

전자장비 냉각을 위한 2 상 순환형 써모사이폰 시스템의 성능에 대한 실험적 연구

강인석[†] · 최동규* · 김택영**
(2003 년 9 월 2 일 접수, 2004 년 3 월 3 일 심사완료)

The Experimental Study on the Performance of Two-Phase Loop Thermosyphone System for Electronic Equipment Cooling

In-Seak Kang, Dong-Kyu Choi and Taig-Young Kim

Key Words : Two-Phase Loop Thermosyphone(2 상 유동 순환형 써모사이폰), Electronic Equipment Cooling(전자장비 냉각)

Abstract

Cooling the electronic equipment is one of the major focal points of the design process and the key to successful product launch. The two-phase loop thermosyphone which is a good candidate among many available options was investigated for cooling of the high power amplifiers. The system is composed of evaporator which contains 6 parallel cold plates, fan cooled condenser, gas-liquid separator, and interconnecting tubes. Experiments were performed for several refrigerant charging values, h_s and as a experiment result, the optimum charging value for this system was proposed. In order to optimize the system design, the operating cycle pressure and inlet/outlet temperatures of evaporator and condenser are measured and analyzed. The effect of the three parameters such as flow rate and temperature of condenser cooling air, and thermal load on the evaporator are investigated. The lower the operating pressure and the cycle temperatures are also better to prevent the leakage of the system. The system investigated in this paper can be directly used for cooling of a real unmanned wireless communication station.

기호설명

F_a :	응축기 냉각공기 유입 유량	[m ³ /min]
h_c :	작동 중, 응축기 내 냉매 액위	[mm]
h_e :	작동 중, 증발기 내 냉매 액위	[mm]
h_s :	응축기 하단 기준 작동 전 냉매 액위	[mm]
p :	시스템 작동압력	[bar]
Q_e :	증발기에 부과되는 열부하	[kW]
T_{ai} :	응축기에 유입되는 공기 온도	[°C]

T_{ei} :	증발기 입구 냉매 온도	[°C]
T_{eo} :	증발기 출구 냉매 온도	[°C]
T_{ci} :	응축기 입구 냉매 온도	[°C]
T_{co} :	응축기 출구 냉매 온도	[°C]

1. 서론

전자장비의 냉각은 새삼 기론하는 것이 무색할 만큼 그 중요성이 부각되고 있다. 부품차원에서는 회로의 집적도와 자료처리 성능의 향상에 기여하고, 시스템 차원에서는 시스템 크기의 제한과 설계 환경조건의 열악성 및 자료처리 요구량의 증가로 인한 전력 소모량 증가 등이 열적인 문제제기의 주요 원인이 된다.

[†] 책임저자, 회원, MSO 정보통신 주식회사
E-mail : iskang@dreamwiz.com
TEL : (031)708-6811(405) FAX : (031)708-6816
* 회원, MSO 정보통신 주식회사
** 회원, 한국산업기술대학교 기계공학과

또한 전기 및 전자적으로 그 기능이 완료되어 있으나 열적 신뢰성을 확보하지 못하여 시스템이 제약을 받는 경우도 존재한다. 전자장비의 냉각 및 열적 신뢰성에 대한 문제는 비단 시스템에 대한 문제에 국한되지 않고 인간의 안전 및 편의에 직결된 매우 중요한 사항이기도 하다.⁽¹⁾

열적 신뢰성 못지 않게 장기간 운전에 따른 수명에 대한 문제도 매우 중요하다. 일반적으로 전자장비가 자체 기능을 구현하는데 있어 기계적인 구동은 거의 없다. 오히려 냉각을 위하여 기계적 구동 장치들이 첨가되는데, 문제는 이러한 냉각장치가 전자장비의 수명을 좌우 한다는데 있다. 그러므로 현재 사용되는 고집적 및 고증폭 부품에 대한 열적 신뢰성을 확보하고, 또한, 수명에 있어서도 반 영구적인 냉각장치를 개발하는 것이 매우 중요한 연구 대상이다.

전자장비나 부품의 증가하는 열부하에 효과적으로 대처하기 위하여 다양한 냉각 시스템이 제안 되고 있으며, 특히 기상-액상 상변화 잠열을 이용하는 써모사이폰(thermosyphon)에 대하여도 많은 연구가 진행된 바 있다. 2상 유동 순환형 써모사이폰(Two-Phase Loop Thermosyphon)은 작동 유체인 냉매가 시스템을 순환하며 증발과 응축에 의한 상변화 잠열로써 발열부의 열을 방열부로 이동시켜 궁극적인 냉각을 수행한다.

순환형 써모사이폰은 발열부인 증발기와 방열부인 응축기, 증발 및 응축된 작동유체가 응축기와 증발기로 유동할 수 있는 유로인 이송부로 구성된다. 순환형 써모사이폰 냉각장치의 최대 장점 중 하나는 냉매 순환을 위한 펌프가 필요치 않다는 점이다. 펌프는 기계적 수명에 있어 치명적인 단점을 지니며, 소음과 진동 및 전력공급에 있어서도 문제점을 내포한다. 특히, 무선통신 무인기지국 시스템에 있어 펌프의 채용은 매우 심각한 문제를 초래한다.

무선기지국에 공급되는 전원이 일시적으로 차단되어도 기지국은 작동하여야 한다. 이를 위하여 무정전 전원공급장치가 장착되는데 펌프를 사용할 경우 펌프가 대부분의 전력을 소모하여 무정전 전원공급장치의 작동 시간이 급격히 단축된다. 또한 공급전원이 직류이므로 펌프도 이에 적합하여야 하나, 단가나 신뢰성 등에 문제가 될 수 있다. 그러므로, 펌프를 사용하지 않는 2상 유동 순환형 써모사이폰은 매우 유용한 냉각장치이다.

써모사이폰을 이용하여 효과적인 열전달 성능을 얻기 위한 대표적인 연구 대상으로는 지열 및 폐열 회수 시스템이 있으며, 이에 대하여 다양한 실험 및 이론적 연구가 진행된 바 있다.^(2,3) 또한, J. S. Lee 등⁽⁴⁾은 써모사이폰을 열전달 매개체로 하고 열전소자를 이용하는 냉각 시스템에 대하여 실험 및 이론적인 연구를 수행하였다. 최근에는 전자장비 냉각장치로써 써모사이폰에 대한 관심이 증가하고 있다. C. Ramaswamy⁽⁵⁾ 등은 증발기와 응축기에 2개의 냉매 챔버를 장착한 써모사이폰을 이용하여 전자부품의 냉각을 위한 실험을 수행하였으며, 증발기의 수직방향에 대한 기울기와 증발기 내 액상 냉매의 양 및 접촉저항 등의 영향에 대하여 고찰하였다. R. Khodabandeh와 B. Palm⁽⁶⁾은 2상 순환형 써모사이폰을 이용한 전자부품의 냉각용 실험장치를 구성하고, 싸이클 각 지점에서 냉매의 압력강하와 상승에 대하여 실험 및 이론적인 연구를 수행하였다. D. Khrustalev⁽⁷⁾는 증발기에 모세관 구조의 개선된 순환형 써모사이폰을 제안하고, 실험을 통해 성능과 특성에 대하여 고찰하였으며, 기존에 사용하던 히트 파이프(heat pipe) 보다 성능이 우수할 뿐 아니라 냉매 이송관에 모세관이 없어 구부러져 설치할 수 있는 유리한 장점이 있음을 입증하였다.

본 연구에서는 무선통신 옥외형 무인기지국의 증폭기를 냉각하기 위한 시스템으로 R141b 를 냉매로 사용한 2상 유동 순환형 써모사이폰을 제안하였으며, 응축기의 냉각은 팬(fan)을 이용한 강제대류형을 채택하고, 이들이 실제 시스템에 적합하도록 설계 및 제작하여 실험을 수행하였다.

써모사이폰을 전자장비 냉각용으로 산업에 적용시키고자 할 때, 다음과 같은 사항이 설계의 중요한 요구조건이 된다. 냉각장치의 주 목적은 증발기의 냉각에 있으므로 증발기의 온도는 가능한 낮아야 한다. 이와 함께 상변화 특성을 이용하므로 시스템 전체적으로 냉매의 온도 차가 작을수록 좋다. 또한, 시스템의 누설에 대한 신뢰성 문제를 고려한다면 작동압력이 낮고, 열부하의 변화에 따른 시스템 운전범위에서 압력의 변화가 작을수록 유리하다.

본 연구에서는 상기에 언급한 바와 같은 조건을 고려한 최적의 냉각시스템을 개발하기 위하여 다양한 실험을 수행하였다. 냉매 충전량에 대한 시스템의 온도 및 압력을 측정함으로써 본 시스템에 대한 최적의 냉매 충전량을 제시 하였으며, 또한 운전 조건인

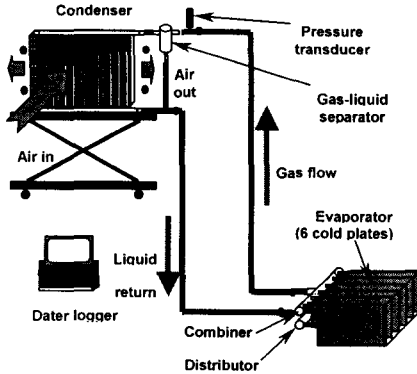


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus

응축기 냉각 공기의 유량과 유입온도 및 열부하의 변화에 대한 시스템의 냉각성능 변화에 대하여도 평가하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

본 연구에서 수행한 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 실제 사용되는 무선통신기지국의 증폭기 냉각을 고려 대상으로 하였으며 이에 따라 증발부 즉, 냉각 대상 증폭기를 냉각시키는 냉각판(cold plate)은 모두 6개로서 동일 구조와 형상을 가지며, 이들은 모두 병렬로 연결된다. 냉매의 증발이 진행되는 냉각판의 내부는 수직의 가이드 베인(guide vane)이 부착된 공동 형태이며, 각 냉각판 하부에 1개씩 설치된 액상 냉매 유입구는 냉매를 6개의 냉각판에 분배하는 분배관에 연결되고, 상부의 기상 냉매 유출관은 각 냉각판 당 2개씩이며, 단일 합류관에 연결된다.

냉각판 내 액상 냉매의 양을 확인하기 위하여 냉각판 측면부에 투명 액주관을 설치하였다. 4열 20단의 수직관과 흰(fin)으로 구성된 흰-튜브(fin-tube) 형 응축기는 상하 조절이 가능한 카트(cart)에 설치하였으며, 응축기 내 액상 냉매의 양을 관측하기 위하여 투명 액주관을 장착하였다. 응축기의 냉각을 위하여 4개의 팬을 사용하였으며, 팬 가이드(fan guide) 및 덕트가 설치된 프레임을 제작하여 응축기 냉각 공기의 유로를 실제 시스템과 유사하게 형성시켜 주었다. 증발기에서 유출된 냉매 증기는 기액분리기를 통하여 응축기로 유입되며 응축기에서 냉각/액화된 후 기액 분리기에서 분리된 액상 냉매와 함께 다시 증발기로 공급된다.

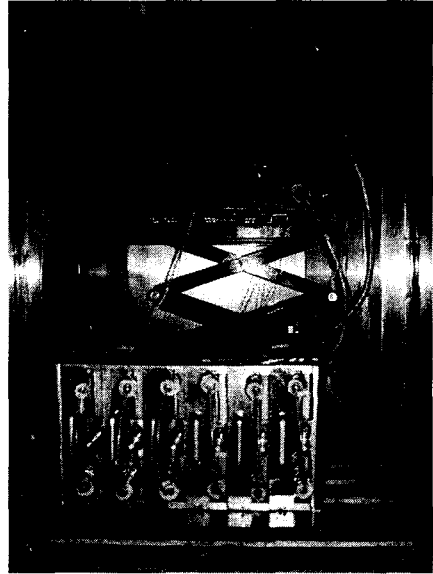


Fig. 2 Experimental set-up

냉매의 이동을 위하여 설치된 액상 냉매 이동관과 기상 냉매 이동관은 테프론 재질이다. Fig. 2는 실험장치의 사진이다.

본 연구에서는 시스템의 작동압력을 관측하기 위하여 기액분리기의 냉매 유입구에 압력계를 설치하였으며, 온도는 각 냉각판의 냉매 유입구와 출구, 응축기의 냉매 입·출구, 냉각판 표면 및 냉각공기의 입·출구부에서 T-형 열전대로 측정 하였다.

냉각판에서의 발열은 통신시스템 증폭기의 실 모델과 동일한 구조와 발열량을 갖는 모의 히터 모듈(module)을 제작하고 이를 서머패드(thermal pad)를 사용하여 냉각판에 밀착시킴으로써 모사하였다. 총 발열량은 0.5 kW ~ 4.5 kW에 대하여 실험하였으며 6개 모의 히터의 용량은 약 5% 정도의 오차를 갖는다. 본 실험장치는 실제 시스템에 적용할 것을 고려하여 제작되었으므로 히터에서의 발열량이 모두 냉각판을 통하여 냉각된다고 볼 수는 없다. 즉, 일부 열은 냉각판 주위의 공기에 의하여 자연대류로 냉각되거나 냉각판의 지지 구조물을 통하여 전도되어 냉각된다. 그러므로 발열량의 변화에 대한 시스템의 성능 실험은 어느 정도 오차를 포함한다. 그러나 정성적인 고찰은 가능하며 특히 본 실험장치를 실제 시스템으로 개조할 경우 상기의 냉각효과가 고려된 실험결과를 기초로 시스템을 설계하는 것이

Table 1 Experimental conditions

실험 조건	냉매 충전량 mm	냉각공기		증발기 열부하 kW	응축기 높이 mm						
		유량 m ³ /Min	온도 ℃								
냉매 충전량 mm	300, 240, 180, 120, 60, 0, -70, -130, -170, -240, -470, -490, -520, -580, -620, -650, -690, -740, -770	34	50	3.4	1020						
	냉각 공기					유량 m ³ /min	240	34, 30, 28, 25, 20	50	3.4	610
							-650	34, 30, 28, 25, 20			
	온도 ℃					240	34	25, 35, 42, 50, 60	3.4		
								-650		25, 35, 42, 50, 60	
	열부하 kW					240	34	50	0.5		
									-650		1.2 2.2 3.4

오히려 정확할 것이다.

완성된 시스템에 대하여 질소를 가압하고 24시간 동안 시스템의 압력변화를 측정함으로써 기밀을 확인하였으며 10^{-5} torr 정도의 진공 상태에서 냉매를 충전하였다. 냉매의 충전량 변화에 따른 냉각 성능을 평가하기 위하여 실험 조건의 최대 냉매량을 충전하고, 매 실험마다 냉매를 추출하여 실험조건을 변화시켰다. 본 실험에서는 시스템이 정지된 상태에서 응축기 액주의 냉매 자유표면 높이(h_s)를 측정하여 냉매 충전량을 결정하였다. 시스템의 정지 상태에서 증발기는 항상 액상 냉매로 채워진다. 충전시 증발기로 모든 액냉매가 모이도록 응축기를 카트로 가장 높일 수 있는 높이인 증발기 하단과 응축기 하단의 높이 차가 1020 mm가 되는 높이로 일정하게 유지한 상태에서 자유표면 높이(h_s)를 측정하였다.

충전량에 따른 응축기 높이 변화 실험은 응축기 하단과 증발기 하단까지의 높이차를

610~1020 mm 까지 변화시켰다. 응축기 하단과 증발기 하단까지의 높이차가 1020 mm 인 경우에서 가장 양호한 결과를 얻어 냉매 충전량에 의한 냉각 효과 실험은 본 논문에서 응축기 하단과 증발기 하단까지의 높이차가 1020 mm 인 경우의 결과만 실었다. 최대 높이를 1020 mm 로 한 이유는 냉각 시스템을 통신 장비 본체에 장착해야 하는데 본체 높이를 고려할 때 응축기 하단과 증발기 하단까지의 거리가 최대 1020 mm 이기 때문이다. 그러나 최적 냉매 충전량 하에서는 응축기 높이가 610 ~ 1020 mm 높이 범위에서 모의 부하 기저면 온도 값 차이가 1.7 ℃의 작은 값 내에 있다. 그러므로 응축기 높이는 610 mm 가 설계상 유리하여 냉각 공기유량 및 유입 온도, 열부하 등의 변화 실험에는 응축기 하단과 증발기 하단까지의 높이를 610 mm 로 한 경우를 실험하였다.

응축기에 유입되는 냉각 공기의 유량은 팬의 회전수를 조절함으로써 변화시키는데, 미리 응축기를 풍동 장치에 장착해 유량을 측정하여 실험 조건의 풍량에 해당되는 팬 회전수를 구하였다. 유량과 냉매 충전량의 영향을 함께 평가하기 위하여 냉매 충전량이 $h_s = 240$ mm와 -650mm인 두 가지 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 이때, 음의 부호는 냉매 액주가 응축기 하단보다 낮음을 의미한다. 또한, 모든 실험은 항온·항습실에서 수행함으로써 응축기 에 유입되는 냉각 공기의 온도와 습도를 조절하였다.

유량에 대한 실험에서와 마찬가지로 냉각 공기 온도 변화 실험과 증발기 열부하 변화 실험에서도 냉매충전량의 영향을 동시에 평가하기 위하여, 냉매의 충전량이 $h_s = 240$ mm 와 650mm인 두 가지 경우에 대하여 실험을 수행하였다.

본 연구에서 수행한 실험조건을 정리하여 Table 1에 제시하였다.

3. 실험 결과 및 토의

3.1 냉매 충전량의 영향

냉매 충전량이 시스템의 냉각성능에 미치는 영향을 평가하기 위하여 Table 1에 제시한 바와 같이 19종류의 충전량에 대하여 실험하였다. 또 응축기 하단과 증발기 하단까지의 높이차가 1020 mm 의 경우에서 가장 양호하여 이 조건의 실험 결과를 나타냈다.

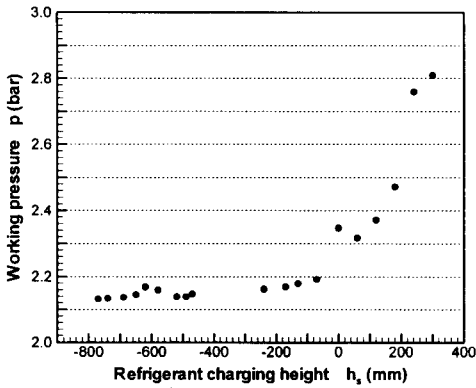


Fig. 3 Variations of working pressure as a function of a refrigerant charging height

냉매 충전량이 많으면 시스템 내에서 액상 냉매가 차지하는 부피가 증가하고, 이에 따라 기상 냉매가 차지할 수 있는 부피는 감소한다. 써모사이폰의 냉각은 증발부에서 냉매의 증발잠열과 응축기에서의 응축잠열에 의하여 이루어지므로, 일정한 열량이 증발기에 부과된다면 그 열을 수송할 만큼의 냉매가 증발하여 기체 상태로 변해야 한다. 정상상태에 도달한다면 시스템의 작동압력은 이와 같이 증발한 기상 냉매의 양과 기상냉매가 차지하는 부피에 의하여 대략 결정될 것이다.

물론 압력의 변화에 따라 온도가 변할 것이므로 증발양도 다시 영향을 받지만 전반적인 시스템의 작동압력은 전자에 서술한 바와 같을 것이다. 즉 시스템 내에 냉매 충전량이 많으면 기상 냉매의 가용체적이 감소하므로 작동압력이 상승할 것이다.

냉매 충전량의 변화에 따른 시스템의 작동압력을 Fig. 3에 도시하였으며, 그림에서 충전량이 증가하면 작동압력이 증가함을 확인할 수 있다. 냉매 충전량 지표인 응축기 하단으로부터의 냉매 액위 h_s 가 0 mm이하부터 압력의 변화는 거의 없다. 응축기는 이미 언급한 바와 같이 4열 20단의 내경 8 mm인 수직 원관으로 구성된다. 냉매의 액위가 응축기 하단보다 높을 경우 액상 냉매는 80개의 원관 내 일부를 차지하므로 그 부피가 상당할 것이다. 응축기 내 냉매 유동 방향의 단면적이 냉매 이송관에 비해 약 40배 크기 때문이다. 액상 냉매가 이와 같이 응축기의 일부를 차지하며 그 높이가 변한다면 부피변화가 커서 작동압력의 변화도 크다. 그러나 냉매 액위가 0 mm 보다

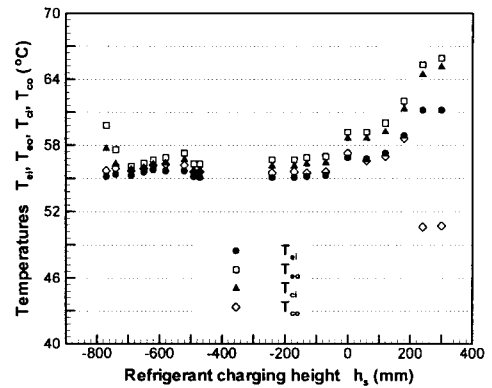


Fig. 4 Variations of working fluid temperatures at inlet/outlet of evaporator and condenser as a function of a refrigerant charging height

작으면 기상 냉매의 가용부피 변화는 단지 연결관의 체적에 한정되므로 압력변화도 감소하게 된다. 시스템의 작동압력이 낮으면 증발 및 응축 상변화 온도도 낮아지므로 시스템 냉각성능이 향상된다. 즉, 가능하다면 냉매 충전량을 적게 함으로써 기상 냉매의 가용체적을 증가시키는 것이 유리하다. 그러나 냉매 충전량이 너무 적으면 증발기에서 dry-out 현상이 발생하므로 최적화가 필요하다.

작동압력의 변화에서는 dry-out을 확인할 수 없지만 냉매의 온도변화를 통하여 이를 확인할 수 있다. 각 충전량에 대하여 증발기 및 응축기 입·출구에서 냉매온도를 측정하여 Fig. 4에 도시하였다. 시스템의 작동압력이 감소함에 따라 작동온도도 감소함을 볼 수 있다. 냉매 액위가 -740 mm 이하에서는 dry-out에 의하여 증발기 출구에서의 온도가 급격히 상승함을 볼 수 있다. 냉매 액위가 0 mm ~ 180 mm 인 경우, 응축된 액상 냉매가 여전히 응축기에 잔존하며 과냉된다.

그러므로, 증발기 입구보다 응축기 출구 온도가 약간 낮게 나타난다. 액위 0 mm 이상에서는 증발기와 응축기 입·출구 사이의 온도차가 뚜렷하다. 즉, 냉매의 과열과 과냉이 나타나지만 이러한 영향은 충전량이 감소하면 점차 사라지고 액위차가 -620 mm ~ -690 mm 사이에서는 온도차가 거의 없다. 즉 최적의 작동 상태임을 알 수 있다. 언급한 바와 같이 이 이하에서는 증발기의 냉매 출구온도와 입구온도 사이에 급격한 온도차가 나타나며 이를 통해 dry-out을 예측할 수 있다.

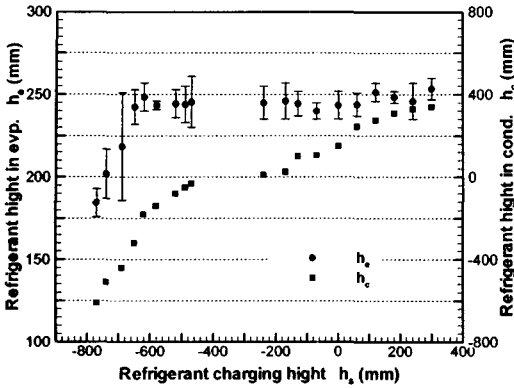


Fig. 5 Variations of liquid refrigerant heights in evaporator and condenser as a function of a refrigerant charging height

냉매 충전량의 변화에 따른 응축기와 증발기에서 작동 냉매 액위를 Fig. 5에 도시하였다. 시스템 작동 중 증발기의 냉매 액위가 매우 심하게 진동하여 시각에 의존한 측정에 어려움이 있었다. 또한, 각 증발기에 대하여도 액위 차이가 심하다. 도표상에는 각 증발기들 액위의 최대 및 최소 구간을 표시하였다. 차이가 심하지만 6개의 증발기의 평균 액위가 일정하게 유지되고 이는 증발기에 부과되는 열부하가 일정하면 증발하는 냉매의 양도 거의 일정하기 때문이다. 시스템의 작동 압력차로 인하여 약간의 차이가 있을 것이나 측정값의 변화가 심해 증발기 액위에 대한 경향은 규정하기 어렵다. 그러나 냉매 충전량이 -690 mm 이하인 경우, 증발기 액위가 현저히 감소하며, dry-out의 증거로 볼 수 있다. 응축기의 작동 냉매 액위는 충전량의 감소에 따라 감소함을 알 수 있다. 냉매 충전량이 -170 mm 정도이면 응축기 액위가 거의 0 mm가 된다. 즉, 이 보다 적은 냉매가 충전될 경우, 응축기에서 액상 냉매의 과냉효과는 없다.

3.2 응축기 냉각 공기 유량 변화

응축기의 냉각특성에 따른 시스템 성능을 분석하기 위하여 냉각공기의 유량과 온도변화 등 두 가지 실험을 수행하였다. 본 절에서는 응축기에 공급되는 냉각용 공기의 유량에 따른 실험결과에 대하여 논한다.

냉각공기 유량의 변화에 따른 시스템의 작동압력 변화를 Fig. 6에 도시하였다. 냉매의

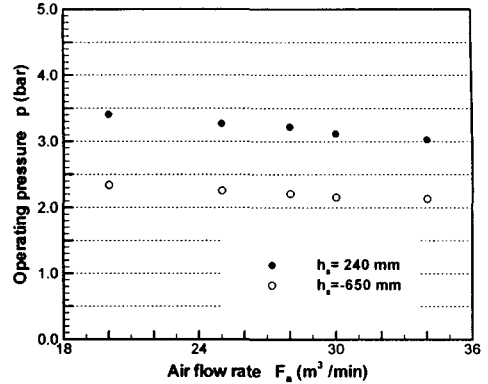


Fig. 6 Variations of working pressure as a function of an cooling air flow rate to the condenser

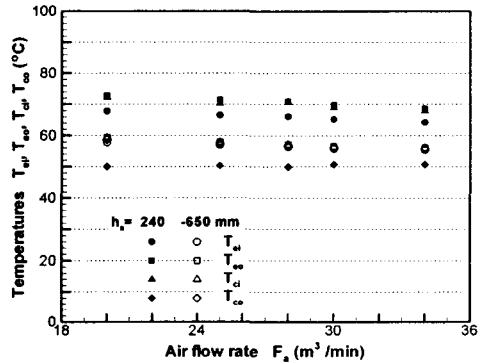


Fig. 7 Variations of working fluid temperatures at inlet/outlet of evaporator and condenser as a function of an air flow rate blowing to the condenser

충전량은 과잉충전의 경우인 $h_s = 240$ mm와 적정 충전인 -650 mm 등 두 경우에 대하여 고려하였다.

냉각공기의 유량이 증가하여 응축기의 성능이 향상되면 작동압력이 낮아진다. 작동압력이 낮으면 시스템의 냉매 순환온도가 낮으므로 냉각성능이 우수해질 것이다. 냉매를 과잉충전하면 4.1절에서 이미 전술한 바와 같이 작동압력이 상승하고 냉각특성도 나빠진다.

유량에 대한 작동압력의 변화는 과잉충전의 경우 더 크게 나타난다. 즉, 과잉충전시 응축기의 냉각효과에 더 민감하게 반응한다.

냉각공기 유량에 따른 증발기와 응축기 입·출구 온도를 Fig. 7에 도시하였다. 작동압력에서 예측되는 바와 같이 유량이 클수록 각

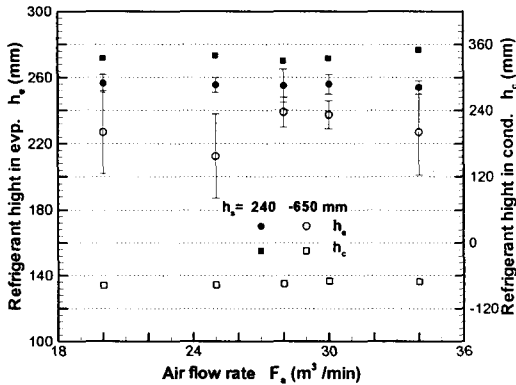


Fig. 8 Variations of liquid refrigerant heights in evaporator and condenser as a function of an air flow rate blowing to the condenser

온도가 낮아짐을 확인할 수 있다.

적정 충전의 경우, 응축기 입·출구에서의 온도차가 적다. 또한, 증발기 입구에서의 온도가 응축기 출구에서의 온도보다 낮게 측정된다. 그러나 과잉충전 시에는 온도차가 매우 커서 거의 20℃ 이상 된다. 이는 응축기에서 액상냉매의 과냉효과에 따른 것이다. 즉, 과잉충전 시에는 액화된 냉매가 응축기의 열교환기 일부에서 과냉되어, 응축기 유출 온도가 낮아진다.

Fig. 7에 나타난 바와 같이 유량이 30 m³/min인 경우 측정된 응축기 압력이 3.1 bar 이므로 포화온도가 약 69℃이다. 그러므로 냉매의 과냉도는 약 19℃ 정도 됨을 예측할 수 있다. 증발기 입구에서 온도가 응축기 출구에 비하여 상승하는 것은 기액분리에서 분리된 고온의 액상 냉매가 응축기에서 배출되는 과냉의 액상 냉매와 혼합되기 때문인 것으로 판단된다.

증발기와 응축기에서 작동 중 냉매의 액위를 Fig. 8에 도시하였다. 증발기의 경우, 6개의 증발기 냉매 액위를 평균하고 오차범위를 표기하였다.

6개의 증발기가 서로 연동되어 있으나 시스템 작동시 순간적인 비평형이 존재하고, 또한, 액위의 변동이 심해서 정확한 액위의 변화에 대한 고찰은 어렵다. 특히, 냉매 충전량이 적을수록 이러한 현상이 더욱 심하다. 다만, 평균 액위로 미루어 유량의 변화가 증발기 액위에 미치는 영향이 크지 않음을 볼 수 있다. 응축기의 액위는 거의 일정하게 유지된다.

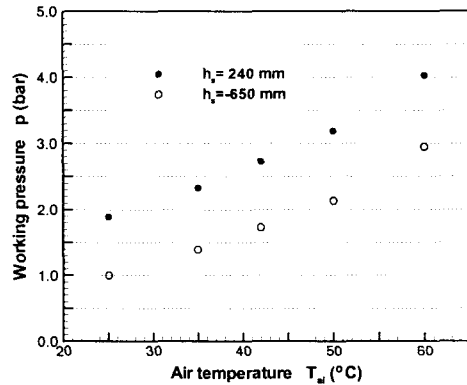


Fig. 9 Variations of working pressure as a function of an air temperature blowing to the condenser

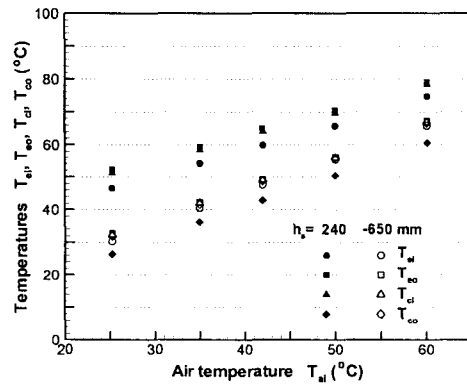


Fig. 10 Variations of working fluid temperatures at inlet/outlet of evaporator and condenser as a function of an air temperature blowing to the condenser

3.3 응축기 냉각 공기 유입 온도 변화

냉각공기 유입온도 변화가 시스템의 작동압력에 미치는 영향을 Fig. 9에 도시하였다. 유량에 대한 실험에서와 마찬가지로 냉매의 충전량은 과잉충전의 경우인 $h_s = 240$ mm와 적정 충전인 -650 mm 등 2가지 경우에 대하여 고려하였다. 냉각공기의 온도변화에 대하여 작동압력이 거의 선형적으로 증가한다. 응축기의 냉각특성이 우수할수록 작동압력이 낮아진다. 냉각공기의 유입온도가 시스템의 작동압력에 미치는 영향이 매우 커서 60℃에서 25℃로 낮아지면 작동압력도 약 2 bar 정도 감소한다. 시스템의 제작 시 작동압력이 증가하면 시스템에서 누설의 우려가 있으며 특히, 냉각공기의 온도가 높을 경우 누설에

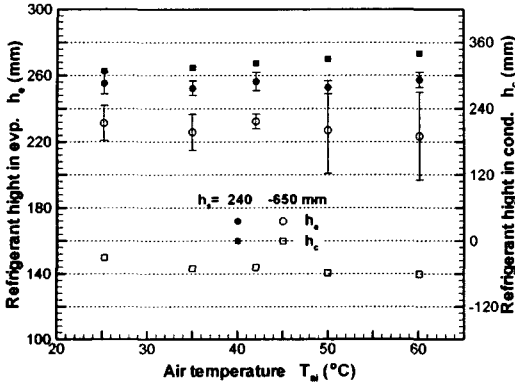


Fig. 11 Variations of liquid refrigerant heights in evaporator and condenser as a function of an air temperature blowing to the condenser

대한 신뢰성이 보장되어야 할 것이다. 냉매를 과잉 충전하면 4.1절에서 이미 전술한 바와 같이 작동압력이 상승하고 냉각특성도 나빠진다. 각 냉매 충전량에 대한 작동압력의 차는 냉각공기의 유입온도에 무관하게 거의 일정하다. 냉각공기 유입 온도에 따른 증발기와 응축기 입·출구 온도를 Fig. 10에 도시하였다. 작동압력에서 예측되는 바와 같이 공기 온도가 낮을수록 냉매 온도도 낮아짐을 확인할 수 있다. 이미 서술한 바와 같이 냉매가 과잉 충전되면 응축기에서의 과냉현상으로 인하여 응축기 출구의 온도가 현저히 낮아진다. 그러나, 충전량이 적정하면 입·출구간 온도차가 거의 없음을 볼 수 있다. 냉각공기 온도의 영향은 적정 충전 시 더 민감해서 공기온도가 35 °C 상승할 때, 적정 충전량의 경우 증발기 온도가 35 °C 상승하고, 과잉충전 시에는 약 27 °C 상승한다.

응축기 냉각공기 유입온도에 따른 증발기 및 응축기 냉매 액위의 변화를 Fig. 11에 도시하였다. 여타의 실험에서와 마찬가지로 액위 변위가 심해서 정확한 측정치를 이용한 공기 유입온도의 액위에 미치는 영향을 평가하기 어려웠다. 냉매 충전량이 적을수록 변동폭이 더욱 심하다. 응축기 냉매 액위는 거의 일정한 것으로 보여진다.

3.4 증발기 부하 변화

본 연구에서는 무선통신 무인기지국의 증폭기에 대한 냉각을 고려하였다. 실제 대상 시스템의 열부하는 무부하에서 최대 4.5 kW까지 가능하다. 그러므로 본 연구에서는 이러한 범위

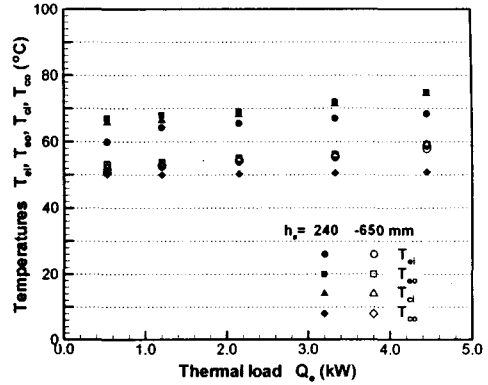


Fig. 12 Variations of working pressure as a function of an thermal load on the evaporator

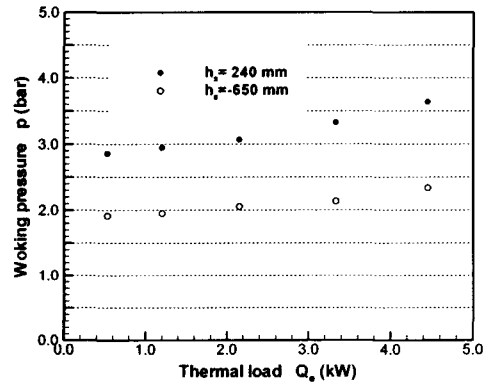


Fig. 13 Variations of working fluid temperatures at inlet/outlet of evaporator and condenser as a function of an thermal load on the evaporator

내에서 열부하를 변동시키며 실험을 수행하였다. 열부하의 변화에 따른 시스템의 작동압력 변화를 Fig. 12에 도시하였다. 냉매의 충전량은 과잉 충전의 경우인 $h_s = 240$ mm 와 적정 충전인 -650 mm 등 두 경우에 대하여 고려하였다. 작동압력은 열부하에 따라 증가하고 시스템의 작동온도도 상승할 것이다. 열부하의 실험범위가 작아서 작동압력 차가 공기온도변화에 비하여 크지 않다. 시스템의 열부하 변동범위에서 작동압력의 변화가 크다면 시스템의 효율적인 설계가 어려울 뿐 아니라, 압력변화에 대한 신뢰성도 저하될 것이므로 압력 차가 크지 않다는 것은 써모사이폰을 사용하는데 매우 유리한 조건이다.

Fig. 13에 도시한 냉매의 온도 역시 열부하에 따라 큰 변화가 없다. 냉매 충전량에 대하여는 전절에서 이미 설명한 바와 같은 이유로

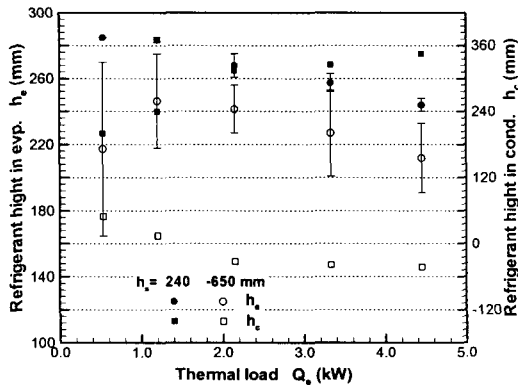


Fig. 14 Variations of liquid refrigerant heights in evaporator and condenser as a function of an thermal load on the evaporator

입·출구간의 온도 차가 크게 나타난다. 열부하의 변화에 따른 증발기 및 응축기 액위 변화를 좌측 상단 Fig. 14에 도시하였다. 증발기 액위의 경우 과잉충전 시에는 6개 증발기 액위간 차가 심하지 않고 또한 열부하가 증가하면 냉매의 증발량도 증가하므로 증발기 액위는 감소하는 현상을 파악할 수 있다. 그러나 적정 충전량일 경우 대체적으로 같은 경향을 보이지만, 응축기 액위가 냉매 이송관에서 유지되기 때문에 응축기 내에서 냉매 액위가 유지되는 과잉 충전의 경우보다 냉매 유동 방향의 단면적이 전술한 바와 같이 매우 적어 응축량 변동에 따라 증발기 냉매 액위 변동 폭 또한 민감하게 나타난 것으로 보인다. 특히 열부하가 0.5kW 일때 다른 조건보다도 더욱 증발기 냉매 액위 차이와 변동이 심하여 냉매 충전량 $h_s=240$ mm 인 경우의 경향과 비교해 오히려 평균 액위가 감소하는 결과를 얻었다. 이는 시각적으로 측정하는데 한계가 있어 측정이 불가능한 실험 영역으로 판단된다.

응축기 액위의 경우 냉매 충전량에 따라 상반된 경향이 나타난다. 냉매 충전량이 적정할 경우, 예측할 수 있는 바와 같이 열부하가 커지면 증발 및 응축되는 냉매량이 증가하므로 응축기의 액위는 감소한다. 그러나 냉매 충전량이 과다하면 증발기에서 증발하는 냉매의 건도가 낮아서 포화액 상태의 냉매가 기상의 냉매와 함께 응축기로 유입된다. 이 때 기액분리기로 분리된 액상의 냉매가 응축기의 액주를 상승시키는 것으로 판단된다. 즉, 충전량이 과다하면 적절한 시스템의 작동용

보장할 수 없게 된다.

4. 결론

무선통신 기지국의 증폭기 냉각을 목적으로 써모사이폰을 제작하여 냉매 충전량, 냉각공기의 유량 및 온도, 그리고 열부하의 변화에 대한 시스템의 작동 특성에 대하여 실험적인 연구를 수행하였다. 6개의 증발기가 병렬로 연동되는 이러한 시스템에 대하여 최적의 충전량을 제시하였으며, 각각의 실험 변수에 대하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 냉매 충전량이 감소하면 시스템의 작동 압력도 감소하며, 이는 시스템의 작동온도의 강하를 의미한다. 본 시스템에 대하여는 $h_s = -650$ mm를 최적의 조건으로 제시하였다.

(2) 응축기에 유입되는 냉각공기의 유량이 증가하면 시스템 작동압력이 낮아지며, 적정 냉매 충전량에서는 순환하는 냉매의 온도차는 거의 없으나, 과잉 냉매 충전량에서는 응축기 출구에서 냉매의 온도가 현저히 낮아진다. 그러나 증발기에서 과냉효과는 미미하다.

(3) 응축기에 유입되는 냉각공기의 온도가 증가하면 시스템의 작동압력과 온도가 상승한다. 적정 냉매 충전량에서는 증발기와 응축기의 입·출구에서 냉매의 온도차가 거의 없으며, 공기온도 변화에도 온도차는 나타나지 않는다.

(4) 본 시스템의 설계조건인 열부하 변동폭에서는 시스템의 작동압력과 온도의 변화가 크지 않다. 적정 냉매 충전량에서는 응축기의 액위는 감소한다. 그러나, 과잉 냉매 충전량에서는 열부하가 증가하면 응축기에서의 작동 냉매 액위가 오히려 상승한다.

참고문헌

- (1) Steinberg, D. S., 1980, *Cooling Techniques for Electronic Equipment*, A Wiley-Interscience Publication.
- (2) Lee, K. W., Chang, K. C., Lee, K. J., Lee, Y. S. and Hong, S. H., 1995, "Heat Transportation Technology of Separate Heat Pipe Heat Exchanger," *Energy R&D Technical Analysis Report*, Vol. 17, No. 1&2, pp. 154~166.
- (3) Lee, K. W., Rhi, S. H., Chang, K. C. and Lee, Y., 2000, "An Experimental and Simulation Study on Medium and Large Scale Two-Phase Loop Thermosyphons," *6th Int. Heat Pipe Conference*, pp. 251~257.
- (4) Lee, J. S., Rhi, S. H., Kim, C. N. and Lee, Y., 2003,

- “Use of Two-Phase Loop Thermosyphons for Thermoelectric Refrigeration: Experiment and Analysis,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, pp. 1167~1176.
- (5) Ramaswamy, C., Joshi, Y., Nakayama, W. and Johnson, W. I., 1998, “Performance of a Compact Two-Phase Thermosyphone: Effect of Evaporator Inclination, Liquid Fill Volume and Contact Resistance,” *Proceedings of 11th IHTC*, Vol. 2, pp. 127~132.
- (6) Khodabandeh, R. and Palm, B., 2000, “An Experimental and Numerical Investigation of Pressure Drop in a Closed Loop Two Phase Thermosyphone System,” *Inter Society Conference on Thermal Phenomena*, IEEE, pp. 333~339.
- (7) Khrustalev, D., 2002, “Loop Thermosyphons for Cooling of Electronics,” *Technical Report of Thermacore Inc.*