

## 낮은 경사각을 갖는 밀폐형 2상 열사이폰의 열전달 특성에 관한 연구

### A Study on Heat Transfer Characteristics of a Closed Two-Phase Thermosyphon with a Low Tilt Angle

김 철 주\*, 감 환 국\*\*, 김 윤 철\*\*\*

C. J. Kim, H. K. Kang, Y. C. Kim

**Key words :** Thermosyphon(열사이폰), Nucleate boiling(핵비등), Pool boiling(풀비등), Film condensation(액막응축)

#### Abstract

In lots of application to heat exchanger systems, closed two-phase thermosyphons are tilted from a horizontal. If the tilt angle, especially, is less than  $30^\circ$ , the operational performances of thermosyphon are highly dependent on tilt angle.

The present study was conducted to better understand such operational behaviors as mechanisms of phase change, and flow patterns inside a tilted thermosyphon.

For experiment, an ethanol thermosyphon with a 35% of fill charge rate was designed and manufactured, using a copper tube with a diameter 19mm and a length 1500mm. Through a series of test, the tilt angle was kept constant at each of 4 different values in the range  $10\sim 25\text{deg.}$  and the heat supply to the evaporator was stepwisely increased up to  $30\text{kW/m}^2$ . When a steady state was established to the thermosyphon for each step of thermal loads, the wall temperature distribution and vapor temperature at the condenser were measured.

The wall temperature distributions demonstrated a formation of hot dry patch in the top end zone of the evaporator, with a values of temperature  $20\sim 40^\circ\text{C}$  higher than the wetted surface for a moderate heat flux  $q \approx 20\text{kW/m}^2$ . In spite of the presence of hot dry patch, however, the mean values of boiling heat transfer coefficient at the evaporator wall were still in a good agreement with those predicted by Rohsenow's formula, which was based on nucleate boiling. For the condenser, the wall temperatures were practically uniform, and the mea-

---

\* 성균관대 기계공학과

\*\* 성균관대 대학원

\*\*\* 현대자동차

sured values of condensation heat transfer coefficient were 1.7 times higher than the predicted values obtained from Nusselt's film condensation theory on tilted plate. Using those two expressions, a correlation was formulated as a function of heat flux and tilt angle, to determine the total thermal resistance of a tilted thermosyphon. The correlation formula showed a good agreement with the experimental data within 20%.

### 기 호 설 명

A	: 표면적 (m <sup>2</sup> )
C <sub>p</sub>	: 비열 (J/kgK)
C <sub>sf</sub>	: 가열면-액체사이의 실험상수
D	: 관 직경 (m)
g	: 중력가속도 (m/s <sup>2</sup> )
h	: 열전달 계수 (W/m <sup>2</sup> K)
h <sub>fg</sub>	: 기화 잠열 (J/kg)
k	: 열전도도 (W/mK)
L	: 열사이폰의 길이 (m)
L <sub>b</sub>	: 기포의 무차원 거리 변수 (bubble length scale), (m)
Nu	: Nusselt 수
Pr	: Prandtl 수
P	: 압력 (pa)
P <sub>c</sub>	: 임계압력 (pa)
P <sub>r</sub>	: 환산압력 (P/P <sub>c</sub> )
Q	: 열유동율 (W)
q <sup>''</sup>	: 열유속 (W/m <sup>2</sup> )
R	: 열저항 (K/w)
R̄	: 단위 면적당 열저항 (mK/W)
Re	: Reynolds 수
T	: 온도 (°C)
T <sub>w</sub>	: 벽면의 온도 (°C)
U <sub>b</sub>	: 기포의 무차원 속도변수 (bubble velocity scale), (m/sec)
W <sub>e</sub>	: Webber 수

### 그리스 문자

$\theta$	: 원주방향의 각 (degree)
$\mu_l$	: 점성계수 (kg/m·s)
$\nu_l$	: 동점성계수 (m <sup>2</sup> /sec)

$\rho$	: 밀도 (kg/m <sup>3</sup> )
$\sigma$	: 액체의 표면장력 (N/m)
$\phi$	: 평면으로부터의 경사각 (degree)
$\psi$	: 작동유체 충전율

### 하 첨 자

c	: 응축부
e	: 증발부
l	: 액체
v	: 증기

### 1. 서 론

밀폐형 2상 열사이폰은 원형관 형상으로 구조가 단순하고, 또한 높은 열전달율을 갖는 열전달 장치로써 1964년 Grover등에 의해 작동특성에 대한 초기 연구가 수행된 후 이 장치의 기초 및 응용분야에 대한 많은 연구가 이루어졌다. Chi<sup>(1)</sup>, Dunn과 Reay<sup>(2)</sup> 등이 그동안 이 연구결과들을 정리하여 열사이폰의 이해에서부터 응용설계에 필요한 자료들까지 체계적으로 정리하여 그들이 저술한 서적에 수록하고 있으며, 이 서적들이 관련연구에서 많이 인용되고 있다.

열사이폰은 작동원리를 고려할 때 중력장(또는 원심력장)에 수직으로 설치되었을 때 가장 안정된 작동을 나타낸다. 그러나 태양열 집열기, 냉동장치, 열펌프, 전기동력장치, 보일러의 배기가스 열회수 장치등 열교환 장치에 적용하고 있는 열사이폰은 주로 설치공간등 구조적 조건에 따라 중력장 방향과 어떠한 크기의 경사각을 갖도록 설치하는 경우가 대단히 많으며 이러한 분야의 많은 예들은 Terpstra<sup>(3)</sup>의 저서에서 찾아볼 수 있다.

오늘날 열사이폰에 관련된 연구의 많은 부분은

열사이폰의 적용에 대한 것으로써, 그 내용은 주어진 작동환경에 맞도록 설계인자들을 결정하고, 실제 열사이폰을 제작한 후 실험적으로 열전달 특성을 검증하여 제반 문제점을 해결하기 위한 연구이다. 보통 열사이폰의 열전달 특성을 결정하는 주요인자들로서는 열사이폰의 길이, 직경 등 기하학적 형상인자들, 경사각, 작동유체의 충전율, 작동유체의 물성, 작동온도범위, 열유속 등이 있다.

한편 열사이폰에서 경사각의 변화는 내부의 유동 형태를 결정하는데 지배적인 영향을 나타내며, 이 결과 작동유체의 응축, 비등 메카니즘의 변화와 함께 열전달율의 변화를 초래하게 된다. Imura<sup>(4)</sup>, Negishi<sup>(5)</sup>, Savchenkov & Gorbis<sup>(6)</sup> 등 많은 연구자들이 실험적 방법으로 열전달율, 한계열부하 등 열전달 특성에 관한 값들을 복잡한 함수관계로 표시한 서로 다른 형태의 상관식들을 제안하고 있다. 그동안 제안된 이들 식들은 열사이폰의 다양한 크기의 형상자들과 충전율 5~100%, 경사각 0~90°, 열유속 등 관련인자들의 적용범위가 크기 때문에 모든 용도의 열사이폰에 대한 초기 설계과정에서 설계인자들을 결정하는데 많이 이용되고 있다. 그러나 이들 상관식들이 설계한 열사이폰의 열전달율, 열부하 한계 등 제반 열전달특성에 관하여 정량적으로 신뢰성있는 자료를 제공하는가에 대해서는 여전히 의문을 안고 있는 것이 사실이다.

본 연구는 보일러용 폐열회수장치에 적용할 경사진 밀폐 열사이폰의 설계에 필요한 자료를 얻고자 수행한 실험적 연구로서, 먼저 열사이폰의 제원을 여러 관련연구의 자료로부터 결정하여 열사이폰을 제작하고, 이것들을 대상으로 열전달 성능시험을 수행함으로써 열사이폰의 실제 작동에 관련된 특성을 파악하였다. 그리고 측정 데이터로부터 열전달율을 구하고 이 값들을 앞에서 언급된 상관식들을 이용한 결과와 비교하였으며, 아울러 실험결과를 이용하여 보다 정확하게 열전달율을 예측할 수 있는 실험적 상관식을 얻고자 하였다. 일반적으로 열교환기 목적의 열사이폰은 경사각이 최소 7~8° 정도로서 10~20° 범위의 값이 많이 이용되고 있다. 그리고 작동유체의 충전율은 Negishi & Sawada<sup>(7)</sup> 등의 연구에서 보는 것과 같이 경사각에 따라 차이가 발생하지만 약 30~40% 이상의 충

진율에서는 그 크기에 따른 영향이 크지 않은 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 내부 증기압력의 범위를 0.3bar 이하 진공압력하의 풀비등에서 나타나는 geysering 현상을 피하고, 또한 고압에서의 관의 내압강도를 고려하여 0.4~1.0bar 범위로 제한하였다. 이러한 범위의 제한조건을 적용하면, 주어진 열사이폰에서 열전달율은 오직 열유속만이 주 지배인자가 된다. 따라서 이와같이 실험모델을 이용한 실험으로 열전달율과 열유속사이의 상관관계를 파악함으로써 이 상관식을 이용하여 필요한 열사이폰의 기하학적 제원을 수정 또는 결정할 수 있을 것으로 기대한다.

## 2. 작동유체의 유동형태와 상변화 대류 열전달

열사이폰에서 작동유체와 관벽사이의 상변화 열전달을 해석적으로 예측하기 위해서는 용기내부 작동유체의 유동형태에 따른 기초적인 이해가 필요하다. 그 이유는 이러한 2상유동형태에 따라 상변화 유동 메카니즘이 서로 다르기 때문이다. 이 절에서는 Rohsenow, Kutateladze, Mostinski, Nusselt 등이 제안하고 있는 비등 및 응축에 관한 기초적인 이론과, 열사이폰 내부의 상변화 과정 및 열전달 해석에 대한 이론들의 일부를 검토하였다. 열사이폰의 내부 열전달에 대한 연구는 Imura<sup>(4)</sup>, Kaminaga & Okamoto<sup>(8)</sup>, Hahne & Gross<sup>(9)</sup>, Savchenkov & Gorbis<sup>(6)</sup> 등의 연구들이 많이 언급되고 있다. 이러한 이론들중 본 연구에서 검토한 것들의 내용을 간략하게 아래에 정리하였다.

### 2.1 용기내부의 2상 유동형태

열사이폰의 2상 유동형태는 기본적으로 환상유동을 이루고 있다. 즉, 증발부에서 생성된 증기는 관 중심을 통하여 응축부로 상승하고, 이 증기가 응축부 벽에서 응축되어 액막을 이루며 관벽을 따라 하강한다. 보통 중력장에 수직인 열사이폰에서는 액막의 두께가 관의 중심축에 대칭을 이루고 있으며, 관의 길이방향으로 그 값이 변화한다. 따라서 응축액막의 분포를 고려할 때 응축부와 증발부에서 벽의 온도와 국소 열전달 계수는 원주 방향으로 보는 주어진 단면에서 일정하다고 가정할 수 있다.

그러나 경사진 열사이폰에서는 이러한 가정을 적용하는 데에는 문제점을 인식할 필요가 있다. Fig.1은 경사진 열사이폰의 형상과 함께 용기 내부의 2상 유동형태 즉, 위로 상승하는 증기 유동과 응축되어 하강하는 응축액체의 유동을 보여주고 있으며 Negishi<sup>(6)</sup>, Negishi & Sawada<sup>(7)</sup> 등이 열사이폰 내부의 유동가시화를 통하여 수행한 경사진 경우의 유동형태에 대한 고찰내용을 개략적으로 나타낸 것이다. 즉, 증발부 하단에는 액체 풀이 존재하며, 그 계면은 수평면을 이루고 있다. 응축액막의 유동에는 관의 축방향 유동성분과 함께 원주방향 유동 성분이 나타나고, 이때 경사각이 작은 경우 후자의 성분이 액막유동에 지배적 인자가 된다. 이 결과 응축액의 대부분이 관 단면 하부를 따라 유동하게 되고, 특히 증발부에서는 관 단면 상부 표면은 액막유동이 소진되어 건조하게 되며, 이 영역에서 건조 과열 현상을 나타내게 된다. 수직인 열사이폰에서도 국소 과열현상이 나타날 수 있으며, 그 이유는 다음과 같다. 증발부에서 응축액막의 두께가 어떠한 임계값보다 작아지게 되면 응축액막은 균일두께를 이루지 못하고 표면장력과 관벽 유체의 응집력의 영향으로 rivulet flow를 이루게 된다. 그 주위에 국소 dry patch가 발생되며 이러한 연구에 대한 보다 자세한 내용은 Andros & Florschuetz<sup>(10)</sup>의 연구에서 찾아볼 수 있다.

## 2.2 증발부 열전달

열사이폰 내부 증발부에서 진행되는 열전달 메카니즘은 풀내의 핵비등과 액막위의 대류비등이 공존한다. 그러나 충전율이 5% 이상에서는 주로 핵비등이 지배적인 것으로 알려져 있다. 핵비등에 대해서 Rohsenow, Kutateladze 등이 제안한 상관식들은 기본적으로  $Nu=f(Re, Pr)$ 와 함수로 표시하고 있고, 이 함수의 관련 무차원 군들은 각각

$$Nu = \frac{hL_b}{k_l}, Re = \frac{\rho_v U_b L_b}{\mu_l}, Pr_l = \frac{C_{pl} \mu_l}{k_l}$$

으로 정의되고 있다. 여기서 무차원 속도 및 거리 변수  $U_b$ 와  $L_b$ 는 각각

$$U_b = \frac{\ddot{q}}{h_{fg} \rho_v}, L_b = \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

로 정의된다.

이러한 무차원 함수 관계를 기본으로, 증발부의 열전달 계수는 연구자들에 따라 여러 형태의 상관식들이 제시되고 있으며, 여기서는 Rohsenow<sup>(11)</sup>, Kutateladze<sup>(12)</sup>, Mostinski<sup>(13)</sup>가 제안하고 있는 상관식을 본 실험에서 수행된 결과와 비교하였으며 이 식들은 각각 다음식 식 (1), (2), (3)과 같이 표시된다.

$$\bar{h}_e = \dot{q}_e^{0.67} / \left\{ \frac{h_{fg} C_{sf}}{C_{pl}} \left[ \frac{1}{h_{fg} \mu_l} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{0.33} \left[ \frac{C_{pl} \mu_l}{k} \right]^{1.7} \right\} \quad (1)$$

여기서  $C_{sf}$ 는 관련 고체와 액체에 따라 결정되는 상수로서 에틸알콜-크로늄에서는 0.0027이 추천되고 있다.

$$\bar{h}_e = 0.0007 Pr_l^{0.35} \left( \frac{k_l}{L_b} \right) \left( \frac{\dot{q}_e L_b}{\rho_v h_{fg} \nu_l} \right)^{0.7} \left( \frac{PL_b}{\sigma} \right)^{0.7} \quad (2)$$

$$\bar{h}_e = 0.106 P_c^{0.69} \dot{q}_e^{0.7} F(Pr) \quad (3)$$

여기서,  $F(Pr) = (1.8P_r^{0.17} + 4P_r^{0.2} + 10P_r^{1.0})$ ,

$P_r = \frac{P}{P_c}$  이다.

한편 증발부 관내벽을 따라 하강하는 액막으로부터 기-액 계면에서 발생하는 액막 대류비등이 지배적 일 때 Xu등<sup>(14)</sup>은 다음과 같은 식을 제안하고 있다.

$$\bar{h}_e = \pi^{\frac{1}{3}} (1/3)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{g \sin \phi \rho_l (\rho_l - \rho_v) h_{fg} k_l^3 D}{\mu_l Q} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4)$$

이상의 상관식들을 검토하면 핵비등에서는 열전달을  $\bar{h}_e$ 와 열유속  $q''$ 는 지수함수관계로써, 지수값이 0.67~0.7범위에 놓이며, 열속의 증가에 따라 열전달율이 증가하는 경향을 보인다. 그러나 액막 대류비등에서는  $\bar{h}_e \propto q''^{-0.33}$ 의 함수 관계로써, 이 경우는  $q''$ 의 지수값이 음수로써 열전달 계수값이

열유속의 증가에 따라 감소하게 되며, 따라서 위의 핵비등과 상반된 결과를 나타낸다.

그 외에 열사이폰에 대해서 또다른 형태의 많은 관계식이 제시되고 있으며, 이들 중에서 Savchenkov & Gorbis<sup>(6)</sup>가 제안한 상관식은 적용범위가 크며, 많이 이용되고 있고, 식 (5)와 같이 표시된다.

$$\bar{h}_e = \frac{3.43k_l Re^{0.09}}{L_b} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.21} \left(D\sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma}}\right)^{0.81} \quad (5)$$

여기서,  $Re = \frac{L_b W}{\nu_l}$ ,  $W = \frac{4Q}{\pi d^2 h_{fg} \rho_v}$  이다.

### 2.3 응축부 열전달

응축부에서는 평판위의 액막응축에 관한 고전적인 Nusselt의 막응축 이론이 많이 적용되고 있다. 이 평판위에 응축에 관한 Nusselt의 이론을 원통관위의 응축 열전달 현상에 적용하기 위하여, 원통관에서 경사각의 크기에 무관하게 액막의 두께가 축에 대칭적으로 균일하다고 가정한다. 열전달 계수는 평판에 관한 함수식을 원통관의 직경을 포함하도록 수정하여 표기하면 아래식과 같이 쓸 수 있다.

$$\bar{h}_c = \pi^{\frac{1}{3}} (4/3)^{\frac{1}{3}} \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g \sin \phi h_{fg} k_l^3 D}{\mu_l Q_c} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (6)$$

Xu등<sup>(14)</sup>은 실제 경사진 열사이폰에서 액막응축의 두께가 Fig.1과 같이 비대칭성을 고려하여 위의 Nusselt모델을 기초로 차원해석을 수행하고 실험결과를 이용하여 다음과 같은 상관식 식 (7)을 제시하였다.

$$\bar{h}_c = \frac{1.8k_l}{D} \left(\frac{N'}{Re}\right)^{0.33} W_e^{0.213} Pr^{-0.715} (0.2 + \cos \phi)^{0.405} (1 - 0.825\phi)^{0.397} \quad (7)$$

여기서,  $N' = \frac{g \sin \phi \rho_l (\rho_l - \rho_v) D^3}{\mu_l^2}$ ,  $Re = \frac{Q}{h_{fg} \mu_l D}$  이다.

### 3. 실험장치 및 방법

건축물의 냉난방용 보일러에 설치된 열교환기는 보통 경사각이 12~20° 범위이고, 작동온도가 약 80~120°C의 열사이폰이 많이 이용된다. 이와같은

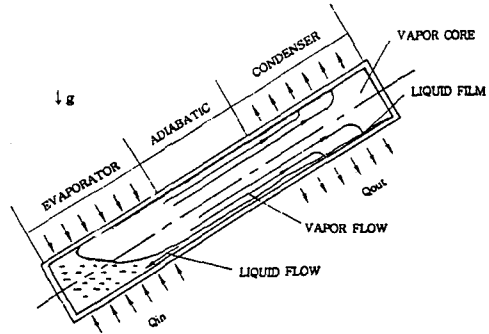


Fig.1 Two-phase flow patterns in a tilted thermosyphon.

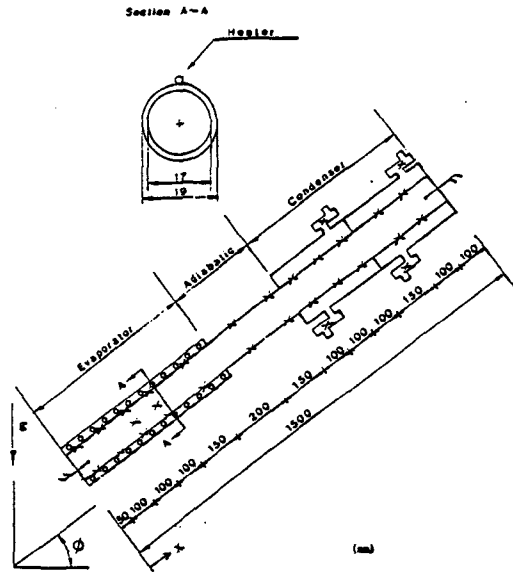


Fig.2 Schematic drawing of the thermosyphon manufacture for experiment, showing thermocouples positions and water jacket for cooling. Coordinate x represents the axial position along the tube.

작동온도 범위를 고려하여, 에탄올을 작동유체로, 관외경이 19mm, 전체 길이가 1,500mm인 열사이폰을 설계하고 실험실에서 직접 제작하였다. 작동유체 충전율은 수직한 열사이폰에서는 주로 증발부 체적의 1/3~1/5이 추천되고 있다<sup>(4)</sup>. 그러나 본 연구에서는 경사각을 고려하여 앞에서 언급한 것과 같이 충전율의 변화에 따른 영향이 크지 않는 범위인 35%로 결정하였다. Fig.2는 열사이폰의 개략적인 구조이다. 열사이폰의 가열은 전기저항선(2 $\Omega$ /m)을 나선형으로 증발부의 외벽에 설치하여 직접 가열이 되도록 하였고, 가변전압기를 이용하여 열부하를 제어할 수 있도록 하였다. 전기저항선에서 발생하는 열이 열사이폰 외부로 흐르는 것을 줄이고자 가열벽 외면에 차열벽 2개를 동심원 형상으로 설치하고 그 사이에 약 3mm 두께의 공기층을 갖도록 하였다. 그리고 바깥쪽 차열벽을 보조가열장치를 이용하여 가열하고, 두 차열벽 사이의 온도차이를 5°C이하로 함으로써 두 차열벽 사이의 열전달을 억제하였다.

열사이폰의 냉각을 위하여 응축부 벽에 동심원 구조로 수냉각 용기를 설치하고 그 내부에 항온수조로부터 냉각수 온도와 유량을 실험조건에 맞추어 제어하여 냉각수를 순환시켰다. 또한 응축부 벽면 온도가 길이 방향으로 등온을 얻을 수 있도록 냉각부를 2실로 나누어 각 실에 냉각수 유량을 조절하였다.

열사이폰의 벽면온도를 계측하기 위한 열전대(c-c type,  $\phi=0.12$ mm)의 측정점은 Fig.2에서 보는 것과 같이 길이방향으로 열사이폰의 외벽 위, 아래면에 각각 100~200mm 간격으로 설치하였다. 그리고 증발부 하단으로부터 250mm와 350mm의 두 단면에는 원주방향으로 90° 간격으로 열전대를 설치함으로써 증발부 벽의 원주방향 온도분포를 얻을 수 있도록 하였다. 또한 내부 증기온도를 계측하기 위해 응축부에 sheath형 열전대를 끝단 마개를 통하여 설치하였다. 그리고 응축부로 이송된 열량은 냉각수 유량과 입, 출구 온도차를 측정하여 구하였다. 온도의 계측은 hybrid recorder(YEW 3088, Yokogawa)와 data logger(DA 2500, Yokogawa)를 사용하였으며 PC를 이용하여 입력신호를 저장하였다.

실험은 다음과 같이 진행하였다. 먼저 경사 개이기로 열사이폰의 경사각을 조절하고 증발부에 열부하를 일정하게 공급한다. 그리고 열사이폰이 작동하기 시작하면 냉각수의 온도 및 유량을 조절하여 정상작동 상태에서 내부 증기 온도가 초기 설정한 온도값에 도달되도록 하였다. 열사이폰이 정상상태의 작동을 보이면 각 측정점의 온도를 기록하였다. 그 다음 열부하의 크기를 단계적으로 증가시키고, 이때 증가시킨 새로운 열부하에서도 증기온도가 설정 초기 조건에 일정하게 유지하도록 냉각수 온도를 낮추거나 또는 유량을 증가시키는 등의 방법을 적용하였다. 일반적으로 이러한 실험조건을 적용하기 위해서는 많은 시행착오와 시간이 요구된다. 하나의 경사각에 대한 실험이 종료되면 경사각을 변화시키고 앞의 방법을 반복하였다.

실험구간은 열유속이 4~30kW/m<sup>2</sup>, 내부 증기온도 50~80°C로써 상당압력은 약 0.4~1bar, 경사각은 10, 12, 20, 25°였다.

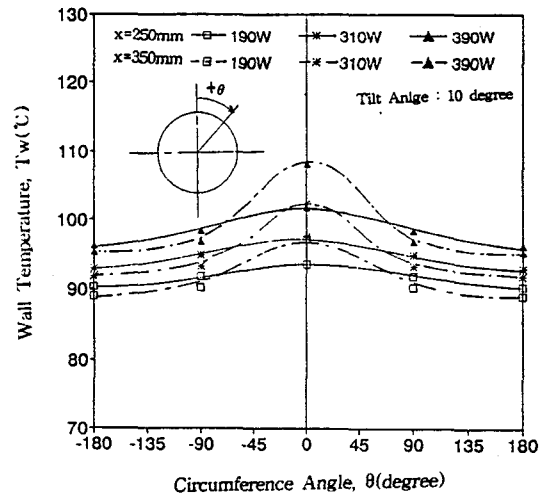


Fig.3 Circumferential wall temperature obtained measured at two different cross sections located at  $x=250$ mm and  $x=350$ mm for some different power inputs when the saturation vapor temperature was remained constant at 78°C and the tilt angle at  $\phi=10^\circ$

4. 결과 및 고찰

4.1 관벽의 온도분포 및 용기 내부 유동형태

주어진 열부하 아래에서 열사이폰이 정상상태 작동을 할 때 용기 벽면의 온도분포를 측정함으로써 증발부와 응축부의 국소 열전달율을 계산할 수 있으며, 또한 용기 내부의 2상유동 형태를 추정할 수 있다.

Fig.3은 증발부 중간 부위, 즉 하단으로부터 각

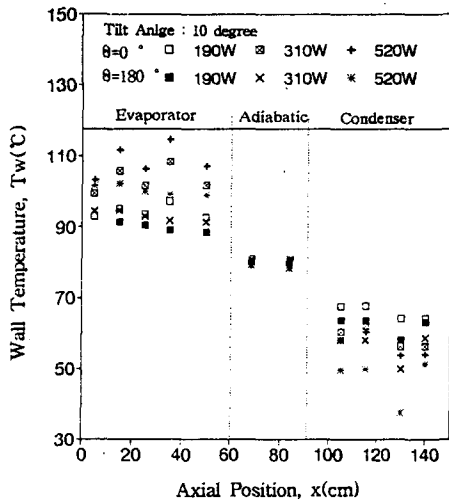


Fig.4 Differences in axial wall temperature distribution obtained at both sides, the top( $\theta = 0^\circ$ ) and bottom( $\theta = 180^\circ$ ) surfaces of the tube.

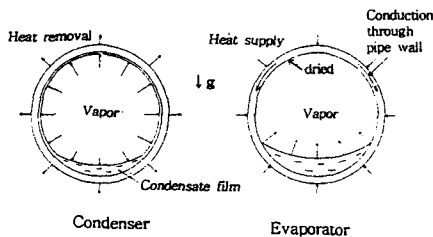


Fig.5 Schemes of condensate flows and channels of heat transfer in condenser and evaporator respectively.

각 250mm, 350mm에 위치하는 두 단면의 원주방향 온도 측정결과를 열부하 크기에 따라 구분하여 도시하였다. 그림에서 보는 것과 같이 단면의 정점에서 가장 높은 온도를 나타내고 하단으로 갈수록 감소하는 분포를 나타내고 있으며 온도 분포는  $\theta = 0^\circ$ 와  $\theta = 180^\circ$ 를 연결하는 수직면에 대해 좌우 대칭성을 나타내고 있다. 그리고 상, 하 두점의 온도 차이는 열부하 증가에 따라 현저하게 증가되는 경향을 나타낸다.

Fig.4는 열사이폰의 전길이를 통하여 관의 정점을 연결하는 상단( $\theta = 0^\circ$ )과 그 대칭인 하단( $\theta = 180^\circ$ )의 온도를 측정된 결과를 비교한 것이다. 주어진 열부하에 대하여 먼저 응축부는 길이방향으로 등온성이 유지되고 있고, 상, 하단의 온도차이가 크지 않다. 그러나 증발부에서는 용기 하단에서는 등온성이 유지됨을 보여주고 있다. 그러나 약 200W이상의 열부하에서는 벽의 상단 온도가 하단 온도보다 10~20°C이상의 높은 온도값을 나타내고 있다. 이와 같은 온도분포는 보통 수직인 열사이폰의 경우 주어진 단면에서 원주방향으로 균일한 온도분포를 나타내는 것과 뚜렷하게 구분되며, 이상의 관벽온도에 대한 측정결과로부터 내부 유동상태를 고찰하면 아래와 같다.

열유속이 균일하게 작용하고 있는 증발부에서 관의 상단온도가 하단보다 높은 값을 나타내는 것은 이들 지역의 관벽 내면이 국소적으로 건조한 상태에 있음을 말해주고 있다. 그리고 이 dry patch, 즉 액막이 존재하지 않는 영역의 온도분포는 증발부의 중, 상부 전구간에서 상단을 따라 길이 방향으로 길게 존재하고 있음을 나타내고 있다. 이러한 용기내부 유동형태는 2절에서 언급한 것과 같이 Negishi, Negishi & Sawada 등에 의한 열사이폰 가시화 연구의 결과와 정성적으로 일치하고 있음을 보여주고 있다. Fig.5는 열사이폰 내부의 이러한 유동조건에서 증발부와 응축부의 임의 단면에서 액막의 유동형태와 함께 관벽과 유체사이의 열흐름 경로를 개략적으로 도시한 것이다. 증발부에서 표면이 건조한 영역에서는 기화가 발생할 수 없기 때문에 외부에서 전달된 열이 관벽을 따라서 전도되어 하단응축액에 전해지고 기화 잠열로 제거된다. 응축부에서는 응축액막의 두께가 관 상부에서 하단

으로 갈수록 증가하기 때문에 상부쪽의 열전달 계수가 크며, 자세한 내용은 다음의 4.2절에서 언급하였다.

#### 4.2 열전달 계수

Fig.3, 4에서 보는 것과 같이 경사진 열사이폰에서는 균일 열부하 조건에서도 벽의 온도분포는 축방향과 원주 방향으로 등온성을 나타내지 않는다. 따라서 열전달 계수  $h$ 는 국소위치에 따라 변화하는 것을 예상할 수 있다. 그러나 실험적으로 또는 해석적으로 이러한 환경에 있는 모든 점의 국소 열전달 계수를 구하는 문제는 불가능하며 증발부와 응축부에 대하여 각각의 평균열전달 계수를 아래 식 (8)과 같이 정의하였다.

$$\bar{h}_e = Q/A_c(\bar{T}w_e - T_v) \quad (8-a)$$

$$\bar{h}_c = Q/A_c(T_v - \bar{T}w_c) \quad (8-b)$$

여기서  $\bar{T}w_e$ ,  $\bar{T}w_c$ 는 각각 증발부와 응축부의 평균 벽온도로서 아래 식 (9)와 같이 정의한다.

$$\bar{T}w = \frac{1}{A} \int Tw(x, \theta) dA \quad (9)$$

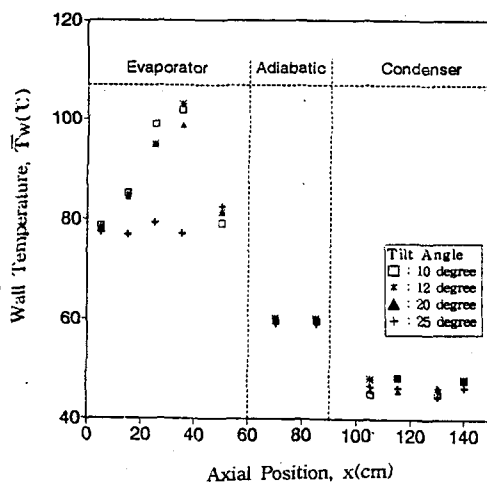


Fig.6 Effect of tilt angle on distributions of circumferential mean wall temperature along the tube for  $T_v=50^\circ$ , and  $q''=22\text{kW/m}^2$ .

여기서  $dA=r_w d\theta dx$ 이다.

식 (8)에서  $T_v$ 는 증기온도이며 주어진 열부하 조건에서 일정한 값을 나타낸다. 그러나 식 (9)와 같이 정의한 평균벽온도  $\bar{T}w$ 는 수개의 구간에 대한 측정점의 온도값으로부터 정확히 구할 수 없다. 따라서 여기서는 Fig.4의 온도분포로부터 관의 길이 방향으로 각 측정점들을 포함하도록 소구간으로 나누고 각 소구간에 대한  $\theta=0^\circ$ ,  $\theta=180^\circ$ 의 측정치를 산술평균하여 구간 평균값으로 잡고 이 값을 이용하여 길이방향 구간면적을 고려한 등가 평균값으로 취하였다. 여기서  $Q$ 는 열사이폰을 통하여 이송된 열부하로써, 응축부의 냉각장치에 열량계원리를 적용하여 구하였다.

Fig.6은 이러한 방법을 적용하여 먼저 벽의 길이 방향으로 구간평균 온도분포를 구하고 이를 도시한 결과이다. 열부하가 일정할 때 증발부의 경우, 온도분포는 관의 끝단에서 가장 낮은 값을 나타내고 국소 건조 과열의 영향으로 앞절에서 언급한 것과 같이 증발부 상부로 옮겨갈수록 온도가 증가하고 있다. 그러나 응축부에서는 전체 길이에서 균일한 분포를 보인다. 그리고 온도분포는 경사각  $\phi$ 가 10

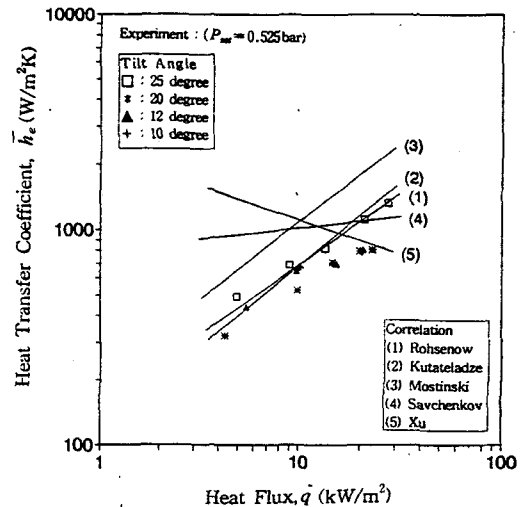


Fig.7 Comparison of the experimental data on average boiling heat transfer coefficient with calculated values with some different correlations.



~20°의 범위에서는 거의 일정하여 경사각 크기에 따른 차이는 크지 않다. 그러나  $\phi=25^\circ$ 에서는 전자의 경우와 다르게 증발부 영역에서 비교적 일정한 온도분포를 나타내고 있다. 관련연구에 의하면 경사각이 40° 이상에서는 수직의 경우와 열전달 특성에서 큰 차이를 보이지 않고 증발부도 등온선을 회복하는 것으로 알려져 있다. 그러나 본 실험 결과와 같이 경사각 25°에서 등온성을 보이는 이유에 대해서는 지금으로서는 적절한 설명을 찾기가 어려우며, 이 문제에 대하여 앞으로 보다 범위를 넓혀서 실험적 확인 및 검토가 있어야 할 것으로 생각된다. Fig.6의 온도분포를 사용하여  $\overline{Tw}_e$ 를 구하고 식 (8)을 이용하여 증발부의 열전달율을 구하여 표시한 것이 Fig.7이다. 아울러 2절에서 언급한 몇가지 상관식을 이용하여 해석적으로 구한 열전달 계수값을 실험결과와 함께 비교하여 도시하였다. 그림에서 보는 것과 같이 Rohsenow와 Kutateladze에 의해 제시된 열전달 상관식 식 (1), (2)는 경사각 범위  $10^\circ < \phi < 25^\circ$ 에서 수행한 실험의 측정값과 평균 10~15% 범위에서 비교적 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 그리고 Mostinski식에 의한 식 (3)은 전구간의 열유속범위에서 실험치와 비교하여 약 30~40% 정도 큰 값을 예측하고 있으나 함수의 기울기는 실험 데이터와 큰 차이를 보이지 않는다. 이상과 같은 비교로부터 열사이폰 증발부에서 구한 평균 기화 열전달 계수  $\overline{h}_c$ 는 열유속  $q''$ 에 대하여 지수함수 관계를 가지며, 이때 지수값은 Rohsenow식과 같이 0.67~0.7의 범위에 있다. 동일한 그림에서 대류 액막 기화로 가정한 상관식 식 (5)는 열유속 증가에 따라 액막의 두께 증가에 의하여 열전달율이 감소하는 경향을 보이며, 따라서 실험결과와 차이를 나타내고 있음을 보여주고 있다. 이러한 전자의 비등 메카니즘을 근간으로 하고 넓은 설계인자들의 범위에서 수행한 열사이폰의 실험적 열전달 특성의 결과를 만족할 수 있도록 일반화시킨 여러형태의 상관식들은 열유속만을 고려할 때 정성적으로 전자의 경우와 유사한 관계를 나타내고 있다. 이러한 예로써 Savchenkov & Gorbis의 식 (4)도 Fig.7에서 앞의 식 (5)의 결과와 같이 실험결과와 상관 관계가 좋지 않음을 보여주고 있다.

일반적으로 핵비등에 관한 Rohsenow 상관식은 증기압력에 영향을 받고 있으나 본 연구대상인 열교환기용 열사이폰의 경우 내부 압력 변화가 0.4~3bar이며, 이 구간에서 Rohsenow상관식을 수정없이 사용할 수 있을 것으로 보인다. 또한 열유속범위도 실험구간이  $4 < q'' < 30 \text{ kW/m}^2$ 이었으나  $10^5 \text{ W/m}^2$  범위의 한계열유속까지 이러한 함수관계에 큰 차이가 없을 것으로 예상된다.

한편 응축부에서 열전달을 Nusselt의 응축이론에 근거하여 구한 상관식 식 (6)에 의한 열전달 계수와 실험치를 비교한 결과, 해석적 결과가 실험치를 과소 예측하였다. 따라서 이를 수정계수 1.7을 적용하여 아래 식 (10)과 같이 수정한 상관식을 적용한 것이 Fig.8로써 10~15% 위 범위에서 접근된 결과를 나타내고 있다.

$$\overline{h}_c = 2.293 \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)g \sin \phi h_{fg} k_l^3 D}{\mu_l Q_c} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

이와 같이 열사이폰 응축부에서의 열전달 계수가 평판위의 응축액막이론을 적용하여 구한 결과에 비하여 큰 값을 나타내는 가장 근본적인 이유는 앞절에서 응축부 2상 유동 형태에서 설명한 것과 같이

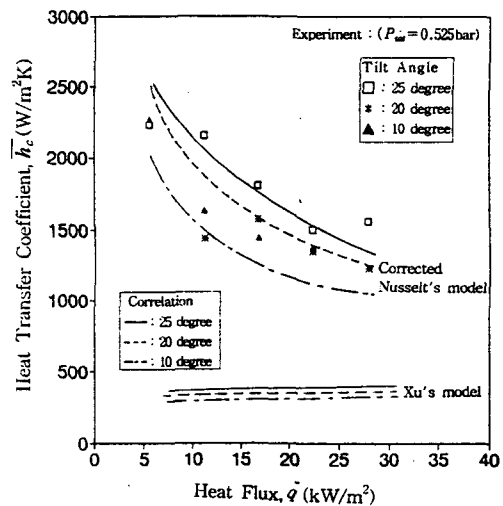


Fig.8 Comparison of average condensation heat transfer coefficient between experimental data and correlation formulas.

경사진 열사이폰의 응축부에서는 원주방향 평균액막두께가 상단에서는 동일한 경사각의 평판위에 형성되는 액막두께보다 상대적으로 매우 얇아서 열전달율이 증대하는 효과를 초래하기 때문에 볼 수 있다. 그리고 Xu 등에 의한 상관식 식 (7)의 해석적 결과는 전 구간에 걸쳐 실험데이터에 비하여 매우 낮게 예측하고 있으며, 또한 열유속의 증가에 따라 열전달 계수가 증가함으로써 실험치와 다른 경향을 나타내고 있다. 이러한 결과는 실제 응축 열전달에 있어서 열유속이 증가하면 액막의 증가로 열저항의 증가가 초래되는 경향을 가지나 Xu등의 해석에서는 전단응력을 고려하기 위한 We수가 도입되었고, 이에 따른 현상으로 보인다. 본 연구의 열유속 범위에서 구한 액막유동의 film Reynolds 수는 최고값이 150이하로 실험 전 영역에서 층류 유동의 액막류로 볼 수 있다. 따라서, 여기서 수정한 상수값 1.7에는 난류의 영향이 크지 않을 것으로 예상하나 앞으로 경사각이 이 수정계수값에 주는 영향에 대해서는 보다 깊은 이해가 필요한 것으로 생각한다.

### 4.3 열저항

열사이폰에서 증발부벽으로부터 응축부벽까지 열이 전달되는 경로에는 여러 형태의 열저항이 존재한다. 그러나 일반적인 구조의 열사이폰에서 지배적인 열저항 요소는 용기내부의 응축부와 증발부에서 발생하는 상변화 과정에 관련된 대류저항들이다. 이들 응축부와 증발부 사이의 전체 저항을  $R_{tot}$ 이라 정의하면 이 항은 다음과 같이 간단한 수식 식 (11)로 표시된다.

$$Q = \frac{\overline{Tw}_e - \overline{Tw}_c}{R_{tot}} \tag{11-a}$$

$$= \frac{\overline{Tw}_e - \overline{T}_v}{1/\overline{h}_e A_e} \tag{11-b}$$

$$= \frac{\overline{T}_v - \overline{Tw}_c}{1/\overline{h}_c A_c} \tag{11-c}$$

여기서 전체 열저항은  $R_{tot} = R_e + R_c$ 이고 증발부와 응축부의 열저항은 각각

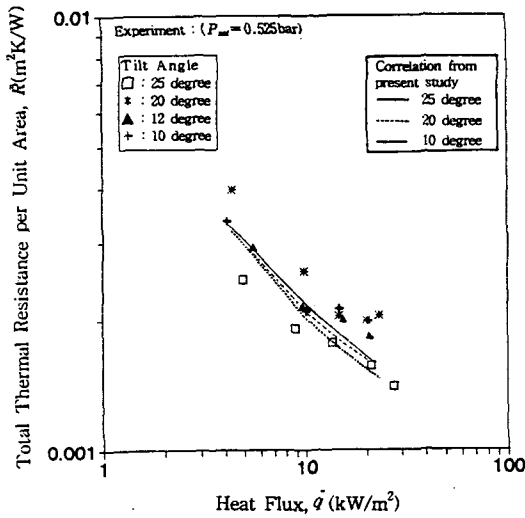


Fig.9 Comparison of experimental data of the total thermal resistance  $\ddot{R}_{tot}$  with the calculated values using the correlation, suggested from present study with  $4 < q'' < 30 \text{ kW/m}^2$ , and  $10 < \phi < 25^\circ$ .

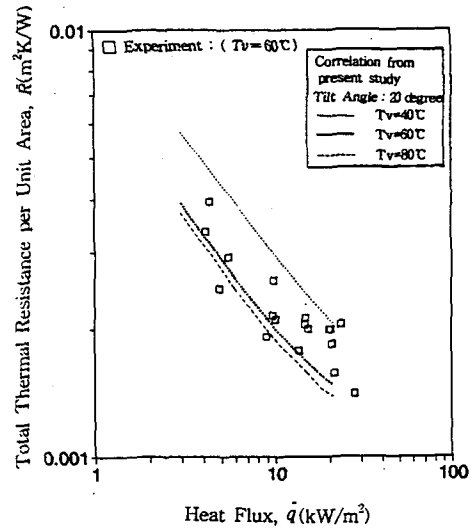


Fig.10 Comparison of experimental data of the total thermal resistance  $\ddot{R}_{tot}$  with the calculated values using the correlation, suggested from present study with  $4 < q'' < 30 \text{ kW/m}^2$ ,  $40 < T_v < 60^\circ \text{C}$ .

$$R_e = \frac{1}{\bar{h}_e A_e}, R_c = \frac{1}{\bar{h}_c A_c} \text{ 이다.}$$

위의 식 (11)에서 비등 및 응축 열전달 계수  $\bar{h}_e, \bar{h}_c$ 를 각각 실험치와 비교적 잘 일치하는 Rohsenow상관식 식 (1)과 수정한 Nusselt식 식 (10)을 적용함으로써 해석적인 방법으로 주어진 열사이폰에 대한 열저항을 예측할 수 있다. 이러한 결과를 실험데이터로부터 구한 값과 비교한 것이 Fig.9이다. 또한 내부 증기압의 변화에 따른 영향을 검토하기 위하여 식 (11)을 이용하여 해석적 방법으로 증기온도가 각각 40, 60, 80°C일때의 열저항 값을 구하여  $T_v=60^\circ\text{C}$  ( $P_{\text{sat}}=0.525\text{bar}$ )일때의 실험치와 비교한 것이 Fig.10이다. Fig.9, 10으로부터 식 (11)을 이용하여 해석적 방법으로 구한 열사이폰의 열저항에는 경사각 범위 10~25°에서 경사각의 영향이 크게 나타나지 않고 있다. 이러한 현상은 경사각이 비등 및 응축열전달 메카니즘의 각각에 대해서는 앞절에서 보는 것과 같이 큰 영향을 미치고 있으나 그 결과가 증발부와 응축부에서 서로 상반되게 나타나기 때문에 그 효과가 서로 상쇄되어 이러한 결과가 초래된 것으로 해석할 수 있다.

한편 증기온도에 따른 영향은 증기온도  $T_v=60^\circ\text{C}$ 와  $80^\circ\text{C}$ 는 비교적 실험치와 근접하나  $40^\circ\text{C}$ 의 경우는 실험치보다 높은 열저항을 예측하고 있으며, 이는 실험치의 결과가  $T_v=60^\circ\text{C}$ 의 결과로써 Rohsenow의 핵비등 열전달 계수에 대한 식이 주로 대기압 조건에서 잘 일치하기 때문으로 보인다. 그러나 전체적으로 Rohsenow와 Nusselt의 상관식을 이용한 전체열저항은 전 실험구간에 대하여 약 20% 내에서 실험결과와 근사적인 접근을 보이고 있다.

### 5. 결 론

보일러의 배기열의 회수에 이용하기 위한 열교환기용 열사이폰은 수평면과 이루는 경사각이 10~20°로 작은 경우가 많다. 이러한 열사이폰의 작동 특성과 열저항 해석을 위하여 실험용 열사이폰을 제작하고 열전달 실험을 수행한 결과를 정리하면 아래와 같다.

1) 경사진 열사이폰에서는 용기 내부 응축 액막이 관벽을 따라 하강할 때 용기하부를 따라 많은 부분의 액체가 drain flow를 이루고 흐른다. 이 결과 증발부에서는 거의 전영역에 걸쳐 용기 상단부에서 길이 방향으로 건조과열현상이 나타나고 있다. 이러한 유동형태는 증발부에서는 열저항 증가를, 응축부에서는 열저항 감소를 초래하여 용기 전체의 저항에는 큰 변화가 없는 것으로 보인다.

2) 증발부와 응축부에서 계산한 열전달율과 열유속과의 관계는 각각 Rohsenow의 핵비등 이론과 Nusselt의 막응축 이론에 의한 해석결과와 각각 10~15% 범위에서 접근된 결과를 나타내었으며 이러한 해석들을 이용하여 제안된 열전달율  $h$ 와 열유속  $q''$ 의 상관식을 이용하여 구한 열저항 값은 실험범위의 측정치와 약 10~20%에서 접근된 관계를 보여주고 있다.

3) 본 연구에서 수행한 해석방법을 적용함으로써 충전율 범위 30~50%, 열유속범위 4~40kW/m<sup>2</sup>, 압력 범위 0.4~3bar, 경사각 10~20°를 갖는 열사이폰의 열저항 해석과 기하학적 형상인자의 결정에 이용할 수 있을 것으로 기대된다.

### 참 고 문 헌

1. Chi, S. W., 1976, Heat Pipe Theory and Practice, McGraw-Hill, New York.
2. Dunn, P. D., Reay, D. A., 1994, Heat Pipes, 4th ed. Pergamon Press, New York.
3. Terpstra, M., and Vanveen, J. G., 1987, Heat Pipes : Construction and Application, Elsevier Applied Science, London.
4. Imura, H., Kusuda, H., Oyata, J., Miyazaki, T., and Sakamoto, N., 1979, "Heat Transfer in the Two-Phase Closed Thermosyphon", Trans. JSME, Vol. 45, pp. 712~722.
5. Negishi, K., 1984, "Thermo-Fluid Dynamics of Two-Phase Thermosyphons", Proceedings of 5th Heat Pipe Conference(Part I), pp. 193~200, Tsukuba, Japan.
6. Savchenkov, G. A., and Gorbis, Z. R., 1976, "Boiling Heat Transfer in Low Tempera-

- ture Evaporating Thermosiphons”, Proceedings of the 5th All-Union Conference on Heat and Mass Transfer, Vol. 13, pp. 87~91.
7. Negishi, K., and Sawada, T., 1982, “Heat Transfer Performance of an Inclination Two-Phase Closed Thermosyphon”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 8, pp. 1207~1213.
  8. Kaminaga, F. and Okamoto, Y., 1992, “Heat Transfer Characteristics of Two-Phase Thermosyphon Heat Pipe(1st Report, Boiling Heat Transfer Correlation in Heating Section)”, 일본기계학회 논문집(B편), 58권, 552호, pp. 2543~2549.
  9. Hahne, E., and Gross, U., 1981, “The Influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon”, Advances in Heat Pipe Technology, Pergamon Press, pp. 125~136.
  10. Andros, F. E. and Florschuetz, L. W., 1978, “The Two-Phase Closed Thermosyphon : An Experimental Study with Flow Visualization”, Proceedings of the Two-Phase Flow and Heat Transfer Symposium-Workshop, Vol. 4, pp. 1231~1267, Washington, D.C.
  11. Rohsenow, W. M., 1952, “A Method of Correlating Heat Transfer for Surface Boiling of Liquids,” Trans. ASME, Vol. 74, pp. 967~976.
  12. Kutateladze, S. S., 1952, Heat Transfer during Condensation and Boiling, 2nd ed.(in Russian), State Science and Technical Publishing House of Literature on Machinery, (also in translate form as AEC-tr-3770).
  13. Mostinski, I. L., 1963, Teploenergetika, Vol. 4, pp. 63(English abstract in Br. Chem. Eng., Vol. 8, pp. 580).
  14. Xu, G. Q., Yu, J. H., Chen, T. K., 1987, “An Investigation on Heat Transfer Performance of Gravity Heat Pipes with Various Inclined Angles”, Multi-Phase Flow, pp. 1434~1442.