

# Mesh Wick형 가변전열 히트파이프의 열전달 성능에 관한 실험적 연구 (Experimental Study of Heat Transfer Performance of Variable Conductance Heat Pipe with Screen Mesh Wick)

박 영 식\*, 변 길 성\*, 서 정 세\*, 박 기 호\*\*, 이 기 우\*\*

Y.S. Park, G.S. Byon, J.S. Suh, K.H. Park, and K.W. Lee

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

**ABSTRACT:** Analysis and experiment are performed to investigate the thermal performance of a heat pipe with screen meshed wick. The heat pipe was designed in 200 screen meshes, 500 mm length and 12mm O.D tube of copper, water as working fluid and nitrogen as non-condensable gas. Heat pipe used in this study has evaporator, condenser and adiabatic section, respectively. Experimental data of wall temperature distribution along axial length is presented for heat transport capacity, condenser cooling water temperature change, degrees of an inclination angle, and operating temperature.

## 1. 서론

히트파이프는 작동 유체의 상변화에 따르는 잠열과 워의 모세관 현상을 이용하여 높은 열량을 작은 온도차로 상당한 거리를 통해 열을 전송시키는 대표적인 열전달 기구이며 구조가 간단하여 제작이 쉽고, 히트파이프내의 열전달이 작동유체의 증발 잠열에 의해 전달되므로 거의 열저항이 무시되어 동을 사용하는 경우보다 수백 배 내지 수천 배의 열전달 효과가 있어 적은 온도차로 많은 열량을 전달시킬 수 있다. 또한 외부 동력 없이 고온 측에서 저온 측으로 열을 이동시킬 수 있는 이점이 있다. 특히, 고성능 열교환기나 항공

등의 첨단산업 분야, 극심한 열 변화를 겪는 궤도환경의 위성체 열 제어 등의 우주분야에서도 많이 이용되고 있으며, 위성 체의 온도를 능동적으로 유지하는데 주로 사용되는데 이처럼 열 유입량의 변화가 심한 곳에서 냉각이 필요한 부분에 적용된 것이 VCHP(Variable Conductance Heat Pipe)이다. VCHP는 작동유체와 소량의 NCG(Non-Condensable Gas)를 밀폐된 콘테이너 내에 주입하여 구성하는데, 일반적인 히트파이프와 같이 두 개의 열전달 영역인 증발부와 냉각부를 가지고 있다. 열은 증발부에서 비등과 증기 흐름을, 응축부에서 응축 그리고 응축액 귀환의 과정으로 전달되며 불응축 가스는 증기의 압력에 따라 전열 면적을 조절하게 되어 유입되는 열량의 변화가 심하더라도 히트 파이프의 작동 온도 변화를 감소시킬 수 있다. Bobco<sup>(1, 2)</sup>는 가변 전열 히트파이프의 성능을 예측하고 또한 초기 작동과 최대 열부하에 대한 성능 해석을 시도하였다. Sauciu<sup>(3)</sup>과 Kobayashi<sup>(4)</sup>는 각각 써모싸이폰 형태의 가변 전열 히트파이프에 대한 연구를 수행하였으며 박<sup>(5)</sup>등은 가변 전열 히트파이프에서 불응축 가스량과 작동 유체량에 따른 열전달 성

† 정회원, 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술 연구센터

E-mail: jssuh@gsnu.ac.kr

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

\* 정회원, 경상대학교 대학원

\*\*정회원, 한국에너지기술연구원

능에 관한 연구를 수행한 바 있다.

VCHP의 열저항을 조절하는 방법에는 액체유량 제어, 증기유량 제어 및 응축부 면적 제어 등이 있는데 본 연구에서는 Chi<sup>(6)</sup>가 제안한 이론을 토대로 하여 불응축 가스를 주입하여 응축부 면적을 제어하는 방법을 채택<sup>(7)</sup>하여 VCHP를 제작하였으며, 가변전열 히트파이프의 열적성능을 알아보기 위해서 유입열량과 기울기 각도, 냉각수 온도를 변화시키면서 길이방향에 따른 벽면 온도를 측정하여 VCHP의 열적 특성을 알아보고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용한 VCHP는 외경 12mm 동관에 스크린 메쉬 워를 삽입하여 리저버가 없는 히트파이프를 제작하여 실험을 하였다. VCHP의 총길이는 500mm이고 가열부 길이를 100mm, 단열부 길이를 50mm, 응축부 길이를 350mm로 하였고 작동유체로는 증류수를 사용하였는데 물은 저비용, 무독성, 높은 증발잠열을 가지고 있으며 동과는 적합성이 좋은 것<sup>(8)</sup>으로 알려져 있다. VCHP 내부는  $10^{-4}$  torr 로 진공시킨 후 작동유체와 NCG를 주입하였다. 불응축 가스로는 질소를 사용하였고 작동유체의 양은 1.2g을 주입하였으며 NCG의 양은 15°C, 1기압 하에서 #1 파이프에는 0.17cc( $m_g=2 \times 10^{-4}$ g)와 #2 파이프에는 0.58cc( $m_g=7 \times 10^{-4}$ g)를, 그리고 #3 파이프에는 0.83cc( $m_g=10 \times 10^{-4}$ g)을 주입한 3개를 제작하였으나, #2 파이프는 제작상의 결함으로 작동하지 않아 #1과 #3의 2개만을 비교 실험하였는데 VCHP에 대한 사양은 Table 1과 같다. Fig. 1은 VCHP의 성능 실험을 위한 실험장치의 개략도인데 각각 1개의 증발부, 단열부, 응축부로 구성된다. 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 온도종이로 1차 단열하고 세라크 울(cerak wool) ( $k=0.075$  W/m°C)로써 2차 단열을 한 후 우레탄을 이용하여 3차 단열함으로써 외부 대기로의 방열손실을 최소화하도록 하였다. 열선 주위의 온도와 단열재 외부표면의 온도를 측정하여 방열손

실을 계산할 수 있도록 구성하였으며 단열부 또한 증발부와 동일한 방법으로 단열을 하였다.

Table 1 Specification of heat pipe used in this study

Description	Value
Container material	copper
pipe diameter	12 mm(O.D) 10.4 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, 11ayer
Inclination angle	-20° ~ 90°
Cooling water temperature	3°C ~ 30°C

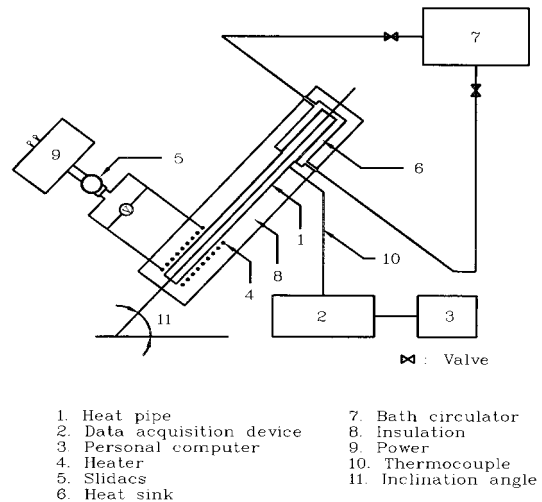


Fig. 1 Schematic diagram of a experimental apparatus

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°C까지로 변화시키면서 실험하고자 하므로 항온수조를 이용하여 일정한 온도의 냉각수가 응축부에 공급되어 충분히 냉각되도록 구성하였다. 또한 VCHP의 원활한 실험을 위하여 알루미늄 관으로 축 방향으로 분해되는 water jacket을 만들고 내부에 칸막이를 설치하여 응축부의 길이변화가 가능하면서도 중

심잡기가 용이하도록 하였는데, 중앙에 정확히 파이프가 위치하도록 10mm볼트 3개로 2곳에서 센터를 정확히 잡은 상태에서 조립하여 설치하였다. 추가적으로 온도를 측정하기 위한 열전대 및 데이터 처리장치(Networked Data Acquisition Units), 실험 중 히트파이프의 기울기 각도를 조절하기 위한 수평유지 장치 등으로 구성하였다. 히트파이프의 벽면 온도를 측정하기 위한 열전대(thermocoupl)는 OMEGA사의 T-type열전대(0.2mm)를 사용하였는데 T-type열전대는  $-200^{\circ}\text{C} \sim 400^{\circ}\text{C}$ 까지  $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$  이내의 오차범위에서 온도측정이 가능하므로 정밀한 온도측정을 요하는 히트파이프의 성능 실험용으로 적합하다고 판단된다. 열전대의 끝단은 흑연 용접을 사용하여 접합시켜 사용하였고, 열 그리스(thermal grease)를 이용하여 열전대 부착지점의 접촉 열저항을 최소화하도록 하였다. Fig. 2와 같이 온도 측정을 위하여 전체길이가 500mm인 히트파이프에 증발부 쪽에 25mm간격으로 3개, 단열부에 1개, 응축부에 25mm간격으로 13개의 열전대를 부착하였으며 데이터 획득장치(2645A NetDAQ)를 이용하여 개인용 컴퓨터(personal computer)로 온도 데이터가 저장되도록 하였다.

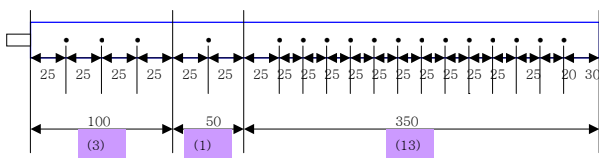


Fig. 2 Schematic diagram of the thermocouple positions marked on the wall of VCHP

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( $90^{\circ}$ )를 기본으로 하고  $45^{\circ}$ 와  $0^{\circ}$ (수평모드), 그리고 top heating mood로

$-5^{\circ}$ 씩 변화시키면서  $-20^{\circ}$ 까지 실시하였으며 열량은 1W에서부터 5W까지 1W씩 증가시키다가 10W이후로는 10W씩 단계적으로 변화시키면서 온도분포를 비교 관찰하였다. 벽면 온도는 정상상태에 도달한 후에 측정하였는데, 주어진 열부하에 대해서 단열부의 평균온도가  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  범위 내에 들어올 때를 정상상태로 보고 온도 값을 측정하였다. 히트파이프가 작동한계에 이르게 되면 증발부 끝단의 온도가 급격한 증가를 보이는 dry-out상태가 되는데 이와 같은 현상이 지속되면 히트파이프의 성능에 손상을 주므로 드라이아웃이 발생하거나 급격한 온도상승은 없더라도 가열부 온도가  $110^{\circ}\text{C}$ 를 넘을 경우 실험을 종료하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 VCHP의 벽면 온도 변화

Fig. 3은 작동유체가 1.2g이고 NCG가  $0.17\text{cc}$  ( $m_g=2 \times 10^{-4}\text{g}$ )인 #1의 VCHP를 수직모드로 하고 냉각수 온도를  $10^{\circ}\text{C}$ 로 한 상태에서 유입열량에 따른 벽면의 온도 분포를 나타낸 그림이다. 유입열량이 10W일 때 증발부 벽면의 온도가  $18.6^{\circ}\text{C}$ 이고 단열부 온도가  $15.4^{\circ}\text{C}$ 를 나타냈고, 열유입량이 20W일 때는 증발부 벽면온도가  $23.2^{\circ}\text{C}$ , 단열부 온도가  $16.2^{\circ}\text{C}$ 를 나타내어 열유입량이 10W증가할 때 증발부 벽면온도가  $4.6^{\circ}\text{C}$  증가하는 것으로 나타났다. 그러나 유입열량이 30W로 늘어나면서 증발부 온도가 급격히 상승하는 드라이아웃(dry-out)상태가 나타나므로 실험을 종료하였다.

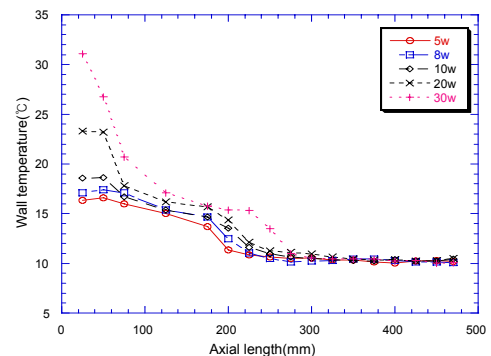


Fig. 3 Wall temperature distribution with heat transport capacity ( $m_g=2 \times 10^{-4}\text{g}$ )

Fig. 4는 작동유체가 1.2g이고 NCG양이 0.83cc ( $10 \times 10^{-4}g$ )인 #3 VCHP를 수직모드로 하고 냉각수 온도를 10°C로 하였을 때의 벽면온도 분포인데, 유입열량이 10W일 때 증발부 벽면온도는 29.3°C이고 단열부 온도가 27.2°C를 나타내었으며, 유입열량이 20W일 경우는 증발부 벽면온도가 31.7°C이고 단열부 온도는 28.0°C를 나타내어 열 유입량이 10W증가할 때 증발부 벽면온도차가 2.4°C증가하여 #1 VCHP의 경우보다 증발부 벽면온도가 낮게 나타났다. 따라서 계속적으로 열량을 증가시켜도 작동한계를 벗어나지 않고 50W까지 열량전달이 가능하였으며 80W를 공급한 경우는 드라이 아웃상태가 나타나는 것으로 보아 60W까지는 열량공급이 가능한 것으로 생각되는데 이는 #1 VCHP의 NCG양보다 많은 양이 충전되어 있어 응축부 길이가 상대적으로 짧아 열 교환이 잘 이루어지기 때문으로 판단된다.

3.2 기울기에 따른 변화

Fig. 5는 작동 유체량이 1.2g이고 NCG양이 0.17cc( $2 \times 10^{-4}g$ )인 #1 VCHP의 경우 냉각수 온도가 3°C, 가열량이 5W일 때 수직모드에서부터 top heating mood로 -20°까지 기울였을 경우의 온도 분포를 나타내고 있는데 수직모드일 경우 증발부 온도가 16.6°C고 단열부 온도가 10.5°C인데, 기울기를 수평으로 한 경우는 증발부 온도가 24.0°C, 단열부 온도가 10.6°C로 수직의 경우와 비교

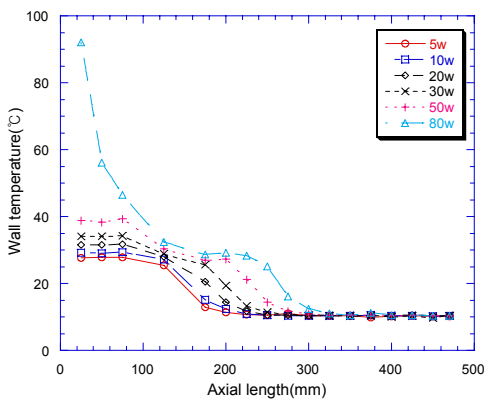


Fig. 4 Wall temperature distribution with heat transport capacity ( $m_g=10 \times 10^{-4}g$ )

해 단열부 온도는 0.1°C차이가 나는 반면 증발부 온도는 7.4°C가 증가하는 것으로 나타났다. 계속하여 기울기 각도를 -5°씩 증가시켜 본 결과 단열부 온도변화는 미세하나 증발부 온도상승이 점차 커져 -20°까지 기울였을 경우는 드라이 아웃이 발생하였다. 이러한 현상은 수직일 경우 작동유체가 중력의 영향으로 벽면을 타고 흘러내려 원활한 작동이 가능하나 기울기를 수평에서부터 역 구배를 준 경우는 작동유체의 귀환이 어렵게

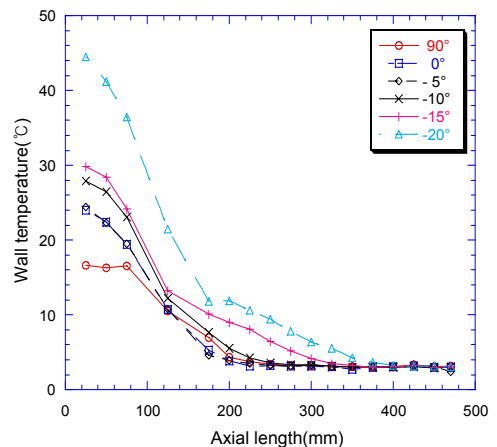


Fig. 5 Wall temperature distribution with inclination angle ( $m_g=2 \times 10^{-4}g$ )

되어 역 기울기의 증가량에 비례하여 증발부 온도가 상승하는 현상이 나타나다 작동한계인 드라이 아웃상태에 도달하게 된다.

3.3 응축부 냉각수 온도변화의 영향

Fig. 6은 #3 VCHP를 수직모드에서 3W의 열량이 공급 될 때 냉각수 온도를 3°C, 10°C, 20°C, 30°C로 변화시키면서 측정한 온도분포를 나타낸 것이다. 냉각수 온도가 3°C에서 30°C로 점차 높아짐에 따라 증발부 벽면온도도 냉각수 온도 상승에 비례하여 증가하는 것을 관찰할 수 있었으나 증발부에 가해지는 열량이 3W로 아주 작기 때문에 NCG의 이동상태를 관찰할 수는 없었다. Fig. 7은 #3 VCHP를 냉각수 온도를 3°C로 하고 수직모드로 했을 때 가열량에 따른 NCG의 이동상태를 나타낸 것인데 가열량이 20W와 30W일

때는 NCG의 이동현상이 나타나지 않다가 50W부터 응축부의 끝 쪽으로 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 80W의 경우 비활성 영역의 경계가 응축부의 300mm부근에서 확연하게 보이고 있으나 드라이아웃 상태가 발생하는 것으로 보아 주입된 작동유체 양이 부족한 것으로 판단된다.

Fig. 8은 #3 VCHP를 수직모드로 하여 응축부 냉각수 온도가 3℃일 때 시간에 따라 VCHP 각 부분의 온도변화를 나타낸 것이다. 유입열량이 30W일 때 증발부 벽면온도가 약 30℃이고 유입열량이 50W일 때는 증발부 벽면온도가 약 35℃를 나타내 온도차가 5℃정도로 나타나 앞에서 관찰한 결과와 큰 차이가 나지 않음을 알 수 있다. 한편 냉각수가 있는 응축부 부분을 관찰하여 보면 응축부 7번의 경우 열량이 20W일 때까지는 온도 변화가 미미하다가 30W에서부터 서서히 증가하다가 50W에서는 14℃를 나타내 입열량이 늘어나면서 VCHP의 작동증기압의 상승을 가져와 응축부 유효면적이 늘어나는 것을 알 수 있는데

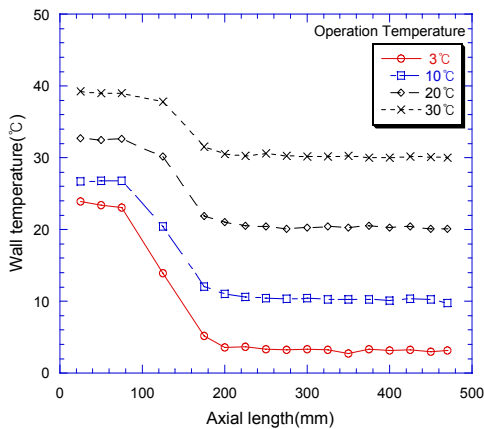


Fig. 6 Axial distribution of wall temperature with operating temperature ( $m_g=10 \times 10^{-4} \text{g}$ )

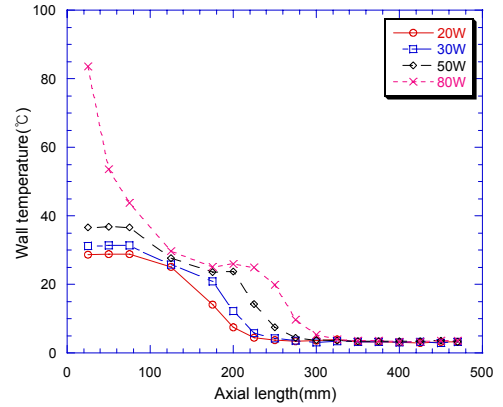


Fig. 7 Axial distribution of wall temperature with heat transport capacity ( $m_g=10 \times 10^{-4} \text{g}$ )

이는 작동증기의 포화압력이 증가하면서 NCG가 있는 비 활성영역을 응축부 하단부 쪽으로 이동시켜 이쪽 부분의 온도가 상승한 것으로 볼 수 있는데 이는 Fig. 7에서 살펴본 바와 일치하는 현상이라 할 수 있다.

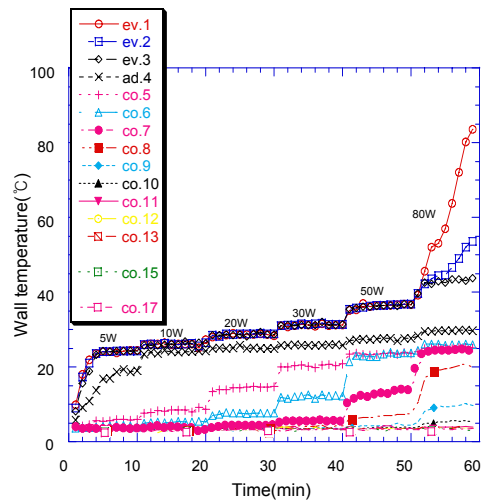


Fig. 8 Wall temperature variation for several heat transport capacity imposed ( $m_g=10 \times 10^{-4} \text{g}$ )

#### 4. 결론

본 연구에서는 작동유체로 증류수를 사용하고 불응축 가스로 질소를 이용하여 Chi가 제안한 이론을 바탕으로 하여 동으로 된 스크린 메쉬형 VCHP를 제작하여 작동 유체량에 따른 불응축 가스량의 변화에 관한 열전달 성능을 실험하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1). 불응축 가스량이  $2 \times 10^{-4}$ g인 경우보다 좀더 많은  $10 \times 10^{-4}$ g인 경우에 초기 작동온도가 상승하였고 VCHP의 벽면 온도도 같이 높아짐을 확인할 수 있었다.
- (2). 기울기 경사 각도를 변화시켰을 때 수직모드인  $90^\circ$ 에서 작동온도가 가장 낮았고, 수평상태에서부터 역구배로 기울기 양을 증가시킬수록 증발부의 온도도 비례하여 상승하였다.
- (3). 동일한 가열량일 경우에 응축부 냉각수의 온도가 높아질수록 VCHP의 작동온도도 비례하여 높게 나타났다.
- (4). 증발부에 가해지는 유입열량이 증가할수록 작동증기압이 상승하면서 불응축 가스가 응축부 하단부로 이동하여 응축부 활성영역이 늘어남을 알 수 있었다.

### 후 기

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

### 참고문헌

- (1) 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.
- (2) Bobco. R. P., 1989, Variable Conductance Heat Pipe Performance Analysis, Journal of THERMOPHYSICS, Vol. 3, No. 1, pp. 33-41.
- (3) Ioan Sauciu, 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.

- (4) Yasunori Kobayashi, Akira Okumura, 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.
- (5) Ki-Ho Park, Ki-Woo Lee, Wook-Hyun Lee, Seung-Yong Noh, J-S Suh, 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. 317-323.
- (6) S. W. Chi, 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
- (7) 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.
- (8) B. D. Marcus, 1971, Theory and Design of Variable Conductance Heat Pipes, NASA, WASHINGTON, D. C. pp. 88-94.