

전력변환 반도체용 히트파이프식 냉각기의 설계와 작동특성

姜 煥 國*, 金 哲 主

Design and Operational characteristics of a Heat Pipe Heat Sink for Cooling of Power Semiconductors

Hwan-Kook Kang and Chul-Ju Kim

요 약

최대 1800W의 열부하를 발생하는 전력반도체를 냉각하는 히트파이프 히트싱크를 설계하고 제작하였다. 히트파이프 냉각장치는 4개의 외경 22.23mm인 FC 72 히트파이프, 알루미늄 블록 (130×160×35mm) 및 126개의 알루미늄핀 (250×58×0.8mm)으로 구성되어 있다. 성능 실험결과 총열저항은 1~2kW의 열부하일 때 2~3m/s의 풍속에서 풍속의 증가에 따라 0.02~0.018°C/W를 나타냈다. 이 결과는 3m/s의 풍속에서 1800W의 열부하가 주어질 때 40°C 미만의 온도상승을 나타내는 것으로 설계목표를 잘 만족하였다. 이 외로 대류 및 히트파이프의 열저항의 실험값은 몇 가지 상관식에 의한 예측값과 비교적 잘 일치하였다.

ABSTRACT

A heat pipe heat sink device, which is to evacuate a maximum heat of about 1800W from a power semiconductor was designed and manufactured. One set of cooling device is composed of an Aluminum block (130 × 160 × 35mm), 4 PFC heat pipes ($d_o = 22.23\text{mm}$) and 126 Aluminium fins (250 × 58 × 0.8mm). Experimental data obtained at a power of 1~2kW revealed that the total thermal resistance of the device varied 0.02~0.018°C/W along with increasing air velocity from 2m/s to 3m/s. The result represented a good satisfaction of requirement condition to maintain temperature rise of semiconductor lower than 40°C at 1800W and air velocity of 3m/s. Some important resistances such as convective resistances at both fins and heat pipes showed good agreement between mathematical predictions and measurement data.

Key Words : Heat pipe, Heat sink, Heat transport limitation, Thermal resistance

1. 서 론

철도차량용 주전력 변환장치는 반도체 소자의 개발로 급격히 발전하여 왔으며 철도차량용 견인 전동기도

직류 전동기에서 유도전동기가 사용됨에 따라 컨버터와 인버터로 구성된 전력변환 장치가 필요하게 되었다. 또한 전력반도체의 발달에 의하여 컨버터 및 인버터의 스위칭 소자도 대용량의 GTO, IGBT등을 사용하게 되었다. 일반적으로 전기 동력 반도체소자들은 온도 특성이 강하기 때문에 적정 허용 작동 온도범위 (0~100°C)가 결정된다. 이 작동온도를 유지하기 위해서는 반도체 내부의 동력스위칭 또는 전기저항손실에 의한 내부 발생열을 제거하기 위한 강제 냉각장치가 필요하다. 도시형 전철의 경우 1개의 GTO 사이리스터

* (주)대흥기업 기술연구소 소장

E-mail : hkkang67@hanmail.net

접수일자 : 2001. 9. 13

1차심사요청일 : 2001. 9. 25

심사완료일 : 2001. 11. 12

에 최대 열부하는 약 800W, 고속 전철에 사용되는 IGCT의 경우는 약 1.5~2kW이다. 철도차량용 동력제어 반도체의 냉각장치로는 약 250W의 낮은 열부하에서는 자연대류 히트싱크가, 1000W 미만의 열부하에서는 강제대류 냉각방법을 사용하는 알루미늄 히트싱크가 사용되고 있으며 이 이상의 열부하에 대해서는 수냉각 또는 비등열전달을 이용하는 상변화 냉각방법이 사용되고 있다. 그림 1은 이러한 열부하와 열지향으로부터 일반적으로 추천되는 냉각방법이 도시되어 있다. 그동안 연구된 수냉각 방법에 대해서는 참고문헌 [1] 등에서 확인할 수 있으며, 현재 고속전철의 주전력 변환장치와 같은 대용량 반도체 소자의 냉각에는 열부하와 함께 열유속 증가로 인하여 침적방식(tank immersed type), 히트파이프식(heat pipe type) 등과 같은 상변화 냉각방법이 적용되고 있다.

표 1은 이러한 철도차량용 비등 냉각방식을 비교한 그림이다. 침적방식의 경우 70년대 후반에 chopper 제어장치의 냉각방식으로 실용화되었다. 이 방식은 프레온(freon)계열의 유체를 사용하고, 큰 냉매용기(5~13 liter)를 필요로 하며, 냉매저장 압력용기의 안전성, 기밀성, 환경오염 등 제반 문제를 만족시키는데 어려움이 있기 때문에 최근에는 침적냉각방식 대신에 히트파이프식 냉각기를 사용하는 추세에 있다¹²⁻¹⁴. 히트파이프식은 침적냉각기에 비하여 소형 경량이며 침적 냉각기가 가지고 있는 문제점들에 대한 여러 가지 제약조건을 보다 쉽게 만족시킬 수 있는 장점이 있다.

그동안 국내 철도차량에 사용하고 있는 히트파이프식 냉각기들은 수입에 의존하였으나 97년 이후 국내에서 (77과제인 초고속·철도개발사업의 일환으로 히트파이프식 냉각기의 제조기반 기술을 확보하기 위한 연구가 수행되어 왔으며, 냉각기의 열회로 해석, FC-72(perfluorocarbon, C6F14) 히트파이프 열전달 성능시험 등 요소의 설계, 제작에 관한 연구가 수행되었다^{15, 16}.

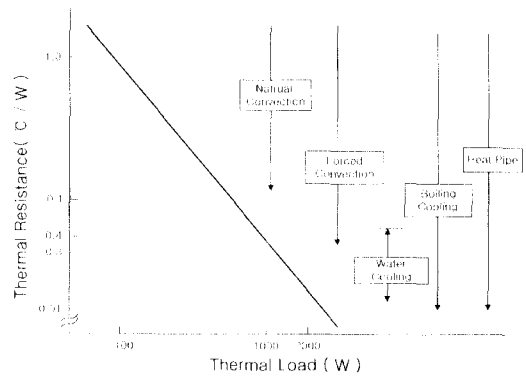


그림 1 반도체의 발생열과 냉각방법
Fig. 1 Thermal load versus cooling method

본 연구는 그 동안의 기초 연구결과를 이용하여 최대 열부하 2000W의 전력 반도체 냉각용 히트파이프식 냉각기를 설계, 제작하고 성능특성시험을 수행한 결과이다. 이 냉각기는 공기 유속 3m/s에서 최대 열저항 0.02°C/W 미만을 만족해야 한다. 한편 냉각기를 구성

표 1 철도차량용 사이리스터 냉각시스템
Table 1 Thyristor cooling system for rolling stock

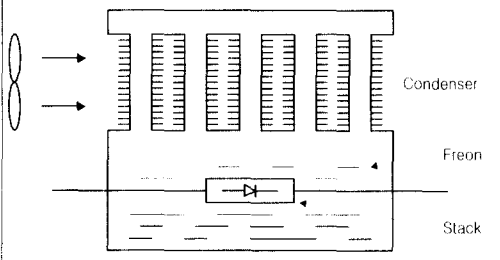
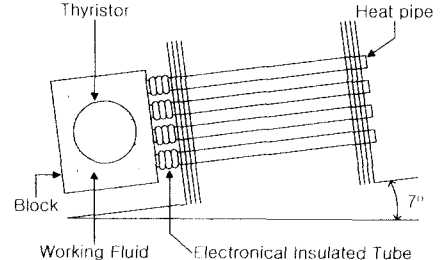
Item	Tank immersed type boiling cooling system	Heat pipe type natural air cooling system
Construction		
Working fluid	freon, perfluorocarbon	perfluorocarbon
Method for element setting	immersion in fluid	set outside
Fluid volume	13 l /phase	0.3 l /phase

표 2 철도차량용 히트파이프 냉각기의 설계 사양
Table 2 Designing specification of heat pipe heat sink for rolling stock

Power loss of semiconductor		500~2000 W/element
Temperature rise of surface of semiconductor		less than 40~55℃
Withstand voltage		more than 6300 V(A.C. for 1 min)
Insulation resistance		more than 2000 MΩ
Ambient	Temperature	shall be normally operate at -25~+40℃
	Humidity	shall be normally operated in less than 95% of relative humidity
	Environment	shall be normally operated under such environment as wind and snow, rainfall, dusting, strong sun radiation
Life		more than 20 years
Tilt Angle		20°

하는 제반요소들의 설계에서는 철도차량용으로 만족해야 할 진동, 충격, 열사이클, 내진압 등의 시험규정들을 고려해야 하지만 본 연구에서는 열수송체인 히트파이프의 증발부 및 응축부 열전달 계수의 파악과 열저항 회로해석을 통한 냉각기의 설계 및 실제 운전조건을 고려하여 열부하, 외기온도, 공기유속의 변화에 따른 성능시험을 수행하고 이 결과들에 대하여 열전달 관점에서 고찰하였다.

2. 냉각기의 구조와 설계

2.1 냉각기의 구조 설계

전력제어 반도체 등 전자부품의 냉각에 요구되는 히트싱크의 설계에 관해서는 그동안 많은 연구들이 수행되었다^[7]. 본 절에서는 히트파이프 히트싱크의 설계를 위한 열적, 환경적 설계사양의 검토로부터 히트파이프 및 냉각기의 각 요소의 설계과정을 아래에서 기술하였다. 히트파이프식 냉각기의 기본적인 구조는 표 1에서 보는 바와 같이 블록에 히트파이프가 병렬로 삽입되어 있고 응축부에는 알루미늄 핀이 설치되어 있다. 그리고 반도체의 양면에는 히트파이프 냉각기가 설치되어 있으며 반도체에서 발생된 열은 블록으로 전도되고, 블록으로부터 히트파이프를 거쳐 핀에서 흡입된 외기에 의하여 방출된다. 표 2는 본 연구의 대상인 전력변환 반도체 냉각기가 만족시켜야 할 조건이다. 반도체 소자의 발열량은 최대 1800W이며 반도체의 정상작동온도는 100℃미만을 유지해야 하므로 외기 온도를 고려할 때 반도체 소자의 공기에 대한 허용 온도 상승치는 40~55℃이다.

따라서 안전을 고려하여 Q=2000W의 최대 발열량과 외기에 대한 반도체의 최소 허용온도 상승치 ΔT=40℃의 설계치를 설정하면 냉각기의 허용 최대열저항 $R_{tot} = \Delta T / Q = 0.02 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ 이다. 한편 냉각기는 동력차량 내부부품들의 설치 구조를 고려하여 소자의 배치, 경사각 등의 구조가 결정되며 본 연구의 대상은 수평면으로부터 최대 20° 미만의 경사를 갖도록 설치되는 구조이다.

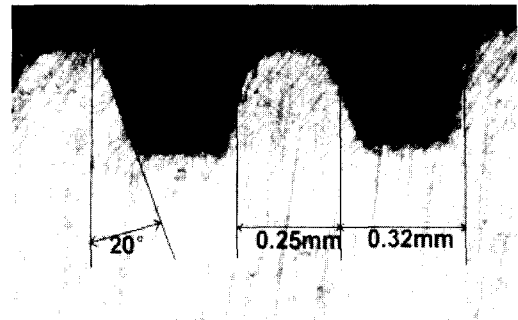


그림 2 관 내벽 그루브의 미세구조
Fig. 2 Microscopic structure of grooved tube

히트파이프의 작동체인 FC-72는 perfluorocarbon의 일종으로 전기적으로 중성이며 화학적으로 매우 안정된 물질로 용기와 적용성(compatibility)이 우수하고 오존층 파괴를 일으키는 염소성분을 포함하지 않아 환경친화적이다. 그런데 히트파이프는 작동유체와 용기의 형상에 따라 최대 수송열부하(maximum heat transport rate)의 제한을 받는다. 관련 연구에 의하면 FC-72는 잠열이 약 93kJ/kg(25℃)로 물, 알콜등에 비

하여 매우 낮기 때문에 FC-72를 작동유체로 사용하는 히트파이프는 증기온도 50~70°C에서 외경 15.88mm인 경우 최대 약 150~200W, 22.23mm인 경우 약 450~500W의 열전달 한계를 갖는다^[8]. 따라서 전력반도체 소자의 최대 발열량과 히트파이프당 최대 수송 열부하 등을 고려하여 히트파이프 용기는 외경 22.23mm의 구리관으로 선정하였다. 히트파이프 용기 내벽은 그림 2와 같이 18°의 나선각(helix angle)을 갖는 130개의 그루브가 설치되어 있으며 히트파이프 단열부에는 증발부와 응축부 사이를 전기적으로 절연시키기 위하여 길이 약 60mm의 세라믹관이 설치되어 있다.

최대 열부하와 소자의 크기등을 고려하여 그림 3과 같이 1개의 블록에 4개의 히트파이프를 병렬로 설치하고 반도체 소자의 양면에 히트파이프 냉각기 2개를 적용하는 냉각시스템을 구성하였다.

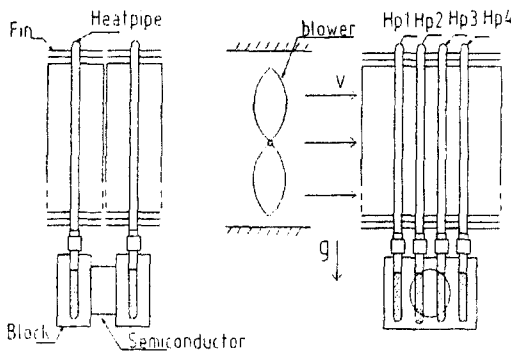
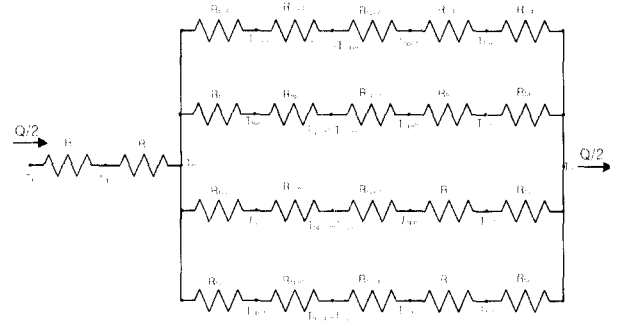


그림 3 히트파이프식 전력반도체 냉각기의 구조
Fig. 3 Power semiconductor device cooling system

한편 히트파이프식 냉각기는 냉각 방법에 따라 자연대류형과 강제대류형으로 구분된다. 자연대류형인 경우 통상 수평면으로부터 5~10°의 경사를 두고 설치하며 구조적으로 단순하고 유지관리 등이 용이하다. 그러나 자연대류형인 경우 동일한 냉각 핀에서의 열전달 계수가 2~3m/s의 강제대류인 경우에 비하여 1/4~1/5정도로 작고 핀 피치도 자연대류형인 경우 통상 8~10mm로 강제대류의 경우인 3~4mm에 비하여 3~4배 크기 때문에 동일한 냉각성능을 확보하기 위해서는 핀수의 증가와 함께 응축부 길이가 매우 길어진다. 통상 히트파이프 냉각기의 경우 냉각기의 공간제한으로 인하여 응축부 길이는 500mm 이내로 설계되며 이러한 경우의 열부하는 대략 500W 미만이다. 따라서 본 연구과제의 경우는 팬을 설치하여 강제대류 열전달로 냉각하는 구조를 선택하였다.

2.2 요소 열저항 해석

각 구성요소 열저항들의 작동온도, 열부하, 공기속도 등의 변화 등에 따른 영향을 검토하기 위해서는 각 요소의 열저항 해석이 필요하다.



- T_j : 반도체 온도(Junction temp)(°C)
- T_{sc} : 반도체 용기표면온도
- T_{bc} : 블록의 표면 온도
- T_{hpc} : 히트파이프의 증발부 온도
- T_{hpc} : 히트파이프의 증기 온도
- T_{hpc} : 히트파이프의 단열부 온도
- T_{hpc} : 히트파이프의 응축부 온도
- T_a : 권표면의 온도
- R_{jc} : 반도체용기의 저항(C/W)
- R_{sc} : 블록과 반도체 표면 접촉저항
- R_{bc} : 블록과 증발부의 열저항
- R_{hpc} : 히트파이프의 증발부 열저항
- R_{hpc} : 히트파이프의 응축부 열저항
- R_{hpc} : 증축부와 핀 사이의 열저항
- R_{fa} : 핀의 대류 열저항
- T_a : 대기 온도

그림 4 히트파이프 냉각시스템의 열저항 회로도
Fig. 4 Thermal resistance network of heat pipe cooling system

그림 4는 4개의 히트파이프로 구성된 1개의 냉각장치에 대한 열회로이다. 이들 요소 열저항들 중에서 앞에서 언급한 작동온도와 열부하, 공기속도에 민감한 요소는 히트파이프의 증발부 열저항 R_{hpc} , 응축부 열저항 R_{hpc} , 핀의 열저항 R_{fa} 이다. 여기서는 이러한 각 열저항에 대하여 간략하게 언급하고자 한다. 증발부, 응축부 및 핀의 열저항은 각각 아래와 같이 표현된다.

$$R_{hpc} = \frac{T_{hpc} - T_v}{h_c A_c}, \quad R_{hpc} = \frac{T_v - T_{hpc}}{h_c A_c},$$

$$R_{fa} = \frac{1}{h_{fa} A_{fc}} \tag{1}$$

여기서 T_{hpc} , T_{hpc} 는 각각 증발부, 응축부 벽의 평균 온도이며 T_v 는 증기온도, A_c , A_c , A_{fc} 는 각각 증발부, 응축부 및 핀의 면적이다. 일반적으로 열사이폰 모드에서 작동하는 히트파이프에 대한 비등 및 응축 열전달 계수에 미치는 인자들은 용기의 형상, 경사각 등 기하학적 인자와 작동온도 및 열부하의 열적인자의 함수로 표시된다. 성능예측을 위한 다양한 형태의 상관

식과 이론식이 제시되고 있으며 본 연구에서는 핵비 등에 기초를 둔 아래의 Rohsenow의 풀(pool)비등 열전달 상관식과 Nusselt의 막응축 이론식에 근거한 예측 상관식을 각각 적용하였다. 먼저 증발부의 경우 Rohsenow의 비등 열전달 상관식은 다음과 같다.

$$\frac{Cp_l(T_w - T_v)}{h_{fg}Pr_l^s} = C_{sf} \left[\frac{q}{\mu h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{(\rho_f - \rho_v)l}} \right]^r \quad (2)$$

여기서 지수 s에 대하여 Rohsenow는 물인 경우 1을, 물 이외의 유체에는 1.7을 추천하고 있다. 그리고 지수 r과 상수 C_{sf}는 표면 액체 조합과 표면상태에 따라 실험적으로 결정되는 값으로 일반적으로 r=0.33이 사용된다. 한편 C_{sf}값은 많은 연구결과에 의하여 여러 액체-표면상태에 따라 그 값이 제시되고 있다¹⁰⁾. Chang & You¹⁰⁾는 FC-72의 비등 열전달에 관한 실험 결과로부터 평평한 구리와 FC-72조합인 경우 C_{sf}=0.011, r=0.34를 제시하였으며 강환국 등¹¹⁾은 30~300W의 열부하 범위와 경사각 7~30° 일 때 열사이폰에서 C_{sf}=0.0036을 제시하였다. 그리고 내부 그루브형 히트파이프의 실험결과는 평평한 표면에 비하여 약 30% 높게 나타났으나 그 경향은 매우 잘 일치하였다. Imura 등¹²⁾은 열사이폰에 대한 많은 실험 데이터로부터 아래의 상관식을 제시하였다.

$$\overline{h}_e = \frac{0.32 \rho_l^{0.65} k_l^{0.3} Cp_l^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} (P/P_{atm})^{0.3} \quad (3)$$

응축부의 열전달 계수는 Nusselt의 응축열전달 상관식을 적용할 수 있다.

$$\overline{Nu}_c = \frac{\overline{h}_c}{k_l} \left[\frac{\nu^2}{g} \frac{\rho_l}{(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.925 Re_l f_\phi^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

여기서

$$Re_l = \frac{Q_c}{\pi d \mu h_{fg}}$$

이며 경사진 열사이폰에 대하여 Gross & Hahne¹³⁾는 경사각을 고려하여 따라 수직(φ=90°)인 경우는 f_φ=1, φ<80°의 경사각에서 f_φ=2.87[d/l_c cos φ]²의 수정 Re_l 수를 제시하였다. 한편 Uehara et al.¹⁴⁾은 액막응축을 기초로 평판 위의 응축에 대해 액막 유동 영역별로 아래의 상관식을 제시하였다.

층류 영역

$$\overline{Nu} = 0.884 Re_l^{-1/4} \quad (0.5 < Re_l < 325 \ Pr_l^{-0.96}) \quad (5)$$

난류 영역

$$\overline{Nu} = 0.044 Pr_l^{2/5} Re_l^{1/6} \quad (Re_l > 325 \ Pr_l^{-0.96}) \quad (6)$$

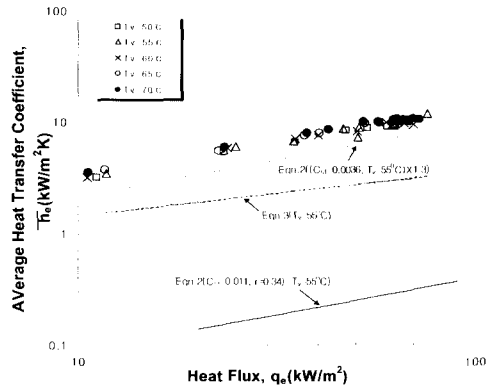


그림 5 증발부 열전달계수의 실험값과 상관식과의 비교
Fig. 5 Comparison of the evaporating heat transfer coefficient between experimental data and correlating equations

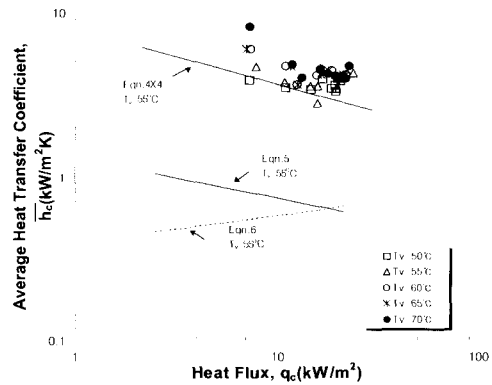


그림 6 응축열전달계수의 실험값과 상관식과의 비교
Fig. 6 Comparison of the condensing heat transfer coefficient between experimental data and correlating equations

그림 5와 6은 이러한 상관식의 적용성을 파악하고자 냉각기에 사용되는 동일한 히트파이프의 성능시험결과와 비교한 것이다. 그림 4의 증발부 열전달 계수의 경우 Chang & You¹⁰⁾가 제시한 C_{sf}=0.011와 r=0.34값의

결과는 실험결과에 비하여 매우 낮은 값을 예측하고 있다. 그리고 열사이클에 사용되는 Imura 상관식의 경우도 실험결과를 과소 예측하고 있다. 이러한 결과는 본 연구에 사용된 히트파이프의 내면 그루브의 열전달 촉진 효과에 의한 것으로 예측된다. 한편 $C_f=0.036$, $r=0.33$ 값에 그루브의 촉진효과를 고려하여 1.3배 한 결과는 약 30% 과소 예측하나 그 경향에서는 잘 일치하고 있다.

응축부 열전달에 관한 강환국 등¹¹¹의 연구에 의하면 Nusselt 모델은 응축부에서는 해석치에 비하여 약 400%정도 실험 결과가 크게 나타났다. 그림 6에 이 결과를 나타내었으며 본 연구의 결과와 비교하면 Nusselt 모델의 예측치는 다소 과소 예측하며 분산되어 있으나 실험치에 접근하고 있다. 그리고 Ueda의 해석모델은 실험치가 4~5배 큰 값을 보이고 있으며 증류모델의 경우는 경향에서 비교적 일치하고 있다. 실험결과가 Nusselt 모델에 비하여 크게 나타나는 것에 대한 이유로는 Nusselt 모델이 매끈한 표면의 관을 대상으로 한 것에 비하여 히트파이프 내면은 그루브가 있기 때문에 이른바 Gregorich 효과에 의하여 응축 열전달 계수가 증가한 것으로 정상적인 설명이 가능하다.

히트파이프 핀 튜브 배열에서의 대류 열전달에 대해 공기유동 및 압력강하에 대해서는 관련 연구 (15)에서 확인할 수 있으며 본 설계에서는 핀에서의 대류 열전달을 관내 유동으로 단순화하여 다음의 Hausen 실험상관식을 적용하였다¹¹⁶.

$$Nu_m = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04(Gz)^{2/3}} \quad (7)$$

여기서

$$Nu_m = \frac{h_{fm}D_h}{k}, \quad Gz = \frac{Re \cdot Pr}{L/D_h}, \quad Re = \frac{vD_h}{\nu}$$

반도체 소자의 크기, 냉각기의 조립 등을 고려한 설치구조 및 이상의 상관식과 실험결과를 이용한 열저항 회로 해석을 통하여 히트파이프 증발부 및 응축부의 길이, 핀의 수 등에 대한 구체적 제원을 결정할 수 있다. 핀의 입구에서 공기유속을 3m/s로 가정하여 최종 결정된 설계사양은 표 3과 같다.

표 3 히트파이프 히트싱크의 제원
Table 3 Specifications of heat sink device

Heat pipe	working fluid :FC-72 charge rate : 70% of evaporator volume outer diameter : 22.23mm length of evaporator : 120mm length of adiabatic : 80mm length of condenser : 380mm
Block	130mm×160mm×35mm material : aluminium
Dimension	250mm×58mm×0.8mm pitch : 3mm (126pcs.) material : aluminium
Thermal load	1kW/1set

3. 성능시험장치 및 실험방법

이 설계 사양에 따라 그림 7과 같이 히트파이프식 냉각기를 제작하였다. 실제의 설치구조는 총 7개의 냉각기와 각 2개의 IGCT와 다이오드가 병렬로 설치되는 구조이며 성능실험에서는 1개의 반도체 소자 양면에 2개의 냉각기가 부착한 구조를 갖도록 하였다. 증발부에는 반도체 소자와 동일한 형상의 전기 저항식 발열체를 약6ton의 하중으로 밀착하도록 하였고 응축부는 냉각공기의 유동을 위해 4각 덕트내에 설치하였다.

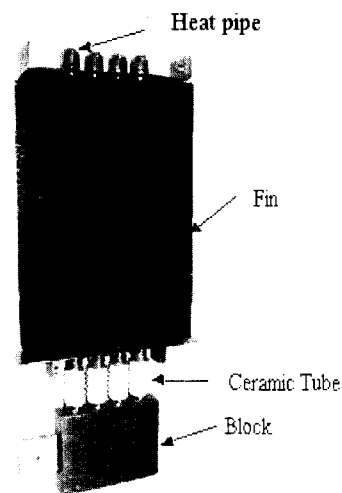


그림 7 히트파이프 냉각기
Fig. 7 Heat pipe heat sink

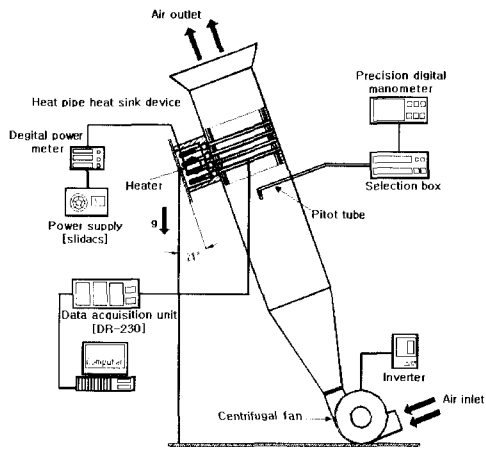


그림 8 성능시험 장치도
Fig. 8 Experimental test setup for performance test

그림 8은 성능 실측실험을 위한 장치이다. 냉각기 각부의 온도를 계측하고자 발열체 표면에 2개, 좌, 우 2개의 냉각기 중 하나의 냉각기의 블록 표면과 측면에 히트파이프의 길이방향으로 각 3개, 4개 히트파이프의 단열부에 6개, 유동 방향으로 2번째 히트파이프의 응축부에 길이방향으로 균일하게 3개, 그리고 응축부 길이방향으로 균일한 거리에 설치된 2개의 핀 표면에 공기 유동방향으로 각각 8개, 그리고 반대편 냉각기의 각부에도 2개의 열전대를 부착하였다. 실험과정은 다음과 같이 진행하였다. 먼저 히트파이프 냉각기가 시동할 때의 시동특성을 파악하고자 일정한 풍속을 유지한 상태에서 갑자기 2kW의 열부하를 가한 후 정상상태에 도달할 때까지의 온도를 데이터 획득장치(DR230, Yokogawa)로 기록하였다. 정상상태의 냉각성능을 파악할 때에는 풍속을 유지한 상태에서 공급열부하를 단계적으로 1000W~2000W까지 상승시켜 정상상태에 도달하면 냉각기 요소의 각 측정점 온도를 기록하였다.

또한 풍속의 변화에 따른 성능을 파악하고자 1800W의 열부하에서 1~3m/s의 범위에서 풍속을 변화하며 냉각기의 성능을 시험하였다. 그리고 수평면으로부터 경사각 7~20° 범위 내에서 경사각의 영향을 검토하였다. 덕트 내부 핀 앞단에서 전압과 정압을 측정하고자 피토크를 설치하고 정밀 마노메타 (Precision digital manometer, Yokogawa)로 계측하였으며 열선 풍속계(Anemomaster, Kanomax)로 계측된 데이터와 비교하였다. 계측은 균일한 간격으로 덕트의 가로 및 세로 방향으로 측정점을 이동하며 총 12지점에서 계측한 후 그 값을 평균하여 속도값을 결정하였다. 열부하가 증가함에 따라 히트파이프를 포함한 각부의 온도는

상승하며 단열부에서 계측된 평균 온도를 증기온도로 파악하고 이 때의 물성값을 결정하였다. 냉각기의 총 열저항은 열부하와 블록 및 입구 공기온도로부터 아래의 상관식으로 계산하였다.

$$R_{tot} = \frac{\overline{T_b} - T_a}{Q} \quad (8)$$

4. 성능시험 결과 및 고찰

그림 9는 풍속 V=1.5m/s로 일정한 상태에서 냉각기에 열부하 Q=2000W를 갑자기 공급하여 정상상태에 도달할 때까지의 각 부 온도를 나타낸 그림이다. 그림에서 열부하를 가한 후 블록의 온도는 선형적으로 증가하여 약 60°C에 도달한 후 갑자기 약 5°C 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 결과는 히트파이프 내부 작동유체의 첫 핵비등에 따르는 과열도에 의한 것으로 관련연구에 의하면 물, 에탄올 등에서는 과열도가 40~60°C에 이르는 경우가 있다¹¹⁾. 한편 첫 핵비등에 의해 급격하게 응축부로 열이송이 이루어지면 응축부와 핀의 온도가 갑자기 증가하고 있으며, 이후 완만하게 온도가 상승하며 정상상태에 이르고 있다. 이러한 초기 핵비등에 의한 전력반도체의 과열을 방지하기 위해서는 저온 시동시 워밍업 과정이 필요하다. 그러나 그림 9에서 보는 것과 같이 초기 과열에 의한 블록의 최대 온도는 정상상태에 도달한 후의 온도와 유사한 허용상승온도내의 값을 보여 시동에 따른 문제는 크지 않을 것으로 사료된다.

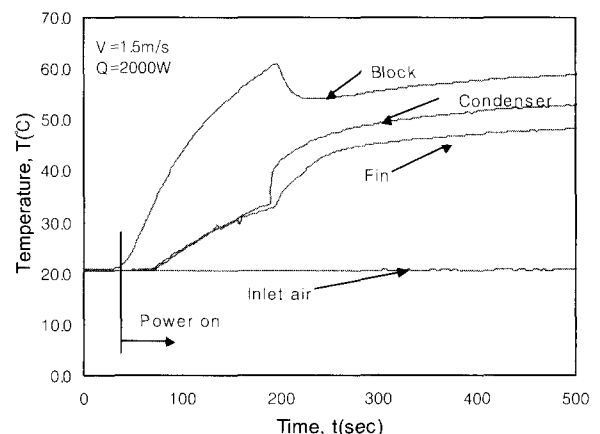


그림 9 시동과정에서의 온도분포
Fig. 9 Wall temperature variation with time during start up operation

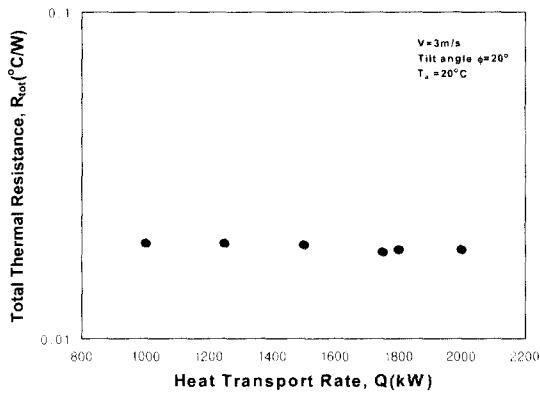


그림 10 열전달을 변화에 대한 총열저항
Fig. 10 Total thermal resistance of heat sink device along with heat transport rate

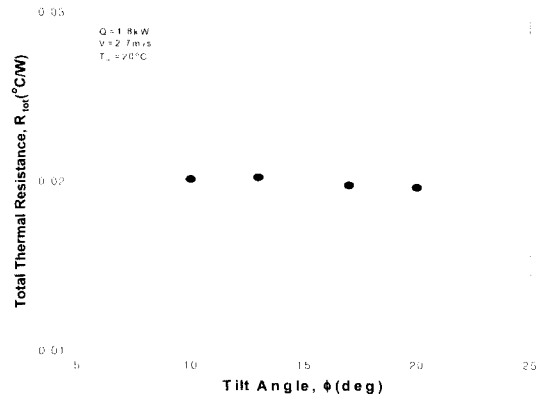


그림 12 경사각에 대한 냉각기의 총 열저항
Fig. 12 Total thermal resistance of heat sink device along with tilt angle

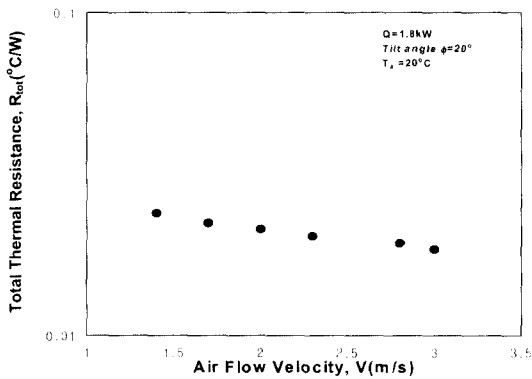


그림 11 냉각공기 유속에 대한 총 열저항
Fig. 11 Total thermal resistance of heat sink device along with air velocity

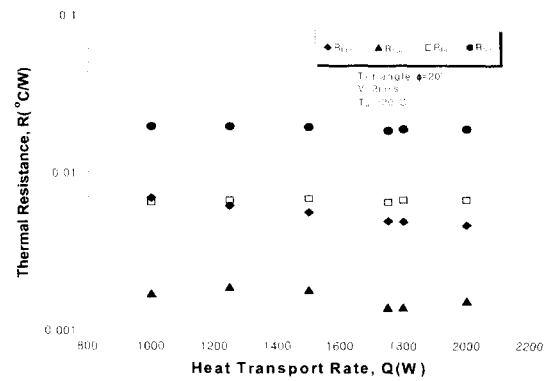


그림 13 열부하에 대한 주요 요소 열저항 변화
Fig. 13 Thermal resistance versus thermal load for some important elements

그림 10은 3m/s의 속도를 유지한 상태에서 열부하에 대한 총 열저항의 측정 결과를 나타낸 그림이다. 총 열저항은 열부하 증가에 따라 10%범위에서 완만하게 감소하고 있다. 이러한 이유는 아래에서 설명할 그림 13에서 보는 것과 같이 열부하 증가에 히트파이프의 열저항이 감소하기 때문이다. 그림에서 최대 예상 열부하 1800W의 열저항은 0.018°C/W로써 전 구간에서 설계 목표치를 만족하고 있다.

그림 11은 1800W의 일정 열부하에서 풍속 변화에 따른 총 열저항 측정값을 나타낸 그림이다. 풍속증가는 핀에서 대류 열전달 계수의 증가를 초래하고, 이 결과 열저항은 빠르게 감소하는 것을 볼 수 있다. 그림에서 0.02°C/W의 열저항 목표치는 약 2.5m/s이상의 풍속에서 얻을 수 있다.

그림 12는 열저항에 미치는 경사각의 영향을 나타내고 있다. 경사각 7~20°범위에서 경사각의 영향이 미소함을 알 수 있다. 경사각의 증가는 히트파이프 응축부에서 열저항의 감소를 초래하지만 본 연구에서는 경사각의 변화 범위가 좁고 그림 13에서 볼수 있듯이 전체 저항에서 히트파이프 응축부의 열저항이 상대적으로 미소하기 때문이다.

그림 13은 약 3m/s의 풍속에서 냉각기의 요소저항들 중에서 상대적으로 값이 큰 핀과 히트파이프의 증발부, 응축부 및 핀의 열저항 측정결과를 비교한 것이다. 핀에서 대류 열저항과 히트파이프의 증발부 열저항이 각각 0.007~0.008°C/W로 이값은 총 열저항의 각각 약 30~40%의 값에 해당하며, 응축부 열저항은 약 0.002°C/W로 상대적으로 매우 작다. 히트파이프에서

증발부 열저항이 응축부보다 상대적으로 큰 이유는 증발부와 응축부 열전달 계수는 각각 근사한 크기의 값을 나타내지만 증발부 길이가 응축부 길이의 약 1/4 정도로 짧기 때문이다.

그림 14는 입력 열부하가 8개의 히트파이프로 균일하게 전달된다고 가정하고 공기 유동 방향으로부터 2번째 히트파이프 및 핀에서의 열전달 계수의 예측값과 앞절에서 제시한 열전달 계수 상관식중 비교적 실험값에 접근한 상관식을 비교한 것이다. 그림에서 실험값은 비교적 상관식들과 접근된 결과를 보이고 있다. 다만 열부하가 큰 경우 그 차가 증가하며, 증발부의 경우 실험값을 과소 예측하는 그림 5의 결과와 다소 차이가 있다. 이러한 결과는 냉각기에서 총 8개의 히트파이프로 열이 전달될 때 원형인 전기 방열체와 냉각기 블록의 설치구조상 열전달 경로가 일정하지 않고 냉각공기의 유동통로에서의 온도상승에 따라 응축부 핀에서 4개의 히트파이프로 전달되는 실제 수송 열부하가 서로 다르기 때문으로 보인다.

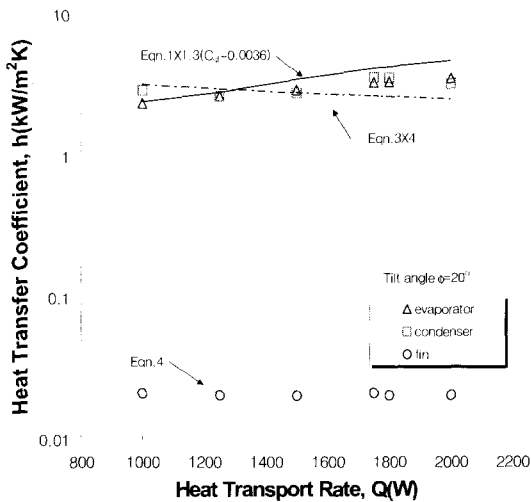


그림 14 열전달 계수의 상관식과 실험값의 비교
Fig. 14 Comparison between predictions and experimental data for heat transfer coefficients

5. 결 론

최대 1800W의 방열을 갖는 전력반도체 소자를 풍속 3m/s의 강제대류 냉각으로 외기와의 표면 온도차 40℃를 유지하도록 하는 히트파이프식 냉각기를 설계, 제작하고 열전달 성능 시험을 수행하였다. 먼저 냉각기를 구성하는 각 요소의 열저항을 예측하고자 비등,

응축 및 대류 열전달에 관한 상관식을 검토하고 히트파이프의 비등 및 응축열전달에 관한 실험값과 비교하여 적용성을 파악하였다. 이 결과 증발부는 Rohsenow의 비등 열전달 상관식이 응축부의 경우에는 Nusselt의 응축 열전달 상관식에 수정계수를 적용함으로써 요소 열저항 예측이 가능하였다. 제작된 냉각기에 대한 성능시험 결과 예상 최고 열부하 1000~2000W에서 최대 열저항이 0.02℃/W미만으로 초기 설계 목표치를 만족시켰다. 그리고 공기 유속 2m/s 이상일 때 이 목표치를 만족할 수 있었다. 대류 열저항과 증발부의 열저항은 총 열저항의 30~40%를 차지하였으며 열전달율과 7~20° 범위의 경사각이 전체 열저항에 미치는 영향은 미소하였다. 열전달 계수를 예측하는 몇가지 상관식은 실험결과와 비교적 접근되었으며, 관련 열저항의 예측 상관식들 및 설계 방법에 대한 신뢰성을 확인할 수 있었다.

본 연구는 현대중공업의 '주전력 변환장치 개발에 관한 연구'의 위탁과제로 수행되었음.

Appendix

- C_p : 정압비열, [J/kgK]
- C_{sf} : 표면-액체 조합에 따른 상수
- d : 히트파이프 직경 [m]
- D_h : 수력 직경 [m]
- g : 중력 가속도 [m/s^2]
- h : 열전달 계수 [W/m^2K]
- h_{fg} : 증발 잠열 [J/kg]
- k : 열전도율 [W/mK]
- L : 핀의 끝단으로부터의 거리 [m]
- l : 히트파이프 길이 [m]
- P : 압력 [pa]
- Pr : Prandtl 수, $\frac{C_p \mu}{k}$
- Q : 열전달율 [W]
- q : 열유속 [W/m^2]
- R : 열저항 [$^{\circ}C/W$]
- T : 온도 [$^{\circ}C$]
- ΔT : 요소의 온도차 [$^{\circ}C$]
- V : 덕트내 속도 [m/s]

그리스문자

- ν : 동점성 계수 [m^2/s]
- μ : 점성계수 [Ns/m^2]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- σ : 표면장력 [N/m]

φ : 수평면으로부터의 경사각 [deg]

하첨자

- | | |
|--------------|-------------|
| a : 외기 | atm : 대기압 |
| b : 불복 | c : 응축부 |
| e : 증발부 | f : 핀 |
| hp : 히트파이프 | l : 액체 |
| m : 평균값 | o : 관 외부 |
| tot : 전체 | v : 증기 |

참 고 문 헌

[1] 김찬기, "HVDC시스템의 수냉식 냉각 시스템" *전력전자 학회 논문지* 제4권 제3호, pp. 257~267, 1999.

[2] Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura, Y., Kotani, M., and Sotani, J., "Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe [POWERKICKER-E] for Rolling Stock", *Furukawa Review*, No. 12, pp. 82~93, 1993.

[3] Murase, T., Endo, T. and Koizumi, T., "Heat Pipe Cooling System for Thyristors", 5th Internal Heat Pipe Conference, Tsukuba, Japan, May, pp. 14~18, 1984.

[4] Polšek and Zelko, M., "Thermal Control of Electric Components by Heat Pipes and Thermosyphons. A Historical Review", *10th International Heat Pipe Conference*, Stuttgart, Germany, X4, 1997.

[5] 강환국, 김재진, 김철주, "전력제어 반도체 냉각용 열파이프 냉각장치의 열전달 성능연구", *설비공학회 논문집* 제 13권 제8호, pp. 701~709, 2001.

[6] 이기우, 박기호, 전원표, "PFC 작동유체사용 U형 히트파이프의 열전달 특성연구", *설비공학 논문집*, 제 13권 제8호 pp. 796~802, 2001.

[7] 이기우, 이계중, 장기장, 이영수, 주재현, "전자부품 냉각용 히트싱크의 열전달 방법에 관한 고찰", *93 에너지 R&D*, 제15권 제2호, 153~171, 1993.

[8] 강환국, 김철주, 김재진, "PFC 히트파이프의 열전달 한계에 관한 연구", *공기조화 냉동공학회 논문집* 제11권 제 3호, pp. 313~320, 1999.

[9] Piore, I.L., "Experimental Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation" *Int. J of Heat Mass Transfer*, Vol. 42, No. 11, pp. 2003~2013, 1999.

[10] Chang, J. Y. and You, S. M., "Boiling Heat Transfer Phenomena from Micro Porous and Porous Surfaces in Saturated FC-72", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 18, pp. 4437~4447, 1997.

[11] 강환국, 김철주, 김재진, "Perfluorocarbon 히트파이프의 열전달 계수에 관한 연구", *에너지공학회 논문집* 제7권 제2호 pp. 194~201, 1998.

[12] Imura, H., Kusada, H., Oyata, J., Miyazaki, T. and Sakamoto, N., "Heat Transfer in the Two Phase Closed Thermosyphon", *Trans. JSME*, Vol. 45, pp. 712~722, 1979.

[13] Gross, U., Hahne, E., "Reflux condensation Inside a Two Phase Thermosyphon at Pressure up to the Critical", *Proc. 8th Int. Heat Transfer Conf.*, Sanfrancisco, CA, pp. 1613~1620, 1986.

[14] Uehara, H., Kusuda, H., Nakaoka, T., Yamada, M., "Film wise Condensation for Turbulent Flow on Vertical Plate", *Heat Transfer Japan Research*, Vol. 12, No. 2, pp. 85~96, 1983.

[15] 이수영, 홍성은, 강환국, 김성훈, 김철주, "평판, Fin-tube 배열을 갖는 히트파이프 히트싱크의 라디에이터를 통과하는 공기 유동에 대한 대류 열전달 및 압력강하 연구", *한국에너지공학회지* 제9권 제3호, pp. 212~220, 2000.

[16] Ozisik, M. N. *Heat Transfer*, McGraw Hill Book Co., pp. 281~338, 1985.

[17] 김철주, 문식환, 강환국, "밀폐형 2상 열사이폰의 Pool 내부 Pulse Boiling에 관한 연구", *대한기계학회논문집*, 제21권 제10호, pp. 1254~1261, 1997.

저 자 소 개



강환국(姜煥國)
 1967년 2월 9일생. 1990년 성균관대 기계공학과 졸업. 1992년 동 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1996년 동 대학원 기계공학과 졸업(박사). 1997년~1999년 성균관대 기계기술연구소 연구원. 1999년~2000년 U.C. Berkeley Post doc. 1998년~현재 (주)대흥기업 기술연구소 소장.



김철주(金哲主)
 1949년 5월 20일생. 1972년 연세대학교 기계공학과 졸업. 1977년 동 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1982년 프랑스 Univ. de Poitier 졸업(박사). 1993년~1994년 Texas A&M Univ. Visiting Scholar. 1982년~현재 성균관대학교 기계공학부 교수. 성균관대 미래가전 연구센터장.

S