

그루브형 히트파이프에서 작동유체량이 히트파이프 성능에 미치는 영향

서 정 세[†], 박 영 준

경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술연구센터

Effects of the Mass of Working Fluid on the Thermal Performance of Heat Pipe with Axial Grooves

Jeong-Se Suh[†], Young Jun Park

Department of Mechanical and Aerospace Eng., ReCAPT, GyeongSang National University, Jinju 660-701, Korea

(Received August 21, 2002; revision received October 17, 2002)

ABSTRACT: An analytical and experimental study of the thermal performance of axial heat pipe with axial groove is conducted to determine the optimal mass of working fluid for the maximum heat transport capacity of heat pipe with axial grooves. Generally, the mass of working fluid has been fully charged by considering only a geometrical shape of axial grooves embedded in a heat pipe. When the heat pipe is operated in a steady state, the meniscus recession phenomena of working fluid is occurred in the evaporator region. In this work, the optimal mass of working fluid was obtained from the axial variation of capillary pressure, the radius of curvature and wetting angle of meniscus of liquid-vapor interface. Experimental results were also obtained by varying the mass of working fluid within a heat pipe, and presented for the maximum heat transport capacity corresponding to the operating temperature and the elevation of heat pipe. Finally, the analytical results of the optimal mass of working fluid were compared with those of the experimental mass of working fluid.

Key words: Heat pipe(히트파이프), Axial groove(축방향 그루브), Meniscus(메니스커스), Capillary pressure(모세관압력), Mass of working fluid(작동유체량), Elevation(엘리베이션)

기 호 설 명

A : 단면적 [m^2]

D : 지름 [m]

g : 중력가속도 [m/s^2]

H : 엘리베이션 [m]

L : 히트파이프의 길이 [m]

m : 충전량 [kg]

N : 그루브의 수

ΔP : 모세관력 압력차 [Pa]

Q : 열유입량 [W]

R : 곡률반경 [m]

w : 그루브의 폭 [m]

x : 축방향 좌표 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-751-5312; fax: +82-55-757-5622

E-mail address: jssuh@gsnu.ac.kr

그리스 문자

α : 그루브의 각도

- δ : 그루브의 깊이 [m]
 ϵ : 워의 다공률
 θ : 접촉각
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 σ : 표면장력 [N/m]

하첨자

- a : 단열
 l : 액상
 v : 기상
 w : 워

1. 서 론

그루브형 히트파이프는 일반적으로 순환하는 액체의 유동저항이 비교적 적고, 그루브 사이에 위치한 파이프 턱이 핀의 역할을 하여 열저항이 적은 특징을 가지고 있다. 워의 구조가 단순하고, 파이프와 일체형으로 되어 있어 높은 압력과 장기간의 사용에서 워의 안전성이 높다. 이러한 특징으로 인해 내구성을 요구하는 히트파이프에 많이 사용되고 있다. 특히, 축방향 그루브형 히트파이프는 인공위성과 같은 우주산업에서는 우수한 전열특성뿐만 아니라 구조의 간단성, 신뢰성, 그리고 안정성으로 인해 그루브형 히트파이프가 많이 이용된다. 히트파이프는 인공위성의 열방출 및 열균형 등의 열제어를 위해 사용되며, 정밀공작기계, 에너지 관련산업, 전기, 전자 소자의 냉각 등에 광범위하게 이용되고 있다.

지금까지 히트파이프 대한 연구가 상당히 많이 이루어져 오고 있으며, 대표적으로 Kemme⁽¹⁾는 여러 가지의 워에 대한 히트파이프의 작동한계를 연구하였으며, Tathgir et al.⁽²⁾은 물을 사용하는 그루브형 스테인리스 스틸 히트파이프에서 증력장 및 작동유체량이 열전달량에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. Ogushi et al.⁽³⁾은 R-11 용 그루브형 알루미늄 히트파이프에서 각도 및 작동유체 주입량이 모세관관계와 응축부의 열전달량에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였다. 스크린 베쉬 워 및 그루브를 가진 히트파이프의 최적충전량에 관한 실험적 연구가 있었다.^(4, 6)

히트파이프의 성능은 워의 형상과 작동유체 주입량에 의해 영향을 많이 받는다. 히트파이프에

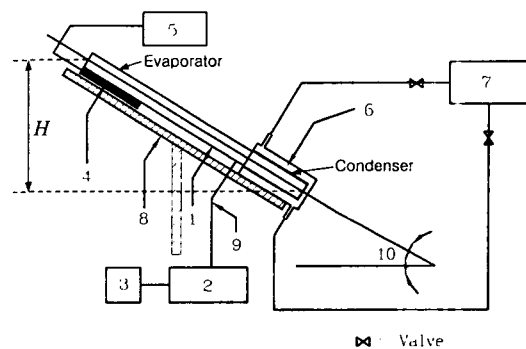
주입되는 작동유체량이 적으면 증발부 영역에서 드라이 아웃이 발생하며, 지나치면 액체 슬러지로 인한 응축부 차단현상이 발생하여 히트파이프의 열전달량이 감소하므로 최적의 작동유체의 충전량이 요구된다. 그러나, 주로 시행착오에 의한 경험에 의존하며, 좀더 체계적인 연구가 필요하여 본 연구를 하게 된 것이다.

본 연구에서는 축방향 그루브형 히트파이프의 성능해석을 통해 최적충전량을 결정하고자 한다. 그루브형 히트파이프의 충전량은 일반적으로 Chi⁽⁷⁾의 방법, 즉 그루브 내에 액체가 축방향으로 변화 없이 일정하게 충전된다는 가정하에 결정한다. 그러나, 히트파이프가 작동할 때 증기압력으로 인해 증발부에서 메니커스 곡면이 발생하며, 축방향으로 곡면의 정도가 달라지게 된다.⁽⁴⁾ 본 연구에서는 충전량 변화에 따른 히트파이프의 최대 열수송량에 대해 실험을 수행하고자 하며, 이를 메니커스의 곡면변화를 고려한 해석적 결과와 비교하였다. 부가적으로 히트파이프 내의 기울기 영향, 모세관압력, 곡률반경, 접촉각 등에 따른 결과를 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 히트파이프의 응축부, 단열



- | | |
|----------------------------|-----------------------|
| 1. Heat pipe | 6. Heat sink |
| 2. Data acquisition device | 7. Bath circulator |
| 3. Personal computer | 8. Angle plate |
| 4. Block heater | 9. Thermocouple |
| 5. Slides | 10. Inclination angle |

Fig. 1 Schematic of an experimental apparatus.

부, 그리고 증발부를 실험조건에 맞추도록 주변의 장치를 구성하였다. 즉, 열원, 응축부의 열방출을 위한 냉각장치, 열의 손실을 차단하는 단열장치로 구성되며, 부가적으로 히트파이프 벽면온도를 측정하기 위한 열전대 및 데이터 처리장치, 냉각수를 공급하기 위한 항온조, 히트파이프의 위치를 보정하기 위한 수평유지장치 등이 있다. 히트파이프의 응축부는 냉각효과를 높이기 위해 대류열교환기를 사용하였으며, 메탄올을 2차냉매로 하여 항온조와 연결하여 실험조건을 유지하였다. 히트파이프의 단열부는 외부에서 단열부로의 열유입 또는 손실을 막기 위하여 석면테이프, 토일론, 유리섬유를 붙였다. 본 연구에서는 축방향의 균일한 가열을 위해 축방향 블록히터(block heater)를 사용하였으며, 접촉 열저항을 줄이기 위해 열그리스(thermal grease)를 발랐으며, 변압기를 이용하여 발열량을 변화시켰다.

한편, 히트파이프의 기울기에 따른 열전달성능을 실험하기 위해 수평계와 소켓렌치를 이용하여 경사를 주었다. 히트파이프의 열전달특성을 파악하기 위해 외벽온도를 T형 열전대를 이용하여 계측하였으며, 접촉부의 열저항을 줄이기 위해 열접착제를 사용하여 고정하였다. 열전대는 히트파이프에 증발부, 단열부, 그리고 응축부에 각각 5개를 부착하였다. 실험과정 동안 측정점의 접촉상태와 자료획득장치 자체의 오차로 인한 측정온도의 오차가 약 0.2~0.5℃ 내에서 이루어짐을 확인할 수 있었다.

Table 1 Specifications of a heat pipe used in this study

Properties	Values
Pipe material	Aluminium
Working fluid	Ammonia
Groove width (w)	0.46 mm
Base groove width	0.97 mm
Vapor core diameter (D_v)	7.43 mm
Groove depth	1.05 mm
Number of grooves (N)	21
Groove wick porosity (ϵ)	0.363
Cross section area of heat pipe	11.68×14.73 mm ²
Condenser length (L_c)	300 mm
Adiabatic length (L_a)	449 mm
Evaporator length (L_e)	140 mm

작동유체는 99.9% 순도의 암모니아를 사용하였으며, 히트파이프의 재질은 알루미늄을 사용하였다. Table 1은 본 연구에서 사용한 그루브형 히트파이프의 사양을 나타낸 것이다.

2.2 실험방법

실험은 작동유체 충전량, 경사각, 열유입량을 변화시키면서 각각의 경우에 대해 히트파이프의 벽면온도를 측정하였다. 히트파이프의 작동온도를 단열부 외벽온도⁽⁸⁾로 설정하고, 정상상태 작동온도를 일정하게 유지하도록 하였으며, 이를 위해 열부하를 단계적으로 증가시키면서 설정한 작동온도가 유지되도록 냉각수온도를 낮추었다. 히트파이프가 작동한계에 이르게 되면 증발부 끝단의 온도가 급격한 증가하는 드라이아웃(dry-out) 현상을 보이게 되며, 이때의 열부하량 및 히트파이프의 벽면온도 등의 자료를 취득하여 저장하였다. 충전량이 다른 각각의 히트파이프에 대해 위의 방식으로 반복하여 실험을 수행하였으며, 히트파이프 모드(증발부 상위의 경우)로 작동할 경우에 대해서도 히트파이프 엘리베이션(elevation)에 대한 최대 열전달량을 동일한 방법으로 측정하였다.

3. 이론적 최적충전량

일반적으로 히트파이프에 주입하는 작동유체량의 충전량은 $Chi^{(7)}$ 에 의해 제시된 그루브의 기하학적 형상만이 고려된 아래와 같은 단순식에 의해 결정되었다.

$$m_{th} = A_v L_t \rho_v + A_w L_t \epsilon \rho_l \quad (1)$$

여기서 A_v 와 A_w 는 각각 증기부와 그루브의 단면적, L_t 는 히트파이프의 전체 길이, ϵ 는 다공률이다.

그러나, 히트파이프가 작동시 작동유체의 증기압과 표면장력의 영향으로 기-액면이 워의 내부로 후퇴하게 되며, 이러한 현상이 그루브형 워인 경우에 증발부로 갈수록 뚜렷하게 나타난다.⁽⁹⁾ 따라서, 계면의 후퇴로 인한 그루브에서 제거되어지는 양을 고려하여 그 양만큼 적게 주입해야 한다.

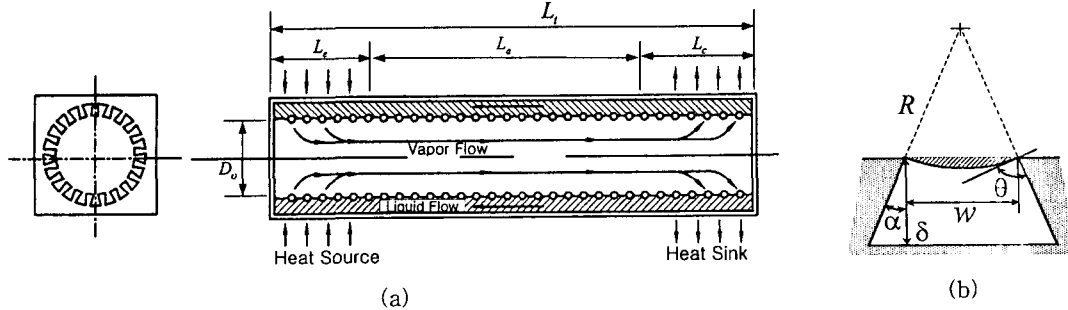


Fig. 2 Schematic diagram of heat pipe: (a) dimensions and cross section of heat pipe, (b) enlarged section of groove filled with liquid.

Fig. 2는 축방향 임의의 위치에서 히트파이프가 실제 작동시 모세관 압력차에 의한 그루브 단면의 기-액면 형상을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 해석의 간략화를 위해 원주방향 곡률이 일정하다고 가정하였다. 이러한 계면의 곡률반경이 축방향 모세관 압력차의 분포에 따라 달라진다. 축방향 모세관 압력차는 기체 및 액체의 열유동에 따른 기본방정식(연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식)으로부터 구한다.⁽⁶⁾ 더불어 축방향 모세관 압력차 변화에 대응하는 곡률반경은 Laplace-Young 방정식, $\Delta P(x) = 1/R(x)$ 에 의해 계산할 수 있으며, Fig. 2에 대응하는 접촉각 θ 는

$$\theta(x) = \cos^{-1}\left(\frac{w\Delta P(x)}{2\sigma}\right) + \alpha \quad (2)$$

여기서, $\Delta P(x)$ 는 축방향 모세관 압력차, w 는 그루브의 폭, σ 는 표면장력계수를 각각 나타낸다.

한편, Fig. 2에서 보듯이 기-액면의 후퇴로 인한 그루브 형상에서 줄어드는 액체상태 작동유체의 양은 그루브의 단면적에서 계면 쪽 음영 부분이 된다. 따라서, 모세관 압력으로 인한 축방향 계면변화를 고려하여 히트파이프의 전체 길이에서의 최적으로 충전될 작동유체량은 식(1)에서 다음 식으로 수정되어야 한다.

$$m_{opt} = m_{th} - m_{void} \quad (3)$$

여기서,

$$m_{void} = NV_{void}(\rho_l - \rho_v) \quad (4)$$

$$V_{void} = \int_0^{L_t} \frac{1}{2} R(x) \{R(x) [\pi - 2(\theta(x) - \alpha)] - w \sin(\theta(x) - \alpha)\} dx \quad (5)$$

이다.

4. 결과 및 토의

본 연구의 결과는 실험적으로 작동유체의 충전량에 따른 히트파이프의 열전달성능에 대해 주안점을 두었으며, 해석적으로 이를 검증하고자 한다. 부가적으로 히트파이프 내의 증기 및 액체의 압력 변화, 계면의 길이방향 변화, 그리고 그루브 내 모세관력의 변화를 해석적 결과로 제시하고 한다.

4.1 실험결과

본 연구에서는 작동유체의 충전량이 히트파이프의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 작동유체 $m=7.3$ g, 8.5 g, 8.9 g로 변화시키면서 실험을 수행하였으며, 부가적으로 응축부의 위치를 상대적으로 높은 히트파이프 모드에서의 열전달성을 알아보기 위해 $H=0$ mm, 5 mm, 10 mm로 달리하면서 실험을 수행하였다.

Fig. 3은 작동온도 293 K, $H=0$ mm에서 작동유체의 충전량을 달리하였을 때, 대표적인 경우인 $m=7.3$ g와 8.5 g에 대해 열유입량에 따른 히트파이프의 축방향 벽면온도 분포를 나타낸 것이다. 그림의 좌측은 증발부에서의 온도분포를, 우측은 응축부의 온도분포를, 그리고 중앙부는 단열부의 온도를 각각 나타내고 있다. 증발부, 단열

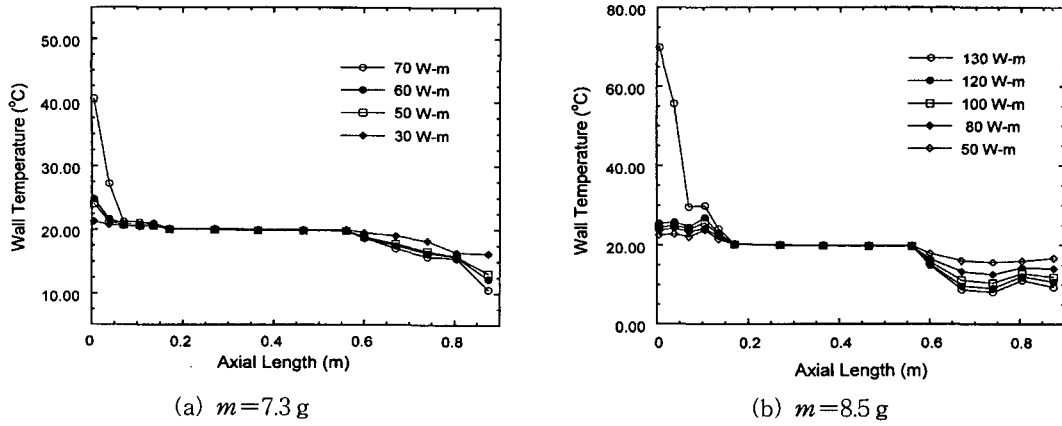


Fig. 3 Wall temperature distributions for the operating temperature of 293 K at $H=0\text{ mm}$.

부, 그리고 응축부는 길이방향으로 각각 0 m, 0.14 m, 0.589 m에서 시작된다. 그림에서 전반적으로 열유입량이 낮은 경우에는 히트파이프의 증발부와 응축부간의 온도차가 적지만 열유입량이 증가함에 따라 증발부의 온도가 점진적으로 증가하다가 일정한 열유입량 이상에서는 급격하게 증가하는 경향을 보이고 있다. 응축부에서는 열유입량의 증가에 따른 온도의 변화가 증발부에 비해 상대적으로 적지만 미소하나마 점진적으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 작동온도로 설정하고 있는 단열부의 온도를 일정하게 유지하게 하기 위해 열유입량의 증가에 대응하여 응축부 냉각수 온도를 낮추는 데서 비롯된 것이다. 증발부에서 열유입량이 히트파이프의 한계에 가까워질수록 온도가 급격하게 증가하는 것은 증발부 끝에서 드라이 아웃이 발생하여 더 이상 증발부의 열을 응축부로 이동시키지 못하기 때문에 나타나는 것으로 전형적인 한계특성을 보이고 있다.

Fig. 3(a)의 $m=7.3\text{ g}$ 인 경우에는 열수송능력이 70 Wm에서 드라이아웃이 발생함을 알 수 있다. 충전량이 상대적으로 많은 Fig. 3(b)의 $m=8.5\text{ g}$ 인 경우에는 열수송능력이 120 Wm가 되었을 때 증발부 끝단에서 드라이아웃이 발생하고 있다. 따라서, 작동유체량의 충전량이 히트파이프의 열수송능력에 상당히 영향을 미치고 있음을 확인할 수 있다. 열수송능력의 변화에 따른 응축부에서의 온도변화 경향을 보면, $m=7.3\text{ g}$ 인 경우에는 응축부 끝단에서 온도가 급격히 떨어지고 있는 반면, 충전량이 증가한 $m=8.5\text{ g}$ 인 경우에는 응

축부 축방향 시작부에서 온도가 상대적으로 급격히 떨어지고, 응축부 전체에서의 온도가 축방향으로 전체적으로 변화가 적다. 이는 응축부에 남아 있는 작동유체의 여분의 양이 오히려 열저항을 증가시키면서 열방출을 방해하는 데서 비롯된 것이며, 이로 인해 증발부 온도도 다소 상승하였다. 이러한 현상이 열수송능력을 증가시킬수록 더욱 뚜렷이 나타나고 있다.

Fig. 4는 작동온도 293 K에서 $H=10\text{ mm}$ 의 경우에 열유입량에 따른 히트파이프의 축방향 벽면 온도 분포를 나타낸 것이다. Fig. 4(a)의 $m=7.3\text{ g}$ 에서 열수송능력이 20 Wm에서 증발부 드라이 아웃이 발생하고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 4(b)의 $m=8.5\text{ g}$ 에서는 열수송능력 30 Wm에서 드라이 아웃이 발생하고 있다. $H=10\text{ mm}$ 인 경우에도 $H=0\text{ mm}$ 인 Fig. 3의 경우와 마찬가지로 충전량이 많을수록 상대적으로 열수송능력이 높아지는 경향을 보이고 있다. 이러한 현상은 Fig. 3에서와 같이 충전량이 늘어남에 따라 증발부에서 벽의 건조현상이 늦게 이루어지는 데 기인한 것이다. 한편, 열수송능력에 대해 $H=10\text{ mm}$ 인 Fig. 4와 $H=0\text{ mm}$ 인 Fig. 3을 상호 비교하였을 때, 엘리베이션이 클수록 상당히 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 이는 증발부 끝단이 응축부의 끝단 위의 수직방향 높이 차를 나타내는 엘리베이션이 증가함에 따라 그루브를 통한 응축부에서 증발부의 모세관력에 의한 액체 순환력이 증력에 의해 줄어들어 증발부에서 낮은 열유입량에도 쉽게 드라이 아웃이 발생하기 때문이다.

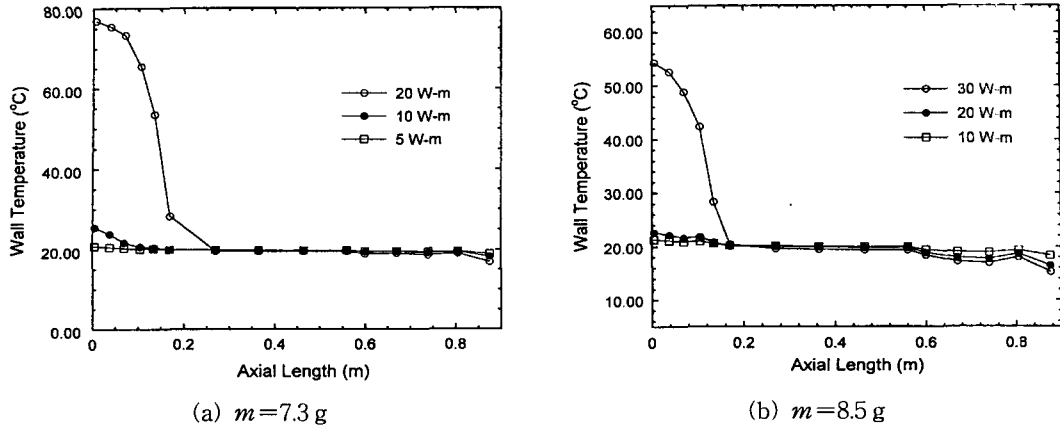


Fig. 4 Wall temperature distributions for the operating temperature of 293 K at $H=10$ mm.

Fig. 5는 작동온도 293 K에서 충전량에 따른 최대 열수송능력의 변화를 $H=0$ mm, 5 mm, 10 mm에 대해 나타내었다. 그림에서 심볼은 실험값이며, 선들은 cubic spline으로 보간한 것이다. 열수송량의 변화경향을 보면 $H=0$ mm와 5 mm에서는 작동유체의 충전량을 증가시킬수록 열수송량이 증가하다가 일정한 충전량 이후에는 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서, $H=0$ mm와 5 mm에서는 최대의 열수송능력을 $m=8.5$ g 근처에서 보이며 결국 최적의 충전량이다. 한편, $H=10$ mm인 경우에는 실험범위인 충전량 8.9 g까지도 열수송량이 증가하고 있으며, 최대 열수송량을 보일 수 있는 최적의 충전량이 적어도 8.9 g

이상에서 나타날 것이다. 엘리베이션이 증가할수록 열수송능력이 전체적으로 많이 줄어들고 있음을 확인할 수 있으며, 최대의 열수송능력에 대응하는 최적의 작동유체 충전량이 증가하고 있다. 이는 이전에 언급하였듯이 엘리베이션이 증가할수록 히트파이프가 정상작동시 그루브 모세관력에 의한 증발부로의 액체의 귀환력이 증력에 의해 줄어들면서 증발부에 드라이 아웃이 빨리 발생하기 때문이다.

4.2 해석결과

Fig. 6은 작동온도와 열유입량이 각각 293 K, 200 W일 때 증기와 액체의 압력차, 모세관 압력

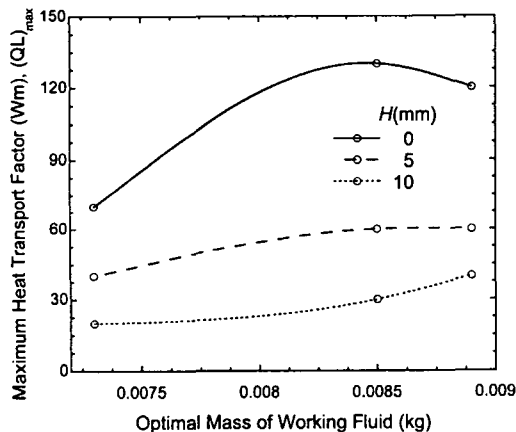


Fig. 5 Heat transport capacity versus the mass of working fluid charged for several elevations.

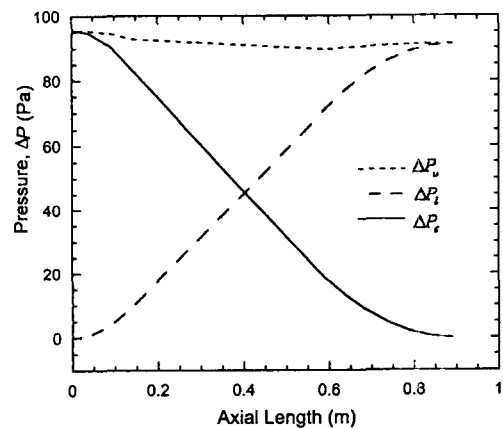


Fig. 6 Axial distributions of pressure at the operating temperature of 293 K and $H=0$ mm.

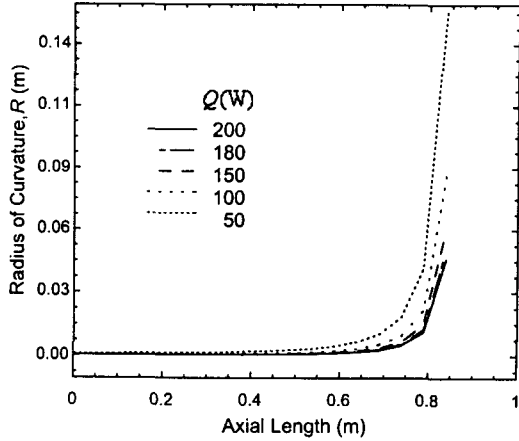


Fig. 7 Axial variation of curvature of radius at the operating temperature of 293 K and $H=0$ mm.

차의 축방향 분포를 나타낸 것이다. 증발부에서 응축부로 이동함에 따라 액체의 압력은 급격히 증가하는 반면, 증기의 압력은 미세하게 감소하고 있으며, 전형적인 히트파이프의 정상 작동시 나타나는 축방향 압력분포이다.⁽¹⁰⁾ 이러한 현상은 압력변화에 영향을 미치는 밀도가 액체에서는 큰 반면 기체에서는 상대적으로 매우 적어 판로마찰로 인한 압력강하가 적기 때문이다.

Fig. 7은 작동온도 293 K에 대해 열유입량에 따른 기액 계면의 곡률반경의 변화를 나타낸 것이다. 축방향 곡률반경 R 은 증발부에서 $w/2$ 로 접근하고 있으며, 응축부로 갈수록 급격히 $R \approx \infty$ 로, 즉 계면형상이 평평하게 접근하고 있다. 증발부에서의 계면의 그루브 쪽 후퇴는 결과적으로 작동유체량의 감소로 이어진다. 열유입량이 증가함에 따라 증기압의 상승이 이루어지면서 계면의 그루브 쪽 후퇴현상이 더욱 뚜렷해짐을 확인할 수 있다. 이 결과는 Feldman et al.⁽⁹⁾이 제시한 연구결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 8은 작동온도 293 K에서 증발부 열유입량의 증가에 따른 모세관 압력의 축방향 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 그루브 내 기-액면에서 작용하는 모세관 압력차인 $\Delta P_c = \sigma/R$ 의 전형적인 변화이며, 증발부 쪽에서는 모세관 압력차가 크다가 응축부로 오면서 상대적으로 압력차가 급격히 줄어드는 것을 보이고 있다. 증발부에 열유입량을 증가시킬수록 그루브내 액체 작동유체의

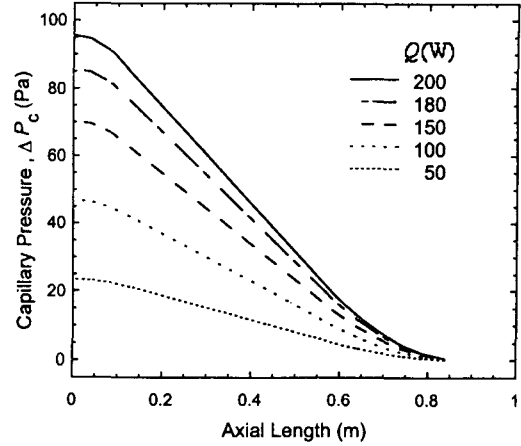


Fig. 8 Axial variations of capillary pressure at the operating temperature of 293 K and $H=0$ mm.

활발한 증발로 인한 증기압의 상승으로 모세관 압력차가 더욱 크게 나타나고 있으며, 본 연구의 그루브 형상에서 열유입량이 200 W가 되었을 때 최대 모세관압력에 이르렀다. 그러나, 응축부 쪽에서는 모세관 압력차가 거의 없으며, 열유입량에 거의 영향을 받지 않고 있다.

실험결과와 해석적 결과를 비교해 보기 위해 Fig. 9는 $H=0$ mm에서 Chi⁽⁷⁾에 의해 제시된 충전방법, 즉 그루브의 단순한 기하학적 형상에 기초한 충전량 m_0 과 이때의 최대 열수송능력 $(QL)_0$

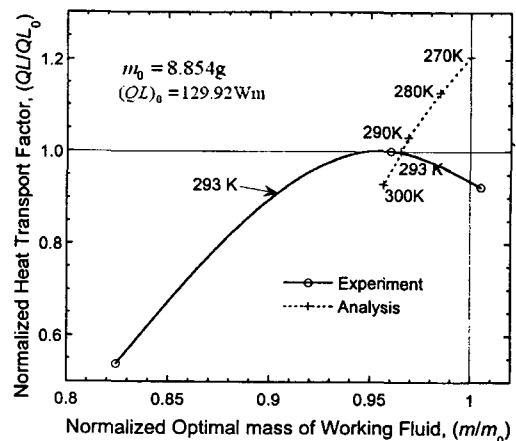


Fig. 9 Comparison of experimental and analytical results for the optimal mass of working fluid charged at $H=0$ mm.

을 기준으로 하여, 표준화된 최대 열수송능력과 작동유체량을 나타낸 것이다. 그림에서 점선이 작동온도에 따른 최적충전량 해석결과를, 실선은 실험결과를 나타내며, 각각의 심볼에서 실험 및 해석을 행하여 cubic spline으로 보간한 것이다. 그림에서 본 연구의 해석모델로 최대 열수송능력을 보이는 작동유체의 최적 충전량이 작동온도 293 K에서 8.5458 g에서 나타나며, 실험의 같은 조건에서 최대 열수송능력을 보이는 충전량이 8.5 g으로 두 경우가 거의 일치하고 있다. 따라서, 본 연구에서의 작동유체 충전량 결정방식이 보다 정확한 것으로 생각된다. 한편, 본 연구에서 제시한 작동온도범위에서 수행한 계산결과를 보면 작동온도가 상승함에 따라 최대 열수송량이 감소함을 알 수 있는데 이는 작동온도 증가에 따른 암모니아의 물성치 변화에 기인하는 것이다.⁽⁴⁾ 결과적으로 단순한 그루브의 기하학적 형상에 의한 이론적 충전량보다 약간 적은 충전량이 최대 열수송을 위한 최적의 작동유체 충전량임을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 작동유체로 암모니아를 사용한 축방향 그루브형 히트파이프에 대해 실험 및 해석을 수행하였다. 실험에서 작동유체의 충전량 변화에 따른 최대 열수송량 변화를 엘리베이션, 열부하, 작동온도에 대해 구했으며, 히트파이프의 최적충전량에 대해 실험 및 해석을 하였다. 연구 결과로는, 본 연구에의 히트파이프에서 수평일 경우에 작동온도 293 K에서 최적의 충전량이 8.5 g이며, 본 연구의 해석결과와 잘 일치하였다. 더불어 엘리베이션이 증가할수록 최대 열수송량은 줄어들고, 작동유체의 최적 충전량이 증가함을 알 수 있었다. 열유입량의 증가와 더불어 모세관 압력이 상승하였고, 곡률반경이 작아짐을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구의 일부는 BK21 지역대학육성사업단, 항공기부품기술연구센터, 공학연구원과 두원중공업의 지원에 의해 이루어졌으며, 관계자에게 감사드린다.

참고문헌

1. Kemme, J. E., Heat Pipe Design Considerations, Report LA-4221-MS, Aug. 1, 1969, of the Los Alamos Scientific Laboratory of the University of California, Los Alamos, N. Mex. (for presentation at the 11th Heat Transfer Conference, Aug. 3-6, 1969, Minneapolis, Minn.), pp. 1-8.
2. Tathgir, R. G. and Singth, G., 1984, Performance characteristics of a stainless steel gravity assisted grooved water heat pipe at low temperature, The Proc. of 5th IHPC, Part I, pp. 18-23.
3. Tetsuro Ogushi and Goro Yanmanaka, 1986, Heat transfer performance of axial grooved heat pipes, Trans. JSME, No. 86-0252A, pp. 600-607.
4. Shin, D. Y., 1987, An experimental study on the optimal charge of working fluid for heat pipe, M.S. Thesis of Seoul National University.
5. Lee, W., Park, Y. J., Suh, J.-S. and Kim, M.-G., 1997, Analysis and experiment for thermal performance of grooved heat pipe, Proc. of the Air-Conditioning and Refrigeration Engng 1997 Summer Annual Meeting, Vol. 2, pp. 512-517.
6. Park, Y. J., Kyun, W. S. and Suh, J.-S., 1998, Effects of the Groove Shape on the Thermal Performance of a Axial Groove Heat Pipe, Proci. the Air-Conditioning and Refrigeration Engng 1998 Winter Annual Meeting, Vol. 1, pp. 257-262.
7. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
8. G. P., Peterson, 1994, An Introduction to Heat Pipes, John Wiley & Sons, New York.
9. Feldman, Jr., K. T. and Whiting, G. H., 1967, The heat pipe, Mechanical Engineering, pp. 30-33.
10. Ivanovskii, M. V., Sorokin, V. P. and Yogodkin, I. V., 1982, The Physical Principles of Heat Pipes, Clarendon Press, Oxford.