 열교환기임을 확인하였다.

(2) 수치해석 결과는 실험결과와 비교하여 랙의 시스템 입구부 온도가 최대 약 5.4℃ 크게 예측되었으며, 상대오차는 약 14.4%범위로 나타났다.

(3) 히트파이프 열교환기를 부착한 밀폐형 시스템 냉각장치는 전체 열저항 약 0.05~0.06℃/W가 언어짐을 확인하였다.

(4) 본 연구에서 제안한 히트파이프 열교환기 적용 냉각장치는 기존의 개방형 강제대류 냉각방식에서 발생하는 팬 소음에 의한 주거환경 훼손, 실내 먼지 또는 기타 오염원에 의한 전자장비의 오작동 문제 등의 문제점들을 개선할 수 있다.

(5) 설계지원 프로그램을 통해 모델링 자동화 기능을 지원할 수 있도록 하여 다양한 형태의 전자통신 시스템에 적용할 수 있도록 하였다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 목적기초연구(R01-2004-000-10938-0)와 교육인적자원부, 산업자원부, 노동부의 출연금으로 수행한 최우수연구실 지원사업의 연구결과입니다.

참고문헌

- (1) Vogel, M., Xu, G., 2005, "Low Profile Heat Sink Cooling Technologies for Next Generation CPU Thermal Designs," *ElectronicsCooling*, Vol. 11, No. 1, pp. 20~26.
- (2) Soule, C., 2001, "Future Trends in Heat Sink Design," *ElectronicsCooling*, Vol. 7, No. 1, pp. 18~27.
- (3) <http://www.electronics-cooling.com>
- (4) Sadik, K. and Hongtan, L., 2002, *Heat Exchangers selection, rating and thermal design*, 2ed., CRC press.
- (5) Chi, S. W., 1976, *Heat pipe theory and practice*, McGraw-Hill.
- (6) Amir F., 1995, *Heat pipe science and technology*, Taylor & Francis.
- (7) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4ed., John Wiley & Sons.
- (8) Delil, A. A. M., Baturkin, V., Gorbenko, G., Gakal, P. and Ruzaykin, V., 2002, "Modeling of a miniature loop heat pipe with a flat evaporator", *SAE 2002-01-2506*.
- (9) Hwang, Y. K., Kim, J. H., Cho, Y. S., Jang, S. K., 1998, "An Experimental Study of Heat Sink Thermal Characteristic and Optimum Design," *Autumn conference Proc. of the KSME(B)*, pp. 201~206.
- (10) SINDA/FLUINT Version 4.8, *User's Manual*.
- (11) Thermal Desktop Version 4.8, *User's Manual*.
- (12) <http://www.autodesk.co.kr>