병렬 연결된 다중 증발기 구조 2상 유동 순환형 열사이폰의 부분부하 및 저온운전 특성에 관한 실험적 연구

강 인 석†, 최 동 규, 김 택 영*
MSO 정보통신(주) 부설연구소, *한국산업기술대학교 기계공학과

Experimental Study on the Two Phase Thermosyphone Loop with Parallel Connected Multiple Evaporators under Partial Load and Low Temperature Operating Condition

In-Seak Kang†, Dong-Kyu Choi, Taig-young Kim*
Research Center, MSO Information & Communication Co., Sungnam 463-070, Korea
**Deparment of Mechanical Engineering, Korea Polytechnic University, Shihung 429-793, Korea*

(Received May 7, 2004; revision received september 14, 2004)

ABSTRACT: Two phase thermosyphone loop for electronics cooling are designed and manufactured to test its performance under the partial load and low environment temperature conditions. The thermosyphone device has six evaporators connected parallel for the purpose of cooling six power amplifier units (PAU) independently. The heater modules for simulating PAUs are adhered with thermal pad to the evaporator plates to reduce the contact resistance. There are unbalanced distributions of liquid refrigerant in the differently heated evaporators due to the vapor pressure difference. To reduce the vapor pressure differences caused by partial heating, two evaporators are connected each other using the copper tube. The pressure regulation tube successfully reduces these unbalances and it is good candidates for a field distributed systems. Under the low environment temperature operating condition, such as −30℃, there may be unexpected subcooling in condenser. It leads the very low saturation pressure, and under this condition there exists explosive boiling in evaporator. The abrupt pressure rise due to the explosive boiling inhibits the supplement of liquid refrigerant to the evaporator for continuous cooling. Finally the cooling cycle will be broken. For the normal circulation of refrigerant there may be an optimum cooling air flow rate in condenser to adjust the given heat load.

Key words: Two phase loop thermosyphone(2상 유동 순환형 열사이폰), Electronics equipment cooling(전자장비 냉각), Partial load condition(부분부하조건), Low ambient temperature condition(저온환경조건)

기 호 설 명

CON : 응축기
EVA : 증발기
F_a : 응축기에 유입되는 냉각공기유량 [m^3/min]

† Corresponding author
Tel.: +82-31-708-6811; fax: +82-31-708-6816
E-mail address: iskang@msoic.co.kr

h_c : 응축기 하단 높이 [mm]
h_e : 작동 중, 증발기 내 냉매액위 [mm]
h_s : 냉매충전 높이 [mm]
p : 시스템 작동압력 [bar]
Q : 증발기 한 개에 부과되는 열부하 [W]
Q_t : 전체 증발기에 부과되는 총 열부하 [kW]
T_{ci} : 응축기 입구 냉매온도 [℃]
T_{co} : 응축기 출구 냉매온도 [℃]
T_{ei} : 증발기 입구 냉매온도 [℃]
T_{eo} : 증발기 출구 냉매온도 [℃]
T_{tr} : 증폭기 발열체온도 [℃]

1. 서 론

현재 전자장비는 통신 및 컴퓨터를 비롯하여 가전, 원자력 제어시스템, 운송 등 다방면에서 실생활에 적용되고 있다. 뿐만 아니라, 이들 전자장비의 크기는 급속하게 작아지고 있는 반면 복잡성과 용량은 매우 빠른 속도로 증가하고 있다. 이에 따라 부하는 증가하는 반면 체적은 감소함에 따라 열 집속도는 놀랄 정도로 증가하고 있으며, 이 결과로 많은 전자부품의 온도는 매우 빠르게 높아지면서 전기 및 전자적으로 그 기능이 완료되어 있으나 열적 신뢰성을 확보하지 못하여 시스템이 제약을 받는 경우도 존재한다. 열적 신뢰성 못지 않게 장기간 운전에 따른 수명에 대한 문제도 매우 중요하다. 일반적으로 전자장비가 자체기능을 구현하는 데 있어 기계적인 구동은 거의 없다. 오히려 냉각을 위하여 기계적 구동장치들이 첨가되는데, 문제는 이러한 냉각장치가 전자장비의 수명을 좌우한다는 데 있다. 그러므로 현재 사용되는 고집적 및 고증폭 부품에 대한 열적 신뢰성을 확보하고, 수명에 있어서도 반 영구적인 냉각장치를 개발하는 것은 전자장치 성능향상에 매우 중요한 설계인자이다.

특히, 기상-액상 상변화 잠열을 이용하는 열사이폰(thermosyphone)의 경우 많은 연구가 진행된 바 있다. 순환형 열사이폰 냉각장치의 최대 장점 중 하나는 냉매순환을 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 작동시간이 급격히 단축되고, 또한 공급전원이 직류이므로 펌프도 이에 적합하여야 하나, 제작단가나 신뢰성 등에 문제가 될 수 있다. 그러므로, 펌프를 사용하지 않는 2상 유동 순환형 열사이폰은 매우 유용한 냉각장치이다.

열사이폰을 이용하여 효과적인 열전달 성능을 얻기 위한 대표적인 연구대상으로는 지열 및 폐열 회수 시스템이 있으며, 이에 대하여 다양한 실험 및 이론적 연구가 진행된 바 있다.[1,2] 또한, Lee et al.[3]은 열사이폰을 열전달 매개체로 하고 열전소자를 이용하는 냉장시스템에 대하여 실험 및 이론적인 연구를 수행하였다. 최근에는 전자장비 냉각장치로써 열사이폰에 대한 관심이 증가하고 있다. Ramaswamy et al.[4]은 증발기와 응축기에 2개의 냉매챔버를 장착한 열사이폰을 이용하여 전자부품의 냉각을 위한 실험을 수행하였으며, 증발기의 수직방향에 대한 기울기와 증발기 내 액상냉매의 양 및 접촉저항 등의 영향에 대하여 고찰하였다. Khodabandeh and Palm[5]은 2상 순환형 열사이폰을 이용한 전자부품의 냉각용 실험장치를 구성하고, 사이클 각 지점에서 냉매의 압력강하와 상승에 대하여 실험 및 이론적인 연구를 수행하였다. Khrustalev[6]는 모세관 구조의 개선된 순환형 열사이폰을 제안하고, 실험으로써 성능과 특성에 대하여 고찰하였으며, 기존에 사용하던 열관(heat pipe)보다 성능이 우수할 뿐 아니라 다양한 장점이 있음을 입증하였다.

본 연구에서는 무선통신 옥외형 무인기지국의 증폭기(Power Amplifier Unit, PAU)를 냉각하기 위한 시스템으로서, R-141b를 냉매로 사용한 2상 유동 순환형 열사이폰을 제안하였다. 실험의 대상을 실제 무인기지국 시스템으로 하였으며, 증폭기 대신 모의 히터를 사용하여 증발기를 가열한다. 증발기는 직사각 채널 안에서의 유동비등 방식을 적용하여 이들이 실제 시스템에 적합하도록 설계 및 제작하였다. 냉각하고자 하는 시스템의 주발열원인 증폭기가 6개이며, 이들은 각각 독립적인 보드형태로써 작동되며, 또한 개별적인

Table 1 Eperimental condition of a refrigerant charging height

h_s [mm]	F_a/T_{ci} [m^3/min/℃]	h_c [mm]	Q_t [kW]
300, 240, 180, 120, 60, 0, −70, −130, −170, −240, −470, −490, −520, −580, −620, −650, −690, −740, −770	34/50	1020	3.4

** Refrigerant Charging Height (h_s) : The distance from bottom of condenser to free surface height of Refrigerant in condenser.

분해와 조립 및 대체가 가능해야 한다. 이를 위하여 냉각 사이클에는 6개의 증발기를 장착하여 각 증폭기를 냉각할 수 있도록 하였으며, 냉매의 원활한 공급과 압력손실의 최소화를 위하여 증발기들은 병렬로 연결된다. 제작된 시스템에 대하여 최고 성능과 적절한 냉매충전량에 대한 고찰을 이미 수행하였다.[7] 참고적으로 이에 대한 실험조건은 Table 1, 실험결과는 Fig. 1에 나타내었으며, 증폭기 부품 평균 온도가 가장 낮은 최적 냉매충전량이 냉매충전 높이 −650 mm라는 결과를 얻었다. 본 연구에서는 시스템의 전반적인 성능 및 효율보다는 운전에 따른 증발기 동작 특성에 대한 고찰이 주된 관심사이다. 이에 따라 증폭기 일부가 동작하는 부분부하와 저온에서 사이클의 작동 특성 등 2가지 현상에 대하여 고찰하였다.

모든 증발기에 부과되는 열부하가 동일하고 증발기의 성능이 비슷하다면, 거의 동일한 양의 냉매가 증발하고 각 증발기 내 냉매증기의 작동압력 상승치도 동일할 것이다. 그러므로, 증발기간의 국부적인 압력차가 거의 없다. 그러나, 각 증폭기 간 발열량에 차이가 있거나, 일부 증폭기만

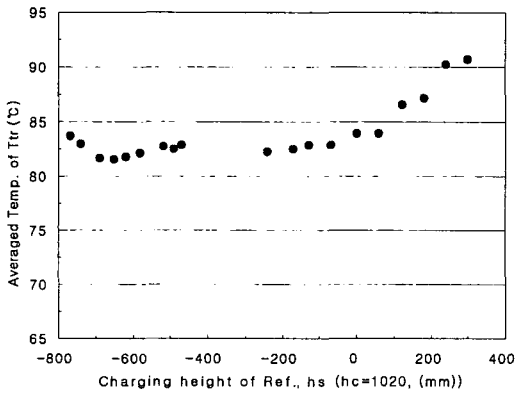

Fig. 1 Averaged PAU heat source temperature according to refrigerant charging height.

작동하는 부분부하 운전조건의 경우, 증발기들 사이에 압력차가 존재한다. 작동하지 않는 증폭기의 증발기 내부압력은 정적 평형상태의 압력분포를 유지하지만, 증폭기가 작동하여 발열이 있으면 냉매의 증발로 인하여 상대적으로 압력이 증가할 것이다. 이러한 압력 상승은 액냉매의 유입을 억제하고, 오히려 작동하지 않는 증폭기의 증발기 액위가 상승하여 결과적으로 증발기의 dry-out 현상에 의한 증폭기 냉각의 실패를 초래할 수 있다. 이와 같은 증발기간 압력차 문제를 해결하기 위하여 본 실험에서는 각 증발기 내부 공동을 직접 연결하는 별도의 압력조절관을 설치하였다. 이러한 압력조절관은 작동하는 증발기와 정지한 증발기 내 냉매증기의 압력구배를 최소화함으로써, 증발기 액위를 동일하게 유지시키는 역할을 한다. 실험결과 만족할 만한 결과를 얻어 추후 실제 시스템 적용시 적용할 계획이다.

저온운전시 시스템 동작 특성을 파악하기 위하여 외기온도 −30℃인 경우에 대한 실험을 수행하였다. 저온운전시 팬(fan) 가동에 따른 응축기의 과도한 냉각은 냉매의 작동압력을 현격히 감소시킴으로써 시스템의 원활한 운전을 방해할 수 있다. 즉, 포화온도가 너무 낮으면 증발기에서 비정상적으로 급격한 비등이 발생하고, 증발기 내면의 표면처리가 균일하지 못할 경우 비등의 불균일성으로 인한 증발기들 사이에 압력차를 유발시킬 것이다. 결과적으로, 급격한 비등에 의한 증발기 내부 압력 상승은 응축기로부터 액상냉매의 원활한 공급을 방해함으로써 적절한 운전상태일 경우에 비하여 매우 낮은 온도에서 dry-out을 초래함으로써 증폭기 냉각의 실패를 가져온다. 한편, 냉매의 작동압력이 대기압보다 낮으면 외부 공기의 유입 가능성이 있으며, 이는 싸이클 작동에 심각한 문제를 야기시킬 것이다.

본 연구에서는 언급한 시스템의 두 가지 작동 특성에 대하여 실험적 연구를 수행하였으며, 결

과의 분석과 고찰을 통하여 정상적인 운전이 가능한 시스템의 운전조건을 제시하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 연구에서 수행한 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 도시하였으며, 실제 무선통신 무인기지국에 사용되는 증폭기 냉각을 실험대상으로 하였으며 시스템의 전반적인 내용은 참고문헌 (7)에 설명하였다. 모의 증폭기는 증발기에 조립식으로 장착되고, 접촉 열저항을 최소화할 수 있도록 증발기 표면에 밀착된다. 증폭기의 발생열을 냉매의 증발잠열로써 제거하는 증발기는 모두 6개로서 동일구조와 형상을 가지며, 이들은 모두 병렬로 연결된다. 냉매의 증발이 진행되는 증발기의 내부는 수직의 가이드 베인(guide vane)이 부착된 직사각형 단면의 공동 형태이며, 각 증발기 하부에 1개씩 설치된 액상냉매 유입구는 냉매를 6개의 냉각판에 분배하는 분배관으로부터 분기되고, 상부의 기상냉매 유출관은 각 증발기당 2개씩이며, 단일 합류관에 연결된다. 증발기 내 액상냉매의 양을 확인하기 위하여 증발기 측면부에 투명 액주관을 설치하였다. 부분부하 실험시 증발기 압력차 조절의 효과를 분석하기 위하여 압력조절관을 설치하였다. 압력조절관의 역할에 대한 정성적인 비교를 위하여 증발기 #4와 #6을 연결하는 관만을 설치하였다. Fig. 3에는 압력조절관이 부착된 증발기의 실사를 도시하였다. 자세한 부분부하 실험방법은 이 절의 후반부에 다시 설명한다.

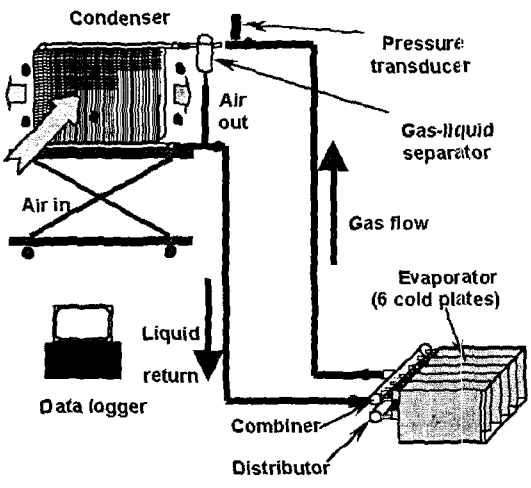

Fig. 2 Schematic of the experimental apparatus.

시스템의 작동압력을 관측하기 위하여 기액분리기의 냉매유입구에 압력계를 설치하였으며, 온도는 각 증발기의 냉매유입구와 출구, 응축기의 냉매 입·출구, 증폭기 발열체 온도 및 냉각공기의 입·출구부에서 T-형 열전대로 측정하였다.

증발기에서의 발열은 한 개당 최대 600 W 발열량을 갖는 통신시스템 증폭기의 발열량을 기준으로 실 모델과 동일한 구조의 모의 히터 모듈을 제작하고, 이를 서머패드(*thermal pad*)를 사용하여 증발기에 밀착시킴으로써 모사하였다. 추후 발열량 증가의 경우에 대비 각 모의 히터의 가능한 총 발열량은 0.5~4.5 kW로 하였고, 6개 모의 증폭기 히터 모듈의 각각의 용량은 상호 약 5% 정도의 오차를 갖는다. 본 실험장치는 실제 시스템에 적용할 것을 고려하여 제작되었으므로 히터에서의 발열량이 모두 증발기를 통하여 냉각된다고 볼 수는 없다. 즉, 일부 열은 증발기 주위의 공기에 의하여 자연대류로 냉각되거나, 증발기 지지용 구조물을 통하여 전도로 냉각된다. 그러므로 본 실험장치를 통하여 증발기와 응축기의 정확한 열전달 능력을 평가하는 것은 불가능하다. 하지만, 본 연구에서 고찰하고자 하는 부분부하 및 저온 운전 조건에 대한 특성파악에 대하여는 충분한 신뢰성을 준다.

완성된 시스템에 대하여 질소를 가압하고 24시간 동안 시스템의 압력변화를 측정함으로써 기밀을 확인하였으며, 10^{-5} torr 정도의 진공추기 상태에서 냉매를 충전하였다. 최적의 냉매충전량은 기실험된 성능실험 결과를 통해 결정하였다. 균일한 외기조건을 위하여 항온항습실에 실험장치를 설치하고 실험을 수행하였다.

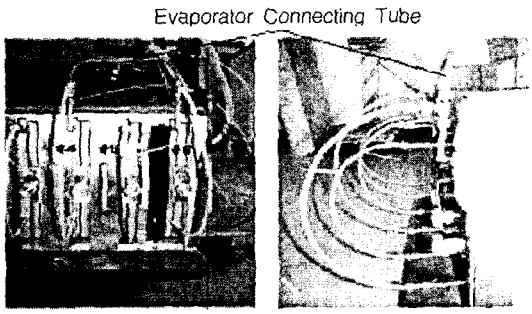

Fig. 3 Pressure regulation tube connecting two evaporators.

Table 2 Eperimental condition of CASE 1

CASE	h_s [mm]	F_a/T_{ci} [m^3/min/℃]	h_c [mm]	Q_p [kW]
1	−650	34/50	1020	3.4

Table 3 Eperimental condition of CASE 2~5

CASE	h_s/h_c [mm]	F_a/T_{ci} [m^3/min/℃]	Q (EVA #) W	EVA # Inlet Valve Open
2	−650/1020	34/50	573(#5)	#4 & #5
3			588(#4)	#4 & #5
4			828(#4)	#4 & #5
5			575(#4)	#4 & #6
6			825(#4)	#4 & #6

실험은 모두 9가지 경우에 대하여 수행하였다. Table 2의 CASE 1은 정상상태 운전조건에 대한 실험으로 시스템의 정상운전 성능에 대한 검증을 위하여 수행하였다.

Table 3의 CASE 2~6 등 5가지 경우는 부분부하 운전조건에 대한 실험으로, 증발기 #4와 #6을 연결하는 압력조절관의 특성파악을 위하여 모의 증폭기를 선별적으로 작동시키며 실험을 수행하였다. 즉, 압력조절관의 효과분석을 위해서 2개의 증발기인 #4와 #6을 압력조절관으로 연결하고, 증발기 #5는 압력조절관으로 연결하지 않은 상태에서 증폭기 #4와 #5을 각각 발열시키는 비교 시험을 통해 충분히 압력조절관의 효과파악이 가능하므로 이외의 증발기 #1, #2, #3은 냉매유입밸브를 닫음으로써 실험에서 배제하였다.

Fig. 4에는 부분부하 실험시 액냉매 유입밸브의 개폐와 모의 증폭기의 작동상태 및 발열량을 도

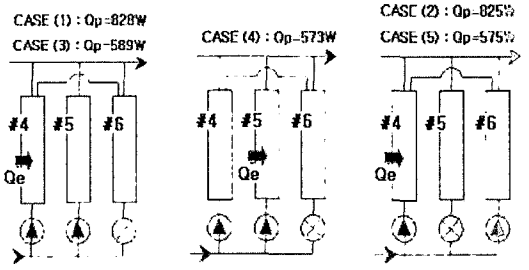

Fig. 4 Configuration of valve on/off status with pressure regulation tube.

Table 4 Eperimental condition of CASE 7~9

CASE	h_s [mm]	F_a/T_{ci} [m^3/min/℃]	h_c [mm]	Q_p [kW]
7	−650	off/−30	1020	4.9
8		20/−30		4.9
9		off/−30		3.4

시하였다. 압력조절관이 장착되지 않은 경우, 발열이 있는 증발기와 발열이 없는 증발기 사이의 동작 특성을 파악하기 위하여 CASE 2와 같이 증발기 #6의 냉매유입밸브를 닫고 모의 증폭기 #5에 전원을 공급한다. 압력조절효과를 고찰하기 위하여 CASE 3~6과 같이 냉매유입밸브를 개폐하고 모의 증폭기 #4를 작동시킨 상태에서 실험을 하여 그 결과를 비교하였다. 또한, 부분부하 실험의 경우, 외기온도는 50℃, 상대습도는 16%로 유지하였고, 이에 따라 응축기에 유입되는 냉각공기의 온도도 50℃이다. 냉각공기의 유량은 팬의 회전수로서 조절하며, 풍동에서 응축기와 팬의 어셈블리에 대한 유량측정을 통하여 34 m^3/min의 유량이 되는 팬 회전수로 조절하였다.

Table 4는 저온 운전조건 실험으로 CASE 7~9까지 3가지 실험을 수행하였다. 외기온도는 −30℃, 상대습도는 43%로 유지하고, 냉각공기의 유량이 팬 조절 가능한 최소값인 20 m^3/min인 경우와 팬을 정지한 상태에서 자연대류 냉각에 대한 실험을 수행하였다. 모의 증폭기는 6개 모두 동일한 상태로 작동시키고, 총 부하는 4.9 kW와 3.4 kW 두 경우에 대하여 실험하였다.

3. 실험결과 및 토의

3.1 기본 운전조건 실험

실험장치의 최적 냉매충전량인 기본 운전조건하에서 실험한 CASE 1의 결과를 Table 5에 정리하였다. 6개 모의 증폭기에 발열량 570 W로 동일한 열부하를 부과하였으며, 총 열부하는 3.4 kW이다. 표에 제시한 바와 같이 증발기와 응축기 입·출구에서 냉매의 온도는 거의 일정하다. 측정한 냉매의 작동압력은 2.20 bar이고, 이때 냉매 R-141b의 포화온도는 약 56.5℃이다. 실험에서 측정한 냉매의 온도는 포화온도와 일치하며, 이는

Table 5 The experimental results of basic operating condition (CASE 1)

Parts	Position and values		
Cooling air	Inlet	T_{ei}	50.3℃
	Outlet	T_{eo}	55.3℃
	Flow rate	F_a	34 m^3/nin
Evaporator	Inlet	T_{ei}	55.7℃
	Outlet	T_{eo}	56.8℃
	Liquid height	h_e	247±3 mm
Condenser	Inlet	T_{ci}	56.5℃
	Outlet	T_{co}	56.3℃
	Liquid height	h_c	630 mm
PAU	Switch on parts		#1~#6
	Loaded heat	Q_p	5.7×6 kW
	Base plate	T_{bp}	71.5℃
	Component	T_{tr}	82.2℃

실험장치 순환사이클 내에 과열이나 과냉 현상이 거의 없음을 의미한다.

3.2 부분부하 운전조건 실험

실제 시스템에 적용을 위하여 개발된 본 연구의 실험장치는 6개의 증발기를 병렬로 연결하여 사용한다. 상술한 바와 같이 증발기에 부과되는 열량이 각각 다르면 단위시간당 증발하는 냉매량에 차이가 나타날 것이며, 이에 따라 증발기간 국부적인 압력차가 존재할 것이다. 일부 증발기에 열부하가 없고, 나머지 증발기 열부하가 최대가 된다면 증기압차도 극대화된다. 증기압의 증가는 액체냉매의 유입을 방해하고, 열부하가 부과되지 않는 증발기로 냉매유입량이 증가한다. 그러나 열부하가 없는 증발기에서는 냉매도 증발하지 않으므로 냉매는 지속적으로 축적되고, 순환하는 냉매량은 감소하여 증폭기가 작동하는 증발기에서 냉매의 dry-out 현상이 나타나 냉각 사이클이 중단된다. 이러한 문제점을 방지하기 위하여 몇 가지 방법이 가능하다. 증발기의 냉매증기 유출관 직경을 크게 하고 길이는 짧게 함으로써 증기합류관과 증발기 사이의 압력차를 줄이고 증발기 사이의 증기압차도 최소화시킬 수 있다. 각 증발기 사이에 별도의 압력조절용 지관을 연결함으로써 증발기간 압력차를 최소화시키는 방법도 가능하다. 본 연구에서는 시스템의 전체적인 구조와 조립 및 재결합 등 문제점 때문에 별도의 지관사용을 고려하였다. 6개의 증발기에 대한 다양한 조합의 실험이 가능하지만, 지관효과의 정성적인 특성 고찰을 대상으로 하여 이미 언급한 바와 같은 5가지 CASE에 대하여 실험을 수행하였다. 기본적인 개념은 열부하가 있는 증발기와 없는 증발기 사이의 압력차 감소효과의 관측이다. CASE 2는 압력조절관이 연결되지 않은 증발기 #5에 밀착된 증폭기가 작동하는 경우이다. 압력조절관이 연결된 #4와 #6에는 모두 열부하가 없으므로 압력조절관의 효과는 거의 나타나지 않을 것이다. CASE 3, 4는 압력조절관이 장착된 증발기 #4의 증폭기가 작동하고 있지만, 압력조절 대상인 증발기 #6의 액냉매 유입밸브는 닫힌 상태로서 단지 증기압에 대한 댐퍼 역할만을 하는 경우이다. CASE 5, 6은 압력조절관이 연결된 #4의 증폭기만 작동되는 조건으로 압력조절관의 효과를 검증할 수 있는 조건이다. 즉, 증기압과 액냉매 유입이 연동되어 조절될 수 있도록 증발기 #4와 #6이 사이클에 관여하는 경우이다.

Fig. 5는 부분부하 실험조건 CASE 2, 3, 5에 대하여, 작동중인 모의 증폭기의 부품온도 T_{tr}을 시간에 따라 도시한 것이다. 발열량은 580 W를 기준으로 하였으며, 측정치는 최대 1.4%의 오차를 나타낸다. CASE 2인 경우, 작동중인 증폭기 #5의 부품온도는 초기 50℃로부터 가열되어 최종 정상상태에서 91.5℃ 정도로 매우 높게 나타난다. CASE 3과 5에서 작동중인 증폭기 #4의 부품온도는 각각 80.3℃, 77.7℃로 압력조절효과로 인하

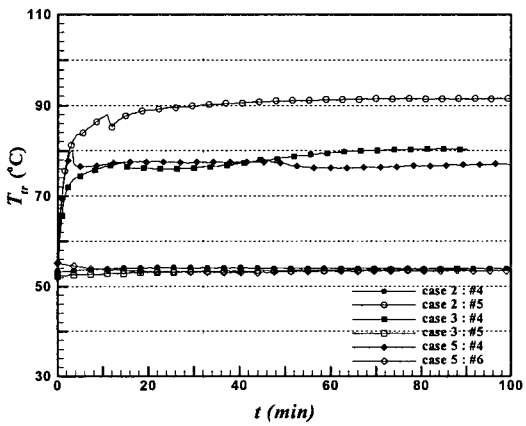

Fig. 5 Temporal variation of the component temperatures for the CASE 2, 3, and 5.

Table 6 The experimental results of partial load operating conditions (CASE 2-6)

CASEs	2	3	4	5	6
Q [W] (PAU)	573 (#5)	588 (#4)	828 (#4)	575 (#4)	825 (#4)
p[bar]	1.90	1.91	1.90	1.90	2.00
T_{ei}[℃]	51.7	51.8	50.6	51.7	52.3
T_{eo}[℃]	54.0	54.2	54.1	55.1	54.8
h_e[mm]	285(#4)	175(#4)	125(#4)	191(#4)	201(#4)
	112(#5)	235(#5)	275(#5)	225(#6)	230(#6)
T_{ci}[℃]	52.7	52.8	52.6	53.0	53.4
T_{co}[℃]	52.5	52.7	52.5	52.9	53.3

여 12~14℃ 정도 부품의 온도를 낮출 수 있다. CASE 5의 냉각이 가장 효율적이다. 증폭기가 작동하지 않는 증발기의 부품 온도는 모든 경우에 대하여 54℃ 정도로 유지된다.

Table 6에는 부분부하 실험에 대한 사이클의 작동압력과 냉매의 온도 및 액위 등을 정리하여 제시하였다. CASE 2, 3, 5의 작동압력은 약 1.9 bar로 거의 동일하다. 증발기 및 응축기 입·출구의 온도는 1℃ 정도 오차범위에서 거의 일정하다. 그러나, 열부하가 있는 증발기와 열부하가 없는 증발기 사이의 냉매 액위차를 비교하면 압력차($\nabla p = \rho g \nabla h$)에 대한 간접 정보를 확인할 수 있다. CASE 2의 경우 액위차는 173 mm 정도로 매우 크다. CASE 3과 5의 액위차는 60 mm, 34 mm로 상대적으로 작다. CASE 5의 액위차가 가장 작으며, 상대적으로 사이클도 가장 안정적이라 볼 수 있다.

열부하를 최대값인 825 W로 증가시킨 경우, 증기압이 부분적으로 조절되는 CASE 4와 완전히 연동된 CASE 6의 증폭기 부품온도를 Fig. 6에 도시하였다. CASE 4의 부품온도는 지속적으로 상승하여 100℃를 초과하고, 냉매 dry-out의 경향을 나타내고 있다. 모의 발열체를 보호하기 위하여 온도가 100℃ 이상 되는 약 8분 경과 후 실험을 중단하였다. CASE 6의 경우 부품온도는 평균 86℃ 정도로 정상상태를 유지한다. CASE 4에서 증발기 #4의 증기압은 증발기 #6의 증기공간에 의하여 부분적으로 조절되고 있으나, 분리된 #5와 사이에는 압력차가 존재할 것이다. 이러한 압력차는 열부하가 증가할수록 커지며, 최대 열부

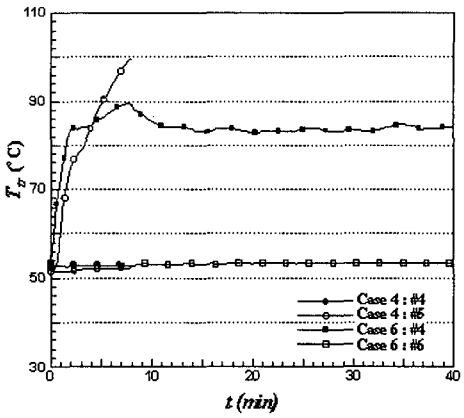

Fig. 6 Temporal variations of the component temperatures for the CASE 4 and 6.

하 상태에서는 압력이 효과적으로 조절되지 못하고, 증발기 #4로의 액냉매 유입을 방해하여 dry-out 현상을 초래한다. 그러나, CASE 6과 같이 지관으로 연동된 두 증발기 #4와 #6 사이에 압력이 조절되면, 상대적인 압력차가 최소화되어 최대 부하에서도 부품의 작동허용 최대온도 100℃ 이하에서 정상상태를 유지함으로써 성공적인 냉각성능을 나타낸다.

Table 6으로부터 이러한 결과분석에 대하여 확인할 수 있다. 작동압력은 CASE 6이 약 0.01 bar 높다. 이에 따라 냉매의 온도도 약 1℃ 정도 상승한다. CASE 4의 경우, 온도 상승에 의하여 시스템을 정지시킬 때 냉매 액위차는 150 mm로 상당히 크다. 정상적으로 운전되고 있는 CASE 6의 액위차는 29 mm로 상당히 안정적이다.

이상의 실험결과를 통하여 부분부하가 부과되는 시스템의 경우, 병렬로 연결된 다수의 증발기들을 압력조절관으로 연결하여 연동시키면 증기압차를 최소화하여 액냉매의 불균등 분배 문제를 해결할 수 있음을 예측할 수 있다.

3.3 저온실험 결과

시스템 운전을 위한 주위 온도조건이 −30℃로 저온인 경우, 증발기를 제외한 냉매순환 사이클의 전체적인 온도가 매우 낮을 것이다.

이 경우, 응축기에서 응축기 팬의 동작에 의해 필요 이상 과냉운전을 하게 되면 심한 과냉도에 의하여 증발기에서 증발이 바로 일어나지 못하고

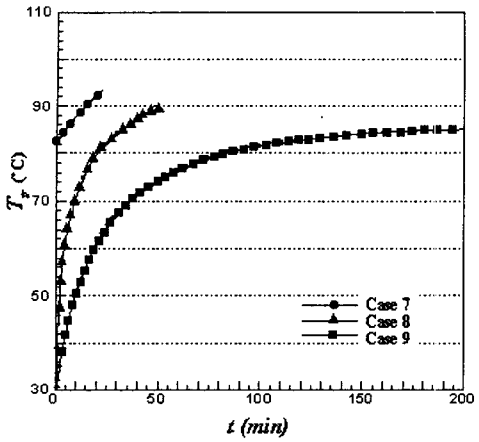

Fig. 7 Temporal variations of the component temperatures for the CASE 7, 8 and 9.

Table 7 The experimental results of low temperature operating conditions (CASE 7-9)

CASEs	7	8	9
Q_h [kW]	4.9	4.9	3.4
Fan (on/off) F_a [m^3/min]	off	20.0	off
p[bar]	2.33	0.57	2.36
T_{ei}[℃]	47.1	−28.5	44.6
T_{eo}[℃]	60.1	18.6	59.2
h_e[mm]	215~230	65~105	240~275
T_{ci}[℃]	59.6	15.0	58.7
T_{co}[℃]	56.9	−28.5	56.5

열전달 성능은 감소하게 된다. 이로 인하여 증발기 벽면의 온도는 급격히 증가하면서 증발기에서 냉매의 증발이 폭발적으로 형성되며, pool 비등의 권역을 벗어나서 비정상 비등 형태가 되는 것으로 보인다. 이러한 상태에서는 증발기의 증기압이 상대적으로 급격하게 상승하여 액냉매의 유입을 억제하고 dry-out에 의한 냉각 실패를 유발시킨다. 또한, 증발 표면의 가공이나 재질의 특성에 의하여 증발률에 큰 차이를 유발시키고, 결과적으로 증발기 사이에 순간적으로 큰 압력차가 나타나기도 한다.

CASE 7과 8은 총 열부하 4.9 kW에 대하여 각각 응축기의 냉각 팬을 정지시켜서 자연대류 냉각만 고려한 경우(CASE 7)와 냉각 팬을 조절 가능한 최소 유량 20 m^3/min으로 맞춘 경우(CASE 8)이다. Fig. 7에 도시한 증폭기 부품 6개의 평균 온도 변화추세로 보아 자연대류 냉각인 CASE 7의 냉매순환 사이클은 초기에는 정상작동되는 것으로 보인다. 그러나 40분 이후 온도 상승이 서서히 증가하여 50분쯤에서 90℃에 도달하여 중단하였다. 사이클 설계 개념에 따르면, 응축기의 냉각용량을 크게 하여 시스템의 전체 작동온도를 낮출 필요가 있다. CASE 8은 이를 위해 응축기 냉각공기의 유량을 조절 가능 최소치 20 m^3/min으로 하여 강제대류 냉각을 시킨 것이다. 그러나, 이러한 조건 하에서 시스템의 dry-out을 짐작하게 하는 온도변화가 사이클 작동 초기부터 나타나며, 지속적인 온도 상승으로 인하여 약 20분 후 실험을 중단하였다. 이와 같은 현상은 상술한 바와 같은 응축기의 과도한 과냉에 의한 것으로 유량을 증가시키면 dry-out도 더 빨리 나타날 것이다. 시스템이 −30℃ 저온조건 하에서 최대 부하로 운전될 경우, 응축기의 냉각공기 유량 20 m^3/min은 과도한 과냉을 초래하므로, 유량이 더 작게 조절되는 팬을 채용해야 할 필요성이 있다.

CASE 9는 열부하를 3.4 kW로 낮추고 응축기는 자연대류 냉각상태인 것으로, 부품의 평균 온도분포로 보아 정상적인 사이클 작동이 진행되고 있음을 볼 수 있다.

Table 7에는 CASE 7, 8, 9에 대한 작동압력과 냉매온도 및 증발기 액위자료를 정리하였다. CASE 7의 작동압력은 정상운전상태이다. 응축기 입·출구의 온도차는 2.7℃로 작아서 응축기의 과냉도는 작아 보이지만, 증발기 입구에서 온도는 더욱 감소하여 과냉도는 약 10℃ 정도된다. 증발기 출구의 온도는 60.1℃로 온도 상승폭이 커서 불안정한 작동을 의심케 한다. 각 증발기 사이의 냉매액위 편차는 15 mm 정도로 그다지 크지 않다. CASE 8의 작동압력은 0.57 bar로서 비정상적으로 낮으며, 이 압력에서 냉매 R141b의 포화온도도 16.6℃로 매우 낮다. 응축기 입·출구의 온도차는 43.5℃이고 과냉도는 45.1℃로 매우 크며, 이로 인하여 낮은 포화압력이 형성되는 것으로 사료된다. 또한 증발기 벽면의 온도는 평균적으로 84℃까지 증가하여 냉매와의 온도차가 무려 67℃ 정도 차이가 나면서 냉매의 증발이 폭발적으로 형성되는 비정상적인 증발과 압력 상승이 존재하고, 결과적으로 액냉매의 유입을 억제하여

dry-out을 유발시키는 것으로 보인다. 냉매의 액위는 65~105 mm로 매우 낮아서 이러한 예측을 확인하게 한다. 증발기 간 액위차도 40 mm 정도 커서 비정상 비등이 존재함을 예측할 수 있다. CASE 9의 경우, 냉매의 온도와 압력도 정상적인 상태임을 확인할 수 있다.

고찰한 바와 같은 저온운전조건의 경우, 증발기 부하에 따라 적절한 응축기 냉각용량, 즉 과냉을 최소화할 수 있는 냉각공기 유량의 최적화가 요구됨을 알 수 있다.

4. 결 론

무선통신 무인기지국 증폭기의 냉각을 목적으로 설계한 2상 유동 순환형 열사이폰을 제작하고, 최적냉매 충전상태에서 부분부하 및 저온운전조건에 대한 실험을 수행하여 다음과 같은 현상을 고찰하였다. 냉각 사이클의 증발기는 실제 시스템의 구조에 부합하도록 6개의 증발기가 병렬로 연결된 형태이다.

(1) 병렬 연결된 다중의 증발기에 열부하가 균일하지 않거나 일부의 열부하가 0 W인 부분부하 조건에서 운전시, 각 증발기 사이의 증기압에 큰 차이가 존재하며, 작동하지 않는 증폭기와 짝을 이룬 무부하 증발기로만 많은 액냉매가 유입되는 문제로 인하여 부하가 있는 증발기는 결국 dry-out으로 사이클이 중단됨을 확인하였다.

(2) 부분부하 운전시 생기는 증발기에서의 액냉매 불균등 분배문제를 본 실험에서와 같은 압력조절관을 통해 해결할 수 있으며, 그 효과를 확인하였다.

(3) 저온운전조건에서 응축기의 과냉은 증발기 벽면온도와 냉매온도의 과도한 차이를 가져오며, 이로 인해 증발기의 비정상적인 비등과 국부적인 증기압 상승을 유발시킨다. 증발기의 국부적 압력 상승은 액냉매의 유입을 방해하여 결국 dry-out에 의한 냉각 실패를 초래한다.

(4) 운전 열부하가 부과된 저온운전조건에서 냉각 사이클의 작동이 원활하게 유지되면서 증폭기의 온도가 가장 낮게 유지할 수 있는 최적의 응축기 냉각공기 유량이 존재할 것으로 예측된다.

참고문헌

1. 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. 154-166.1.
2. 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 thermosyphones, 6th Int. Heat Pipe Conference, pp. 251-257.
3. Lee, J. S., Rhi, S. H., Kim, C. N. and Lee, Y., 2003, Use of two-phase loop thermosyphones for thermoelectric refrigeration: experiment and analysis, Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp. 1167-1176.
4. 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.
5. 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.
6. Khrustalev, D., 2002, Loop Thermosyphones for Cooling of Electronics, Technical Report of Thermacore Inc.
7. Kang, I. S., Choi, D. K. and Kim, T. Y., 2004, The experimental study on the performance of two-phase loop thermosyphone system for electronics equipments cooling, Transaction of the KSME (B), Vol. 28, No. 4, pp. 415-424.