

## U형 히트파이프의 작동 특성에 관한 연구

강환국<sup>†</sup> · 김철주\* · 이용수\*\*

(2001년 1월 10일 접수, 2001년 10월 8일 심사완료)

### A Study on the Operational Characteristics of a U-shape Heat Pipe

Hwan-Kook Kang, Chul-Ju Kim and Yong-Soo Lee

**Key Words:** Heat Pipe(히트파이프), Flooding(플러딩), Heat Transport Limitation(열전달한계), Heat Sink(히트싱크), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

#### Abstract

In this study, the heat transfer characteristics of a U-shape heat pipes were investigated. Heat is supplied to the U heat pipe through its middle zone(evaporator), and is released to the environment through its both arms(condensers). Both heat transfer coefficients and heat transport limitations were measured and compared with correlations previously developed for straight type heat pipes. Special concerns were focused to the cases, when each of condensers were submitted to a different cooling conditions, relatively. As a result, the heat transfer limitation of a U-shape heat pipe was found out to be 10~15% less than the value for a straight heat pipe with an equivalent size.

기호설명	
$A$	: 표면적 [m <sup>2</sup> ]
$Bo$	: Bond 수 [ $g(\rho_l - \rho_v)d^{1/2}/\sigma$ ]
$C$	: Nusselt 상관식의 상수항
$C_p$	: 비열 [J/kgK]
$C_{sf}$	: 표면-액체 조합에 따른 상수
$d$	: 히트파이프 직경 [m]
$g$	: 중력 가속도 [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	: 평균 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$h_{fg}$	: 증발 잠열 [J/kg]
$k$	: 열전도율 [W/m·K]
$L_b$	: 기포의 거리변수 [m]

† 책임저자, 회원, (주) 대홍기업기술연구소  
 E-mail : daehong@heatpipe.co.kr  
 TEL : (02)2636-4027 FAX : (02)2636-4026  
 \* 회원, 성균관대학교 기계공학부  
 \*\* 삼성종합기술원

$Nu$	: Nusselt수 [ $h_e L_b / k_l$ ]
$P$	: 히트파이프내부 압력 [N/m <sup>2</sup> ]
$P_a$	: 대기압 [N/m <sup>2</sup> ]
$Pr_l$	: Prandtl수 [ $C_p \mu_l / k_l$ ]
$Q$	: 열전달률 [W]
$\Delta Q_c^*$	: 무차원 열전달량
$q$	: 열유속 [W/m <sup>2</sup> ]
$q_L$	: 열전달 한계 [W]
$Re$	: Reynolds수 [ $\rho_v U_b L_b / \mu_l$ ]
$T$	: 온도 [°C]
$T_v$	: 증기 온도 [°C]
$T_w$	: 히트파이프 벽면의 온도 [°C]
$\Delta T$	: 온도차 [°C]
$\Delta T_c^*$	: 무차원 응축부 평균벽면온도차
$\Delta T_w$	: 단열부와 응축부 평균벽면온도차 [°C]
$\Delta T_{wc}$	: 응축부 좌우 평균벽면 온도차 [°C]
$U_b$	: 기포의 속도 [m/s]
$V_e$	: 작동 유체 충전율 [ $\frac{\text{작동유체체적}}{\text{증발부체적}}$ ]

## 그리스문자

$\mu$	: 점성 계수 [ $\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ ]
$\nu$	: 동점성계수 [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\sigma$	: 표면장력 [ $\text{N}/\text{m}$ ]
$\phi$	: 수직면으로부터의 경사각

## 하첨자

$a$	: 단열부
$b$	: 기포
$c$	: 응축부
$c1$	: 응축부 냉부
$c2$	: 응축부 온부
$e$	: 증발부
$f$	: 액막
$l$	: 액체
$sat$	: 포화상태
$v$	: 증기
$tot$	: 전체

## 1. 서 론

오늘날 지하철, 고속전철 등 전기철도차량은 AC모터를 주로 사용하고 있다. 차량의 속도제어에 사용하는 전력반도체는 그 동안 GTO 사이리스터(thyristor)를 주로 사용하였으나, 최근에는 IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) 모듈로 대체하는 추세에 있다. 이 소자들은 판형구조를 가지며, 크기가 전기 용량에 따라  $30 \times 90(\text{mm}) \sim 140 \times 190(\text{mm})$ 의 범위에 있다. 이들 IGBT 모듈은 전기적 용량에 따라 차이가 있으나 최대 2kW 정도의 열을 발생시킨다. 이 반도체들의 허용 온도는 약  $80 \sim 100^\circ\text{C}$ 로써, 이 값을 유지하기 위해서는 내부 발생열을 외기로 방출시키는 냉각기술이 필요하다.<sup>(1,2)</sup> 초기에는 IGBT 모듈 냉각에 알루미늄 히트싱크를 사용하였으나, 전기용량이 증가함에 따라 히트파이프식으로 발전되어 왔다. 그 동안 국내 지하철의 전기 철도 차량에 사용하는 히트파이프식 히트싱크를 전량 일본으로부터 수입하였으며, 최근 국내기업에서 국산화하려는 연구를 추진하고 있다.<sup>(3)</sup>

Fig. 1은 발열량 2kW의 IGBT모듈을 냉각하기 위해 개발된 히트파이프식 냉각기를 보여주고 있다. 5개의 U형 히트파이프의 증발부를 평판형상

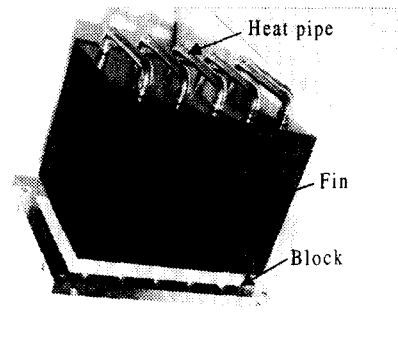


Fig. 1 A heat pipe heat sink using U-shape heat pipe for cooling of IGBT modules

의 가열 블록에 접합되어있고, 응축부에는 냉각핀이 부착되어 있다. 가열 블록이 수평으로 놓이기 때문에 히트파이프 증발부가 수평을 이루게 되고, 2개의 응축부가 수직을 이루도록 하기 위하여 히트파이프는 U형으로 설계되어 있다. 따라서 히트파이프는 열사이폰 모드(thermosyphon mode)에서 작동을 하며 작동유체로는 FC-72 ( $\text{C}_6\text{F}_{14}$ )를 사용한다. FC-72는 전기적으로 중성이고 화학적으로 매우 안정하며, 불연성이기 때문에 철도차량용으로 매우 적합하다. 한편 FC-72를 작동유체로 하는 직관형 형태의 히트파이프에 관한 연구가 국내에서 시험이 수행되어 비등 및 응축 열전달 계수, 작동유체 충전율의 영향, 열전달 한계에 대한 연구가 진행되었다.<sup>(3,5)</sup> 그런데 본 연구의 대상은 U형으로 증발부 양단에 2개의 응축부를 갖는다. 이러한 용기 형상 변화가 히트파이프 열전달 계수 및 열전달 한계 등 성능에 미치는 효과를 파악하는 것이 본 연구의 목적이다. 특히 U형 히트파이프의 양쪽 응축부에서 냉각조건이 서로 차이가 발생할 때 열부하 관계에 어떠한 영향을 미치는가를 중점적으로 검토하였다.

## 2. 히트파이프의 열전달 계수와 열전달 한계

Fig. 1의 U형 히트파이프를 이용한 전력반도체 소자 냉각장치의 모습을 보여준다. 이 때 히트파이프는 하단에 증발부가 있기 때문에 작동유체가 풀을 이룰 정도의 충전량 이상에서는 열사이폰 모드에서 작동한다. 열사이폰에서의 상변화 열전달에 관하여 그 동안 많은 연구들이 수행되었으

며, 기본적인 해석 방법과 연구 결과들이 Faghri,<sup>(6)</sup> Dunn & Reay<sup>(7)</sup> 등이 저술한 히트파이프 이론서에 잘 저술되어 있다.

본 연구에서는 먼저 관련 문헌으로부터 몇 가지 증발부 및 응축부 열사이폰의 열전달 계수를 예측하는 상관식과 U형 FC-72히트파이프에서 얻은 본 연구의 결과를 다음절에서 비교하여 이식들의 유용성을 검토하였다.

2.1 비등 및 응축 열전달 계수 상관식

2.1.1 비등 열전달 계수

열사이폰내의 비등 열전달 형태는 액막비등 또는 풀비등으로, 증전율이 큰 경우 후자가 지배적인자이다. 이 경우 Rohsenow의 풀비등이론을 적용할 수 있으며, 표면의 조건, 작동유체, 관의 직경과 길이의 비, 증기압 등 관련인자에 따라서 20~30%의 분산을 보인다.<sup>(7-9)</sup>

Rohsenow상관식은  $Nu=f(Re, Pr)$ 의 함수로부터 표시하며 각 함수의 무차원군들은

$$Nu = \frac{h_e L_b}{k_l}, Re = \frac{\rho_v U_b L_b}{\mu_l}, Pr_l = \frac{C_p \mu_l}{k_l}$$

으로 정의된다. 여기서  $U_b$ 와  $L_b$ 는 속도 및 거리 변수로 다음과 같이 정의된다.

$$U_b = \frac{q_e}{h_{fg} \rho_v}, L_b = C_{sf} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

그리고 열전달 계수  $h_e = \frac{q_e}{[T_w - T_{sat}]}$ 로 정의되며 Nusselt수에 각 무차원 함수를 대입하여 정리하면

$$\frac{C_p \Delta T_e}{h_{fg} Pr_l^s} = C_{sf} \left[ \frac{q_e}{\mu h_{fg}} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \right]^r \quad (1)$$

로 표현된다.

여기서 지수 s에 대하여 Rohsenow는 물인 경우 1을, 물 이외의 유체에는 1.7을 추천하고 있다. 그리고 지수 s와 상수  $C_{sf}$ 는 표면-액체 조합과 표면상태에 따라 실험적으로 결정되는 값이며 일반적으로  $r=0.33$ 이 사용된다. 한편  $C_{sf}$  값은 많은 연구결과에 의하여 여러 액체-표면상태에 따라 그

값이 제시되고 있다.<sup>(10)</sup> Chang & You<sup>(8)</sup>는 FC-72의 비등 열전달에 관한 실험결과로부터 평평한 구리와 FC-72조합인 경우  $C_{sf}=0.011$ ,  $r=0.34$ 를 제시하였으며 강환국 등<sup>(4)</sup>은 30~300W의 열부하 범위와 경사각 7~30° 일 때 직관형 열사이폰에서  $C_{sf}=0.0036$ 을 제시하였다. 그리고 내부 그루브형 히트파이프의 실험결과는 평평한 표면에 비하여 약 30% 열전달 촉진효과가 나타났다. FC-72와 유사한 할로겐화 탄화수소인 R113-구리의 경우에 대하여 Ueda 등<sup>(11)</sup>은 열사이폰에서  $C_{sf}=0.0047$ 을 제안하고 있다.

Imura 등<sup>(12)</sup>은 열사이폰에 대한 많은 실험 데이터로부터 아래의 상관식을 제시하였다.

$$h_e = \frac{0.32 \rho_l^{0.65} K_l^{0.3} C_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} (P/P_a)^{0.3} \quad (2)$$

이 외에도 비등 열전달을 기초로 하는 Stephan-Abdesalem,<sup>(13)</sup> Kutateladze 등<sup>(4)</sup>의 많은 열전달 상관식이 제시되고 있으나 표면상태와 작동유체에 따른 수정 상수값이 요구되며 FC-72와 구리 조합에 대한 값은 현재까지 제시되지 않은 것으로 사료된다.

2.1.2 응축 열전달 계수

열사이폰에서 응축 열전달은 원통관벽의 층류 응축열전달 해석을 통하여 구한 Nusselt 이론식을 많이 적용하고 있다.<sup>(6,7)</sup>

$$Nu_c = \frac{h_c}{k_l} \left[ \frac{V^2}{g \cos \phi} \frac{\rho_l}{(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{3}} = 0.925 Re_t^{-\frac{1}{3}} \quad (3)$$

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

여러 연구결과들은 Nusselt 이론식과 실험결과의 비교로부터 액막과 증기유동 사이의 전단력, 응축표면의 그루브에 의한 촉진 효과 등에 의하여 열전달 계수가 촉진되는 것으로 알려져 있으며 Nusselt 상관식을 기초로 한 많은 수정 상관식들이 제시되고 있다.<sup>(6)</sup> 한편 강환국 등<sup>(4)</sup>은 외경이 15.88mm이고 본 연구와 동일한 형상의 내부 그루브형 FC-72 히트파이프에서 실험값이 상관식보다 4배 높은 결과를 얻었다.

## 2.2 열사이폰의 플러딩 한계 상관식

일반적으로 히트파이프의 열전달 한계는 작동 온도 범위에 따라 관련 메커니즘이 서로 다르며, 보통 모세관, 비등, 흡속, 비산한계 등으로 구분하고 있다.<sup>(15)</sup> 본 연구대상과 같이 증력의 영향을 받아 열사이폰 형태로 작동하는 경우 저온범위의 작동한계는 작동유체의 양이 부족해 하단에서 발생하는 건조현상과 플러딩에 의한 한계가 나타날 수 있으며 Imura 등<sup>(16)</sup>의 실험 결과에 의하면 FC-72와 같이 증발잠열과 표면장력이 작은 R-113인 경우 건조현상은 충전율 50%미만에서 발생하고 있다. 한편 FC-72 히트파이프에서 강환국 등<sup>(5)</sup>은 20~100℃ 작동구간에서 충전율이 70%이상인 경우 플러딩 현상에 의한 열전달 한계가 지배적 요인으로 파악하고 Imura,<sup>(16)</sup> Katto,<sup>(17)</sup> Fukano<sup>(18)</sup> 등의 플러딩 상관식이 일치함을 보여주었다. 아래에는 몇가지 열사이폰 플러딩 상관식의 결과만을 기술하였다.

Imura 상관식<sup>(16)</sup>

$$q_L = 0.16 \frac{d}{l_e} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.13} \quad (4)$$

Katto 상관식<sup>(17)</sup>

$$q_L = 0.1 \frac{h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4}}{\left[ 1 + 0.491 \frac{l_e}{d} Bo^{-0.30} \right]} \quad (5)$$

Fukano 상관식<sup>(18)</sup>

$$q_L = 2.0 \left( \frac{d}{l_e} \right)^{0.83} V_e^{0.03} h_{fg} [\sigma g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \times \left\{ \frac{\sigma g (\rho_l - \rho_v)}{h_{fg} \rho_v} \right\}^{1/2} \quad (6)$$

그 외에 Kim 등<sup>(19)</sup>의 연구에서 응축액막과 증기유동사이의 전단력에 의한 열전달 한계에 대하여 많은 다양한 상관식들이 검토되어 있다.

## 3. 실험장치 및 실험방법

실험용으로 제작한 히트파이프의 제원은 Table 1과 같다. 이러한 구조의 히트파이프는 증발부가 수평으로 놓이도록 설치하며 응축부는 적용환경

**Table 1** Design parameters of heat pipes manufactured for present study

Type	Dimension(mm)
Internal Surface of Tube	Inner Grooved Surface
	Groove Thickness : 0.32
	Groove Fin Thickness : 0.25
	Groove Depth : 0.28
	Helix Angle : 18 °
Charge Ratio	100% of evaporator volume
Container	Outer Diameter : 15.88
	Inner Diameter : 13.76
	Length of Evaporator : 170
	Length of adiabatic : 55×2
	Length of condenser : 400×2
Container Material	Copper
Working Fluid	FC-72(C <sub>6</sub> F <sub>14</sub> )

에 따라 경사각을 갖는다. 본 연구에서는 증발부의 내벽이 언제나 젖어 있고 또한 풀비등을 얻을 수 있도록 증발부 체적에 대한 작동유체의 충전율을 100%를 적용하였다. 히트파이프 용기는 외경 15.88(mm)의 동관으로 내벽에 열전달 촉진을 얻을 수 있도록 나선형 그루브를 갖도록 제작되어 있다. 그루브의 나선각은 18° 이다. 자세한 규격은 Table 1에 표시하였다.

Fig. 2는 히트파이프의 구조 및 실험을 위하여 설치한 열전대의 위치를 나타내고 있다. 히트파이프의 작동특성 및 성능시험을 위해 먼저 증발부에 외벽에 전기저항선을 균일하게 감고 그 외부를 단열처리 하였다. 응축부에는 2중 원통관 구조의 수냉각 용기를 설치하고 냉각수 입, 출구의 온도와 유량을 계측하여 이송열량을 계산하였다. 이송열량의 오차범위는 정밀 디지털 전력량계(WT110, Yokogawa)로 계측된 전기적 입력열 부하와의 비교로부터 5% 미만으로 예측된다. 히트파이프의 열전달 계수와 작동한계는 작동유체의 작동온도에 따라 그 특성이 달라지므로 작동 온도 범위에서 냉각수 유량과 온도제어를 통하여 증기온도를 초기 설정값에 일정하게 유지하였다. 작동 온도 범위는 본 연구 대상 히트파이프의 적용분야인 지하철 등의 전력반도체 적용환경을 고려하여 증기온도  $T_v=40 \sim 70$ ℃ 범위에서 수행하였다. 벽면의 온도를 계측하기 위하여 미세 홈을

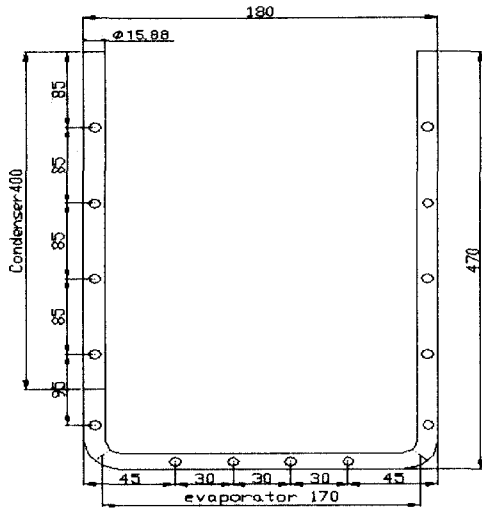


Fig. 2 Dimension of a U-shape heat pipe and thermocouple locations (Unit : mm)

가공하고 열전대(T-type,  $\phi=0.12\text{mm}$ )를 벽면에 남으로 부착하였다. 특히 응축부의 경우에는 냉각수에 의한 영향을 받지 않도록 접점 주의를 접착제로 보강하였다. 주어진 조건에서 히트파이프가 정상 작동할 때 3초 간격으로 측정점의 온도를 온도계측기(DA100, Yokogawa)로 기록하였고 각 측정점에 대하여 약 50개의 측정값을 평균하여 대표값으로 취하였다. 열전달 한계에 접근하면 히트파이프의 증발부 상단의 측정점부터 온도가 시간에 대해 진동을 일으키게 되고, 여기서 열부하를 증가시켜 열전달 한계에 도달하면 증발부 벽의 온도는 급격하게 단순 증가하여 과열상태에 놓이게 된다. 이러한 방법으로 일정 증기온도에서 열전달 한계를 측정 후 새로운 증기온도 값에서 열전달 한계를 측정하였다. 이상의 실험에서는 좌우 응축부 냉각조건을 일정하게 유지하였다. 그러나, 좌우 응축부의 냉각 조건을 서로 다르게 수행한 실험에서는 각각 냉각수 온도를 다르게 조절하였고 양방향 열부하 크기가 다르다. 이 때 시간이 경과하여 좌우 냉각부의 증기온도가 정상상태에 도달하면 균일한 값을 유지하게 되고, 이 조건에서 측정점의 온도를 계측하였다. 이러한 실험에서 주어진 입력 열부하가 한쪽의 응축부 방향으로만 모두 통과될 때까지 단계적으로 좌우 냉각조건을 변화시켰다. 열전달 계

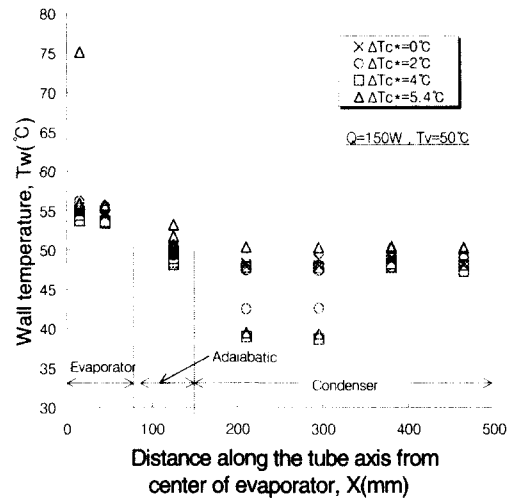


Fig. 3 Wall temperature distributions for the case that two condensers have different cooling conditions

수는 단열부 외벽의 온도를 증기온도로 가정하였으며 증발부 및 좌우 응축부 벽의 시간 및 면적 평균 온도 값  $T_e$ ,  $T_c$ ,  $T_a (= T_v)$ 를 구하여 아래 식으로 계산하였다.

$$h_e = \frac{Q}{A_e (T_e - T_w)} \quad (7)$$

$$h_c = \frac{Q}{A_c (T_a - T_c)} \quad (8)$$

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 양단의 응축부 냉각조건이 다른 경우의 열전달 특성

Fig. 3은 증발부에 일정한 열부하를 가한 상태에서 양쪽의 응축부에 서로 다른 온도의 냉각수를 순환시켜서 응축 열부하를 다르게 하였을 때 히트파이프의 벽면 온도 분포를 증발부의 중심으로부터 좌우의 길이방향을 따라 나타낸 그림이다. 이때 증기 온도는 일정하게 유지하도록 하였다. 이러한 방법으로 동일한 열부하를 가한 상태에서 두 응축부의 냉각수 온도차를 변화함에 따라 응축부 벽의 평균 온도 차이  $\Delta Tw_c = Tw_{c1} - Tw_{c2}$ 를 0~5.4°C까

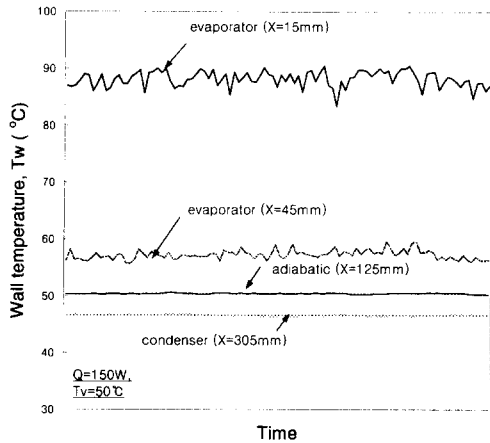


Fig. 4 Oscillation phenomenon of wall temperatures at the zone near the center of evaporator

지 변화시켰을 때  $\Delta Twc$  크기에 따른 벽의 온도 분포 차이를 그림에서 비교하였다. 각 응축부에서 이송 열전달량은 냉각수의 온도가 상대적으로 낮은 응축부에서 보다 많은 열전달이 이루어진다. 그림에서 좌우 냉각수 온도차에 따라 증발부 끝단으로부터 응축부의 약 1/2구간에서 양쪽 벽면의 온도가 약 5~10°C의 차이를 나타내는 것을 볼 수 있다.

이러한 현상은 냉각온도차가 크게 주어질수록 커진다. 그러나 증발부에서는 좌·우편에서 벽면 온도 분포에 큰 차이를 발생시키지 않았다. 그리고  $\Delta Twc=5.4^\circ\text{C}$ 인 조건에서는 냉각부하가 큰 쪽의 증발부 중심부의 온도가 약 75°C로써 그 반대쪽의 55°C에 비하여 약 20°C의 과열을 나타내고 있다. 이러한 결과는 냉각부하가 큰쪽의 이송 열량이 증가하여 열전달률이 한계값에 도달함에 따라 국소적인 건조현상(dryout)이 발생하였기 때문으로 보인다.

Fig. 4는 이러한 온도분포를 가질 때 히트파이프 벽의 온도를 시간에 대하여 나타낸 그림으로 과열이 나타난 증발부 중심부의 온도가 나머지 구간에 비하여 약 35°C 높은 과열 상태에서 진동을 일으키고 있다. 이러한 과열 상태에서의 온도 진동은 직관형 히트파이프의 열전달 한계에서 나타난 현상과 유사하다.<sup>(5)</sup> 냉각조건 변화에 따른 좌우 열전달량의 크기를 파악하기 위하여 무차원 온도차와 무차원 열전달량차를 아래와 같이 각각 정의하였다.

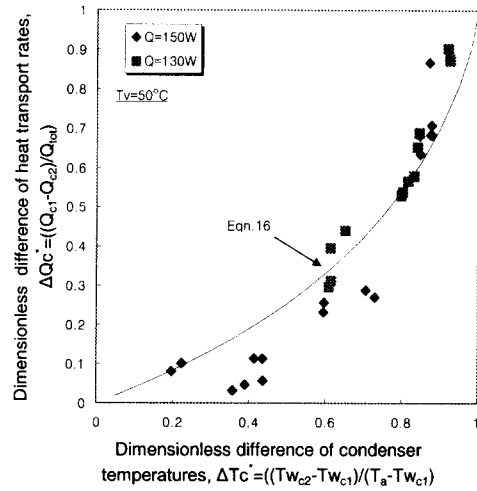


Fig. 5 Dimensionless differences of condenser temperatures versus dimensionless difference of heat transport rate

무차원 온도차

$$\Delta Tc^* = \frac{(Tw_{c2} - Tw_{c1})}{(T_a - Tw_{c1})} \quad (9)$$

무차원 열전달량차

$$\Delta Qc^* = \frac{Q_{c1} - Q_{c2}}{Q_{c1} + Q_{c2}} = \frac{Q_{c1} - Q_{c2}}{Q_{tot}} \quad (10)$$

Fig. 5에 이 두 변수 사이의 상관성을 표시하였다. 그림에서 온도차  $\Delta Tc^*$ 의 증가에 따라 열전달량차  $\Delta Qc^*$ 가 지수적으로 증가하여  $\Delta Tc^*=1$ 에서는 한 방향으로만 모든 열전달이 이루어지는 것을 확인하였다. 이러한 조건이 되면 다른 쪽의 응축부는 단열조건이 되어 응축부 전체가 단열부와 동일한 온도값을 나타내었다. 그리고 어느 한 방향의 증발부에서의 열전달 한계에 도달하면 히트파이프는 급격한 온도상승과 함께 작동정지에 이르게 되었다. 한편 양 응축부 벽면온도로부터 좌우의 열전달량을 예측하고자 에너지 보존 법칙과 응축부의 열전달 계수에 대한 상관 관계로부터 다음의 상관식을 유도하였다.

주어진 열부하로부터 히트파이프의 좌우 응축

부로 각각 분리되는 열부하  $Q_{cl}$ ,  $Q_{cl}$ 는 증기온도와 응축부 벽면온도로부터  $Q_{cl} = h_{cl} A_c \Delta T w_{cl}$ ,  $Q_{cl} = h_{cl} A_c \Delta T w_{cl}$ 로 구할 수 있으므로

$$\Delta T w_{cl} = \frac{Q_{cl}}{h_{cl} A_c}, \quad \Delta T w_{cl} = \frac{Q_{cl}}{h_{cl} A_c} \quad (11)$$

여기서  $h_{cl}$ ,  $h_{cl}$ 는 좌우 응축부에서의 열전달 계수이며 본 연구대상의 좌우 응축부 표면적  $A_{cl} = A_{cl} = A_c$ 로 동일하다.

한편  $\Delta T w_{cl} = T_a - T w_{cl}$ ,  $\Delta T w_{cl} = T_a - T w_{cl}$ 로 각각 정의되므로

$$T w_{cl} - T w_{cl} = \Delta T w_{cl} - \Delta T w_{cl} \quad (12)$$

식 (9)의  $\Delta T c^*$ 에 대한 정의와 식 (12)의 관계에서

$$\Delta T c^* = \frac{\Delta T w_{cl} - \Delta T w_{cl}}{\Delta T w_{cl}} \quad (13)$$

위의 식에 식 (11)을 대입하여 정리하면

$$\begin{aligned} \Delta T c^* &= \frac{h_{cl} A_c}{Q_{cl}} \left( \frac{Q_{cl}}{h_{cl} A_c} - \frac{Q_{cl}}{h_{cl} A_c} \right) \quad (14a) \\ &= 1 - \frac{h_{cl} Q_{cl}}{h_{cl} Q_{cl}} \end{aligned}$$

여기서 응축부 열전달 계수  $h_{cl}$ ,  $h_{cl}$ 가 Nusselt의 응축 상관식과 잘 일치한다고 할 때 상관식 (3)은  $h_{cl} = C Q_{cl}^{-\frac{1}{3}}$ ,  $h_{cl} = C Q_{cl}^{-\frac{1}{3}}$ 와 같이 표현될 수 있으며 여기서  $C$ 는 각 증기온도에서 결정되는 열전달률을 제외한 Nusselt 상관식의 물성항이다. 이를 식 (14a)에 대입하여 정리하면

$$\Delta T c^* = - \frac{C Q_{cl}^{-\frac{1}{3}} Q_{cl}}{C Q_{cl}^{-\frac{1}{3}} Q_{cl}} = 1 - \left( \frac{Q_{cl}}{Q_{cl}} \right)^{\frac{4}{3}} \quad (14b)$$

따라서

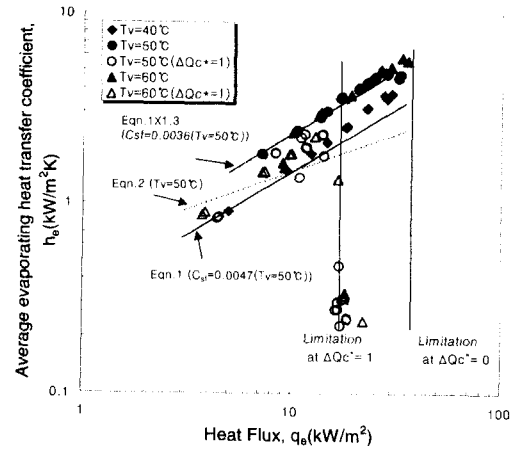


Fig. 6 Average evaporating heat transfer coefficient versus heat flux for different cooling conditions at both condensers

$$\frac{Q_{cl}}{Q_{cl}} = (1 - \Delta T c^*)^{\frac{3}{4}} \quad (15)$$

위 결과를 식 (9)에 대입하여 정리하면 다음의 상관식을 얻을 수 있다.

$$\Delta Q c^* = \frac{1 - (1 - \Delta T c^*)^{\frac{3}{4}}}{1 + (1 - \Delta T c^*)^{\frac{3}{4}}} \quad (16)$$

Fig. 5에 식 (16)의 결과를 함께 도시하였다. 실험값에 비하여 예측값은 다소 완만한 기울기를 나타내고 있으며 데이터가 다소 분산되어 있으나  $\Delta T c^* = 0.3 \sim 0.7$  구간에서 15% 정도의 차를 보이고 있다.

#### 4.2 증발부 열전달 계수와 열전달 한계

Fig. 6은 열유속의 변화에 대한 열전달 계수를 나타낸 그림으로써 증기 온도  $T_u = 40 \sim 70^\circ C$ 의 측정 결과이다. 또한 그림에는 응축부 열부하가 동일한 경우 ( $\Delta Q c^* = 0$ ), 한쪽이 단열된 경우 ( $\Delta Q c^* = 1$ )에 대하여 각각 나타내었다. 그림에는 동일한 직경의 직관형 내부 그루브형 FC-72 히트파이프에서 강환국 등<sup>(5)</sup>이 열전달 계수의 측진을 고려하여 제시한 값과, Ueda 등이 R-113 열사이폰에서 제시한  $C_s = 0.0047$ 을 적용한 Rohsenow 상관식

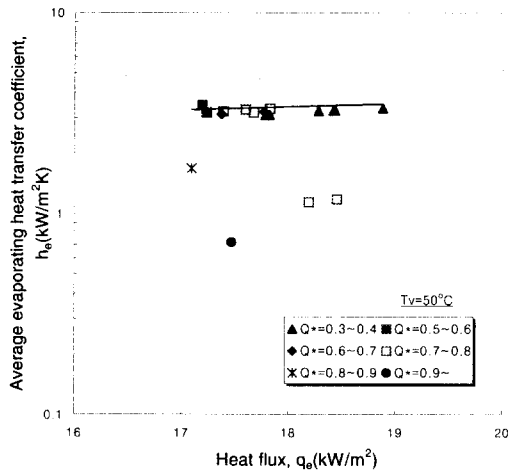


Fig. 7 Average heat transfer coefficients versus heat flux for  $\Delta Qc^*=0.3 \sim 0.9$

및 Imura 상관식의 결과를 함께 나타내었다. 그림으로부터 모든 조건의 실험결과는 강환국 등이 제시한 값과 비교적 일치하며 Imura 상관식과는 다소 경향과 절대값에서, Ueda 등이 제시한 값은 절대값에서 다소 과소 예측하고 있다. 이것은 Imura와 Ueda의 상관식이 표면이 매끄러운 경우에서 얻어진 식으로 본 실험대상인 경우 내부 그루브에 의한 비등 촉진에 의하여 차가 나타나는 것으로 보이며 이러한 결과는 표면구조의 효과에 대한 관련연구<sup>(20)</sup>에서도 확인할 수 있다. 한편 Chang & You<sup>(8)</sup>가 평평한 구리판에 대한 실험으로부터 제시한  $C_s=0.011$ ,  $r=0.34$ 의 경우는 10배 이상 과소 예측하였으며 그림에는 도시하지 않았다. 이상의 결과로부터 U형 히트파이프에서도 증발부에서 핵비등이 지배적 인자인 경우, 상관식 (1)로 열전달 계수를 예측할 수 있음을 확인할 수 있다. 한편 그림에서 한쪽이 단열된 경우 ( $\Delta Qc^*=1$ )의 열전달 계수는  $\Delta Qc^*=0$ 에 비하여 약 10~15% 정도 다소 낮은 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 동일 열유속에서 한 단면에  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우는  $\Delta Qc^*=0$ 에 비하여 2배의 증기량이 유동하게 되며, 이에 따라 상대적으로 압력강하와 전단력의 증가에 따른 비산의 증가 등에 의해 열저항이 증가하기 때문으로 보인다. 그리고  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우, 열유속  $q_e=13kW/m^2$  이상에서 열전달 계수가 급격히 감소하는 영역이 나타나고

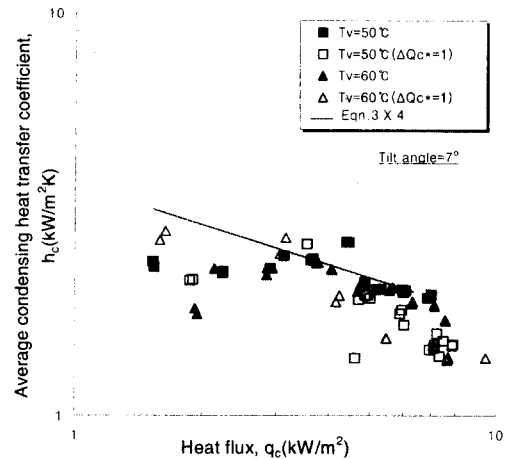


Fig. 8 Average condensing heat transfer coefficient versus heat flux for different cooling conditions at both condensers

있다. 이러한 결과는 플러딩 또는 다른 효과에 의해 증발부에 국소적인 과열이 발생하고 점차 열전달 한계에 도달하기 때문이다. 이러한 현상이 발생하는 열유속 값을  $\Delta Qc^*=1$ 에서의 열전달 한계로 규정하였다. 한편  $\Delta Qc^*=0$ 인 경우는  $\Delta Qc^*=1$ 일 때 나타나는 열전달 한계의 경우와는 다르게 열전달 계수가 급격히 감소하는 경향은 보이지 않았다.

Fig. 7은  $\Delta Qc^*=0.3 \sim 0.9$ 의 범위에서 측정된 결과로부터 열유속에 대한 열전달 계수를 나타내었다. 그림으로부터  $\Delta Qc^* < 0.7$ 의 조건에서의 열전달 계수는 직관형 히트파이프에서 상관식 (1)에 열전달 촉진효과를 적용한 결과와 비교적 일치하고 있으며  $h_e=3 \sim 3.5kW/m^2K$ 를 나타내고 있다. 그런데  $\Delta Qc^* > 0.7$ 에서는  $\Delta Qc^*$ 의 증가에 따라서 열전달 계수가 급격히 감소하는 구간이 나타나며  $\Delta Qc^*=1$ 에 접근할수록 이러한 현상이 심화되고 있다. 이러한 결과는 좌우 냉각수 온도차를 증가시키면 온도차 증가에 따라 보다 냉각부하가 큰 응축부 방향으로의 열전달량이 점차 증가하여 그 단면에서 한계에 이르기 때문이다. 그리고 더욱 온도차가 커져  $\Delta Qc^*=1$ 의 조건에 이르면 한 방향으로만 열전달이 이루어져 Fig. 6과 같이 가장 낮은 총 열전달 한계값을 보인다. 한



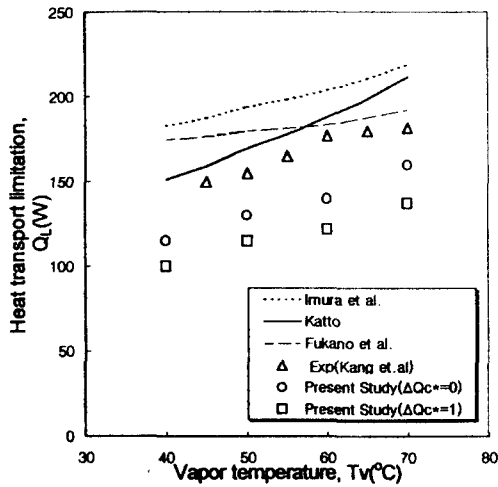


Fig. 9 Comparison of heat transport limitation between a U heat pipe and a conventional straight heat pipe

편 한 유동 단면만을 기준으로 할 때 최대 열이 송량은 동일증기온도인 경우  $\Delta T_c^*$  값에 관계없이 15% 범위 내에서 동일한 값을 나타내었다.

Fig. 8은 경사각  $7^\circ$  에서 측정한 응축부의 열전달 계수를 나타낸 것으로 직관형 그루브 히트파이프에서 Nusselt 상관식에 4배의 열전달 촉진효과를 제시한 연구결과<sup>(4)</sup>와 비교하였다. 그림에서 데이터가 다소 분산되어 있으나 직관과 비교하여 큰 차가 나타나지 않음을 볼 수 있다. 그러나 응축부 열유속  $q_c=4\text{kW/m}^2$  이상의 범위에서는 증발부와 마찬가지로  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우가  $\Delta Qc^*=0$ 에 비하여 10~15% 정도 낮은 값을 보이고 있다. 한편 응축 열전달 계수에 관해 참고문헌 (9)에 제시된 여러 상관식과 비교하였으며 액막 응축 열전달을 기초로 한 상관식들은 대부분 경향에서 일치하였으나 절대값에서 그 차이가 크게 나타나 그림에서는 비교를 생략하였다. 이러한 요인으로는 본 연구 대상인 히트파이프의 경우에 참고문헌에 제시된 평관에 비하여 내부 그루브의 열전달 촉진효과에 의한 것으로 파악되며 관련연구<sup>(20)</sup>에서도 확인할 수 있다.

Fig. 9는 증기온도  $T_v=40\sim 70^\circ\text{C}$  구간에서 열전달 한계를 나타낸 그림이다. 그림에는 식 (3)~(5)의 한계 예측모델도 함께 도시하였다. 그림의 열전달 한계는 좌우 한 방향의 증발부에서 열전

달 한계가 나타날 때, 그 단면의 열전달률을 열전달 한계값으로 취하였다. 따라서  $\Delta Qc^*=0$ 인 경우는 두 응축부로 열수송이 이루어지기 때문에 총 열전달 한계는 도시된 값의 2배이다. 그림에는 직관형의 연구결과<sup>(6)</sup>도 함께 도시하였다. 그림에서 직관에 비하여 열전달 한계는 정량적으로 약 15~20% 낮은 값을 나타내고 있다. 이러한 결과는 관경이 열전달 한계의 지배적인 함수로 U형의 경우 곡관부에서의 유효 유동 단면적의 감소와 함께 유로 변화에 의한 압력강하 등이 원인인 것으로 보인다. 한편  $\Delta Qc^*=0$ 에 비하여  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우 열전달 한계값이 약 15%정도 낮은 값을 나타내고 있다. 그리고 Katto 등<sup>(17)</sup>의 열전달 한계 상관식은 실험값보다 약 30~40% 큰 값을 예측하나 경향에서는 비교적 접근되고 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 IGBT 냉각용으로 사용되고 있는 2개의 응축부를 갖는 U형 히트파이프에 대해 증기온도  $40\sim 70^\circ\text{C}$ 의 범위에서 두 방향의 응축부에서 냉각조건이 다를 때 열유속 변화에 따른 열전달 특성을 파악하였다. 그리고 열전달 계수 및 열전달 한계를 직관형 히트파이프의 결과 및 예측 상관식들과 비교하였다. 연구결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) U형 히트파이프는 양방향의 응축부 냉각조건에 따라 각각의 열전달율이 서로 다르게 되나 증기 온도는 일정하게 유지되었다. 벽의 평균온도차에 따라 좌우 이송 열전달율의 차는 지수적 함수 관계를 나타내었다. 좌우 열전달량을 예측하고자 양방향 응축부에 에너지 보존과 Nusselt의 응축열전달 계수를 적용한 상관식 (16)은 최대 15%의 오차를 보이며 다소 완만하게 실험값을 예측하였다.

(2) 증발부 및 응축부 열전달 계수는 직관형과 큰 차이가 없어 직관형의 열전달 상관식의 적용이 가능하였다. 다만 한쪽이 단열된 경우 즉  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우가  $\Delta Qc^*=0$ 에 비하여 10~15% 낮은 값을 나타내었다.

(3) 열전달 한계값은 한 단면만을 기준으로 직관형에 비하여 약 15~20%정도 낮은 값을 보였고 열전달 계수와 마찬가지로  $\Delta Qc^*=1$ 인 경우가

$\Delta Q_c^* = 0$ 에 비하여 10~15%정도 낮은 값을 보였다. 플러딩 한계 상관식은 실험값보다 30~40% 크게 예측하나 경향에서는 비교적 접근되었다.

### 참고문헌

- (1) Murase, T., Sasaki, C., Matsumoto, K., Kimura Y., Kotani, M., and Sotani, J., 1993, "Power Semiconductor Device Cooling System Using Electrically Insulated Heat Pipe [POWERKICKER-E] for Rolling Stock," *Furokawa Review*, No. 12, pp. 82~93.
- (2) Akachi, H. and Polasek, F., 1997, "Thermal Control of IGBT modules in Traction Drives by Pulsating Heat Pipes," *10th IHPC*, Stuttgart, Germany, E1.
- (3) 이기우, 박기호, 전원표, 2001, "PFC 작동유체 사용 U형 히트파이프의 열전달특성 연구," *설비공학 논문집* 제13권 제8호, pp. 796~802.
- (4) 강환국, 김철주, 김재진, 1998, "Perfluorocarbon 히트파이프의 열전달 계수에 관한 연구," *한국에너지공학회지*, 제7권 제2호, pp. 194~201.
- (5) 강환국, 김철주, 김재진, 1999, "PFC 히트파이프의 열전달 한계에 관한 연구," *공기조화 냉동공학논문집*, 제11권 제3호, pp. 313~320.
- (6) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis.
- (7) Dunn, P.D., Reay, D.A., 1994, *Heat Pipes*, 4th Ed. Pergamon Press, New York,
- (8) Chang, J. Y. and You, S. M., 1997, "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.
- (9) Carey, V.P., 1992, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, Hemisphere Pub.
- (10) Pioro, I.L., 1999, "Experimental Evaluation of Constants for the Rohsenow Pool Boiling Correlation," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, No. 11, pp. 2003~2013.
- (11) Ueda, T., Miyashita, T., Chu, P.H., 1988, "Heat Transport Characteristics of a Closed Two-Phase Thermosyphon," *Trans. JSME. Ser. B. Vol.54, No. 506*, pp. 2848~2855.
- (12) Imura, H., Kusada, H., Oyata, J., Miyazaki, T. and Sakamoto, N., 1979, "Heat Transfer in the Two-Phase Closed Thermosyphon," *Trans. JSME*, Vol. 45, pp. 712~722.
- (13) Stephan, K., Abdelsalam, M., 1980, "Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 73~87.
- (14) Kutateladze, S.S., 1952, *Heat Transfer during Condensation and Boiling*, 2nd Ed.(in Russian), State Science and Technical Publishing House of Literature on Machinery, (also in translate form as AEC tr-3770).
- (15) Chi, S., W., 1976, *Heat Pipe Theory and Practice*, McGraw Hill Book, Co.
- (16) Imura, H., Sasaguchi, K., Kozai, H., 1983, "Critical Heat Flux in a Closed Two-Phase Thermosyphon," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.26, No. 8, pp. 1181~1188.
- (17) Katto. Y., 1978, "Generalized Correlation for Critical Heat Flux of Natural Convection Boiling in Confined Channels," *Trans. JSME*, Vol. 44, pp. 3908~3911.
- (18) Fukano, T., Kadoguchi, K. and Imura, H., 1987, "Experimental Study on the Heat Flow at the Operating Limit of a Closed Two-Phase Thermosyphon," *Trans. JSME. Ser.B*, Vol. 53, No. 487, pp. 1065~1071.
- (19) Kim, B. H., Kim, C. J., 1995, "Design Optimization for the Enhancement of Large Scale Thermosyphon," *KSME Journal* Vol. 9, No. 2, pp. 286~297.
- (20) 홍진관, 최상곤 김대성, 정원복, 변윤식, 양권옥, 2001, "그루브수 증가에 따른 알루미늄 히트파이프의 성능향상에 관한 실험적 연구," *설비공학 논문집* 제 14권 제6호, pp. 474~481.