

소형 CPL 히트파이프의 제작 및 작동 특성에 관한 기초연구

안영길 · 유성열 · 임광빈* · 김철주**

성균관대학교 대학원, *안산공과대학 기계과, **성균관대학교 기계공학부

A Fundamental Study on the Manufacturing and Operating Characteristics of a Small Scale CPL Heat Pipe

Young Gil An, Seong Ryoul Ryoo, Kwang Bin Yim* and Chul Ju Kim**

SKKU, Graduate School, *ACT, Department of Mechanical Engineering,

**SKKU, School of Mechanical Engineering

요 약

본 연구는 소형 CPL 히트파이프의 제작 및 작동 특성에 대한 기초 지식을 얻기 위하여 수행되었다. CPL 히트파이프는 중력장 내에서 먼 거리까지 효과적으로 열을 이송할 수 있는 능력을 가지고 있다. 컴퓨터 칩에서 발생하는 열을 냉각하기 위하여 원판형 증발부로 구성된 소형 CPL을 설계 및 제작하여 그 작동 성능을 실험하였다. 두께 3 mm, 직경 50 mm의 원판형 청동 분발 소결체를 사용하여 작동유체를 순환하기 위한 압력 구배를 얻을 수 있었으며 작동유체는 에탄올을 사용하였다. 실험은 응축부의 주위온도를 13°C로 고정시킨 후 각각 다른 열부하에서의 CPL 작동 상태를 확인해 보았다.

Abstract — The present study was conducted to obtain the fundamental knowledge on the manufacturing and operating characteristics of a small scale CPL (Capillary Pumped Loop) heat pipe. CPL heat pipes are able to transfer heat effectively at any orientation in a gravitational field over long distances. An experimental model with an evaporator of a circular plate shape was designed and manufactured and its operating performances were tested. A Bronze powder sintered metal plate of 3 mm thick and Ψ 50 mm was used as wick and ethanol was used as working fluid. An experimental apparatus was set up to ascertain the operating conditions of CPL at different heat load and an surrounding temperature at the condenser was maintained about 13°C.

1. 서 론

최근 5년 사이의 급속한 정보통신의 발전과 전자소자의 고집적화, 소형화는 전자장비 내부의 열부하 증가를 초래하고 있다. 이에 효과적으로 열을 제거하는 기술개발 요구로 다양한 이상 열전달 시스템(two-phase systems)이 연구되고 있다.

CPL(Capillary Pumped Loop) 히트파이프 기술은 1960년대 미국, 구 소련방에서 우주항공분야의 전자장비 온도제어 시스템으로 주로 통신위성 또는 우주선의 전자장비 냉각기술의 한 방법으로 사용되어 왔으며 NASA Lewis Research Center의 Stenger에 의해 처음 제안되었다. 중력장 환경에서의 CPL 응용 기술은 1980년대 초 구소련방의 Maidanik^[10] 박사와 그의 연구팀이 태양에너지 집열기 적용을 위해 연구되었다.

CPL의 작동원리는 증발부에 가해진 내부 작동유체의 상변화를 통한 열이송과 작동유체의 귀환이 쥘(wick)에서 만들어지는 모세압이란 점에서 기존의 히트파이프와 유사하지만, 직관형 구조의 히트파이프에 비하여 기액 유동을 분리할 수 있도록 고리(loop)형 구조를 갖는 특징이 있다. 또한 쥘은 오직 증발부에만 설치되기 때문에 구조적으로 보다 단순하며 마이크로(μ m)크기의 기공 구조를 갖는 쥘을 사용할 경우 작동유체의 표면장력(σ)에 따라 차이가 있으며, 약 2,000~15,000 Pa의 모세관압을 얻을 수 있다.

지난 30여년간의 CPL 연구는 우주왕복선과 인공위성 등 우주항공분야의 연구로 Ku(1986)^{[4],[8],[9]} 등은 CPL을 제작하여 우주항공실험을 수행하였으며, 15 W/cm²의 높은 열플럭스에서 70 kW-meters의 열전달능력을 입증하였다. 그 후 CPL 설계인자와 다양한 쥘 구조의 개발에

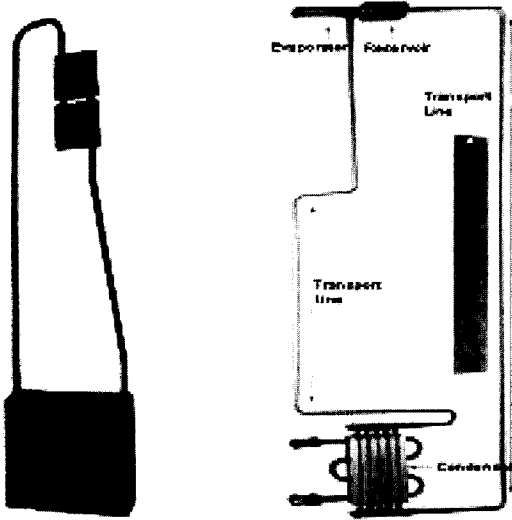


Fig. 1. Applications of CPL heat pipe (Thermacore International, Inc.).

대한 연구가 Krociczec(1992)⁹⁾ 등에 의해 이루어졌고, Faghri(1994)²⁾ 등은 증발부 형상이 원형 그루브인 소형 CPL에 대한 실험적 해석적 연구를 수행하였다. 또한 Wulz(1990)¹¹⁾ 등은 증발부 형상이 평판형인 CPL에 대한 실험적 이론적 결과를 발표하였다.

최근에는 국·내외적으로 지상의 민수용 전자 설비 냉각에 적용하는 연구가 진행되고 있으며, Fig. 1은 최근 전자장비 냉각장치로 개발되어 공개되고 있는 CPL의 몇 가지 예를 나타낸 것이다. 그러나 이 들에 관한 성능 또는 구조에 관한 자세한 자료는 알려져 있지 않다.

본 연구에서는 전자통신 설비의 냉각장치에 기존 대류냉각 장치와 함께 보조적으로 사용할 수 있는 소형 CPL의 구성, 제작 및 작동특성에 대한 이해를 얻기 위해 수행한 연구이다. 이 연구를 통해 특히 증발부의 구조와 월의 구조특성 및 열부하에 따른 작동유체의 상변화 및 운동 등에 대해 보다 자세한 정보를 얻고자 하였다. 즉 강제 또는 자연대류 히트싱크는 일반적으로 0.1~0.01 W/cm²의 낮은 열부하에 적용하고 있으며, 이러한 시스템에서 국소적으로 증폭기, 콘버터 등과 같이 발열밀도가 1~5 W/cm²로 매우 높은 곳에 CPL의 증발부를 설치하고 여기서 발생하는 열을 CPL을 이용해서 제거할 수 있다.

2. 이 론

2-1. CPL 히트파이프의 구조 및 작동원리

CPL 히트파이프의 일반적인 구조와 작동원리를 Fig. 2²⁾에 나타내었다. 직관형 구조의 일반적인 히트파이프

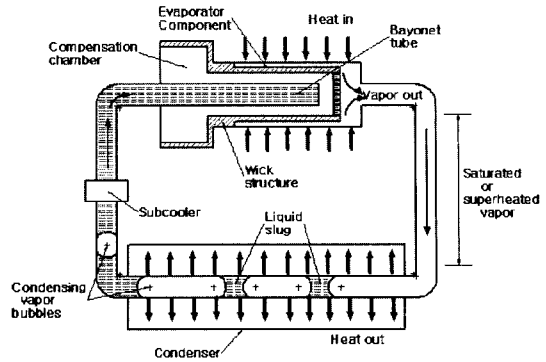


Fig. 2. Operating principle of CPL heat pipe.

와 비교하여 CPL은 고리형의 구조로써 증발부, 응축부, 증기이송관 및 응축액체이송관, 보상실(compensation chamber)로 이루어져 있다. 월은 금속 소결체를 많이 사용하고 기공의 크기는 μm 단위이며 증발부에만 설치된다. 이러한 월은 작동유체의 표면장력에 따라 약 2,000~15,000 Pa의 모세압을 얻을 수 있으며, 따라서 중력장의 반대방향으로도 작동유체를 끌어올릴 수 있으며, 또한 먼 거리까지 작동유체를 수송하는데 소요되는 마찰저항을 극복할 수 있다. 월의 외면은 그루브 형상을 갖도록 제작되어 있다.

CPL의 작동원리를 살펴보면, 열원이 증발부에 공급되면 월과 가열 벽의 접합부에서 증기가 발생한다. 이때 월의 기-액 계면에서는 모세압이 발생하고 시스템의 액체를 펌핑할 수 있는 정도의 모세압이 발생할 때까지 증기온도와 압력이 증가하며 유체의 순환이 시작되면 주어진 열부하와 냉각 조건에 따라 작동온도가 자동으로 결정된다. 이 때 발생한 증기는 가해진 열에 의해 과열 증기 상태로 증기이송관을 통해 응축부로 유동하며, 증기는 응축부에서 열교환을 통해 응축과 충분한 과냉과정을 거친다. 과냉 상태의 응축액이 응축액체이송관을 통해 다시 증발부로 유입되면서 하나의 사이클을 이루게 된다.

2-2. CPL 히트파이프의 압력강하

CPL의 작동 상태를 해석하기 위해서는 유체의 유동 경로를 따라 작동유체의 P-T 선도 상에 상태를 표시하는 것이 편리하며, Fig. 3에 이상적인 작동과정에서 유체의 상태변화 과정을 나타내었다. 포화선상의 점 ①의 포화온도 T₁과 포화압력 P₁은 증발부내에서 기화가 발생하는 월의 기-액 계면, 즉 메니스커스(meniscus)에서 증기의 온도와 압력을 나타내며, 점 ②는 이 계면에서 액체 쪽의 상태를 나타낸다.

이때 ΔP=P₁-P₂이 월의 모세압이다. 과정 ①-②는 월의

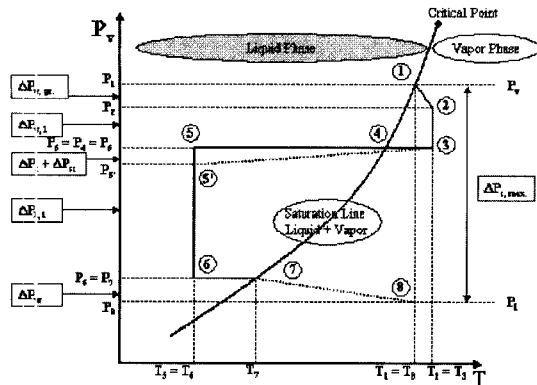


Fig. 3. Diagram of a CPL working cycle.

그루브를 통하여 증기가 이동하는 동안 가열 벽으로부터 증기가 열을 흡수하는 과정의 상태변화를 나타낸다. 여기서 증기는 유동 저항으로 인한 압력감소와 온도상승에 의해 과열상태에 도달한다. 과정 ②~③은 단열과정의 증기 이송관을 통한 증기의 상태변화이고, 과정 ③~⑤는 증기가 응축부를 통과하는 냉각과정으로 응축과 응축 과냉과정(condensate supercooling)으로 이루어진다. 시스템의 구조에 따라 이 과정에서의 압력강화는 상대적으로 무시할 수 있는 값을 갖는다. 과정 ⑤~⑥은 응축액체가 증발부로 이동하는 과정으로 액체의 유동 저항에 의한 압력강화가 발생하며, 만약 외부로부터의 열 손실이 없다면 등온을 유지한다. 과정 ⑥~⑦을 통하여 온도 T_6 와 압력 P_6 상태의 과냉 응축 액체가 보상실로 들어가며 열이 유입하여 액체 온도가 상승한다. 이 과정에서 유동 단면적이 액체 관로에 비해 큰 경우 그 림과 같이 유동마찰 저항을 무시할 수 있으나 용기 벽 표면으로 열을 흡수하여 작동유체의 온도가 온도 T_7 로 증가된다. 과정 ⑦~⑧은 액체가 월을 통과하는 과정을 나타낸다. 이 곳에서 압력손실과 온도상승으로 인하여 액체는 과열상태에 도달된다. 점 ⑧은 월의 기액 계면에서 액체 쪽의 상태를 나타낸다. 일반적으로 CPL의 모세관체는 기존의 히트파이프와 유사하며, 작동유체의 유동경로를 따라 P-T 선도를 이용하여 얻은 이론적 해석

을 토대로 수식으로 표현하여 접근하게 되면 작동유체가 루프를 순환하는데 필요한 전체 압력손실($\Delta P_{1,8}$)은 월의 기액 계면에서 생성할 수 있는 최대 모세압력 $\Delta P_{c, max}$ 를 초과해서는 안 된다.

$$\Delta P_{c, max} \geq \Delta P_{1,8} \quad (1)$$

여기서 $\Delta P_{1,8}$ 는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 다음과 쓸 수 있다.

$$\Delta P_{1,8} = \Delta P_{v,1} + \Delta P_c + \Delta P_{l,1} + \Delta P_w + \Delta P_g + \Delta P_m \quad (2)$$

여기서 $\Delta P_{v,1}$, $\Delta P_{l,1}$ 는 각각 증기와 액체라인의 압력강하, ΔP_c 는 응축부의 압력강하, ΔP_w 는 월 구조의 압력강하, ΔP_g 는 중력장에서 정수압에 의한 압력강하이고 ΔP_m 은 곡관 등의 부차적 압력손실 항으로써 전체압력강하에 중요한 인자들을 다음의 식 (3)~(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p = f \frac{L \rho u_m^2}{D} = f \frac{L G^2}{D 2 \rho} = f \frac{L}{D} \frac{Q^2}{2 \rho A^2 h_f^2} \quad (3)$$

$$\Delta P_w = \frac{\mu \dot{m} t_w}{\rho_l A_w K} \quad (4)$$

$$\Delta P_g = \rho g L_{eff} \sin \phi \quad (5)$$

여기서, f 는 마찰계수, D 는 관직경, L 는 관길이, u_m 은 관 내 평균 속도, $G = \rho u_m$ 인 질량유속, h_f 는 잠열, μ 는 점성계수, ρ 는 각 상의 밀도이며, t_w 는 유동방향 월 두께 [m], A_w 는 유동방향의 월 단면적 [m²], K 는 투과성 [m²], L_{eff} 는 증발부와 응축부의 유효 수두차이다. 이때, CPL의 기울기, ϕ 는 90°이며 응축부에서의 압력강하와 곡관등에 의한 압력손실은 전체 압력강하에서 상대적으로 작아 무시할 수 있다.

3. 실험

3-1. 실험장치

본 연구를 위하여 제작한 소형 CPL 히트파이프의 원판형 증발부의 형상을 Fig. 4에 나타내었으며, Fig. 5는 실험장치의 구성개요이다. 우선 증발부는 원판형상으로

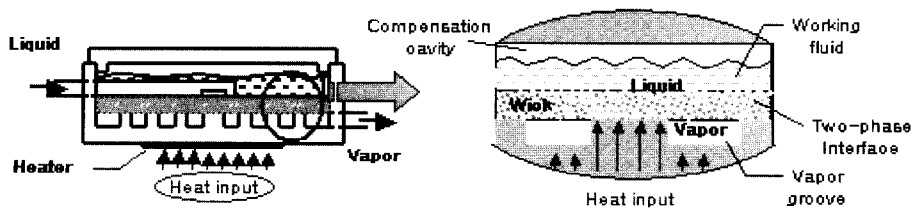


Fig. 4. Schematic of the evaporator of the prototype CPL heat pipe designed.

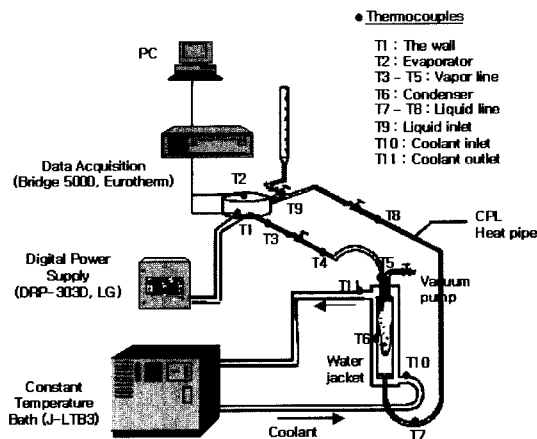


Fig. 5. The schematic of the experimental apparatus for performance test of prototype CPL heat pipe.

보상실, 워, 증기 그루브로 구성되어 있고 증발부 상·하부에 각각 증기이송관과 응축액체이송관이 연결되어 있다. 증발부 용기의 바닥 가열부 내벽에는 환형의 증기 그루브가 설치되어있고 워는 소결 금속(sintered metal)으로 제작하였다. 용기 상면과 워 사이의 공간은 작동유체 보상실 역할을 한다. 응축부는 원통형태이고 응축부 상단에는 증기라인과 초기 충전과정에서 용기와 관로 내부의 공기를 제거하기 위하여 진공 펌프로 연결된 관로를 설치하였다. 그리고 응축부 둘레에 냉각수를 강제 순환시키기 위한 유동 자켓(flow-jacket)을 설치하였다.

이 실험용 CPL에 약 100 cc 용량의 액체 용기를 부착하고 CPL 내부의 충전율을 실험 목적에 따라 가변할 수 있도록 하였다. 이 연구의 내용은 충전율을 55%로 적용한 경우이며 우리가 수행한 실험영역에서 안정된 작동을 나타내었다.

모든 구성요소와 소형 충전부를 연결한 후에 헬륨을 이용한 기밀시험을 수행한 후 작동유체를 증발부 내의 보상실 및 액체라인과 응축부의 2/3 부분을 채울 수 있

도록 전체 시스템의 55%를 충전하였다. Table 1에 소형 CPL 각 구성요소의 재질과 크기를 나타내었다.

3-2. 실험방법

증발부 워는 응축부의 액체 계면보다 약 2~3 cm 높은 위치에 설치하여 실험을 수행하였다. 실험장치는 직류전원공급장치(digital power supply, DRP-303D, LG), 데이터 취득장치(data acquisition, Bridge 5000, Eurotherm), PC, 항온수조(constant temperature bath, J-LTB3, 제일과학)로 구성된다.

열부하의 변화에 따른 CPL 각 구성요소의 온도변화를 알아보기 위하여 T형 열전대(T-type thermocouple, $\psi=0.12$ mm)를 각각 증발부 벽면과 상단에 1개, 증기이송관 3개, 응축부 중앙에 1개, 액체이송관에 2개, 액체 입구 1개를 설치하고, 냉각수는 항온조를 통해 155 ml/min의 양으로 일정하게 공급하였고, 입·출구의 온도를 각각 측정하였다. 증발부 하단 벽면에는 4×4 cm 크기의 박막형(두께 0.5 mm) 히터를 제작하여 설치하였다.

성능실험은 1차적으로 열부하가 5 W로 공급되었을 때 CPL의 작동여부를 파악하였으며, 단계적으로 2 W씩 열부하를 증가시키며 성능실험을 수행하였다.

3-3. 실험결과 및 고찰

3-3-1. 시동특성 및 벽면온도 분포

Fig. 6은 먼저 응축부에 냉각수(13°C)를 공급한 상태에서 증발부에 초기 5 W의 열부하를 공급($t=700$ sec)하고, 시간의 경과에 따라 CPL이 정상상태에 도달하는 과정을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 열 공급 초기에는 증발부의 상·하부 벽면온도가 다같이 서서히 증가하였다. 그러나 증기관 내부온도는 초기 상태온도를 유지하다가 $t=1100$ sec에 도달 될 때 비로소 온도가 급격히 상승하며, 이점이 기화가 시작되는 점으로 보인다. 즉 비등이 시작하는데 약 20°C의 과열도가 발생하였고, 이때까지 CPL이 시동되는데 증발부에서 약 300초간의 시

Table 1. Specifications of CPL component.

Component	Material	Size
Evaporator	Cu	$D_o=56$ mm, $H=16$ mm, $t=3$ mm
Condenser	Cu Tube	$D_o=1/2$ "
Vapor line	Cu Tube	$D_o=1/8$ "
Liquid line	Cu Tube	$D_o=1/8$ "
Fitting valves	Cu	
Sintered wick	Bronze powder	$r_{eff} \approx 12$ μ m, $\phi \approx 30\%$, $K \approx 1.37 \times 10^{-12}$ m ²
Working fluid	Ethanol	
- Charge ratio, α	55% of total volume	

여기서, r_{eff} 는 유효기공 반경, ϕ 는 기공율, K는 투과성이다.

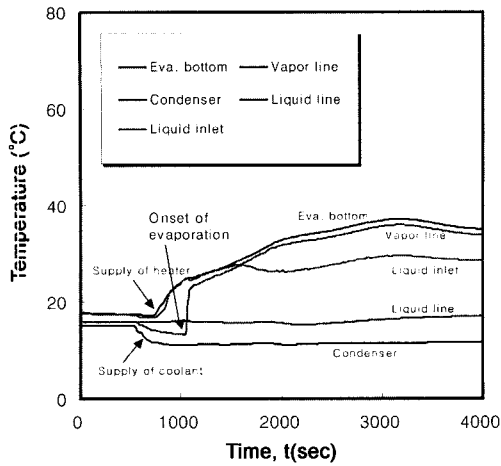


Fig. 6. The start-up process (Q=5 W).

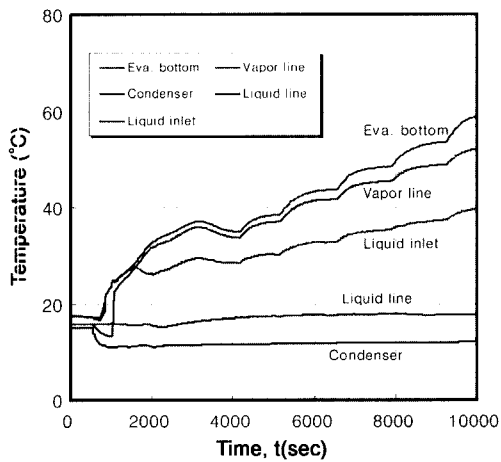


Fig. 7. The temperature distribution for exchanging a heat load.

간이 소요되었다. 위에서 작동유체의 비등이 시작되면서 증발부의 온도가 2~3°C 낮아졌다. 그 후 t=1600 sec에서는 작동유체의 순환에 의해 응축부에서 냉각된 액체가 증발부 액체입구에 도달하였고 이 결과 증발부의 입구에서 온도 강하가 발생하였다. 이 결과는 작동유체의 질량유동율을 이용하여 계산된 시간과 일치하였다.

Fig. 7은 열부하를 초기 5 W에서 시작하여 정상상태에 도달한 후 2 W씩 단계적으로 증가시켜가며 성능실험을 수행한 결과를 나타낸 것이다. 초기 5 W에서 정상상태에 도달하는 데는 약 3500 sec가 소요되었다. 이렇게 많은 시간이 소요되는 이유는 낮은 열부하에 비하여 CPL 증발부의 열용량이 크기 때문으로 보인다. 이 성능실험은 열부하가 약 15 W까지 진행되었으며 이 범위까

지 정상상태 작동을 보였다.

3-3-2. 압력강하

Fig. 8은 위에서 언급하여진 압력강하의 항을 열부하에 대해 나타낸 것이며 각 관로에서의 유동을 확립된 층류 유동으로 가정하고 계산한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 CPL이 정상적으로 작동할 때 발생하는 압력강하는 증기라인에서 압력강화와 증발부와 응축부 사이의 응축액의 정수압에 의한 압력강하가 지배적 인자로 나타났다. 만약, 응축부와 증발부의 높이차이를 더욱 증가시키면 정수압에 의한 압력강하항, ΔP_s 는 지배적 인자가 될 수 있다. 계산으로 구한 전체압력강하는 열부

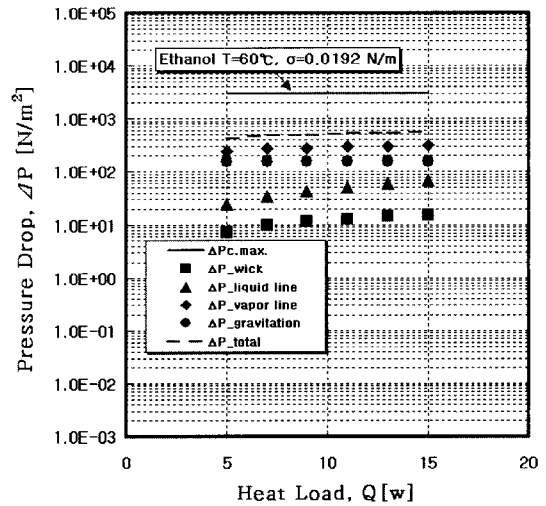


Fig. 8. The pressure drop for exchanging a heat load.

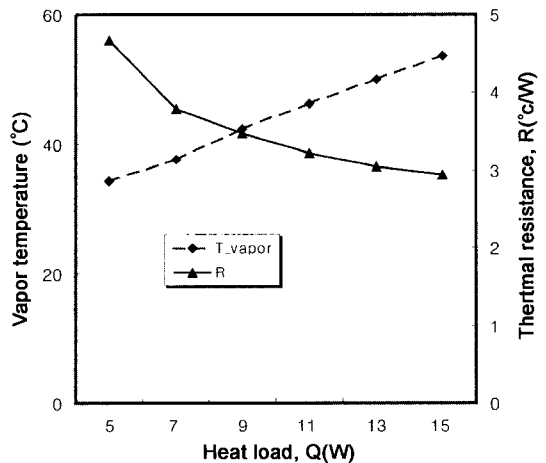


Fig. 9. The vapor temperature and the thermal resistance.

하가 5 W일 때, 약 432 Pa, 15 W일 때 554 Pa으로 성능실험을 수행한 전체 열부하 조건에서 작동유체의 최대 모세압이 3047 Pa인 것과 비교하여 보았을 때 최대 모세압 보다 작은 값을 나타내었다. 그 차이는 정압수 두 약 32.4 cm의 에탄올 높이에 해당한다. 따라서 수두를 높이거나 또는 열부하를 더욱 증가시킬 수 있는 것으로 예상된다.

3-3-3. 열저항 및 열전달계수

Fig. 9는 5~15 W까지 수행한 시험결과로부터 시스템의 열저항 크기를 구하고 열부하 증가에 따라 자동으로 결정되는 증기온도의 변화를 나타내었다. 증기온도는 32°C에서 58°C까지 단계적으로 증대되었다. CPL 히트파이프의 열저항 R[°C/W]는 다음 관련 식으로 구한다.

$$R = \frac{T_{w,c} - T_{w,e}}{Q} = \frac{T_1 - T_6}{Q} \quad (6)$$

4. 결 론

소형 CPL 히트파이프의 요소 설계 및 제작 등에 관한 정보와 연구 경험부족 등의 어려움 속에서도 국내 최초로 직경 56 mm 두께 16 mm 크기의 관 직경 1/8", 관로 길이 1.2 m의 CPL 히트파이프를 제작하고 총 15 W 크기까지 작동능력을 확인하였다. 이러한 연구성과는 약 20~50 W급의 국소 발열을 갖는 워크스테이션(work station)급 컴퓨터의 HP 냉각이나, 전자통신 설비의 국소 과열 부위의 냉각을 위한 CPL의 요소 설계 및 제작에 이용될 수 있을 것으로 생각한다.

Q=15 W에서 유동저항 해석결과 월의 최대 모세압은 2500 Pa의 여유가 있었으며 최대 열전달율은 증가할 수 있을 것으로 보인다. 실험 모델은 약 15 W까지 안정된 작동을 나타내었으며, 17 W 이상에서 불안정한 작동을 나타내었다. 불안정의 원인에 대해서는 좀더 검토가 필요하다.

감 사

본 논문은 2001년 중기청 산학연 컨소시엄 사업비와 2000학년도 안산공과대학 학술연구비에 의하여 공동 연

구되었으며, 연구비 지원에 깊이 감사 드립니다.

참고문헌

1. Chi, S.W.: "Heat pipe Theory and Practice", McGraw-Hill (1976).
2. Faghri, A.: "Heat pipe Science and Technology", Taylor & Francis (1994).
3. Stenger, F.J.: "Experimental Feasibility Study of Water-Filled Capillary-Pumped Heat Transfer Loops", NASA TM-X-1310, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, Nov. (1966).
4. Benner, S., Costello, F.A. and Ku, J.: "SINFAC Simulation of a High Power Hybrid Capillary Pumped System", AIAA Paper 89-0316, 27th AIAA Aerospace Science Meeting, Reno NV, November 9-12 (1989).
5. Cotter, T.P.: "Theory of Heat Pipes", LA-3246-MS, Los Alamos Scientific Lab., March 26 (1965).
6. Donohue, J.M.: "Study of a Capillary Pumped Two-Phase Heat Transfer System, von Karman Institute Project Report", PR-1987-10 (1987).
7. Fleck, W., Krebs, H. and Wulz, H.G.: "Hybrid Thermal Circulation System For Future Space Application, DLR Germany", Paper 87-092 (1987).
8. Ku, J., Neiswanger, L. and Schweickart, R.B.: "Verification of an Analytical Modeler of a Capillary Pump Thermal Controller", AIAA Paper 87-1630 (1987).
9. Ku, J. and Krolizcek, E.J.: "The Hybrid Capillary Pump, SAE Intersociety Conference on Environmental Systems", San Francisco, July 11-13 (1988).
10. Maidanik, Y.F. and Fershtater, Y.G.: "Loop Heat Pipes, Investigation, Prospects of Use in Aerospace Technics", Warrendale, Pennsylvania, USA SAE (1994).
11. Wulz, H. and Embacher, E.: "Capillary Pumped Loops for Space Applications Experimental and Theoretical Studies on the Performance of Capillary Evaporator Designs", AIAA 90-1739, AIAA/ASME 5th joint THTC, Seattle, Washington (1990).