

PFC 작동유체 사용 U형 히트파이프의 열전달특성 연구

이 기 우[†], 박 기 호, 전 원 표

한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

Heat Transfer Characteristics of the U-shape Heat Pipe using Working Fluid of PFC

Ki-Woo Lee[†], Ki-Ho Park, Won-Pyo Chun

Waste Heat Utilization Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

(Received January 19, 2001 : revision received June 4, 2001)

ABSTRACT: The purpose of the present study is to examine the heat transfer characteristics of the U-shape heat pipe for the cooling of semiconductor in subway train. Perfluoro-carbon (PFC) was used as working fluid. Temperature distribution on the surface and heat transfer coefficients were investigated according to the working fluid volume percent and heating rate. The results were as follows; Optimum volumetric percent of working fluid was from 80% to 90%, and heat transfer coefficients of evaporation and condensation were as follows, respectively.

$$h_{ie} = 0.37 x \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3}, \quad h_{ic} = 4.2 \left(\frac{k_i^3 \rho_i^2 g h_{fg}}{\mu_i q_c l_c} \right)^{1/3}$$

Key words: The U-shape heat pipe(U형 히트파이프), Working fluid quantity(작동유체 주입량), Heat transfer coefficient(열전달계수), Electronic cooling(전자냉각), PFC(퍼플로카본)

기 호 설 명

A_{ic}	: 응축부의 내부전열면적 [m ²]	ρ_l, ρ_v	: 액체의 밀도와 증기의 밀도 [kg/m ³]
A_{ie}	: 증발부의 내부전열면적 [m ²]	σ	: 액체의 표면장력 [kg/sec ²]
T_{oc}	: 응축부 외표면의 온도 [°C]	h_{fg}	: 증발잠열 [kcal/kg]
T_{oe}	: 증발부 외표면의 온도 [°C]	h_{ic}	: 응축 열전달계수 [W/m ² K]
T_v	: 포화온도 온도 [°C]	h_{ie}	: 증발 열전달계수 [W/m ² K]
d_i	: 파이프의 내경 [m]	k_l	: 액체의 열전도율 [W/m K]
g	: 중력가속도 [m/sec ²]	c_p	: 비열 [J/kg K]
		μ_l	: 점도 [Pa-s]
		P_i	: 관내부의 압력 [Pa]
		P_o	: 대기의 압력 [Pa]
		q_c	: 반경방향의 열유속 [W/m ²]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3166; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: kwlee@kier.re.kr

1. 서 론

전자기기는 사용중에 열의 발생을 피할 수 없으므로 냉각을 하여야 하며, 만약 냉각이 잘되지 않아 전자기기의 접점온도가 125℃로 높아지면 파손율은 25℃일 때보다 거의 10배로 증가하며, 접점부위의 온도변화가 심한 부품과 그렇지 않은 기기와의 수명비교에서는 온도변화의 폭이 심한 경우가 1/6 정도 수명이 단축되는 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁾ 특히 전자부품 접점부위의 온도를 125℃ 이하로 낮추기 위해 기존의 냉각에서는 알루미늄을 압출하여 제작한 각종의 히트싱크가 사용되어 왔다.

이러한 알루미늄 압출형 히트싱크는 압출공정상의 문제로 흰의 높이를 크게 하기 위해서는 흰의 두께도 커져야 하므로 부피와 무게가 커지는 단점이 있으므로 최근 전자부품의 성능이 대용량화하면서 크기는 소형화하는 추세에 대응하기에는 매우 어려워지고 있는 것이 현실이다. 이러한 문제를 해결할 수 있는 것이 히트파이프를 이용한 히트싱크이며, 방열성능은 약 50% 정도 향상되면서 크기는 1/2 정도로 소형화가 가능하다.

국내에서도 전자부품의 냉각용으로 히트파이프 기술이 개발되면서 고속전철의 건설과 함께, 지하철 차량과 철도 차량의 냉각장치에 히트파이프 적용기술에 관심이 커지고 있다. 지하철 및 고속전철 등 전기를 사용하는 차량은 AC 모터 사용과 속도제어용 VVVF 인버터 등이 사용되며, 인버터 시스템에는 IGBT(Insulated Gate Bipolar Transistor) 모듈을 사용하므로 발생열량이 2kW에 상당하고 있어 냉각장치의 중요성은 매우 커

지고 있다.⁽²⁾ 특히 선진국에서는 이미 지하철도에 사용되는 전자부품의 냉각용으로 고성능의 히트파이프 기술이 실용화되면서,⁽³⁾ 국내에서도 일부 수입에 의존하고 있는 실정에 있으므로 고속전철 시대에 대비하고 히트파이프 기술을 이용한 지하철 차량용 반도체 냉각장치의 고성능화를 위해 이의 국산화는 필수적이라고 할 수 있다.

이러한 전자부품 냉각용 히트싱크에 사용하는 히트파이프는 응축부가 증발부보다 매우 긴 것이 일반적이며, 또한 직경도 작은 것이 많이 사용되고 있으나, 이러한 경우에는 열수송 한계에 의해 사용이 제한되고, 작동유체의 주입량이 성능에 영향을 크게 미치는 경우가 많다.

따라서 본 연구에서는 지하철 차량용 반도체의 냉각용에 적합한 작동유체를 PFC로 하고, 히트파이프 형상은 증발부를 V형으로 하여 히트파이프 요소에서 가능한 증발면적을 증가시키고자 하였고, V형의 증발부 양끝을 U자형으로 하여 응축부에는 파이프를 2개로 한 히트파이프 요소를 제작하였다. 그리고 증발부와 응축부의 길이 비가 큰 경우에는 작동유체의 주입량이 중요한 성능인자로 작용하므로 작동유체의 주입량과 가열량에 따른 히트파이프의 온도분포, 증발열저항 및 응축열저항값을 도출하여 반도체 냉각용 히트파이프 히트싱크의 설계자료로 활용이 가능하게 하였다.

2. U형 히트파이프 요소의 설계

지하철 차량 반도체의 냉각용 히트파이프 요소 파이프의 직경은 15.88 mm, 증발부길이는 196 mm

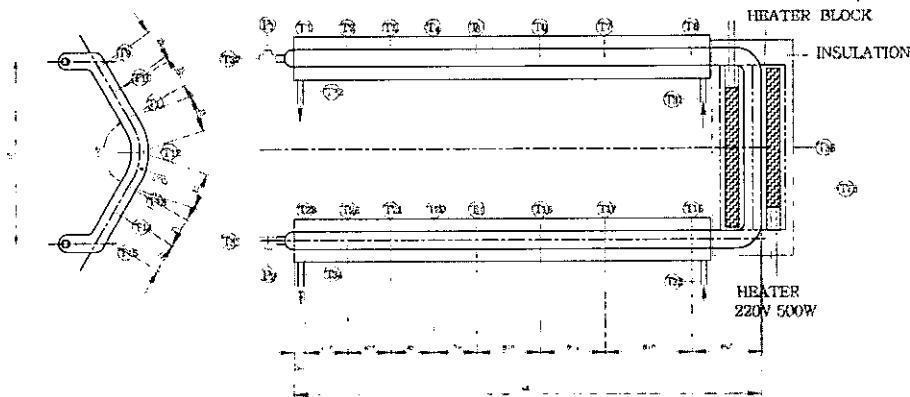


Fig. 1 Heat pipe element.

로 하였다. 증발부에서 흡수한 열량을 응축부에서 공기에 의해 냉각시키기 위해서는 환을 부착하여 전열면적의 확대가 필요하므로 응축부의 길이는 환의 숫자, 즉 전열면적의 확대를 위해 최소길이를 길이비 3.67인 응축부길이 719.3 mm로 하였다. 그리고 응축부가 차지하는 부피를 줄이기 위해 Fig. 1과 같이 파이프의 중앙부를 증발부로 하고, 양쪽을 응축부로 하는 구조로 하여 중앙의 증발부와 양쪽에 2개의 응축부로 구성하고, 작동유체는 PFC로 하였다. 그리고 양쪽의 응축부에 니들밸브를 설치하여 진공과 작동유체의 주입량을 변경할 수 있도록 하였다.

3. 성능실험장치 및 방법

3.1 성능실험장치

Fig. 2는 히트파이프 요소의 성능실험을 위한 실험장치의 전체 구성도이며, 증발부는 V자형으로 하여 반도체를 부착할 수 있도록 블록을 설치하고 양쪽의 응축부에는 수냉각을 위해 water jacket을 유리관으로 제작하였다. 파이프의 내벽에는 증발 및 응축열전달 효과를 향상시키기 위해 원주 방향의 그루우브 형상을 가공하였으며, 양쪽 끝에 포화온도와 압력을 측정하고, 작동유체 주입량에 따른 성능실험을 반복적으로 할 수 있도록 진공밸브를 부착하였다. 이러한 요소에 대해 성능을 구하기 위해서는 가열량, 각 부위에서의 표면온도, 내부의 포화온도 및 압력을 측정하여야 하므로 증발부에 열전대를 7개, 응축부에

모두 16개를 설치하였다. 응축부에는 증발부 쪽에서 80 mm 간격으로 1개 설치하고 60 mm 간격으로 2개, 40 mm 간격으로 5개를 설치하였고, 증발부에는 23 mm 간격으로 좌우대칭으로 7개를 설치하여 온도를 측정하였다.

히트파이프의 증발부에 공급되는 열량은 증발부 전체에 고르게 전달되게 하기 위하여 가열용 블록을 사용하였으며, 가열용 블록은 내부에 3개의 250 watt의 전기가열기를 설치하여 최대 750 watt를 가열할 수 있게 하였다. 외부로의 방열손실을 줄이기 위하여 두께 12.5 mm의 세라믹판 ($\lambda=0.07 \text{ W/m}^\circ\text{C}$)으로 가열용 블록을 단열하였으며 가열용 블록의 표면과 단열된 외부표면의 온도를 측정하여 방열손실을 계산할 수 있도록 구성하였다.

응축부의 수냉각을 위하여 양쪽 응축부위에 길이 395 mm, 직경 40 mm의 파이렉스 유리관으로 워터자켓을 설치하고 표면을 10 mm 두께의 우레탄폼의 단열재로 단열을 하였다. 또한 응축부의 내부온도와 압력을 측정하기 위하여 응축부 내부에 압력계 2개와 K-type의 열전대 2개를 설치하여 가열량이 증가할 때와 dry-out되는 때의 압력 변화와 온도를 기록하였으며, 히트파이프의 경사각은 7° 로 하고 양쪽의 응축부가 상부에 위치하도록 하였다.

3.2 실험방법

성능실험방법은 작동유체 주입량, 가열량 및 냉각수의 온도를 변화시켰으며, 작동유체 주입량 및

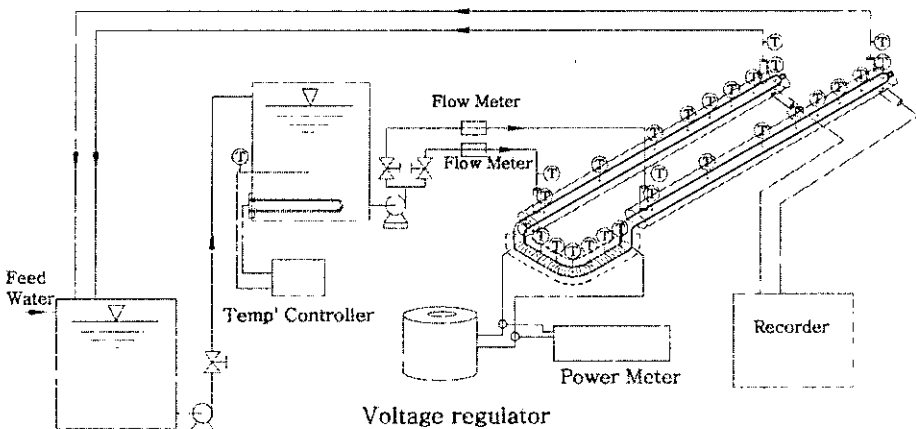


Fig. 2 Experimental apparatus.

가열량을 변화시켰으며, 증발부의 내부체적 23.92 cc에 대해서 작동유체의 주입률이 100%인 23.92 cc를 기준으로 90%, 80%, 70% 및 60%로 주입하였으며, 가열량은 50 watt에서 500 watt까지 50 watt 간격으로 변화시켜 dry-out이 일어나는 가열량까지 가열하여 성능실험을 수행하였으며, 냉각수온도는 30℃, 40℃ 및 50℃로 변화시켰다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 작동유체 주입량과 가열량에 따른 온도분포

Fig. 3에서 Fig. 7은 작동유체의 주입량을 각각 60%, 70%, 80%, 90% 및 100%에서 가열량에 따

른 히트파이프의 각 부위의 표면온도분포를 나타낸 것으로, 여기서의 냉각수온도는 40℃로 하였으며, 위치 1~7과 17~23은 응축부의 표면온도이고, 8과 16은 단열부, 9~15는 증발부 표면온도이다. Fig. 3에서 작동유체 주입량이 60%인 경우에는 가열량이 190 watt에서 증발부 표면의 온도가 매우 불안정한 상태에서 작동이 되었으며, 그 이상의 가열량에서는 증발부 표면온도가 급상승하여 작동이 불가능하였다. Fig. 4의 70%에서는 증발부의 표면온도가 위치에 따라 차이는 있지만, 가열량 250 watt에서도 70℃를 초과하지 않고 있으나, 300 watt에서는 국부적으로 매우 높은 온도분포를 나타내 계속적으로 실험을 수행할 수 없어 dry-out 상태라고 볼 수 있다.

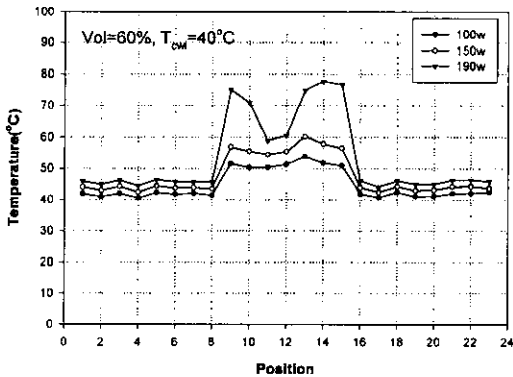


Fig. 3 Temperature distribution in the heat pipe at the PFC volumetric percent of 60%.

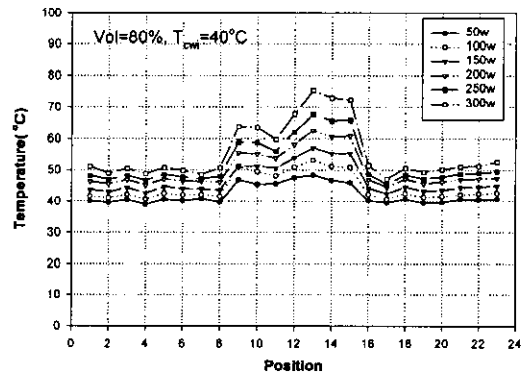


Fig. 5 Temperature distribution in the heat pipe at the PFC volumetric percent of 80%.

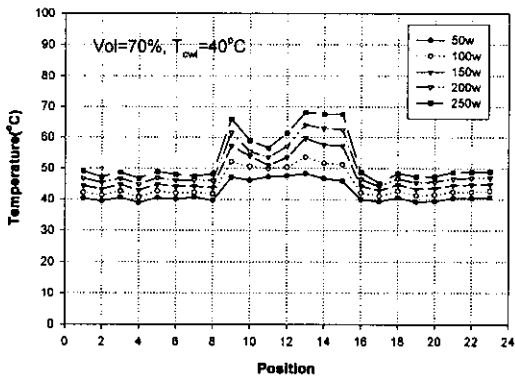


Fig. 4 Temperature distribution in the heat pipe at the PFC volumetric percent of 70%.

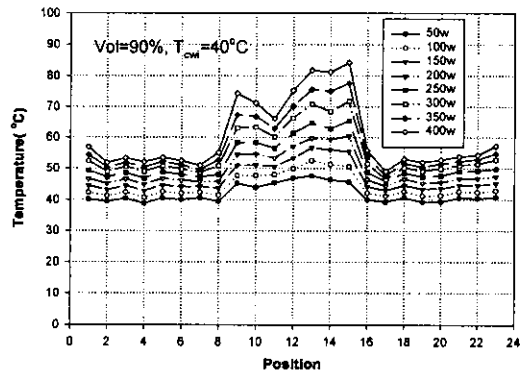


Fig. 6 Temperature distribution in the heat pipe at the PFC volumetric percent of 90%.

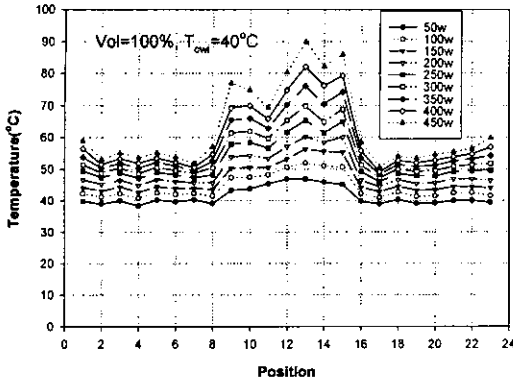


Fig. 7 Temperature distribution in the heat pipe at the PFC volumetric percent of 100%.

Fig. 5는 작동유체 주입량 80%일 때의 표면 온도분포로 300 watt까지는 작동이 가능하였으나 350 watt에서 급격히 상승하였으며, Fig. 6의 90%에서는 400 watt까지 작동이 가능하였으며, Fig. 7의 100%에서는 450 watt까지 작동이 가능하여 결론적으로 작동유체의 주입량이 많을수록 사용 가능한 가열량 범위도 증가하는 것을 알 수 있었으며, 그러나 주입량을 100% 이상으로 하는 것은 응축부까지 작동유체가 점유하게 되어 성능을 저하시킬 수 있으므로 주입량은 100% 미만이어야 하며, 성능과 사용한계 가열량을 만족하는 범위라면 가능하면 주입량은 적게 하는 것이 바람직하므로 250 watt에서 사용하겠다고 하면 적정주입량 범위는 70%, 만약에 사용가열량을 450 watt까지 하겠다고 하면 100%가 적정주입량 범위라고 할 수 있다.

그러나 반도체 냉각용은 점점의 온도가 110°C를 초과하지 않아야 하므로 공기의 온도를 최대 40°C로 가정하고 응축부 표면에서의 대류열저항을 고려하여 증발부 표면의 점점온도는 110°C를 넘지 않아야 하므로 사용 가능한 가열량 범위는 응축부의 원형상과 크기에 의해 결정되어야 한다.

4.2 증발 열전달계수 및 관계식 도출

작동유체로 PFC를 사용하고 주입량을 증발부 내체적의 60%에서 100%까지 변화시킨 경우에 가열량에 따른 증발 열전달계수, h_{ie} 를 나타낸 것이 Fig. 8이다. 여기서 h_{ie} 는

$$h_{ie} = \frac{Q_{we}}{A_{ie}(T_{ie} - T_v)} \quad (1)$$

로부터 구하였으며, Q_{we} 는 가열량이며, A_{ie} 는 증발부내 표면적, 그리고 T_{ie} 와 T_v 는 증발부내 표면온도와 포화증기온도로서 T_{ie} 는 증발부 표면의 측정온도의 평균값으로부터 Fourier의 열전도식에 의해 산출한 값이며, T_v 는 측정값이다. Fig. 8에서 급격히 증발 열전달계수가 떨어진 것은 열수송량의 한계로 나타난 것이며, 주입량이 적을수록 사용한계의 가열량은 낮아지고, 또한 가열량이 많을수록 증발 열전달계수도 커진다는 것을 알 수 있다. 작동유체로 PFC를 사용하고, 증발부 길이의 3.67배인 응축부를 갖는 본 제품의 경우에는 작동유체의 주입량은 증발부 체적을 채울 수 있는 범위, 즉 100%에서 증발 열전달계수는 가장 크며, 가열량 100 watt에서 1,500 w/m²-°C, 가열량 300 watt에서 3,500 w/m²-°C으로 나타났다.

이러한 씨모사이폰식 히트파이프에서 증발 열전달계수를 포화증기의 물성치와 관련하여 수식화하기 위해 井村⁽⁴⁾의 증발부의 열전달계수 h_{ie} 의 유사식을 활용하여 정리하면 다음과 같다.

$$h_{ie} = ax \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3} \quad (2)$$

$$x = \frac{\rho_i^{0.65} k_i^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_i^{0.1}} \quad (3)$$

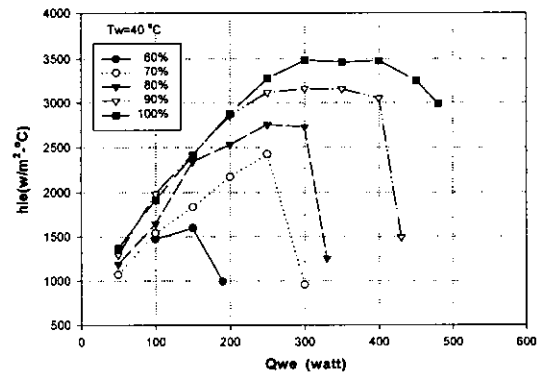


Fig. 8 Evaporation heat transfer coefficients by the volumetric percent of working fluid.

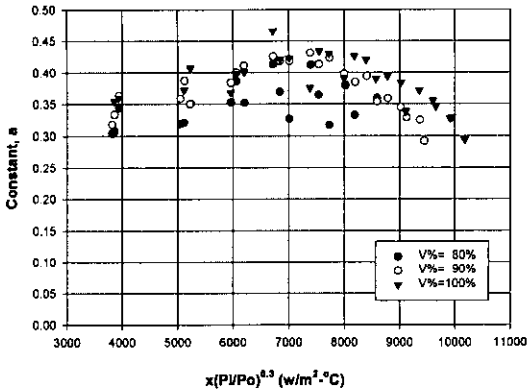


Fig. 9 Constant of evaporator heat transfer coefficients.

즉, h_{ie} 는 포화압력의 무차원항, 작동유체의 물성치 및 열유속의 관계에 의하여 정리가 가능하게 된다. 식(2)에서 $x(P_i/P_o)^{0.3}$ 을 횡축으로 하고 실험에서 구한 h_{ie} 의 비례상수 a 를 종축으로 하여 주입량 80%, 90% 및 100%에 대해서 $x(P_i/P_o)^{0.3}$ 와 h_{ie} 의 관계를 나타낸 것이 Fig. 9이다. Fig. 9에서 작동유체를 히트파이프 증발부내 체적의 80%에서 100%로 하는 경우에 식(2)의 상수 $a=0.37$ 의 범위에 있으므로 증발 열전달계수, h_{ie} 는

$$h_{ie} = 0.37x \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3} \quad (4)$$

로 정리할 수 있다. 여기서 오차범위는 $\pm 20\%$ 로 볼 수 있다.

4.3 응축 열전달계수 및 관계식 도출

작동유체로 PFC를 사용하고 주입량을 증발부의 내체적의 60%에서 100%까지 변화시킨 경우에 가열량에 따른 응축 열전달계수, h_{ic} 를 나타낸 것이 Fig. 10이다. 여기서 h_{ic} 는

$$h_{ic} = \frac{Q_{we}}{A_{ic}(T_v - T_{ic})} \quad (5)$$

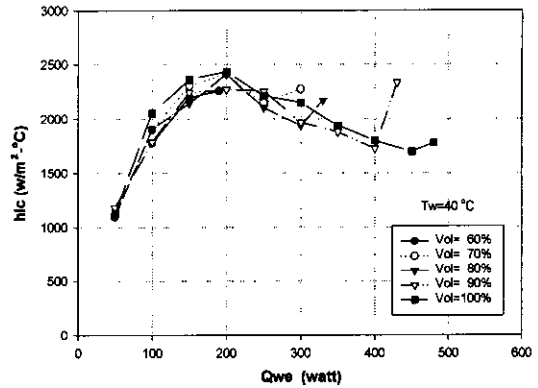


Fig. 10 Condensation heat transfer coefficients.

로부터 구하였으며, Q_{we} 는 가열량이며, A_{ic} 는 응축부내 표면적, 그리고 T_{ic} 와 T_v 는 응축부내 표면온도와 포화증기온도로서 T_{ic} 는 응축부 표면의 측정온도의 평균값으로부터 Fourier의 열전도식에 의해 산출한 값이며, T_v 는 측정값이다.

Fig. 10에서 주입량 범위를 80%에서 100%로 하면 50 watt에서 1,200 w/m²-C, 가열량 200 watt에서 2,300 w/m²-C으로 응축 열전달계수값이 증가하다가 그 이상의 가열량에서는 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 응축부에서의 열전달계수를 수식으로 나타내기 위해 막상응축의 경우에서 다음의 Nusselt 식의 응축 열전달계수의 상관식으로 표시하면 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$h_{ic} = b \left(\frac{k_l^3 \rho_l^2 g h_{fg}}{\mu_l q_c l_c} \right)^{1/3} \quad (6)$$

작동유체로 PFC를 사용하여 히트파이프의 기초 실험에서 구한 응축부의 열전달계수를 식(6)으로 표시하기 위해 횡축에는 $(k_l^3 \rho_l^2 g h_{fg} / \mu_l q_c l_c)^{1/3}$, 종축에는 실험에서 구한 h_{ic} 로부터 구한 b 를 주입량 80%, 90% 및 100%에 대해 나타낸 것이 Fig. 11이다. 여기서 횡축의 값이 증가에 따라 b 값이 감소하는 경향을 나타내지만, 작동유체를 증발부내 체적의 80% 및 90%를 주입한 히트파이프에서는 $b=4.2$ 정도로 볼 수 있다. 따라서 응축 열전달계수, h_{ic} 는

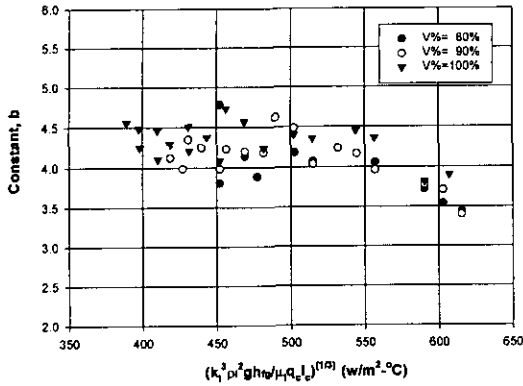


Fig. 11 Constant of condensation heat transfer coefficients.

$$h_{ic} = 4.2 \left(\frac{k_i^3 \rho_i^2 g h_{fg}}{\mu_l q_c l_c} \right)^{1/3} \quad (7)$$

으로 정리할 수 있다. 여기서 오차범위는 $\pm 10\%$ 범위로 볼 수 있다.

5. 결 론

히트파이프를 이용하여 지하철 차량용 반도체의 냉각기를 고성능화하기 위해 증발부를 V형으로 하여 중앙에 위치시키고 양쪽을 응축부로 한 U자형 히트파이프에 대해 작동유체의 주입량 및 가열량을 변화시켜 열전달특성에 대한 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발부의 길이에 비해 응축부의 길이가 상대적으로 매우 긴 반도체 냉각용 히트파이프에서의 작동유체로 PFC로 하여 주입량의 최적범위는 300 watt에서 사용을 목적으로 하는 경우에 적정 주입량 범위는 증발부 체적의 80%에서 90%로 판단되었다.

(2) PFC를 작동유체로 하는 반도체 냉각용 히트파이프에서는 작동유체의 주입량이 많을수록 사용 가능한 가열량 범위도 증가하는 것으로 나타났다.

(3) PFC를 작동유체로 하고 증발부 길이의 3.67배인 응축부를 갖는 히트파이프의 증발 열전달계수, h_{ie} 와 응축 열전달계수, h_{ic} 는 각각

$$h_{ie} = 0.37 x \left(\frac{P_i}{P_o} \right)^{0.3}$$

$$h_{ic} = 4.2 \left(\frac{k_i^3 \rho_i^2 g h_{fg}}{\mu_l q_c l_c} \right)^{1/3}$$

으로 정리되었다.

참고문헌

1. Feldmanils, C. J., 1972, Application of Heat Pipes to Electronic Equipment Cooling, AIAA Paper No. 72-269.
2. Kang, H. K., Kim, C. J., Kim, J. J., Lee, J. Y. and Yim, K. B., 1997, A Study on Heat Transfer Performances of a Heat Pipe Cooling Device for Power Control Semiconductors, Proceedings of the SAREK 1997 Winter Annual Conference, pp. 390-395.
3. Kyr, L. and Horvath, L., 1989, Cooling of Converter Element for Scota Electric Car, Heat Pipe Technology, pp. 45-55.
4. Imura, H. and Saito, Y., 1979, Heat Transfer in a Two-Phase Closed-Loop Thermosyphon Experimental Investigation of Heat Transfer in an Evaporator and a Condenser, Transaction of the JAR, Vol. 5, No. 2, pp. 11-29.
5. Daily Industrial News Paper Co., 1985, Practical Heat Pipe, Japan Heat Pipe Association, p. 25.
6. Imura, H., Sasaguchi, K. and Kozai, H., 1983, Critical Heat Flux in a Closed Two-phase Thermosyphon, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 8, pp. 1181-1188.
7. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1978, Heat Pipes, Pergamon Press.
8. Lee, K. W., Chun, W. P., Park, K. H., Lee, K. J. and Kim, S. S., 1999, A Study on Heat Transfer Characteristics of U Heat Pipe by Working Fluid PFC, Proceedings of the SAREK 1999 Winter Annual Conference, pp. 212-216.
9. Lee, K. W. and Kim, S. S. et al., 1999, A Development on Heat Pipe Heat Sink for Cooling the Semiconductor of Subway Train, Report of KIER.