

# 나선 그루브형 열사이폰의 그루브 수의 변화에 대한 비등열전달 성능에 관한 연구

한 규 일, 조 동 현<sup>†</sup>

부경대학교 기계공학부, <sup>†</sup> 대진대학교 컴퓨터응용기계설계공학과

## A Study on the Performance of Boiling Heat Transfer of Two-Phase Closed Thermosyphons with Various Helical Grooves

Kyuil Han, Dong-Hyun Cho<sup>†</sup>

*School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan, 608-739, Korea*

*<sup>†</sup>Department of Mechanical Design Engineering, Daejin University, Kyonggi-Do, 487-711, Korea*

*(Received August 24, 2004; revision received December 8, 2004)*

**ABSTRACT:** This study concerns the performance of boiling heat transfer in two-phase closed thermosyphons with various helical grooves. Distilled water, methanol, ethanol have been used as the working fluids. In the present work, a copper tube of the length of 1200 mm and 14.28 mm of inside diameter is used as the container of the thermosyphon. Each of the evaporator and the condenser section has a length of 550 mm, while the remaining part of the thermosyphon tube is adiabatic section. A experimental study was carried out for analyzing the performances of having 50, 60, 70, 80 and 90 helical grooves. A plain thermosyphon having the same inner and outer diameter as the grooved thermosyphons is also tested for comparison. The type of working fluid and the numbers of grooves of the thermosyphons with various helical grooves have been used as the experimental parameters. The experimental results have been assessed and compared with existing theories. The results show that the number of grooves and the type of working fluids are very important factors for the operation of thermosyphons. The helical grooved thermosyphons having 50 to 60 grooves in water, 60 to 70 grooves in methanol and ethanol shows the best heat boiling heat transfer coefficient.

**Key words:** Thermosyphon(열사이폰), Boiling(비등), Helical grooves(나선 그루브), Heat transfer(열전달), Working fluid (작동유체)

### 기 호 설 명

$A$  : 열전달 표면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 정압비열, [ $J/kgK$ ]

$D$  : 직경 [ $m$ ]

$g$  : 중력가속도 [ $m/s^2$ ]

$h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$h_{fg}$  : 잠열 [ $J/kg$ ]

$k$  : 열전도계수 [ $W/mK$ ]

$L$  : 길이 [ $m$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-539-1973; fax: +82-31-539-1970

E-mail address: chodh@daejin.ac.kr

- $m$  : 질량유동율 [kg/s]
- $P$  : 압력 [Pa]
- $Q$  : 열전달율 [W]
- $q$  : 열플럭스 [ $W/m^2$ ]
- $T$  : 온도 [K]

**그리스 문자**

- $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\mu$  : 점성계수 [ $Ns/m^2$ ]
- $\phi$  : 작동유체 봉입율

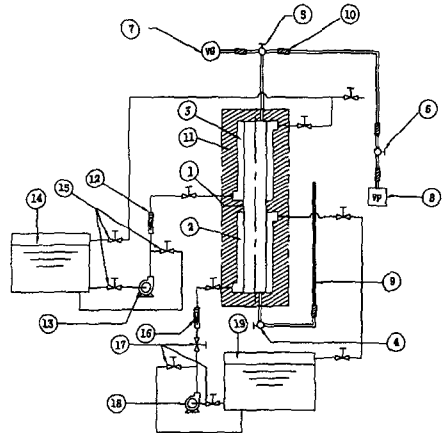
**하첨자**

- atm : 대기
- avg : 평균
- e : 증발부
- hot : 가열수
- l : 액체
- sat : 포화
- w : 벽면

**1. 서론**

열사이폰은 매우 작은 온도차에 의해서도 작동유체의 비등과 증발에 의해 많은 양의 열유속을 전달할 수 있는 장치이다. 열파이프와 열사이폰은 유사하지만 응축액 귀환 기구에서 중요한 차이가 있다. 열사이폰은 외력(중력 또는 원심력)에 의존하는 워(wick)이 없는 열파이프이며 내부에 작은 양의 작동유체를 함유하고 있는 단순한 구조의 튜브이다. 초기의 공학분야로써는 통신위성 및 과학위성의 동력원으로 사용되는 핵발전로나 열전자 변환기에서 열유속의 변화로 효과적인 열방출에 이용되어 왔으며, 최근에는 고출력 전자 장비의 냉각, 산업용 열교환기, 급속 가열기, 냉동 및 공기조화장치, 가정용 냉난방 장치 등은 물론 생명공학에까지 무수한 이용 사례를 볼 수 있다.<sup>(1, 2)</sup> 이와 같은 다양한 응용 예와 에너지 이동의 고효율성을 가진 열사이폰에 대하여 Ong<sup>(3)</sup>은 응축부의 길이비가 증가함에 따라 열전달계수는 감소하며, 증발 압력과 열유속이 증가함에 따라 열전달계수는 증가한다고 하였다. Noie와 Khoshnoodi<sup>(4)</sup> 및 Imura et al.<sup>(5)</sup>의 실험적 연구 결과에 의하면 튜브 직경을 크게함에 따라

열전달계수는 감소하는 것으로 나타났다. Chen<sup>(6)</sup>은 열사이폰의 길이가 열전달 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였고, Shircish et al.<sup>(7)</sup>은 실험 결과를 토대로 하여 열사이폰의 열전달계수를 예측할 수 있는 이론 모델을 정립했으며, 총 열전달 저항은 작동 압력과 열유속, 작동유체의 양에 민감한 반응을 나타낸다고 했다. Hong et al.<sup>(8)</sup>은 가열부와 냉각부의 길이비, 작동압력, 열유속, 작동유체의 물성에 따른 열전달 성능에 대해 연구한 결과 작동유체 충전량은 열전달계수에는 큰 영향을 미치지 않으며 증발부 길이가 상대적으로 작을수록, 압력이 증가할수록 열전달계수가 증가한다고 하였다. 이후의 연구들은 주로 증발부 또는 응축부의 열전달 메카니즘 및 열전달계수의 예측을 위한 기초 모델의 정립과 성능 해석에 대하여 연구가 이루어졌다. 그리고 특히 비등 및



- 1. Teat Tube 2. Heating Water Chamber
- 3. Cooling Water Chamber 4. Vacuum Valve
- 5. Vacuum Valve 6. Vacuum Rubber Hose
- 7. Vacuum Gauge 8. Vacuum Pump
- 9. Measuring Device for Liquid Level
- 10. Vacuum Rubber Hose 11. Insulation
- 12. Coolant Flow Meter 13. Coolant Pump
- 14. Coolant Constant Temperature Bath
- 15. Coolant Control Valve
- 16. Heating Water Flow Meter
- 17. Heating Water Control Valve
- 18. Heating Water Pump
- 19. Heating Water Constant Temperature Bath

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

응축의 잠열을 이용한 열교환기 분야에서는 고성능화를 위해 그루브형 튜브를 사용되고 있다. 그러나 열사이폰에 그루브를 적용한 사례는 극히 드물다. 그러므로 본 연구에서는 헬리컬 그루브형 열사이폰에서 헬리컬 그루브수의 변화와 증발부의 가열수의 온도 변화, 작동유체의 종류에 대한 열전달 성능을 규명하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 시험구간, 냉각수 순환회로, 가열수 순환회로, 고진공시스템, 온도측정 및 기록장치로 구성된다. Fig. 2는 열사이폰의 시험구간을 나타낸 것이다. 시험구간의 총길이는 1200 mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부의 길이는 각각 550 mm이며, 단열부는 100 mm이다. 열사이폰은 내경이 14.28 mm이고, 외경은 15.88 mm이다. 열사이폰의 재질은 구리이며 외표면은 평관형과 헬리컬 그루브형 모두 아무런 가공이 없는 매끈한 파이프를 사용하였으며, 내표면은 평관형은 가공이 없는 매끈한 상태이고, 헬리컬 그루브형은 그루브가 있는 형상을 사용하였다.

가열수용 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 길이 550 mm, 내경 38 mm, 외경 42 mm인 가열수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 증발부를 가열한다. 냉각수 또한 냉각수용 항온조에서 일정한 온도로 유지되어 펌프를 통하여 길이 550 mm, 내경 38 mm, 외경 42 mm인 냉각수 챔버의 환상공간 내부로 흘러 열사이폰의 응축부를 냉각시킨다. 시험구간의 외부는 주위로부터 열손실을 방지하기 위하여 시험구간의 가열부, 응축부와 단열부에 각각 50 mm 두께의 단열보온재로 단열하였다.

### 2.2 실험방법

가열수 순환회로는 폐회로로 구성되었고, 용량이 100 l 이고 작동온도 범위가 0~100 ℃인 항온조를 사용하였다. 이러한 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 열사이폰의

증발부인 가열수 챔버로 공급된다. 환상공간인 가열수 챔버로 흐르는 가열수의 유량은 직경이 20 mm이며 0.15~1.5 m<sup>3</sup>/h까지 유량공급이 가능한 유리 테이퍼 가열수 순환회로는 폐회로로 구성되었고, 용량이 100 l 이고 작동온도 범위가 0 ~ 100 ℃인 항온조를 사용하였다. 이러한 항온조에서 일정한 온도로 가열된 가열수는 펌프를 통하여 열사이폰의 증발부인 가열수 챔버로 공급된다. 환상공간인 가열수 챔버로 흐르는 가열수의 유량은 직경이 20 mm이며 0.15~1.5 m<sup>3</sup>/h까지 유량공급이 가능한 유리 테이퍼관 부유식 유량계를 사용하고 유량제어밸브로 조정하여 가열수가 일정한 유량으로 흐르게 하였다. 역시 폐회로의 형태로 구성된 냉각수 순환회로는 용량이 130 l 이고 작동온도범위가 0~100 ℃인 항온조를 사용하였다.

진공시스템은 진공펌프, 진공밸브, 작동유체 주입장치로 구성된다. 열사이폰의 제작은 고진공을 요구하므로 본 연구에서 사용된 진공펌프는 1차적으로 로터리 펌프에 의하여 1×10<sup>-2</sup> torr까지 진공시킨후 2차적으로 확산펌프를 사용하여 1×10<sup>-4</sup> torr까지 고진공을 생성할 수 있는 로터리펌프와 확산펌프로 구성된 시스템을 사용하였다. 온도측정장치는 열사이폰의 파이프 표면온도 측정하는 열전대와 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 증기

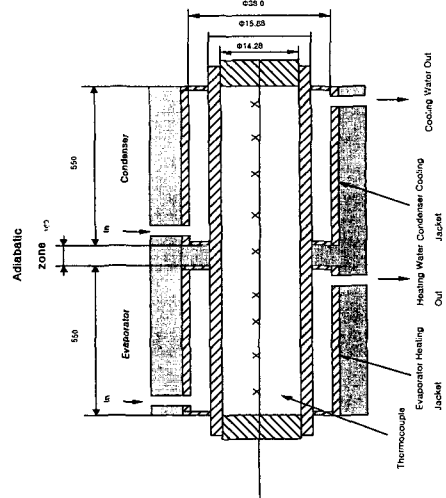


Fig. 2 Cross-Sectional view of the experimental two-phase closed thermosyphon.

온도 측정센서, 가열수 챔버와 냉각수 챔버 입구 및 출구의 온도 측정센서로 구성된다. 열사이폰의 파이프 표면온도를 측정하기 위하여 파이프 표면에 폭 2 mm, 깊이 0.3 mm, 길이 20 mm 크기의 홈을 밀링 가공하여 파이프를 에탄올로 깨끗이 세척하여 열전대선 점점의 홈에 완전히 접촉시킨 후 은납으로 채우고 24시간이 경과한 다음 외부의 열교란을 방지하기 위하여 에폭시 수지로 덮었다. 그리고 증발부와 응축부의 길이 방향으로 120 mm 간격으로 각각 4점, 단열부 중앙에 1점을 열전대를 사용하여 부착하였다. 증발부, 응축부 및 단열부의 내부 시험관 온도를 측정하기 위해서는 특수 제작한 온도센서를 상부와 하부의 시험관을 통하여 9점을 설치하여 내부의 온도를 측정하였다. 증발부와 응축부의 입구 및 출구의 온도를 측정하기 위하여 각각의 입, 출구에 온도센서를 4점을 심었다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서들은 냉점을 통하여 보정하였다. 이렇게 시험구간에 22점의 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1 °C까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다. 그리고 실험에서 작동유체는 증류수, 메탄올과 에탄올을 사용하였다. 작동유체의 봉입율은 열사이폰의 총체적의 30%를 봉입하였다. 열사이폰의 증발부에 순환하는 가열수의 온도는 60 °C~90 °C범위에서 실험데이터를 산출하였다.

2.3 실험재료

실험에 사용한 재료는 평관형과 다섯 가지의 헬리컬 그루브형의 동튜브를 사용하였고, 헬리컬 그루브형 열사이폰에 사용된 형상에 대한 상세한 규격은 Table 1과 같다.

Table 1 Geometric specification of helical grooved thermosyphons

No.	Do (mm)	Di (mm)	Groove (No.)	Groove (depth)	Groove (angle)
1	15.9	14.3	0	0	0
2	15.9	14.3	50	0.29	42.1
3	15.9	14.3	60	0.29	42.1
4	15.9	14.3	70	0.29	42.1
5	15.9	14.3	80	0.29	42.1
6	15.9	14.3	90	0.29	42.1

Fig.3은 헬리컬 그루브형 열사이폰에 사용된 튜브의 내부를 나타낸다.

Fig. 4는 실험을 위하여 동관으로 된 헬리컬 그루브형 열사이폰의 단면도를 25배로 확대하여 상세한 내부 형상을 보여주는 사진이다.

이와 같이 헬리컬 그루브형 열사이폰의 헬리컬 그루브수의 변화에 따른 열전달 성능을 연구하기 위해, 그루브수를 50, 60, 70, 80, 90개의 다섯 가지 조건에서 실험을 수행하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 벽면온도 분포

Fig. 5는 열사이폰의 그루브 수의 변화에 대한 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면온도 분포의 변화를 나타낸다. 가열수의 온도는 80 °C 일정하게 유지하였으며, 작동유체의 충전율은 30 %이다. 실험에 사용된 작동유체는 증류수이다. 열사이폰의 루브수는 50, 60, 70, 80, 90그루브의 다섯 가지 조건에서 그루브수의 변화에 대한 온도분포를 분석하였다. 그리고 모든 실험에서 응축부의 냉

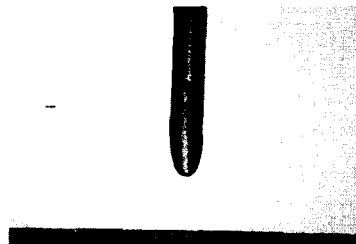


Fig. 3 Photograph of 90 Helical Grooved Tube.

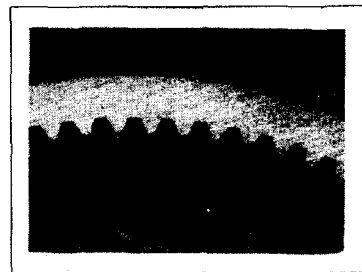


Fig.4 Cross Section of Enlarged 90 Helical Grooves.

각수 입구온도는 18 °C 일정하게 유지하였다. 열사이폰의 증발부, 단열부 및 응축부의 벽면온도 분포는 비교적 균일한 분포를 나타내었다. 가열수의 온도 및 모든 변수가 동일한 실험조건에서 그루브수의 변화에 대한 응축부의 벽면온도분포는 크게 다르게 나타났다. 이와 같은 실험결과로부터 그루브수는 열전달 성능에 크게 영향을 미치는 변수임을 알 수 있다. 그리고 Fig. 6에서 작동유체의 종류에 따라서 응축부에서는 증류수, 메탄올, 에탄올 순으로 벽면온도 분포가 높게 나

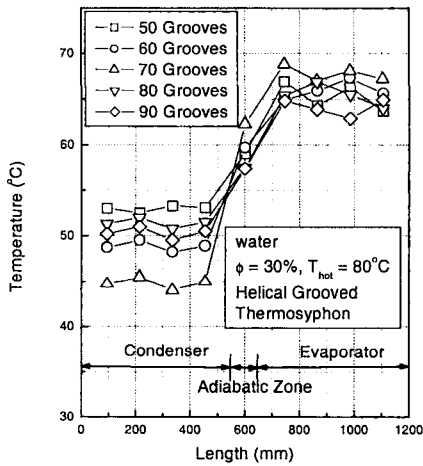


Fig. 5 Temperature distribution along the length of grooved thermosyphon.

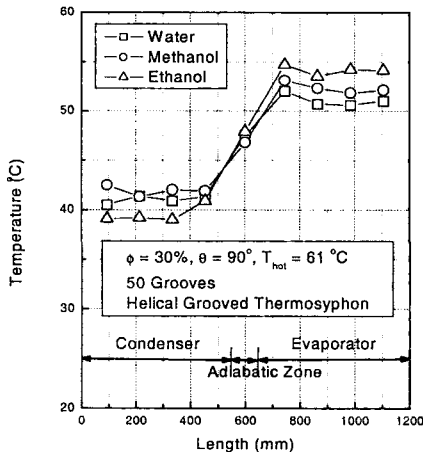


Fig. 6 Temperature Distribution along the Length of Grooved Thermosyphon.

타내었으며, 증발부에서는 에탄올, 메탄올, 증류수 순으로 나타내었다. 이와 같은 현상은 열사이폰 내부의 증발부에서 발생한 포화증기 중 보다 더 많은 양이 응축부로 상승하여 응축부의 챔버에 순환하는 냉각수로 열전달이 되는 것으로 고려된다. 이와 같은 현상은 열사이폰 내부의 증발부에서 발생한 포화증기 중 보다 더 많은 양이 응축부로 상승하여 응축부의 챔버에 순환하는 냉각수로 열전달이 되는 것으로 고려된다.

작동유체가 포화증기의 잠열이 클수록 보다 더 많은 양의 열량을 냉각수에 전달시킬 수 있으므로 열사이폰의 응축부 벽면온도 분포는 높게 나타나는 것으로 고려된다.

### 3.2 비등열전달계수

수직 열사이폰의 증발부에서 비등질량 유동율에 의한 비등열전율은 식(1)에 의해 구했다.

$$Q_b = m_b h_{fg}'' \quad (1)$$

여기서

$$h_{fg}'' = h_{fg} + 0.68 C_{p, cool} (T_{in} - T_{out})_{avg}$$

가열수가 잃은 에너지율은 증발부를 증발부에 유동하는 가열수의 질량 유동율에 따라서 식(2)에 의해 구했다.

$$Q_{hot} = m_{hot} C_{p, hot} (T_{in} - T_{out})_{avg} \quad (2)$$

정상상태의 실험조건에서 측정된 데이터로부터 식(3)을 이용하여 비등열전달계수를 구했다.<sup>(9)</sup>

$$h_e = \frac{Q_{avg}}{A_e \Delta T_{wf}} = \frac{(Q_b + Q_{hot})/2}{A_e (T_{we} - T_{fe})_{avg}} \quad (3)$$

여기서  $A_e = \pi D_i L_e$ 이다.

Fig. 7은 Imura<sup>(5)</sup>의 이론 비등열전달계수와 본 연구의 실험 비등열전달계수를 비교한 결과를 나타낸다. 증발부에서의 순수 비등 이론식은 비등과정의 복잡성 때문에 존재하지 않는다. 그러므로 비등 열전달계수 값은 경험식에 의해 구한다. 2상 밀폐 열사이폰 내부에서의 비등은 포화증기 압력이 변하는 것 외에는 대기압하에서 발생하는

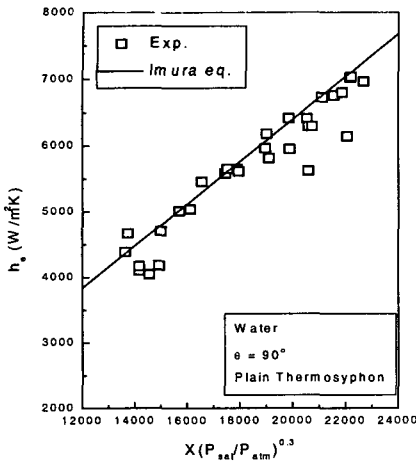


Fig. 7 Comparison of the experimental data with Imura's correlations.

비등현상과 같다. 일반적으로 2상밀폐 열사이폰 내부에서의 비등은 진공에 의해 대기압보다 낮은 압력에서 발생하지만, 개방열사이폰은 대기압하에서 비등이 발생한다.<sup>(10~12)</sup> 개방 열사이폰에 대하여 Imura<sup>(5)</sup>는 차원해석을 토대로 하여 식(4)와 같이 비등열전달계수를 구할 수 있는 경험식을 세웠다.

$$h_e = 0.32 X \left( \frac{P_{sat}}{P_{atm}} \right)^{0.3} \quad (4)$$

여기서  $X = \frac{\rho_l^{0.65} k_l^{0.3} c_{pl}^{0.7} g^{0.2} q_e^{0.4}}{\rho_v^{0.25} h_{fg}^{0.4} \mu_l^{0.1}}$  이다.

Fig. 7은 본 연구의 실험 비등열전달계수와 Imura<sup>(5)</sup>의 이론 비등열전달계수를 비교한 결과를 나타낸다. 실험값은 이론식과 ±20% 범위에서 비교적 잘 일치하였다.

Fig. 8은 평관형 열사이폰의 증발부의 벽면 온도분포와 포화액체의 온도분포의 차에 대한 비등열전달계수의 변화를 나타낸다. 작동유체의 Merit수가 클수록 증발부의 벽면 온도분포와 포화액체의 온도분포의 차가 증가함에 따라 비등열전달계수의 기울기의 크기는 증가하였다. 실험결과로부터 작동유체의 Merit수의 값이 크면 비등열전달 성능이 우수하다는 것을 의미하며, 작동유체의 온

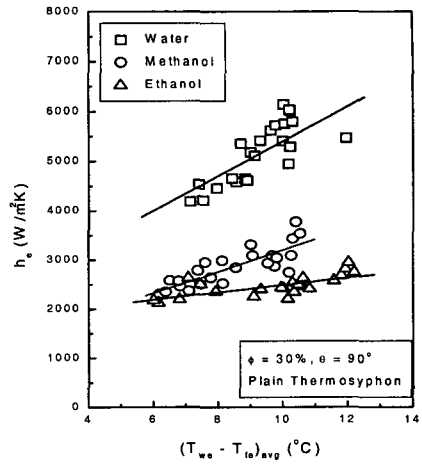


Fig. 8 Measured average boiling heat transfer coefficient vs. wall-to-liquid temperature difference.

도가 증가함에 따라 비등열전달계수가 증가함을 알 수 있다.

Fig. 9는 나선 그루브형 열사이폰의 증발부의 벽면 온도분포와 포화액체의 온도분포의 차에 대한 비등열전달계수의 변화를 나타낸다. 실험에서 작동유체는 증류수, 메탄올과 에탄올을 사용하였다.

작동유체의 Merit수가 클수록 증발부의 벽면 온도분포와 포화액체의 온도분포의 차가 증가함에 따라 비등열전달계수의 기울기의 크기는 증가하였다. 실험결과로부터 작동유체의 Merit수의 값이 크면 비등열전달 성능이 우수하다는 것을 의미하며, 작동유체의 온도가 증가에 비례하여 비등열전달계수가 증가함을 알 수 있다. 이와 같이 나선 그루브형 열사이폰의 비등열전달계수의 변화는 평관형 열사이폰의 비등열전달계수의 변화와 유사한 경향을 나타내었지만, 그루브의 효과에 의해 평관형 열사이폰에 비해 나선 그루브형 열사이폰의 비등열전달계수가 증가함을 알 수 있다.

Fig. 10~Fig. 12는 나선 그루브형 수직 열사이폰의 그루브 수의 변화에 대한 비등열전달계수의 변화를 나타낸다. 나선 그루브 수는 50, 60, 70, 80, 90그루브의 다섯 가지 조건에서 실험데이터를 산출하였다. 그리고 열사이폰의 증발부에 유동하는 가열수의 온도는 60 °C, 70 °C, 80 °C의 세가지 조건에서 실험데이터를 산출하였다.

가열수의 온도변화는 증발부에 공급하는 열플

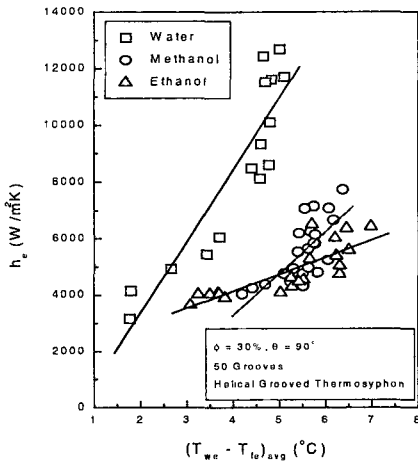


Fig. 9 Measured average boiling heat transfer coefficients vs. Wall-to-liquid temperature difference of the condenser zone.

릭스의 변화이므로 열플럭스의 변화에 대한 비등열전달계수의 변화를 고찰할 수 있다. 열사이폰의 비등열전달계수는 작동유체가 메탄올과 에탄올일 경우는 그루브수가 60 ~ 70개일 때 비등열전달계수가 최고 높게 나타났으며, 증류수일 경우는 50 ~ 60개일 때 최고 높게 나타났다. 이와 같은 결과는 그리고 그루브 수의 변화에 따른 비등열전달계수의 변화는 비등열전달 특성에 의한 변화보다는 응축열전달의 영향에 의해 크게 지배되는 것으로 판단된다. 그리고 작동유체가 증류수, 메탄올, 에탄올의 세 가지의 실험조건에서 평관형 열사이폰의 비등열플럭스의 변화에 대한 비등열전달계수의 변화는 크게 나타나지 않았다. 그러나 나선 그루브형 열사이폰의 비등열플럭스의 변화에 대한 비등열전달계수의 변화는 다소 크게 나타났다. 이와 같은 실험결과로부터 평관형 열사이폰의 비등열전달계수는 비등열플럭스의 변수는 무시하고 해석하여도 무관하나, 나선 그루브형 열사이폰의 비등열전달계수는 비등열플럭스의 변수가 다소 크게 영향을 미치는 변수임으로 무시할 수 없다.

작동유체가 증류수인 경우 그루브 수가 60개이고, 증발부에 순환하는 가열수의 온도가 80 °C이며, 작동유체의 충전율은 총체적의 30 %인 조건에서 비등열전달계수는 9800 W/m<sup>2</sup>K로 나타났으며, 메탄올인 경우는 그루브수가 70개인 경우에

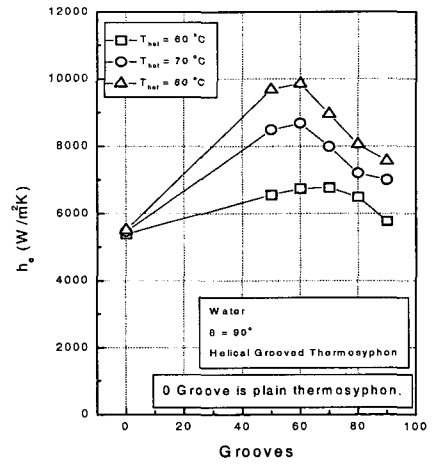


Fig. 10 Effect of grooves on the boiling heat transfer coefficient for the grooved thermosyphons.

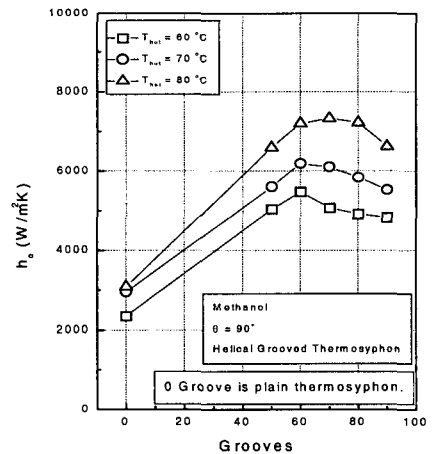


Fig 11 Effect of grooves on the boiling heat transfer coefficient for the grooved thermosyphons.

비등열전달계수는 7200 W/m<sup>2</sup>K로 나타났으며, 에탄올인 경우의 비등열전달계수는 5000 W/m<sup>2</sup>K로 나타났다. 그리고 이 값은 평관형 열사이폰 비등열전달계수보다 1.7 ~ 2.5배 정도 높게 나타났다.

#### 4. 결론

작동유체는 증류수, 메탄올 및 에탄올을 사용

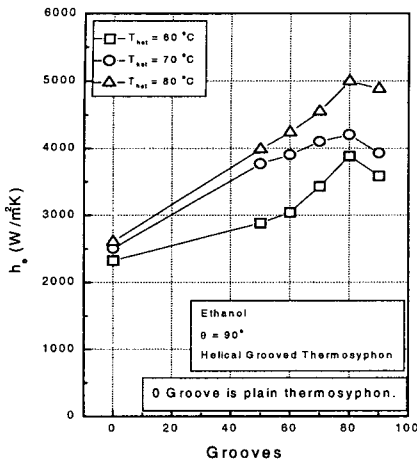


Fig 12 Effect of grooves on the boiling heat transfer coefficient.

하고, 평관형 및 헬리컬 그루브형 열사이폰에서 작동유체의 종류 변화 그리고 그루브 수의 변화에 대한 실험적인 연구를 수행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 실험 비등열전달계수 Imura의 경험식과 비교적 잘 일치하였다.
- (2) Merit수가 큰 증류수인 경우의 비등열전달계수가 메탄올이나 에탄올의 비등열전달계수보다 크게 높게 나타났다.
- (3) 작동유체의 Merit수가 클수록 증발부의 벽면 온도분포와 포화액체의 온도분포의 차가 증가함에 따라 비등열전달계수의 기울기의 크기는 증가하였다.
- (4) 열사이폰의 비등열전달계수는 작동유체가 메탄올과 에탄올일 경우는 그루브수가 60 ~ 70개일 때 비등열전달계수가 최고 높게 나타났으며, 증류수일 경우는 50 ~ 60개일 때 최고 높게 나타났다.
- (5) 작동유체가 증류수인 경우 그루브 수가 60개이고, 증발부에 순환하는 가열수의 온도가 80 °C이며, 작동유체의 충전율은 총체적의 30 %인 조건에서 비등열전달계수는 9800 W/m<sup>2</sup>K로 나타났으며, 메탄올인 경우는 그루브 수가 70개인 경우에 비등열전달계수는 7200 W/m<sup>2</sup>K로 나타났으며, 에탄올인 경우의 비등열전달계수는 5000 W/m<sup>2</sup>K로 나타났다. 그리고 이 값은 평관형 열사이폰의 비등열전달계수보다 1.7 ~ 2.5배 정도 높게 나타났다.

## 참고문헌

1. Park, R. J., 1992, Two-Phase Closed Thermosyphon with Two-Fluid Mixtures, Department of Mechanical Engineering University of Ottawa, Ottawa, Ontario, Canada, M. S. Thesis.
2. Kim, C. J., Kang, H. K., Park, E. T., and Wang, Y. K., 1993, The visual study of nucleate boiling phenomena in liquid pool for a closed two phase thermosyphon, ISTP 6th in Thermal Engineering, Seoul, Korea, Vol. I, pp. 389-399.
3. Ong, K. S., 2003, A simple theoretical model of a thermosyphon, The 7th International Heat Pipe Symposium, Korean Society of Mechanical Engineers, Heat Pipe Section, pp. 1-8.
4. Noie, S. H., Kalaei, M. H., and Khoshnoodi, M., 2003, Experimental investigation of a two phase closed thermosyphon, The 7th International Heat Pipe Symposium, Korean Society of Mechanical Engineers, Heat Pipe Section, pp. 14-19.
5. Imura, H., Kusuda, H., Ogata, J. I., Miyaz, T., and Sakamoto, N., 1977, Heat transfer in two-phase closed-type thermosyphons, Trans. of Japan Soc. of Mech. Engrs., pp. 485-493.
6. Chen, M. M., 1987, Heat transfer performance of two-phase closed thermosyphons with different lengths, 6th IHPC, Grenoble, pp. 647-651.
7. Shiraish, M., Kikuchi, K., and Yamanichi, T., 1981, Investigation of heat transfer characteristics of a two-phase closed thermosyphon, 4th IHPC, London.
8. Hong, S. E., Kim, C. J., Park, Y. J., and Kang, H. K., 2002, An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon, 12th Int. Heat Pipe Conference, Vol. 2, D-7.
9. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., 1981, Fundamentals of Heat Transfer, John Wiley & Sons, Inc., pp. 383-384.
10. Lienhard, J. H., Dhir, V. K., and Rührerd, D.



- M., 1973, Peak pool boiling heat-flux measurements on finite horizontal flat plates, J. Heat Transfer, Vol. 95, pp. 152-158.
11. Stephan, K. and Abdelsalam, M., 1980, Heat-transfer correlations for natural convection boiling, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 73-87.
12. Belousov, S. N., Kutin, L. N., Merkulov, S. M., and Smirnov, S. M., 1992, Experience of the developments and investigations of passive heat removal systems based on heat pipes for nuclear technology, 8th IHPC, Preprint E-P16.