

히트 파이프의 작동유체 충전량이 성능에 미치는 영향

Effect of Quantity of Working Fluid on Performance of a Heat Pipe

신 동 렬* 노 승 탁**
D . Y . Shin S . T . Ro

ABSTRACT

Experiments have been performed to find an optimum filling quantity of working fluid in a heat pipe. The optimum operation has been defined to give a minimum temperature difference between evaporator and condenser.

The experimental results show that there exists an optimum filling quantity which is slightly smaller than that calculated by the well known formula from the geometry of the wick. When the concaved vapor-liquid interface at the wick is taken into account to calculate the required quantity of working fluid, the computed value agrees with the experimentally determined quantity.

기 호 설 명

- A_v : 증기핵에 근거한 단면적
- A_w : 워의 단면적
- d_v : 증기핵 직경
- $L_{eff,e}$: 유효증발부 길이
- L_t : 히트 파이프의 총길이
- m : 히트 파이프에 주입되는 작동유체량
- N : 스크린 메쉬수
- P : 압력
- R : 곡률주반경
- P_{atm} : 상온에서의 작동유체 밀도
- P_t, P_v : 작동상태에서의 포화수, 포화증기 밀도
- ϵ : 워의 공극율

σ_l : 작동유체의 표면 장력

1. 서 론

히트 파이프에 관한 연구는 냉동기의 열전달을 연구하기 위하여 1944년에 Gaugler¹⁾가 처음 제작 실험한 이후 이의 연구 보급이 확대되었다. 히트 파이프에는 밀폐된 용기내에 다공물질로 구성되어 내벽에 밀착시킨 워이 있고 이 워은 액상의 작동유체로 포화되며 그 나머지 부분은 증기상태로 충전되어 있어서 증발부에 열이 가해지면 그곳의 작동유체는 증발하고 증기는 압력차로 응축부로 이동되어 잠열을 주위로 방출하고 응축된다. 이와 동시에 증발부에서 증발로 인한 액체의

* 서울대학교 대학원 기계공학과

** 서울대학교 공과대학 기계공학과

부족현상이 오목한 기액계면을 형성하고 여기서 생긴 압력이 응축수를 다시 증발부로 끌어올린다. 따라서 이 건조되는(dry out) 현상을 유발시키지 않고 잠열을 증발부에서 응축부로 연속적으로 수송한다. 이러한 우수한 열전달 능력을 응용하여 열교환기 전자부품의 냉각, 공기조화 및 태양열 집열기 등에 이용되고 있다.^{2,5)}

히트 파이프의 성능에 영향을 주는 많은 인자중에 주입되는 작동유체의 양이 너무 적거나 많으면 성능이 저하되므로 최적 작동상태를 얻기 위하여는 적절한 양의 작동 유체가 필요하다. 작동유체의 충전량에 대하여 서모사이폰(thermosyphon)과 같이 워를 사용하지 않는 히트 파이프에 대해서는 일부 연구된 바 있으나^{6,7)} 을 사용하는 히트 파이프에 관한 구체적인 연구는 많이 이루어지지 않고 있으며, 대부분의 경우 주입되는 작동유체량은 워의 다공성 부분이 포화액으로 충전되고 나머지 부분은 증기로 충전된다는 가정하에 계산한다.⁸⁾ 그러나 실제 작동시 생기는 모세관 압력으로 인해 증발부에서 오목면(meniscus recession) 현상이 생기므로 실제로는 이보다 적은 양이 좋을 것으로 생각된다. 따라서 본 연구에서는 히트 파이프에서 작동유체 충전량이 성능에 끼치는 영향을 실험에 의하여 확인하고자 한다.

2. 실험

2.1 히트 파이프의 제작 및 실험장치

실험에 사용한 히트 파이프의 관으로는 내경 25.3 mm, 외경 28.6 mm, 길이 496 mm 인동관을 사용하였다. 히트 파이프 양단은 동봉을 가공하여 밀봉시켰다. 한쪽 방향에서 공기를 뽑고 작동유체인 증류수를 넣기 위해 관의 한쪽에는 니들 밸브를 연결하였다.

관과 관내에 설치된 워의 불순물을 제거하기 위해 비눗물로 솔질하여 깨끗이 세척하고 물로 씻어냈다. 워는 150 메시의 황동망을 만드렐(mandrel)을 사용하여 12겹 말아서 내벽

에 단단히 밀착시켰다. 실험에 사용한 히트 파이프의 제원은 Table.1에 표시하였다.

Table. 1 Dimensin and material of heat pipe

Total length	496 mm
Length of evaporator	150 mm
Length of adiabatic section	146 mm
Length of condenser	200 mm
Outside diameter of pipe	28.6 mm
Inside diameter of pipe	25.3 mm
Wall thickness of pipe	1.65mm
Working fluid	distilled water
Material of pipe	Copper
Material of wick	Brass
Mesh number of wick	150 mesh
Diameter of vapor region	22.2 mm

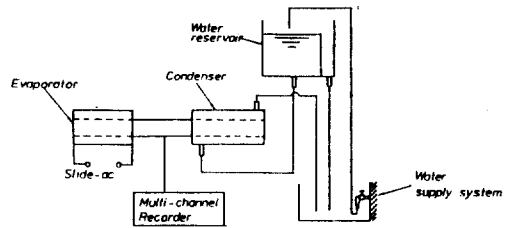


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setting up

온도측정은 동-콘스탄탄 열전대로 가열부에 4개, 단열부에 3개, 응축부에 5개를 심고 다점기록계로 측정하였다. 외경 70mm, 두께 5mm인 투명 PVC 판으로 히트 파이프와 동심환상으로 열랑계를 응축부 둘레에 만들고 냉각수는 충분한 크기의 수조내에 작은 수조를 두어 물이 넘치게 하여 일정한 수위를 만들어 유량을 일정하게 유지하였다.

전체적인 장치도는 Fig.1에 나타나 있다.

2.2 실험방법

히트 파이프에 가해지는 열량은 63W, 104W, 133W로 변화시키며 증발부와 응축부간의 평균온도차를 구해 그 값이 최소가 되는 작동유체 충전량을 구하기 위해 주입되는 작동유체량

을 Chi⁸²의 계산량보다 9% 작은 양부터 5% 증량시킨 35 ml (RV=0.91), 36 ml (RV=0.93), 37 ml (RV=0.96), 38.6 ml (RV=1.0) 및 40.6 ml (RV=1.05)로 각각 달리 주입하며 실험하였다. 이때 Chi에 의한 계산량은 다음식과 같다.

$$m = A_v L_t P_v + A_w L_t \epsilon P_t \quad (1)$$

$$V_{th} = \frac{m}{P_{atm}} = \frac{1}{P_{atm}} (A_v L_t P_v + A_w L_t \epsilon P_t) \quad (2)$$

이 식에서 A와 L은 히트 파이프의 단면적과 길이, P는 밀도, m과 V는 충전유체의 질량과 체적을 나타내며 ε는 의 공극율, 침자 ν와 ε은 각각 충전유체의 포화 증기와 포화액을 뜻한다.

2.3 실험결과

기하학적 형상에 의하여 계산한 이론 충전량에 대한 실제 충전량의 비율을 충전율(RV)로 나타내고 그 비율을 91%로부터 105%까지 변화하여 실험한 결과를 축방향에 따른 온도분포로 Fig. 2-6에 나타내었다. Fig. 2는 가해지는 열량을 63 W에서 133 W까지 변화시키며 작동유체량을 35 ml (RV=0.91)로 한 경우이다. 작동유체량의 부족으로 증발부의

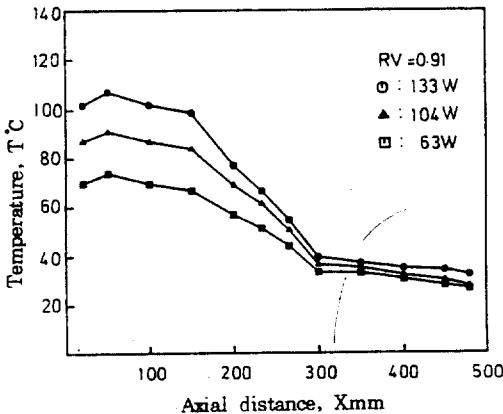


Fig. 2 Axial wall temperature distribution with working fluid 35ml

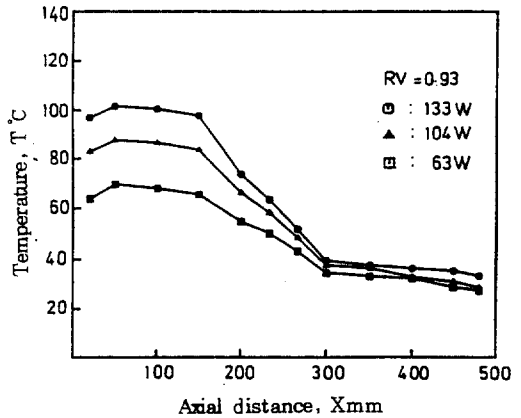


Fig. 3 Axial wall temperature distribution with working 36ml

온도가 점차 증가함을 보이고 있다. Fig. 3에서는 작동유체량만을 36ml (RV=0.93)로 바꾸어 실험한 결과이다. 이 경우 증발부쪽의 온도가 상대적으로 낮고 어느정도 균일한 양상을 보이고 있다. 충전유체량을 37 ml (RV=0.96)로 주입한 Fig. 4의 경우, 응축부와 증발부간의 온도차가 작아짐을 알 수 있다. 그 이유는 히트 파이프가 정상상태로 작동시 모세관 압력이 생겨 증발부에선 뒤편으로 오목하게 기액계면이 발생할 것이므로 이로 인한 여분의 양을 감안하여 주입하였기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 5와 Fig. 6은 38.6 ml (RV=1.0), 40.6 ml (RV=1.05)의 유체를 주입한 경우로써

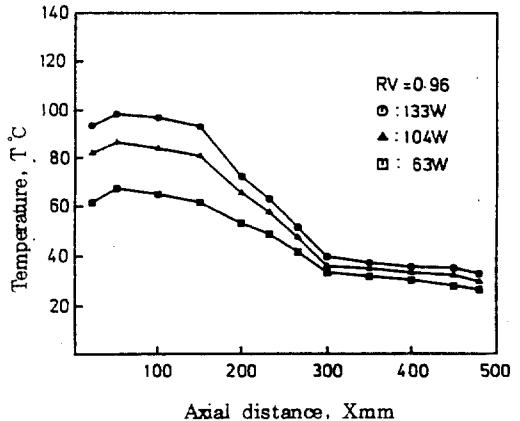


Fig. 4 Axial wall temperature distribution with working fluid 37ml

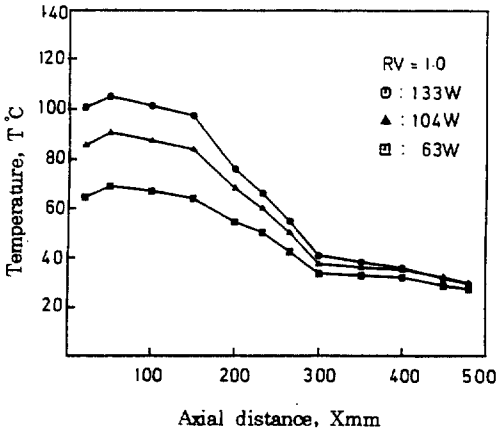


Fig. 5 Axial wall temperature distribution with working fluid 38.6ml

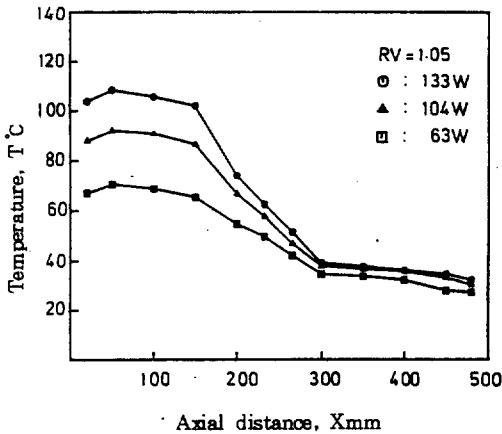


Fig. 6 Axial wall temperature distribution with working fluid 40.6ml

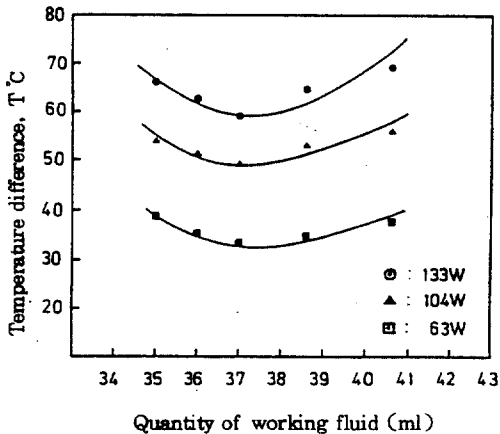


Fig. 7 Plot of temperature difference between evaporator and condenser with working fluid variations

응축부쪽에 여분의 양의 존재로 인해 응축부 끝쪽이 약간 처지는 응축부 차단현상을 보인다. 따라서 열 방출이 원활하지 않아 증발부 쪽의 온도는 다시 상승한다.

Fig. 7은 작동유체량 변화에 따른 증발부와 응축부간의 평균 온도차를 가해지는 열량별로 함께 나타낸 그림이다. 그림에서 볼 수 있듯이 모든 열량에 대하여 응축부와 증발부간의 온도차가 최소화 되는 적절한 충전율 또는 충전량이 존재함을 알 수 있다.

3. 모델링 및 고찰

모세관 압력과 표면장력과의 관계는 Laplace-Young 식으로부터

$$P_c = \sigma_l \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (3)$$

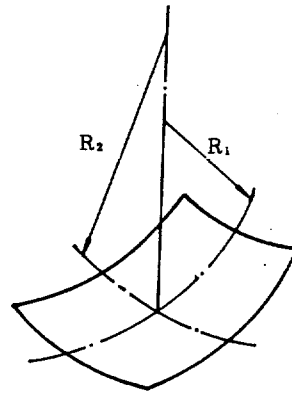


Fig. 8 Geometry of meniscus at liquid-vapor interface

로 주어진다. 여기서 1과 2는 곡면의 곡률 반경으로 Fig.8에 나타난 것과 같다. 히트 파이프에서 형성되는 뿔에서의 계면형상인 Fig.9로부터 $R \cos \theta = r_c$ 의 관계가 주어지므로 (3) 식에서 증발부와 응축부에서의 모세관압력은

$$P_{c,e} = 2\sigma_l \frac{\cos \theta_e}{r_{c,e}} \quad (4a)$$

$$P_{c,c} = 2\sigma_l \frac{\cos \theta_c}{r_{c,c}} \quad (4b)$$

로 나타내어진다. 따라서 모세관압력은

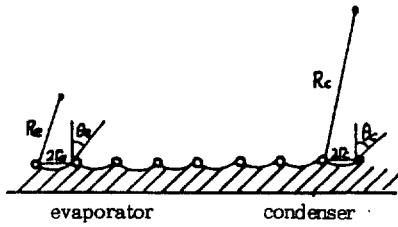


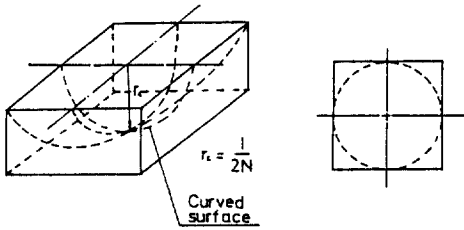
Fig. 9 Wick and pore parameters evaporator and condenser

$$V_{re} = \frac{1}{3} \left(2\pi + \frac{\pi}{2}(4-\pi) \right) \left(\frac{1}{2N} \right)^3 \times N^2 \times (\pi d_v) L_{eff,e} = \frac{1}{24} \left(4\pi - \frac{\pi^2}{2} \right) \frac{1}{N} \pi d_v L_{eff,e} \quad (6)$$

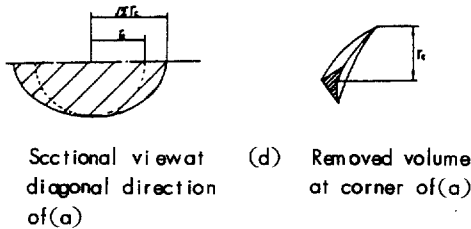
이 되고 최적 충전량 V_{opt} 를 이론 주입량 V_{th} 와 제거된 양 V_{re} 로 표시하면

$$V_{opt} = V_{th} - V_{re} \quad (7)$$

가 된다. 이와 같은 모델링을 본 실험에 사용한 히트 파이프에 적용할 때 최적 충전량은 37.72cc 가 된다. 이 값은 실험에서 구한 약 37 ml 와 잘 일치하는 값이다.



(a) Geometry of meniscus at liquid-vapor interface (b) Top view of (a)



(c) Sectional view at diagonal direction of (a) (d) Removed volume at corner of (a)

Fig.10 Geometry of removed volume at one lattice of wick

$$P_c = 2\sigma_l \left(\frac{\cos \theta_e}{r_{c,e}} - \frac{\cos \theta_c}{r_{c,c}} \right) \quad (5)$$

로 되어 최대 모세관압력이 형성되기 위해선 $\cos \theta_e = 1$ 이고 $\cos \theta_c = 0$ 이 만족되어야 한다. 즉 응축부쪽은 기액계면이 평면이 되고 증발부는 접촉각이 90로 오목하게 계면이 형성되어야 한다.

Fig. 10 은 이때에 하나의 격자에서 제거되는 양을 표시한 것이다. 이를 유효증발부 길이 $L_{eff,e}$ ⁹⁾ 전체에 대하여 제거되는 양을 계산하면

4. 결 론

히트 파이프가 정상상태로 작동될 때 증발부에서 계면의 오목면 형상으로 워 내부 쪽으로 오목하게 기액계면이 형성되고 이로 인해 최적 작동유체 충전량은 기하학적 형상조건에서 구한 양보다 약간 적은 양이 요구된다. 이는 실험에서 증발부와 응축부의 온도차를 최소화하는 작동유체의 양을 구하고, 오목면 형상을 모델링하여 구한 양을 비교하여 검증하였다. 따라서 최적 작동유체 충전량은 단순히 기하학적 형상조건에서 구하기 보다는 매시수, 증발부 온도 및 응축부 온도, 증기핵적경이 주어지면 본 모델링에서 제시한 방법에 의하여 구할 수 있을 것이다.

본 연구 결과는 한국과학재단 연구비(881-0901-024-2)의 지원에 의한 것으로 이에 대하여 감사한다.

참 고 문 헌

1. R.S. Gaugler, Heat transfer Devices, U.S. Patent 2350348, 1944.

2. A.V. Luikov, L.L. Vasiliev, "Progress in heat pipe and porous heat exchanger technology", *Int. J. Heat Mass and Transfer*, Vol.18, pp.177-190, 1975.
3. B.J. Huang, J.T. Tsuei, "A method of analysis for heat pipe heat exchangers", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.28, No.3, pp.553-562, 1985.
4. M.D. Kellher, Heat Transfer in Electronic Equipment HTD-Vol.20, *ASME*, 1981.
5. D.A. Reay, *Advances in Heat Pipe Technology*, Pergamon Press, 1981.
6. 김신용, 임현문, 김정호, Thermo-syphon 을 이용한 급속제빙장치, 냉동공조기술, 삼성전자종합연구소, 1985
7. 고창석, 회전식 히트 파이프의 성능에 대한 실험적 해석, 서울대학교 대학원석사학위논문(1981).
8. S.W. Chi, *Heat pipe Theory, and Practice*, McGraw-Hill, 1976.
9. K. H. Sun, C.L. Tien, "Thermal performance characteristics of heat pipes", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.18, pp.363-380, 1975.