〈 논문 〉

마이크로 세라믹 윅을 사용한 루프 히트파이프의 특성 연구

박종찬* · 이석호† · 이충구*

(2007년 3월 20일 접수, 2007년 8월 29일 심사완료)

Characteristic Studies on Loop Heat Pipe with Micro Ceramic Wick

Jong-Chan Park, Seok-Ho Rhi and Chung-Gu Lee

Key Words: Loop Heat Pipe(루프히트파이프), Heat Transfer(열전달), Ceramic Wick(세라믹 윅)

Abstract

This paper presents the experimental and simulation study of a loop heat pipe (LHP) that can be applied to present electronics, space missions and thermal control systems. The present experimental study was carried out employing sintered alumina ceramic wick (d=2.96 μm, ϕ = 0.61). High purity R-134a, R-22 and water were also used as alternative working fluids in addition to ammonia. The experimental study showed that the maximum heat transfer performance for the test LHP in the vertical top heating mode was over 100 Watts when ammonia was used as the working fluid. The simulation results have been compared with the experimental results to validate a simulation model based on the thermal resistance network that was developed to evaluate the performance of LHPs, focusing on their prospective applications in electronics. The simulation model is based on the loop overall energy, mass, and momentum balance. The simulation program can predict the effects of various parameters which affect the performance of LHP within 5% compared with the experimental results.

기호설명

A : 열전달 면적 [m^2]
c_p : 작동유체의 비열[kJ/kg·°C]
D : 지름 [m]
h : 열전달계수 [W/m^2·°C]
h : 증발 잠열 [J/kg]
k : 열전도계수 [W/m·°C]
h_{fg} : 기화잠열[J/kg]
K : 침투율 [m^2]
L : 길이 [m]
$\dot{m}$: 질량유동률 [kg/sec]
p : 압력 [Pa]
Q : 열이송률 [W]
r : 반경 [m]
T : 온도 [°C]
Tv : 루프히트파이프의 내부 작동온도[°C]
TA : 보상실의 액체온도[°C]
TB : 보상실로 유입되는 액체온도[°C]
t : 두께 [m]
U : 총괄열전달계수 [W/m·°C]
V : 체적 [m^3]
v : 비체적 [m^3/kg]
ϕ : 기공률 [%]
Θ : LHP의 기울기

하첨자
c : 모세관, 응축부

† 책임저자, 회원, 충북대학교 기계공학부
E-mail : rhi@chungbuk.ac.kr
TEL : (043) 261-2444 FAX : (043)263-2441
* 충북대학교 기계공학부

com : 보상챔버
e : 증발부
eff : 유효
l : 액체
v : 기체
T : 전체
WF : 작동유체
w : 윅

1. 서 론

오늘날 컴퓨터, 전자통신장비 및 자동차 항공우주 분야 등에서 전자기기 산업의 급격한 성장으로 인해 부수적으로 발생하는 냉각문제를 해결하기 위해 루프히트파이프가 해결책으로 대두되고 있으며, 다양한 형태의 루프히트파이프에 대한 연구가 수행되고 있다. Fig. 1에 보이는 것처럼 루프히트파이프의 일반적인 구조와 작동원리는 직관형 구조의 일반적인 히트파이프와 비교하여 증발부, 응축부, 보상실(compensation chamber), 증기 수송관 및 응축액체 수송관으로 이루어져 있다. 증발부 윅의 표면에는 그루브(groove) 형상을 갖도록 제작되어 있다.

루프히트파이프(Loop Heat Pipe; LHP) 기술은 주로 전기 발열부하가 큰 통신위성용 전자장비 온도제어 시스템으로 또는 전략 군수용 우주선의 전자장비 냉각기술에 적용하기 위하여 개발해 온 것으로, Maidanik과 그의 연구팀이 LHP를 집광식 태양에너지 집열기에 적용한 기술을 발표한 이래로 더욱 활발하게 연구가 진행되고 있으며,[1] 또한, 1994년에는 기존의 루프히트파이프의 장점을 살리고 성능을 향상시킨 모세 펌프 히트파이프(Capillary Pump Loop Heat Pipe; CPL)가 개발되었다.[2,3] 마이크로 제조 기술의 발달로 MEMS(Micro Electro Mechanical System)기술을 이용한 루프히트파이프의 제작이 시도 되어 루프히트파이프의 소형화 가능성을 시도하였다. 또한 값싸고 제작이 용이한 폴리프로필렌을 이용한 루프히트파이프의 개발도 이루어져 저렴하면서도 고성능의 소형루프히트파이프의 개발을 가능하게 하였다.[4,5]

본 연구에서는 루프히트파이프에 대한 실험 및 시뮬레이션을 통하여 루프히트파이프 제작 및 설계 시 고려되어야 할 인자 및 작동 특성을 실험을 통하여 알아보고, 이론을 바탕으로 시뮬레이션을 통하여 성능을 예측하고 실험결과와 비교 검증하고자 한다.

2. 시뮬레이션

시뮬레이션은 열적(Thermal module) 그리고 수력학적모듈(Hydrodynamic module)을 바탕으로 하여 계산을 수행하였으며, 루프히트파이프 내부에서의 압력, 상변화와 증기 및 액체의 순환량을 결정한다.[6] 이 두 가지의 모듈은 함께 계산되어야 하는데, 이는 열적모듈의 열전달량은 증기 및 액체 순환량과 연결되어 있고, 수력학적 모듈의 압력변화는 온도구배를 가져오기 때문이다. 이 두 모듈을 이용한 수학적 시뮬레이션은 1998년 Muraoka와 Ramos는 전체 시스템에 대한 온도 분포는 각각 절점에 대한 상미분방정식의 풀이에 의해 결정되며,[7] Fig. 2의 LHP작동 P-T선도상에

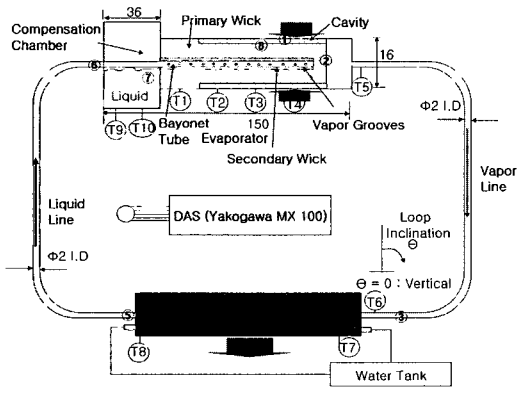


Fig. 1 Experimental schematics

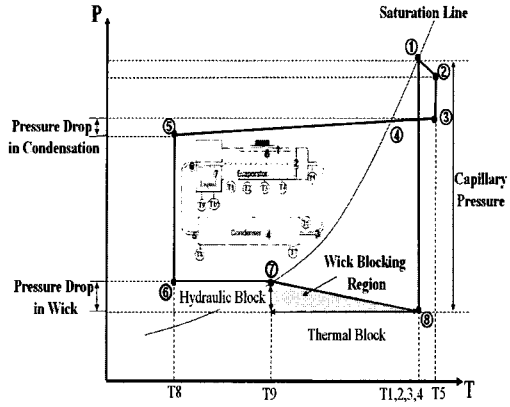


Fig. 2 Model of lhp working cycle

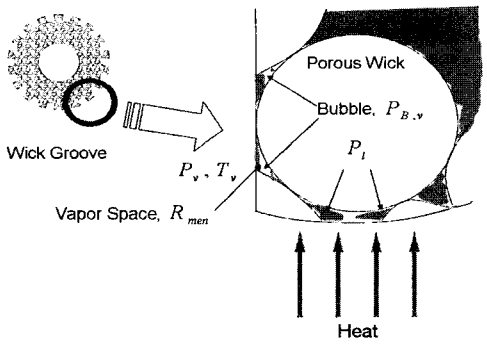


Fig. 3 Bubble formation at the wall-wick interface[9]

나타낸 작동사이클에서 볼 수 있듯이 ①부터 ⑧까지 액체의 이동 경로 및 유체 상태에 따라 LHP의 원할한 작동여부가 결정지어지며, 윅의 올바른 역할을 위하여 윅방어영역(Wick blocking region)을 만족시켜야 함을 나타내었다.

이 부분에서 윅은 작동유체의 작동방향 즉 Fig. 1에서 보이는 ⑦에는 ⑧로 이동하는 방향과 반대로 열을 전도시켜서는 안 되며(Thermal block), 액체의 역류를 방지(Hydraulic block)해야만 올바른 작동을 할 수 있음을 알 수 있다.[1] LHP의 작동유체를 순환시키는 주된 힘은 윅의 기-액 계면에서 얻을 수 있는 모세압력이기에 작동유체가 루프를 순환하는데 소요되는 전체 압력손실($\Delta P_T = \Delta P_{1-8}$)은 순환 유동량의 증가에 따라 증가하며, 이 값은 윅의 기-액 계면에서 얻을 수 있는 최대 모세압력($\Delta P_{c,\max}$)을 초과할 수 없고, 이를 식으로 표현하면 다음과 같은 조건을 만족하여야 한다.

$$\Delta P_{c,\max} \geq \Delta P_T = \Delta P_{1-8} \tag{1}$$

$$\Delta P_{c,\max} = \frac{2\sigma}{r_{eff}} \tag{2}$$

여기서 $r_{eff} = 0.41 r_s$ 이고, r_s 는 구의 반경이다. 그리고 전체 압력 손실은 다음과 같다.[8]

$$\Delta P_{1-8} = \Delta P_w + \Delta P_c + \Delta P_{v.l} + \Delta P_{l.l} + \Delta P_g + \Delta P_m \tag{3}$$

여기서 ΔP_w는 윅을 통과할 때 얻는 압력강하, ΔP_c는 응축부에서의 압력강하, $\Delta P_{v.l}$, $\Delta P_{l.l}$은 각각 증기 수송관과 액체 수송관을 통과할 때의 유체가 얻는 압력강하이고, ΔP_g는 중력에 따른 압력강하이다. 아울러 ΔP_m은 LHP의 이음, 축소, 확대, 변곡(bend)를 통과할 때에 부차적으로 발생하는 유동 압력손실 항이며, 전체 윅에서의 유동손실은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\Delta P_w = \Delta P_{w,v} + \Delta P_{w,l} \tag{4}$$

여기서 $\Delta P_{w,v} = \dfrac{\mu_v Q t_{w,v}}{\rho_v A_{w,v} K h_{fg,v}}$, $\Delta P_{w,l} = \dfrac{\mu_l Q t_{w,l}}{\rho_l A_{w,l} K h_{fg,l}}$

이다. LHP 작동에서는 모세한계와 함께 반드시 검토해야 할 가장 중요한 요소는 윅 한계이며, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left.\frac{dP}{dT}\right|_{\overline{T}} \times (\Delta T_v) \simeq \Delta P_{c,\max} - \Delta P_w \simeq \Delta P_{1-7} \tag{5}$$

여기서 평균온도, $\overline{T}$는 점 ①과 ⑦사이의 평균온도이다. 그리고 $\Delta P_{c,\max} - \Delta P_w$는 기화과정과 윅 표면의 흡수과정에서의 압력강하이다.

Maidanik[8]은 루프히트파이프의 설계와 실험을 비교하여 다음 상관식과 같은 루프히트파이프 작동에 적용 가능한 물리적인 모델을 만들었다.

$$T_v = T_B + (T_A - T_B)\left(\frac{r_{w,o}}{r_{w,i}}\right)^{(c_p Q/2\pi L_w h_{fg} k_{eff})} \tag{6}$$

식(6)에서 윅의 유효열전도계수 k_{eff}의 값은 Gorring과 Churchill[9]이 만든 서로 다른 물질 혼합체에서의 열전달 모델을 Fig. 3에서 보이는 바와 같이 포화액체를 흡수한 윅의 관계에 적용시켜, 윅의 미세구조, 입자의 열전도율, 기공률, 작동유체의 열전도율 등을 변수로 다음의 상관 식을 얻을 수 있다.

$$k_{eff} = \phi k_l + (1-\phi) k_w \tag{7}$$

원형입자소결체(sintered paked sphere)에 대한 유효열전도계수는 다음 식으로 구할 수 있다.[7]

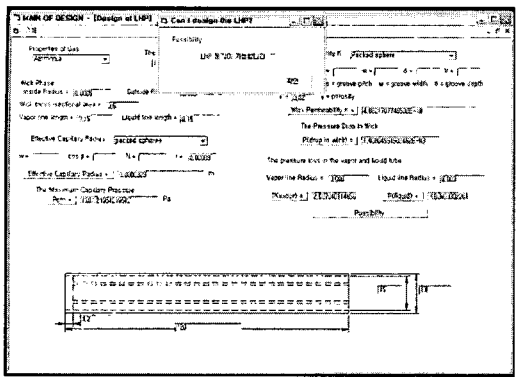


Fig. 4 Simulation design program

$$k_e = \frac{k_l\left[(2k_l + k_w) - 2(1-\phi)(k_l - k_w)\right]}{\left[(2k_l + k_w) + (1-\phi)(k_l + k_w)\right]} \tag{8}$$

LHP에서 열부하를 전달하는데 요구되는 증발부와 응축부 외벽에서 서로의 온도차로부터 다음 식과 같이 정의할 수 있다.[8]

$$Q = A\,U_T\,(T_{e,w} - T_{c,w}) \tag{9}$$

아울러 시뮬레이션의 열적 모듈을 완성하기 위하여서는 LHP의 작동 과정에서 적용 가능한 열저항을 바탕으로 저항을 계산하게 되며, 각각의 저항은 다음과 같이 정리 될 수 있다.

(1) 증발부 벽에서의 열저항

$$R_{e,wall} = \frac{T_{e,w} - T_{e,w,v}}{Q} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\, k_{e,w} L_e} \tag{10}$$

(2) 증발부와 윅 사이에서 발생하는 열저항

비등 열저항은 Fig. 3에 보이듯이 증발부 내벽과 윅의 기-액 계면에서 일어나는 비등 현상으로 R_{men}은 윅에서의 기-액 계면의 반경이다. Clausius - Clapeyron 식을 적용하면 비등열저항은 아래와 같이 구할 수 있다.[10]

$$R_{h,boiling} = \frac{2\sigma T_v}{h_{fg}\rho_v Q}\left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_{men}}\right) \tag{11}$$

여기서, 흔히 R_{men}은 유효기공반경인 r_{eff}로 간주하여 근사적으로 구할 수 있으며 R_b는Bergles와 Rohsenow[11]의 핵비등이론으로부터 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$R_b = \sqrt{\frac{2\,\sigma\, T_{sat}\, k_l\,(\nu_v - \nu_l)}{h_{fg}\, q}} \tag{12}$$

여기서, q는 반지름 방향의 열유속이며, k_l은 액체 열전도성, v_v, v_l 은 각각 포화증기와 액체의 비체적이다.[8]

(3) 그루브를 통한 열저항

$$R_{e,groove} = \frac{T_v\,(P_{e,w} - P_{v,l})}{Q\,\rho_v\, h_{fg}} \tag{13}$$

(4) 증기관을 통한 열저항

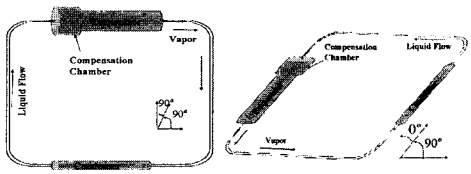
$$R_{vl} = \frac{T_v\,(P_{h,v} - P_{c,v})}{Q\,\rho_v h_{fg}} \tag{14}$$

(5) 응축에 대한 열저항

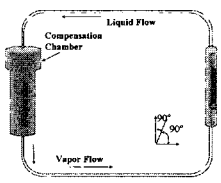
$$R_{cond} = \frac{1}{\left(\frac{k_l^3 \rho_l(\rho_l - \rho_v) g h_{fg}}{\mu_l \Delta T_{sat} L_c}\right) A_c} \tag{15}$$

(6) 응축부 을 통한 열저항

$$R_{c,wall} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi\, k_{c,w} L_e} \tag{16}$$



(a) Vertical Mode (b) Horizontal Mode



(c) CC Mode

Fig. 5 Experimental test mode on position of evaporator

Table 1 Specification experimental LHP

Wick	Working Fluids	Specification
Ceramic	Water, R-11, R-22, R-134a, Ammonia	Evaporator: stainless steel, Φ 16×150 mm Active length : 90mm Compensation Chamber: 24.7㎖ Transport lines: STS tube, 3.2mm OD, 2.8 ID Vapor Line : 160 mm Liquid Line : 160 mm Condenser Length : 2.47m

LHP의 열전달 성능은 식(17)의 총괄열저항, U_T 의 값으로 표현 할 수 있다.

$$U_T = \frac{1}{R_{e,wall} + \frac{R_{e,boiling} \cdot R_{e,groove}}{R_{e,boiling} + R_{e,groove}} + R_{rd} + R_{cond} + R_{c,wall}} \quad (17)$$

Fig. 4는 개발된 프로그램의 실행 윈도우를 보여주고 있다. 본 프로그램은 작동유체를 선택하고, LHP의 사양을 입력하면 온도분포, 윅의 크기, 관 직경 그리고 루프히트파이프의 온도 분포 및 작동가능성을 예측할 수 있도록 제작되었다.

3. 실험장치 및 방법

본 연구에 사용된 LHP의 실험장치 구성은 Fig. 1에 나타나 있으며, LHP의 세부규격은 Table 1에 자세히 정리하였다. Fig. 5는 연구에 사용된 루프의 증발부 위치에 따른 실험 모드를 나타낸 그림이다. 수직모드는 증발부가 상부에 위치하게 되며, 수평모드는 LHP시스템이 수평으로 누운 형태이다. 또한 Fig. 5 (c)의 CC 모드란 보상실이 증발부의 상부에 위치하여 액체가 위에서 밑으로 증기는 위에서 밑으로 이동하게 되는 형태이다. 본 실험에 사용한 히터는 증발부 표면을 감싸는 형태로 설치하였으며, 알루미늄 블럭에 2개의 카트리지 히터를 삽입하여 220V에서 최대 200W가 출력되도록 주문 제작하였고 히터부 주위에는 단열재를 이용하여 가열부를 외부온도로부터 독립시켰다. 온도측정은 Yokogawa MX100을 이용하여 증발부에 4개와 보상 챔버에 2개 그리고 증기

Fig. 6 Micro wick structure(×3,000)

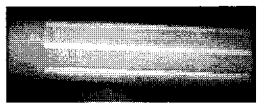


Fig. 7 Developed ceramic wick

및 액체라인에 각각 1개의 접촉식 온도계(K-Type Thermocouple)를 설치하여 루프의 작동온도를 수집하였고, 항온조에는 냉매 유입 및 유출구에 2개의 온도계를 외부에 설치하여 온도변화를 관찰하였다. 냉각수는 항온기로부터 450㎖/min의 양으로 일정하게 공급되었다. LHP의 접촉식 온도계의 위치는 각 실험결과그래프에 명시하였으며, 그 밖의 자세한 LHP의 사항은 Table 1에 언급하였다.

본 연구에는 60.91%의 기공율과 2.96㎛의 기공직경을 가진 세라믹 윅을 사용하였으며, Fig. 6은 연구에 사용된 세라믹 윅의 SEM 사진이고, Fig. 7은 세라믹 윅의 실물 사진이다.

본 연구에서는 Table 2에 정리하였듯이 R-134a, R-22, R-11과 R-717인 암모니아와 물 등 4종류의 작동유체를 사용하여 실험을 하였으며, 이 작동유체를 진공을 유지하는 LHP에 정량 주입하기 위해 작동유체 주입장치를 사용하여 정확한 양이 주입되도록 하였으며, 사용된 작동 유체 중 암모니아는 맹독가스로써 작동유체 주입시 제작된 Fume hood 공간 안에서 주입하였다. LHP에 작동유체 주입하기 위한 LHP와 진공펌프와의 연결되었다.

본 연구에서는 LHP 진공을 위해 사용된 진공펌프는 확산펌프이며, 본 연구에 사용된 LHP는 작동유체 주입 전에 10^{-3} Torr이하로 진공이 유지되도록 하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 8은 본 연구에서 실험된 루프히트파이프의 열전달 성능에 대한 실험 결과를 시간에 대한 온도 변화 값으로 보여주고 있으며, 상부 가열상태인 수직인 상태에서 100W이상의 열전달 성능을

Table 2 Characteristics of working fluids[12]

Fluid	TB, (°C)	TF, (°C)	M.W, (g)	F	E
R-11	23.7	-111	137.4	○	X
R-22	-40.8	-160	86.5	○	X
R-134a	-26.3	-96.6	102.03	○	○
Ammonia	-34	-78	17	○	X
Water	100	0	18	X	○

TB:Boiling Temperature, TF:Freezing Temperature, M.W: Molecular Weight, F: Flammability, E: Environment Friendly

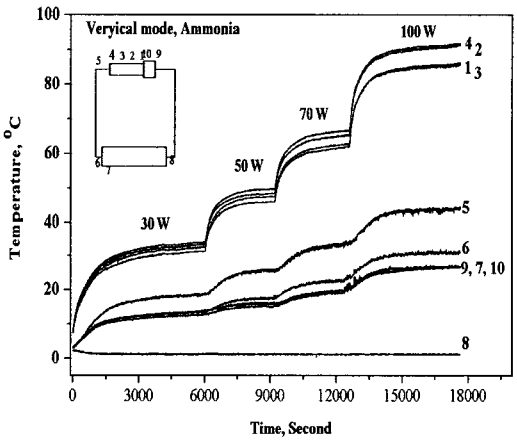
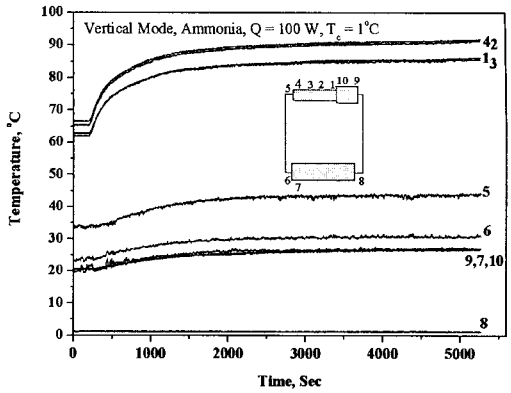


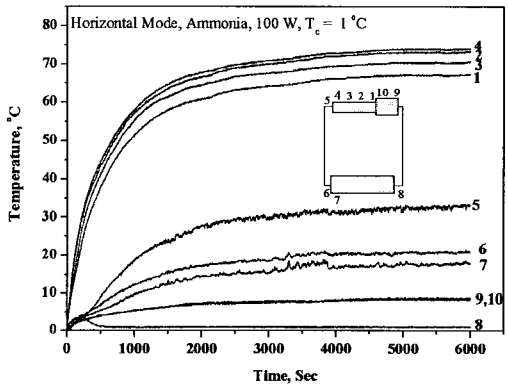
Fig. 8 Heat transfer performance of LHP

보여 주는 것으로 알 수 있다.

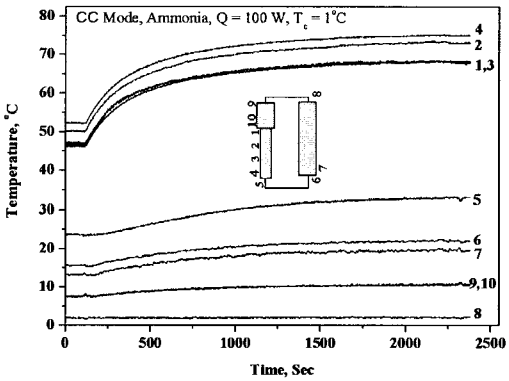
Fig. 9(a)-(c)는 세라믹 윅을 사용한 루프히트파이프에 암모니아를 주입하고 증발부에 열을 공급 시점부터의 작동상태를 Fig. 5에 언급된 증발부의 위치에 따른 다양한 작동 모드에 따라 실험을 통하여 관찰 하였다. Fig. 8과 9에서 볼 수 있듯이 LHP의 작동 특성상 여타 히트파이프나 열사이폰에서 관찰 되었던 Start-up에 따른 온도 급상승 후 하강 안정화 되는 현상은 관찰되지 않았습니다. Fig. 9는 증발부 위치에 따른 각 작동 모드의 시동과정과 각 지점에서의 온도변화를 보여주고 있다. Fig. 9 (a)에서 볼 수 있듯이 수직모드일 경우 다른 작동 모드에 비해 전체적인 온도분포가 높은 것으로 볼 수 있다. 각 모드로 부터 열량이 공급되고 냉각수 공급이 이루어진 초기



(a) Vertical mode.



(b) Horizontal mode



(c) CC mode

Fig. 9 Loop start up operation with different modes, Ammonia

상태로부터 증발부에 100W의 열을 공급 시 부터 정상상태에 도달할 때까지 루프의 온도변화를 나타낸 것이다. 수직모드일 경우 보상실의 온도가 다른 모드에 비해 다소 높은 것으로 관찰 되었으며, 수평, CC 모드일 경우는 온도 분포가 유사하

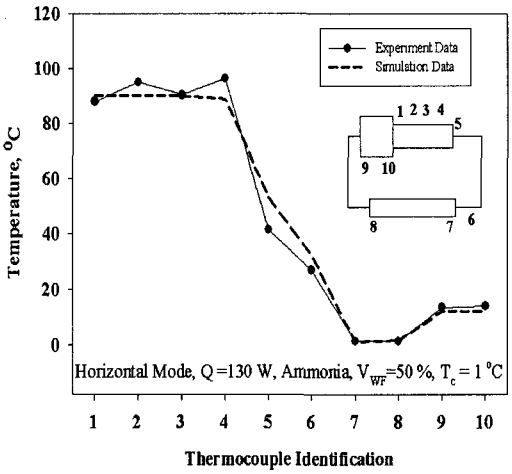


Fig. 10 Temperature profile along the LHP

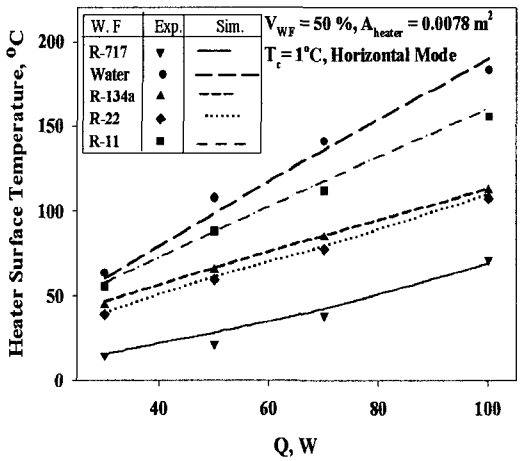


Fig. 11 Effect of different working fluid on heater temperature, LHP (simulationand experiment)

나 9,10번 온도에 비해 7번 온도의 상승은 보상실로 이동전에 증기의 응축이 다소 불안정한 것으로 판단된다. 수직모드에서는 액체가 보상실에 공급되기 위해서는 중력에 반하게 모세관력과 압력차에 의해 상승해야 하기에 증발부의 온도가 타 모드에 비해 높은 온도를 유지하였다.

Fig. 10은 루프히트파이프의 증발부로부터 전체 루프를 따라서 온도분포를 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교 분석한 그림이다. 시뮬레이션의 성공 여부는 LHP의 전체 온도 분포에 대한 시뮬레이션이 성공적일 경우에 LHP의 작동 변수에 대한 예측이 성공적일 수 있기에 그림에서 볼 수

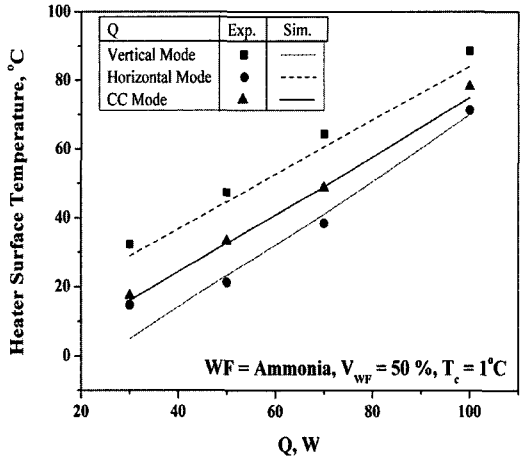


Fig. 12 Effect of different orientation (simulation and experiment)

있듯이 본 연구에서 사용된 계산 방법은 온도분포를 잘 예측 할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은 LHP에 다양한 작동유체를 사용할 경우 LHP의 성능에 미치는 영향 및 작동유체별 LHP의 성능을 알아보기 위한 연구이다. 그림에서 볼 수 있듯이 작동유체의 변화에 따라 각 공급열량별 온도차는 크게 100°C이상 차이를 보인다. 각 작동유체별로는 R-717(암모니아)이 증발부의 온도가 낮고, 각 공급열량 변화시 온도차이도 가장 작다. 반면 순수 물은 작동유체 가운데 증발부의 온도가 각 공급열량 단계에서 가장 높은 온도를 보이고, 또 각 공급열량 변화시 온도차이도 가장 크다. R-134a와 R-22는 비슷한 증발부의 온도를 가지며 각 공급열량 변화시 온도차이도 비슷하다. 또한 시뮬레이션 결과와 실험값을 비교 분석해 보았다. 그림에서 볼 수 있듯이 실험값과 시뮬레이션 결과는 5 %이내에서 근사하게 일치함을 알 수 있었다.

Fig. 12는 시스템의 모드 변화에 따른 루프히트파이프의 성능을 LHP를 바탕으로 시뮬레이션 결과와 실험값을 비교 분석해 보았다. 그림에서 볼 수 있듯이 실험값과 시뮬레이션 결과는 선형적인 증가를 보이며, 각 모드별 실험값과 시뮬레이션 결과는 약 2%의 오차를 보인다. 하지만 30W의 암모니아 실험에서는 약 80%이상의 오차를 보인다. 이는 낮은 공급열량에서의 증발부 온도변화가 일정해지는 냉매 특성을 시뮬레이션 프로그램에서 예측하지 못하는 것을 알 수 있다.

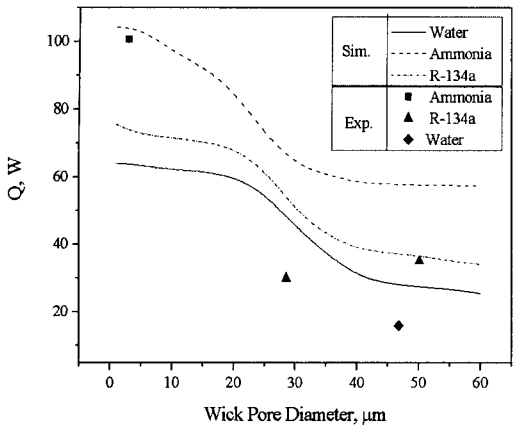


Fig. 13 Effect of pore diameter on Q

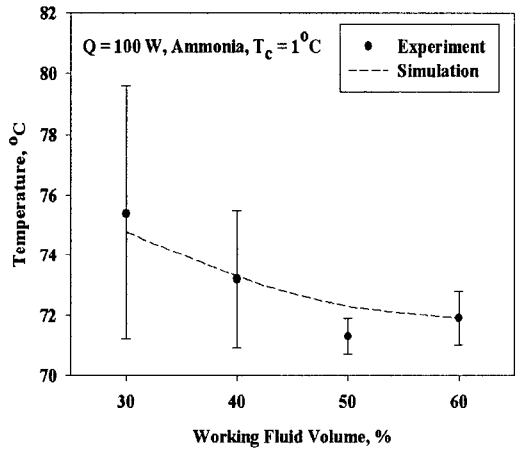


Fig. 14 Effect of working fluid (Simulation and Experiment)

Fig. 13은 윅의 입경에 따른 루프히트파이프의 성능을 LHP를 바탕으로 시뮬레이션 결과와 실험값을 비교 분석해 보았다. 그림에서 볼 수 있듯이 100 W급의 루프히트파이프를 위해서는 입경 은 10μm이하의 입경을 가지고 있어야 함을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 입경 2.9μm의 세라믹 윅을 사용한 성능이 올바르게 설계된 제작을 통하여 만들어져 있음을 알 수 있다.

Fig. 14는 LHP에 작동유체 주입량을 변화시켜 LHP에 미치는 영향 및 최적 주입량을 알아보기 위한 실험결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 작동유체 주입량이 전체 부피에 30%에서 50%까지의 증발부 온도 및 온도 진동은 작아짐을 알 수 있다. 반면 50%이상이 되면 증발부의 온도 및 온도

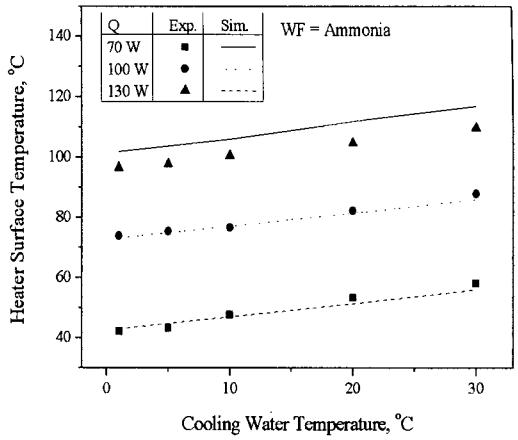


Fig. 15 Effect of T_c (simulation and experiment)

진동이 다시 커짐을 알 수 있다. 작동유체의 주입량이 전체 시스템의 50%일 경우 온도는 71.4°C이며 온도진동은 1°C이 미만이다. 따라서 본 실험에 사용된 LHP의 최적 작동유체 주입량은 50%임을 알 수 있다.

Fig. 15는 공급 열부하가 70 ~ 130W일 때 응축부 온도변화에 따른 LHP의 히터온도와 시뮬레이션 결과와 비교 분석을 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 응축부 온도가 0°C에서 30°C까지의 변화는 히터의 온도도 선형적으로 증가하지만 0°C에서 5°C도 변화할 때는 약 2°C 차이를 보이며 변화폭이 작았고, 공급열량의 각 단계별 실험값과 시뮬레이션 결과는 근사하게 일치함을 알 수 있다.

5. 결 론

마이크로 세라믹 윅을 갖는 루프히트파이프에 대하여 다양한 종류의 작동유체와 증발부의 방위에 따른 열전달 및 작동 특성에 대한 실험과 시뮬레이션을 수행하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 본 연구에서는 원통형구조를 갖는 루프히트파이프와 세라믹 윅, 그리고 암모니아를 작동유체로 사용 시 120W 이상의 열전달 성능을 발휘할 수 있는 것으로 알 수 있었다.
- 루프히트파이프의 방위에 대한 3가지 모드실험을 통하여, 각각의 작동 상태를 관찰할 수 있었다.

- 루프의 각 부분의 열저항을 통한 시뮬레이션은 실험결과와 근사한 일치 결과를 보여주었으며, 다양한 설계인자들에 대한 예측을 가능하게 하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업의 연구결과로 수행되었음.

참고문헌

(1) Maydanik, Y. F., 2005, "Loop Heat Pipe," *Applied Thermal Engineering*, pp. 635~657.

(2) David, A. W., 1994, "Loop Heat Pipe-Their Performance and Potential," *SAE Technical Paper*, No. 941575.

(3) Bazzo, E. and Riehl, R. R., 2003, "Operation Characteristics of a Small Scale Capillary Pumped Loop," *Applied Thermal Engineering*, pp. 687～705.

(4) Kim, J., and Golliher, E., 2002, "Steady State Model of a Micro Loop Heat Pipe," *18th IEEE SEMI-THERM Symposium*, pp. 137～144.

(5) Boo, J. H. and Chung, W. B., 2005, "Experimental Study on the Thermal Performance of a Small-scale Loop Heat Pipe with Polypropylene Wick," *KSME Int. J.*, Vol. 19, No. 4, pp. 1052~1061.

(6) Gane, C. R., Oliver, A. J., Soulsby, D. R. and Stephenson, P. L., 1983, "Numerical Solution of Coupled Conduction-Convention Problems using Lumped - Parameter Method," Proceeding of the Numerical Methods in Heat Transfer," Vol. Ⅱ, Wiley, New York, pp. 227～274.

(7) Muraoka, F. M. Ramos, V. V., 1998, "Experimental and Theoretical of Capillary Pumped Loop with a Porous Element in the Condenser," *Int. J. Heat Mass Transfer 25*, pp. 1085～1094.

(8) Faghri, A., 1995, "Heat Pipe Science and Technology," Tayler & Francis, Washington, USA.

(9) Gorring, R. L., and Churchill, S. W., 1961, "Thermal Conductivity of Heterogeneous Materials," *Chem. Eng. Progr.*, Vol. 57, No. 7, pp. 53～59.

(10) Whalley, P. B., 1987, "Boiling, Condensation, and Gas-Liquid Flow," Oxford University Press, Oxford, UK. pp. 124~135.

(11) Bergles, A. E. and Rohsenow, W. M., 1964, "The Determination of Forced Convection, Surface Boiling Heat Transfer," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 86, pp. 365~372.

(12) ASHRAE, 1998, Refrigerants, ASHRAE Handbook－1998 Fundamentals, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers Inc., Atlanta.