

루프 히트파이프의 작동에 영향을 미치는 인자에 대한 이론적 분석

이 기 우[†], 전 원 표, 이 옥 현, 박 기 호

한국에너지기술연구원 폐열이용연구센터

A Theoretical Analysis on the Factors Affecting the Operation of Loop Heat Pipe

Ki-Woo Lee[†], Won-Pyo Chun, Wook-Hyun Lee, Ki-Ho Park

Korea Institute of Energy Research, Waste Heat Utilization Research Center, Daejeon 305-343, Korea

(Received February 26, 2004; revision received September 13, 2004)

ABSTRACT: In this paper, the effects of diverse parameters on the operation of loop heat pipe (LHP), such as particle diameter of sintered porous wick, wick porosity, vapor line diameter, thickness of wick and heating capacity were investigated by a theoretical analysis. A LHP has a wick only in its evaporator for the circulation of working fluid, and utilizes a porous wick structure of which pore size is very small to obtain a large capillary force. The working fluid is water and the material of sintered porous wick is copper. For these different parameters, capillary pressure, pressure drop in wick, pressure drops and temperature distribution were analyzed by a theoretical design method of LHP.

Key words: Sintered wick(소결wick), Wick porosity(wick기공률), Pressure drop(압력손실), Vapor line(증기관), Liquid line(액체관), Compensation chamber(보상실)

기 호 설 명

<p>A_w : 소결wick 유동면적 [m^2]</p> <p>d_i, d_v : 액체관 및 증기관의 내경 [m]</p> <p>f_l, f_v : 냉각공기의 대류열전달</p> <p>h_{fc} : 냉각공기의 대류열전달계수 [$W/m^2-^{\circ}C$]</p> <p>h_{fg} : 작동액의 증발잠열 [W/kg]</p> <p>K : 침투율 [m^2]</p> <p>k_{fc} : 공기의 열전도율 [$W/m-^{\circ}C$]</p> <p>L_l, L_v : 액체관 및 증기관 길이 [m]</p>	<p>N_{ufc} : Nusselt number of cooling air</p> <p>P_{cm} : 모세관 압력 [mAq]</p> <p>P_{rfc} : 냉각공기의 Prandtle 수</p> <p>Q_c : 응축부 냉각열량 [W]</p> <p>Q_{ew} : 증발부 가열량 [W]</p> <p>Q_{wr} : 보상용기로의 전도열량 [W]</p> <p>r_{cw} : 모세관 반경 [m]</p> <p>R_{efc} : 냉각공기의 Reynolds 수</p> <p>R_{sw} : 소결입자의 반경 [m]</p> <p>th_w : 소결wick 두께 [m]</p> <p>T_{ie} : 증기 발생영역온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>T_l : 과냉각 부분온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>T_r : 보상용기 내 온도 [$^{\circ}C$]</p>
--	--

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-860-3166; fax: +82-42-860-3133

E-mail address: kwlee@kier.re.kr

- T_{vc} : 응축부 초화온도 [°C]
- T_{ve} : 증발부 포화온도 [°C]
- T_{we} : 가열면온도 [°C]
- u_l : 액체관 내의 액체유속 [m/s]
- u_v : 증기관 내의 증기유속 [m/s]
- w_v : 작동유체 유동량 [kg/hr]

그리스 문자

- σ : 작동액의 표면장력 [N/m]
- ϵ : 워의 기공률
- μ_l : 액체의 점성계수 [kg/m·s]
- ΔP_w : 소결워 내의 압력손실 [mAq]
- ΔP_v : 증기관 내의 압력손실 [mAq]
- ΔP_l : 액체관 내의 압력손실 [mAq]
- ΔP_{cp} : 총압력손실 [mAq]
- ρ_l, ρ_v : 작동액체 및 증기의 밀도 [kg/m³]

1. 서 론

최근의 CPU(central processing unit)의 방열량은 데스크탑 PC용은 50 watt 내지 100 watt까지 열을 발생하고 있으며, 노트북 PC의 CPU 방열량은 20 watt 내지 35 watt까지 증가하고 있다. 후자의 경우에는 냉각문제가 DRAM, HDD 등의 주변 유니트로부터 총방열량의 증가와 유용 가능한 공간의 제한 등으로 냉각장치의 설치가 복잡해지고 있다. CPU 냉각의 문제는 히트싱크온도 35°C 내지 45°C에서 CPU 온도를 80°C 내지 90°C로 온도를 제한하여야 하는데 있으며, 이러한 문제의 해결에 가장 효과적인 열전달장치로서 히트파이프가 각광을 받고 있으며, 최근에는 반중력방향으로의 적용에도 적합한 루프 히트파이프(Loop Heat Pipe, LHP)의 개발이 활발히 진행되고 있다.⁽¹⁾

루프 히트파이프의 구성은 Fig. 1과 같이 증발부, 소결워, 응축부, 작동유체 보상실, 증기관 및 액체관으로 이루어진다. 이러한 LHP의 장점은 소결워의 입자직경을 10 μm 이하로 하여 작동유체의 순환력인 모세관압력은 크게 하고 증발부 내에만 소결워를 설치하므로 워내의 작동유체의 유동거리가 짧기 때문에 워 내의 압력손실은 작게 할 수 있다는 것이다. 그러나 모세관 펌핑압력 증

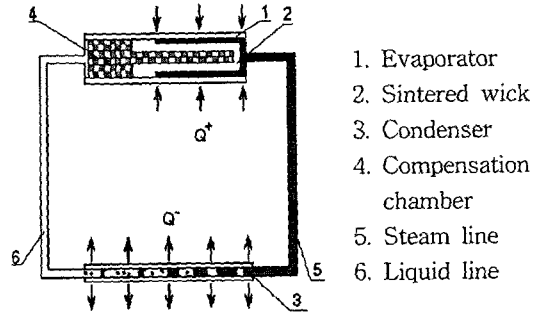


Fig. 1 Structure of LHP.

가와 함께 작동유체의 순환량을 크게 하기 위해서는 소결워의 기공률도 크게 하지 않으면 안된다.

전자냉각 및 컴퓨터용으로 LHP의 응용을 확대하기 위해서는 이러한 장치를 소형화하는 것이 필요하며, 이러한 LHP는 Maidanik^(3,4)에 의해 1970년초에 러시아에서 개발되었으며, 이의 성능향상을 위한 연구로 Rosenfeld⁽⁵⁾는 증발부워를 두 개로 분리한 연구를 수행하였다. Ogushi⁽⁶⁾는 유연성이 있는 LHP의 성능을 예측하였으며, Vasiliev⁽⁷⁾ 및 Hou⁽⁸⁾는 전자냉각용으로 적용을 위해 LHP를 연구하였다.

그러나 국내에서는 LHP에 대한 연구가 최근에 시작되었으며, LHP의 설계에 핵심요소인 금속소결워의 구조에 따른 작동특성의 분석이 미흡하여 본 연구에서는 실험에 앞서 LHP에서 핵심기술인 다공성 금속소결워의 입자크기, 기공률, 워의 두께 및 증기관의 직경이 LHP의 작동에 미치는 영향을 실험에 앞서 이론적으로 분석하였다.

2. LHP의 이론적 해석

2.1 LHP의 구성

실험에 앞서 이론적 해석을 위한 LHP 시스템을 Fig. 2와 같이 증발부, 응축부, 소결워, 작동유체, 증기관 및 액체관으로 구성하였으며, 증발부에는 작동유체의 순환을 위해 Table 1에 나타낸 바와 같이 52×52 mm의 판형 금속소결워를 내장하는 것으로 하였으며, 응축부는 공냉을 위한 원부착형 열교환기로 하였다. 특히 LHP에서는 증발부 내의 금속소결워에 의해 작동유체가 순환하므로 이의 설계는 매우 중요한 요소라고 할 수 있으며, 증발부는 금속소결워, 가열효과의 향상과

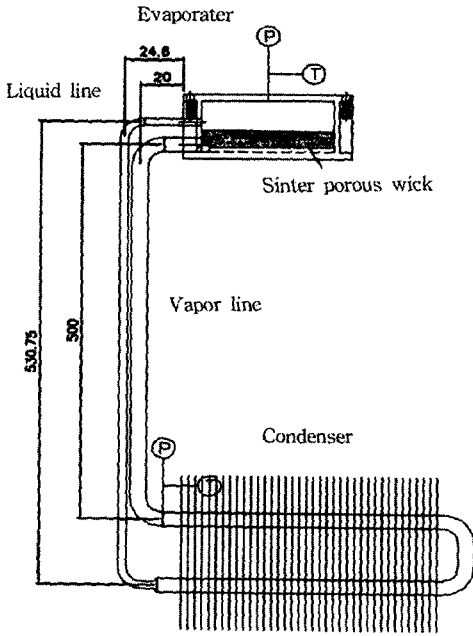


Fig. 2 Schematic of LHP.

발생한 증기의 통로를 위한 그루부 및 보상용기 등으로 구성하였다. 증발부의 가열은 접촉식 히터를 증발부하면에 부착하여 사용하고, 응축부의 냉각에는 다수의 판형관을 부착하여 공기유속 1 m/sec로 하여 공냉하는 것으로 하였다. 응축부는 판형관의 규격이 가로 20 mm, 세로 60 mm, 두께 0.4 mm인 37개의 환을 6 mm의 동관에 삽입하여 구성하였으며, 증발부 내면의 전열면에는 소결벽으로의 열전도와 증기통로를 위해 전열면에 깊이 2 mm, 폭 2 mm 및 피치 4 mm의 그루부를 가공하였다.

Table 1 Specification of LHP

Description	Specification
Wick	Sintered porous wick
	Copper powder
	52 mm×52 mm
	$\epsilon=0.3, 0.4, 0.5, 0.6$
	Dsm=5, 15, 25, 35 μ m $th_w=5, 7.5, 10$ mm
Working fluid	Water
Vapor line dia	$d_{iv}=2.5, 3.4, 4.2, 5.2$ mm
Liquid line dia	$d_{il}=2.5$ mm

이론해석에서의 변수로는 Table 1에 나타난 바와 같이 금속소결벽의 입자직경, 벽의 기공률, 벽의 두께, 증기관의 직경 및 가열량 등의 변화에 따라 압력손실, 온도분포 및 벽을 통한 열손실 등의 LHP 작동에 영향을 미치는 인자에 대해 고찰하였다. 금속소결벽의 입자직경은 5, 15, 25, 35 μ m, 기공률은 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 그리고 벽두께는 5.0 mm, 7.5 mm, 10 mm, 증기관의 직경은 2.5 mm, 3.4 mm, 4.2 mm, 5.2 mm로 하였으며, 액체관의 내경은 $d_{il}=2.5$ mm로 고정하였다.

2.2 LHP의 설계이론

LHP의 작동원리는 증발부 표면이 가열되면 다공성벽의 표면으로부터 액체가 증발하고 증기는 그루부와 증기관을 통해 응축부로 이동한다. 응축부에서 방열원에 의해 열을 방출하여 액체가 되고 응축액은 액체관을 통해 증발부 내의 금속소결벽의 모세관력에 의해 액체보상실로 귀환하게 된다. 이러한 작동유체의 순환을 위해서는 설치높이차에 의한 압력, 증기관 및 액체관 내의 압력손실, 금속소결벽 내에서의 압력손실 등의 합, P_{cb} 보다 금속소결벽의 모세관압력이 더 크게 설계되어야 한다. 본 해석에서는 증발부와 응축부의 설치높이차를 0으로 하고 설치높이차에 의한 압력은 고려하지 않았다. 따라서, LHP가 정상적으로 작동하기 위해서는 최대 모세관압력, P_{cm} 은 다음 조건을 만족해야 한다.

$$P_{cm} \geq \Delta P_{cp} \quad (1)$$

여기서,

$$\Delta P_{cm} = \frac{2\sigma}{r_{cw}} \quad (2)$$

$$\Delta P_{cp} = \Delta P_v + \Delta P_l + \Delta P_w + \Delta P_{cm} + \Delta P_g \quad (3)$$

으로 표시되며, r_{cw} , ΔP_v , ΔP_l , ΔP_w 및 ΔP_g 는 각각 다음 식으로 나타낸다.^(6,8)

$$r_{cw} = 0.41 R_{sw} \quad (4)$$

$$\Delta P_v = f_v \left(\frac{L_v}{d_v} \right) \left(\frac{\rho_v u_v^2}{2} \right) \quad (5)$$

$$\Delta P_l = f_l \left(\frac{L_l}{d_l} \right) \left(\frac{\rho_l u_l^2}{2} \right) \quad (6)$$

$$\Delta P_w = \left(\frac{th_w}{A_w} \right) \left(\frac{1}{K} \right) \left(\frac{\mu_l}{\rho_l} \right) w_r \quad (7)$$

$$\Delta P_{con} = f_v \left(\frac{L_{vcon}}{d_{ci}} \right) \left(\frac{\rho_{cv} u_{cv}^2}{2} \right) + f_l \left(\frac{L_{lcon}}{d_{ci}} \right) \left(\frac{\rho_{cl} u_{cl}^2}{2} \right) \quad (8)$$

$$\Delta P_g = \rho g H \quad (9)$$

여기서, 소결웍에 대한 특성을 검토하는 것이 목적이므로 설치높이는 수평으로 하여 $\Delta P_g = 0$ 으로 하였으며, 응축부 내에서의 압력손실은 응축부의 50%는 증기영역, 나머지 50%는 액체영역으로 하여 압력손실을 구하였다. K 는 금속소결웍의 투과성을 나타내는 계수로 Blake-Kozeny의 관계식인 다음 식을 이용하였다.⁽⁹⁾

$$K = \frac{R_{sw}^2 \epsilon^3}{37.5(1 - \epsilon)^2} \quad (10)$$

LHP에서는 모세관력을 크게 하기 위해서 금속소결웍의 입자직경을 매우 작은 것을 사용하므로 소결웍 내의 압력손실이 커질 수 있으나, 증발부 내에만 웍을 설치하므로 웍 내의 액체유동 길이 (th_w)가 짧아 압력손실이 그리 크지 않게 된다. 따라서 모세관력을 크게 하기 위해 소결웍입자의 직경을 작게 하는 경우에 모세관압력은 커지지만 기공률에 따라 웍 내의 압력손실도 영향을 받을 수 있으므로 본 해석에서는 LHP의 작동에 영향을 미치는 입자직경, 웍의 기공률, 웍의 두께 및 가열량 등의 변화에 따른 소결웍의 특성을 고찰하고자 하였다.

시뮬레이션의 유동도는 Fig. 3에 나타난 바와 같으며, 우선 입자직경 (D_{sm}), 기공률 (ϵ), 웍의 두께 (th_w) 및 가열량 (Q_{ew})을 변화시켜 작동특성을 검토하였다. 시뮬레이션방법은 응축부의 크기를 정하여 높은 상태에서 가열량 (Q_{ew})을 정하고 초기조건인 응축부온도를 예측하고자 웍을 통한 액체보상용기로의 전도열 $Q_{wr} = 0$ 으로 가정하였다. 따라서 초기의 응축부에서 냉각열량, $Q_c = Q_{ew}$

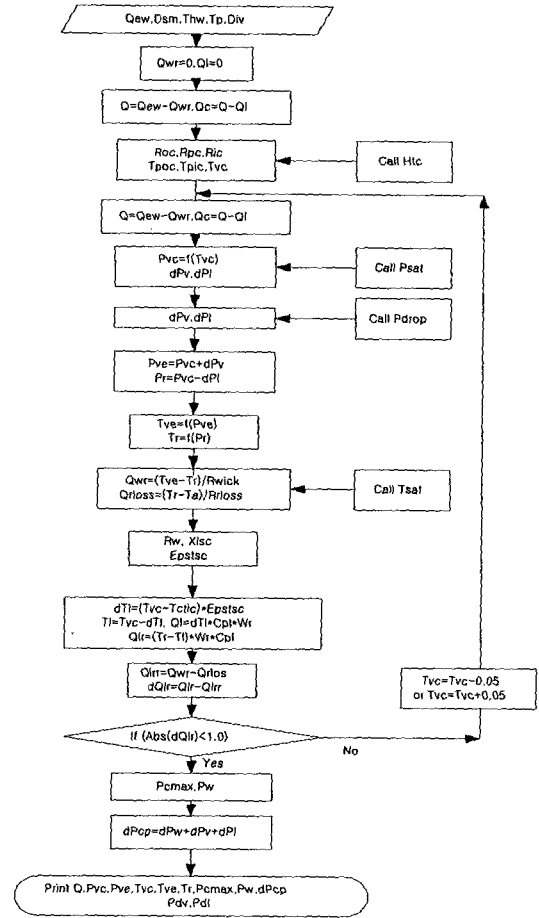


Fig. 3 Flow chart of simulation.

로 하여 응축부 내의 증기온도, T_{vc} 을 계산하여 보상용기로의 열전달계산에 필요한 증발부온도, T_{ve} 와 보상용기 내의 온도, T_r 로부터 Q_{wr} 을 구하여 다시 응축부의 열량을 계산하는 것으로 구성하였다. 여기서 응축부의 대류열전달계수, h_{fc} 는 Briggs와 Young의 다음 식을 사용하였다.⁽⁹⁾

$$N_{wfc} = \frac{h_{fc}}{k_{fc} D_o} = 0.134 R_{efc}^{0.68} P_{rfc}^{0.333} \left(\frac{s}{l} \right)^{0.2} \left(\frac{s}{\delta} \right)^{0.1134} \quad (11)$$

여기서 h_{fc} 의 피치, s 와 h_{fc} 의 원높이, l 은 판형관을 원형관으로 환산하여 구하였다. 또한 응축부의 외 표면온도 T_{poc} , 내표면온도 T_{pic} 및 응축부의 포화

온도 T_{vc} 는 Newton의 냉각법칙과 Fourier의 열전도식에 의해 다음의 식으로 구하였다.

$$T_{poc} = T_a + \frac{Q_c}{A_{fc} h_{fc}} \quad (12)$$

$$T_{pic} = T_{poc} + \frac{Q_c \ln(D_o/D_i)}{2\pi L_c k_{pc}} \quad (13)$$

$$T_{vc} = T_{pic} + \frac{Q_c}{A_{ic} h_{ic}} \quad (14)$$

여기서 응축열전달계수 h_{ic} 는 수평관 내의 응축에 대한 Akers, Deans와 Crosser의 실험식을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

$R_{ew} < 50000$ 이면

$$N_{uc} = \frac{h_{ic} D_o}{k_v} = 5.03 R_{ew}^{1/3} P_{rw}^{1/3} \quad (15)$$

$R_{ew} > 50000$ 이면

$$N_{uc} = \frac{h_{ic} D_o}{k_v} = 0.0265 R_{ew}^{0.8} P_{rw}^{1/3} \quad (16)$$

따라서 응축부의 포화온도로부터 작동유체의 물성치를 구하고 작동유체의 순환량 w_r 을 다음의 식으로 구한다.

$$w_r = \frac{Q_c}{h_{fg}} \quad (17)$$

그리고 식(5)와 (6)으로부터 증기관 및 액체관 내의 압력손실 ΔP_v 와 ΔP_l 을 계산하고 증발부 내의 포화압력 P_{ve} 는

$$P_{ve} = P_{vc} + \Delta P_v \quad (18)$$

로부터 얻어진다. 증발부 내의 포화온도 T_{ve} 는 증발부 내의 포화압력으로부터 계산되며 증발열전달계수 h_{ie} 로부터 증발부의 표면온도 T_{ie} 를

$$T_{ie} = T_{ve} + \frac{Q_{ew}}{A_{ie} h_{ie}} \quad (19)$$

로부터 구한다. 여기서 증발열전달계수 h_{ie} 는 다음의 식을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

$$h_{ie} = \frac{C_{pl} q}{0.013 h_{fg} P_{rl}^{1.7} X_{ie}} \quad (20)$$

$$X_{ie} = \left[\frac{q}{\mu_l h_{fg}} \left\{ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right\}^{0.5} \right]^{0.33} \quad (21)$$

여기서 증발열전달계수에 대한 식(20)이 본 해석에 적합하지 않을 수도 있으나 여기서의 주목적은 소결웍에 대한 모세관압력이 LHP의 각 요소에서의 압력손실을 극복하고 작동이 가능한 값이 되도록 웍의 조건을 검토하는 데 있음을 밝히고자 한다. 또한 전열면의 온도 T_{we} 는 전열면의 두께에 의한 전열저항 R_{he} 에 의해 다음의 식으로 구한다.

$$T_{we} = T_{ie} + Q_{ew} R_{he} \quad (22)$$

그리고 웍 내의 액체유동에 의한 압력손실 ΔP_{dw} 는 식(5)로부터 구하며, 액체보상실 내의 압력 P_r 과 포화온도 T_r 로 웍을 통한 열손실 Q_{wr} 을 구한다.

$$P_r = P_{vc} - \Delta P_l \quad (23)$$

$$Q_{wr} = \frac{(T_{ve} - T_r)}{R_{wick}} \quad (24)$$

여기서 R_{he} 와 R_{wick} 은 Fourier의 열전도식에 의해 전열면적, 열전도율 및 두께로부터 구하며, R_{wick} 에서 열전도율은 소결웍의 기공률과 웍 및 작동유체의 열도전율로부터 구한다. 그리고 액체보상실 내로 유입되는 과냉각유체에 전달되는 열량, Q_{lr} 은 보상실 내의 온도와 과냉각유체의 온도에 의해 구하며, 증발부에서 웍을 통한 전도열과 손실열에 의해 다음의 관계를 갖는다.

$$Q_{lr} = (T_r - T_l) W_r C_{pl} \quad (25)$$

$$Q_{lr} = Q_{wr} - Q_{rlos} \quad (26)$$

상기의 두 관계에서 응축부 내의 포화온도를 찾음으로써 해석이 가능하게 된다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 금속소결입자의 직경에 따른 모세관압력 및 싸이클 내의 압력손실

Fig. 4는 증기온도가 69°C에서 금속소결워를 구성하고 있는 입자의 직경에 따른 모세관압력을 수두를 나타낸 것이다. 여기서 압력의 단위를 수두(mAq)로 나타낸 것은 작동유체가 증류수이고 증발부와 응축부의 설치높이(m)에 따른 압력차가 바로 mAq이므로 각 조건에서의 압력손실을 수두(mAq)와 비교를 용이하게 하기 위한 것이다. 입자의 직경이 5 μm일 때 소결워의 모세관압력은 수두로 13m이고 입자의 직경이 35 μm일 때는 모세관압력수두가 2m로 작아져 입자의 직경이 커질수록 모세관수두가 작아지는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 증기관의 직경이 2.5mm이고 증기온도가 69°C에서 금속소결워를 구성하고 있는 입자의 직경을 변화시키고 기공률 30%와 50%에서 워

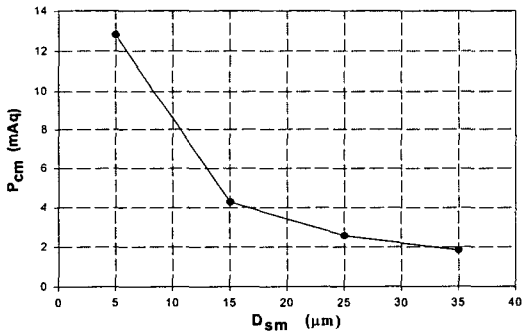


Fig. 4 Capillary pressure and pressure drop in cycle according to particle diameter.

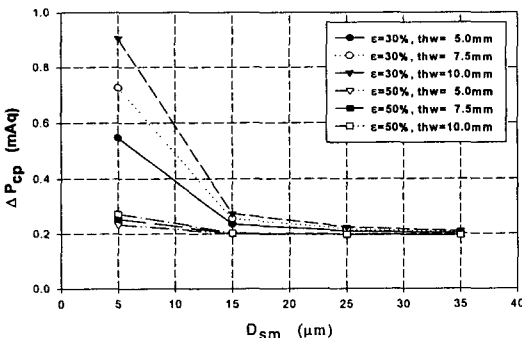


Fig. 5 Pressure drop according to particle diameter and wick thickness.

의 두께를 5.0mm, 7.5mm 및 10mm로 하였을 경우의 총압력손실을 수두로 나타낸 것이다. 입자의 직경이 5 μm이고, 기공률 30%에서는 워의 두께가 5mm일 때는 총압력손실은 0.55mAq, 두께가 10mm에서는 0.9mAq로 증가폭이 0.35mAq로 되며, 기공률이 50%로 증가하면 증가폭은 0.05mAq로 매우 적어지는 것을 알 수 있다. 그러나 입자의 직경이 15 μm 이상으로 되면 Fig. 4에서 모세관압력이 4mAq로 급감하며 압력손실도 기공률에 따른 영향이 별로 없는 것으로 나타났다. 즉, 입자의 직경이 작아져도 기공률이 증가하면 워 내에서의 액체유동에 의한 총압력손실수두가 적어지며, 입자의 직경이 커지면 소결워의 모세관압력수두도 감소하지만 기공률의 영향은 줄어드는 현상을 볼 수 있다.

3.2 금속소결워의 기공률에 따른 압력손실

금속소결워의 모세관압력을 크게 하기 위해서는 식(2)에서 알 수 있는 바와 같이 소결입자의 직경을 작게 하여야 하지만, 입자의 직경을 작게 하면 식(7) 및 (8)에서 금속소결워 내에서의 작동유체의 유동에 따른 압력손실은 증가하므로 입자의 직경과 유동면적이 정하여진 상태에서는 금속소결워 내에서의 압력손실을 감소시킬 수 있는 방법으로 침투율을 크게 하여야 한다. 침투율은 입자반경의 제곱에 비례하고 기공률의 함수 $\epsilon^3/(1-\epsilon)^2$ 에 비례하므로 기공률을 크게 하여야만 결국 압력손실이 감소한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6에서 가열량 100 watt, 워두께 10mm 및 증기관의 직경이 2.5mm에서 기공률을 30%, 40%,

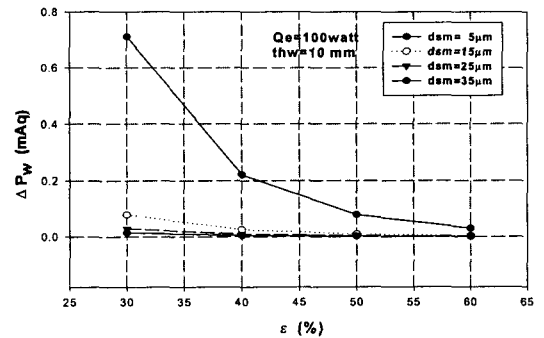


Fig. 6 Pressure drop in wick according to particle dia. and porosity.

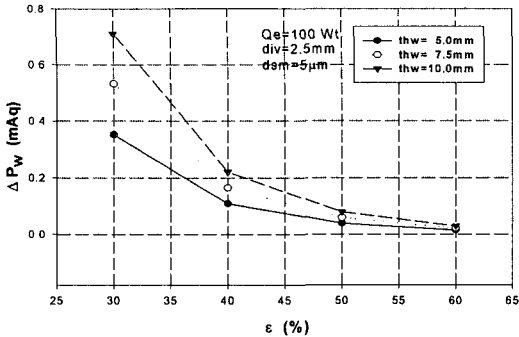


Fig. 7 Pressure drop in wick according to porosity.

50% 및 60%로 변화시키고 금속소결워의 두께에 대한 영향에서 기공률이 30%에서는 입자의 직경에 대한 압력손실의 영향이 매우 크게 나타나지만 기공률을 60%로 하면 입자의 직경을 5μm으로 하여도 압력손실의 영향이 매우 작아지는 것을 알 수 있다.

Fig. 7에서 입자의 직경이 5μm에서 워의 두께에 따른 영향은 두께에 비례하여 압력손실이 증가하며, 기공률이 증가할수록 압력손실은 큰 폭으로 감소하고 두께의 영향은 줄어드는 것을 알 수 있다. 루프 히트파이프에서는 증발부 내에만 모세관워를 삽입하여 순환에 필요한 펌핑효과를 얻어야 하므로 금속입자의 직경을 마이크론단위의 입자를 사용하므로 소결워 내에서의 압력손실을 감소시키기 위해서는 기공률을 크게 하여야 한다. 특히 루프 히트파이프에서는 모세관압력을 크게 하고 압력손실을 작게 하기 위해서는 입자의 직경을 작게 하고 기공률은 50% 이상으로 하여야 한다는 것을 알 수 있다.

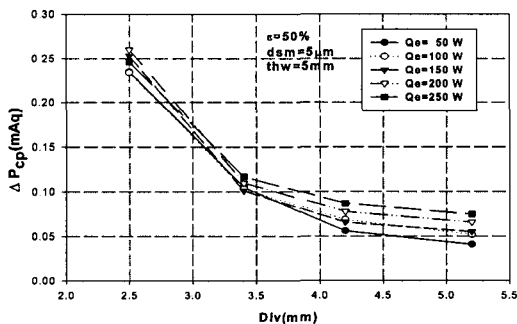
3.3 증기관 직경 및 가열량에 따른 사이클 내의 압력손실수두

루프 히트파이프는 증발부 내에만 워를 삽입하므로 단일관 히트파이프에서 응축액의 귀환에 파이프 전영역에 모세관워를 사용하는 경우보다 압력손실은 적지만, 식(5)에서 보는 바와 같이 증기관내에서의 압력손실은 증기속도의 제곱에 비례하고 증기관의 직경에는 반비례하므로 발생열에 적합한 관의 직경을 선정할 필요가 있다. 특히 루프 히트파이프의 장점이 작은 직경의 관을 사용하여 장거리에 열을 수송하는 것이므로 최적의 직경을 설계하는 것이 중요하다. Fig. 8의 (a) 및 (b)는 워의 기공률 50% 및 워두께 5mm에서 금속소결워의 입자직경을 5μm 및 15μm로 각각 변화시켰을 경우에 증기관의 직경과 가열량에 따른 총압력손실을 수두(mAq)로 나타낸 것이다. 각각 그림에서 증기관의 직경이 커질수록 사이클 내의 압력손실은 감소하는 경향을 나타내고, 금속소결워의 입자직경이 작을수록 한 사이클 내의 압력손실은 커지는 것을 알 수 있다.

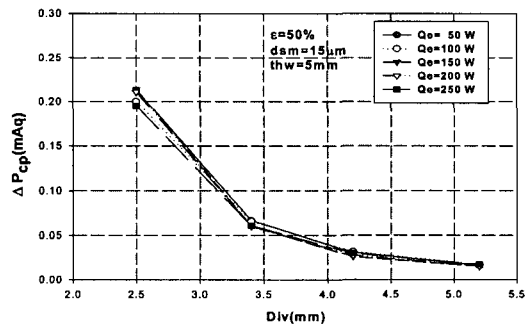
동일한 증기관의 직경에서 입자크기가 작을수록 압력손실이 커지는 것은 금속소결워 내에서의 압력손실이 커져서 발생하는 것이고, 가열량이 증가할수록 압력손실의 영향은 입자가 큰 경우보다는 작은 경우에 크게 나타나고 있다.

3.4 증기관의 직경에 따른 워내 및 증기관의 압력손실수두 비교

Fig. 9는 가열량이 100 watt, 금속소결입자의 직경이 5μm에서 워두께와 기공률 30% 및 50%로



(a) dsm=5μm



(b) dsm=15μm

Fig. 8 Pressure drop in cycle according to vapor line diameter and heating quantity.

변화시킬 때 금속소결벽 내의 압력손실 ΔP_{dw} 과 증기관 내의 압력손실 ΔP_{dv} 을 수두(mAq)로 나타낸 것이다. 소결입자의 직경이 $5\mu\text{m}$ 에서 기공률을 30%로 할 경우에는 벽의 두께가 가장 얇은 5mm에서도 증기관의 직경을 2.5mm로 해도 벽 내에서의 압력손실이 증기관에서의 압력손실보다 크게 나타났다. 그리고 기공률을 50%로 하면 벽의 두께 10mm에서는 증기관의 직경 3.25mm, 벽의 두께 7.5mm에서는 증기관의 직경 3.5mm, 벽의 두께 5.0mm에서는 증기관의 직경 3.75mm에서 압력손실이 같아지며, 기공률이 작은 30%에서는 증기관의 직경을 2.5mm로 하여도 소결벽 내의 압력손실보다 작게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 10은 소결입자의 직경 $5\mu\text{m}$, 기공률 50%, 그리고 벽의 두께가 5mm인 경우에 증기관의 직경변화와 가열량에 따른 시스템의 총압력손실 수두를 나타낸 것으로 증기관의 직경을 2.5mm

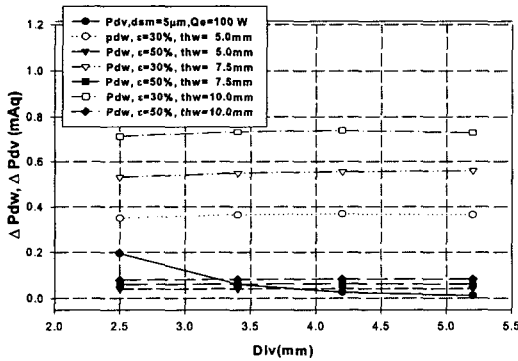


Fig. 9 Pressure drop according to particle and vapor line diameter.

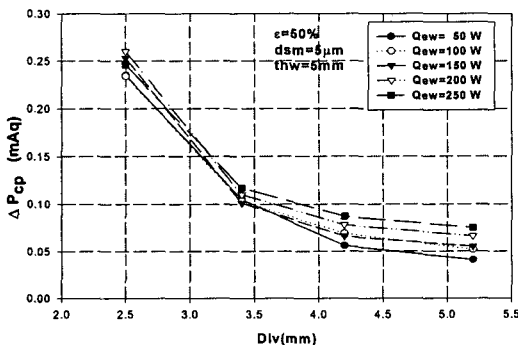


Fig. 10 Pressure drop in cycle according to vapor line diameter and heating quantity.

로 하여도 가열량 200 watt일 때 압력손실이 수두가 0.25mAq로 모세관압력 13 mAq보다 매우 작다는 것을 알 수 있다.

3.5 금속소결벽의 기공률에 따른 온도분포

Fig. 11은 가열량 100 watt, 증기관의 직경 2.5 mm, 소결입자의 직경 $5\mu\text{m}$ 및 벽의 두께 5 mm에서 기공률을 변화시킬 경우의 온도분포를 나타낸 것으로 응축부의 냉각은 공냉으로 하였으며, 공기의 입구온도는 25°C 로 하였다. 여기서 T_{we} , T_{ie} , T_{ve} , T_{vc} , T_l 및 T_r 은 각각 가열면온도, 증기발생표면온도, 증발부포화온도, 응축부포화온도, 과냉온도 및 보상용기실 내의 온도 등을 표시한다. $T_{we} - T_{ie}$ 는 가열면의 두께에 의한 온도차이고, $T_{ve} - T_r$ 는 벽두께에 의한 온도차, $T_{ve} - T_{vc}$ 는 증기관에서의 온도차, $T_{vc} - T_l$ 은 응축부를 통과한 작동유체의 과냉각도이고, $T_r - T_l$ 은 증발부로부터 보상용기 내로의 열전달에 의한 작동유체의 온도상승을 의미한다. 여기서 소결벽의 기공에 따른 온도를 나타내기 위한 것이 주목적이고 전체 사이클의 온도분포는 시스템의 구성에 따라 달라질 수 있는 항목으로 본 연구에서는 소결벽에 의한 온도차 ($T_{ve} - T_r$)를 고찰하고자 한 것이다. 기공률이 클수록 각 부위의 온도가 높게 나타난 것은 기공률이 클수록 증기영역으로부터 소결벽을 통한 보상용기 내로의 전도열량, Q_{wr} 이 작아지므로 $Q_c = Q_{ew} - Q_{wr}$ 에서 응축부로의 열전달량 Q_c 는 커지고 응축부의 전열면적이 정해진

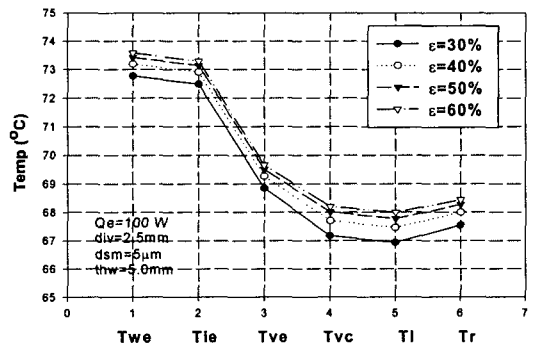


Fig. 11 Temperature distribution according to wick porosity.

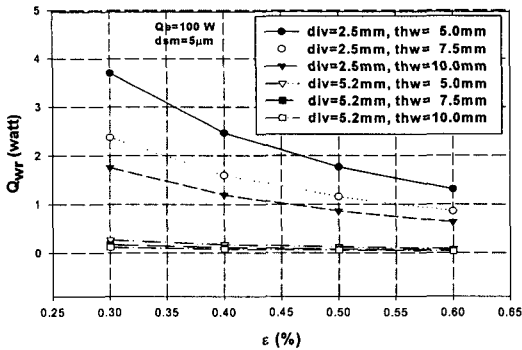


Fig. 12 Conduction heat transfer quantity through wick according to porosity.

상태에서는 응축부의 포화온도가 높아져 발생하는 현상으로 사료된다.

3.6 소결워의 기공률에 따른 금속소결워를 통한 손실열량

Fig. 12는 가열량 100 watt, 소결워의 입자직경 $5\mu\text{m}$ 에서 증기관의 직경을 2.5 mm 및 5.2 mm로 하고, 워의 두께를 5.0 mm, 7.5 mm 및 10.0 mm로 하여 기공률을 변화시켰을 경우에 워를 통해 보상용기 내로 전도된 열량을 나타낸 것이다. 워의 두께가 두꺼울수록 전도열량이 감소하는 것은 Fourier의 열전도식에 의해 당연한 결과이지만, 증기관의 직경이 작을수록 전도열량이 증가하는 것은 증기관의 압력손실도 증가하여 증발부 내의 포화온도가 상승으로 전도열량이 증가하는 것으로 판단된다. 또한 증기관의 직경이 클수록 워두께의 영향은 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 이러한 현상은 증기유동저항이 작아지면서 증기유로 내의 포화온도가 낮아져 워를 통한 온도차가 작아 그 영향이 적은 것으로 판단된다. 그리고 기공률이 작을수록 소결워를 통한 보상용기 내로의 전도열량이 큰 것은 기공률이 작다는 것은 소결워 내에 점유된 작동유체의 양이 적다는 것을 의미하며 열전도율이 상대적으로 큰 소결워입자가 많기 때문이다.

4. 결 론

(1) 루프 히트파이프의 금속소결워에서 입자의 직경이 $5\mu\text{m}$ 에서도 기공률을 50% 이상으로 하

면 모세관압력은 크게 하면서 소결워 내에서의 작동유체의 유동압력손실은 매우 작게 나타나는 것을 알 수 있었다.

(2) 루프 히트파이프의 금속소결워에서 입자의 직경을 크게 하면 모세관압력이 줄어지고 모세관압력에 대한 기공률의 영향도 줄어든다.

(3) 소결워의 기공률이 증가할수록 압력손실은 큰 폭으로 감소하고 소결워의 두께에 따른 압력손실의 영향도 줄어든다.

(4) 기공률이 클수록 소결워의 유효열전도율이 작아져 증기발생영역으로부터 소결워를 통한 보상용기 내부로의 열전도열량이 적어지면서 응축부로의 열전달량이 커져 각 부위의 온도가 높게 나타났다.

후 기

본 연구는 과학기술부 국가지정연구실사업으로 수행한 연구결과임을 밝히며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- Pastukhov, V. G., Maidanik, Y. F., Vershinin, C. V. and Korukov, M. A., 2003, Miniature loop heat pipes for electronics cooling, Applied Thermal Engineering, pp. 1125-1135.
- Ku, J. T; Laura, O., Paul, R. and Kwok, C., 2002, Effect of pressure drop on loop heat pipe operating temperature, Proceedings of 12th IHPC, pp. 153-158.
- Maidanik, Y. F., Pastukhov, V. G. and Fershtater, Y. G., 1990, Development, analytical and experimental investigation of loop heat pipe, Proceedings of 7th IHPC, pp. 539-546.
- Maidanik, Y. F., Vershinin, S. V. and Fershtater, Y. G., 1997, Heat transfer enhancement in a loop heat pipe evaporator, Proceedings of 10th IHPC, pp. A1-3.
- Rosenfeld, J. H., Anderson, W. G. and North, M. T., 1997, Improved heat flux loop heat pipes using bidisperse evaporator wicks, Proceedings of 10th IHPC, pp. A1-5.
- Ogushi, T., Marakami, M. and Yao, A., 1997,

- Heat transfer performance of flexible looped heat pipe, Proceedings of 10th IHPC, pp. A2-3.
7. Vasiliev, L. L., Antuh, A. A. and Jr. Vasiliev, L. L., 1999, Electronic cooling system with a loop heat pipe and solid sorption cooler, Proceedings of 11th IHPC, pp. 54-60.
 8. Hou, Z. Q., Sun, C. H, Guo, S., Cao, J. F. and Miao, J. Y., 2000, Performance test study on a loop heat pipe, Proceedings of 6th IHPS, pp. 65-68.
 9. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe and Practice, Hemisphere Publishing Cooperation.
 10. Chalpma, A. J., 1974, Heat Transfer, Collier Macmillan International Editions.