

고온 원관형 히트파이프의 열전달 특성에 관한 실험 연구

박수용, 부준홍[†]

한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of High-Temperature Cylindrical Heat Pipes

Soo-Yong Park, Joon-Hong Boo[†]

School of Aerospace and Mechanical Engineering, Hankuk Aviation University, Goyang-city 412-791, Korea

(Received June 20, 2003; revision received November 28, 2003)

ABSTRACT: High-temperature cylindrical sodium/stainless-steel heat pipes were manufactured and tested for transient as well as steady states. Total length of the heat pipe was 1 m and the diameter was 25.4 mm. Screen meshes of 3 different sizes were used to estimate the effect of mesh size on the thermal performance of the heat pipe.

The minimum thermal resistance achieved was as low as 0.02°C/W for the maximum thermal load of 2 kW. The average heat transfer coefficient in the evaporator was about 2,000 kW/m²K and those in the condenser region were up to 5 times higher.

Key words: High-temperature(고온), Sodium(소듐, 나트륨), Heat pipe(히트파이프), Screen mesh wick(스크린 메쉬 워)

기호 설명

A	: 면적 [m ²]
D	: 직경 [m]
r_c	: 모세관 반경 [m]
K	: 워 구조물의 투과도(permeability)
R_{HP}	: 히트파이프의 열저항, 식(1) [°C/W]
\bar{h}	: 평균 열전달계수, 식(2) 및 식(3) [W/m ² ·K]
Q	: 열전달률, 열부하 [W]
T	: 온도 [°C, K]

하첨자

a	: 단열부
avg	: 평균
c, cond	: 응축부
e, evp	: 증발부
w	: 스크린 메쉬 와이어

1. 서론

고온 범용용 히트파이프는 세슘(cesium), 나트륨(sodium), 리튬(lithium), 칼륨(potassium) 등의 액체 금속을 작동유체로 사용하며, 통상 750 K (477°C) 이상에서 작동한다.⁽¹⁾ 고온 히트파이프는 1964년 Grover가 나트륨을 이용해 처음 제작한 이후 많은 부분에서 제작과 응용이 이루어지고 있으며,⁽²⁾ 현재 고온 열교환기, 고온 등온로(isothermal furnace), 고온 화학반응기, Dish/Stirling

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-300-0107; fax: +82-2-3158-2191

E-mail address: jhboo@hau.ac.kr

엔진의 고온 집열부, 그리고 초음속 항공 우주비행체의 앞전(leading edge) 냉각 등의 다양한 분야에 적용되고 있다.⁽³⁻⁸⁾

원관형 고온 히트파이프에 대한 초기 연구들은 용기 및 워 구조물과 작동유체와의 적합성(compatibility), 시동(start-up) 특성과 안정적 시동, 히트파이프의 열전달 특성 등에 관한 실험 및 수치모사에 관한 연구들이 수행되었다. Faghri et al.^(9,10)은 다중 열원(heat source)과 한 개의 열침(heat sink)을 가진 1 m 길이의 나트륨 히트파이프에 대한 실험을 수행하였고, 이를 모사하기 위해 과도범위를 영역별로 구분하여 모델링하였다. 길이가 긴 액체 금속 히트파이프의 시동 특성을 개선하기 위해 Ponnappan and Chang⁽¹¹⁾은 히트파이프에 아르곤을 주입하였고, 이로 인해 증발부 온도가 개선되는 것을 확인하였다. 최근에는 보다 다양한 형태에 대한 연구가 진행되는데, Dish/Stirling 엔진에 고온 히트파이프를 적용하여 스티어링 엔진의 고온부로 이용하는 예를 찾아볼 수 있다.⁽⁸⁾

국내에서는 저온범위에 비해 상대적으로 고온범위 히트파이프에 대한 연구와 응용이 부족하였는데, 작동유체가 알칼리 금속 계열이므로 공기 중에 노출되었을 때 급속히 산화되고, 수분과 접촉할 때 매우 급속히 반응하는 등 취급에 어려운 점이 있기 때문이라고 생각된다. 그럼에도 불구하고 Ko et al.⁽¹²⁾은 원관형 고온 나트륨 히트파이프에 대한 실험을 수행하여, 기본적인 히트파이프의 정상작동을 확인하였고, 최근에는 Park et al.⁽¹³⁾이 모니터의 유리 성형 공정에 적용할 수 있는 직육면체형 액체 금속 히트파이프를 제작하여 실험하였고, 이것이 기존의 수냉각 방식에 비해 성형 유리의 표면온도 분포를 개선할 수 있다고 제안하였다.

본 연구에서는 고온 폐열회수 열교환기 등에 적용할 기초 성능자료를 얻은 목적으로 원관형 나트륨/스테인리스 스티ل 히트파이프를 제작하여 열전달 특성을 알아보았으며, 내부 워 구조물에

따른 영향을 살펴보기 위해 내부에 조밀도가 다른 스크린 메쉬(screen mesh) 워 구조물을 삽입한 후 히트파이프의 작동 특성을 살펴보았다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 히트파이프

Fig. 1은 본 연구에서 제작한 고온 히트파이프의 크기와 온도측정 위치를 보여주고 있다. 히트파이프 용기는 전체 길이 1 m, 외경 25.4 mm, 내경 22.1 mm인 스테인리스 스티ل 316L 재질을 사용하였다. 히트파이프의 증발부는 600 mm, 단열부는 100 mm, 그리고 응축부는 300 mm로 하였다. 따라서 유효 열유송거리는 550 mm이다. 히트파이프 용기의 내부 세척은 참고문헌 1, 2, 7 및 15 등에 상술된 바에 의해 진행하였으며, 용기 양끝의 엔드캡(end cap)은 별도제작하여 용기에 TIG 용접하였다. 한쪽 엔드캡에는 filling tube(외경 6.35 mm)를 용접하고 고온용 진공밸브를 부착하여 진공, 주입 및 탈기가 용이하도록 하였다. 작동액체 주입 전 용기 내 압력을 확산펌프를 사용하여 10^{-5} torr 이하가 되도록 하였다.

온도측정을 위해 고온 세라믹 섬유 피복의 K-type 열전대를 12개 부착하였는데, 증발부에는 100 mm 간격으로 배치하고 응축부 끝쪽은 50 mm와 30 mm 간격으로 보다 조밀하게 부착하여 응축부 끝부분에 응집 가능성이 있는 불응축 기체의 존재 여부를 간접적으로 파악할 수 있도록 하였다. 그림에서 7번 열전대는 단열부의 온도를 측정하는데, 이를 히트파이프의 평균 증기온도인 작동온도로 간주하였다.

2.2 작동유체

본 연구에서 작동유체로 사용한 나트륨은 저온

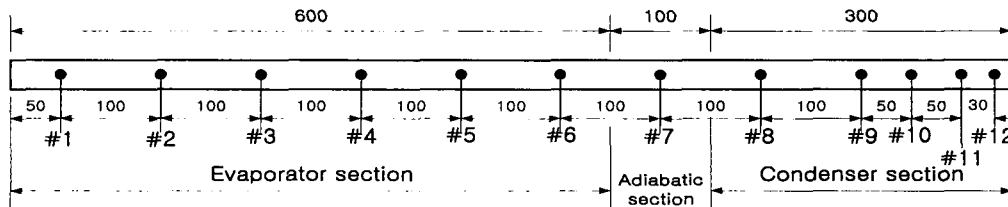


Fig. 1 Heat pipe dimension and thermocouple locations (Unit: mm).

Table 1 Properties of sodium (at 500°C)⁽¹⁴⁾

Properties	Values
Liquid density (kg/m ³)	831
Surface tension (N/m)	0.1546
Latent heat (kJ/kg)	4280
Liquid viscosity (Ns/m ²)	2.3 × 10 ⁻⁴
FOM (W/m ²)	2.2 × 10 ¹²
Vapor pressure (bars)	0.01
Melting point (°C) at 1 atm	98
Fire point (°C) at 1 atm	115

용 히트파이프의 작동유체들보다는 다루기가 까다로우나, 다른 액체 금속 작동유체인 세슘이나 칼륨에 비해 저렴하고 상대적으로 안전하며,⁽¹³⁾ 히트파이프의 작동유체 선정기준 중의 하나라고 할 수 있는 것으로 중요한 열물성치들을 조합하여 계산한 Figure of Merit(FOM) 또한 우수하다.⁽¹⁴⁾ Table 1은 500°C에서 나트륨의 물성치를 보이고 있다. 히트파이프 용기의 안전성 관점에서 나트륨의 증기압은 작동온도 880°C 부근에서 1기압을 나타낼 정도로 낮아 큰 장점이라고 할 수 있다.

나트륨을 히트파이프에 주입할 때는 180°C로 가열하여 용융한 상태로 주입관을 통해 일정량을 주입하였다. 또한 상용제품으로 구입한 나트륨은 순도가 99.3%로 표기되어 있으나, 이를 보다 더 정제하기 위해서 히트파이프 용기에 주입한 후에 리플럭스(reflux) 방법으로 가열한 후 수차례 증기 토출을 수행하였다. 토출 후에는 히트파이프 무게를 측정하여 주입량을 산정하였다.

2.3 내부 워 구조물

작동유체의 귀환을 담당하는 모세관 구조물로는 조달이 용이한 스크린 메쉬를 사용하였다. 삽입한 워는 메쉬번호가 40, 50, 및 60의 세 가지 종류이며, 모두 스테인리스 스틸 재질이다. Table 2는 삽입한 워 구조물의 사양을 나타내고 있다.

Table 2 Specification of screen meshes used in this study

Mesh No.	40	50	60	Remarks
Mesh/m	1575	1969	2362	
D_w (10 ⁻³ m)	0.18	0.14	0.14	Diameter of wire
r_c (10 ⁻³ m)	0.32	0.25	0.21	Capillary radius
ϵ	0.766	0.773	0.727	Porosity
K (10 ⁻⁹ m ²)	2.19	1.44	0.83	Permeability

2.4 실험방법

Fig. 2는 고온범위 히트파이프의 실험장치를 보여주는 그림으로서, 히트파이프, 실험용 전기로(electric furnace), 전원 공급장치, 자료 획득장치로 구성되어 있다. 실험에서 열부하는 0.5 kW 단위로 최대 2 kW까지 공급되었다. 히트파이프 응축부에서의 냉각은 자연대류와 복사에 의해 이루어졌다. 실험은 열교환기에 응용될 것을 고려하여 수평상태인 경우를 대상으로 수행되었으며, 실험과정에서 히트파이프의 표면온도를 측정하여 히트파이프의 열저항이나 증발부 응축부의 평균 열전달계수 등이 계산되었다. 히트파이프의 열저항은 증발부 평균 온도와 응축부 평균 온도의 차를 공급열부하로 나눈 값으로 다음과 같다.

$$R_{HP} = \frac{T_{evp. avg} - T_{con. avg}}{Q_{input}} \quad (1)$$

여기서, $T_{evp. avg}$ 와 $T_{con. avg}$ 는 증발부와 응축부 외벽의 평균 온도이며, Q_{input} 은 히터에서 공급한 열부하를 의미한다.

히트파이프 증발부와 응축부에서의 평균 열전달계수는 히트파이프의 내부 열전달 특성을 평가하고, 향후 모델링 및 성능예측을 필요로 하는 경우에 유용하게 사용될 것이다. 평균 열전달계수는 증발부와 응축부를 나누어 계산하였는데, 이

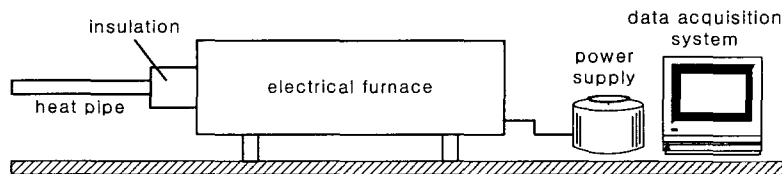


Fig. 2 Experimental setup.

들은 각각 다음과 같다.

$$\bar{h}_e = \frac{Q_{input}}{A_e(T_{evp, avg} - T_a)} \quad (2)$$

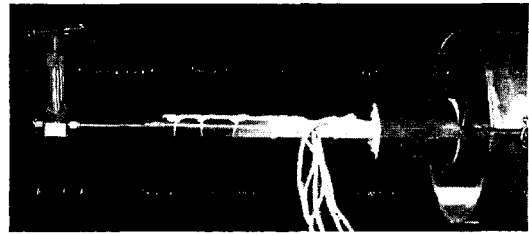
$$\bar{h}_c = \frac{Q_{input}}{A_c(T_o - T_{cond, avg})} \quad (3)$$

여기서, $T_{evp, avg}$ 와 $T_{cond, avg}$ 는 각각 증발부와 응축부 외벽에서 측정된 평균 온도이며, T_a 는 단열부의 벽온도이다. 단열부 벽온도는 여러 문헌에서 알려진 바 히트파이프의 증기온도를 대신하여 사용될 수 있으며, 본 연구에서도 T_o 를 증기온도와 같은 것으로 가정하였다. 엄밀한 의미에서 열전달계수 \bar{h}_e 와 \bar{h}_c 는 히트파이프 내벽 표면의 온도와 증기온도의 차이로 산정되어야 할 것이다. 식(2) 및 식(3)에 벽 외부 표면에서 측정된 온도인 $T_{evp, avg}$ 및 $T_{cond, avg}$ 를 사용하면 여기에는 고체벽을 가로지르는 전도 열저항이 포함되므로, 그 계산결과들은 부분적인 총합 열전달계수(overall heat transfer coefficients)의 개념이 될 것이다. 그러나 고체벽의 두께가 얇거나 열전도도가 매우 높아서 벽 내외측의 온도차가 미소할 경우는 벽을 가로지르는 전도 열저항은 상대적으로 무시할 수 있다. 본 연구의 실험에서 2,000 W의 열부하를 공급하였을 때 증발부 평균 온도는 860°C 정도였으며, 이 온도에서는 스테인리스 스틸의 열전도도가 23 W/mK이다. 용기 두께가 1.65 mm인 것을 고려하여 열전도식으로 벽 내외 표면의 온도차를 계산하면 0.15°C 이내이다. 따라서 본 연구에서는 식(2) 및 식(3)을 사용하여 증발부 및 응축부의 평균 열전달계수를 근사적으로 산정하였다.

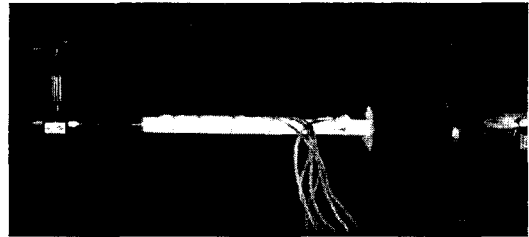
3. 실험결과 및 고찰

3.1 히트파이프의 시동

Fig. 3은 초기 열부하가 0.5 kW일 때, 히트파이프의 시동(Start-up) 모습을 보이고 있다. (a)는 히트파이프 시동 후 약 20분 이내의 천이작동중 모습으로서, 공급된 열량이 아직 히트파이프 응축부 끝까지 전달되지 못하여 히트파이프가 응축부 길이의 1/2 지점까지만 작동하는 것을 보여준



(a) Transient operation



(b) Fully operating heat pipe

Fig. 3 Heat pipe operation.

다. 이후 계속된 열공급 후에 히트파이프가 정상 상태에 도달하면 (b)에서와 같이 응축부 끝까지 작동하여 전체 길이에 걸쳐 거의 균일한 붉은 색을 띠는 것을 볼 수 있다.

히트파이프 내부에 불활성 기체가 발생하면 작동중에는 응축부 끝쪽으로 모이게 되는데, 이때는 작동유체 증기와 불용축 기체영역 사이에 급격한 온도차를 보이며, 온도가 낮은 불용축 기체 존재부분은 짙은 색으로 나타난다. 물론, 공급된 열부하의 크기가 절대적으로 적은 경우에는 불용축 기체가 존재하지 않아도 정상상태의 작동모습이 (a)와 같은 형태로 나타날 수 있다. 이 경우, 불용축 기체가 존재하지 않는다면 증발부의 열부하 공급이 증가하면서 (b)와 같이 전체 길이가 작동하는 형태로 진행되지만, 불용축 기체가 존재한다면 열부하 공급이 증가해도 응축부 끝단의 미작동 부분은 존재하게 된다.

Fig. 4는 내부에 메쉬번호 40 스크린 메쉬를 삽입한 히트파이프에 대해 0.5 kW의 공급 열부하에서 정상 시동하는 모습을 보여주고 있다. 히트파이프는 시동 후 약 100분이 경과하면 응축부 끝단까지 완전히 정상 작동하며, 이때 히트파이프 축방향에 걸친 최대 온도차는 약 51°C가 되었다. 이후 공급 열부하가 1 kW, 1.5 kW, 및 2.0 kW로 증가함에 따라 최대 온도차는 각각 33°C, 36°C 및 43°C로 변화하였는데, 공급 열부하에 따

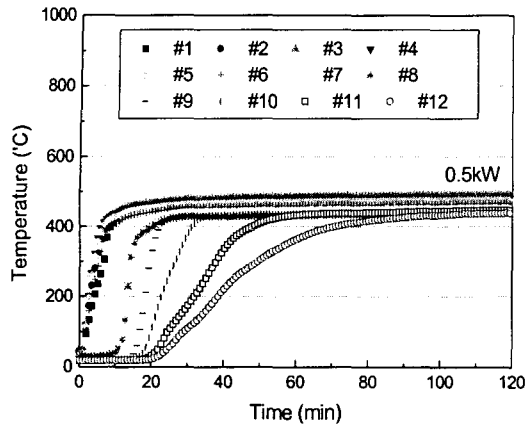


Fig. 4 Heat pipe start-up.

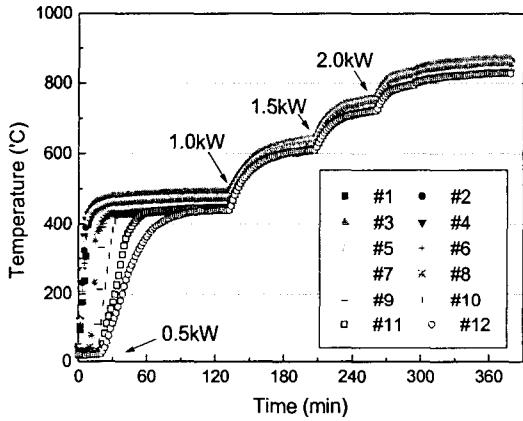


Fig. 5 Temperature variation as a function of input thermal loads.

큰 천이상태 및 정상상태의 온도변화는 Fig. 5에 나타나 있다.

3.2 온도 분포 및 열전달 특성

Fig. 6은 내부에 메쉬번호 40 스크린 메쉬를 삽입한 히트파이프의 공급 열부하에 따른 온도분포를 보이고 있다. 히트파이프 온도가 증발부와 응축부에서 약 40°C 내외의 온도차를 보이면서 비슷한 상승폭을 가지는 것을 볼 수 있다.

공급 열부하의 크기와 사용한 스크린 메쉬번호의 변화에 따른 히트파이프의 열저항 변화는 Fig. 7에 나타나 있다. 히트파이프는 상대적으로 낮은 500 W의 열부하에서 높은 공급 열부하에서보다 약 10배 이상 큰 열저항을 나타내는데, 열부하

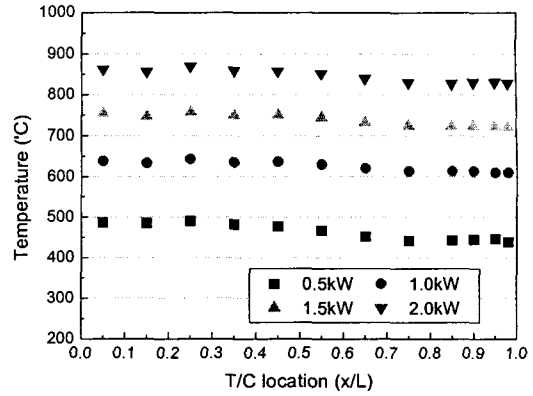


Fig. 6 Temperature distribution as a function of input thermal loads (with #40 screen mesh).

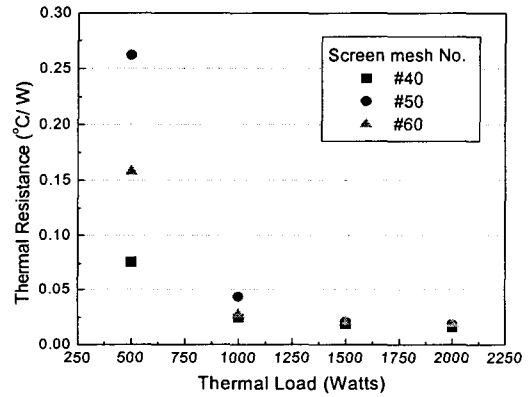


Fig. 7 Variation of the thermal resistances as a function of inner screen mesh wick.

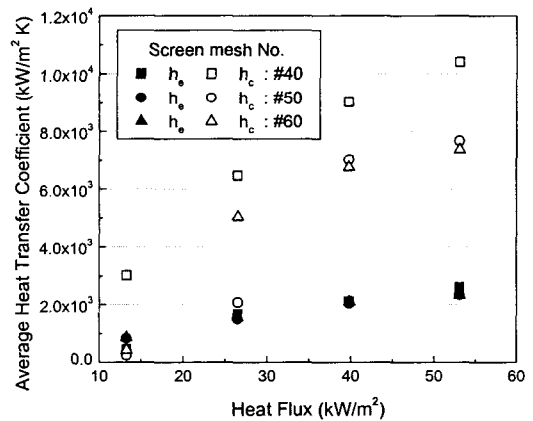


Fig. 8 Heat transfer coefficients as a function of inner screen mesh wick.

증가에 따라 열저항이 급격히 감소하는 것으로 보아, 500 W에서 정상적인 작동이 이루어지기는 했으나 히트파이프의 최적성능을 낼 수 있는 설계 열부하의 범위에는 들지 못했다고 판단된다. 그러나 1.5 kW 이상의 열부하가 공급되는 경우, 히트파이프의 열저항은 0.02°C/W로 감소하고, 그 이상의 열부하 증가에도 열저항이 안정된 값으로 변하지 않는 것으로 보아, 이때의 공급 열부하는 설계 열부하의 범위에 들어온 것으로 판단할 수 있다.

스크린 메쉬의 영향을 살펴보면, 1 kW 이하의 열부하에서 메쉬번호 40의 스크린을 삽입하였을 때 열저항이 가장 낮게 나타났으며, 메쉬번호 50의 스크린을 삽입하였을 때 열저항이 상대적으로 높게 나타났다. 그러나 공급 열부하가 1.5 kW 이상이 되는 경우에는 메쉬번호에 따른 열저항의 차이는 거의 나타나지 않고 있다. 일반적으로는 메쉬번호가 증가할수록 모세관력이 커지는 한편, 축방향 액체 귀환에 대한 저항도 증가한다. 이 두 효과의 상대적 크기에 따라 히트파이프의 성능에 미치는 결과가 결정되므로, 메쉬번호에 따른 결과를 단순히 추론할 수는 없다. 다만, 나트륨의 경우 700°C 이하의 온도범위에서는 액체 점도의 크기가 다른 작동유체에 비해 매우 크므로, 메쉬번호의 증가가 전체 히트파이프 성능을 감소시키는 효과를 가져올 수 있다.

Fig. 8은 열유속의 크기와 내부 스크린 메쉬 크기에 따른 히트파이프 증발부 및 응축부에서의 평균 열전달계수를 나타내고 있다. 증발부에서의 열전달계수는 스크린 메쉬 크기에 따라 눈에 띄는 변화를 보이지 않는데, 정상 작동시에는 평균 열전달계수가 2,000 kW/m²·K 내외의 값을 갖는 것으로 나타났다. 응축부에서는 메쉬번호 40인 스크린의 경우가 상대적으로 큰 평균 열전달계수를 갖는데, 최대 열유속인 53 kW/m²에서 약 10,000 kW/m²·K 정도로 매우 높게 나타났다.

4. 결 론

고온 폐열 회수 열교환기 등에 이용할 수 있는 나트륨/스테인리스 스틸 조합의 원관형 히트파이프를 제작하여 실험하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 액체 금속 히트파이프는 전체 길이에 걸쳐

정상적으로 작동하는 데 필요한 설계범위의 열부하가 존재하며, 이 범위 이하에서는 응축부의 일부만 작동하고, 이에 따라 전 길이에 걸친 온도차가 증가하여 열저항값이 정상적 작동시의 값 대비 10배 이상 크게 나타날 수 있다.

(2) 본 연구에서 실험한 히트파이프는 제시된 실험조건 하에서 정상 작동하는 경우 열저항은 약 0.02°C/W, 증발부 평균 열전달계수는 약 2,000 kW/m²·K, 그리고 응축부 평균 열전달계수는 약 10,000 kW/m²·K 정도로 증발부에서보다 최고 약 5배 정도로 높게 나타났다.

(3) 내부의 스크린 메쉬 크기가 히트파이프 열전달 성능에 미치는 영향은 단순한 관계로 파악하기 어려우며, 작동유체의 액체 점도와 같은 특별한 물성치와 구조적으로 유도되는 모세관력의 상대적 크기에 따라 달라지는 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Faghri, A., 1995, Heat Pipe Science and Technology, 1st ed., Taylor & Francis, pp. 19-24.
2. Silverstein, C. C., 1992, Design and Technology of Heat Pipes for Cooling and Heat Exchange, Taylor & Francis, pp. 1-3.
3. Zhuang, J., Yang, J., Wang, R., Chen, X. Y., Li, X. J. and Li, L., 1995, Development of liquid-metal heat pipe heat exchanger, 9th International Heat Pipe Conference, pp. 7-17.
4. www.lanl.gov/orgs/esa/epe/Heat_Pipe_Site/heatpipe4.html
5. www.isotech.co.uk/primary/heatpipe.html
6. Cowell, G. T. and Modlin, J. M., 1992, Heat pipe and surface mass transfer cooling of hypersonic vehicle structures, J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 6, No. 3, pp. 492-499.
7. Dunn, P. D. and Reay, D. A., 1993, Heat Pipes, Pergamon, 4th ed., pp. 297-299.
8. Laing, D., Reusch, M. and Brost, O., 1997, Hybrid Sodium Heat Pipe Receiver for Dish/Stirling System, 10th IHPC, pp. 65-69.
9. Faghri, A., Muchko, M. and Cao, Y., 1991, A study of high-temperature heat pipes with

- multiple heat sources and sinks: Part I. Analysis of continuum transient and steady state experimental data with numerical predictions, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1010-1016.
10. Faghri, A., Muchko, M. and Cao, Y., 1991, A Study of high-temperature heat pipes with multiple heat sources and sinks: Part II. Analysis of continuum transient and steady state experimental data with numerical predictions, *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 1010-1016.
11. Ponnappan, R. and Chang, W. S., 1994, Start-up performance of a liquid-metal heat pipe in near-vacuum and gas-loaded modes, *J. Thermophysics and Heat Transfer*, Vol. 8, No. 1, pp. 164-171.
12. Ko, K. Y., Lee, B. I., Lee, S. H. and Lee, Y., 2000, Proceedings of the 4th JSME-KSME Thermal Eng. Conference, Vol. 1, pp. 567-572.
13. Park, S. Y., Boo, J. H. and Kim, B. J., 2002, An experimental study on a rectangular parallelepiped sodium heat pipe for high temperature glass forming, *J. of KSME*, Vol. 26, No. 11, pp. 1622-1629.
14. <http://hazard.com/msds/>
15. Peterson, G. P., 1994, *An Introduction to Heat Pipes Modeling, Testing, and Applications*, Wiley Interscience, pp. 232-236.