

<論 文>

접힌 板材로 만든 그루우브를 갖는 熱파이프에 관한 研究

金 泰 顯* · 金 琪 鉉**

(1984年 10月 2日 接受)

Performance of a Heat Pipe with Axial Grooves
Formed from Corrugated Plate

Taehyoun Kim and Ki Hyun Kim

Abstract

Heat pipe with axial grooves formed from corrugated plate in the adiabatic section is studied. The axial grooves made of thin corrugated plate decrease considerably the flow resistance in the adiabatic section without increasing the thermal resistance of the heat pipe, resulting in the increase of the capillary limit, especially in the cases of heat pipes that have long adiabatic sections. In the theoretical analysis, it is assumed that the liquid flow in each section laminar and fully developed and Darcy's equation can be applied to each section neglecting the end-effects associated with each transitional region. A heat pipe which consists of axially corrugated rectangular grooves in the adiabatic section and bronze mesh in the evaporator and condenser sections was made and tested. Comparison of the experimental results, using acetone as the working fluid, with the theoretical result shows satisfactory agreement.

기 호 설 명

- A : 면적
- D : 열파이프의 지름
- D_H : 수력지름(hydraulic diameter)
- f : 마찰계수(friction factor)
- g : 중력가속도
- K : 침투도(permeability)
- L : 길이
- M : 전체 액체 질량유동률에 대한 open groove 로 호

르는 질량유동률의 비

- m : 질량유동률
- N : 그루우브(groove)의 갯수
- P : 압력
- q : 반경방향으로의 열유속(heat flux)
- Q : 축방향으로의 열유속
- Q_h : 열전달률
- Q_{max} : 최대 열전달률
- R : 열파이프의 반경, capillary radius
- R_o : 레이놀즈수(Reynolds Number)
- R_{th} : 열파이프의 열저항
- T : 온도

*아주대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 아주대학교 공과대학 기계공학과

- V : 속도
- W : 그루우브의 폭
- z : 축방향 거리
- δ : 그루우브의 깊이
- ϵ : Wick 의 porosity
- λ : 잠열
- μ : 점성계수
- ν : 동점성계수
- ρ : 밀도
- σ : 표면장력
- ϕ : 열파이프의 수평경사각
- φ : 식 (15)로 정의되는 계수

참자

- a : 단열부
- c : capillary, 응결부
- e : 증발부
- f : 마찰
- g : 그루우브
- i : 내부의
- l : 액체
- r : 반경방향의
- sat : 포화(saturation)
- seg : Segment
- t : 전체의
- v : 증기
- w : Wick

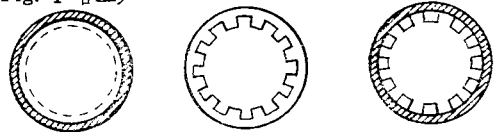
1. 서론

열파이프(heat pipe)는 열에너지를 전달하는 매우 효과적인 기구로서, 최근에 이르러 그 우수성이 높이 평가되어 여러 형태가 연구 개발되고 있는 중이다. 열파이프의 기본개념은 1942년 R.S. Gaugler⁽¹⁾에 의해 처음으로 제안되었으나, 그 효용성이 널리 알려져 본격적인 개발이 시작된 것은 1964년 Los Alamos Scientific Laboratory에서 G.M. Grover와 그의 동료들⁽²⁾이 열파이프의 작동원리를 다시 제창한 이후부터이다. 근래에는 우리나라에서도 열파이프의 중요성이 인식되어 몇몇의 연구가 진척되었으나, 이들은 주로 스크린 wick를 사용한 경우에만 국한된 것들로서^{(3), (4)} 아직도 더 많은 연구가 요구되고 있는 실정이다.

열파이프는 증발부(evaporator), 단열부(adiabatic section), 응결부(condenser)의 부분으로 이루어지며, 내부구조는 파이프의 관벽 안쪽에 응결액체가 흐르는

통로가 되는 다공성 물질의 wick, 그 안쪽으로는 기화된 증기가 열을 전달하는 통로인 증기통로(vapor core)로 되어 있다.

열파이프에 있어서 작동유체를 끊임없이 순환시켜주고 있는 것은 바로 wick에서 발생하는 모세관력이란 것이다. 따라서 열파이프의 열전달률을 높이기 위해서는 무엇보다도 먼저 이 모세관력을 증대시켜야 하는데 이를 위해서는 세공(pore)이 작은 wick를 사용하여야 한다. 그러나 wick의 세공이 작게 되면 상대적으로 액체유동에 대한 저항이 커지므로, 액체의 질량유동률이 저하하게 된다. 이와같은 상반된 wick의 기능을 해결하기 위해 많은 노력이 진행되어 왔는데, 그중 예를 들어 환(annular)형 스크린 열파이프⁽⁵⁾는 이러한 문제점을 많이 보완한 것으로서 보통의 스크린 열파이프에 비해 많은 양의 열을 전달할 수 있다. 그러나 이와같은 구조의 열파이프에 있어서는 액체의 낮은 열전도계수로 인하여 열저항이 자연 커지게 되며, 이것은 후에 설명할 열파이프의 핵비등한계(nucleate boiling limit)를 낮게하는 원인이 되고 있는 것이다. 한편 비교적 최근에 개발된 홈(groove)형은 액체의 통로로서 홈을 이용하므로 액체유동 저항이 매우 작고, 홈과 홈사이의 fin으로서 파이프의 재질과 같은 금속을 사용하기 때문에 열저항이 비교적 작으며, 또한 핵비등한계가 발생하지 않는다⁽⁶⁾는 장점들을 갖고 있으나, 제작이 까다롭고 제작비가 많이 드는 문제점을 안고 있다. (Fig. 1 참조)



Annular screen Axial groove Corrugated groove
Fig. 1 Cross sections of heat pipes

본 논문에서는, 긴 단열부를 갖는 열파이프에 있어서, 단열부에 유동저항이 매우 작은 집힌판재의 그루우브 wick를 넣은 구조에 대한 이론적, 실험적 연구를 다루었다. 본 논문의 목적은, 위에서 설명한 열파이프의 근본적인 상반기능을 해결해줄 수 있는 하나의 열파이프 구조를 제공할 뿐만 아니라, 더 나아가 집힌판재의 그루우브라는 새로운 형태의 wick의 가능성을 암시하는 데 있는 것이다.

2. 최대 열전달률 한계—Capillary 한계

열파이프는 제각기 다른 유체역학적 특성의 몇가지

최대 열전달률 한계들을 갖고 있다. 즉, 음속한계⁽⁶⁾,⁽⁷⁾,⁽⁸⁾, entrainment 한계⁽⁷⁾, 핵비등한계⁽⁷⁾,⁽⁹⁾, 그리고 capillary 한계⁽⁹⁾ 등이 그것들이다. 그러나 보통의 상온 열파이프에서는 일반적으로 capillary 한계나 핵비등한계에 의해 최대 열전달률이 결정되는 수가 많다. 핵비등한계는 복잡한 현상때문에 주로 실험적으로만 연구되다가 최근에 이르러 이론적 연구가 시도되었는데⁽³⁾,⁽¹⁰⁾, 증발부에서 wick 두께에 걸친 온도차가 어느 이상으로 커질 때 발생하는 것으로 알려져 있다. 따라서 핵비등한계를 높이려면 증발부 wick의 열저항이 될 수 있는대로 작게 되도록 열파이프를 설계하여야 한다.

Capillary 한계는, 앞에서 설명한 바와같이 열파이프의 순환동력이 되고 있는 모세관 압력의 한계에 의한 것이다.

열파이프내에서는 액체와 증기의 유동으로 인한 압력강하 ΔP_c , ΔP_v 가 생긴다. wick의 세공에서의, 액체와 기체가 접한 경계면의 막으로 인한 모세관 압력은 이와같은 액체와 증기의 압력강하를 보상하고 유체가 계속 순환되도록 한다. 즉,

$$\Delta P_c + \Delta P_v = \Delta P_c \quad (1)$$

만일 wick가 다공성물질로 되어있다면, 액체와 기체가 접한 경계면의 막은 근사적으로 구(sphere)형으로 가정할 수 있으므로, 그 유효반지름을 R 이라 하면 Laplace-Young 식으로 부터

$$P_c = \frac{2\sigma}{R} \quad (2)$$

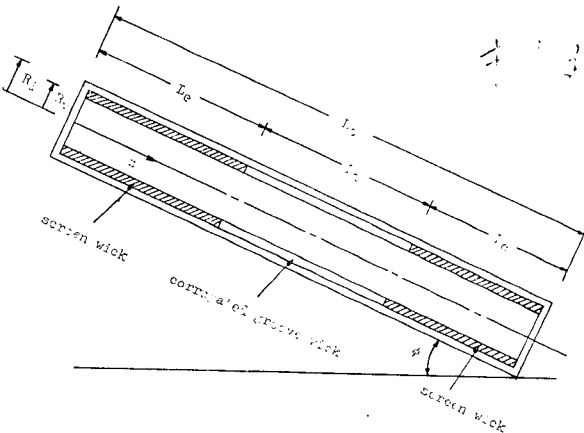


Fig. 2 Lateral cross section of heat pipe

그러므로 Fig. 2에서처럼 z 의 좌표를 잡으면, 증발부와 응결부 끝에서는 각각

$$P_v(0) - P_i(0) = \frac{2\sigma}{R_e} \quad (3)$$

$$P_v(L_c) - P_i(L_c) = \frac{2\sigma}{R_c} \quad (4)$$

따라서 식 (3)에서 식 (4)를 빼주면

$$\begin{aligned} \Delta P_i + \Delta P_v &= \Delta P_c \\ &= 2\sigma \left(\frac{1}{R_e} - \frac{1}{R_c} \right) \end{aligned} \quad (5)$$

열파이프가 최적의 상태에서 작동된다고 할 때 $R_c \cong \infty$, $R_c \cong R_{min}$ 이라 볼 수 있다. (여기서 R_{min} 은 주어진 wick가 제공할 수 있는 최소의 capillary radius를 말한다.) 따라서 최대 모세관력은

$$\Delta P_{cmax} = \frac{2\sigma}{R_{min}} \quad (6)$$

또는

$$(\Delta P_i + \Delta P_v)_{max} = \frac{2\sigma}{R_{min}} \quad (7)$$

식 (7)에서 $(\Delta P_i + \Delta P_v)_{max}$ 란 wick의 모세관력이 최대한도로 허용할 수 있는 최대 압력강하치이다. 그러므로 $(\Delta P_i + \Delta P_v)_{max}$ 를 열전달률의 함수로 나타내면 식 (7)을 이용하여 capillary limit를 구할 수 있다.

일반적으로 열파이프 내에서의 액체유동은 레이놀즈수가 낮은 층류유동이라 볼 수 있고, 따라서 Darcy의 식을 적용시킬 수 있다. 즉,

$$\frac{dP_i}{dz} = - \frac{\mu \dot{m}_i(z)}{\rho_i K_w A_w} \quad (8)$$

열파이프의 wick가 증발부, 단열부, 응결부에 걸쳐 서로 다른 구조로 되어 있다고 할 때, 증발부의 출구와 응결부의 입구근처의 천이지역(transitionary region)에서는 액체 속도분포의 점진적 변화가 발생하나, 이와같은 말단효과(end effects)는 레이놀즈수가 충분히 낮을 때에는 거의 무시될 수 있을 것이다. 따라서 wick 각 부분에서의 액체유동을 자기 독립된 층류 확립유동이라 가정하면, 열파이프 전체길이에 걸친 액체의 압력강하는 각 부분에서 Darcy의 식으로 주어지는 압력강하들의 합이 된다. 즉,

$$\Delta P_i = \Delta P_{ie} + \Delta P_{ia} + P_{ic} \quad (9)$$

한편, 증기유동의 압력강하에 대해서는 증발부와 응결부에서 분사와 흡입이 있는 유동을 고려해 주어야 하나, heat flux가 균일하고 증기의 유동이 층류이며 반경방향으로의 레이놀즈수 $|Re_r|$ 가 10 이하인 경우에는 Poiseuille flow의 식이 잘 들어 맞는 것으로 밝혀지고 있다⁽¹¹⁾. 따라서 반경방향의 레이놀즈수가 작은 층류유동을 가정하면

$$\begin{aligned} \frac{dP_v}{dz} &= - \frac{8\mu_v \dot{m}_v(z)}{\rho_v A_v R_v^2} : Re_v = \frac{4\dot{m}_v}{\pi D_v \mu_v} \leq 2200 \\ |Re_r| &= \left| \frac{\rho_v R_v V_{rv}}{\mu_v} \right| \leq 10 \end{aligned} \quad (10)$$

이제 식 (7), (8), (9), (10) 등을 토대로 wick의 각 구간에서의 압력강하들을 계산하고 이로부터 최대 열전달률을 결정한다. 단, 여기서 증발부와 응결부에서의 열흡수와 방출은 균일한 것(uniform heat flux)으로 가정한다. 즉 열파이프 내에 연속방정식을 적용할 때

$$Q(z) = \int_0^z q(z) dz = q \int_0^z dz = qz \quad (11)$$

그리고

$$\dot{m}_v(z) = -\dot{m}_l(z) = Q(z)/\lambda = \begin{cases} \frac{z}{L_e} \frac{Q_h}{\lambda} & : 0 \leq z \leq L_e \\ \frac{Q_h}{\lambda} & : L_e \leq z \leq L_e + L_a \\ \frac{(L_t - z)}{L_c} \frac{Q_h}{\lambda} & : L_e + L_a \leq z \leq L_t \end{cases} \quad (12)$$

2.1. 단열부에서의 액체의 압력강하

(1) Open Groove

열파이프가 수평으로부터 ϕ 만큼 기울어져 있다고 할 때

$$\left. \frac{dP_l}{dz} \right|_{op} = \rho_l g \sin \phi + \left. \frac{dP_{lv}}{dz} \right|_{op} + \frac{dP_{lv}}{dz} \quad (13)$$

여기서 $\left. \frac{dP_{lv}}{dz} \right|_{op}$ 는 그루우브벽과 액체와의 마찰로 인한 압력구배이며 dP_{lv}/dz 는 액체와 증기의 역방향 흐름으로 인해 액체표면에 생기는 전단응력에 의한 압력구배이다. W. Hufschmidt⁽¹²⁾는 dP_{lv}/dz 가 증기의 압력구배 dP_v/dz 의 ϕ 배가 된다는 것을 밝혔다. 즉,

$$\frac{dP_{lv}}{dz} = -\phi \frac{dP_v}{dz} \quad (14)$$

Closed groove

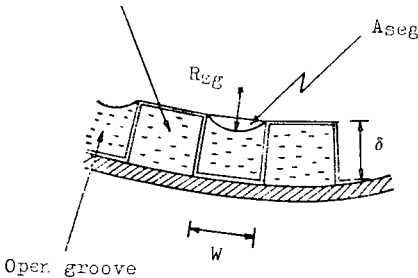


Fig. 3 Formation of membrane at open groove

여기서 ϕ 는 그루우브와 증기통로의 기하학적 형상에 따른 함수로서 $\delta \geq W$ 라 할 때 다음과 같이 주어진다. (Fig. 3 참조)

$$\phi = \frac{D_v}{4\delta \left(1 - 0.314 \frac{W}{\delta}\right)} \quad (15)$$

한편 $\left. \frac{dP_{lv}}{dz} \right|_{op}$ 는 Darcy 식 (8)에 따라

$$\left. \frac{dP_{lv}}{dz} \right|_{op} = -\frac{\mu_l \dot{m}_{lv}}{\rho_l K_{op} A_{op}} \quad (16)$$

여기서 K_{op} 는 침투도로서

$$K_{op} = \frac{D_{nop}^2}{2(fR_e)_{op}} \quad (17)$$

D_{nop} , A_{op} 는 실제의 경우 그루우브의 단면이 모세관막으로 말미암아 줄어드는 것을 고려하면 다음과 같이 표현된다.

$$D_{nop} = \frac{4(\delta W - A_{seg})}{W + 2\delta} \quad (18)$$

$$A_{op} = (\delta W - A_{seg})N \quad (19)$$

$$A_{seg} = R_{zg}^2 \sin^{-1} \left(\frac{W}{R_{zg}} \right) - \frac{W}{2} \sqrt{R_{zg}^2 - \left(\frac{W}{2} \right)^2} \quad (20)$$

$(fR_e)_{op}$ 는 유동단면적이 줄어들지 않는 경우로 가정하면 W/δ 의 함수로서 참고문헌 (13)으로부터 값을 읽을 수 있다.

이제 식 (10), (12), (13), (16)들을 결합하면

$$\left. \frac{dP_l}{dz} \right|_{op} = \rho_l g \sin \phi + \left(\frac{\nu_l}{K_{op} A_{op}} M + \frac{8\nu_l \phi}{A_v R_v^2} \right) \frac{Q_h}{\lambda} \quad (21)$$

여기서 M 은 전체 질량유동률에 대한 open groove로 흐르는 질량유동률의 비이다.

$$M = \frac{\dot{m}_{lv}}{\dot{m}_{lv} + \dot{m}_{li}} = \frac{\dot{m}_{lv}}{-Q_h/\lambda} \quad (22)$$

식 (22)는 $L_e \leq z \leq L_e + L_a$ 의 범위에서 유효하다. $K_{op} A_{op}$ 는 일정한 값이 아니고 R_{zg} 에 따라 변하므로 식 (21)을 적분하려면 수치해석이 필요하다. Hou Zeng Qi, et al.⁽⁶⁾, E.J. Krolczek, et al.⁽¹⁴⁾ 등은 축방향 그루우브의 열파이프를 해석할 때 간편을 기하기 위해 다음과 같이 정의되는 $\overline{K_{op} A_{op}}$ 로 $K_{op} A_{op}$ 를 대체하였다.

$$\overline{K_{op} A_{op}} = \frac{\int_0^L K_{op} A_{op} d\left(\frac{1}{R_{zg}}\right)}{2/W} \quad (23)$$

즉 $\overline{K_{op} A_{op}}$ 는 최대 열전달이 일어날 때 $z=0$, $z=L$ 에서 R_{zg} 가 각각 $\frac{W}{2}$, ∞ 가 되는 경계조건을 사용하여 $K_{op} A_{op}$ 를 $1/R_{zg}$ 에 대해 평균낸 값이다. 본 논문의 경우에는 $z=L_e$, $z=L_e+L_a$ 에서 R_{zg} 에 대한 확실한 값을 알 수 없으나 식 (23)의 정의가 그대로 성립될 수 있다고 가정하기로 한다. 따라서 식 (21)을 적분하면 open groove에서의 압력강하를 다음과 같이 얻는다.

$$\Delta P_{lv,op} = \rho_l g \sin \phi L_a + \left(\frac{\nu_l}{K_{op} A_{op}} M + \frac{8\nu_l \phi}{A_v R_v^2} \right) \frac{Q_h}{\lambda} L_a \quad (24)$$

(2) Closed Groove

열파이프가 수평으로부터 ϕ 만큼 기울어져 있다고 할 때

$$\left(\frac{dP_t}{dz}\right)_{cl} = \rho_l g \sin\phi + \left(\frac{dP_{t,f}}{dz}\right)_{cl} \quad (25)$$

$\left(\frac{dP_{t,f}}{dz}\right)_{cl}$ 대신 Darcy 의 식을 대입하고 적분하면 closed groove 에서의 압력강하를 다음과 같이 얻는다.

$$\Delta P_{t,cl} = \rho_l g \sin\phi L_a - \frac{\nu_l \dot{m}_{t,cl}}{K_{cl} A_{cl}} L_a \quad (26)$$

$$\text{여기서 } K_{cl} = \frac{D_{h,cl}^2}{2(fR_e)_{cl}} \quad (27)$$

$$A_{cl} = \delta WN, \quad D_{h,cl} = \frac{2\delta W}{W+\delta} \quad (28)$$

한편 $(fR_e)_{cl}$ 은 역시 W/δ 의 함수로서 참고문헌 (13)으로 부터 얻을 수 있다.

(3) M의 결정

$z=L_e, z=L_e+L_a$ 에서, open groove 와 closed groove 에서의 액체의 압력은 서로 같으므로 $\Delta P_{t,op} = \Delta P_{t,cl}$ 이다. 따라서 식 (24)와 (26)을 같게 놓고 M에 대해서 풀면 다음의 결과를 얻는다.

$$M = \frac{\frac{1}{K_{cl} A_{cl}} - \frac{8\nu_v \phi}{\nu_l A_v R_v^2}}{\frac{1}{K_{op} A_{op}} + \frac{1}{K_{cl} A_{cl}}} \quad (29)$$

식 (29)는 층류 증기유동을 가정할 때 전체 액체 질량유동률에 대한 open groove 로 흐르는 질량유동률의 비이다.

2.2. 증발부와 응결부에서의 액체의 압력강하

단열부에서와 마찬가지로 증발부와 응결부에서의 압력구배는

$$\left(\frac{dP_t}{dz}\right)_w = \rho_l g \sin\phi + \left(\frac{dP_{t,f}}{dz}\right)_w \quad (30)$$

여시 Darcy 의 식 (8)에 따라

$$\left(\frac{dP_{t,f}}{dz}\right)_w = -\frac{\mu_l \dot{m}_l(z)}{\rho_l K_w A_w} \quad (31)$$

따라서 식 (12), (31)을 (30)에 대입하고 적분하면

$$\Delta P_{t,w_e} = \rho_l g \sin\phi L_e + \frac{\nu_l}{K_w A_w} \frac{Q_h}{\lambda} \frac{L_e}{2} \quad (32)$$

$$\Delta P_{t,w_c} = \rho_l g \sin\phi L_c + \frac{\nu_l}{K_w A_w} \frac{Q_h}{\lambda} \frac{L_c}{2} \quad (33)$$

2.3. 증기의 압력강하

층류 증기유동을 가정할 때 식 (12)를 (10)에 대입하면 증기의 압력구배는 다음과 같이 된다.

$$\frac{dP_v}{dz} = \begin{cases} -\frac{8\nu_v}{A_v R_v^2} \frac{Q_h}{\lambda} \frac{z}{L_e} : 0 \leq z \leq L_e \\ -\frac{8\nu_v}{A_v R_v^2} \frac{Q_h}{\lambda} : L_e \leq z \leq L_e + L_a \\ -\frac{8\nu_v}{A_v R_v^2} \frac{Q_h}{\lambda} \frac{(L_t - z)}{L_c} : L_e + L_a \leq z \leq L_t \end{cases} \quad (34)$$

따라서 증력가속도로 인한 압력구배를 무시하면, 전체의 증기 압력강하는

$$\begin{aligned} \Delta P_v &= -\int_0^{L_t} \frac{dP_v}{dz} dz \\ &= \frac{8\nu_v}{A_v R_v^2} \frac{Q_h}{\lambda} \left(L_a + \frac{L_e + L_c}{2} \right) \end{aligned} \quad (35)$$

2.4. 최대 열전달률

앞에서 설명한 바와같이 전체의 액체압력강하는 각 부분에서의 압력강하들을 합한 것이므로, 최대 열전달률은, (24), (32), (33)을 더한 식 (9)와 증기의 압력강하식 (35)를 식 (7)에 대입하므로써 얻어진다. 즉 최대 열전달률을 Q_{max} 라 할 때

$$\begin{aligned} &\rho_l g \sin\phi L_t + \left[\frac{\nu_l}{K_{op} A_{op}} M L_a + \frac{\nu_l}{K_w A_w} \frac{L_e + L_c}{2} \right. \\ &\quad \left. + \frac{8\nu_v}{A_v R_v^2} \left\{ (1+\phi) L_a + \frac{L_e + L_c}{2} \right\} \right] \frac{Q_{max}}{\lambda} \\ &= \frac{2\sigma}{R_{min}} \end{aligned} \quad (36)$$

그러므로 Q_{max} 에 대해 풀면

$$\begin{aligned} Q_{max} &= \frac{\sigma \lambda}{\nu_l} \frac{\left(1 - \frac{\rho_l g \sin\phi L_t R_{min}}{\sigma} \right) \frac{2}{R_{min}}}{\frac{M L_a}{K_{op} A_{op}} + \frac{1}{K_w A_w} \frac{L_e + L_c}{2}} \\ &\quad + \frac{\nu_v}{\nu_l} \frac{8}{A_v R_v^2} \left\{ L_a (1+\phi) + \frac{L_e + L_c}{2} \right\} \end{aligned} \quad (37)$$

식 (37)은 단열부에 접힌판재의 그루우브 wick 를 갖는 열파이프의 최대 열전달률을 나타내는 식이며, 층류 증기유동이 일어나는 경우에 유효하다. 실제의 경우에 있어서 접힌판재의 그루우브에서의 압력강하는 보통의 그루우브에서의 압력강하보다도 작다. 그것은 유동단면적이 증가되어, 식 (37)에서 보는 바와같이 전체 액체질량증 M의 비 단클림만의 질량이 open groove 로 흐르기 때문이다. 이러한 점이 접힌판재의 그루우브 wick 가 보통의 그루우브 wick 에 비해 갖는 장점이라 할 수 있는 것이다.

만일 증발부와 응결부에 스크린과 같은 다공성 물질을 넣는다면, 증발부와 응결부에서의 칩투도는 단열부의 접힌 판재의 그루우브 wick 의 칩투도에 비해 훨씬 작게 될 것이다. 또한 이 때 증기의 압력강하 역시 증발부와 응결부에서의 액체의 압력강하에 비해 무시될 수 있을 정도로 작을 것이므로, 극한의 경우에 있어서 최대 열전달률은 다음과 같이 될 것이다.

$$Q_{max} \approx \frac{\sigma \lambda}{\nu_l} \frac{\left(1 - \frac{\rho_l g \sin\phi L_t R_{min}}{\sigma} \right) \frac{2}{R_{min}}}{\frac{1}{K_w A_w} \frac{L_e + L_c}{2}} \quad (38)$$

따라서 단열부에 접힌판재의 그루우브를 갖는 열파
프는 보통의 열파이프에 비해 대략

$$\frac{L_a + \frac{L_e + L_c}{2}}{\frac{L_e + L_c}{2}}$$

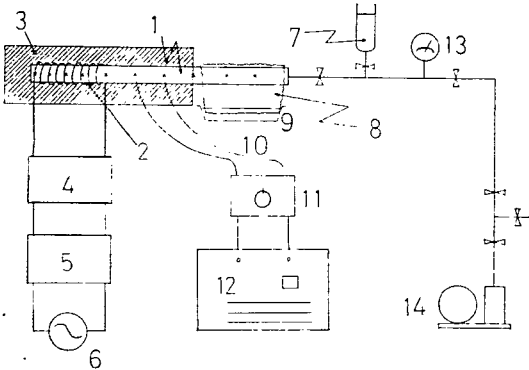
배 만큼 더 큰 열전달률을 갖는다. 만일 응결부에 증발
부의 wick 보다 침투도가 더 큰 wick 를 넣는다면 위
의 비는 더욱 늘어날 것이다.

접힌판재의 그루우브를 갖는 열파이프는 설치목적상
긴 단열부를 요하는 경우에 효과적으로 사용될 수 있
다.

3. 실험

3.1. 실험 장치

실험장치는 Fig. 4에서 보는 것처럼 열파이프, 가열
장치, 냉각장치 및 측정장치등으로 구성되어 있다.



- 1. Heat pipe
- 2. Heating coil
- 3. Insulator
- 4. Watt meter
- 5. Transformer
- 6. Power supply
- 7. Working fluid
- 8. Cooling cloth
- 9. Cooling water
- 10. Thermocouples
- 11. Rotary switch
- 12. Potentiometer
- 13. Vacuum gauge
- 14. Vacuum pump

Fig. 4 Schematic diagram of experimental system

파이프의 재질은 동으로서 내경 34mm, 외경 38mm
이며 전체길이는 57cm이다. 단열부의 wick 를 이루
는 그루우브는 역시 두께 0.1mm의 동판으로서, 폭
2mm, 길이 2.5mm, 길이 25cm의 홈이 모두 22개가
되도록 하였다. 관 표면의 온도를 측정하기 위한 장치
로 chromel-alumel 열전대를 증발부에 5개, 단열부에
3개, 그리고 응결부에는 2개씩 각각 등간격으로 부착
시켰다. 그리고 내부증기의 온도를 측정하기 위하여,
증발부와 응결부 끝에서 내부로 열전대를 1개씩 삽입

하였다.

냉각장치로는 열전달률이 크지않을 것을 고려하여
공냉과 냉각철을 이용하였다. 참고로 Table 1은 열파
이프에 사용한 wick의 제원과 성질을 나타낸 것이다.

Table 1 Properties of wicks

Evaporator	Material	150 mesh bronze screen
	Wire diameter	0.0564mm
	Porosity(ε)	0.725
	Permeability (K _{wc}) ⁽¹⁰⁾	1.3174 × 10 ⁻¹⁰ m ²
	R _{min}	0.0847mm ⁽¹⁰⁾
Condenser	Material	80 mesh bronze screen
	Wire diameter	0.102mm
	Porosity(ε)	0.735
	Permeability (K _{wc}) ⁽¹⁰⁾	4.8526 × 10 ⁻¹⁰ m ²
Adiabatic section	Material	Copper rectangular groove
	K _{op} A _{op}	21.264 × 10 ⁻¹² m ⁴
	M	0.503

3.2. 실험 방법

먼저 진공펌프를 가동시켜 진공계이지상으로 -760
mmHg에 거의 근사 될때까지 관 내부의 공기를 뽑은
후, 몇 시간을 기다려 계이지의 눈금이 변하지 않아 파
이프에 새는 곳이 없음을 확인하였다. 다음에 wick 를
채울수 있는 양 113cc의 아세톤을 파이프내부로 주입
하고 응결부에 붙은 밸브를 닫았다.

다음, 변압기를 조절하여 전열선을 가열하고 냉각철
에 냉각수를 흘려 냉각되게 하면서 실험을 개시하였다.
관 표면과 내부의 증기온도는 증발부 끝의 온도가 거
의 변하지 않는 상태까지 기다려 정상상태를 확인한
후, 각 점에서의 열전대의 기전력을 potentiometer로
측정하므로써 계산하였다. 이 때 실내온도도 측정하여
potentiometer에서 온도보정을 해주었다. 수평경사각
이 0인 상태에서 낮은 입력으로부터 점차 단계적으로
높여가며 가열부에서 dry-out 현상의 일어나 가열부 끝
부분의 온도가 급상승할 때까지 실험하였다.

4. 실험 결과 및 고찰

4.1. 실험 결과

실험결과는 Fig. 5 및 Table 2, 3, 4에 나타내었다.

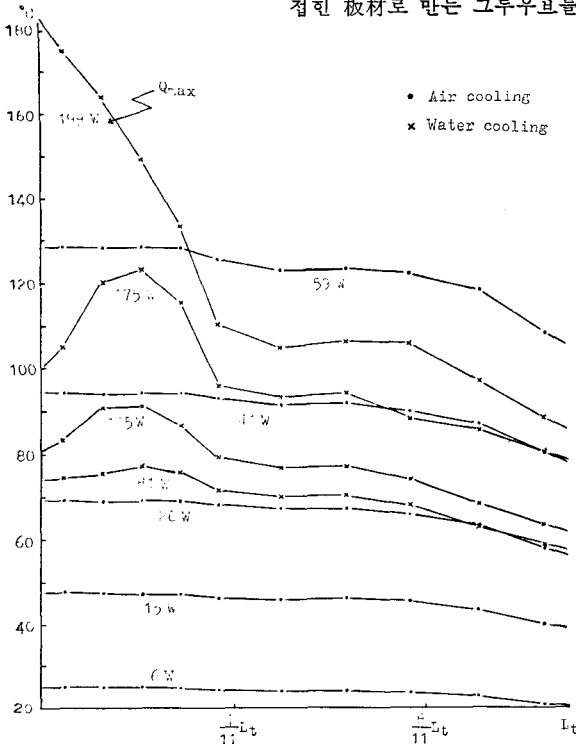


Fig. 5 Temperature distribution of heat pipe

Table 2 Saturation temperatures of vapor

Heat transfer (Watt)	T_{sate}	T_{sate}	Cooling method
6	25	23.4	Air cooling
15	47.6	46	Air cooling
26	69.6	68.2	Air cooling
41	94	92.6	Air cooling
59	128.4	126.3	Air cooling
81	74	71.6	Water cooling
105	80.8	79	Water cooling
175	99.4	94.8	Water cooling

열전달률은, 증발부와 단열부가 외부로부터 완전히 단열된 것으로 간주하고 전열선에 가해진 입력과 같은 것으로 생각하였다. Fig. 5에서 보듯이 열전달률이 81 Watt 정도가 되기까지는관의 표면온도 분포는 거의 등온으로 나타났으며, 105 Watt 서부터 증발부 중앙의 온도가 다른 부분에 비해 서서히 상승되기 시작하다가 199 Watt 가 되었을 때 증발부 끝의 온도가 급상승하여 증발부에서 온도가 직선으로 하강하는 양상을 보였다. (Fig. 5에서의 열전달률 199 Watt 일 때의 온도분포는 비 정상상태의 한 순간을 나타낸 것이다.) 또한 Table 2에 나타난 것처럼, 정상작동시 증발부나 응결부의 증

Table 3 Variation of Reynolds Numbers

Heat transfer(Watt)	R_{ev}	R_{ere}	R_{ect}
6	58	1.1	0.3
15	142	2.6	1.1
26	244	4.4	2.5
41	385	7.0	4.7
59	614	11.1	9.4
81	760	13.8	7.7
105	980	17.8	11.1
175	1660	30.1	21.9

R_{ev} : Reynolds No. of vapor

R_{ere} : Radial Reynolds No. at evaporator

R_{ect} : Reynolds No. at closed groove)

Table 4 Thermal resistance of heat pipe

Heat transfer(Watt)	R_{th}	Cooling method
6	0.422	Air cooling
15	0.291	Air cooling
26	0.243	Air cooling
41	0.197	Air cooling
59	0.205	Air cooling
81	0.147	Water cooling
105	0.167	Water cooling
175	0.157	Water cooling

($R_{th} = \bar{T}_e - \bar{T}_c / Q_s$, where \bar{T}_e , \bar{T}_c are the mean temperatures at the evaporator and condenser, respectively)

기온도는 거의 차이가 없었다.

Table 3은 각부분에서의 열전달률 증가에 따른 레이놀즈수의 변화를 표시한 것인데, 그루우브에서의 액체유동의 레이놀즈수가 무척 낮아 wick에서의 증류확립유동에 대한 가정이 정당한 것을 확인할 수 있으며, 또한 본 실험의 경우 증기통로에서의 증기유동 역시 증류유동임을 알 수 있다.

수치적으로 구한 $\overline{K}_c A_{cs}$ 값은 여러 경계조건들을 대입하여 구해 본 결과 그 값들의 차이가 거의 없음을 확인하였다. 따라서 본 논문에서 가정된 경계조건 $R_{zg} = \frac{W}{2}$; $z=L_e$, $R_{zg} \approx \infty$; $z=L_e+L_a$ 가 유효함을 증명할 수 있었다. (Table 1 참조)

한편, 열전달률에 대한 증발부와 응결부 표면의 온도차의 비로 정의되는 열저항 값은 Table 4에서 보듯이, 일정하지 않고 열전달률의 증가에 따라 감소하는 경향을 나타내었으나 81 Watt 이상에서는 별다른 변화를 보이지 않았다.

4.2. 고찰

증발부 끝의 온도가 급상승하였을 때의 열전달률 199 Watt를 최대 열전달률이라 생각하였다. 즉 wick의 모세관력이 응결부의 액체를 증발부까지 끌어들이지 못하여 증발부의 wick 속의 액체가 말라 버리고, 따라서 증발부에 과열현상이 일어난 것으로 볼 수 있는 것이다.

식 (37)에 아세톤의 성질(100°C)⁽¹⁾을 대입하여 최대 열전달률을 계산하면 164Watt로서 실험치와 약 20%의 오차를 갖는다.

한편 wick 전체가 증발부에서와 같은 구조로 되어 있는 보통의 열파이프에 대해서 최대 열전달률을 계산해 보면 40 Watt 정도이다. 따라서 단열부에 접힌 판재의 그루우브를 넣고 응결부에 침투도가 높은 wick를 넣음으로써 capillary force에 의한 최대 열전달률이 약 4배 정도 증가된 것을 알 수 있다.

열전달률이 105 Watt인 근처에서 증발부 중앙의 온도가 높아지기 시작한 것은 다음과 같이 해석될 수 있다. 즉, 핵비등한계에 대한 식을 이용하여 본 열파이프에서의 핵비등한계를 구해보면, 대략 100 Watt에서 180 Watt 사이의 열전달률에서 핵비등 현상이 발생하는 것을 기대할 수 있다⁽²⁾. 따라서 열전달률이 105Watt에서 175 Watt사이일 때 증발부 중앙의 온도가 상승된 것은, wick 속의 액체의 핵비등으로 인한 과열현상에 기인하는 것으로 결론지을 수 있을 것이다. 즉 입력이 높아짐에 따라 가열부 wick에서 점차적으로 기포가 생기며 이 형성된 기포가 액체의 열전도도를 저하시키므로 증발부의 온도가 상승된 것이다.

열파이프의 열저항이 일정한 값을 갖지 않고 열전달률이 증가함에 따라 감소한 것은 증발부와 응결부의 wick 속에서의 액체유동의 대류(convection)현상때문인 것으로 볼 수 있다. 반면, 높은 입력에서, 이와같은 대류현상에도 불구하고 열저항이 더 이상 감소되지 않은 것은 높은 온도에서의 액체의 낮은 열전도계수 및 앞서 설명한 핵비등 현상 때문인 것으로 생각된다.

또한 응결부 끝의 온도가 다른 부분에 비해 비교적 낮은 것은 열파이프의 단면적이 좁으므로 인해 응결부 끝에서 측방향 쪽으로 열손실이 많다는 것과, 관속을 진공으로 만들 때 남아있던 비응축성 기체가 응결부에서의 열방출을 부분적으로 방해한다는 사실등으로 설명할 수 있다고 생각한다.

5. 결론

본 논문의 이론 전개 및 실험결과 다음과 같은 결론

을 얻었다.

- (1) 액체유동저항이 매우 작은 접힌 판재의 그루우브를 단열부의 wick로 사용함으로써 보통의 열파이프, 특히 긴 단열부를 갖는 열파이프의 capillary limit는 증가된다.
- (2) 접힌판재의 그루우브를 갖는 열파이프의 열저항은 보통의 열파이프에 비해 증가하지 않는다. 그것은 열파이프의 저항은 증발부와 응결부의 wick 구조에만 국한되는 변수이기 때문이다.
- (3) 수평경사각이 있을 때의 실험적인 연구가 필요하다.
- (4) 접힌판재의 그루우브는 보통의 그루우브에 비해 유동저항이 작으므로 wick 전체를 접힌판재의 그루우브로 만든 열파이프에 대한 연구가 바람직하다.

참고 문헌

- (1) P.D. Dunn, D.A. Reay, Heat Pipes, 2nd Ed., Pergamon Press, Oxford, 1976
- (2) G.M. Grover, T.P. Cotter, G.F. Erickson, "Structures of Very High Thermal Conductance", J. Appl. Phys., Vol. 35, pp.1990~1991, 1964
- (3) 송태호, 이정오, "환상 열파이프의 열전달 특성연구", J. of the S.A.R.E.K., Vol. 8, No. 1, pp. 452~460, 1979
- (4) 황인섭, 손병진, 박희용, "Heat Pipe 성능에 대한 증력효과에 관한 연구", 대한기계학회 1981년도 추계학술대회, 육군사관학교, pp.196~201, 1981
- (5) Hou Zeng Qi, Hua Cheng Sheng, Guo Shun, Li Ting Han, "Performance Investigation and Application of Grooved Heat Pipes", AIAA 14th Thermophysics Conf., Orlando, Fla., June 4~6, 1979
- (6) E.K. Levy, "Theoretical Investigation of Heat Pipe Operating at Low Vapor Pressure", J. Eng. Ind., Vol. 90, pp.547~552, 1968
- (7) J.E. Kemme, "Heat Pipe Design Considerations", Los Alamos Scientific Laboratory Report, LA-4221-MS, 1969
- (8) G.S. Dzakowic, Y.S. Tang, F.G. Arcella, "Experimental Study of Vapor Velocity Limit in a Sodium Heat Pipe", ASME-ALCHE Heat Transfer Conf., Minneapolis, Minn., 1969

- (9) T.P. Cotter, "Theory of Heat Pipe", Los Alamos Scientific Laboratory, Los Alamos, New M., 1965
- (10) S.W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York, 1976
- (11) C.A. Bankston, H.J. Smith, "Vapor Flow in Cylindrical Heat Pipes", J. Heat Transfer, 1973
- (12) W. Hufschmidt, E. Burck, G. Di Cola, H. Hoffman, "The Shearing Effect of Vapor Flow on Laminar Liquid Flow in Capillaries of Heat Pipes", NASTT-F-16601, 1975
- (13) W.M. Kays, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York, 1966
- (14) P.J. Brennan, E.J. Krolczek, H. Jen, "Axially Grooved Heat Pipes", AIAA 12th Thermophysics Conf., Albuquerque, New M., 1977