

스크린 메쉬형 가변전열 히트파이프에서 NCG양에 따른 작동특성 변화

서정세[†]·박영식*·강창호*·정경택*·박기호**·이기우**

Influence of NCG Charging Mass on the Thermal Characteristics of Variable Conductance Heat Pipe with Screen Mesh Wick

J.S. Suh, Y.S. Park, C.H. Kang, K.T. Chung, K.H. Park and K.W. Lee

Key Words: Mesh Wick(메쉬 워), Working Fluid Charging mass(작동유체량), Variable Conductance Heat Pipe(가변전열 히트파이프), Non-Condensable Gas(불응축 가스)

Abstract

Experimental study is performed to investigate the effect of heat load and operating temperature on the thermal performance of a heat pipe with screen mesh wick. The heat pipe was designed in 200 screen meshes, 500mm length and 12.7mm O.D tube of copper, water as working fluid(4.8g) and nitrogen as non-condensable gas(NCG). The heat pipe used in this study has evaporator, condenser and adiabatic section, respectively. Experimental data of axial wall temperature distribution is presented for heat transport capacity, the temperature of cooling water of condenser, inclination angle, and operating temperature. For the results from this study, it is found that, for the same charging mass of working fluid, the initial operating temperature and the overall wall temperatures of heat pipe are higher for NCG charging mass of 5.0×10^{-6} kg and 3.4×10^{-6} kg, than that of 1.0×10^{-6} kg.

1. 서 론

오늘날 대표적인 열전달 기구로 각광을 받고 있는 것이 히트파이프라고 할 수 있다. 히트파이프의 시작은 냉동기의 열전달을 연구하기 위하여 1942년 Gaugler가 출원한 냉동장치의 열전달 요소에 대한 미국 특허⁽¹⁾에서 문헌상의 시초를 찾을 수 있으며, 그 이후 1964년에 Grover⁽²⁾가 Sodium stainless heat pipe를 제작 실험하여 발표한 논문에서 "heat pipe"라는 이름을 처음 사용하기 시작하면서 Gas Load Heat Pipe(GLHP)에 대한 가능성이 제시되었으며, Binert⁽³⁾가 1969년에 가스

저장부를 두어 온도제어 성능을 향상시켰고 GLHP에 대한 보편적인 형태를 갖추게 되었다.

히트파이프는 밀폐된 내부에 충전된 작동유체가 연속적으로 액체-증기간의 상변화를 수행할 때 발생하는 잠열과 워(Wick)의 모세관 현상을 이용하여 높은 열량을 작은 온도차로 상당한 거리를 통해 열을 전송시키는 열전달 기구이다. 또한 구조가 간단하여 제작이 쉽고 유연성이 있으면서도 그 자체가 어느 정도의 하중을 견딜 수 있는 구조물로서의 역할을 수행할 수 있으므로 재래의 열 전달기구에 필요했던 부가적 중량과 부피를 감소시킬 수 있어 열전달 효율을 향상시키는 물론 장비 및 장치의 소형화, 경량화가 가능하다는 특징을 지니고 있다. 특히, 고성능 열교환기나 항공등의 첨단산업 분야, 극심한 열 변화를 겪는 궤도환경의 위성체 열 제어 등의 우주분야에서도 많이 이용되고 있으며, 위성체의 온도를 능동적으로 유지하는데 주로 사용되는데 이처럼 열 유입량의 변화가 심한 곳에서 냉각이 필요

[†] 정회원, 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품 기술 연구센터

E-mail : jssuh@ggnu.ac.kr

TEL : (055)751-5312 FAX : (055)757-5622

* 정회원, 경상대학교 대학원

** 정회원, 한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

한 부분에 적용된다. Bobco^(4,5)는 가변 전열 히트파이프의 성능을 예측하고 또한 초기 작동과 최대 열부하에 대한 성능 해석을 시도하였다. Sauciuc⁽⁶⁾과 Kobayashi⁽⁷⁾는 각각 써모사이폰 형태의 가변 전열 히트파이프에 대한 연구를 수행하였으며 박⁽⁸⁾등은 가변 전열 히트파이프에서 불응축 가스량과 작동 유체량에 따른 열전달 성능에 관한 연구를 수행한 바 있다.

VCHP의 열저항을 조절하는 방법에는 액체유량 제어, 증기유량 제어 및 응축부 면적 제어 등이 있는데 본 연구에서는 Chi⁽⁹⁾가 제안한 이론을 토대로 하여 불응축 가스를 주입하여 응축부 면적을 제어하는 방법인 GLHP를 채택^(10,11)하여 VCHP를 제작하였으며, 가변전열 히트파이프의 열적 성능을 알아보기 위해서 유입열량과 기울기 각도, 냉각수 온도를 변화시키면서 길이방향에 따른 벽면 온도를 측정하여 VCHP의 열적 특성을 알아보고자 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

본 연구에서 사용한 VCHP는 길이가 500mm이고 외경이 12.7mm, 내경이 11.1mm인 동관에 스크린 메쉬 워 1겹을 삽입하여 리저버가 없는 히트파이프를 제작하여 실험을 하였다.

내부를 10^{-4} torr로 진공시킨 후 작동유체와 NCG를 주입하였는데 작동유체로서의 물은 저비용, 무독성, 높은 증발잠열을 가지고 있으며 동과는 적합성이 좋은 것⁽¹²⁾으로 알려져 있다. 작동유체의 양은 써모사이폰식으로 가정하여 계산한 4.8g을 주입하였으며 불응축 가스(Non-Condensable Gas)는 질소를 15°C , 1기압 하에서 HP1에는 $1.0 \times 10^{-6}\text{kg}$ 와 HP2에는 $3.4 \times 10^{-6}\text{kg}$, HP3에는 $5.0 \times 10^{-6}\text{kg}$ 을 주입한 3개를 제작하여 비교 실험하였다. VCHP의 가열부 길이를 100mm, 단열부 길이를 50mm, 응축부 길이를 350mm로 하였다.

본 연구에 사용된 실험장치는 크게 VCHP, 자료 획득 장치, 항온수조의 세 가지로 구분할 수 있는데 실험장치는 가변전압조절기를 이용하여 전기가 공급되면 히트파이프의 가열부 주변에 감겨진 니크롬선에서 발열이 되어 열량이 공급된다. 증발부를 운모종이로 1차 단열하고 세라크울(cerak wool)로써 2차 단열을 한 후 우레탄을

이용하여 3차 단열함으로써 외부 대기로의 방열손실을 최소화하도록 하였다. 열선 주위의 온도와 단열재 외부표면의 온도를 측정하여 방열손실을 계산할 수 있도록 구성하였으며 단열부 또한 증발부와 동일한 방법으로 단열을 하였다. 히트파이프의 응축부는 강제대류 열 교환 방식을 채택하여 냉각수가 직접 히트파이프 벽에 닿아서 열 방출이 균일하게 이루어지도록 하였다. 냉각수는 물을 사용하므로 얼음이 얼지 않는 3°C 부터 시작하여 10°C , 20°C , 30°C , 40°C 까지로 변화시키면서 실험하고자 하므로 -40°C 부터 120°C 까지 온도변화가 가능한 항온수조(MRC-3131D)를 이용하여 일정한 온도의 냉각수가 응축부에 공급되어 충분히 냉각되도록 하였다. 추가적으로 온도를 측정하기 위한 열전대 및 데이터 처리장치, 실험 중 히트파이프의 기울기 각도를 조절하기 위한 수평유지 장치 등으로 구성하였다.

본 연구에 사용된 VCHP의 사양과 실험조건들을 Table 1에 보여주고 있다. 히트파이프의 벽면 온도를 측정하기 위한 열전대(thermocouple)는 OMEGA사의 T-type 열전대(0.2mm)를 사용하였다. 열전대의 끝단은 흑연 용접을 이용하여 접합시켜 사용하였고, 열 그리스(thermal grease)를 이용하여 열전대 부착 지점의 접촉 열저항을 최소화하도록 하였다. 온도 측정을 위하여 히트파이프의 증발부 쪽에 25mm간격으로 3개, 단열부에 1개, 응축부에 25mm간격으로 13개의 열전대를 부착하였으며 데이터 획득장치(2645A NetDAQ)를 이용하여

Table 1 Specification of heat pipe used in this study

Description	Value
Container material	copper
pipe diameter	12.7 mm(O.D)
"	11.1 mm(I.D)
total length	500 mm
length of evaporator zone	100 mm
length of adiabatic zone	50 mm
length of condenser zone	350 mm
Working fluid	distilled water
Screen mesh number	200, 1 layer
Inclination angle	$-20^{\circ} \sim 90^{\circ}$
Cooling water temperature	$276\text{K} \sim 303\text{K}$

용 컴퓨터(personal computer)로 온도 데이터가 저장되도록 하였다.

2.2 실험방법

히트파이프의 성능실험에서는 파이프에 가해지는 열량이나 각 부위에서의 표면온도, 또는 내부의 포화 온도 및 압력을 측정하여야 한다.

히트파이프의 작동온도는 평균 단열증기온도(mean adiabatic vapor temperature), 즉 히트파이프의 단열부 외벽온도를 지칭하므로 본 연구에서는 외벽의 온도를 측정하기 위하여 공급열량을 변화시켜가면서 파이프 벽면의 온도를 측정하고 기울기 각도와 냉각수의 온도를 변화시키면서 실험을 하였다. 경사각은 수직모드(90°)를 기본으로 하고 60°와 30°, 0°(수평모드), top heating mood로 실시하였으며 열량은 10W에서부터 10W씩 단계적으로 변화시키면서 온도분포를 비교 관찰하였다. 벽면 온도는 정상상태에 도달한 후에 측정하였는데, 주어진 열부하에 대해서 단열부의 평균온도가 ±0.5℃ 범위 내에 들어올 때를 정상상태로 보고 온도 값을 측정하였다.

히트파이프가 작동한계에 이르게 되면 증발부 끝단의 온도가 급격한 증가를 보이는 드라이아웃 상태가 되는데 이와 같은 현상이 지속되면 히트파이프의 성능에 손상을 주게 되므로 실험을 종료하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 NCG양에 따른 온도변화

Fig. 1은 작동유체가 4.8g이고 유입열량이 110W일 때 불응축 가스의 양을 달리하면서 수직모드로 하고 냉각수 온도를 293K로 한 경우 벽면의 온도 분포를 나타낸 그림이다. NCG양이 $1.0 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 323.4K이고 단열부 온도가 314.5K를 나타내고 있으나, NCG양이 $3.4 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 332.4K이고 단열부 온도가 324.3K를 나타내고 있으며, NCG양이 $1.0 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 347.7K이고 단열부 온도가 337.6K를 나타내고 있어 불응축 가스량이 증가하면서 작동온도도 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 2는 동일한 조건에서 작동유체가 4.8g이고 유입열량이 320W일 때 NCG의 양을 달리한 경우

벽면의 온도분포 그림이다. NCG양이 $1.0 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 353.5K이고 단열부 온도가 329K를 나타내고 있으나, NCG양이 $3.4 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 363K이고 단열부 온도가 340K를 나타내고 있으며, NCG양이 $1.0 \times 10^{-6} \text{kg}$ 일 때는 증발부 벽면의 평균온도가 373K이고 단열부 온도가 354.3K를 나타내고 있다. 따라서 동일한 실험조건에서 작동유체가 일정하더라도 NCG양이 증가할수록 작동온도도 높아지는데 이는 NCG가 차지하고 있는 면적이 커져 그만큼 응축부 쪽으로 열량을 방출하지 못하기 때문이다.

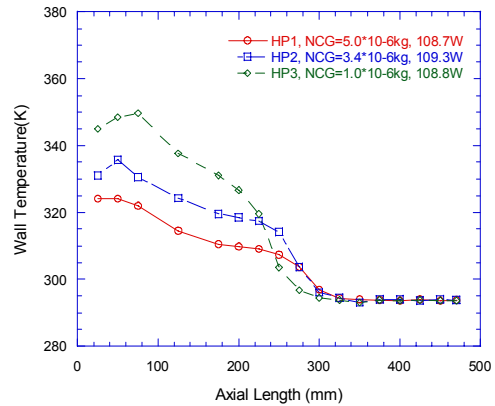


Fig. 1 Wall temperature distribution with heat transport capacity at 110W(C.W.=20℃, I.A.=90°)

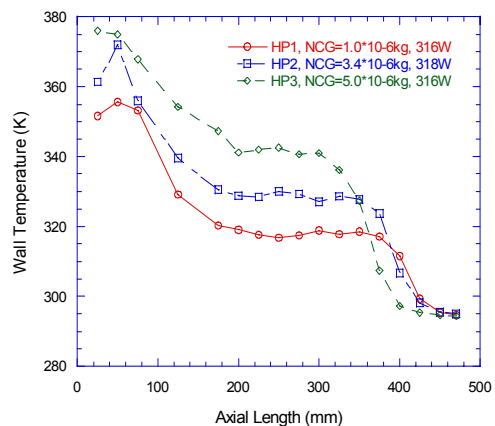


Fig. 2 Wall temperature distribution with heat transport capacity at 320W(C.W.=20℃, I.A.=90°)

3.2 가열량에 따른 온도변화

Fig. 3은 작동 유체가 4.8g이고, NCG양이 1.0×10^{-6} kg인 HP1로서 냉각수온도 293K이고 기울기의 각도를 수평모드로 하였을 경우 각 공급열량에 따른 벽면의 온도분포이다.

최초 18.4W가 공급되었을 경우 증발부 평균온도는 311.7K, 단열부 온도는 310.4K이지만 36.1W로 열량을 증가시킨 경우에는 증발부 평균온도가 315.2K, 단열부 온도도 311.5K로 증가하였는데 증발부 온도변화량에 비해 단열부 온도변화가 미세하게 나타나 양호한 열전달 작용을 하고 있음을 알 수 있는데 가열량을 144.2W까지 증가시키자 작동한계인 Dry out현상이 발생하여 실험을 종료하였다.

Fig. 4는 동일한 실험조건에서 NCG가 3.4×10^{-6} kg인 HP2의 온도분포 그림으로 18.4W일 때의 작동온도가 319K이다가 점차 열량이 증가하면서 135W부근에서 Dry out현상이 발생하였다.

Fig. 5는 NCG가 1.0×10^{-6} kg인 HP3의 온도분포 그림으로 18.1W가 공급된 경우 증발부의 벽면 평균온도가 335.4K로 NCG양이 가장 작은 HP1과 비교할 때 311.7K보다 23.7K정도 상승하였고 단열부 온도도 333K로 수직인 310.4K의 경우에 비해 22.6K정도 높아진 것을 알 수 있다.

20W간격으로 계속 열량을 증가시켰더니 127W 부근에서 Dry out현상이 발생하여 실험을 종료하였는데, NCG양이 증가함에 따라 증발부에 가해지는 열량에 비례하여 벽면온도가 증가하였으며 작동온도 또한 높아짐을 확인 할 수 있었다.

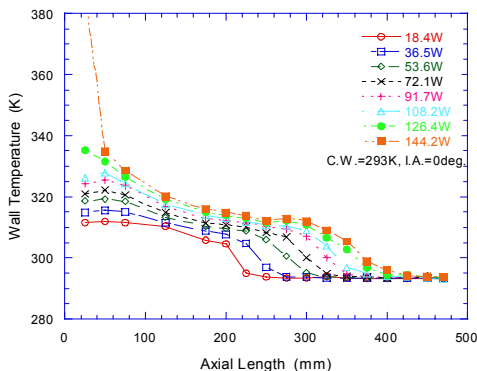


Fig. 3 Wall temperature distribution with heat transport capacity ($mg=1.0 \times 10^{-6}$ kg)

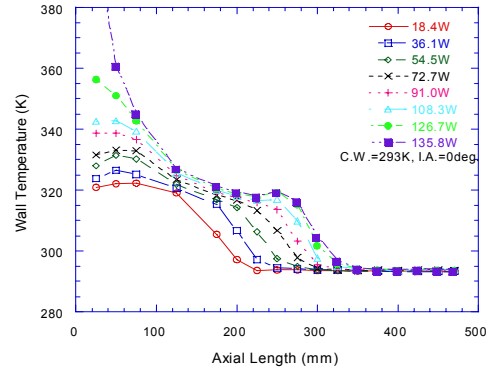


Fig. 4 Wall temperature distribution with heat transport capacity ($mg=3.4 \times 10^{-6}$ kg)

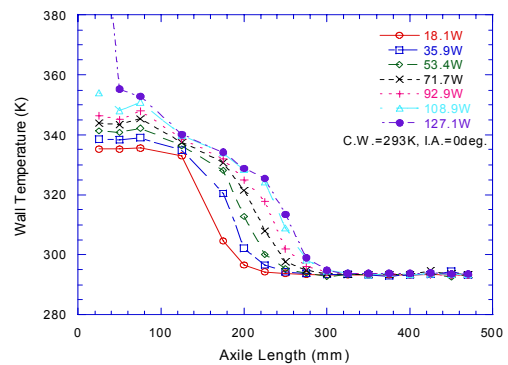


Fig. 5 Wall temperature distribution with heat transport capacity ($mg=5.0 \times 10^{-6}$ kg)

3.3 기울기에 따른 변화

Fig. 6은 작동 유체량이 4.8g이고 NCG양이 5.0×10^{-6} kg인 HP3을 가열량 54.3W로 하고 냉각수온도를 303K로 하였을 때 수직모드에서부터 Top heating mode로 -5° 에서부터 -15° 까지 기울였을 경우의 온도분포를 나타내고 있는데 수직모드일 경우 증발부 평균온도가 340.7K이고 단열부 온도가 337.8K인데, 기울기를 수평으로 한 경우는 증발부 평균온도가 344.8K, 단열부 온도가 338.9K로 수직의 경우와 비교해 증발부 온도와 단열부 온도가 1.1K씩 증가하는 것으로 나타났다. 계속하여 기울기 각도를 -5° 씩 증가시켜 본 결과 단열부 온도변화는 미세하나 증발부 온도가 점차 커져 -15° 까지 기울였을 경우에는 작동한계인 드라

이 아웃이 발생하였다.

이러한 현상은 수직일 경우 작동유체가 중력의 영향으로 벽면을 타고 흘러내려 원활한 작동이 가능하나 기울기를 수평에서부터 역 구배를 준 경우에는 작동유체의 귀환이 어렵게 되어 역 기울기의 증가량에 비례하여 증발부 온도도 상승하는 현상이 나타나다 작동한계인 드라이 아웃상태에 도달하게 된 것이라 판단된다.

3.4 NCG 이동상태

Fig. 7은 HP1을 냉각수 온도를 293K로 하고 수직모드로 했을 때 가열량에 따른 NCG의 이동상태를 나타낸 것인데 가열량이 9.3W와 18.3W일 때는 NCG의 이동현상이 나타나지 않다가 36W부터 응축부의 하단부로 서서히 밀려들어가는 것을 관찰 할 수 있다. 이는 증발부에 가해지는 열량이 커지면서 작동온도가 높아져 증기가 NCG를 응축부 하단으로 밀어내면서 활성영역을 증가시켜 방출열량을 늘리기 때문이다.

이는 VCHP의 궁극적인 목적인 심한 열 환경의 변화에도 히트파이프의 온도를 일정하게 유지할 수 있는 방법으로 가열량의 변화에 민감하게 작동하면서 작동부의 온도를 일정하게 유지시키는 것과 잘 일치하고 있다. 한편 289.6W의 경우 비활성 영역의 경계가 응축부의 450mm부근에서 확연하게 보이고 있어 응축부 끝단까지 밀고 들어가 대부분의 길이가 직접 냉각작용을 하는 상태를 보여주고 있다.

Fig. 8은 HP3을 수평모드로 하여 응축부 냉각수 온도가 293K일 때 시간에 따른 온도변화를 나타낸 것인데 유입열량이 18.1W일 때 증발부 벽면온도가 약 337K이고 단열부 온도가 334K인 반면 유입열량이 108W일 때는 증발부 벽면온도가 약 357K, 단열부 온도가 340K를 나타내 증발부 온도차가 20K, 단열부 온도차는 4K정도로 나타나 앞에서 관찰한 결과와 큰 차이가 나지 않음을 알 수 있다. 입열량이 늘어나면서 VCHP의 작동증기압의 상승을 가져와 응축부 유효면적이 늘어나는 것을 알 수 있는데 이는 작동증기의 포화압력이 증가하면서 NCG가 있는 비 활성영역을 응축부 끝 쪽으로 이동시켜 이쪽 부분의 온도가 상승한 것으로 볼 수 있는데, 이는 앞의 Fig. 7에서 살펴본 바와 일치하는 현상이라 할 수 있다.

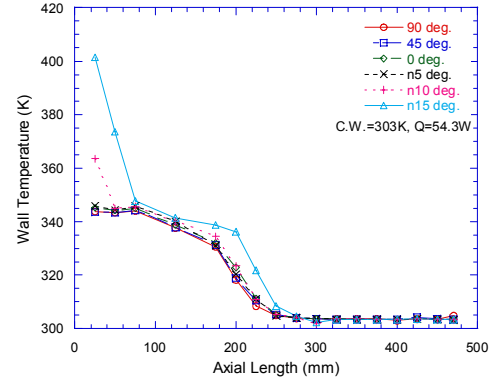


Fig. 6 Wall temperature distribution with inclination angle ($mg=5.0 \times 10^{-6} \text{kg}$)

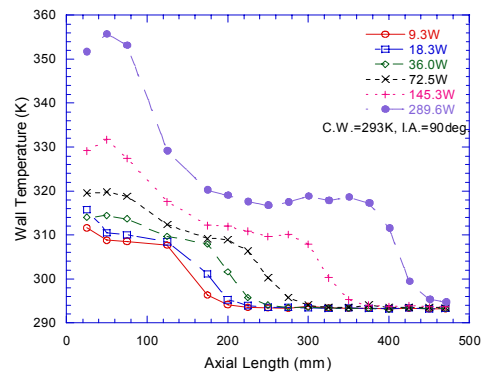


Fig. 7 Axial distribution of wall temperature with NCG ($mg=1.0 \times 10^{-6} \text{kg}$)

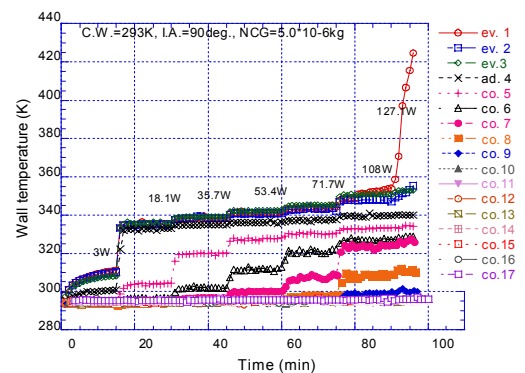


Fig. 8 Wall temperature variation for several heat transport capacity imposed($mg=5.0 \times 10^{-6} \text{kg}$)

4. 결 론

본 연구에서는 작동유체로 증류수를 사용하고 불응축 가스로 질소를 이용하여 Chi(9)가 제안한 이론을 바탕으로 하여 동으로 된 스크린 메쉬형 VCHP를 제작하여 작동 유체량과 불응축 가스량을 변화시켜 가열량의 변화에 따른 열전달 성능을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일한 작동유체일 경우 불응축 가스량이 증가할수록 비례하여 초기 작동온도가 상승하였고 VCHP의 벽면 온도도 같이 높아짐을 확인할 수 있었다.

(2) 유입열량의 변화에 따라 응축부 활성영역의 크기가 변화하여 온도제어가 가능함을 확인할 수 있었다.

(3) 기울기 경사 각도를 수직에서 수평상태로 변화시켰을 때 수직모드에서 작동온도가 가장 낮았고, 기울기 각도가 커짐에 따라 작동온도도 같이 증가함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구의 일부는 BK21 지역대학육성사업, 항공기부품기술연구센터, 지역전략산업석박사연구인력 양성사업의 지원에 의해 이루어졌으며, 관계자에게 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Gaugler, K. S., 1942, Heat Transfer Device. US patent. 2350348 April. 21 Dec. published 6 June, 1944
- (2) Grover, G. M., Cotter, T. P., Erickson, G. F., 1964, Structure of very high thermal conductance, Journal of Applied Physics, Vol. 35.
- (3) Binert, W., Brennan P.J., and Kirkpatrick, T.P."Feedback Controlled Variable Conductance Heat Pipe", AIAA paper No. 71 ~ 421, 1971
- (4) Bobco. R. P., 1987, Variable Conductance Heat Pipes : A First-Order Model, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 1, No. 1, pp. 35 ~ 42.
- (5) Bobco. R. P., 1989, VCHP performance prediction: comparison of first-order and flat front

models, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 3, No. 4, pp. 401 ~ 405.

- (6) Ioan Sauciu and Aliakbar Akbarzadeh, 1996, Peter Johnson, Temperature Control Using Variable Conductance Closed Two-Phase Heat Pipe, Heat Mass Transfer, Vol. 23, No. 3, pp. 427 ~ 433.
- (7) Yasunori Kobayashi, Akira Okumura and Toshihisa Matsue, 1991, Effect of Gravity and Non condensable Gas Levels on Condensation in Variable Conductance Heat Pip Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 5, Vo.1, pp. 61 ~ 68.
- (8) Ki-Ho Park, 2003, Study on the Heat Transfer Performances of Non-condensable Gas and Working Fluid Quantity in a Copper-Water Variable Conductance Heat Pipe, SAREK 2003 Summer Conference Proceedings pp. 317
- (9) S. W. Chi, 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
- (10) D.E. Kim, Y.S. Park, J.S. Suh, K.W. Lee and K.H. Park, 2002, Thermal Analysis of Water-Copper Variable Conductance Heat Pipe with a screen mesh, KSME 2002 spring proceedings, pp. 1185 ~ 1190.
- (11) Y.S. Park, K.T. Jung and J.S. Suh, 2003, Influence of Heat Load and Operation Temperature on the Thermal Performance of a Water-Copper Variable Conductance Heat Pipe with Screen Mesh Wick, Proceedings of the KSME Autumn Annual meeting2003, pp. 9 ~ 14.
- (12) B. D. Marcus, 1971, Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes, NASA, WASHINGTON, D. C. pp. 88 ~ 94.