

충전율의 변화가 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 특성에 미치는 영향에 관한 연구

박용주* · 홍성은** · 김철주†

(2001년 11월 12일 접수, 2002년 10월 22일 심사완료)

The Effect of the Fill Charge Ratio on the Heat Transfer Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon

Yong Joo Park, Sung Eun Hong and Chul Ju Kim

Key Words : Two-Phase Closed Thermosyphon(밀폐형 2-상 열사이폰), Flooding(플러딩), Dry-Out(드라이-아웃), Fill Charge Ratio(충전율), Critical Heat Flux(임계열유속), Maximum Heat Rate(최대열량)

Abstract

A two-phase closed thermosyphon was one of the most effective devices in the removing heat because of its simple structure, thermal diode characteristics, wide operating temperature range and so on. In this study, a two-phase closed thermosyphon(working fluid : PFC(C₆F₁₄), container : copper(inner grooved surface)) was fabricated with a reservoir which can change the fill charge ratio. The experiments were performed in the range of 50~600W heat flow rate and 10~70% fill charge ratio. The results were compared with some correlations that were presented by Rohsenow and Immura et al. in the evaporator, by Nusselt, Gross and Uehara et al. in the condenser and by Cohen and Bayley, Wallis, Kutateladze and Faghri et al. in heat transfer limitation etc.. The heat transfer coefficient at the evaporator increased with the input power. However the effect of the fill charge ratio was nearly negligible. At the condenser, it showed an opposite trend to the evaporator and with increase of the fill charge ratio, showed some enhancement of heat transfer. The heat transport limitation was occurred by the dry-out limitation for small fill charge ratio(10%) and presented about 100W. For the case of large fill charge ratio($\Psi \geq 40\%$), it was occurred by the flooding limitation at about 500W.

기호설명

A : 단면적, [m²]
 Bo : Bond 수, [D{g(p_l - p_v)/σ }^{1/2}]
 C_p : 비열, [J/kgK]
 D : 지름, [m]
 G : 중력가속도, [m/s²]
 h : 열전달계수, [W/m²°C]

h_{fg} : 기화잠열, [J/kg]
 j : 단위 단면적당 체적유동율, [(V̇ / A), m/s]
 k : 열전도계수, [W/mK]
 K : Kutateladze 수
 L : 길이, [m]
 m, n : 상수
 \overline{Nu}^* : 평균 수정 Nusselt 수
 p : 압력, [N/m²]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열량, [W]
 q : 열유속, [W/m²]

* 회원, 성균관대학교 대학원 기계공학부
 ** 유한전문대학 건축설비과
 † 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부
 E-mail : cjkim@me.skku.ac.kr
 TEL : (031)290-7434 FAX : (031)290-5849

- Re : Reynolds 수
- T : 온도, [°C]
- V : 체적, [m³]
- W : 유속, [m/s]
- x : 좌표축

그리스문자

- δ : 액막두께, [mm]
- μ : 점성계수, [kg/ms]
- ν : 동점성계수, [m²/s]
- π : 원주율
- ρ : 밀도, [kg/m³]
- σ : 표면장력, [N/m]
- ψ : 충전율, [(V/V₀), %]
- ϕ : 지름, [m]

하첨자

- a : 단열부, *adiabatic*, 대기, *atmosphere*
- c : 응축부, *condenser*
- crit : 임계, *critical*
- e : 증발부, *evaporator*
- f,l : 액체, *fluid/liquid*
- max : 최대, *maximum*
- o : 바깥쪽, *outer*
- sat : 포화, *saturation*
- t : 전체, *total*
- v,g : 증기, *vapor/gas*
- w : 벽면, *wall, wallis*

1. 서론

근래에 들어 전자통신, 반도체, 전기기기 등 전기에너지를 이용하는 전자 장비들의 단위 면적당 발열량은 급격히 증가하고 있는 추세이다. 기존의 전자장비 냉각시스템은 핀을 부착하여 표면적을 넓히는 방법을 채택하였으나 점점 히트파이프와 같은 비등 및 응축 열전달 메커니즘을 이용한 2-상 유동 열전달 메커니즘을 이용하고 있는 실정이다.

히트파이프는 Gaugler(1944, GM, U.S. Patent No. 2350348)에 의해 최초로 고안되었고 이후 여러 분야에서 많은 연구자들에 의해 연구가 진행되었다.⁽¹⁾ 특히 밀폐형 2-상 열사이폰은 Schmidt⁽²⁾에 의해 터빈 블레이드(blade) 냉각용으로 개발되어 낮은 온도차에서 높은 열전달 성능을 나타냄을 보여주었다. 그 후 많은 분야에서 연구가 진행되었으며⁽³⁻⁵⁾ Fig. 1 에서 보는 것과 같이 국내에서도 한국형 고속전철의 주전력 변환장치 냉각용으로 개발되고 있다.⁽⁶⁾

밀폐형 2-상 열사이폰은 열을 이송하는 사이클에서 내부 작동유체의 귀환에 필요한 구동력을 중력장에 의한 포텐셜(potential)에너지 차이에 의해 얻을 수 있으므로 모세압을 구동력으로 사용하는 히트파이프의 경우에 비해 구조가 단순하고 열다이오드적 특성, 넓은 작동온도 범위 등의 장점을 지니고 있어 산업적으로 많이 응용되고 있다. 하지만 이러한 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 특성은 작동유체의 충전율에 따라 열전달 한계, 증발부 열전달 메커니즘 등 상이한 특성을 나타내고

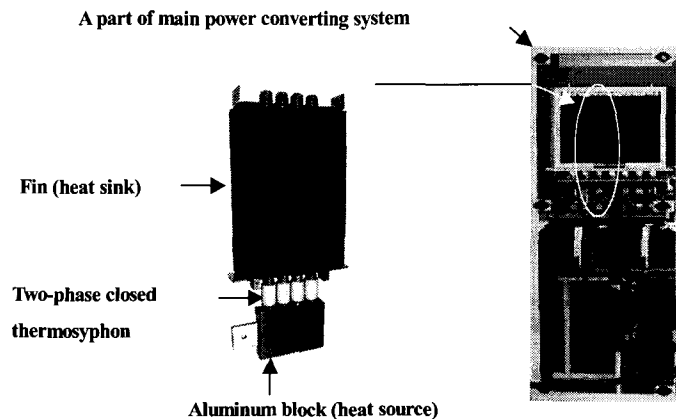


Fig. 1 The application of two-phase closed thermosyphons to High-Speed Rail

Table 1 Specifications of the two-phase closed thermosyphons for the present study

	Thermosyphon (with grooved surface)		Thermosyphon ⁽⁷⁾ (with smooth surface)	
	Structure of inner surface	Helical groove Helix angle : 18° Thickness : 0.32 mm Depth : 0.28 mm Fin thickness : 0.25 mm Number : 130 EA Inner surface area Nominal : 0.006805 m ² Real : 0.016734 m ²		Smooth Inner surface area Nominal : 0.006805 m ²
Container		Eva.	Adia.	Con.
	Length	105 mm	75 mm	420 mm
	Outer dia.	22.23 mm	32.7 mm	22.23 mm
	Inner dia.	20.63 mm	20.9 mm	20.63 mm
	Material	Copper	Ceramic	Copper
Outer shape	Circular	Wave	Circular	
Working fluid	PFC(C ₆ F ₁₄)			
Fill charge ratio	10-70%			

있다.

본 연구에서는 구리용기와 PFC(C₆F₁₄) 작동유체를 사용한 밀폐형 2-상 열사이폰을 작동유체 충전율을 변화시킬 수 있는 유체저장용기와 연결하여 충전율 10~70%, 열량 50~600W 범위에서 실험을 수행하였다. 그리고 결과를 기존의 상관식들과 비교 분석하였다.

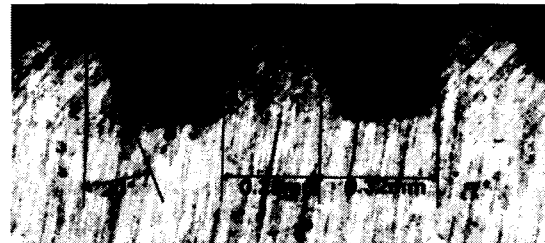


Fig. 2 Microscopic view of the two-phase closed thermosyphon grooves(No. of grooves : 130EA)

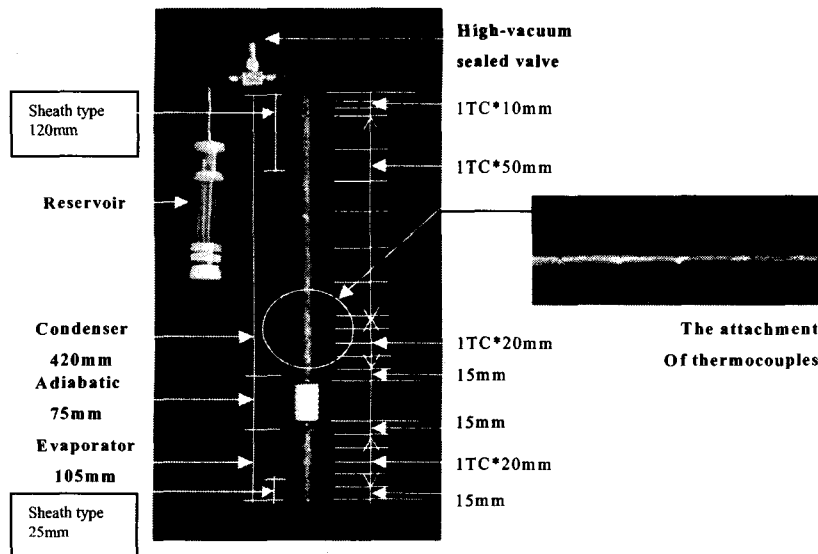


Fig. 3 Photo of the two-phase closed thermosyphon and locations of thermocouples

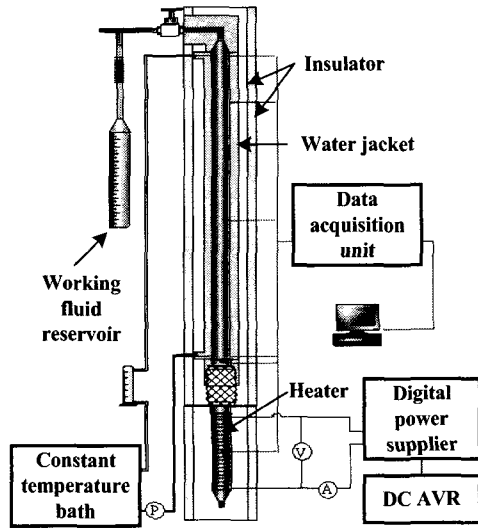


Fig. 4 Schematic diagram for present study

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 밀폐형 2-상 열사이폰은 Fig. 2 와 같이 열전달촉진을 위해 내부 그루브(groove)를 갖는 길이(L_i) 600mm, 지름(ϕ_o) 22.2mm 인 구리관에 PFC(C_6F_{14})의 작동유체를 사용하여 제작하였으며 충전율 변화를 위하여 별도의 pyrex 유리관(ϕ_o : 22.2mm)으로 제작된 유체저장용기를 고진공용 벨브(Swagelok-SS4BG)와 벨로즈관(ϕ_o : 6.3mm)을 이용하여 연결하였다. 밀폐형 2-상 열사이폰의 자세한 제원은 Table 1 에 명기되어 있다. Fig. 3 은 본 연구용 밀폐형 2-상 열사이폰의 사진과 열전대(T-type, Φ : 0.12mm)의 위치, 부착 방법에 대해 보여주고 있다. 열전대의 부착은 납 접으로 용기의 바깥표면에 부착하였다. 그리고 증기의 온도를 측정하기 위하여 세라믹 절연 피복 열전대(K-type, Φ : 1mm)를 증발부와 응축부에 각각 삽입하였다.

Fig. 4 는 개략적인 실험장치도를 보여주고 있다. 그림에서 보는 것과 같이 증발부에 일정한 열속을 공급하기 위하여 니켈-크롬(Ni-Cr) 전기저항선 (Φ : 0.4mm, 7 Ω /m)을 일정한 간격으로 감고 전원 공급장치를 통하여 안정된 전류를 공급하였다. 그리고 열손실을 막기 위하여 유리섬유(glass wool, t : 20mm)를 이용하여 단열을 유지하였다. 응축부의 냉각방식은 워터자켓(water jacket)을 이용한 수냉각

방식으로 항온수조에서 일정한 온도의 물을 아래 쪽에서 위쪽방향으로 유동시켜 냉각하였다. 실험은 충전율 10%에서 70%까지 10% 씩 증가시키며 각각의 충전율에 따라 공급전력을 50W 에서 열전달 한계 시 까지 50W 씩 차례로 증가시키며 진행하였다.

식 (1), (2)는 각각 증발부와 응축부의 평균열전달계수를 구한 식이다.

$$\bar{h}_e = \frac{Q}{\pi DL_e(T_e - T_v)} \quad (1)$$

$$\bar{h}_c = \frac{Q}{\pi DL_c(T_v - T_c)} \quad (2)$$

3. 관련이론

3.1 열전달 계수

밀폐형 2-상 열사이폰이 정상적으로 작동할 때 증발부와 응축부는 각각 비등 및 응축의 열전달 메커니즘으로 열을 수송한다. 한편 증발부에서는 충전율 변화에 따라 지배적인 열전달 메커니즘이 다르게 나타나며 충전율이 비교적 많은 경우 액체 풀에서의 풀비등이 지배적인 인자가 되며 적은 경우 귀환하는 응축액막에서의 기화 및 대류 비등이 지배적 열전달 메커니즘이 된다.⁽⁸⁾

본 연구에서는 국소 열전달계수를 정의하지 않고 식 (1), (2)와 같이 평균 열전달계수로 열전달 특성을 정의하였다. 또한 이러한 평균 열전달계수가 실제적으로 산업적인 분야에서 더 실용적일 것이라 생각되어진다.

증발부에서의 평균 열전달계수는 식 (3)과 같은 Imura 등⁽⁹⁾에 의해 제시된 상관식과 Rohsenow⁽¹⁰⁾가 제시한 핵비등 상관식에서 $n=0.33$, $m=0.7$ 을 적용하여 치환한 식 (4)를 이용하여 실험데이터와 비교하였다. 한편 응축부에서는 수직 평판에서의 Nusselt 의 필름 액막 응축이론식 (5)을 무차원화한 식 (6)를 이용하여 나타내었다.

$$\bar{h}_e = 0.32 \left(\frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} C_{p,l}^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}} \right) \left(\frac{p_{sat}}{p_a} \right)^{0.3} \quad (3)$$

$$= X \left(\frac{p_{sat}}{p_a} \right)^{0.3}$$

$$\bar{h}_e = \frac{q^{2/3}}{C_{p,l} \left[\frac{1}{h_{fg} \mu_l \left(g[\rho_l - \rho_v] \right)^{1/2}} \right]^{0.33}} Pr^{1.7} \quad (4)$$

$$\bar{h}_c = 0.943$$

$$\times \left\{ \frac{\rho_l g k_l^3 (\rho_l - \rho_v) [h_{fg} + 0.68 C_{p,l} (T_{sat} - \bar{T}_c)]}{\mu_l L_c (T_{sat} - \bar{T}_c)} \right\}^{1/4} \quad (5)$$

$$\overline{Nu}^* = \frac{\bar{h}_c}{k_l} \left[\frac{v_l^2}{g} \left\{ \frac{\rho_l}{\rho_l - \rho_v} \right\} \right]^{1/3} = 0.925 \text{Re}_{l,\max}^{-1/3}$$

$$(\text{Re}_{l,\max} < 325)$$

$$\text{여기서, } \text{Re}_{l,\max} = \frac{w_{l,\max} \delta_{\max}}{v_l} = \frac{Q}{\pi D \mu_l h_{fg}}$$

또한 Uehara 등,⁽¹¹⁾ Gross⁽¹²⁾ 가 각각 제시한 상관식 (7), (8)을 이용하여 실험 데이터와 비교하였다.

Wavy-laminar range

$$(0.5 < \text{Re}_{l,\max} < 325 \text{Pr}_l^{-0.96})$$

$$\overline{Nu}^* = 0.884 \text{Re}_{l,\max}^{-1/4} \quad (7)$$

$$\overline{Nu}^* = \left[(0.925 f_p \text{Re}_{l,\max}^{-1/3})^2 + (0.044 \text{Pr}_l^{2/5} \text{Re}_{l,\max}^{1/6})^2 \right]^{1/2} \quad (8)$$

$$\text{여기서, } f_p = [1 - 0.63(p^*)^{3.3}]^{-1}$$

$$p^* = \frac{p_{sat}}{p_{crit}}$$

3.2 열전달 한계

3.2.1 드라이-아웃 한계(Dry-out limitation)

밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 한계는 여러가지 요인에 의해 발생될 수 있다. 하지만 충전율이 비교적 적은 경우 작동유체는 증기량 혹은 응축액막의 양을 제외하면 증발부에는 액체풀을 형성할 만한 작동유체의 양이 남아있지 않게 된다. 이 경우 하강하는 액막은 증발부 바닥으로 갈수록 점점 얇아지고 열속이 증가할 경우 증발부 바닥에서 응축액막이 말라 온도가 급격히 상승하는 드라이-아웃 한계가 발생하게 된다.

드라이-아웃 한계에 관한 상관식은 다음 식 (9)와 같은 향상된 Cohen 과 Bayley 모델⁽¹³⁾ 과 비교

하였다.

$$\begin{aligned} & \left(\frac{q_{crit}}{\rho_v h_{fg}} \right) \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v^2} \right]^{-1/4} \\ &= \left[\frac{g \rho_l^2 (D_c / D_e)}{3 \mu L_e^4 \sqrt{g \rho_v^2 (\rho_l - \rho_v)}} \right] \\ & \times \left[\frac{V_l / \pi D_c}{4 L_c / 5 + L_a + (D_e / D_c)^{2/3} (L_a + 3 L_e / 4)} \right]^3 \\ & \times \left[\frac{(V_e / V_l) \Psi - \rho_v / \rho_l}{1 - \rho_v / \rho_l} \right]^3 \end{aligned} \quad (9)$$

3.2.2 플러딩 한계(Flooding limitation)

PFC 와 같이 기화잠열이 물, 암모니아 등에 비해 작은 유체를 작동유체로 사용할 경우 단위 열량 당 발생하는 증기의 양은 상대적으로 많아진다 충전율이 증가할수록 열전달 한계는 일반적으로 증가하지만 증기와 귀환하는 응축액막 사이의 전단응력에 의해 발생하는 플러딩 한계는 충전율에 무관하게 나타난다.

Wallis,⁽¹⁴⁾ Kutateladze⁽¹⁵⁾는 수직관 2-상유동의 플러딩이 발생할 조건으로 증기와 액체 사이에 다음과 같은 식 (10), (11)을 제시하였다.

$$j_v^{*1/2} + m j_l^{*1/2} = C_w \quad (10)$$

$$\text{여기서, } j_i^* = j_i \rho_i^{1/2} [gD(\rho_l - \rho_v)]^{-1/2}$$

$$K_v^{1/2} + K_l^{1/2} = C_k \quad (11)$$

$$\text{여기서, } K_i = j_i \rho_i^{1/2} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{-1/4}$$

$$j_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i A}, (i=l, v)$$

Wallis 는 개방 채널에서 $j_v^* = 1 (j_l^* = 0)$ 일 경우 플러딩이 발생하며 일반적으로 $m=1, C_w=0.8$ 의 값을 제시하였다. 그리고 Pushkina 과 Sorokin⁽¹⁶⁾는 C_k 값을 $3.2^{1/2} (K_l=0)$ 를 제시하였다.

한편 Wallis 와 Makkenchary⁽¹⁷⁾는 플러딩과 관직경과의 관계를 나타내는 상관식을 다음과 같이 제시하였으며 Faghri 등⁽¹⁸⁾은 이 식 (12)을 발전시켜 밀폐형 2-상 열사이폰에 적용시켜 다음과 같은 식 (13)를 제시하였다.

$$\frac{C_k}{C_w} = Bo^{1/4} \quad (12)$$

$$C_k^2 = K = \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.14} \tanh^2 Bo^{1/4} \quad (13)$$

$$Q_{max} = Kh_{fg} A [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^2 \quad (14)$$

$$Q_{max} = \frac{\pi Kh_{fg}}{4} Bo^2 \frac{\sigma^{5/4}}{[g(\rho_l - \rho_v)]^{3/4}} [\rho_v^{-1/4} + \rho_l^{-1/4}]^2 \quad (15)$$

그리고 이러한 플러딩에 의한 최대 열전달 한계를 식 (14)과 같이 제시하였다. 본 연구에서는 Faghri 등⁽¹⁸⁾ 이 제시한 식 (14)을 직경에 대한 효과를 고려하여 Bo 수로 무차원화하여 식 (15)와 같이 밀폐형 2-상 열사이폰의 플러딩한계를 나타내었다.

4. 결과 및 토의

4.1 열전달계수

Fig. 5 는 충전율 변화에 따른 공급열량과 증발부 평균 열전달계수와 관계를 나타낸 그림으로 내

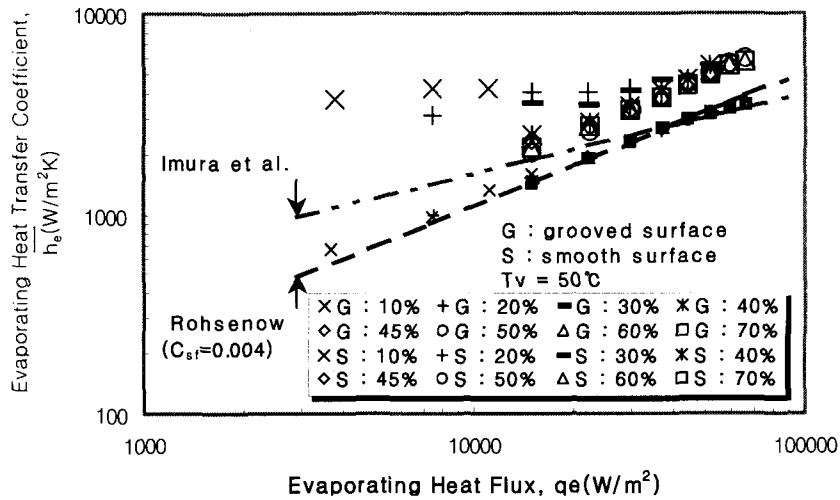


Fig. 5 Evaporating heat transfer coefficient versus heat flux for various fill charge ratios

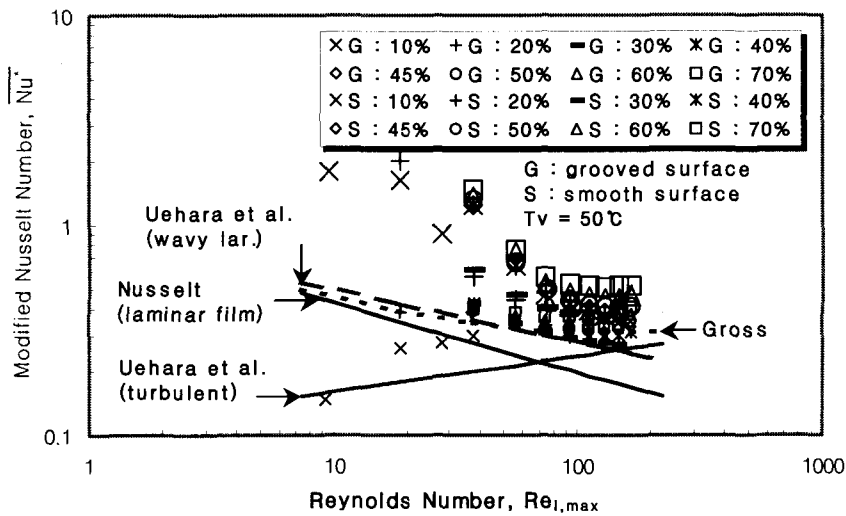


Fig. 6 Condensation heat transfer coefficient versus film Reynolds number for various fill charge ratios

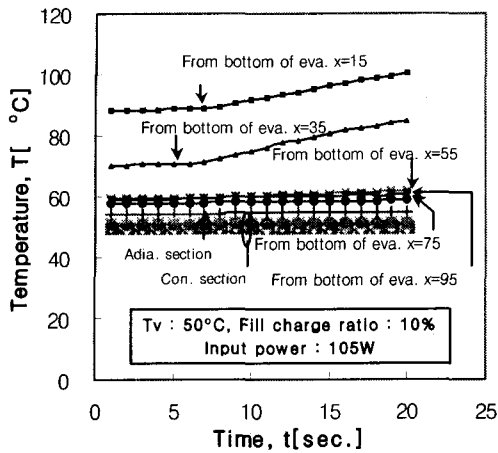


Fig. 7 Wall temperature distributions along time at dry-out limitation (grooved surface)

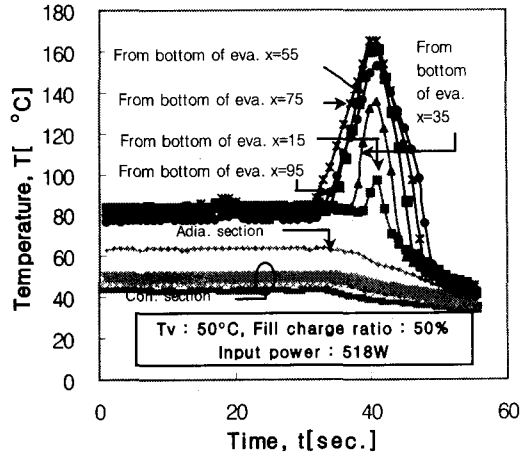


Fig. 8 Wall temperature distributions along time at flooding limit (grooved surface)

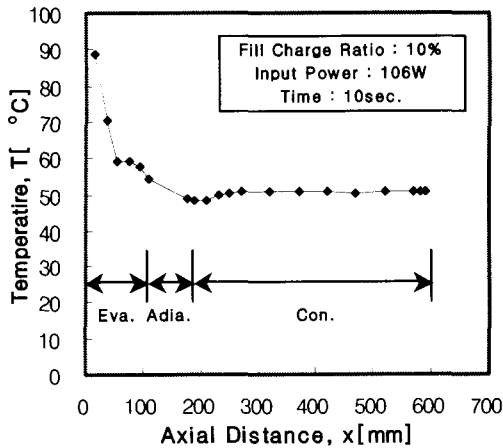


Fig. 9 Wall temperature distributions along axial distance at dry-out limitation (t=10sec.)

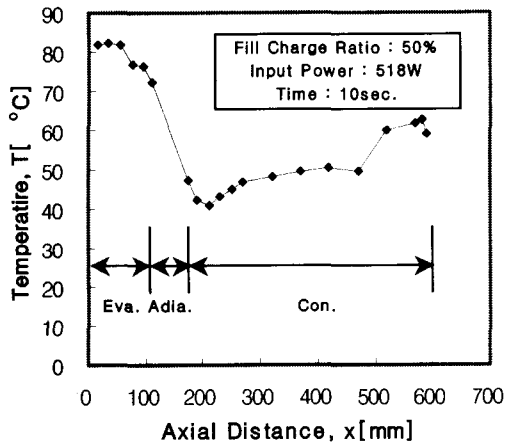


Fig. 10 Wall temperature distributions along axial distance at flooding limitation (t=10sec.)

부 그루브를 가진 경우와 매끈한 관의 경우를 비교하여 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 공급되는 열량이 증가함에 따라 두 경우 모두 평균 열전달 계수는 증가하는 경향을 가지며 충전율 변화에 따른 영향은 거의 없는 것으로 나타났다. 한편 매끈한 관의 경우 Rohsenow⁽¹⁰⁾ 풀비등 모델 식 (4)의 C_{sf} 값이 0.004와 잘 일치함을 알 수 있다. 그리고 그루브를 가진 경우의 평균 열전달 계수 값이 매끈한 경우에 비해 1.4~1.7 배 높은 값을 나타내었다.

Fig. 6 은 응축부에서의 평균 열전달계수를 평균 수정 Nusselt 수와 단열부를 지나는 응축액막의 최대 Reynolds 수로 나타낸 그림으로 식 (6), (7), (8) 과 비교하였다. 그림에서 보는 것과 같이 Re 수가

증가함에 따라 증발부와는 반대로 감소하는 경향을 가지며 충전율이 증가함에 따라 10~20% 증가하는 경향을 나타내었다. 이러한 현상은 밀폐형 2-상 열사이폰이 정상적으로 작동할 때 증발부 내부의 작동유체 풀(pool)에서 기화된 기포들에 의해 풀의 높이를 상승시키게 되며 고온의 작동유체 풀이 응축부 바닥까지 상승하여 응축부 평균 열전달 계수에 영향을 미치기 때문이라 생각 되어진다. 그리고 매끈한 경우와 비교하여 약 1.5 배 정도 높은 값을 가짐을 알 수 있다.

4.2 열전달 한계

Fig. 7, 8 은 열전달 한계 시 그루브를 가진 밀폐형 2-상 열사이폰의 시간에 따른 벽면 온도분포를 나타낸 그림이며 Fig. 9, 10 은 시간이 10 초 경과 후 길이 방향 온도 분포를 보여주고 있다. Fig. 7 은 충전율 10%인 경우의 벽면 온도분포를 보여주는 그림으로 드라이-아웃 한계 시 발생하는 온도 분포 특성을 잘 보여주고 있다. 그림에서 보는 것과 같이 열량이 공급된 후 약 7~8 초 후 증발부 하단에서 15mm 인 지점에서 먼저 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다. 즉, 이것은 충전율이 비교적 적은 경우 작동유체는 증발부에서 풀의 형태를 형성하지 않고 증발부의 용기 벽면에서 액막의 형태로 존재한다. 이러한 액막에 열량이 공급되면 액막에서는 증발 혹은 대류비등이 발생하여 증발부 하단으로 갈수록 액막두께는 점점 얇아지게 되고 열부하가 증가하게 되면 결국 말라버리는 드라이-아웃 한계가 발생하게 된다.

Fig. 8 은 충전율 50%의 경우 열전달 한계 시 나타나는 벽면 온도분포를 보여주고 있다. 이 그림은 플러딩 한계 시 나타나는 온도분포 특성을 잘 보여주는 그림으로 열량이 공급된 후 약 35 초 부근에서 증발부 바닥으로 75, 95, 55mm 순으로 각각 온도가 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 증기의 속도와 하강하는 응축액막의 두께가 최대가 되는 단열부에서 응축액막과 증기 계면에서의 전단응력에 의해 발생하는 플러딩 현상에 의한 것으로 증발부 상단에서부터 온도가 상승하는 것을 보여주고 있다. 특히 PFC 와 같이 기화잠열이 물, 암모니아 등에 비해 비교적 적은 작동유체를 사용할 경우 단위 열량 당 발생하는 증기의 양이 증가하

여 다른 작동유체에 비해 낮은 열부하에서 나타나는 열전달 한계라 할 수 있다.

Fig. 11 는 충전율 변화에 따른 임계 열유속을 나타낸 그림으로 40%이후에서는 70kW/m^2 으로 충전율에 무관하게 거의 일정한 값을 나타냄을 알 수 있다. 이것은 충전율이 40%이후에서는 플러딩 한계가 열전달 한계의 주 요인이며 이 플러딩 한계는 충전율에 무관함을 알 수 있다. 그리고 충전율이 20%까지는 향상된 Cohen 과 Bayley 모델⁽¹³⁾의 드라이-아웃 한계 상관식 (9)와 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 12 은 밀폐형 2-상 열사이폰의 플러딩 한계 시 Kutateladze 수와 Bo 수의 관계를 나타낸 그림으로 몇몇 상관식들과 비교하였다. 그림에서 보는 것과 같이 Bo 수가 약 18, 28 일 때 Kutateladze 수

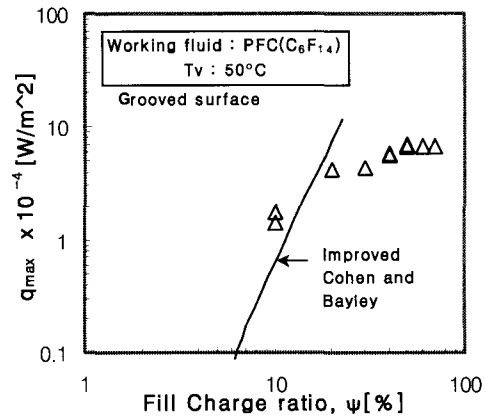


Fig. 11 Critical heat flux versus fill charge ratio

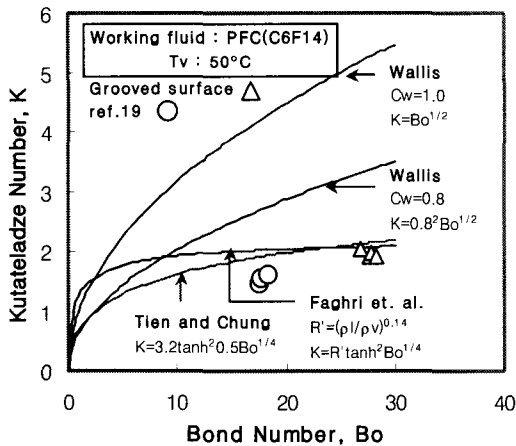


Fig. 12 Kutateladze number versus Bond number at the flooding limit

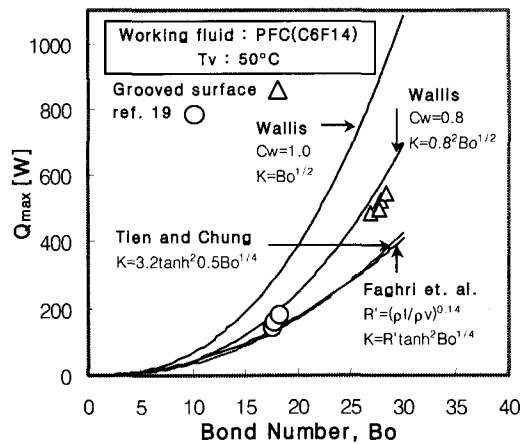


Fig. 13 The maximum heat rate versus Bond number at the flooding limit

는 각각 1.5 와 1.9 정도의 값을 나타내며 Tien 과 Chung⁽²⁰⁾이 제시한 상관식과 비교적 유사한 경향을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 13 은 Faghri 등⁽¹⁸⁾이 제시한 플러딩 한계를 본 연구에서 Bo 수로 나타낸 그림으로 Bo 수 18, 28 일 때 최대 열전달량 각각 150, 500 W 정도의 값을 보여주고 있다. 이것은 Wallis 가 제시한 상관식에서 C_w 값이 0.8 인 경우와 비교적 일치함을 보여 주고있다.

5. 결론

본 연구에서 충전율의 변화에 따른 밀폐형 2-상 열사이폰의 열전달 특성에 대한 몇몇 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 충전율 변화에 따른 평균 열전달계수의 영향은 먼저 증발부의 경우 그루브를 가진 관의 경우와 매끈한 관의 경우 모두 영향이 거의 없는 것으로 나타났으며 응축부의 경우 충전율이 증가함에 따라 상승하는 작동유체 풀(pool)의 영향으로 10~20% 정도 증가함을 알 수 있었다. 그리고 그루브를 가진 경우 매끈한 경우에 비해 약 50% 향상된 값을 나타내었다.

(2) 충전율의 변화에 따른 열전달 한계값은 충전율이 비교적 적은 경우($\Phi < 20\%$) 드라이-아웃에 의한 열전달 한계로 증발부 하단에서 온도가 상승하는 현상을 알 수 있었으며 열전달 한계 또한 낮은 값(100W)을 나타내었다. 한편 충전율이 높은 경우($\Phi \geq 40\%$) 액막과 증기사이 계면에서의 전단 응력에 의한 플러딩에 의한 열전달 한계로 증기속도가 최대인 단열부 부근(증발부 상단)에서 발생하여 증발부 상단의 온도가 상승하는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Faghri, A., 1995, *Heat Pipe Science and Technology*, Taylor & Francis, pp. 1-60.
- (2) Schmidt, E., 1951, *Proc. Instn. Mech. Engrs., Conf. ASME(London)*, pp. 361-363.
- (3) Cohen, H. and Bayley, F. J., 1955, "Heat Transfer Problems of Liquid-Cooled Gas-Turbine Blades," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 169, pp. 1063-1074.
- (4) Charto, J. C. and Laurence, W. T., 1964, *Development Heat Transfer*, pp. 371-388.
- (5) Larkin, 1971, "An Experimental Study of Two-Phase Thermosyphon Tube," *Trans. CSME*, Vol. 14, pp. 17-24.
- (6) Kim, C. J., Kang, H. K., Lee, J. S. and Park, Y. J., 1997-2000, "Design and Manufacturing of the Heat Sink using Heat Pipes," *Hyundai Heavy Industry Co., Report.(in Korean)*.
- (7) Hong, S. E., 2002, "A Study on Characteristics of Heat Transfer and Two-Phase Flow in PFC Thermosyphon," *SKKU, Doctoral Thesis*.
- (8) Luca Rossi and Frantisek Polasek, 1999, "Thermal Control of Electronic Equipment by Heat Pipes and Two-Phase Thermosyphons," *11th IHPC-Preprint*.
- (9) Imura et al., 1979, *Heat Transfer-Jap. Res.*, Vol. 32, p. 41.
- (10) Carey, V. P., 1992, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, Hemisphere Publication Co., pp. 222-245.
- (11) Uehara, H., Kusuda, H., Nakaoka, T. and Yamada, A., 1983, "Filmwise Condensation for turbulent Flow on a Vertical Plate," *Heat Transfr-Jap. Res.*, Vol. 12, pp. 85-96.
- (12) Gross, U., 1992, "Reflux Condensation Heat Transfer Inside a Closed Thermosyphon," *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, Vol. 35, pp. 279-294.
- (13) Shiraishi, M., Yoneya, M. and Yabe, A., 1984, "Visual Study of Operating Limit in the Two-Phase Closed Thermosyphon," *Proc. 5th IHPC*, pp. 10-17.
- (14) Wallis, G. B., 1961, "Flooding Velocities for air and water in vertical tubes," *AEEW-R123*.
- (15) Kutateladze, S. S., 1972, "Elements of Hydrodynamics of Gas-Liquid Systems," *Fluid Mechanics Soviet Res.*, Vol. 14, pp. 29-50.
- (16) Pushikina, O. L. and Sorokin, Y. L., 1969, "Breakdown of liquid film motion in vertical tubes," *Heat Trans. Soviet Res.*, Vol.1, No. 5, pp. 56-64.
- (17) Wallis, G. B. and Makkenchery, S., 1974, "The Hanging Film Phenomenon in vertical Annular Two-Phase Flow," *J. of Fluids Eng.*, No. 3, pp. 297-298.
- (18) Faghri, A., Chen, M. M. and Morgan, M., 1989, "Heat transfer in Two-Phase Closed Conventional and Concentric Annular Thermosyphon," *Int. J. of Heat and Mass Trans.*, Vol. 111, pp. 611-618.
- (19) Kang, H. K., Kim, J. J. and Kim, C. J., 1999, "A Study on Heat Transfer Limitation for a Perfluorocarbon Heat Pipe," *SAREK*, Vol. 11, No. 3, pp. 313-332.
- (20) Tien, C. L. and Chung, K. S., 1978, "Entrainment Limits in Heat Pipe," *Proc. 3rd, IHPC*, pp. 36-40.