

## 루우프형 2상 유동 열사이폰의 응축열전달 특성에 관한 연구

박종운 · 조동현\*  
(부경대학교 · \*대진대학교)

### A Study on the Characteristics of Condensation Heat Transfer of Two-Phase Loop Thermosyphons

Jong-Un PARK · Dong-Hyun CHO\*  
(Pukyong National University · \*Daejin University)

#### Abstract

This study concerns the performance of condensation heat transfer in two-phase loop thermosyphons. In the present work, R134a has been used as the working fluid. Liquid fill charge ratio defined by the ratio of working fluid volume to total internal volume of thermosyphon, heat flux and wind speed of condensation have been used as the experimental parameters. The results show that the filling rate of working fluid and heat flux are very important factors for the operation of two-phase loop thermosyphons. The optimum liquid fill charge ratio for the best condensation heat transfer rate was 80%.

**Key words :** Two-phase loop thermosyphon, Condensation heat transfer, Filling rate, Heat Transfer Rate

#### I. 서론

열사이폰은 큰 열전도율, 열다이오드 특성, 작동운동 범위의 다양성 등의 특성을 가지고 있어 열회수 시스템의 열교환기, 전기 발열체의 냉각 등 여러 산업 전반에 걸쳐 그 응용분야가 다양하다. Gaugler(1994)에 의해 열사이폰이 개발된 이후 오늘날까지 열사이폰내의 유동 및 열전달 메카니즘에 대한 많은 연구가 이루어졌다(Lee, Y. S., 1995). 이러한 연구에서는 증발부에서의 비등과 응축부에서의 액막응축 등 여러 가지 현상들을 다루고 있다(Kim, S. H., 2005). 그 중 증발부에서 일어나는 상변화 및 유동현상은 매우 복잡하고 열사이폰의 해석을 어렵게 만드는 주요인이 되는데 증발부에서 일어나는 현상에는 열량에 따

라 다르며 열전달이 일어나는 위치에 따라서도 다르다. 액체 풀내에서는 자연대류, 그리고 핵비등이 일어나며 액막형태의 유동이 있는 증발부 영역에서는 액막에서의 증발이 발생한다. 열사이폰내 증발부는 풀내 핵비등에 의해서 기포가 발생하고 이것은 풀의 평균밀도를 변화시키며 풀의 높이를 변화시키는 주요 원인이 되고 있다(Chang, K. C., 2001). 2상 유동 루프형 열사이폰(two-phase loop thermosyphon)은 펌프 같은 기계적 요소 없이 증발부와 응축부 사이의 열에 의해 발생한 밀도 차이에 의해 유체유동이 일어나는 열전달장치이다. 2상 유동 루프형 열사이폰은 보통 자연순환 루프(natural circulation loop), 자연대류 루프(natural convection loop), 혹은 분리형 루프 히트 파이프(separate loop heat pipe)라고도 한

\* Corresponding author : 031-539-1973, chodh@daejin.ac.kr

다. 2상 유동 루프형 열사이폰이 어떤 외부로부터의 동력 공급 없이 자연대류에 의해 작동한다는 사실 때문에 다양한 이름이 붙여져 있다(Chen, K. S., 1988). 2상 유동 루프형 열사이폰은 크게 증발부, 응축부, 그리고 두 부분을 연결해주는 수송부로 나누어져 있다(Lee Y. S., 1995). Wick(wick)을 가진 히트 파이프와는 달리, Wick을 갖지 않는 단순 파이프의 연결체이기 때문에 루프형 열사이폰은 증발부와 응축부 사이의 유체 순환을 위한 압력차를 발생시키기 위해 응축부가 어느 정도의 거리를 두고 증발부 보다는 상부에 위치하는 것이 일반적인 형태이다(Lim, T. W., 2002). 2상 유동 루프형 열사이폰은 증발부와 응축부 사이에서 발생하는 밀도 차이의 결과인 루프 내의 부력(buoyancy force)에 의해 유체유동이 발생한다(Lim, T. W., 2008). 그렇기 때문에 응축부 부근의 유체는 밀도가 조밀하며, 증발부 쪽으로 이동하려는 성질이 있다. 반대로 증발부 부근의 유체는 가열해짐에 따라 상승하려는 경향이 발생하게 된다. 이는 결과적으로 유체는 루프 전체를 따라서 증발부에서 응축부로 그리고 다시 증발부로 순환하게 된다(Park, J. U., 2004). 그리고 유체는 순환하면서 루프형 열사이폰의 각 부분에서 발생하는 마찰력 때문에 유체의 순환은 언제나 연속적으로 원활히 순환하는 것은 아니다(Park B. K., 2005). 마찰력은 유체순환을 방해하는 방향으로 유체의 순환방향과 반대방향으로 작용하게 되며, 그 크기는 유체속도가 증가함에 따라 커지게 된다. 마찰력이 부력과 동일할 정도로 커지면 유체 유동방향에서 유체에 작용하는 힘은 영(0)이 된다(Khodabandeh. R., 2000). 그러므로 더 이상의 유체의 가속은 없게 되며 증발부와 응축부의 열적 상태에서 일정한 유량을 갖게끔 유지된다. 또한 증발부로 유입되는 유체는 항상 일정한 온도를 유지하게 되며, 유체의 유동속도는 증발부와 응축부의 밀도차에 의해 지배된다. 어떤 상황에서는 이런 상태의 루프 시스템은 불안정해질 수 있으며, 즉 온도분포의 작은 변동은 유동

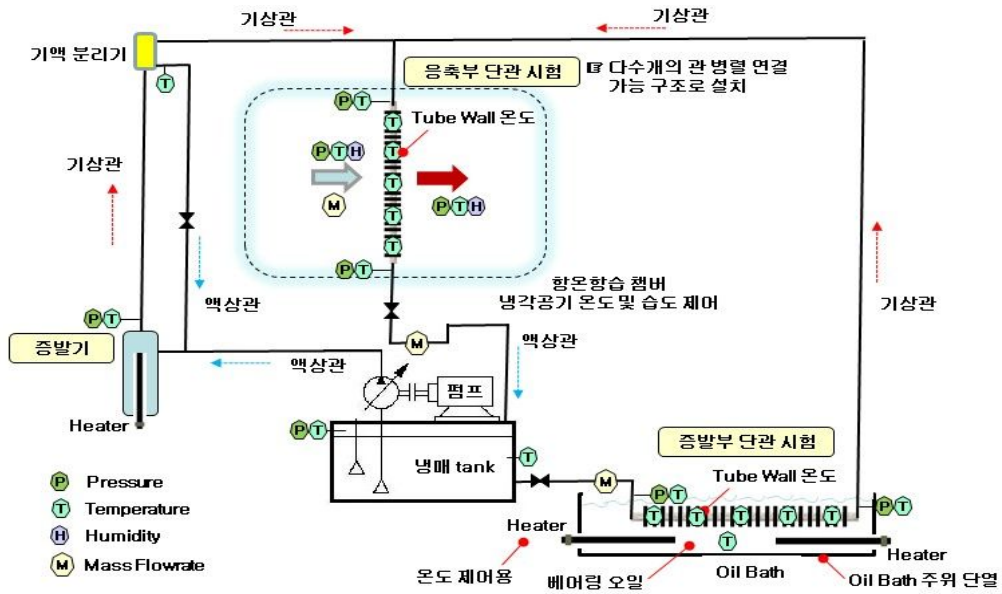
속도의 큰 변동을 야기할 수 있다. 이런 현상은 루프형 열사이폰의 작동시 발생하는 일반적인 현상이다(Webb, R. L., 2005). 2상 유동 열사이폰에서의 상변화 열전달 속도, 온도, 압력 등의 변동을 항시 수반하며, 특히 상변화가 일어나는 조건에서는 비평형 현상이 나타나므로 2상 유동에서는 유동의 안정화를 유지 한다는 점이 매우 중요하다. 그러므로 본 연구에서는 2상 유동 루프형 열사이폰의 응축부의 응축열전달 특성에 대하여 실험적 연구를 수행하였다. 그리고 냉매 충전량과 응축부의 공기 유속과 열플럭스 변화에 대한 응축열전달 특성을 규명하였다.

## II. 실험장치 및 방법

### 1. 실험장치

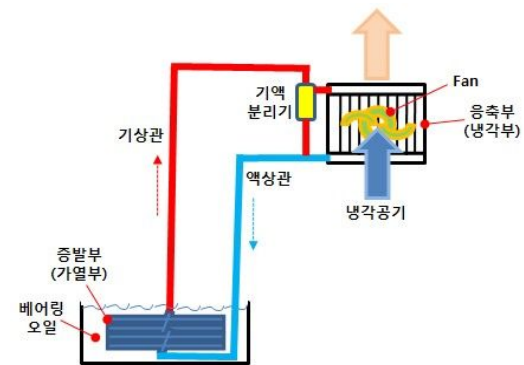
[Fig. 1]은 2상 유동 루프형 열사이폰 실험장치를 나타낸다. 실험장치는 시험구간, 증기냉매순환회로, 응축냉매순환회로, 고진공시스템, 비등부 열공급용 오일탱크, 응축부 공기 온도와 풍속 측정용 풍동과 온도측정 및 기록장치로 구성된다.

[Fig. 2]는 공기유량 및 온도 측정용 열교환기 전용 풍동을 나타낸다. 그리고 [Fig. 3]은 루우프형 2상 유동 열사이폰의 개략도를 나타낸다. [Fig. 3]에 나타낸바와 같이 루우프형 2상 유동 열사이폰은 증발부와 응축부, 냉매순환회로로 구성된다. 시험구간인 응축부의 총 길이는 1000mm이며, 튜브 직경은 12mm이며, 튜브 개수는 7개이다. 공기가 유동하는 응축부의 외부는 플레이트형 핀을 설치하여 응축부의 열전달 성능이 향상 되도록 하였다. 그리고 [Fig. 2]에 나타낸 바와 같이 응축부에서 응축열을 흡수한 고온의 공기의 공기유량 및 온도는 열교환기 전용 풍동에서 측정하였다. [Fig. 2]에 나타낸 바와 같이 공기 풍량의 정밀도를 향상시키기 위하여 직경 19.1mm, 25.4mm, 40.6mm, 50.8mm, 76.2mm의 5가지 노즐을 설치하여 응축부에 유동하는 공기의 풍량에

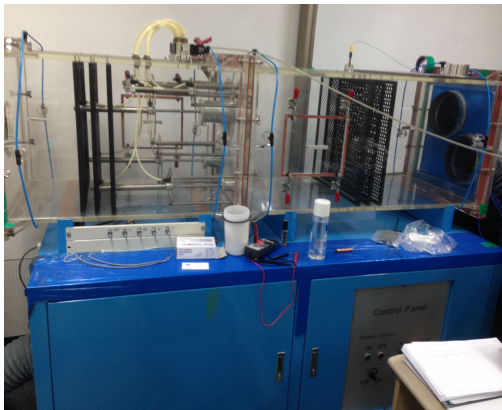


[Fig. 1] Schematic Diagram of Experimental Apparatus

따라 노즐이 개폐가 되도록 하였다. 그리고 비등부의 총 길이는 500mm이며, 직경은 12mm인 튜브 4개를 수직으로 오일탱크 내부에 설치하였다. 오일탱크는 직경이 300mm이며, 높이는 500mm이다. 오일탱크 내부에 오일을 가득주입하고 1kW 용량의 히터를 설치하여 오일에 열을 공급하도록 구성하였다. 오일탱크 내부에 설치한 히터를 가동하여 오일온도를 상승시킨다. 온도가 상승된 오일이 보유하고 있는 열을 증발부 내부의 작동



[Fig. 3] Schematic diagram of two-phase loop thermosyphons



[Fig. 2] Wind tunnel for condenser air cooling

유체에 공급한다. 증발부 내부의 작동유체가 열을 흡수하면 비등이 일어나고 비등증기는 비등 냉매순환회로를 통해 상부의 응축부로 수송된다. 응축부 내부의 비등증기는 응축부 외부에 유동하는 저온의 공기에 열이 전달되고 응축이 된다. 응축된 응축액은 중력에 의해 냉매증기순환회로를 통해서 하부의 비등부로 수송된다. [Fig. 1]에 나타낸 바와 같이 냉매증기순환회로에 냉매질량유량계를 설치하여 냉매질량유량을 측정하였다.

시험구간의 외부는 주위로부터 열손실을 방지하기 위하여 시험구간의 증발부, 응축부와 냉매중기순환회로에 각각 50mm 두께의 단열보온재로 두겹 단열하여 열손실을 방지하였다.



[Fig. 4] Oil tank and evaporator

## 2. 실험방법

실험에서 작동유체는 R-134a를 사용하였다. 작동유체의 충전율은 50%, 70%, 80%, 100%의 4가지 봉입율에서 실험을 수행하였다. 열사이폰의 증발부에 열을 공급하는 오일온도는 30~95°C 범위에서 실험데이터를 산출하였다.

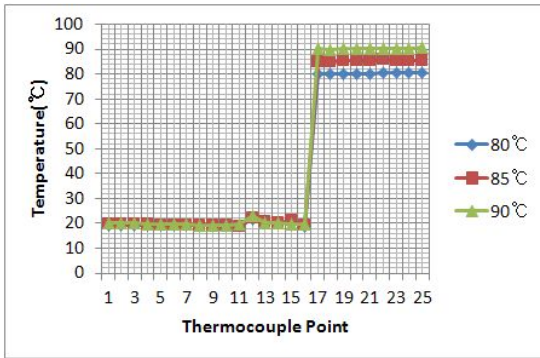
그리고 고진공시스템은 진공펌프, 진공밸브, 작동유체 주입장치로 구성된다. 열사이폰의 작동은 고진공일수록 열전달 성능이 향상되므로 본 연구에서 사용된 진공펌프는 1차적으로 로터리진공펌

프에 의하여  $1 \times 10^{-2}$  torr까지 진공시킨 후 2차적으로 고진공용 확산펌프를 작동시켜  $1 \times 10^{-4}$  torr까지 고진공시켰다. 온도측정장치는 열사이폰의 파이프 표면온도를 측정하는 열전대와 증발부, 응축부 및 냉매순환회로 내부의 비등증기와 응축액의 온도센서, 오일탱크 내부의 오일온도와 응축부 외부에 유동하는 공기 온도를 측정하는 온도센서를 구성하였다. 열사이폰의 표면온도를 측정하기 위하여 열사이폰 표면에 폭 2mm, 깊이 0.3mm, 길이 20mm 크기의 홈을 밀링 가공하고 에탄올로 깨끗이 세척한 후 열전대선 접점을 홈에 완전히 접착시키고 은납으로 채우고 24시간이 경과한 다음 외부의 열교란을 방지하기 위하여 에폭시수지로 덮었다. 그리고 증발부의 표면온도를 측정하기 위하여 증발부의 길이 방향으로 50mm 간격으로 각각 열전대를 3점 설치하여 표면온도분포를 측정하였다. 그리고 응축부의 표면온도를 측정하기 위하여 응축부의 길이 방향으로 50mm 간격으로 9점을 열전대를 설치하였다. 증발부와 응축부의 입·출구 온도를 측정하기 위하여 입·출구에 4점의 열전대 온도를 설치하였으며, 또한 측정오차를 감소시키고, 비교·분석하기 위하여 응축부와 증발부 입·출구에 압력센서를 설치하여 냉매의 비등증기와 응축액의 압력을 측정하였다. 본 연구에 사용된 열전대와 온도센서 모두는 냉점을 통하여 보정하였다. 이와 같이 하여 열사이폰의 시험구간에 설치된 열전대와 온도센서들에 의하여 온도가 측정되면 데이터 로그를 통하여 컴퓨터로 전송되어 0.1°C까지 정확한 값으로 기록되어 파일로 저장된다.

## Ⅲ. 결과 및 고찰

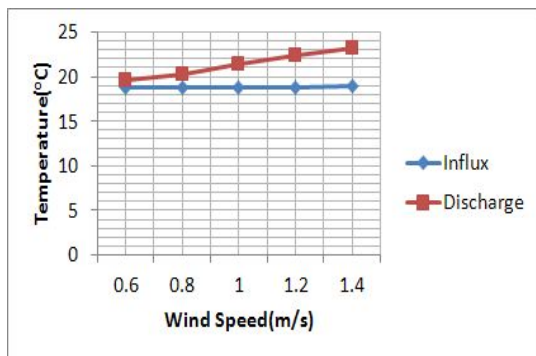
### 1. 응축부의 온도변화에 대한 응축열전달 특성

[Fig. 5]는 열사이폰의 응축부 온도변화에 대한 응축열전달 특성을 나타낸다. 그리고 작동유체의



[Fig. 5] Temperature Profiles along thermocouple point (R134a,  $\phi=80\%$ )

충진율은 증발부 체적의 80%에서 실험을 수행하였다. [Fig. 5]에 나타낸바와 같이 증발부에 공급한 열플럭스는 150W의 실험조건에서 실험을 수행하였다. 작동유체는 냉매 R134a이며, 작동유체 충전량은 80%이다.



[Fig. 6] Temperature Profiles along wind speed (R134a,  $\phi=80\%$ )

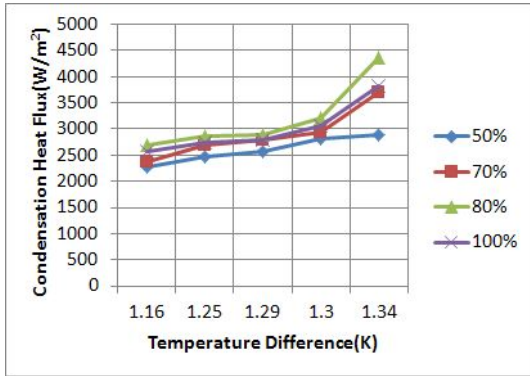
[Fig. 5]에 나타낸바와 같이 루우프형 2상 유동 열사이폰의 증발부와 단열부 및 응축부의 온도분포가 모든 실험조건에서 균일하게 나타나므로 열사이폰의 작동은 정상상태에서 정상적으로 작동함을 알 수 있다. 그리고 응축부의 온도가 증가함에 따라 열사이폰의 열전달율이 증가함을 알 수 있다. 그리고 열플럭스가 증가함에 따라 응축부의 온도분포가 증가하였다. 그러므로 증발부의

열플럭스가 증가함에 따라 열사이폰의 열전달율이 증가함을 알 수 있다. [Fig. 6]은 응축부의 공기 유속변화에 대한 유입되는 공기온도와 유출되는 공기온도변화를 나타낸다. 응축부에 유동하는 공기의 유속은 0.6~1.4m/s의 범위에서 실험을 수행하였다. [Fig. 6]에 나타낸바와 같이 공기풍속이 증가할수록 응축부의 출구온도가 증가하였다. 그러므로 공기풍속이 증가할수록 열사이폰의 열전달율이 증가함을 알 수 있다.

## 2. 응축부의 공기 유속변화에 대한 응축열전달 특성

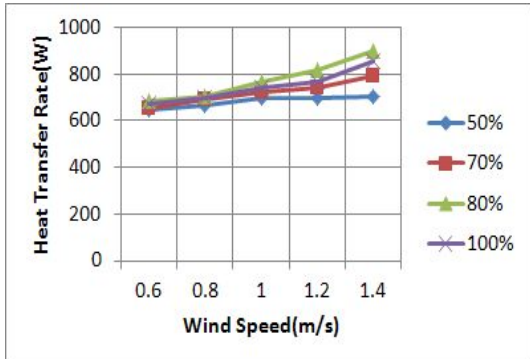
[Fig 7]는 응축부의 온도변화에 대한 응축열전달율의 변화를 나타낸다. 작동유체의 충전율은 증발부 체적의 50%, 70%, 80%, 100%의 4가지 조건에서 실험을 수행하였다. 그리고 증발부에 공급한 열량은 150W의 실험조건에서 실험을 수행하였다. 작동유체는 냉매 R134a이다. 응축열플럭스는 2200~4500W/m<sup>2</sup>의 범위에서 나타내었다. 온도차가 증가할수록 응축열플럭스가 증가하였다. 그리고 동일한 온도차 조건에서 작동유체의 충전율이 80%일 때 응축열플럭스가 최고 높게 나타났다. 냉매 충전량이 많으면 시스템 내에서 액상 냉매가 차지하는 부피가 증가하고, 이에 따라 기상 냉매가 차지할 수 있는 가용 부피는 감소한다. 열사이폰의 냉각은 증발부에서 냉매의 증발 잠열과 응축기에서의 응축잠열에 의하여 이루어진다. 그러므로 일정한 열량이 증발기에 공급되면 그 열을 수송할 만큼의 냉매가 증발하여 기체 상태로 변해야 한다. 그러므로 시스템 내에 냉매 충전량이 많으면 기상 냉매의 가용체적이 감소하므로 작동압력이 상승하였다. 냉매 충전량이 증가하면 작동압력이 증가 한다. 또한 냉매 충전량이 너무 적으면 증발기에서 dry-out 현상이 발생하여 열사이폰의 열전달 성능이 크게 감소하게 된다. 그러므로 냉매충진율은 응축열전달율의 증가에 중요한 변수임을 알 수 있다.





[Fig. 7] Condensation heat flux along temperature difference

[Fig. 8]은 응축부에 유동하는 공기 유속변화에 대한 열전달율의 변화를 나타낸다. 응축부에 유동하는 공기의 유속은 0.6~1.4m/s의 범위에서 실험을 수행하였다. 그리고 응축부의 공기 유속 변화에 대한 시스템의 냉각 성능에 영향을 평가하기 위하여 응축부 표면에 9점의 온도센스를 설치하였다. 냉매 충전량은 일정하게 하고 응축기의 공기 유량 변화에 대한 실험을 수행하였다.



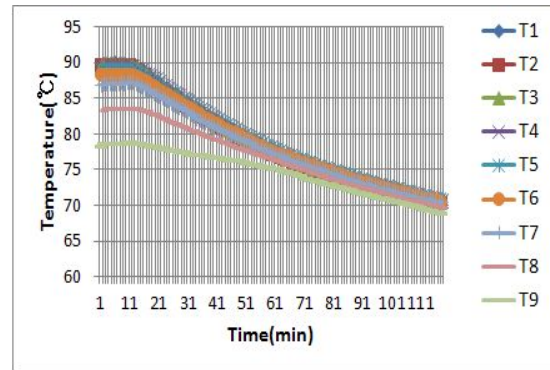
[Fig. 8] Heat transfer rate along wind speed

[Fig. 8]에 나타낸바와 같이 공기 유속변화에 대한 응축열전달율은 620~900W의 열전달율을 나타내었다. 그리고 공기풍속이 증가할수록 열사이폰의 열전달율이 증가함을 알 수 있다. 공기 유속이 1.4m/s일 때 최고 열전달율을 나타내었다. 냉매 충전량이 적을 경우 응축기 내 기상 냉매가

치지하는 가용 체적이 충분히 확보될 뿐만 아니라 응축부에서 응축되는 냉매가 응축기 보다 낮은 위치에서 있는 증발기에 되돌아 온다. 그러므로 응축기에서의 냉각 공기에 의한 관내부의 열전달을 변화에 큰 변수임을 알 수 있다. 그 결과 냉각 공기 유량변화에 따른 영향이 많은 것으로 보인다.

### 3. 증발부 열전달율의 변화

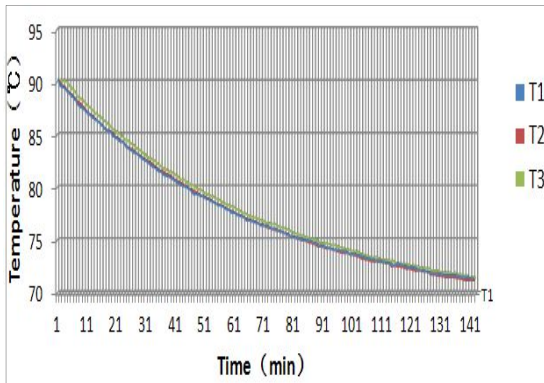
[Fig. 9]는 응축부에 열을 공급하는 증발부의 열전달을 나타낸다. 작동유체의 충전율은 증발부 체적의 80%에서 실험을 수행하였다. 그리고 증발부에 공급한 열플럭스는 150W의 실험조건에서 실험을 수행하였다. 작동유체는 냉매 R134a이다. 증발부에 9점의 온도센서를 일정한 간격으로 설치하여 증발부의 온도분포를 측정하였다.



[Fig. 9] Evaporator temperature change vs. time (R134a,  $\phi=80\%$ )

[Fig. 9]에 나타낸바와 같이 증발부에서 응축부로 열전달은 정상상태에서 공급되었다. 그러므로 증발부에서 응축부로 정상상태에서 열전달이 진행되므로 본 연구의 열사이폰은 정상적으로 작동하였다. [Fig. 10]은 증발부의 오일온도 변화에 대한 증발부에서 응축부로 열을 전달하는 특성을 나타낸다. 작동유체의 충전율은 증발부 체적의 80%, 조건에서 실험을 수행하였다. 증발부의 온도가 75°C까지 감소하는데 소요되는 시간을 측정

하였다. 작동유체는 냉매 R134a이다. 그리고 오일 탱크 중심에 3점의 온도센서를 일정한 간격으로 설치하여 오일 온도분포를 측정하였다. [Fig. 10]의 실험결과에 나타낸바와 같이 작동유체의 충전량이 80%일 때 증발부의 온도가 75°C까지 감소하는데 소요되는 시간은 81분으로 가장 적게 소요되었다. 그러므로 작동유체의 충전량이 80%일 때 증발부의 열전달 성능이 가장 높게 나타났다. 이 조건에서 응축부의 열전달 실험을 수행하였다. 본 결과로 열사이폰은 정상적으로 작동하였다.



[Fig. 10] Oil Temperature change vs. time (R134a,  $\phi=80\%$ )

#### IV. 결론

작동유체는 R134a를 사용하였다. 그리고 응축부에 유동하는 공기의 유속은 0.6~1.4m/s의 범위에서 실험을 수행하고, 작동유체의 충전율은 증발부 체적의 80%의 조건과 증발부에 공급한 열전달율은 150W의 실험조건에 대한 실험적 연구를 수행한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 루우프형 2상 유동 열사이폰의 증발부에서 응축부로 열전달은 정상상태에서 공급되었다. 그러므로 증발부에서 응축부로 정상상태에서 열전달이 진행되므로 본 연구의 열사이폰은 정상적으로 작동하였다.

- (2) 응축열플럭스는 2200~4500W/m<sup>2</sup>의 범위에서 나타내었다.
- (3) 응축부의 온도차가 증가할수록 응축열플럭스가 증가하였다.
- (4) 동일한 온도차 조건에서 작동유체의 충전율이 80%일 때 응축열플럭스가 최고 높게 나타났다.
- (5) 공기 유속변화에 대한 응축열전달율은 620~900W의 열전달율을 나타내었다. 그리고 공기풍속이 증가할수록 열사이폰의 열전달율이 증가하였다.

#### References

Chang, K. C. · Lee, K. W. · Lee, Y. S. and Yoo, S. Y.(2001). Effects of Working Fluid Filling Ratio and Heat Flux on Correlations of Heat Transfer Coefficient in Loop Thermosyphon. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 6, 462~473.

Chen, K. S. and Chang, Y. R.(1988). Steady-State Analysis of Two-Phase Natural Circulation Loop. Int.J.Heat Mass Transfer, Vol.31, No.5, 931~940.

Gaugler, R. S.(1994). Heat Transfer Device, US Patent No.2350348, Applied December 21, 1942. Published June 6.

Khodabandeh, R. and palm, B.(2000). An Experimental and Numerical Investigation of Pressure Drop in Closed Loop Two Phase Thermosyphon System. Inter Society Conference on Thermal Phenomena, 333~339.

Kim, S. H. · Shin H. M. and Kim C. J.(2005). A Numerical Analysis of Convective Heat Transfer in Air Flow Channels of a Plate Fin-tube Matrix for Heat Pipe Heat Sinks, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol.29, No.8, 862~869.

Lee, Y. S. and Lee, G. W.(1995). Heat Pipe Heat Exchanger, Proceedings of the KSME, Vol.35, No.9, 805~815.

Lim, T. W. · Park, J. U. & Kim, J. H.(2002). A Study on Heat Transfer and Pressure Drop in Flow

- Boiling of Binary Mixtures in a Uniformly Heated Horizontal Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 14(2), 177~190.
- Lim, T. W. · You, S. S.(2008). A Study on the microcooling Fin Fabrication Process for Enhancing Boiling Heat Transfer, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 19(3), 366~372.
- Park, J. U. · Cho, D. H.(2004). A Study on Heat Transfer Characteristics of Helical Coiled Tube, Jour. Fish. Mar. Sci. Edu., 16(2), 257~270.
- Park B. K. and Lee, J. S.(2005). Numerical Analysis on the Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of the Flat Tube-Bundle Heat Exchanger, proceedings of the SAREK, Vol.17, No.12, 1177~1184.
- Webb, Ralph L.(2005). Principles of Enhanced Heat Transfer"2nd ed. Taylor and Francis, 148~160.
- 
- 논문접수일 : 2014년 06월 15일
  - 심사완료일 : 1차 - 2014년 07월 21일
  - 게재확정일 : 2014년 07월 25일