

## 경사 열사이폰의 절삭유 냉각성능에 관한 연구

이정한\*, 이기백<sup>+</sup>, 조동현<sup>++</sup>, 이종선<sup>++</sup>  
(논문접수일 2001. 12. 28, 심사완료일 2002. 8. 17)

### A Study on the Cooling Performance of Cutting Oil of Inclined Thermosyphon

Lee Jung-Han\*, Lee Ki-Baik<sup>+</sup>, Cho Dong-Hyun<sup>++</sup>, Lee Jong-Sun<sup>++</sup>

#### Abstract

An experimental investigation was performed to observe the cooling performance of cutting oil and the effect of inclination angle on the transport behaviour of a inclined thermosyphons with low integral-fins. Relatively high rates of heat transfer have been achieved by operating this manner. Water has been used as the working fluid. The inclination angle of thermosyphon and the ratio of Reynolds number of cooling to hot fluid have been used as the experimental parameters. Heat transfer coefficients at the condenser and the evaporator are estimated from experimental results. The experimental results have been assessed and compared with existing theory. Good agreement with the theory of Yiwei has been found. The maximum heat flow rate in the thermosyphon proved to depend upon the inclination angle.

**Key Words :** Inclined Thermosyphon(경사 열사이폰), Inclination Angle(경사각), Condensation(응축), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

### 1. 서론

열사이폰은 대량의 열수송 능력, 온도 분포의 균일, 경량, 간단한 구조, 빠른 열응답 특성등의 우수한 특성때문에 고출력 전자 장비의 냉각, 산업용 열교환기, 급속 가열기, 냉

동 및 공기조화장치, 가정용 냉난방 장치, 지상 및 우주에서의 열제어 계통 등에 많이 활용되고 있다<sup>(1)</sup>.

공작기계의 절삭유 냉각용으로 셸-튜브형 열교환기와 핀-관형 열교환기 등이 사용되고 있으나 기존 열교환기보다 우수한 열전달 성능을 나타내는 열사이폰을 절삭유 냉각용

\* 주저자, 부산대학교 기계공학부 대학원 (peljh@hanmail.net)  
주소: 609-735 부산시 금정구 장전동 산 30, Tel: 051-746-5361  
+ 부산대학교 기계공학부  
++ 대전대학교 기계설계공학과

열교환기로 적용할 경우 고성능화와 소형화할 수 있다. Noie<sup>(2)</sup>, Hong<sup>(3)</sup>, Nitipong<sup>(4)</sup>, Piro<sup>(5)</sup>의 연구에 의하면, 열사이폰의 열전달 성능은 작동유체의 종류, 작동유체의 양, 경사각, 튜브 내부 직경, 튜브 길이, 증발부와 응축부 사이의 단열부 길이, 열플럭스, 작동유체의 압력등의 변수에 많은 영향이 있다고 하였다. 그러나 열사이폰의 응축부에 유동되는 냉각유체와 증발부에 유동되는 가열유체의 레이놀즈수의 비가 수직 및 경사 열사이폰에 미치는 영향에 대해서는 연구보고가 없는 실정이다. 그러므로 본 연구에서는 작동유체로 증류수를 사용하고, 낮은 핀을 가진 열사이폰에서 경사각 변화와 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비의 변화에 따른 응축 열전달 계수를 구하며, 또한 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비의 변화에 따른 최대 열전달율을 나타내는 경사각 범위를 실험적으로 구하고, 기존 이론값과 비교·분석한다.

## 2. 관련이론

Fig. 1은 응축이론 해석모델의 개략도를 나타낸다. 열사이폰 내부의 작동유체의 양은 응축부로 상승하지 못할 만큼

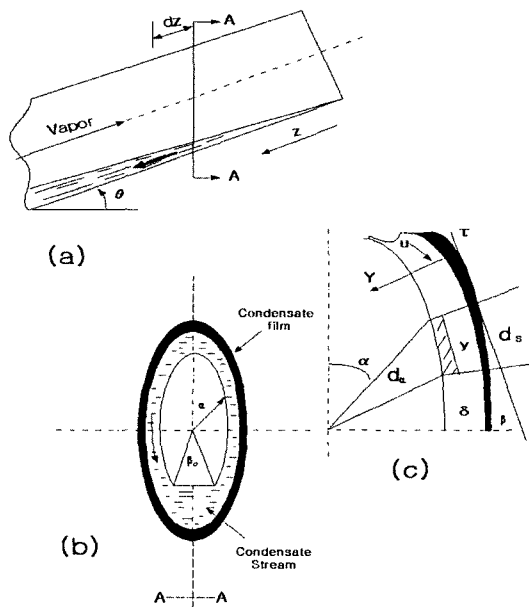


Fig. 1 Physical model of condensation inside an inclined thermosyphon

의 소량이고, 증류 막응축을 형성하며, 튜브 벽면온도는 응축부 전체가 일정하다고 가정하면, 응축액의 유속분포는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$u = \frac{\rho g}{\mu} \left( \delta y - \frac{y^2}{2} \right) \sin \beta \quad (1)$$

여기서  $\beta = \arctan \frac{|\tan \alpha|}{\cos^2 \theta}$  이다. 국소 응축 열전달계수는 식 (2)와 같다<sup>(6)</sup>.

$$h = \left( \frac{\rho^2 g r k^3}{4 \mu R \Delta T} \right)^{1/4} \frac{\sin^{(1/3)} \alpha}{(\cos^4 \theta \cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)^{1/6}} \left[ \int_0^{\alpha} f(w, \theta) dw \right]^{1/6} \quad (2)$$

경사 열사이폰의 응축부에 대한 평균 응축 열전달계수는 식 (3)과 같이 정의된다.

$$h_c = \frac{2}{Ls} \int_0^L \int_0^{\pi - \frac{\beta_0}{2}} h ds dz \quad (3)$$

식 (2)를 식 (3)에 대입하면 경사 열사이폰의 응축부에 대한 평균 응축열전달계수를 구하는 식 (4)를 얻을 수 있다.

$$h_c = \frac{2R}{Ls} \left( \frac{\rho^2 g h_{fg} k^3}{4 \mu R \Delta T} \right)^{1/4} \int_0^L \int_0^{\pi - \frac{\beta_0}{2}} f(\alpha, \theta) \left[ \int_0^{\alpha} f(w, \theta) dw \right]^{-1/4} d\alpha dz \quad (4)$$

수직평판에 대한 Nusselt<sup>(7)</sup>의 응축열전달계수는 식 (5)와 같다.

$$h_n = 0.943 \left( \frac{\rho^2 g h_{fg} k^3}{\mu L \Delta T} \right)^{1/4} \quad (5)$$

식 (4)와 식 (5)로부터 식 (6)을 구할 수 있다.

$$\frac{h_c}{h_n} = \frac{3}{2s} \left( \frac{R}{L} \right)^{3/4} \int_0^L \int_0^{\pi - \frac{\beta_0}{2}} f(\alpha, \theta) \left[ f(w, \theta) dw \right]^{-1/4} d\alpha dz \quad (6)$$

식 (6)으로부터  $h_c/h_n$ 의 값은  $L$ ,  $R$ 과  $\theta$ 의 변수와 관계가 있음을 알 수 있다. 반복적인 수치해석을 근거로 하여 식 (6)은 식 (7)과 같이 단순화 할 수 있다<sup>(6)</sup>.

$$\frac{h_c}{h_n} = \left(\frac{L}{R}\right)^{\cos \frac{\theta}{4}} (0.54 + 5.36 \times 10^{-3} \theta) \quad (7)$$

열사이폰이 수직인 경우 즉  $\theta = 90^\circ$  이면, 식 (7)로부터 다음과 같은 값을 얻을 수 있다.

$$h_c = 1.06 h_n \quad (8)$$

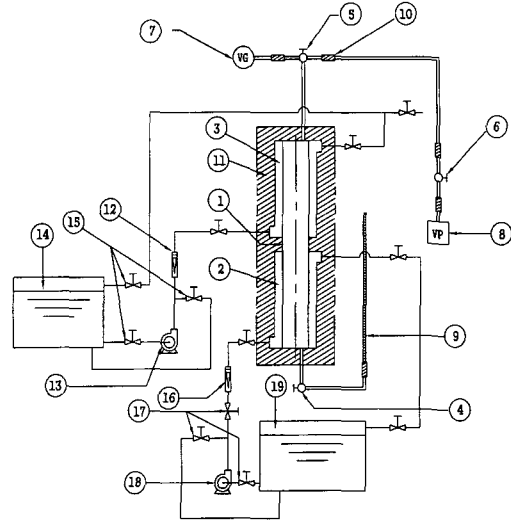
그리고 Yiwei<sup>(6)</sup>는 식 (7)과 실험결과를 근거로 하여 식 (9)와 같이 실험식을 제시했다.

$$\frac{h_c}{h_n} = P_s^{0.37} \left(\frac{L}{R}\right)^{\frac{\cos \theta}{4}} [0.41 - 0.72 \phi + (-62.7 \phi^2 + 14.5 \phi + 7.1) \theta / 1000] \quad (9)$$

### 3. 실험장치 및 방법

Fig. 2는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 시험구간(1), 온수 보일러(19), 온수 순환회로(16~18), 온수 공급펌프(18), 온수 유량계(16), 온수 유량 제어밸브(17) 등의 온수 순환시스템과 냉각수 탱크(14), 냉각수 펌프(13), 냉각수 유량계(12), 냉각수 유량 제어밸브(15) 등의 냉각수 순환 시스템과, 진공펌프(8), 진공 밸브(4~6), 진공계이지(7), 진공 호스(10) 등의 진공시스템으로 구성된다.

Fig. 3은 시험구간을 나타낸다. 시험구간의 길이는 1200 mm이다. 시험구간은 증발부, 단열부, 응축부로 구성되며, 증발부와 응축부 길이는 각각 550 mm, 단열부는 100 mm이다. 튜브의 내경은 12.7 mm, 외경은 15.8 mm이다. 튜브의 재질은 구리이며, 튜브 외부에는 낮은 핀(649 fpm)이 가공되어 있다. 낮은 핀관은 금형 다이에 의해 전조 가공되며, 핀과 관이 완전 일체형으로 전열성, 내구성 및 진동에 대한 저항이 우수하다. 그리고 평튜브에 비해 전열면적이 매우 커 각종 열교환기의 크기와 용적을 줄이므로 비용이 절감된다. 시험구간의 냉각유체와 가열유체의 입·출구온도와 튜브 표면온도는 상온에서 오차가 적은 Pt 100Ω 저항 온도센서를 튜브 외표면에 십여 측정했다. 열사이폰의 증발부와 응축부의 튜브 표면온도를 측정하기 위해 각각 길이 방향으로 120 mm 간격으로 4점, 단면에서 튜브 정면을 기준으로



1.Test 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. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

하여  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  위치에서 측정하여 평균값을 취하였다. 열사이폰의 상부에 부착된 진공밸브를 열어 진공펌프에 의해 열사이폰의 내부를 진공시켰다. 진공펌프의 작동시간은 12시간이며,  $5 \times 10^{-4} \text{ Torr}$  ( $6.67 \times 10^{-5} \text{ kPa}$ )까지 진공시켰다. 열사이폰이 정상상태로 작동하는 동안, 비응축가스인 공기는 열사이폰의 상부로 상승하여 단열층을 형성하며, 또한 형성된 공기층은 순환을 하지 않는다. 이러한 단열층은 실제적인 전열면적을 축소시키는 요인이 되며, 이러한 원인으로 공기 등의 비응축개스는 열사이폰의 열전달 성능을 감소시키는 요인이 되므로 최대한 최소화하였다. 이와 같은 실험조건을 유지시킨 후 열사이폰의 경사각 변화 및 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비에 대한 실험을 하였다. 모든 실험데이터는 정상상태에서 산출하였다. 열사이폰의 경사각 변화에 대한 실험방법은 시험구간 하부에 힌지를 설치하여 시험구간이 자유 자재로 회전할 수 있도록 하여 임의의 경사각에서 실험을 할 수 있도록 구성하였다.

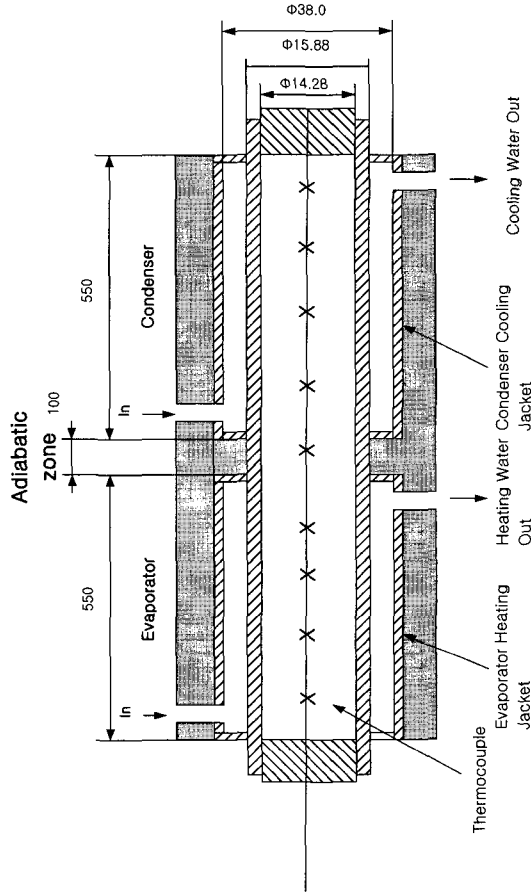


Fig. 3 Cross-sectional view of the experimental two-phase closed thermosyphon

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 이론식과 실험결과의 비교

Fig. 4는 증발부에 순환하는 가열유체의 온도는 일정하게 유지하고, 열사이폰의 응축부에 유동되는 냉각유체와 증발부에 유동되는 가열유체의 레이놀즈수의 비를 변화시켰을 때의 실험결과를 식 (9)와 비교한 결과이다. 응축부의 *Reynolds*수는 8700으로 일정하게 유지하고, 그리고 냉각유체의 온도는 15°C로 일정하게 유지한 상태에서 응축부와 증발부의 *Reynolds*수의 비,  $Re_c / Re_h = 0.1, 0.25, 0.5$ 에서 실험 데이터를 산출하였다. 증발부의 가열유체와 응축부의 냉각유체의 레이놀즈수는 식 (10)으로 주어진다.

$$Re = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (10)$$

열사이폰의 경사각은 지표면을 0°로 기준으로 하여 측정 한 값을 나타낸다. 경사각의 변화에 따라 이론 및 실험 응축 열전달계수는 상당히 큰 변화를 나타내었으며, 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비가 증가함에 따라 응축 열전달 계수는 다소 감소하는 경향을 나타내었다. 이와 같은 현상은 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비가 증가함에 따라 응축부의 과냉에 의한 포화증기압의 감소에 의해 응축열 전달계수가 다소 감소하는 것으로 판단된다. 그리고 경사각이 적은 범위에서는 실험값이 이론값보다 다소 높게 나타났으나 경사각이 큰 범위에서는 실험값이 이론값보다 다소 낮게 나타났다. 그러나 실험조건 전 범위에서 실험값은 이론값과 비교적 잘 일치되는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 식 (9)와 실험결과의 오차 범위를 나타낸다. 가

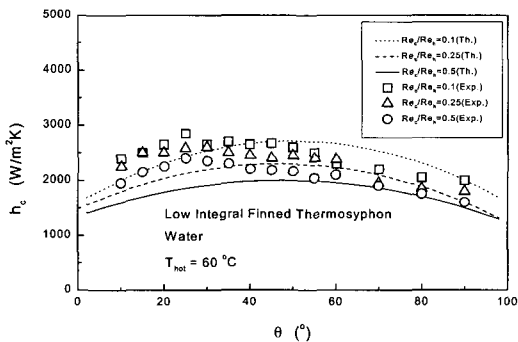


Fig. 4 Comparison of the experimental results with eq. (9)

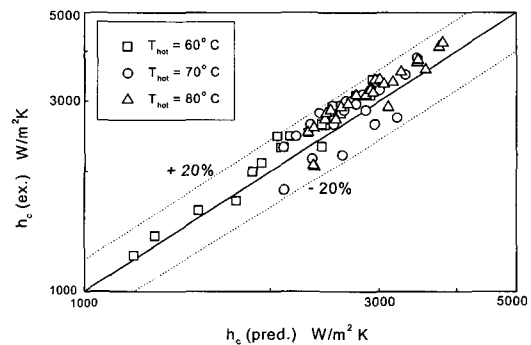


Fig. 5 Comparison between eq. (9) and the experimental data

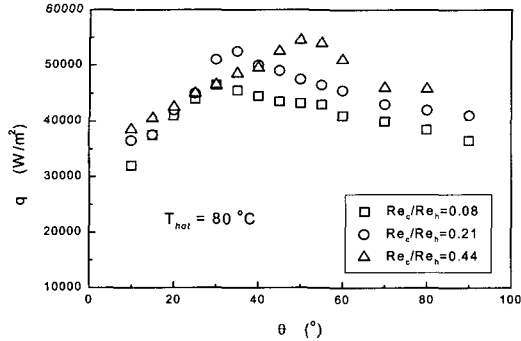


Fig. 6 Plot of heat flux against inclination angle

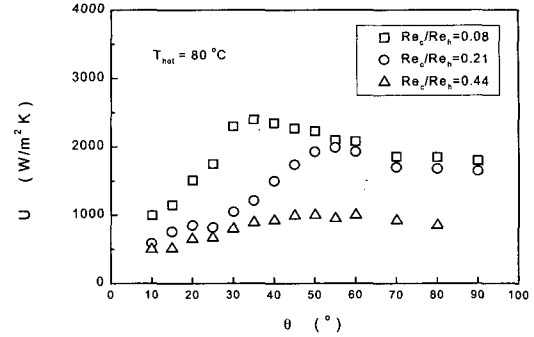


Fig. 7 Plot of overall heat transfer coefficient against inclination angle

로축은 이론 응축열전달계수, 세로축은 실험 응축열전달계수를 나타낸다. 실험조건은 가열유체의 레이놀즈수는 8700으로 일정하게 유지한 상태에서 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비를  $Re_c/Re_h = 0.1, 0.25, 0.5$ 로 변화시켰을 때와 증발부에 순환되는 가열유체의 온도를 60, 70, 80°C 조건으로 변화시켰을 때 열사이폰의 경사각을 변화시키면서 구한 값을 나타낸다. 경사각이 적은 범위에서는 실험값은 식 (9)에서 구한 이론값보다 다소 높게 나타났으나 경사각이 증가함에 따라 역 현상을 나타내었다. 그리고 실험조건 전 구간에서 실험값은 이론값의  $\pm 20\%$  오차 범위에 존재했다.

#### 4.2 총열전달계수

Fig. 6과 7은 가열유체의 레이놀즈수는 8700으로 일정하게 유지한 상태에서 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비를  $Re_c/Re_h = 0.08, 0.21, 0.44$ 로 변화시켰을 때의 열플럭스와 총열전달계수 값을 나타낸다. 그리고 증발부의 가열유체의 온도는 80°C로 일정하게 유지한 상태이며, 작동유체는 증류수이다.

열사이폰의 총열전달계수는 식 (11)과 같이 Nguyen-Chi<sup>(8)</sup>에 의해 제시되었다.

$$Q = UA_e (T_{ei} - T_{ci})_{avg} \quad (11)$$

여기서,  $U$ 는 총열전달계수이며,  $A_e$ 는 증발부의 튜브 내부 표면적이다. 그리고  $T_{ei}$ 와  $T_{ci}$ 는 증발부와 응축부의 내부 표면온도이다. 작동온도는 증발부와 응축부의 평균 온도차로서 정의된다. 응축부에서 유동하는 냉각유체의 레이

놀즈수가 적을 수록 열사이폰의 경사각이 낮은 범위에서 최대 열전달율을 나타내었다. 즉 냉각수의 레이놀즈수가 증가할수록 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 큰 범위로 나타났다.

$Re_c/Re_h = 0.08$ 인 경우 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 30°이며,  $Re_c/Re_h = 0.44$ 인 경우는 50°로 나타났다. 그리고 냉각수의 레이놀즈수가 증가할수록 열플럭스는 증가함을 알 수 있다. 총열전달계수는 열플럭스와는 반대로 냉각수의 레이놀즈수가 증가할수록 크게 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 냉각수의 레이놀즈수가 증가함에 따라 열플럭스의 증가량보다 증발부와 응축부의 벽면 온도차의 증가가 더 크게 나타나는 것으로 고려된다.

Fig. 8과 9는 증발부의 가열유체의 온도를 60°C로 일정하게 유지한 상태에서 실험한 결과를 나타낸다.

이와 같은 결과로부터 냉각수의 레이놀즈수가 일정하고, 증발부의 가열유체의 온도가 변화하더라도 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 큰 범위에 존재했다. 즉 냉각수와 가열유체의 레이놀즈수의 비는  $Re_c/Re_h = 0.08$ 로 일정하게 유지하고 온수 온도를 60°C에서 80°C까지 변화시켰을 때 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 20°에서 35°로 증가하였다. 또한  $Re_c/Re_h = 0.44$ 로 일정하게 유지하고 가열유체의 온도를 60°C에서 80°C까지 변화 시켰을 때 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 25°에서 50°로 증가하였다. Tu 등<sup>(9)</sup>은 작동유체는 물을 사용하고 길이 10000 mm, 직경은 25 mm 열사이폰에서 실험한 결과에 의하면 지표면에서 수직 방향을 0°로 기준을 정할 경우 경사각이 35°와 40°사이의 경사각에서 열전달 계수가 최대를 나타내었다. Hahne과 Gross<sup>(10)</sup>는 작동유체를 CFC-115를 사용하고, 길

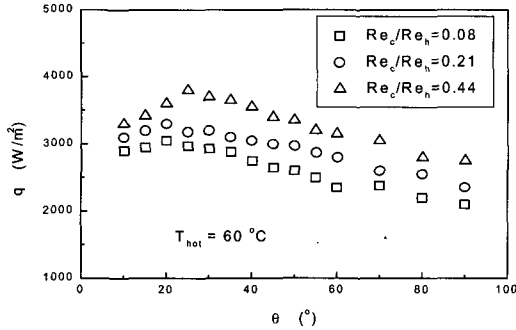


Fig. 8 Plot of heat flux against inclination angle

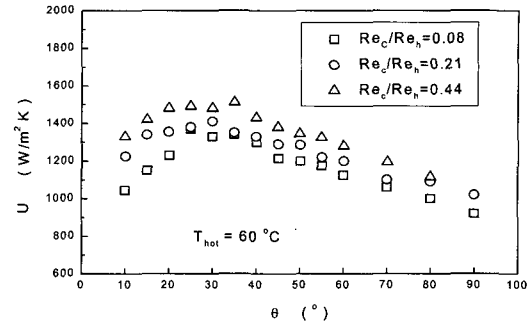


Fig. 9 Plot of overall heat transfer coefficient against inclination angle

이 2000 mm, 직경 40 mm인 강관 열사이폰에서 실험한 연구 결과에 의하면 경사각이 40°와 45°에서 최대 열전달계수를 나타내었다. Negishhi와 Sawada<sup>(11)</sup>는 작동유체는 물을 이용하고, 튜브 길이 330 mm, 직경 13 mm인 구리 열사이폰에서 실험적 연구를 수행한 결과에 의하면 경사각이 50°~70°사이에서 최대의 열전달계수값을 나타내었다. 이와 같이 열사이폰의 길이, 직경, 작동유체의 종류에 따라 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 다르게 나타났다. 그런데 본 연구에서는 증발부의 가열유체의 온도가 증가하거나 냉각유체의 레이놀즈수가 증가하면 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 증가하였다. 그리고 모든 조건에서 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 20°~50°의 범위에 존재했다.

열사이폰의 증발부에 절삭유가 가열유체로 유동하면서 절삭유가 보유하고 있는 열이 열사이폰 내부의 작동유체로 전달된다. 열을 흡수한 작동유체는 비등하게 되며, 비등한 증기는 응축부로 상승하게 되며, 응축부의 외부에 유동하는 냉각수에 의해 증기가 보유하고 있는 열을 흡수하여, 외부로 방열하게 된다. 이와 같은 원리에 의해 비등과 응축에 의한 잠열을 이용하여 고온유체와 저온유체 간의 열교환을 하므로 열교환기의 성능을 고성능화와 소형화 할 수 있다. 그러므로 열사이폰을 절삭유 냉각용 열교환기에 적용할 경우, 기존 공작기계의 절삭유 냉각용으로 셀-튜브형 열교환기와 핀-관형 열교환기와 같이 현열을 이용하여 절삭유와 냉각수 간에 열교환하는 것보다 고성능화와 소형화가 가능할 것으로 판단된다.

### 5. 결론

작동유체는 증류수를 사용하고, 낮은 핀관으로 열사이폰

을 제작하여 열사이폰의 냉각유체와 가열유체의 레이놀즈수의 비 및 경사각 변화에 대한 실험적인 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 연구의 실험결과는 Yiwei의 이론 응축열전달계수와 비교적 잘 일치하였으며, 경사각이 적은 범위에서는 실험값이 이론값보다 다소 높게 나타났으나 경사각이 큰 범위에서는 실험값이 이론값보다 다소 낮게 나타났다. 그러나 실험조건인 전 범위에서 실험값은 이론값과 비교적 잘 일치되는 것으로 나타났다.
- (2) 응축부에서 유동하는 냉각수의 레이놀즈수가 적을 수록 열사이폰의 경사각이 낮은 범위에서 최대 열전달율을 나타내었다. 즉 냉각유체의 레이놀즈수가 증가할수록 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 큰 범위로 나타났다.
- (3) 모든 실험조건에서 최대 열전달율을 나타내는 경사각은 20°~50°의 범위에서 존재했다.
- (4) 열사이폰을 절삭유 냉각용 열교환기에 적용 할 경우, 고성능화와 소형화가 실현된다.

### 기호설명

- A : 열전달 표면적 ( $m^2$ )
- $D_h$  : 수력직경 (m)
- fpm : 핀밀도 (fins per meter)
- g : 중력 상수 ( $9.81 m/s^2$ )
- h : 국소응축열전달계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $h_c$  : 평균응축열전달계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $h_n$  : Nusselt 응축열전달계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )
- $h_{fg}$  : 잠열 (J/kg)

- $k$  : 응축액의 열전도율 ( $W/m \cdot K$ )  
 $L$  : 튜브 길이 ( $m$ )  
 $P_s$  : 포화증기압력 ( $Pa$ )  
 $Q$  : 열전달율 ( $W$ )  
 $R$  : 튜브 반경 ( $m$ )  
 $Re$  : 레이놀즈 수  
 $s$  : 원주길이 ( $m$ )  
 $T$  : 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $V$  : 유체의 유속 ( $m/s$ )  
 $U$  : 총열전달계수 ( $W/m^2 K$ )  
 $u$  : 응축액의 유속 ( $m/s$ )  
 $w$  : 0부터  $\phi$ 까지 적분각 ( $rad$ )  
 $\alpha$  : 응축액의 중심각 ( $rad$ )  
 $\delta$  : 응축액막 두께 ( $m$ )  
 $\beta$  : 응축액의 접선각 ( $rad$ )  
 $\theta$  : 열사이폰의 경사각 ( $rad$ )  
 $\mu$  : 점성계수 ( $kg/m \cdot s$ )  
 $\pi$  : 상수 (3.14159)  
 $\rho$  : 응축액 밀도 ( $kg/m^3$ )  
 $\phi$  : 작동유체의 양

### 하첨자

- $c$  : 응축부  
 $e$  : 증발부  
 $hot$  : 가열유체  
 $i$  : 열사이폰 내부

### 참고 문헌

- (1) Hideaki Imura, Hisao Kusuda, Jun-Ichi Ogata, Teruaki Miyaz, and Noriaki Sakamoto, "Heat Transfer in Two-Phase Closed-Type Thermosyphons", Trans. of Japan Soc. of Mech. Engrs., 45-493, Series B, pp. 712 ~ 722, 1977.
- (2) Noie, S. H., Kalaei, M. H., Sanati, R. and Mohammad-Talaei, M., "Thermal Characteristics of a Two-Phase Closed Thermosyphon", 12th IHPC, Vol. 2, D-5, 2002.
- (3) Hong, S., E., Kim, C., J., Park, Y., J., Kang, H., K., "An Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of a FC-72 Thermosyphon", 12th IHPC, Vol. 2, D-7, 2002.
- (4) Nitipong. S., Terdtoon, P., Tantakom, P. and Polchai, A., "A Performance Limit Model of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon", Proceedings of 6th IHPS, pp. 258 ~ 268, 2000.
- (5) Piro, L. S., and Piro, I. L., "Industrial Two-Phase Thermosyphon", Begell House, Yew York, 1997.
- (6) Yiwei, M., Wang, J. C. Y., Jifu, L. and Yi, F., "Theoretical and Experimental Studies on Condensation Heat Transfer inside Vertical and Inclined Thermosyphons", National Heat Transfer Conference HTD-Vol. 108, pp. 111 ~ 116, 1989.
- (7) Nusselt, W., "Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes," Z. Ver. Deut. Ing., 60, 541, 1916.
- (8) Nguyen-Chi, H. and Groll, M., "Entrainment of flooding Limit in a Closed Two-Phase Thermosyphon", 4th IHPC, Tsukuba, pp. 1 ~ 6, 1981.
- (9) Tu, C., Xie, G, Hu, C., Gao, Z. and Hong, R., "The Two Phase Closed Thermosyphon: an Experimental Study with Flow Pattern and Optimum Fill Charge", China-U.S. Seminar on Two-flows and Heat Transfer, Sian, pp. 395 ~ 405, 1984.
- (10) Hahne, E. and Gross, U., 1981, "The Influence of the Inclination Angle on the Performance of a Closed Two-Phase Thermosyphon", 4th IHPC, London, pp. 125 ~ 135, 1984.
- (11) Negishi, K. and Sawada, T., "Heat Transfer Performance of an Inclined Two-Phase Closed Thermosyphon", Int. J. Heat Mass Transfer, 26, No. 8, pp. 1207 ~ 1213, 1983.