

삼각단면 극소히트파이프의 작동특성에 관한 기초 연구

Fundamental study on performance characteristics of a micro heat pipe with triangular cross section

문 석 환*, 김 종 오**, 김 철 주***
S. H. Moon, J. O. Kim, C. J. Kim

Key words: Capillary pressure(모세압력), Vapor-liquid interface(기-액계면), Heat transfer limitation (열전달한계), Liquid blocking(액봉쇄)

ABSTRACT

Numerical and experimental studies were performed to examine the characteristics of heat and mass transfer processes for a Micro Heat Pipe(MHP) with a triangular cross-section. Solutions on mass flow rate, pressure variation, and radius of meniscus were obtained using the mathematical model developed by Faghri and Khrustalev. To obtain an increase in capillary limitation, a triangular tube with curved walls was designed and fabricated. The measurement by microscope showed that the radius at corners of the tube was ranging between 0.03-0.05 mm. Performance test for MHPs using the triangular tube with curved walls proved a substantial increasement in heat transport limitation, with 4.5 W and 2.0 W in case of using water and ethanol as a working fluid, respectively. In the previous study by Faghri a limitation of 0.5 W was reported for a water MHP with a regular triangular tube.

기 호 설 명

그리스 문자

A : 단면적 [m^2]
 B : 폭 길이 [m]
 D_h : 수력직경 [m]
 f_b : 마찰계수
 g : 중력가속도 [m/s^2]
 G : 질량유동율 [kg/s]
 h : 열전달 계수 [W/m^2K]
 k : 열전도 계수 [W/mK]
 L : 길이 [m]

γ : 모서리 반각
 θ : 최소 접촉각
 μ : 점성계수 [$Pa \cdot s$]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]
 φ : 경사각 [$^\circ$]

하첨자

b : 봉쇄
c : 응축부
e : 증발부
l : 액체

* 성균관대학교 대학원

** 삼성전자

*** 정희원, 성균관대학교 기계공학과

men: 메니스커스

t : 전체

v : 증기

w : 벽

1. 서 론

마이크로 프로세서, 컴퓨터 칩 등 오늘날 전자 기기에 많이 사용되는 소형 전자 반도체에서는 약 0.1-2 W 범위의 열이 발생한다. 1984년 Cotter⁽¹⁾는 이러한 반도체의 냉각에 적용할 수 있는 직경 1-2 mm 미만의 극소 히트파이프(Micro Heat Pipe)의 구조를 개발하였고, Peterson⁽²⁾에 의해 수학적 정의가 식(1)로 제시되었다.

MHP 구조의 특징은 용기단면을 3각 또는 4각 형상으로 제작함으로써 모서리 내부를 따라 길이 방향으로 이어진 좁은 틈새를 응축액의 수송에 필요한 모세 압력을 얻을 수 있는 워(wick)으로 이용하는 데 있다. Cotter 이후 지난 10여 년 동안 Faghri⁽³⁾, Peterson⁽²⁾ 등 많은 연구자들이 MHP에 관련된 연구를 수행하였으며, 용기 내부의 2상 유동, 비등 및 응축열전달, 열전달한계 등 설계인 자들에 대한 보다 깊은 이해를 얻을 수 있었다. 이들의 노력으로 주어진 형상의 MHP에서 열전달 성능에 대한 예측이 가능하게 되었다. 개발 초기에는 삼각단면 형상의 MHP에서 실험적으로 얻은 열전달 한계는 약 0.1 W미만이었으나, 최근 설계 및 제작기술의 발전으로 1 mm×2 mm의 4각 단면에 길이 50 mm인 MHP에서 최대 5 W까지 열전달한계가 크게 향상되었다.

지난 10여 년 동안 MHP에 대한 기초연구는 크게 발전하였으나, MHP의 상용화는 활성화되지 않은 것으로 보인다. 다만 최근 Notebook PC에서 마이크로 프로세서의 냉각을 위하여 길이 50-60 mm, 직경 4 mm 정도의 소형 히트파이프를 적용하는 기술이 보편화되고 있다.

본 연구는 MHP의 설계, 제작, 열전달해석 등 관련 기초기술을 확립하는 데 목적이 있다. 지난 10여 년 사이에 이 분야의 국내 연구논문은 수 편에 그치고 있다.⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 그러나 Notebook PC 제조업에서 최근 소형 히트파이프의 국산화에 관심을 보이고 있으며, 이것은 국내의 MHP 연구발전에 새로운 계기를 제공할 수 있을 것으로 생각한다.

본 연구에서는 Faghri의 수치해석적 모델을 적

용하여, 삼각단면 MHP에 대한 내부 작동유체의 2상 유동, 용기 모서리를 따라 흐르는 응축액의 meniscus 변화, 그리고 열전달에 대한 수치적 해를 얻었다. 그리고 MHP의 제작에 관련된 여러 가지 기술과 제작공정에 관한 문제점들을 비교 검토하였다. 또한 삼각단면 MHP 열수송한계를 증가시키기 위하여 곡면을 갖는 삼각용기를 개발하고, 열전달 성능시험 결과를 비교하였다.

2. 극소 히트파이프의 구조와 열전달 수치해석

2.1 극소 히트파이프의 작동원리와 구조

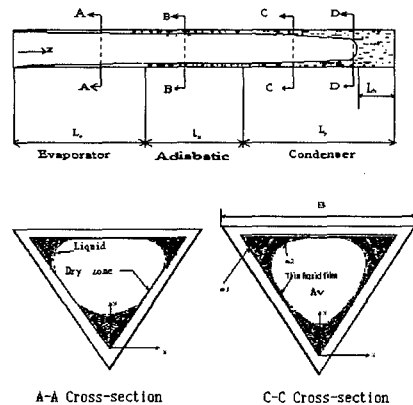


Fig. 1 Coordinates and two-phase flow inside a MHP.

Table 1 Design parameters of the MHP for numerical analysis

Component & Materials	Dimension
Width of wall; inside	1.7 mm
outside	2.1 mm
Length of; Evaporator	10 mm
Adiabatic section	10 mm
Condenser	15 mm
Thickness;	0.2 mm
Container material	Stainless steel
Working fluid	Ethanol
Charging mass	5mg

Fig. 1은 Cotter가 제안한 삼각단면 MHP의 형상과 정상상태의 작동에서 작동유체의 2상 유동 형태를 보여주고 있다. 용기 모서리의 기하학적 형상은 모세 압력분포와 관련성이 크기 때문에 MHP의 작동에 중요한 인자가 된다. 응축액은 용기 모서리를 따라 흐르고, 유동 단면적은 응축부에서 증발부 방향으로 점차 감소한다. 응축액의 기-액 계면에는 모세압이 작용하고, 크기가 응축부 방향으로 증가하기 때문에 응축액 유동이 형성된다. 여분의 작동유체는 액상으로 응축부끝단에 모이게 되고, 이 부분은 열전달에 관여하지 않는다. 이것을 액봉쇄(liquid blocking)라 부르며, 응축부 열저항 증가의 요인이 된다. Peterson⁽⁶⁾은 용기의 수력반경(r_h)와 모세반경(r_c)의 함수로 MHP의 정의를 제시하고 있다.

$$\frac{r_c}{r_h} \geq 1 \tag{1}$$

Table 1은 본 연구의 수치해석을 위한 MHP의 재원으로써 Faghri⁽³⁾가 적용한 재원들과 유사하다.

2.2 지배 방정식

본 논문에서 수치해석은 MHP 내부 2상 유동 형태, 압력변화등에 관한 기초적 이해와 함께 성능 실험결과를 비교 검토하기 위하여 수행한 것으로서 Faghri⁽³⁾ 등의 연구에 비하여 보다 제한적 범위에서 수행하였다. Faghri⁽³⁾ Peterson⁽⁶⁾ 등의 수치해석에는 MHP의 단면이 기하학적으로 매우 작기 때문에 내부 2상 유동에 대한 기-액 계면의 마찰, 응축 액의 모서리 유동저항과 같은 값들을 유사한 형태의 거시적 유동장에서 얻은 그 결과들을 적용하였으며, 관련 항들이 매우 복잡하고 다양하다. 보다 자세한 내용은 김종오의 논문⁽⁵⁾에 수록되어 있다.

지배방정식은 3개의 보존방정식과 기-액 계면에 작용하는 모세압에 대한 Laplace-Young의 식으로 구성되며, Fig. 1의 좌표계를 적용하여 서술하였다.

정상상태에서 MHP내부 작동유체의 총질량 M_t 는 다음 식과 같다.

$$M_t = N \int_0^{L_i-L_s} \rho_l A_l dz + \int_0^{L_i-L_s} \rho_v A_v dz + \rho_l A L_b + M_f \tag{2}$$

식(2)의 첫 항은 N개의 용기 모서리를 따라 흐르는 응축액의 질량, 둘째 항은 증기통로를 따라 흐르는 증기질량, 셋째 항은 응축부끝단에 모여 있는 액봉쇄의 응축질량, 그리고 마지막 항 M_f 는 용기내면의 평면에 얽은 액막을 이루며 분포된 응축액의 질량으로써 이 응축액은 유동하지 않는다고 가정한다. 정상상태일 때, 임의 단면에서 증기유동율과 액체질량유동율은 언제나 같은 크기이다. 즉,

$$\bar{w}_v \rho_v A_v = N \bar{w}_l \rho_l A_l = N \dot{m} \tag{3}$$

여기서 \bar{w}_v , \bar{w}_l 은 각각 증기와 액체의 평균속도이다.

증기유동과 응축액 유동을 각각 1차원 정상상태로 가정하면, 운동량방정식은 각각 식(4) 및 (5)와 같다.

$$\frac{d}{dz} (P_v + \rho_v g z \sin \phi + \rho_v \beta_v \bar{w}_v^2) = -f_v \frac{2 \rho_v \bar{w}_v^2}{D_{h,v}} \tag{4}$$

$$\frac{dP_l}{dz} + \frac{\rho_l}{2A_l} \frac{d}{dz} (\bar{w}_l^2 A_l) + \rho_l g \sin \phi = \mu_l \left(\frac{\partial^2 w_l}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_l}{\partial y^2} \right) \tag{5}$$

여기서 f_v 는 증기의 마찰계수이고, β_v 는 증기의 운동량 수정계수으로써 이들 값들은 유사한 형태의 거시적 유동장에서 근사적 해법으로 구한 Bankston & Smith (1972)⁽⁷⁾와 Bowman & Hitchcock(1988)⁽⁸⁾의 해석결과를 적용하여 구한다. 모서리를 따라 흐르는 응축액 유동율의 길이 방향 변화율과 단위길이 당 열부하 Q'_i ($= \frac{Q_i}{L_i}$, $i = e, c$) 사이의 관계는 상변화 열전달을 고려하면 다음과 같다.

$$\text{증발부에서 ; } \frac{d}{dz} (\rho_l \bar{w}_l A_l) = \frac{Q'_e}{Nh_{fg}}$$

$$\text{단열부에서 : } \frac{d}{dz} (\rho_l \bar{w}_l A_l) = 0 \tag{6}$$

$$\text{응축부에서 ; } \frac{d}{dz} (\rho_l \bar{w}_l A_l) = \frac{Q_c'}{N h_{fg}}$$

임의단면에서 모서리의 응축액의 기-액 계면에
서 곡률반경의 길이방향에 따른 변화율 $\frac{dR_{men}}{dz}$
는 Laplace-Young 방정식을 이용하면 식(7)과 같
다.

$$\frac{dP_v}{dz} - \frac{dP_l}{dz} = - \frac{\sigma}{R_{men}^2} \frac{dR_{men}}{dz} \quad (7)$$

모서리에서 응축액의 유동단면적 A_l 은 다음
식으로 표시된다.

$$A_l = R_m^2 \left[\cos(\gamma + \theta_{men}) (\sin(\gamma + \theta_{men}) \right. \\ \left. + \frac{\cos(\gamma + \theta_{men})}{\tan \gamma}) - \left(\frac{\pi}{2} - \gamma - \theta_{men} \right) \right]$$

각 변수들에 대한 경계조건은 다음과 같다. 응
축액의 유동속도 w_{l1}, w_{l2} 은 각각 Fig. 1의 두 경계
면, ω_1, ω_2 에서 다음 조건을 적용한다.

측 벽과의 경계 면에서 미끄럼이 있다 ;

$$w_{l1}, w_{l2} = 0,$$

기-액 경계면에는 접선방향 전단마찰력이 작음
한다 ;

$$\left. \frac{\partial w_l}{\partial n} \right|_{\omega_2} = - \frac{f_v}{2\mu_l} \rho_v \bar{w}_v^2 \quad (8)$$

증기 및 응축액의 압력에 대한 경계값은 각각
증발부 끝단에서 식(9)와 같다.

$$\begin{aligned} \text{증기압 ; } P_v \Big|_{z=0} &= \rho_{i0} R_g T_{i0} \\ \text{응축액압 ; } P_l \Big|_{z=0} &= P_{i0} - \frac{\sigma}{R_{men,0}} \end{aligned} \quad (9)$$

이상의 관계식들을 적용하여, 증발부끝단의 경
계값 $R_{men,0}$ 를 설정하고, $R_{men}(z)$ 와 액막질량분
포를 구한다. 이상에서 얻은 결과를 이용하여 증
발부 및 응축부의 열전달계수를 각각 식(10),
(11)과 같이 구할 수 있다.

$$h_e = \left(\left[\frac{2R_{men}}{B} \frac{\cos(\gamma + \theta_{men}) h_{e,men}}{\sin \gamma} \right]^{-1} + \frac{t_w}{k_w} \right)^{-1} \quad (10)$$

$$h_c = \left(\left[\frac{2L_1}{B} h_{c,f} + \left(1 - \frac{2L_1}{B}\right) h_{c,men} \right]^{-1} + \frac{t_w}{k_w} \right)^{-1} \quad (11)$$

여기서 $h_{c,f}$ 는 용기 측벽 위의 응축액막에서
일어나는 응축 열전달계수이고, $h_{e,men}, h_{c,men}$ 는
각각 증발부와 응축부 모서리의 응축액
meniscus에서 일어나는 열전달 계수이다. 증기유
동에 의한 열저항은 식(12)로 주어지며, 관의 길
이방향으로 증기온도의 저하를 초래한다.

$$r_v = \frac{1}{Q} \left[\frac{1}{L_e} \sum_{z=0}^{L_e} T_v \Delta z - \frac{1}{(L_c - L_b)} \sum_{z=(L_e+L_a)}^{L_e+L_c} T_v \Delta z \right] \quad (12)$$

2.3 수치해석 및 결과

2.3.1 경계조건

이상의 방정식들의 해를 얻기 위한 가정조건과
경계조건은 다음과 같다.

- (1) 증발부끝단에서 R_{men} 은 열부하와 충전량의
크기에 의해서만 영향을 받는다.
- (2) meniscus의 접촉각 θ_{men} 은 전구간에 대하
여 증발부끝단의 $\theta_{men,0}$ 와 동일하다.
- (3) MHP 관벽과 액체통로를 통한 MHP 측방
향 열전도효과는 무시한다.
- (4) 전체 벽면둘레를 따라서 가해진 열유속은 균일
하다.
- (5) 기-액 계면의 온도는 증기온도와 일치한다.

수치해석을 위하여 MHP를 길이방향으로 1
mm 간격을 갖는 35개의 node점으로 나누었다.
변수들에 대한 경계조건은 $i=0$ 에서 다음과 같

$$R_{men,0} = 50 \mu\text{m}, \quad \theta_0 = 10^\circ, \quad T_{v,0} = 60^\circ\text{C}$$

$$P_{v,0} = \rho_v R_g T_{v,0}, \quad (13)$$

$$P_{l,0} = P_{v,0} - \frac{\sigma}{R_{men,0}}$$

이 결정하였다.

임의의 i 점에서 열부하, Q_i 는 z 의 함수로써 구
간에 따라 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{증발부 } (0 \leq z \leq L_e) &; Q_i = Q_i(\Delta z/L_e), \\ \text{단열부 } (L_e \leq z \leq L_e + L_a) &; Q_i = 0 \\ \text{응축부 } (L_e + L_a \leq z \leq L_e + L_b) &; \end{aligned} \quad (14)$$

$$Q_i = Q_a \left(1 + \frac{L_e + L_a - z}{L_c - L_b} \right),$$

각 절점에서의 값은 Runge-Kutta법으로 풀어
서 구하였다. 만약 $R_{men,i}$ 이 최대가 되면 액방쇄

(liquid blocking)가 시작되고, 나머지 노드점의 길이를 액봉쇄 길이 L_b 라고 본다. 이상의 과정을 통하여 액봉쇄 노드점까지의 총질량이 충전질량과 다를 경우 R_{men0} 을 변화시켜 노드점 $i=0$ 부터 다시 반복하여 계산을 수행하였다.

2.3.2 수치해석 결과

수치해석 결과를 Fig. 2-6에 나타내었다. 열부하, Q 값은 0.05 W, 0.15 W 및 0.25 W로 설정하였다. Fig. 2는 열부하가 0.25 W($q''=3912.4 \text{ W/m}^2$)인 경우에 MHP의 길이방향 증기온도와 벽면온도 분포를 나타낸 것이다. 증기온도, $T_v=60 \text{ }^\circ\text{C}$ 일 때, 응축부와 증발부의 벽면의 온도차이는 $0.8 \text{ }^\circ\text{C}$ 로서 매우 작았다. 다만 응축부에는 액봉쇄가 시작하는 지점에서 벽 온도가 급격히 감소하였다. 단면형상이 Tapered이고, 관 길이가 60 mm인 MHP를 이용한 Wu와 Peterson⁽⁶⁾의 실험연구 결과는 $Q=0.12 \text{ W}$, $T_v=25.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 일 때 약 $0.9 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 온도차를 나타냈으며, 그 결과를 Fig. 2에서 비교자료로 표시하였다. 두 연구결과는 단면형상과 열부하 조건의 차이에도 불구하고, 길이방향 온도변화가 정성적으로 접근된 관계를 보이고 있다.

Fig. 3은 모서리에서 응축액의 흐름에 대한 $R_{men}-z$ 관계를 표시한 것이다. R_{men} 은 증발부 끝단의 최저값 0.05mm로부터 응축부 방향으로 증가한다. 최대값은 열부하의 크기에 따라 0.35 mm에서 0.15 mm까지 차이를 나타내었다. 용기 모서리의 0.05 mm이하의 곡률은 전체길이에서 R_{men} 의 최소값보다 작아야 한다.

Fig. 4는 용기 모서리의 액체유동 단면적 A_l 의 축방향 분포로써 이 값은 증발부 끝단에서 단열부까지 선형적인 증가를 나타내었다. R_{men} 의 경우와 같이 열부하의 증가에 따라 응축액의 유동량이 증가하기 때문에 A_l 은 증가한다.

Fig. 5는 $Q=0.25 \text{ W}$ 인 경우에 증기압력, 응축액의 압력, 그리고 모세압력에 대한 계산결과를 보여주고 있다. 증기압력 변화는 마찰저항이 작기 때문에 전 길이에 걸쳐 큰 변화가 없다. 그러나 응축액압력과 모세압력은 증발부구간에서 z 방향으로 급격히 변화하고 있다. 이상에서 검토한 해석결과는 정량적으로 Faghri⁽³⁾의 연구결과와 잘

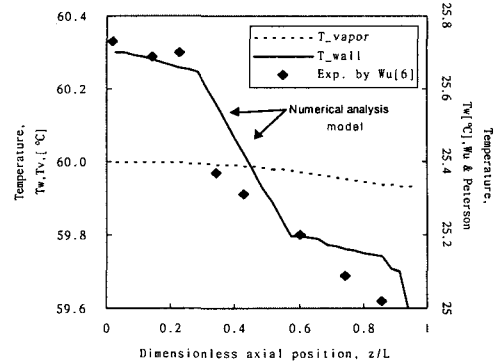


Fig. 2 Axial temperature distributions of present study($Q=0.25 \text{ W}$) and Wu & Peterson's experiment($Q=0.1 \text{ W}$).

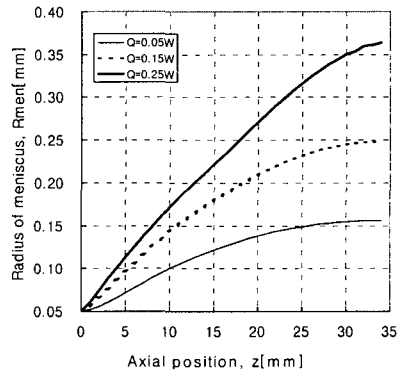


Fig. 3 Variation of radius of meniscus of condensate flow along with axial position from the bottom of evaporator.

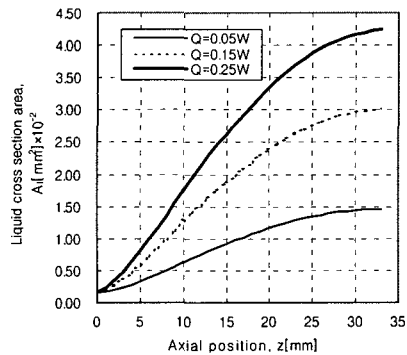


Fig. 4 Variations of liquid cross-sectional area along with axial position from the bottom of evaporator.

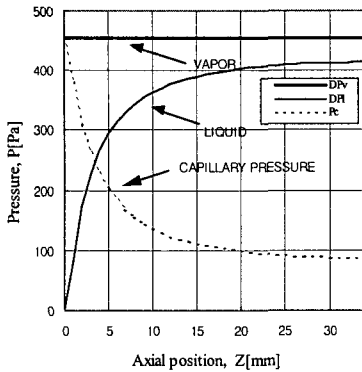


Fig. 5 Pressure variations along with axial position from the bottom of evaporator at $Q=0.25\text{ W}$, $R_{m0}=50\ \mu\text{m}$ ($DPv=Pv(z)-Pv(z=0)$, $DPI=Pi(z)-Pi(z=0)$).

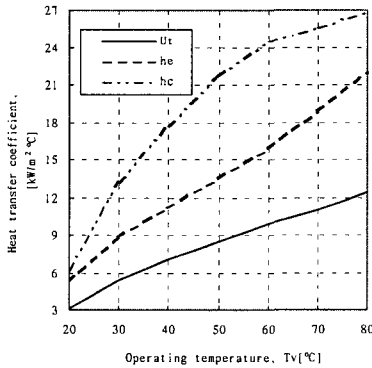


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficients at the evaporator, condenser and overall heat transfer rate versus operating temperature.

일치하였다.

Fig. 6은 작동온도의 변화에 따라 증발부, 응축부의 열전달계수 및 총합 열전달계수의 계산결과를 나타낸 것이다. 작동온도가 20-80°C까지 변화함에 따라 열전달계수는 증발부에서 5-20 kW/m²·°C, 응축부에서 6-26 kW/m²·°C로 열부하가 증가하면 열전달 계수는 증가하고, 보통 크기의 히트파이프의 경우와 유사한 값의 분포를 나타내었다.⁽⁹⁾

3. 제작 및 성능시험

MHP의 제작과정은 근본적으로 일반 히트파이프의 제작과 큰 차이가 없다.^{(10),(11)} 다만 MHP에서는 용기제작에 초정밀 가공기술이 필요하며, 또한 작동유체의 충전량이 1-5 mg으로 미소량이기 때문에 충전과정에서 매우 세심한 주의가 요구된다.

- **요소의 제작**; 직경 2.5 mm, 두께 0.23 mm의 스테인레스 스틸 원형 관을 먼저 삼각형 구멍의 디스크를 통하여 인발하여 삼각단면 튜브를 제작하였다. Photo. 1은 인발을 통하여 제작된 튜브의 단면을 50배 확대한 사진이다. 전체적으로 정삼각형 형상의 단면을 이루고 있으나, 각 모서리의 곡률은 0.07 mm-0.1 mm로써 수치해석에서 적용한 곡률 $R_{men}=0.05\text{ mm}$ 를 얻을 수가 없었다. Photo. 2는 위의 삼각단면의 측벽을 압착하여 곡면벽을 갖도록 2차 가공을 수행한 것이며 모서리 최소곡률이 0.03-0.04 mm미만으로써 Photo. 1의 결과와 비교하여 매우 크게 개선되었다.

주입관(fill tube)은 직경 1.3 mm, 길이 20 mm의 구리관을, 그리고 끝단(end cap)은 직경 1.3 mm, 길이 5 mm의 구리봉재를 사용했다.

- **접합**; 각 요소의 접합에는 1000°C 이상의 고온 진공상태에서 수행하는 brazing용접, 300-400°C의 저온접합인 납용접 방법을 적용하고, 성능을 비교하였다. 접합부의 기밀성, 재료의 산화 등 여러 관점에서 고온 brazing접합기술이 바람직하나, 제작시설과 경비가 많이 요구된다. 그 동안의 연구결과 단기간의 실험용 MHP의 제작에는 납용접 방법도 우수한 성능을 나타내었다.

- **작동유체 충전**; 충전량은 약 5 mg으로 오차가 크지 않도록 유의해야 한다. 미세 주사기(Hamilton model 1072 N, 25 μl)에 작동유체를 주입하고, 주사기 바늘끝을 MHP 용기 하단까지 삽입시키고, 작동유체를 주사기의 눈금으로 계량하여 주입시켰다. 이 주사기의 최소 눈금은 약 7 μl 이다. 제작된 MHP내부에 불용축성 기체가 잔류 또는 발생하지 않도록 작동유체 내부에 공존하는 기체를 제거하는 탈기과정과 함께 주사기의 주입 및 제거과정에서 여러 가지 방법들을 적용하였다.

Fig. 7은 MHP 성능시험을 위한 장치이 개요이다. 증발부벽 주위에 저항선을 설치하고, 직류전



Photo. 1 Microscopic view of cross section of a triangular tube with plane walls obtained by drawing process.



Photo. 2 Microscopic view of the cross section of a triangular tube with curved walls.

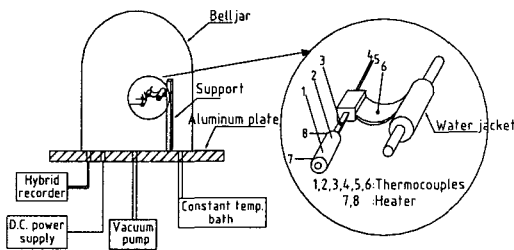


Fig. 7 Schematic view of experimental apparatus for performance test of a MHP.

력을 공급하여(DA 3043, Goldstar) 열을 발생시켰다. DA 3043을 이용하여 열부하를 0.01 W 크기로 제어할 수 있다. 이 실험에서는 최대 열부하가 5 W 미만으로 매우 작기 때문에 열부하 계측의 정확도를 높이기 위해서 진공용기 속에 MHP와 주변장치를 설치하였다.

Table 2 Specifications of 2 MHPs fabricated for performance experiment test

	MHP1	MHP2
Tube wall	Plane walls	Curved walls
Mass of charged liquid	0.012g	0.009g
Charge rate	15%	
Length	45mm	
Pipe material	Stainless steel	
Length of Evaporator	10mm	
Length of Adiabatic	10mm	
Length of Condenser	25mm	
Working fluid	Ethanol	
Length of a side wall	1.48mm	1.48mm
Inside cross section area	0.948mm ²	0.513mm ²
Outside cross section area	1.96mm ²	1.52mm ²
Outside perimeter	6.39mm	6.42mm
Wall thickness	0.23mm	0.23mm

Table 2는 실험용으로 제작한 히트파이프의 재원을 나타낸 것으로서 제작과정의 어려움으로 수치해석용 MHP의 재원(Table 1)과 약간의 차이가 있다.

4. 성능시험 결과

Fig. 8은 물을 작동유체로 사용한 곡면삼각단면을 갖는 MHP에서 열부하를 0.3-4.5 W 까지 단계적으로 증가시켰을 때, 벽면온도 분포의 측정결과를 나타낸 것이다. 응축부 끝단에서는 액봉쇄의 형성으로 벽면온도가 급격히 감소하여 나머지 구간의 벽면온도보다 20-30 °C가량 낮은 값을 나타내었다. 액봉쇄 구간을 명확히 가시화하기 위하여 실선으로 예측 온도분포를 표시하였다. 액봉쇄 구간은 열부하가 감소할수록 수치해석에서 언급한 것과 같이 증가하여 0.3 W의 경우, 응축부와 증발부 열저항 차이는 최소 약 17 °C/W로써 수치해석 결과보다는 크게 나타났고, 응축부 전구간으로 확대되었다.

Fig. 9는 물과 에탄올을 작동유체로 하여 제작한 두 경우의 MHP에서 얻은 데이터로부터 열저항 값을 계산하여 나타낸 것이다. 열저항과 열전달한계는 MHP의 성능을 나타내는 가장 중요한 인자이다. 작동유체가 물인 경우에는 40-80 °C의 작동온도구간에 대하여 열저항은 1-3 °C/W의 분포를 나타내었고, Faghri⁽³⁾ 등의 물을 작동유체로

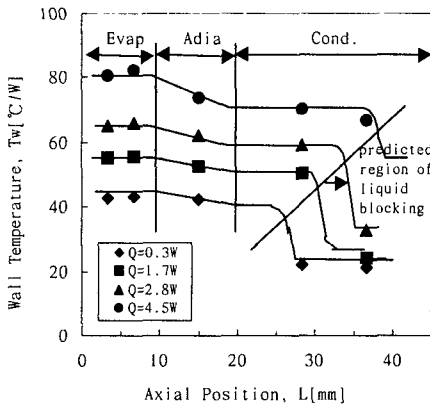


Fig. 8 Axial wall temperature distributions for MHP with water as a working fluid.

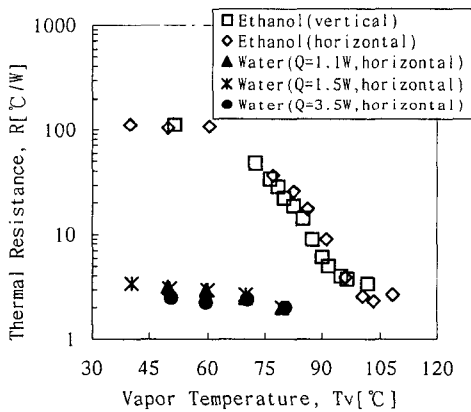


Fig. 9 Thermal resistance R versus vapor temperature T_v for 2 MHPs with ethanol and water as a working fluid respectively.

한 MHP의 수치해석연구에서 제시한 1-2 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 와 접근되었다. 또한 열저항이 작동온도의 증가에 따라 감소하는 것도 Faghri⁽³⁾의 수치해석 결과와 정성적으로 일치하고 있다. 이 구간에서 비등열전달계수와 응축열전달계수는 약 15.9 $\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$ 와 30.2 $\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$ 으로써 수치해석 결과와 큰 차이가 나타나지 않았다. 그러나 Faghri⁽³⁾, Peterson⁽²⁾ 등은 삼각단면 MHP에서 0.4-0.5 W의 열전달한계를 얻은 반면, 본 연구에서는 곡면삼각단면의 용기를 개발하므로써 열이송한계를 약 4.5 W까지 증가시킬 수 있었다. 그 이유는 평면벽 삼각단면에 비하여 곡면벽 삼각단면에서는

용기 모서리가 더욱 날카롭고, 곡률이 작기 때문에 보다 큰 모세압력을 발생시키기 때문이다. 약 5 W 범위의 열이송한계를 갖는 MHP는 보통 10 W/cm^2 범위의 열발생 크기를 갖는 microprocessor 냉각에 실용적으로 적용할 수 있는 것으로 보이며, 따라서 computer chip 등 전자 장치에의 응용을 기대할 수 있을 것으로 생각한다.

한편 그림에서 작동유체로 에탄올을 사용한 MHP의 실험결과는 본 연구의 초기과정에서 얻은 실험결과로써 열부하를 0.1 W에서 2.3 W까지 단계적으로 증가시켰을 때 얻은 결과이다. 작동온도가 80-110 $^{\circ}\text{C}$ 구간에서의 열저항은 물의 경우와 유사한 크기를 나타내었다. 그러나 증기온도가 80 $^{\circ}\text{C}$ 미만으로 감소하면 열저항이 급격히 증가하여 열전달 성능이 저하하였으며, 70 $^{\circ}\text{C}$ 미만에서는 일정한 크기의 저항을 나타내었으나 그 값이 지나치게 커서 정상적인 작동으로 보기 어렵다. 이러한 현상은 작동유체 충전과정에서 공기가 유입하여 용기내부에 비응축성 가스가 존재하기 때문으로 보인다. 이 결과는 열부하 상태에서 용기내부의 초기압력이 대기압 가까이 증가하였고, 이 초기압력에 해당하는 포화온도 즉, 70-80 $^{\circ}\text{C}$ 이하에서는 작동유체의 비등이 일어나지 않기 때문으로 볼 수 있다. 다만 에탄올의 시험 결과를 MHP를 수평 및 수직으로 설치하여 얻은 결과를 비교한 것으로써 설치 방향이 작동성능에 큰 차이가 나타나지 않는 것을 확인할 수 있었다. 그 이유는 MHP의 작동은 용기 모서리의 모세압력에 의존하기 때문이다.

5. 결론

본 연구에서는 삼각단면 MHP의 작동특성 이해와 함께 제작기술을 획득하기 위하여 수행한 연구로써 수치해석 연구결과를 정리하면 아래와 같다.

- (1) Faghri 등이 개발한 수치해석 기법을 적용함으로써 MHP 내부의 2상유동, 상변화, 열전달 등에 대한 기초적인 해를 얻을 수 있었다.
- (2) MHP의 열전달한계는 용기 모서리형상에 크게 관련되어 있으며, 용기 모서리는 내부곡률이 0.05mm 이하가 되도록 가공되어야 한다.
- (3) 직경 2.5 mm의 스테인레스 원형관을 인발

하여 한번 2.1 mm인 삼각단면튜브를 제작하고, 이 튜브의 벽면을 압착가공한 결과 곡면벽 삼각단면의 모서리 곡률은 0.03-0.04 mm로 앞의 조건을 만족하였다.

(4) 이 곡면벽 삼각단면의 MHP에서 작동유체로 물을 사용한 경우는 열부하한계가 4.5 W, 에탄올인 경우는 2.0 W를 나타내었다. 이 결과는 Faghri등이 수치해석 연구에서 제시한 열전달한계 0.5 W보다 매우 높은 값이다. 두 경우의 열저항은 1-3 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 로써 Faghri등의 연구결과인 1-2 $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ 와 접근하였다.

후 기

본 연구는 1996년 교육부/학술진흥재단의 자유공모과제 학술연구조성비(기계공학: ME96-F-04) 지원으로 이루어졌습니다. 교육부와 재단의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- Cotter, T. P., 1984, "Principles and Prospects for Micro Heat Pipes," Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf., Tsukuba, Japan, pp. 328-335.
- Peterson, G. P., 1990, "Analytical and Experimental Investigation of Micro Heat Pipes", in Proc. 7th Int. Heat Pipes, Conf., Paper No. A-4, Minsk, USSR, May 21-25.
- Khrustalev, D., and Faghri, A., 1993, "Thermal Analysis of a Micro Heat Pipes," ASME HTD, Vol. 236, pp. 19-30, Accepted for Publication in The ASME J. Heat Transfer.
- Lee, Y. S., Lee, Y. P., Lee, Y., 1992, "An Experimental Study on Micro Two-Phase Closed Thermosyphons with Inserts", Proc. 8th Int. Heat Pipe Conf. Beijing, China, Sept. 14-18.
- 김종오, 1996, "Micro Heat Pipe의 작동 특성에 관한 기초적 연구," 성균관대학교 석사 학위 논문.
- Babin, B. R., Peterson, G. P., Wu, D., 1990, "Steady-State Modeling and Testing of a Micro Heat Pipe", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 112, No. 3, August, pp. 595-601.
- Bankston, C. A., and Smith, H. I., 1972, "Incompressible Laminar Flow in Cylindrical Heat Pipe," ASME Paper, No. 71-WA/HT-15.
- Bowman, W. J., and Hitchcock, J. E., 1988, "Transient Compressible Heat Pipe Vapor Dynamics," Proc. ASME National Heat Transfer Conf., Houston, TX, Vol. 1, pp. 329-338.
- 김철주, 문석환, 강환국, 1997, "밀폐형 2상 열사이폰의 Pool내부 Pulse Boiling에 관한 연구", 대한기계학회논문집(B), 제21권, 10호, pp. 1254-1261.
- Chi, S. W., 1976, "Heat Pipe Theory and Practice," McGraw-Hill, New York.
- Dunn, P. D., Reay, D. A., 1994, "Heat pipes," Pergamon.
- Carey, V. P., 1992, "Liquid-Vapor Phase Change Phenomena," Tayler & Francis.
- Gerner, F. M., 1989, "Flow Limitations in Micro Heat Pipes," AFSOR Final Report, No. F49620-88-6-0053, Wright-Patterson, AFB, Dayton, OH.
- 김철주, 문석환, 김범, 홍성은, 1998, "삼각단면 Micro Heat Pipe의 제작과 성능시험에 관한 연구", 대한기계학회 98춘계 학술대회 논문집(B), pp. 108-113.