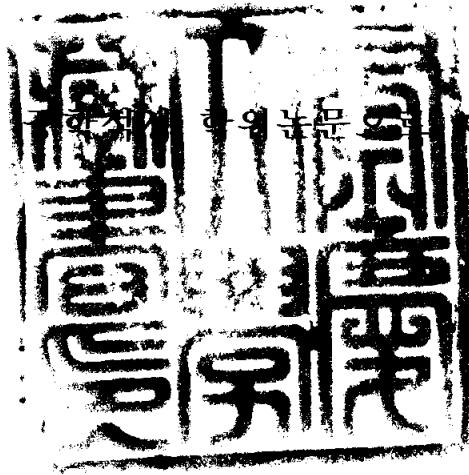


공학석사 학위논문

진동세관 히트파이프형 증발기를 이용한
빙축열시스템의 제빙특성에 관한 연구

지도교수 김 종 수

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함



2004년 8월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

송 상 훈

송 상 훈의 공학석사 학위논문을 인준함

2004년 6월

주 심 공학박사 김 영 수



위 원 공학박사 김 종 수



위 원 공학박사 김 은 필



목 차

ABSTRACT	i
Nomenclature	iii
제1장. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 종래의 연구	4
1.2.1 빙축열시스템의 종류 및 특징	4
1.2.2 히트 파이프의 빙축열 시스템 적용에 대한 연구	6
제2장. 진동 세관형 히트 파이프의 원리	7
2.1 진동세관형 히트파이프의 원리	7
2.2 작동 유체의 선정	10
제3장. 실험 장치 및 방법	18
3.1 실험 장치	18
3.2 실험 방법	25
제4장. 실험 결과 및 고찰	26
4.1 내경 2.1mm의 동관을 사용한 OCHP의 제빙특성	26
4.2 내경 2.8mm의 동관을 사용한 OCHP의 제빙특성	39
4.3 내경 2.8mm의 동관을 사용한 OCHP의 실험결과	54

제5장. 결 론	59
----------------	----

참고문헌	61
------------	----

감사의 글	65
-------------	----

**A Study On the Ice Making Characteristics
of the Ice Storge System using
the Oscillating Capillary Tube Heat Pipe type Evaporator**

Sang-Hoon Song

Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering,
Graduate school,
Pukyong National University

ABSTRACT

Recently, ice storge system has become a very popular issue in application to electric powered air conditioning systems. This research is to study the performance test for ice storge system using the oscillating capillary tube heat pipe(OCHP). The ice manufacturing system used for this research is a OCHP as the evaporator. The ice making characteristics in this ice storge system according to operating conditions (charging ratio and working degree of working fluid) based on experimental study was invested. OCHP's working fluids were R-134a and R-22, charging ratios were 20, 30, 40(Vol.%) and working degrees were 0~90°. Insid diameters of OCHP were 2.0 mm and 2.8

mm. Ice manufacture occur connected tube with refrigerator when ice storage system worked 2 hour late. After then heat pipe' capillary began ice manufacture. From this experiment, optimum working fluid charging ratio of OCHP was 30%, and the inclination angles were $90^\circ > 60^\circ > 45^\circ > 30^\circ > 0^\circ$, however horizontal mode was satisfied with working condition. OCHP(i.d. 2.0 mm) at R-134a 30% working fluid ice thickness is 29.5mm and total ice storage capacity is 7.4 kW during 10 hours. And OCHP(i.d. 2.0 mm) at R-22 30% working fluid ice thickness is 33mm and total ice storage capacity is 7.91 kW during 10 hours. This show that OCHP at R-22 30% working fluid is better than OCHP at R-134a 30% working fluid.

Experimental of OCHP(i.d. 2.8 mm)is that use other refrigerant for heat pipe working fluid and vary charging ratio of heat pipe refrigerant in horizontal mode . From this experiment, optimum working fluid charging ratio of OCHP(2.8 mm) was 30%, and OCHP using the 2.0 mm tube was superior to OCHP using the 2.8 mm tube.

Nomenclatures

A	Area	[m ²]
c _p	Specific heat	[kJ/kg · K]
d	Diameter	[mm]
h	Heat transfer coefficient	[kW/m ² · K]
h _{fg}	Latent heat of vaporization	[kJ/kg]
k	Thermal conductivity	[W/m · K]
m	Mass flow rate	[kg/h]
M _h	Figure of Merit for heat pipe	[kW/m ²]
M _t	Figure of Merit for thermosyphon	[kW s ^{0.5} /m ² · °C ^{0.75}]
Q	Heat transfer rate	[W, kcal/h]
q "	Heat flux	[W/m ²]
T	Temperature	[K]

Greek symbols

θ	Inclination angle	[°]
μ	Viscosity	[kg/s · m]
ρ	Density	[kg/m ³]
σ	Surface tension	[N/m]

Subscripts

b	Begin
e	End
I	Inside
ice	Ice
t	Total
w	Storing water

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경

경제규모의 확대와 생활수준의 향상에 따라 국내의 전력수요는 꾸준히 증가하고 있으며, 이에 따른 추가 발전설비의 건설에 필요한 막대한 예산 등 경제적 어려움에 직면하고 있다. 또한, 에너지 공급의 대부분을 차지하는 화석연료의 사용으로 인한 환경오염은 위험수위를 넘어서고 있으며 전체 에너지 수요의 대부분을 수입에 의존하는 국내의 상황은 앞으로 그 심각성이 더해질 것으로 전망된다.

그 동안 국내에서는 정부주도 하에 대체 에너지 및 에너지 저장 시스템에 대한 연구를 통하여 태양열을 이용한 수축열시스템, 태양광 발전, 바이오 에너지 및 심야전기를 이용한 전력 공조시스템 등이 상용화되어 보급되고 있다.

근래에는 일반 중소형 주택 및 상업용 건물에 전력공조시스템 중에서도 현열저장을 하는 수축열시스템보다는 단위 체적 및 단위 중량당 열에너지의 저장용량이 크기 때문에 설치공간과 시스템 중량을 크게 줄일 수 있는 잠열을 이용한 소형 빙축열시스템이 이용되고 있다. 특히, 빙축열시스템은 심야전력을 이용한 에너지절약, 발전설비의 효율적인 운전 및 하계 피크부하 절감을 위하여 한전에서 적극 권장하고 있는 에너지 저장시스템이다. 따라서 이러한 빙축열시스템에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있는 중이다.

심야전기를 이용해서 축냉하는 방법은 축열조내에 ice ball을 채우고 이를 축냉시켜 사용하는 방법, 축열조내의 관내에 냉동기의 냉매를 순환시켜 관외 부에 착빙을 하는 방법과 관내에 브라인을 순환시켜 관외 착빙으로 축냉하여 사용하는 방법 등이 있다. 축열조 내에 ice ball을 채우고 이를 축냉시켜 사용

하는 방법은 축냉과정에서 브라인을 순환시키기 위한 펌프의 가동과 방냉 과정에서 축열조 내의 균일한 온도 분포를 형성하는데 어려움이 있고, 축열조내의 관내에 냉매를 순환시키는 방법은 냉동기에서 냉매의 압력손실로 인한 냉동기의 성능저하를 초래할 수 있으며, 방냉 과정에서도 축열조 내의 온도 분포가 편중되어 방냉 효율을 저감시킬 수 있는 단점이 있다.[1]~[4]

빙축열시스템에 대한 다양한 연구가 진행되고 있지만, 히트파이프를 이용한 연구는 아직까지 많이 부족한 실정이고, 특히 내부에 워이 없는 진동세관형 히트파이프(OCHP)를 이용한 빙축열 시스템의 개발에 관한 연구는 전무한 실정이다. 히트파이프는 내부의 밀폐 공간에서 순환하는 작동유체가 연속적으로 액체-증기간의 상변화를 수행할 때 동반하는 잠열(latent heat)을 이용하여 열을 이동시킴으로써 단일 상(phase)의 작동유체를 이용하는 통상적인 열전달 기기에 비해 매우 큰 열전달 성능을 발휘한다. 또한 동력을 소모함으로써 물이나 공기를 순환시키는 방법과는 달리 구동동력이 필요치 않고 유지 및 보수에 거의 비용이 들지 않는다.

히트파이프의 작동에 대한 기본 이론을 처음 정립한 사람으로 알려진 Cotter는 히트파이프를 “알려진 어떠한 순수금속을 사용해서 얻을 수 있는 것보다 훨씬 큰 열전도 성능을 나타낼 수 있는 공업적 구조물”이라고 설명하고 있다. 히트파이프의 경우 양질의 열전도체로 알려진 은이나 구리(열전도도 $400 \text{ W/m} \cdot \text{K}$)의 수백배에 해당하는 열전도 성능을 나타낼 수 있으며, 액체 금속을 사용하여 고온에서 작동하는 히트파이프는 열전도율이 $10^8 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 정도로서 금속성 양도체의 수십만 배에 상당하는 열전도 성능을 나타낼 수 있다 [10]. 작동유체의 귀환방법, 모세관 구조물의 종류, 용기(container)의 재료 및 작동유체의 종류에 따라 다양하게 분류될 수 있으며 그 대표적인 예로 진동세관형 히트파이프(oscillating capillary tube heat pipe), 워(wick)형 히트파이

프, 써모사이폰(thermosyphon), 드림파이프(dream pipe)등이 있다.

웍형 히트파이프의 경우 증발부로의 작동유체 환류를 위해 축방향 그루브(axial groove)나 메쉬 스크린(mesh screen)등 심지의 역할을 하는 다공성 구조물을 통한 모세관력을 이용하므로 제작이 어렵고 경제성이 낮으며 다양한 열원에 적용할 수 있는 유연성(flexibility)이 제한되며 소형으로 제작할 경우 관경의 감소에 따른 수송 열량의 한계가 있다. 써모사이폰은 웍 대신 중력을 이용해서 작동유체를 증발부로 환류 시키므로 웍형 히트파이프에 비해 구조가 간단하지만, 증발부(가열부)가 응축부(냉각부) 아래에 있어야 하므로 사용조건에 제한이 있고, 관경을 감소시킬 경우 플러딩 한계(flooding limit)와 비등한계(boiling limit) 등의 작동한계가 발생하므로 소형화와 열전달의 한계가 있다. 드림파이프는 현열수송을 이용하기 때문에 상변화 열전달에 비해 효율이 낮으며, 외부동력원을 필요로 하는 문제점이 있다.

진동세관형 히트파이프(Oscillating Capillary Tube Heat Pipe ; 이하 OCHP)는 1987년 Akachi[20]에 의해 처음으로 제안되었으며, 빙축열 시스템에 적용되고 있는 복잡한 제조공정의 히트파이프와는 달리 증발부로의 작동유체 환류를 위한 웍이 필요 없으므로 저비용으로 소형 제작이 가능하며, 유연성(flexibility)이 우수하여 광범위하게 적용할 수 있는 장점이 있다.

이에 본 실험에서는 고효율 전열소자로서 열교환기에 많이 응용되고 있는 진동세관형 히트파이프를 이용한 소형의 빙축열 시스템에 대한 연구를 수행해서, 축열조내에 전열속도 및 온도분포가 균일하게 제빙되게 함으로서 고효율 시스템의 개발이 예상된다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 빙축열시스템의 종류 및 특징

빙축열시스템은 얼음을 얼리는 제빙방식 및 얼음을 녹이는 해빙방식에 따라 다양하게 구분된다. 제빙방식에 따른 종류로는 크게, 정적(static) 제빙방식과 동적(dynamic)제빙방식으로 구분할 수 있다. 정적제빙방식은 축열조 내의 물을 덩어리 형태의 얼음으로 제빙하는 방식으로, 시스템 구성이 간단하다는 장점이 있으나, 제빙이 진행될수록 얼음의 두께가 커져 냉동기의 제빙효율이 낮아지는 단점이 있다. 정적제빙방식의 대표적인 시스템으로는, 냉매 또는 브라인을 통과하는 관 주변에 얼음을 얼리는 관외착빙형(ice-on-coil type), 구형 또는 관형 등의 용기 주변으로 브라인을 통과시키면서 용기 내부의 물을 얼음으로 얼리는 용기형(capsule type) 등이 있다. 정적제빙방식은 비교적 시스템의 가격이 저렴하며, 설치 및 운전이 용이하고, 오랜 기간 동안의 사용실적을 통하여 신뢰성이 충분히 입증되었다는 장점으로 현재 사용되고 있는 빙축열시스템의 거의 대부분을 차지하고 있다. 정적제빙방식을 해빙방식에 따라 다시 분류하면 외용형과 내용형으로 구분된다. 외용형은 관외착빙형에서 축열조 내부에 얼지 않고 남아있는 물을 부하 측으로 순환시켜 관 주변의 얼음을 녹이는 방식으로 얼음이 제빙용 코일의 외표면 즉, 얼음층의 내부 표면에서부터 녹기 시작한다.

동적제빙방식은 축열조 내의 물을 작은 얼음조각 형태의 얼음으로 제빙하는 방식으로, 시스템 구성 및 운전제어가 복잡하다는 단점이 있으나, 얼음의 크기 및 두께가 작아 냉동기의 제빙효율이 높아지며 해빙속도가 빠르고 부하 측으로 얼음을 직접 반송할 수 있다는 장점이 있다. 동적제빙방식의 대표적인 시

시스템으로는, 축열조 상부에 설치된 관형의 증발기 표면에 일정두께(대략 5-10 mm)로 얼음을 얼린 후에 증발기로 고온의 냉매가스를 통과시켜 증발기 표면에 부착되어 있는 얼음을 이탈시켜 하부의 축열조로 중력에 의하여 떨어지며 그 충격으로 얼음이 작은 조각(수mm-수cm 정도의 크기)으로 깨지게 하는 제빙 및 탈빙운전을 반복적으로 수행하는 하베스트형(harvest type), 이중관 형태의 증발기 표면에 형성되는 얇은 얼음층 또는 물의 과냉각층을 스크레이퍼 등의 회전 도구를 이용하여 증발기 표면에서 이탈시켜 아주 미세한 얼음 알갱이 형태로 제빙하는 증발판식 슬러리형(ice slury type), 과냉각 열교환기를 통과하여 0℃ 이하의 과냉각 상태로 유지된 물을 과냉각 열교환기 출구 쪽에서 일종의 충격을 주어 과냉각이 해소되면서 미세한 얼음 알갱이 형태로 제빙하는 과냉각식 슬러리형, 물을 물의 삼중점 이하의 진공 상태에서 일부를 증발시켜 그때의 증발열로 나머지 물을 얼음 알갱이 형태로 제빙하는 진공식 슬러리형, 축열조 내부에 냉매액을 직접 분사하여 냉매의 증발열을 이용하여 물을 얼음 알갱이 형태로 제빙하는 직접접촉식 슬러리형 등이 있다. 동적제빙방식은 얼음을 큰 덩어리 형태에서 작은 알갱이 형태로 변경하여 제빙 및 해빙 특성을 향상시키고, 얼음 알갱이를 부하 측으로 직접 반송하는 특성을 효율적으로 이용하기 위하여 개발된 시스템이지만, 비교적 시스템의 가격이 비싸며, 구성 및 운전제어가 복잡하고, 실제 사용실적이 많지 않아 신뢰성이 충분히 입증되지 않았다는 단점 때문에 아직까지는 널리 사용되지 못하고 있는 실정이다. 동적제빙방식은 얼음을 작은 알갱이 형태로 제빙하여 저장하는 관계로 해빙방식은 대부분 축열조 내부에 저장된 물을 부하 측으로 순환시켜 얼음을 직접 해빙하는 방식을 사용한다. 시스템의 특성상 축열조 내부의 물을 부하 측으로 직접 순환시키는 것이 곤란한 경우에는 축열조 내부에 열교환 코일등을 설치하고 열교환 코일 내부로 브라인 또는 물을 순환시켜 간접 해빙하는 방식

을 사용하기도 한다.[3]~[6]

1.2.2 히트 파이프의 빙축열 시스템 적용에 대한 연구

1986년 Tetsuo는 원통형 축열조에 캡슐을 이용하여 축-방열 과정동안 열교환에 관한 연구를 하였고, 1991년 Yamaha는 빙축열조의 열특성에 관한 연구 및 1993년 Yoshiyuki의 구형캡슐 잠열 축열재를 사용한 축-방열특성에 관한 연구 등을 통하여 잠열을 이용한 축열시스템이 현열을 이용한 수축열시스템보다 저장효율이 높다는 것을 제시하였다[13].

V. Bendnarskadhl는 히트파이프의 작동유체로서 알칼리금속을 이용하여 히트파이프를 3영역으로 나누고 중간부분에서 가열하면 양끝 부분에서 유체가 가열되어지는 구조를 갖고 있는 가열용 장치에 대한 연구가 있다[14]. A. C. Keary는 초저온 유체를 갖고 있는 파이프의 자연 대류에 의해서 얼음을 생성시키는 연구를 수행한바 있다[15]. 그리고 H. Bogan외 는 흰을 갖는 히트파이프를 이용하여 상변화에 의한 잠열저장 시스템에 대한 연구를 수행한바 있다. 또한 장기창외는 히트파이프를 증발부, 단열부, 응축부로 나누어 제빙특성을 연구한 바 있다.

본 연구에서는 새로운 고효율의 빙축열 시스템 개발을 위하여 냉동기의 증발부로 OCHP를 이용한 시스템을 구성하여, 축냉시간에 따른 축열조 내부 물의 온도 변화와 OCHP에 형성되는 얼음의 두께 및 제빙량 변화에 대하여 고찰하였다. 또한, OCHP의 작동유체로서 R-134a와 R-22를 충전해서 시스템에 알맞은 작동유체를 검토하였다.

제 2 장 진동 세관형 히트 파이프

2.1 진동 세관형 히트 파이프의 원리

진동 세관형 히트 파이프는 1987년 Akachi에 의해 처음으로 제안되었으며, 역지 밸브(check valve)를 부착한 루프형 모세관에서 출발하였으며, 이 역지 밸브의 역할은 증발과 응축에 의한 압력진동을 이용하여 관내 작동유체의 흐름을 한 방향으로 만드는 것이었다. 연구를 진행하면서 점차 역지 밸브의 수를 줄이게 되고 마침내 증발부 및 응축부 사이가 많은 턴수의 관으로 연결 될 때는 역지 밸브가 없어도 한 방향으로 연속적인 순환유동이 발생하는 것을 발견한 것이 루프형 세관 히트 파이프이며, Fig. 2.1에 개념도를 나타내었다.

OCHP는 대략 1 mm 내외의 내경을 가진 긴 세관을 여러 개의 U 턴(turn) 구조로 구성한 것으로, 열전달 메커니즘 측면에서 보면, 순환에 의한 열전달량은 기액의 진동에 의한 열전달에 비해 매우 작기 때문에 주된 열전달 기구는 증발 및 응축의 상변화에 의한 잠열 수송이다.

이러한 OCHP의 가장 큰 특징은 서펜타인(serpentine) 구조로 되어 있으며 특히, 응축부에서 응축된 액을 증발부로 환류 시키는 워를 사용하지 않는다. 또한, 그 형상이 매우 간단하고, 극세관이기 때문에 유연성을 가지고 있으며 고압에도 견딜 뿐만 아니라, 특히 일정 턴수 이상에서는 상부·수평·하부 가열모드에서도 정상적인 작동이 가능하다.

현재까지 밝혀진 이론들에 따르면 세관내를 진공시킨 후, 최초 작동액의 충전시 작동액의 표면 장력에 의해 액 슬러그와 증기 플러그가 혼재된 형태를

떠고 평형 상태를 이루고 있다. 이때 증발부에 열을 가하여 응축부와 온도차가 발생하면 증발부에서는 입열량에 비례하여 작동유체의 액상 내부에서 핵비등이 일어나 연속적으로 증기가 발생, 성장하게 되고 이것은 응축부쪽으로 빠르게 이동하며 단열부와 응축부에 있던 기-액 슬러그를 밀어 올리며 압축하게 된다. 그리고 응축부로 이동한 증기 플러그는 잠열을 방출하며 액상으로 상변화 함으로써 잠열 수송을 하게 된다.

OCHP는 전체 유로가 연결되어 있기 때문에 한 유로에서 발생한 압력파가 인접 유로로 전파되며, 결국 히트파이프 내부 전체로 영향을 미치게 된다. 인접 유로와의 압력차가 작을 경우 두 유로 사이에서 액과 증기 플러그의 진동이 일어나고, 압력차가 크거나 전체 채널의 압력 불균형이 증가할 경우 응축부의 액이 인접 유로로 순환을 하게 된다. 열전달 측면에서 볼 때 현열 수송은 잠열 수송에 비해 매우 적은 양을 차지한다. 그러므로 작동액의 증발과 응축에 의한 잠열량이 OCHP의 열수송에 대부분을 차지하며, 또한 이때 발생한 각각 유로에서의 압력 불균형이 기-액 슬러그의 진동과 순환에 대한 구동력을 제공하여, 워이 없이 증발부로 액을 귀환시키는 작동 메커니즘을 이루는 것이다.

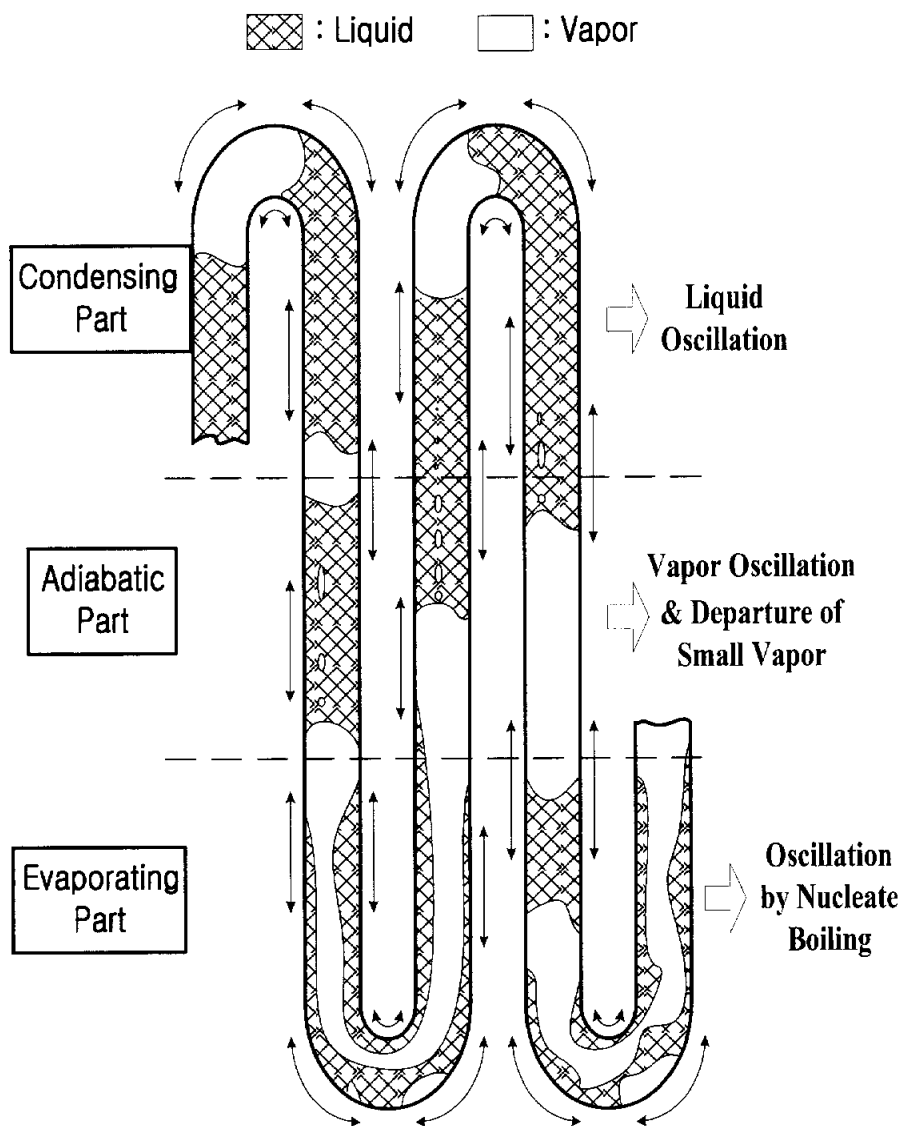


Fig. 2.1 Basic concept of oscillating capillary heat pipe.

2.2 작동유체의 선정

OCHP의 근본적인 작동원리는 작동유체의 증발과 응축에 의한 잠열수송이므로 히트파이프의 설계과정에 있어서 최적의 작동유체 선정이 무엇보다도 중요하다. 최적의 작동유체 선정을 위해서는 작동온도의 범위, 증기압, 열전도도, 컨테이너(container) 재료와의 화학반응 유무, 안정성, 독성 등의 영향을 고려하여야 한다.

유체는 임계온도(critical temperature) 이상의 영역에서는 압력을 증가시켜도 액체로 상변화 되지 않는 기체상태로만 존재하고, 삼중점(triple point) 이하의 영역에서는 고체와 증기의 형태로만 존재하므로 작동유체의 이론적 작동온도 범위는 삼중점에서부터 임계온도 사이 이다. 작동유체의 임계온도와 삼중점으로 작동온도의 최대 한계범위를 결정할 수 있지만 실제 히트파이프 설계에 적용할 수 있는 작동온도 범위는 제한적이다.

Table 2.1에 작동 온도에 따른 대표적인 작동 유체의 종류를 극저온용(0~200 K), 저온용(200~550 K), 중온용(550~750 K), 고온용(750~3000 K)으로 분류하였고, 임계점의 온도와 압력을 나타내었다. 극저온용으로는 헬륨, 아르곤등이 대표적인 작동유체이며, 저온용으로는 물과 프레온계 냉매를 비롯한 많은 종류의 작동유체가 있다. 또한, 고온용으로는 나트륨, 칼륨, 리튬 등과 같은 액체금속이 사용된다[24].

Table 2.1 Working fluids and temperature ranges.

Logarithmic Temp. Scale	Working Fluids	Melting & Boiling Point, K at 1 atm	Critical Point, K & MPa(abs)	Useful Ranges, K
Cryogenic Temperature (0~200 K)	Helium	1.0 & 4.21	5.2 & 0.227	2 ~ 4
	Hydrogen	13.8 & 20.38	33.19 & 1.315	14 ~ 31
	Neon	24.4 & 27.09	44.5 & 0.018	27 ~ 37
	Nitrogen	63.1 & 77.35	126.19 & 3.397	73 ~ 103
	Argon	83.9 & 87.29	150.66 & 4.860	84 ~ 116
	Oxygen	54.7 & 90.18	154.58 & 5.043	73 ~ 119
	Methane	90.6 & 111.4	190.55 & 4.595	91 ~ 150
	Ethane	89.9 & 184.6	305.53 & 4.871	150 ~ 240
Low Temperature (200~550 K)	R-11	162 & 297	470.96 & 4.407	233 ~ 393
	R-22	113.1 & 232.2	369.17 & 4.990	193 ~ 297
	R-134a	169.70 & 246.3	374.03 & 4.056	213 ~ 300
	R-141b	253 ↓ & 302.0	423.0 ↑ & 1.81 ↑	253 ~ 420
	R-142b	223 ↓ & 263.3	398.0 ↑ & 3.37 ↑	223 ~ 373
	R-290	123 ↓ & 231.1	369.70 & 4.248	200 ~ 330
	Ammonia	195.5 & 239.9	402.22 & 11.333	213 ~ 373
	Ethanol	158.7 & 351.5	513.9 & 6.14	273 ~ 403
	Methanol	175.1 & 337.8	512.6 & 8.09	283 ~ 403
	Acetone	180.0 & 329.4	508.1 & 4.70	273 ~ 393
	Water	273.1 & 373.1	646.99 & 22.064	323 ~ 473
	Toluene	178.1 & 383.7	591.8 & 4.10	323 ~ 473
	Naphthalene	353.4 & 490	748.4 & 4.05	408 ~ 478
Medium Temperature (550~750 K)	Dowtherm	285.1 & 527.0	-	423 ~ 668
	Mercury	234.2 & 630.1	-	523 ~ 923
	Sulphur	385.9 & 717.8	-	530 ~ 947
High Temperature (750~3000 K)	Cesium	301.6 & 943.0	-	723 ~ 1173
	Sodium	371.0 & 1151	-	873 ~ 1473
	Lithium	453.7 & 1615	-	1273 ~ 2073
	Calcium	1112 & 1762	-	1400 ~ 2100
	Lead	600.6 & 2013	-	1670 ~ 2200
	Silver	1234 & 2485	-	2073 ~ 2573

하지만 이러한 온도범위는 매우 넓기 때문에 특정 작동온도에 적용하기 위해서는 다양한 작동유체의 유효성을 평가하기 위한 기준이 필요하다. OCHP의 경우 작동유체의 선정에 대한 절대적인 기준이 아직 제안되어 있지 않으므로, 본 연구에서는 워형 히트파이프와 써모사이폰에 대한 작동유체의 평가지수(Figure of Merit)를 이용하여 작동유체를 선정하였다. 작동유체의 열역학적 특성만으로 간단히 히트파이프와 써모사이폰에 대한 평가지수를 산출할 수 있으며, 평가지수가 클수록 열역학적 특성이 우수함을 나타낸다[25]. 워형 히트파이프의 경우는 식(2-1)과 같으며,

$$M_h = \frac{\rho_f \sigma h_{fg}}{\mu_f} \quad (2.1)$$

써모사이폰의 경우는 식(2-2)와 같다.

$$M_t = \left[\frac{(k_f)^3 (\rho_f)^2 h_{fg}}{\mu_f} \right]^{0.25} \quad (2.2)$$

여기서, ρ_f , σ , μ_f , k_f 및 h_{fg} 는 각각 작동유체의 밀도, 표면장력, 점성계수, 열전도율 및 증발잠열이다. 상관식에 나타난 바와 같이 작동유체의 밀도, 표면장력, 열전도율 및 증발잠열이 클수록, 점성계수가 작을수록 열역학적 특성이 우수하다.

Fig. 2.2~2.3은 작동온도(240~350 K)에서 워형 히트파이프와 써모사이폰에 사용되는 대표적인 작동유체의 평가지수를 나타낸 것이다. 물이 가장 우수한 성능을 나타내지만, 비등점과 포화증기압을 고려할 때 323 K 이상의 작동 온도범위에 적용하는 것이 바람직하다.

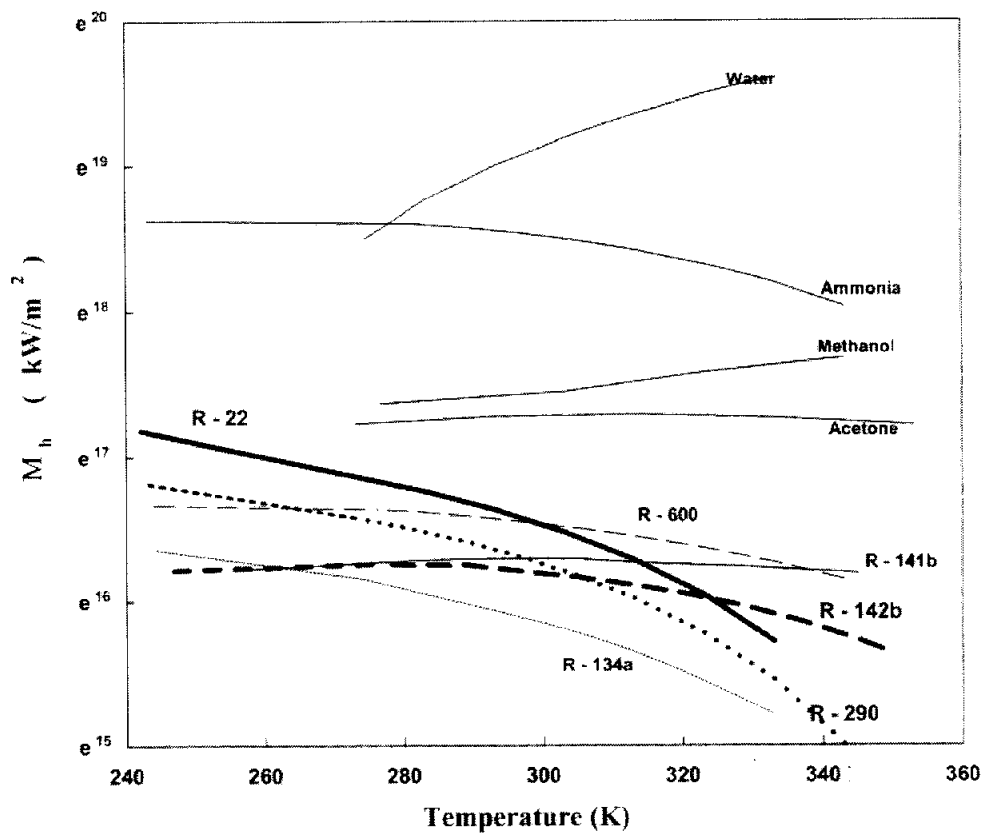


Fig. 2.2 Figure of Merit for different working fluids in heat pipe.

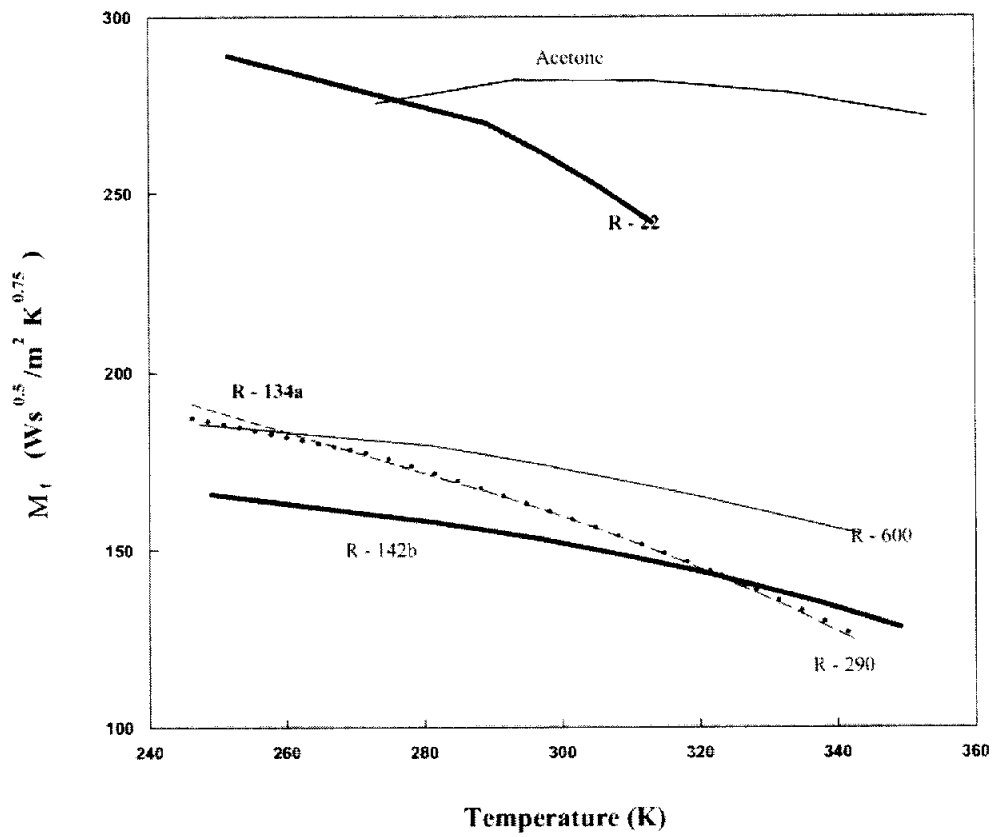


Fig. 2.3 Figure of Merit for different working fluids in thermosyphon.

OCHP의 가장 큰 특징은 작동유체의 환원수단으로 워를 사용하지 않으므로, 워형 히트파이프의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 모세관 한계(capillary limitation)를 결정하는 표면장력과의 상관관계는 상대적으로 낮다. 그러나 증발부와 응축부 사이를 액상과 기상이 동시에 흐르며 열전달이 이루어지므로 증발잠열과 액상의 열전도율, 액상의 밀도, 점성을 주요 인자로 고려하여야 한다. 써모사이폰은 워를 사용하지 않으며 중력에 의해 응축부에서 증발부로 작동유체가 귀환하고, OCHP 역시 워가 없으며 중력의 영향을 고려해야 한다.

본 연구에서는 OCHP의 응축부로 공급되는 냉동기 증발해터의 온도를 260 K 내외에서 작동하게 하였고, 축열조 내의 물에 의해 증발부에서 열을 흡수하도록 하였다. 최초 축열조 내의 수온은 290 K로 설정하였고 축냉 운전을 하는 동안에 수온이 거의 273 K에 가까이 내려가므로 OCHP의 예상 작동온도(단열부 증기 온도)를 263~283 K로 가정하였다. 작동온도 범위에서 평가지수를 비교해 보면 물, 암모니아, 메탄올, 아세톤 등이 우수하지만 비등점이 300 K 이상이며 작동온도 범위에서 벗어나는 경우가 생기므로 작동유체 선정에서 제외하였고, Table 2.3의 용기의 적합성에서 암모니아의 경우 동(copper)과 화학반응을 일으키므로 R-22, R-134a, R-141b, R-142b, R-290, R-600의 주요 열역학적 특성을 Table 2.3에 나타내었다.

Table 2.3 Thermophysical properties of working fluids.

(at 263 K)

Working Fluids	Enthalpy		Thermal Cond.		Viscosity		Density	Absolute
	kJ/kg		mW/m · K		μPa · s			Pressure
	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	kg/m ³	MPa
R-22	188.40	401.20	99.3	8.77	163.3	243.4	1314.7	0.35479
R-134a	186.70	392.66	96.5	10.66	308.6	10.33	1327.1	0.20060
R-141b	188.70	431.06	104.7	-	634.6		1294.2	0.01745
R-142b	188.70	431.06	93	-	634.6	10.24	1195.2	0.10030
R-290	175.23	563.23	111.4	14.65	139.7	7.16	542.2	0.34510
R-600	177.05	571.12	121.0	12.83	223.9	6.65	611.1	0.06965

안정적인 작동과 컨테이너의 내압성을 고려할 때, 작동유체의 포화증기압 역시 반드시 고려해야할 사항인데, 워형 히트파이프의 경우 10 kPa 이하에서는 증기압 한계(vapor pressure limit) 등 작동유체의 순환 구동력 발생에 관련되는 각종 작동한계가 발생하고, OCHP의 경우 100 kPa 이상의 영역에서 안정적인 작동을 하는 것으로 알려져 있다[10]. 20 Mpa 이상이 되면 고압을 견디기 위해 컨테이너를 두껍게 제작해야 하므로 컨테이너의 열 저항이 증가됨을 고려하여 지양하는 것이 바람직하다. 따라서 포화증기압의 범위는 0.2~20 MPa 이 될 수 있도록 작동유체를 선정해야 하며, 이상의 요구사항들을 고려하여 R-22($M_h : 20 \times 10^6$, $M_t : 282$), R-134a($M_h : 15 \times 10^6$, $M_t : 184$)를 작동유체로 선정하였다.

Table 2.4 Generalized results of experimental compatibility tests.

Working Fluids	Compatible Material	Incompatible Material
Water	Stainless steel, Copper, Monel, Silica, Nickel, Titanium,	Aluminum, Inconel
Ammonia	Aluminum, Carbon steel, Stainless steel, Iron, Nickel,	Copper
Methanol	Stainless steel, Iron, Copper, Silica, Nickel, Brass	Aluminum
Acetone	Stainless steel, Aluminum, Copper, Brass, Silica, Nickel	
R-11	Aluminum	
R-21	Aluminum, Iron	
R-22	Aluminum, Copper	
R-134a	Aluminum, Copper	
Heptane	Aluminum	
Dowtherm	Stainless steel, Copper, Silica	
Lithium	Tungsten, Tantalum, Molybdenum, Niobium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium
Sodium	Stainless steel, Nickel, Inconel, Niobium	Titanium
Cesium	Titanium, Niobium	
Mercury	Stainless steel	Molybdenum, Nickel, Inconel, Tantalum, Titanium, Niobium
Lead	Tantalum, Tungsten	Stainless steel, Nickel, Inconel, Titanium, Niobium
Silver	Tantalum, Tungsten	Rhenium

제 3장 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

본 연구에서는 진동 세관형 히트파이프(이하 OCHP)를 이용한 빙축열시스템용 축열조를 제작하여 작동 특성 및 최적의 작동 조건을 파악하였다.

실험장치는 Fig. 2와 같이 OCHP를 포함하는 축열조로 이루어진 시험부와 OCHP의 증발헤더를 통과하는 냉매의 상태를 조절하기 위한 냉동사이클로 이루어진 순환부 및 데이터 계측부로 구성되어 있다.

축열조의 크기는 800(W)×1750(L) ×600(H) mm이고, 축열되는 물의 양은 210 ℓ 이다. 냉동기 용량은 5000 Btu/hr이고, 냉매로는 R-22를 205 g 사용하였다. 냉동기를 운전하는 동안 액압축을 방지하기 위해 증발기와 압축기 사이에 보조히터를 연결하였고, 축열을 하는 동안 열손실을 막기 위하여 축열조 내부에 100 mm 두께의 단열재를 사용하여 단열을 하였다.

OCHP는 중앙에 18(W)×1650(L)×4(H) mm 크기의 사각 동관을 제작하여, 사각 동관의 내부로 냉동기의 냉매가 통과하도록 하였다. 사각 동관의 측면에는 히트파이프의 동관이 삽입될 수 있도록 홈을 만들어 제작하였다. 히트파이프로 사용된 동관의 관경은 두 가지를 사용하였다. 일차로 사용한 동관은 외경 4.0 mm, 내경 2.8 mm로 세관 사이의 피치가 50 mm, 증발기 헤더에서 길

이가 300 mm인 34턴의 히트파이프를 제작하였고, 이차로 사용된 동관은 외경 3.2 mm, 내경 2.0 mm로 피치가 40 mm, 길이가 300 mm인 40턴의 히트파이프를 제작하였다. 이렇게 제작된 히트파이프는 사각형 동관의 홈에 삽입한 후 납으로 용접하여 루프형이 되도록 하였다.

OCHP는 내부를 로터리 펌프(RP)와 디퓨저 펌프(DP)로 이루어진 고진공 시스템으로 4.0×10^{-5} torr까지 진공 시킨 후, 냉매 충전 실린더를 사용하여 작동유체를 충전하였다. 내부 작동유체로는 R-134a와 R-22를 사용하였으며, 내부 작동 유체의 충전율은 각각 20 · 30 · 40(vol%)가 되도록 하였다.

이렇게 제작된 OCHP는 작동 기울기의 변화에 맞추어 축열조 내부를 적절히 변화시켜 축열되는 물의 양을 맞출 수 있도록 설치하였다.

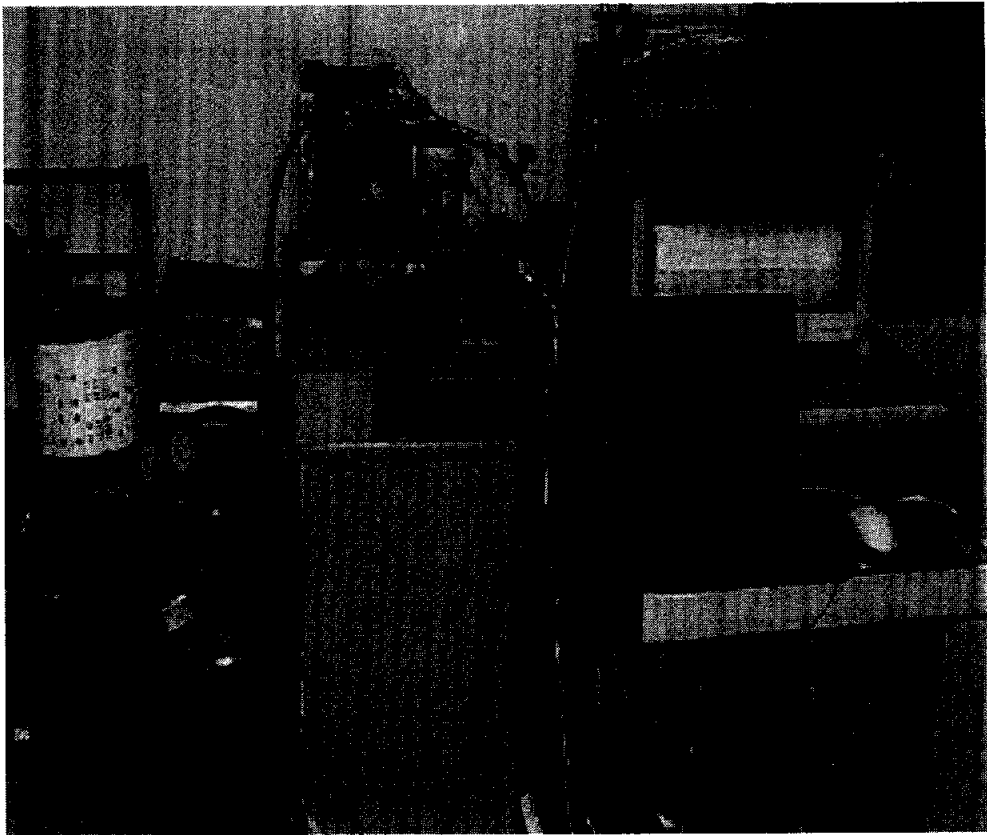
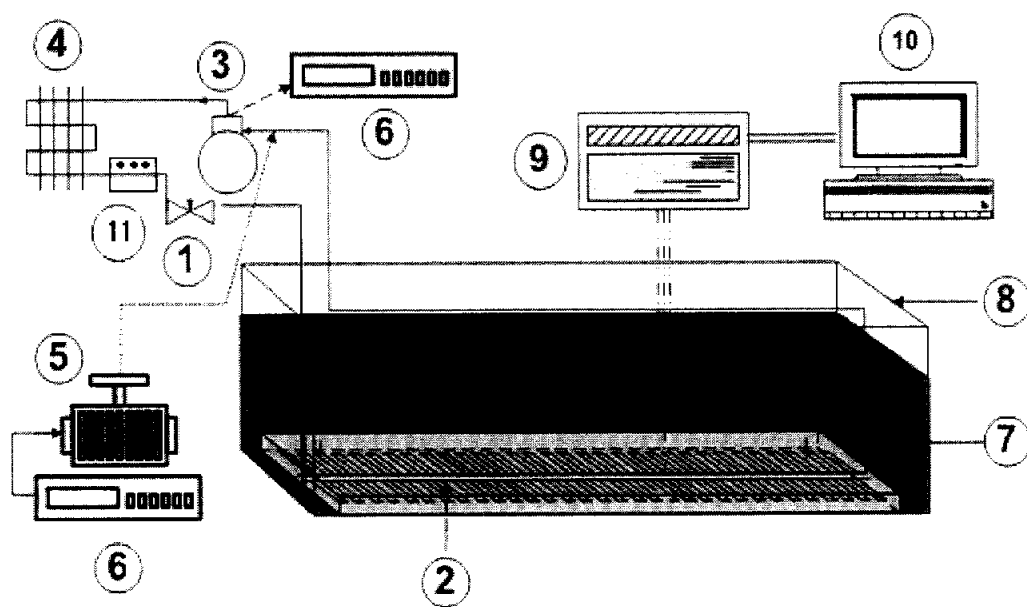
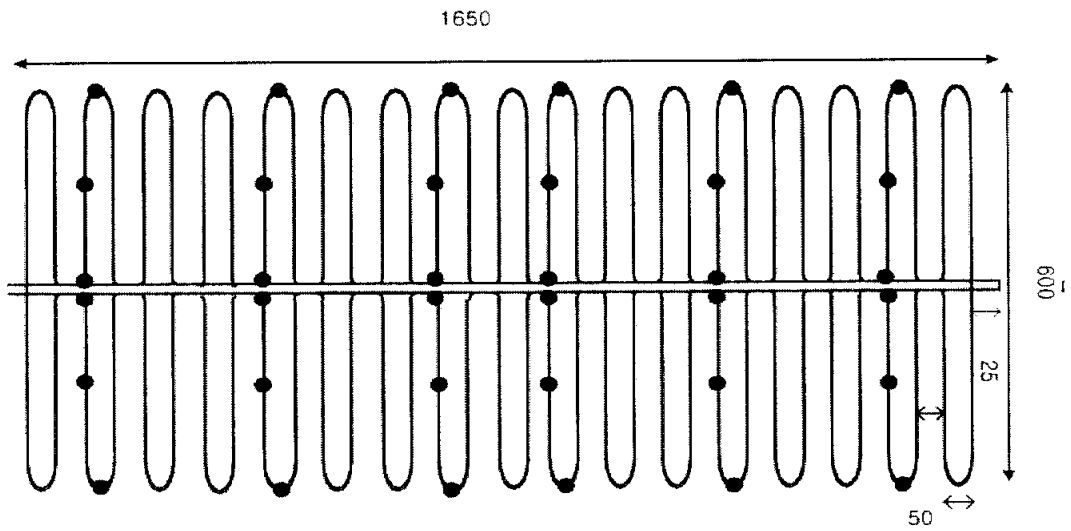


Photo 3.1 Photograph of experimental apparatus.

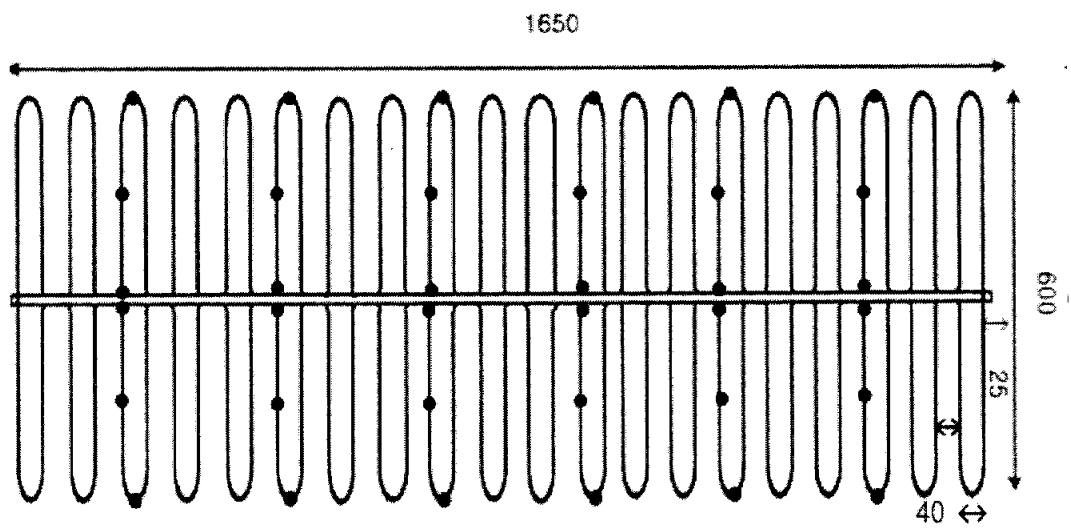


- | | |
|-------------------------------|-------------------------|
| 1. Expansion valve | 2. OCHP type evaporater |
| 3. Compressor | 4. Condenser |
| 5. Electric voltage regulator | 6. Digital power meter |
| 7. Adibatic material | 8. Thermal storage tank |
| 9. Data acquistion system | 10. Computer |
| 11. Magnetic flow meter | |

Fig 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus



(a) $D : 4.0 \text{ mm}$, $D : 2.8 \text{ mm}$ (34턴)



(b) $D : 3.2 \text{ mm}$, $D : 2.0 \text{ mm}$ (40턴)

Fig. 3.2 Schematic diagram of test section.

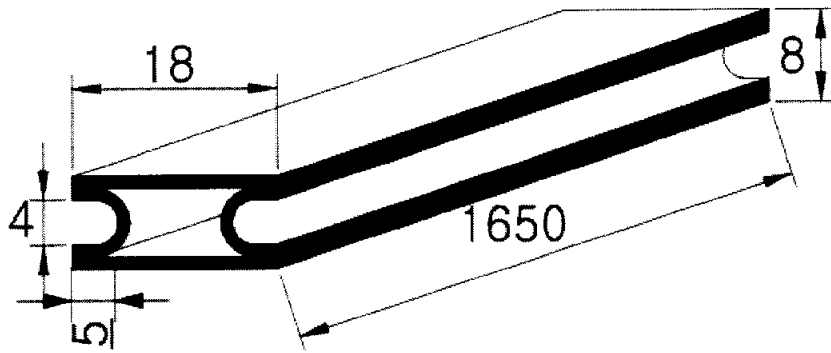


Fig. 3.3 Schematic diagram of hot water pipe line.

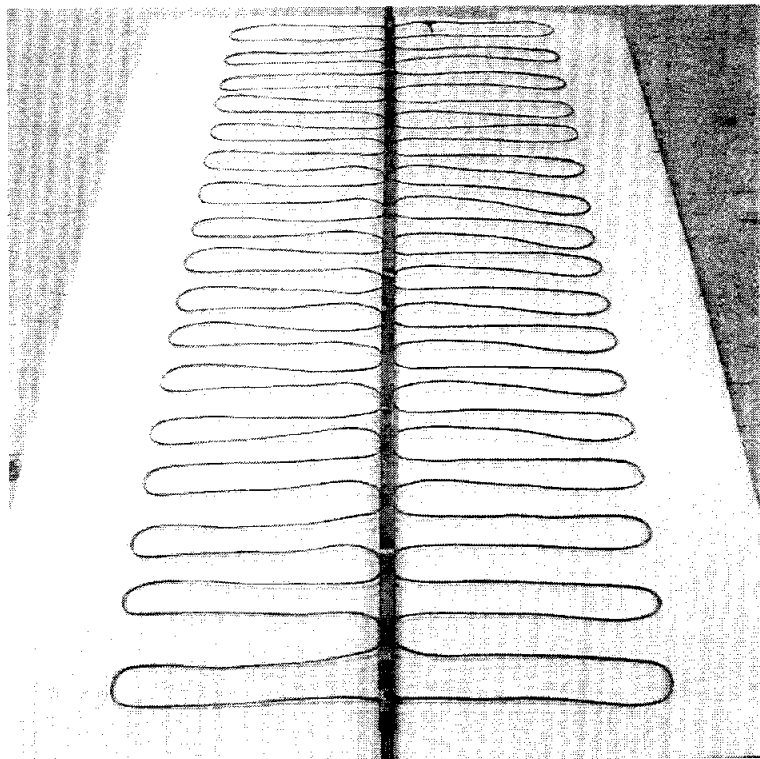


Photo. 3.2 Photograph of OCHP

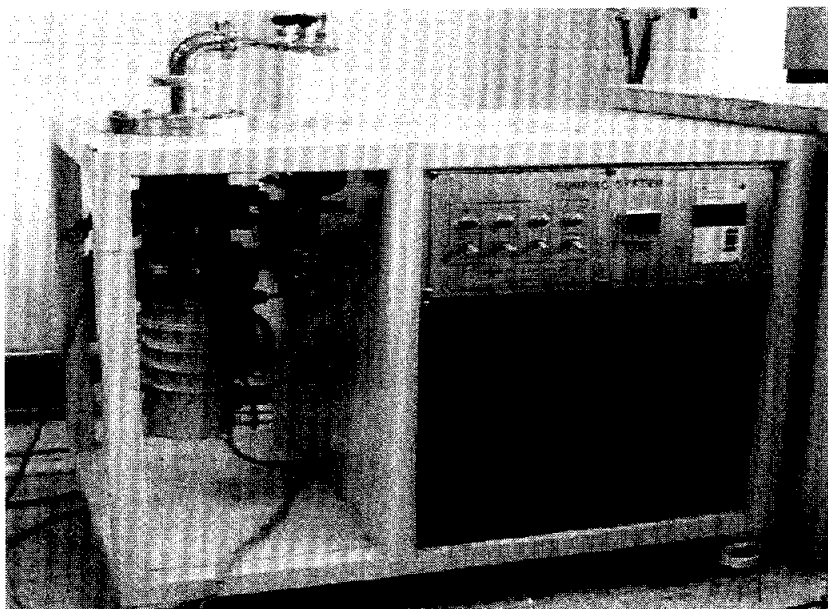


Photo. 3.3 Photograph of high vacuum system

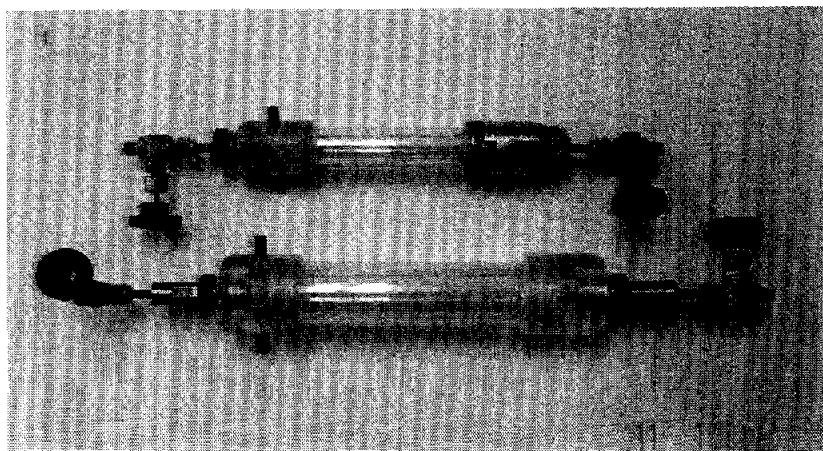


Photo. 3.4 Photograph of charging cylinder

3.2 실험 방법

실험은 축열조 내부 물의 온도를 16.5℃로 일정하게 유지시킨 상태에서 10 시간동안 냉동기를 가동하여 축냉 운전을 하고, 축열조내에 설치된 OCHP를 이용한 증발부에 얼음이 형성되도록 하였다. 시험부에는 냉동기에서 증발부 배관으로 유입되는 냉매의 입·출구 온도를 측정하기 위하여 증발부 헤더의 입구와 출구에 1개씩, 히트파이프의 표면온도를 측정하기 위해 외경 3.2 mm (내경 2.0 mm)와 4 mm(내경 2.8 mm)로 제작된 OCHP의 응축부, 증발부, 단열부에 각각 12개씩(Fig.3 참조), 물의 온도 변화를 측정하기 위하여 축열조 내부에 6개, 그리고, 냉동기의 압축기, 응축기, 팽창밸브의 입·출구에 각각 1개씩 T형 열전대를 부착하였다. 축열조는 외부의 영향을 받지 않도록 충분히 단열을 시켰고, 히트파이프와 물의 온도는 산술 평균값을 사용하였다. 열전대로부터 얻어진 데이터의 처리는 DR230(YOKOGAWA) 계측시스템과 컴퓨터를 이용하여, 10초 간격으로 데이터를 검출하여 PC로 처리하였다.

본 실험에서 사용된 열전대는 항온조에서 표준 온도계로 보정하였으며, 온도측정에서의 편차는 보정값에 대해 $\pm 0.2(K)$ 정도로 나타났다.

순환부인 OCHP형 증발기를 부착한 냉동기의 냉매 순환량은 평균 240 g/min으로 측정되었으며, 390 W의 일정한 전력을 공급하면서 10시간 동안 축냉 운전을 하였고, 증발기와 압축기 사이에 액압축을 방지하기 위해 보조히터의 열원을 사용하였다. 냉동기에 순환하는 냉매량을 알아보기 위해 전자식 질량 유량계(OVAL)를 설치하여 냉매량을 측정하였다.

UCHP 내부의 작동 유체 봉입량에 대한 영향을 알아보기 위해 내부 봉입량을 20%, 30%, 40%로 하였으며, 작동 경사각에 대한 영향을 알아보기 위해 0~90도까지 변화를 주면서 실험을 진행하였고, 작동유체는 R-22와 R-134a를 선정하였다.

제 4 장 실험 결과 및 고찰

4.1 내경 2.0 mm의 동관을 사용한 OCHP의 벽면 온도분포

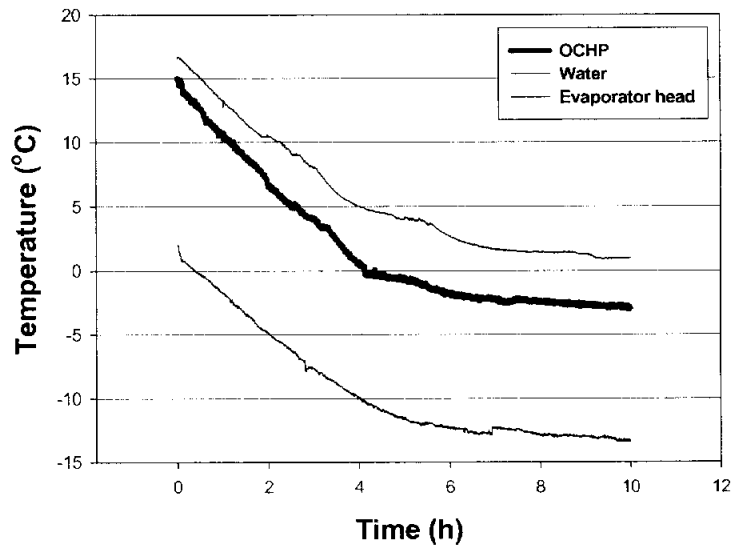
OCHP는 작동유체의 순환에 있어서 중력의 영향을 고려한 히트파이프의 각도가 중요 변수로서 작용하는 것으로 Maezawa등이 연구를 하였다.

OCHP형 증발기를 이용한 빙축열시스템에서의 내부 충전량 및 냉동기에서 증발기 헤드부분으로의 냉매온도에 따른 성능을 알아보기 위해 냉매 온도를 일정하게 유지시킨 상태에서 축열조의 저장수에 들어가기 전에 외부 공기 중에 노출시켜 OCHP의 응축부로부터 증발부까지의 길이 방향에 따른 온도의 변화를 알아보는 실험을 한 후 실제 빙축열 실험을 하였다.

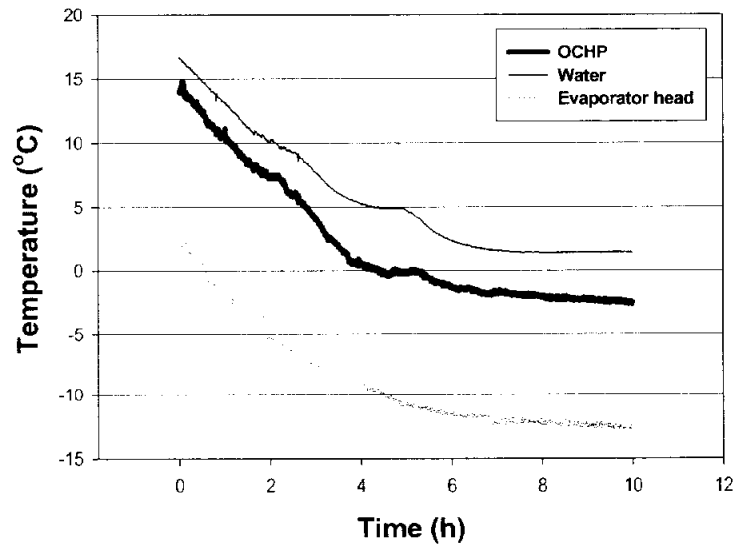
Fig. 4.1~4.6은 10시간의 축냉 운전동안 작동유체의 충전율과 작동 기울기에 따라 실험을 하고, 각각의 상태에 따라 OCHP와 축열조 내부의 저장수 및 냉동기 증발기의 헤더에 대한 온도 분포를 나타낸 것이다.

응축부(0 cm)로부터 멀어질수록 온도가 상승하였으나 증발부(0 cm)와 응축부(30 cm)의 중간 위치(15 cm) 이하에서부터는 온도가 거의 균일하게 나타났고, 이는 OCHP를 빙축열 시스템의 증발기로 이용할 경우 축열조에 균일한 온도를 지속적으로 전달함으로 해서 축열 성능이 원활히 진행될 수 있을 것임을 알 수 있었다. 또한 내부 봉입량이 30%인 경우가 20%와 40%인 경우보다 동일 조건에서 전체적으로 관 표면의 온도가 낮은 것으로 나타났으며, OCHP는 수평모드에서도 원활히 작동을 하였지만, 수직방향으로 기울기를 줄수록 더 높은 열응답성을 가지는 것을 알 수 있었다.

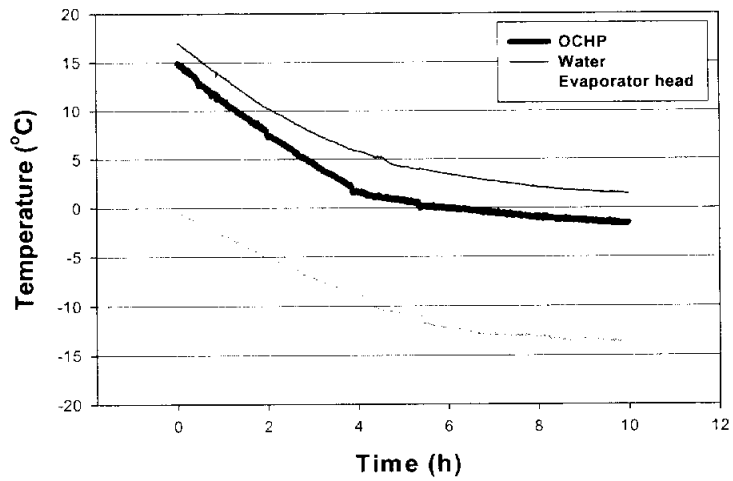
이 실험 결과에서 축열조내의 저장수와 OCHP와의 온도 차이를 Fig. 4.14에 표현하였고, 증발기 헤더와 OCHP와의 온도 차이를 Fig. 4.15에 나타내었다. 그래프에 나타난 것과 같이 외기에서 실험하였을 경우와 비슷한 경향을 보이며 OCHP가 작동하였지만 축열조 내부 저장수와 증발기 헤더의 온도 변화에 맞추어 거의 일정한 온도 차이를 보이며 작동하면서 저장수를 냉각시키는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)

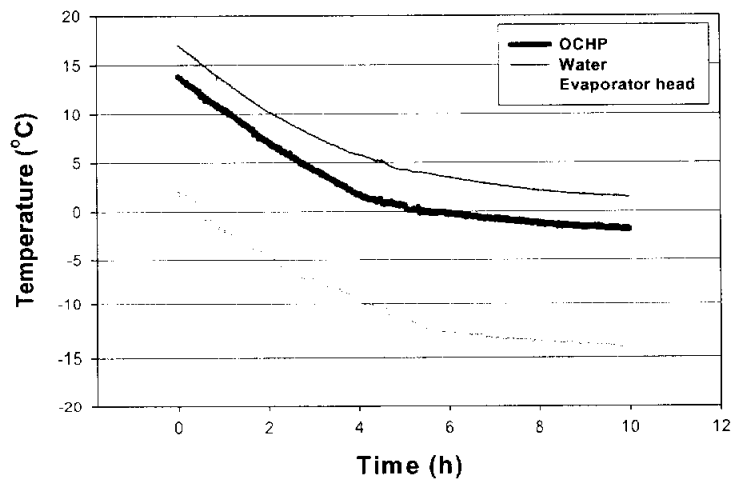


(b) Charging ratio : 30 (vol. %)

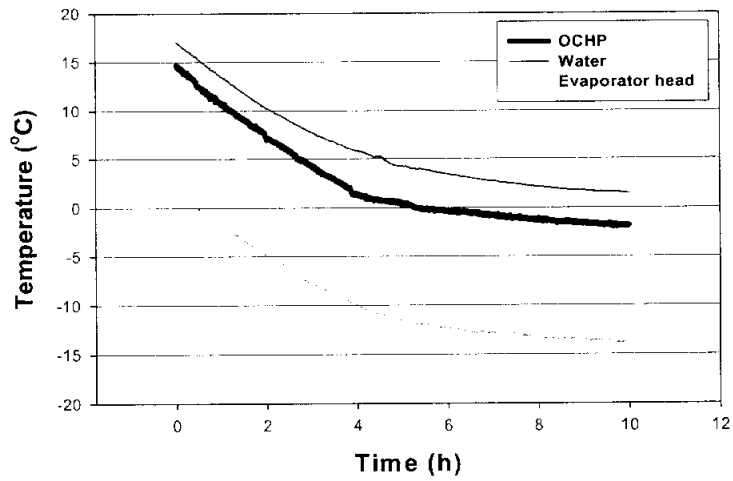


(C) Charging ratio : 40 (vol. %)

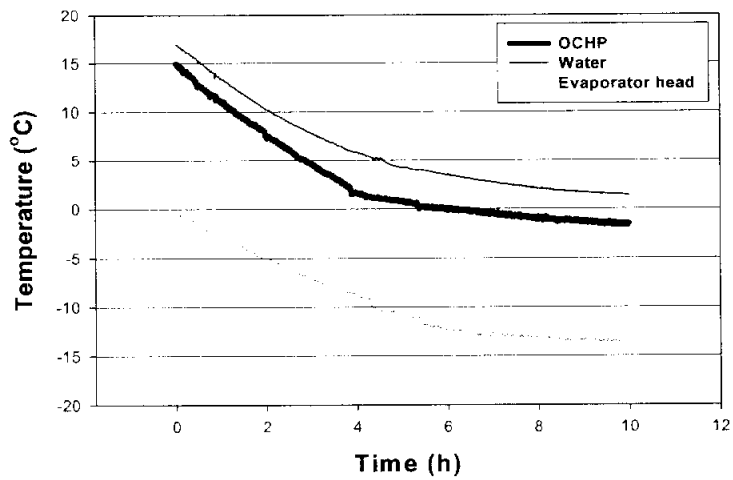
Fig. 4.1 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-22, Horizon cooling ($\theta = 0^\circ$)]



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)

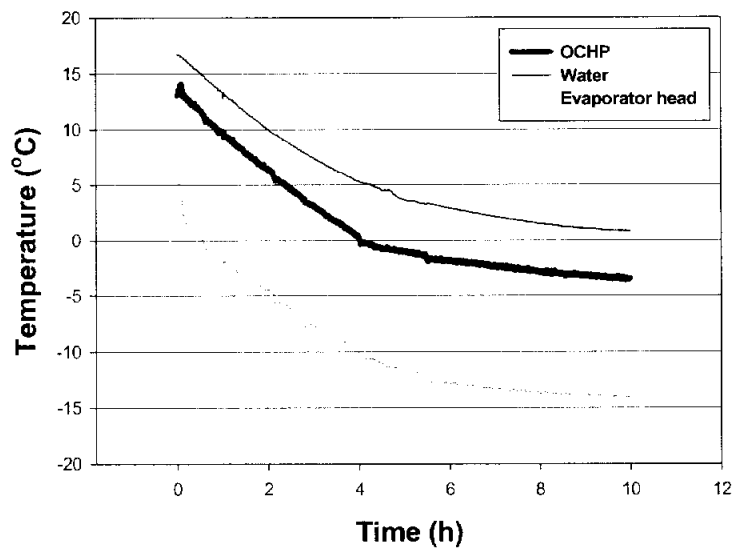


(b) Charging ratio : 30 (vol. %)

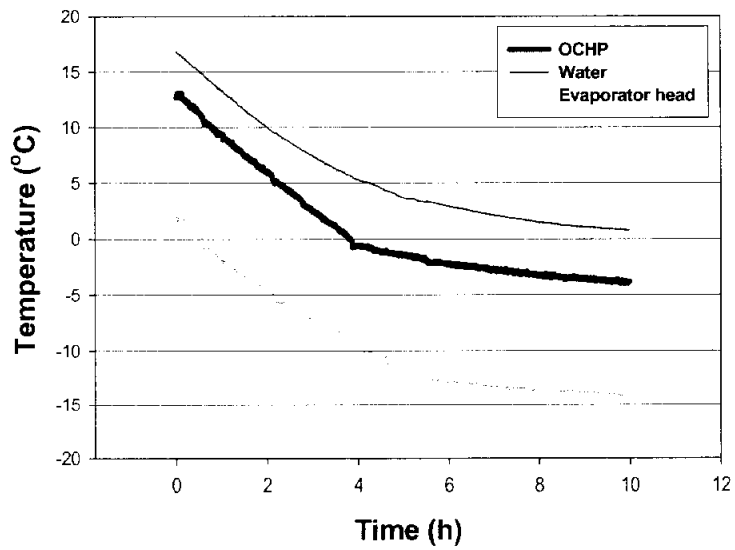


(c) Charging ratio : 40 (vol. %)

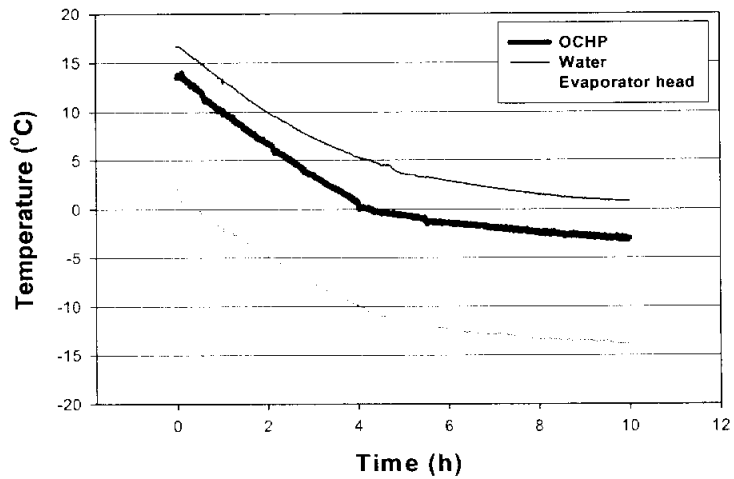
Fig. 4.2 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-134a, Horizon cooling ($\theta = 0^\circ$)]



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)

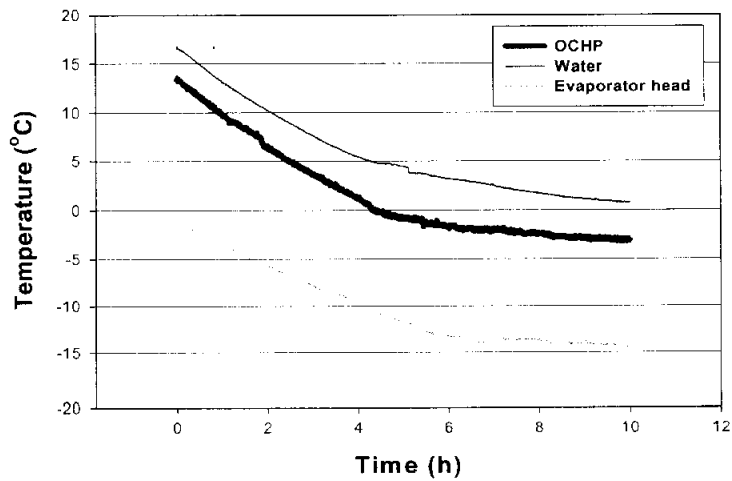


(b) Charging ratio : 30 (vol. %)

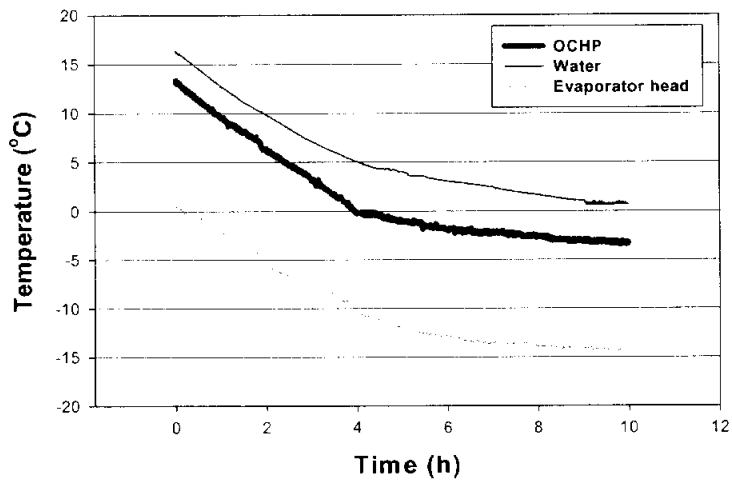


(c) Charging ratio : 40 (vol. %)

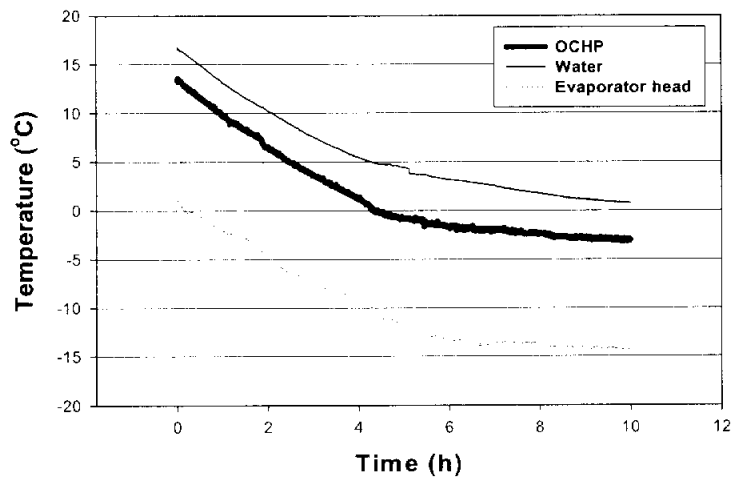
Fig. 4.3 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-22, Inclination cooling ($\theta = 45^\circ$)]



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)

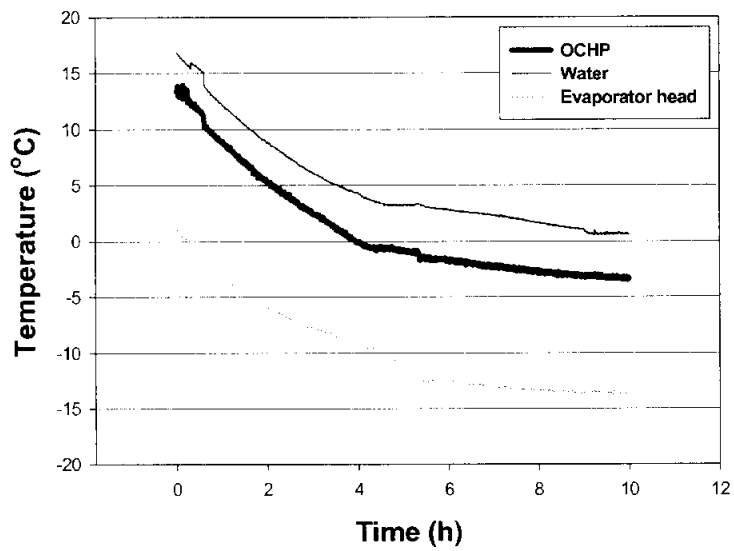


(b) Charging ratio : 30 (vol. %)

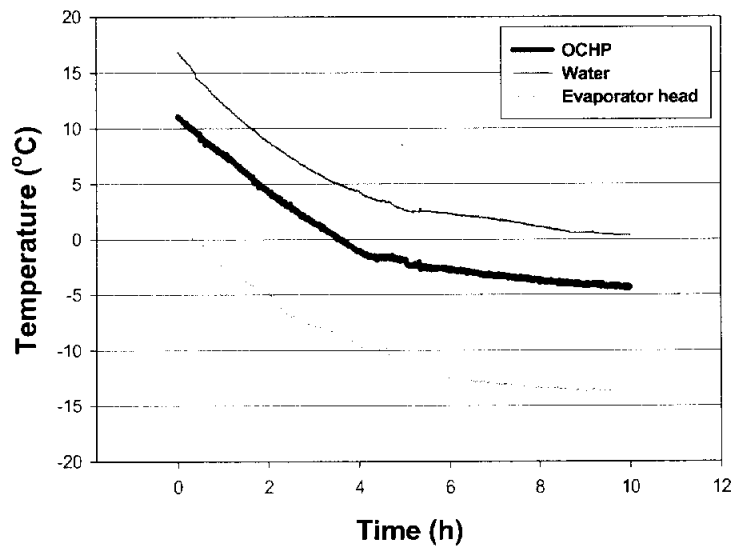


(c) Charging ratio : 40 (vol. %)

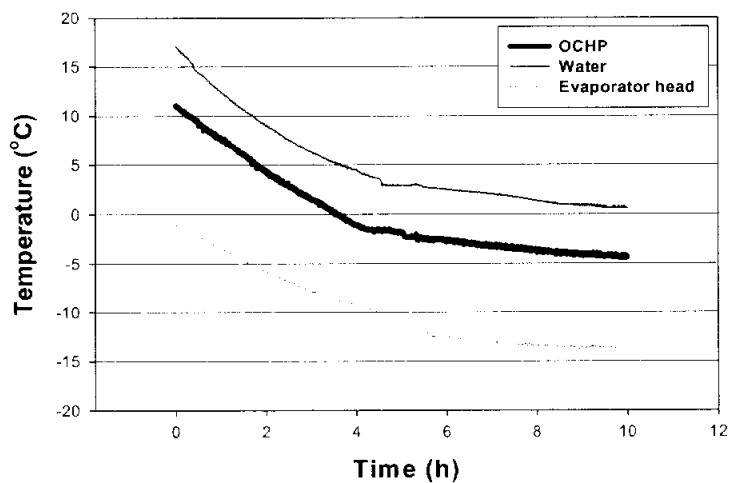
Fig. 4.4 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-134a, Inclination cooling ($\theta = 45^\circ$)]



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)

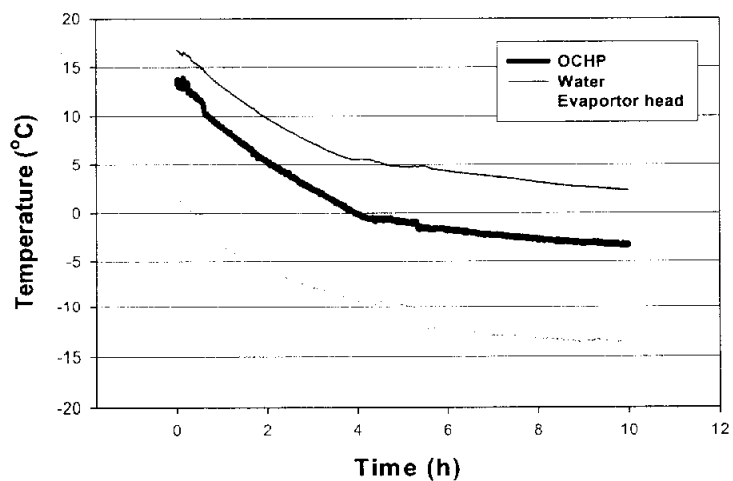


(b) Charging ratio : 30 (vol. %)

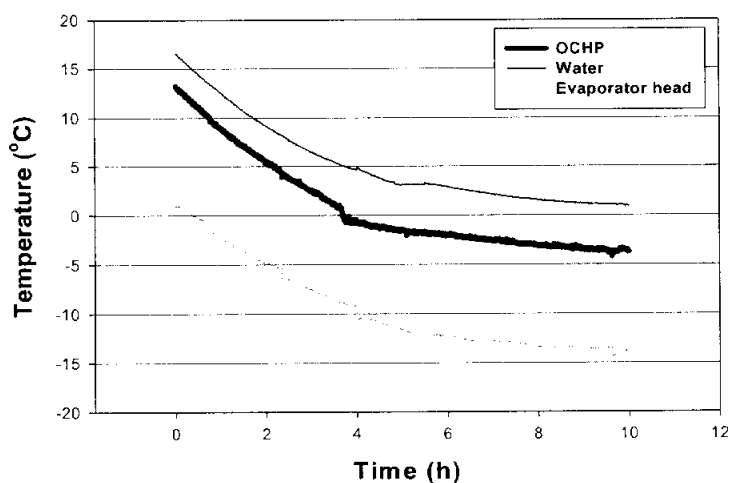


(c) Charging ratio : 40 (vol. %)

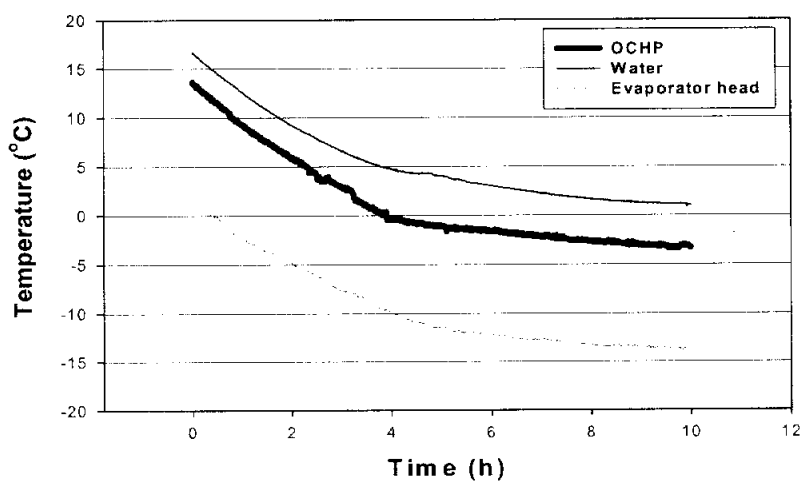
Fig. 4.5 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-22, TOP cooling ($\theta = 90^\circ$)]



(a) Charging ratio : 20 (vol. %)



(b) Charging ratio : 30 (vol. %)



(c) Charging ratio : 40 (vol. %)

Fig. 4.6 Profile of temperature of OCHP and storing water according to time
[R-134a, TOP cooling ($\theta = 90^\circ$)]

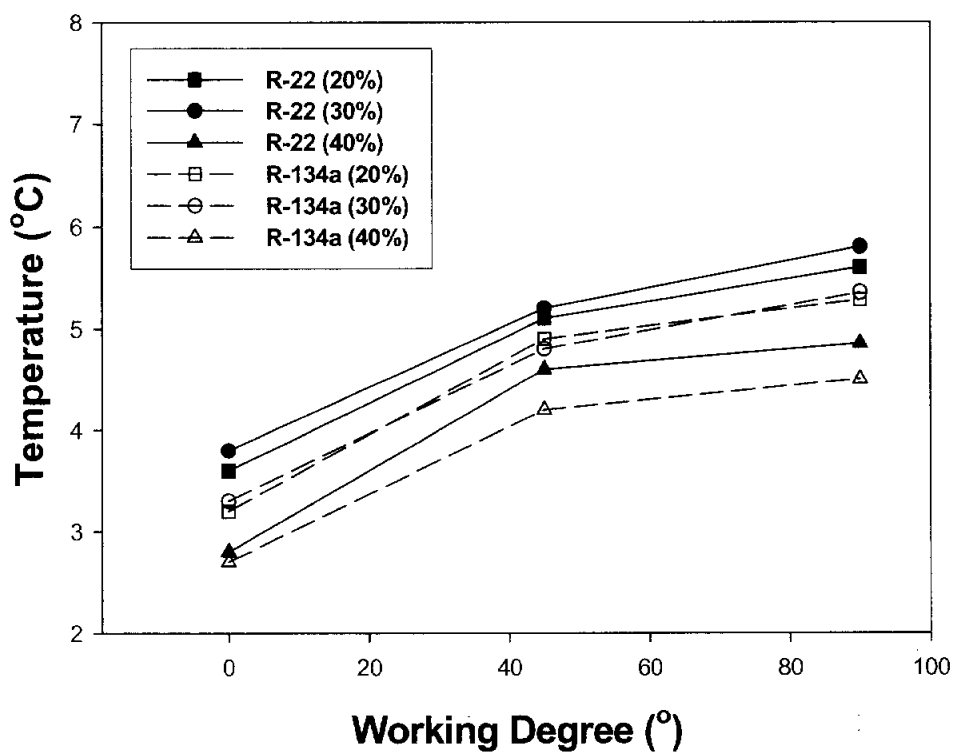


Fig. 4.7 Variation of the temperature difference of storing water and OCHP according to working degree.

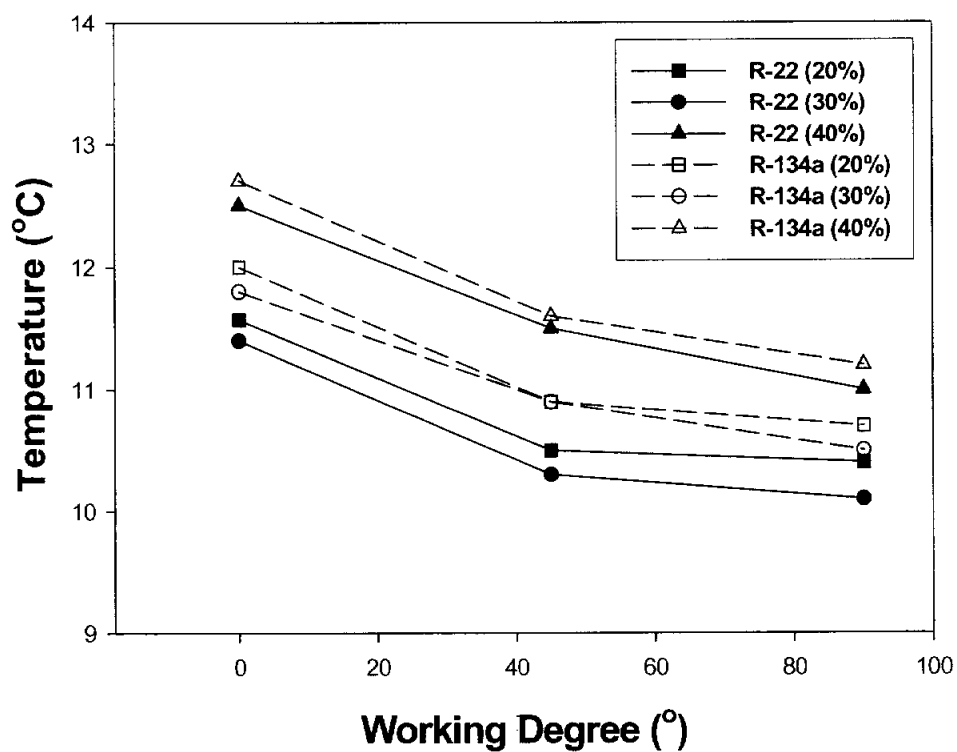


Fig. 4.8 Variation of the wall temperature difference of evaporator head and OCHP according to working degree.

4.2 내경 2.0 mm의 동관을 사용한 OCHP의 제빙특성

Photo 4.1의 (a), (b), (c)는 빙축 운전을 하는 동안 OCHP에 제빙되는 형상을 나타내었으며, 제빙은 냉동기의 냉매가 직접적으로 통과하는 증발부 헤더에서 먼저 형성된 이후에 히트파이프의 표면을 통해 서서히 전체적으로 제빙이 이루어졌다.

Fig. 4.16 ~ 4.18은 10시간동안의 축냉 운전을 통해 OCHP의 세관에 형성된 제빙두께를 작동 유체의 충전량에 따라 작동 기울기별로 나타내었다. 실험 결과 R-22와 R-134a 모두 작동 유체 충전량 30(Vol.%)에서 좋은 결과를 보이는 것을 알 수 있었다. 충전량 30(Vol.%)에서 기울기에 따른 결과를 보면, 수평에서는 R-22가 최대 27.8 mm까지 세관에 제빙이 형성되었고, R-134a는 25 mm가 형성되었다. 45도 기울기를 주고 실험을 하였을 때에는 R-22가 31 mm, R-134a가 28.5 mm까지 형성되었으며, 90도 기울기에서는 R-22가 33 mm, R-134a가 29.5 mm가 형성되는 것을 측정하였다. Fig. 4.19 ~ 4.21은 빙축열 시스템에서 10시간의 축냉 운전 동안 제빙된 얼음량을 측정한 결과이다. 가장 활발한 결과를 보인 것은 R-22와 R-134a 모두 30(vol.%)에서 작동각도가 90°였을 경우로 각각 36 kg과 33 kg이 제빙되었고, 수평에서는 31.5 kg과 28 kg, 45°에서는 33.8 kg과 31.6 kg이었다.

축냉 운전 동안의 축열조내의 저장수와 제빙량을 토대로 빙축열량을 계산한 결과는 Fig. 4.22 ~ 4.24에 나타내었다. 측정결과는 앞의 제빙량에 거의 비례하게 나타났으며, 최고 빙축열량은 역시 작동유체 충전량 30(vol.%)에서 작동 기울기 90°였을 경우로 R-22에서 6800 kcal, R-134a에서 6400 kcal로 측정되었다.

OCHP의 전열면적에 대한 열유속을 측정해 보면 Fig.25와 같이 계산되는데,

경향은 앞서 표현한 결과들과 크게 다르지 않는 결과를 나타내는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 4.25는 OCHP의 열유속을 나타낸 것으로서 최대 열유속은 앞선 결과들과 마찬가지로 작동유체 충전량 30(vol.%)에 작동 기울기 90°에서 R-22에서 2.63 kW/m², R-134a에서 2.48 kW/m²이 나왔다.

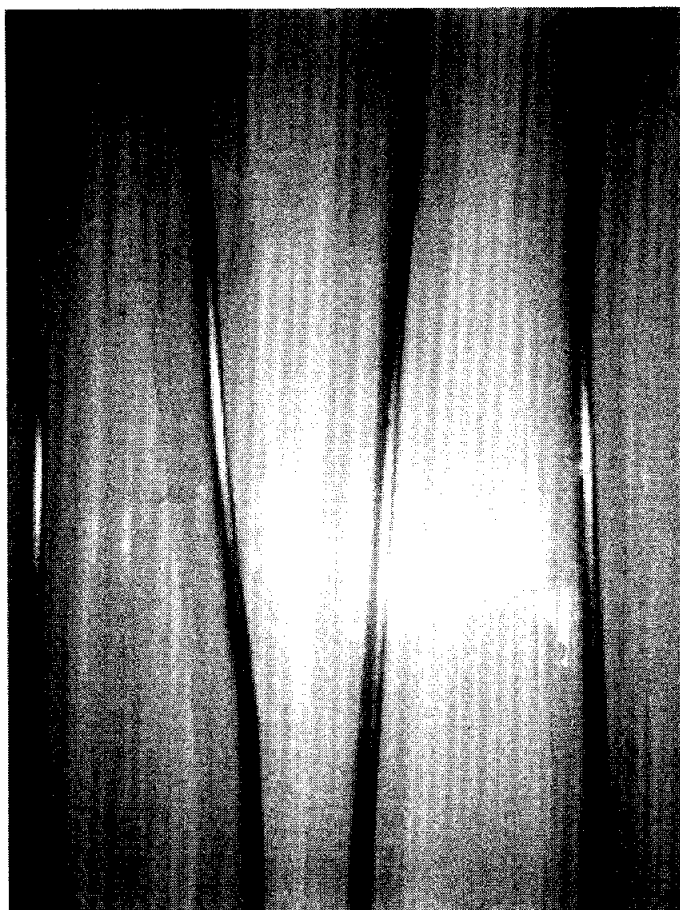
본 실험에서 빙축열량을 얻기 위해 식 (4.1), (4.2), (4.3)을 사용하였고, 식 (4.4)는 열유속을 얻기 위해 사용하였다.

$$Q_w = m_w \cdot c_{p,w} \cdot \Delta T_w \quad (4.1)$$

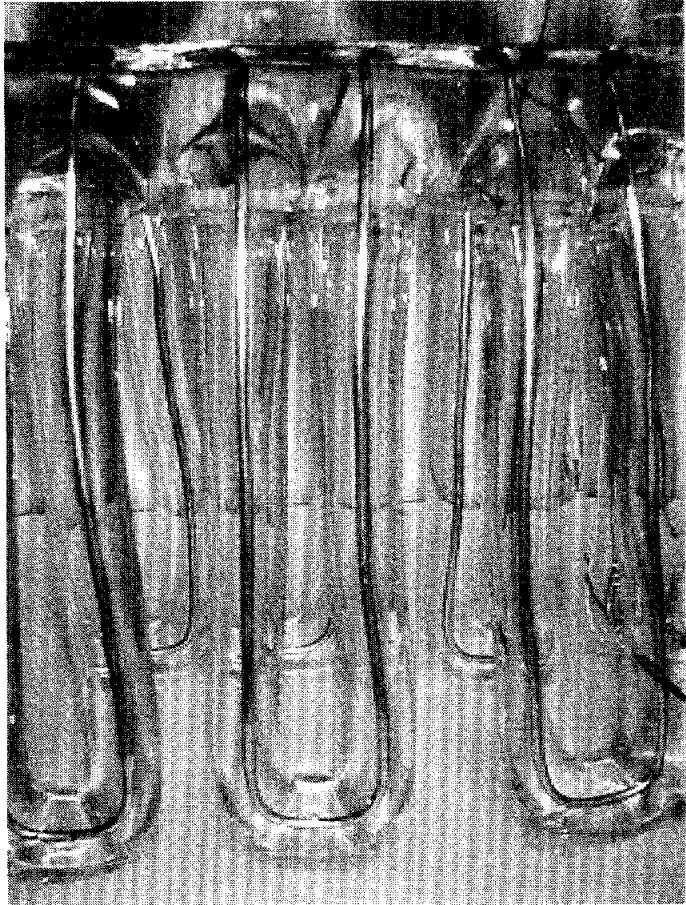
$$Q_{ice} = m_{ice} \cdot R + m_{ice} \cdot c_{ice} \cdot T_{ice} \quad (4.2)$$

$$Q_t = Q_w + Q_{ice} \quad (4.3)$$

$$q'' = \frac{m c_p (T_{w,b} - T_{w,e})}{A} \quad (4.4)$$



(a) Ice thickness : 25 mm



(b) Ice thickness : 30 mm



(c) Ice thickness : 33 mm

Photo. 4.1 Ice making on OCHP

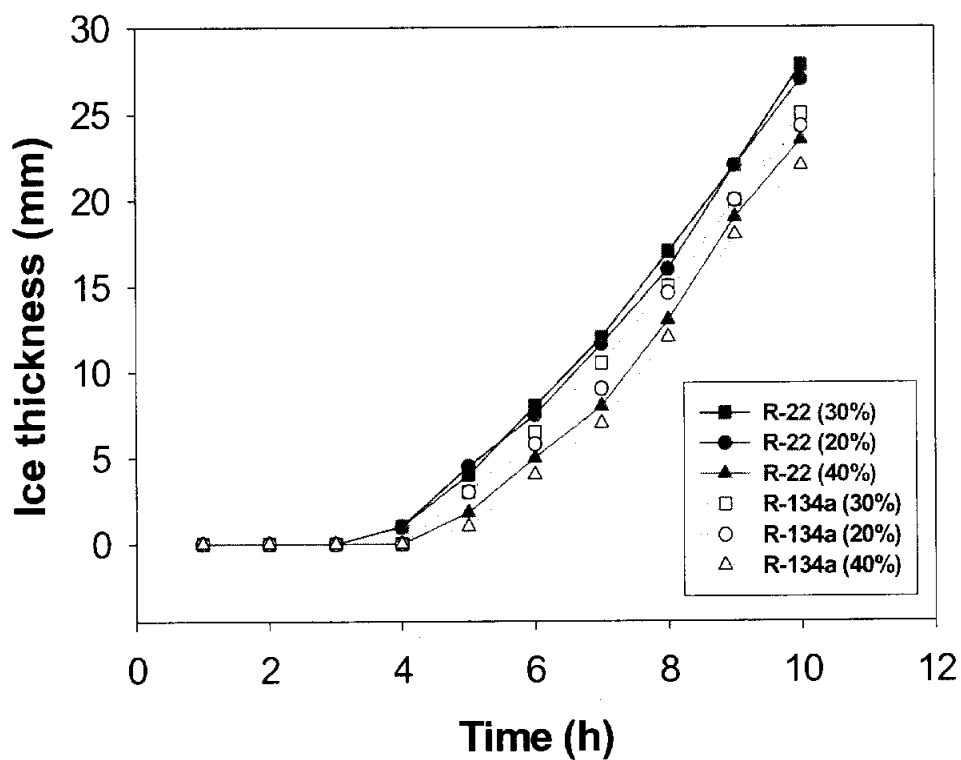


Fig. 4.9 Ice thickness on OCHP profile with respect to time at working degree 0°.

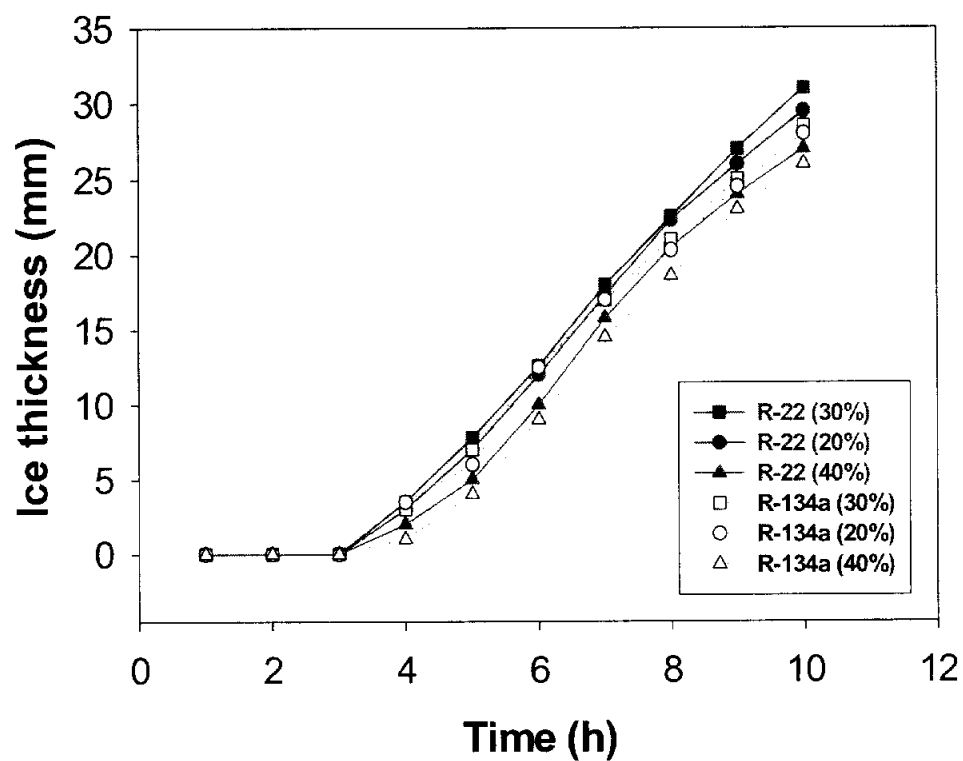


Fig 4.10 Ice thickness on OCHP profile with respect to time at working degree 45° .

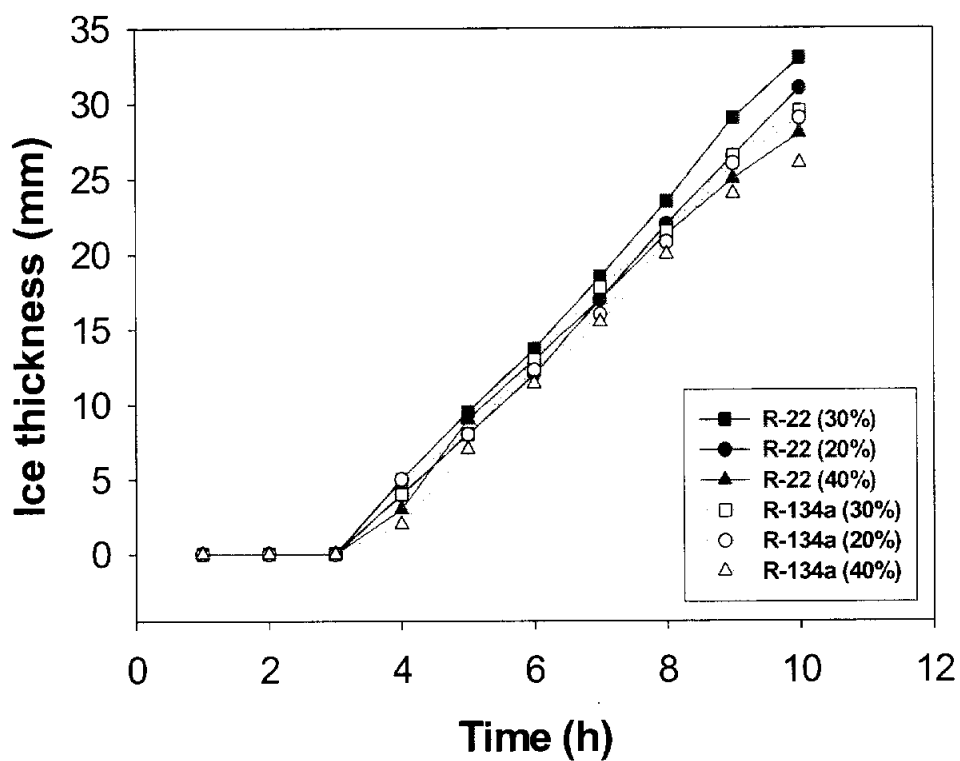


Fig 4.11 Ice thickness on OCHP profile with respect to time at working degree 90°.

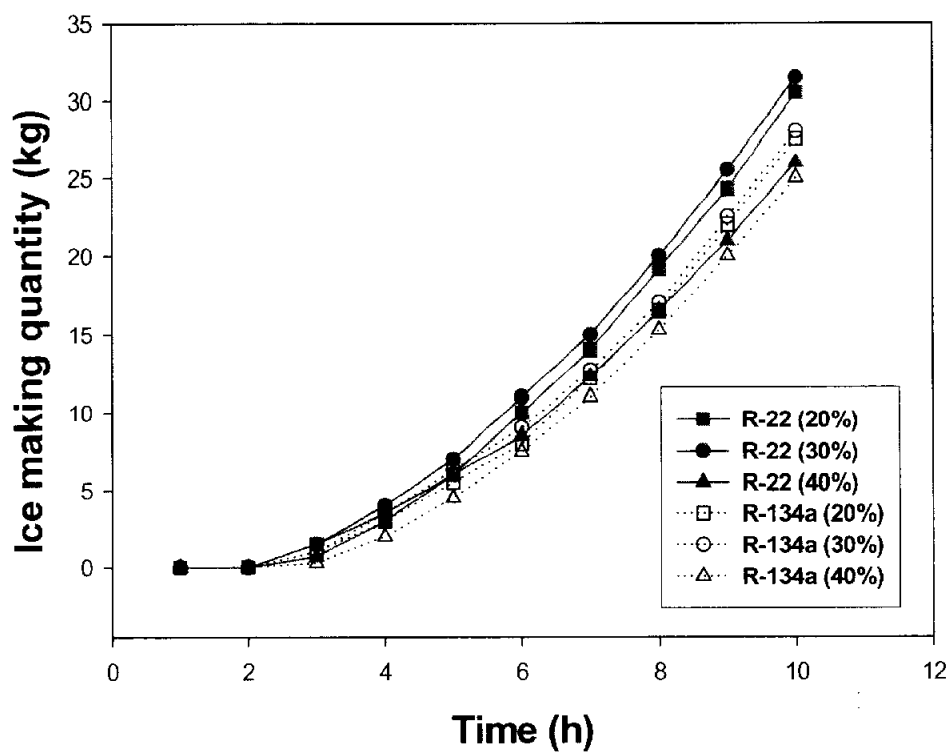


Fig.4.12 Ice making quantity profile with respect to time at working degree 0°

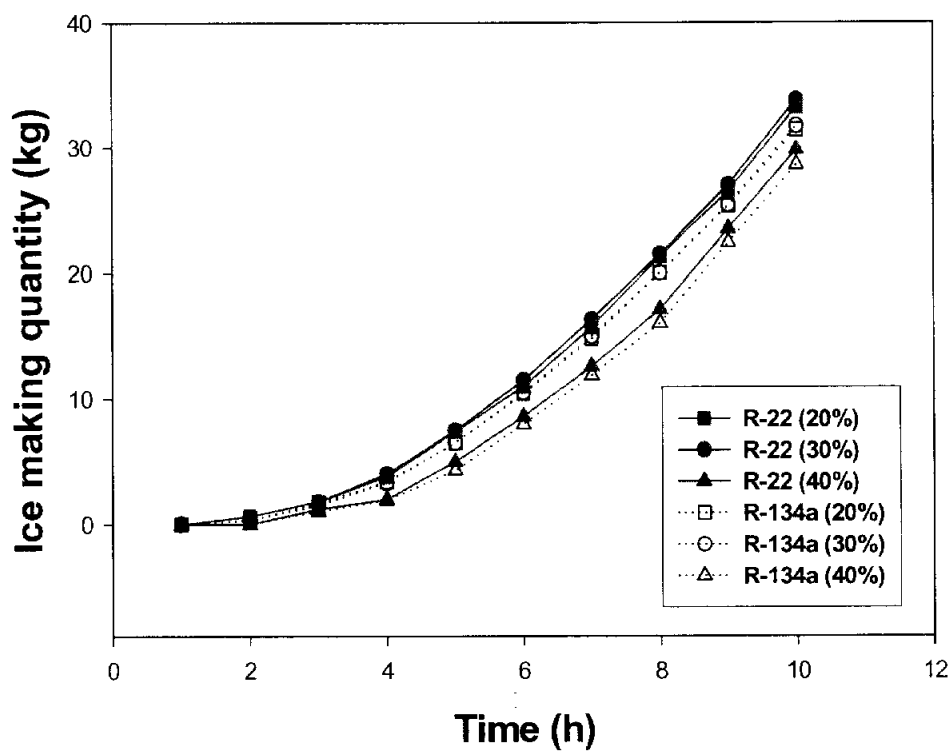


Fig.4.13 Ice making quantity profile with respect to time at working degree 45° .

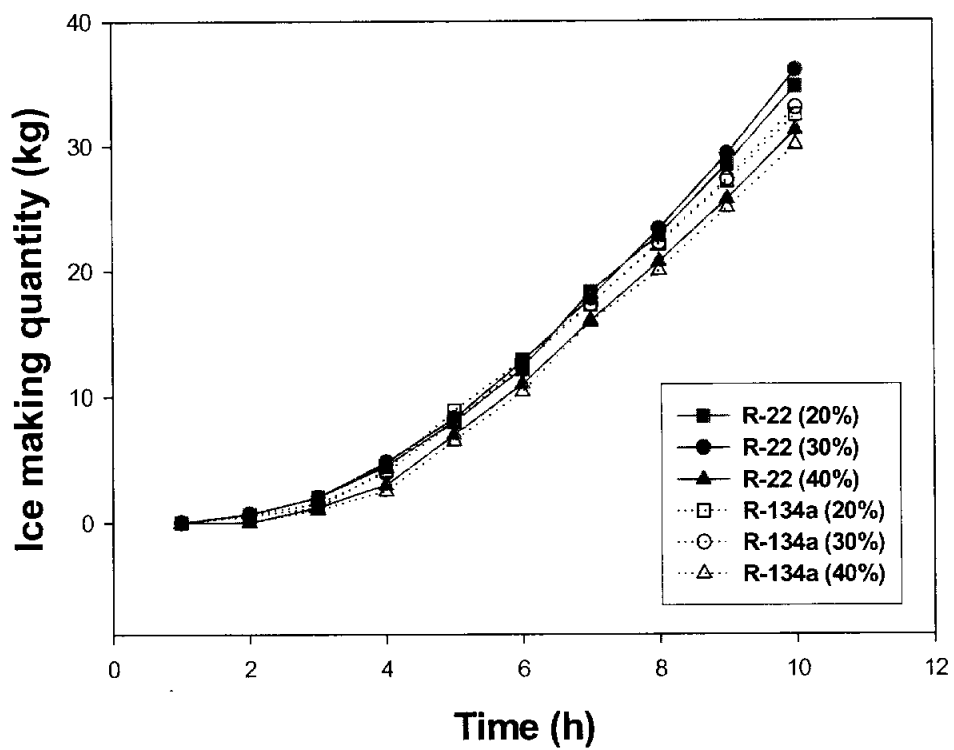


Fig.4.14 Ice making quantity profile with respect to ice making time at working degree 90° .

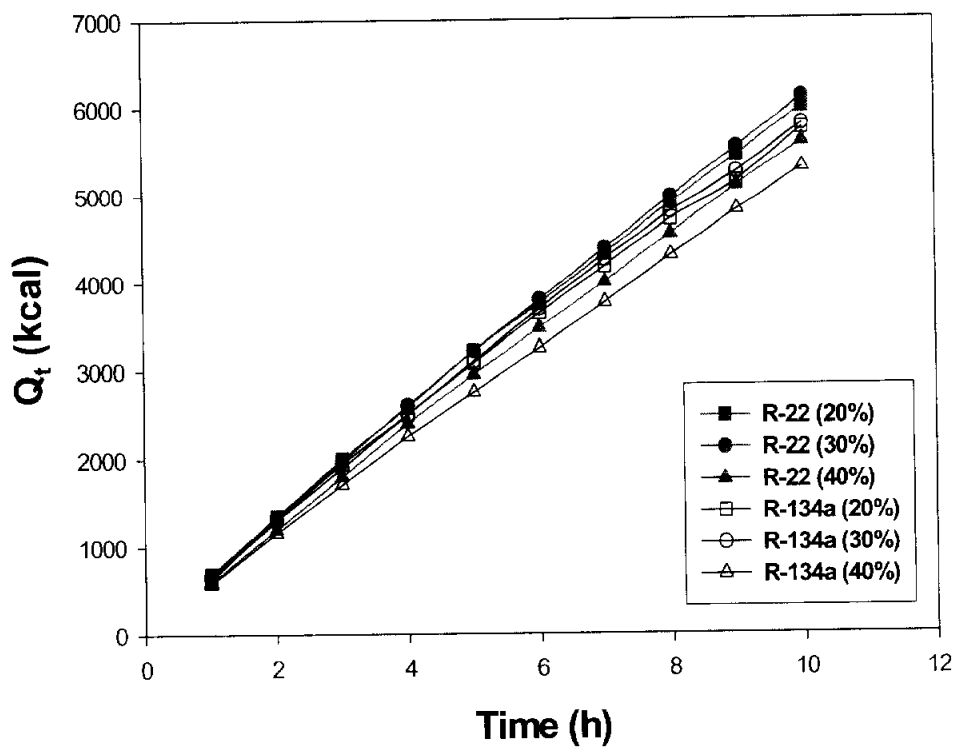


Fig. 4.15 Variation of ice storage capacity according to ice making time. (Working degree : 0°)

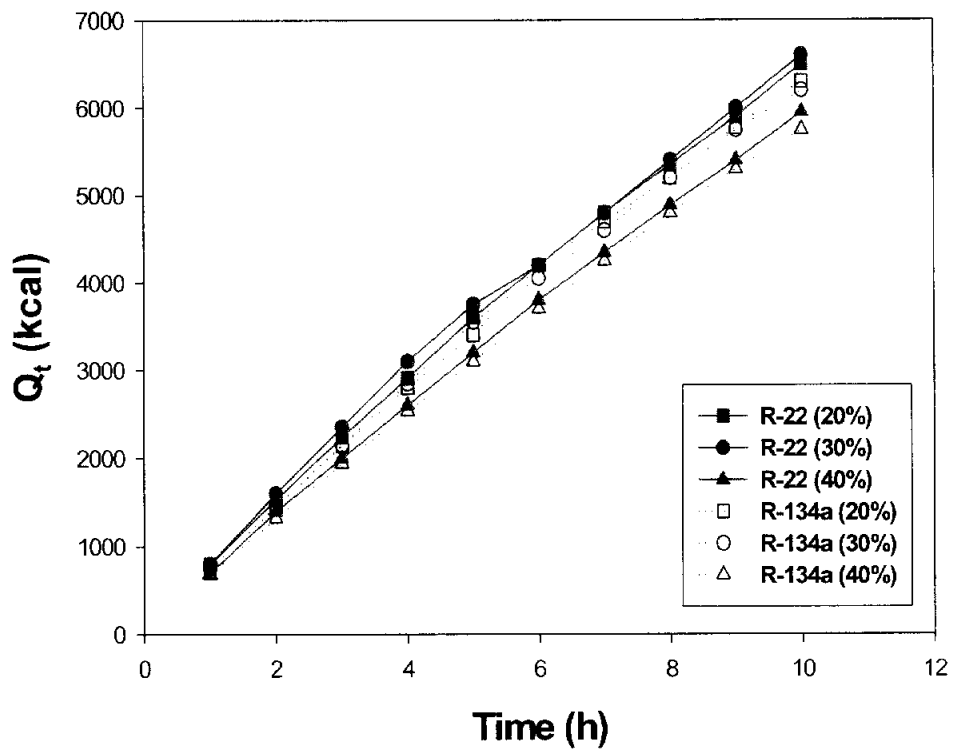


Fig. 4.16 Variation of ice storage capacity according to ice making time. (Working degree : 45°)

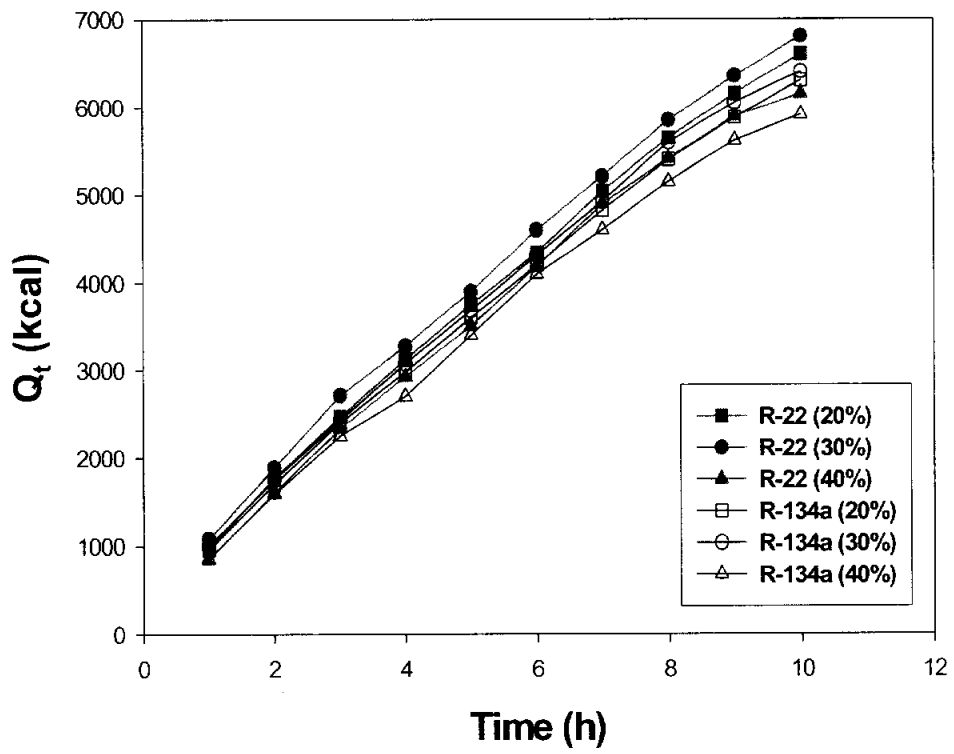


Fig. 4.17 Variation of ice storage capacity according to ice making time. (Working degree : 90°)

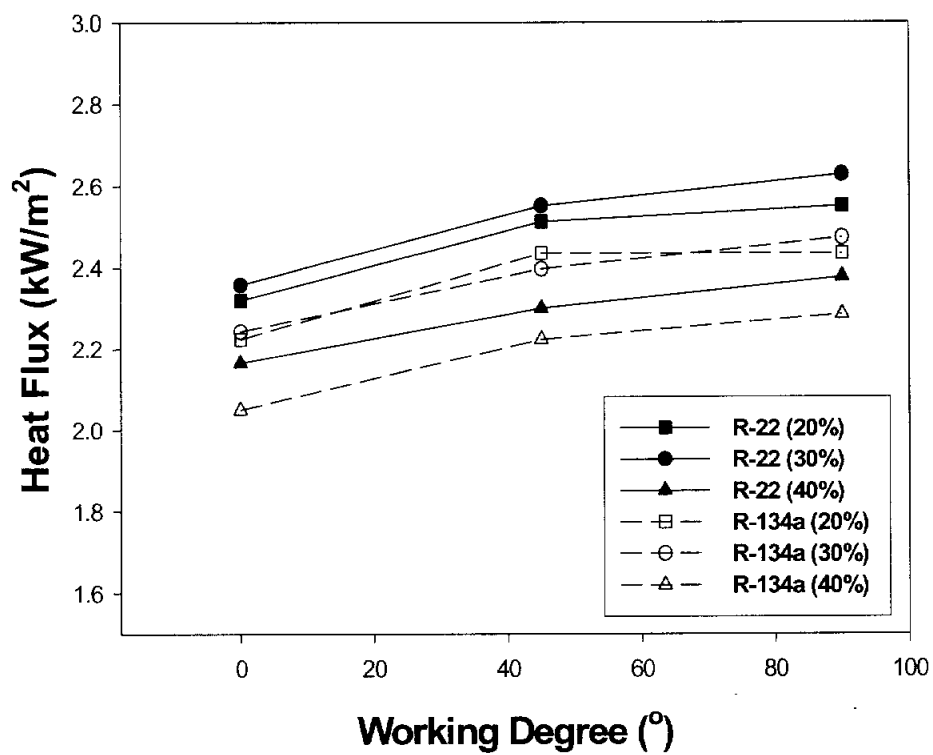


Fig. 4.18 Variation of heat flux according to working degree.

4.3 내경 2.8 mm의 동관을 사용한 OCHP의 실험결과

내경 2.0 mm의 동관을 사용한 OCHP와의 비교를 위해 내경 2.8 mm의 동관을 사용한 OCHP를 제작하여 실험을 수행하였다. 내경 2.0 mm의 동관을 사용한 실험에서 기온기 별로 실험을 수행한 결과 모든 작동 상태에서 원하는 만큼의 결과를 도출하였으므로 실험 중에서 대체로 낮은 결과를 보였던 수평모드에서 내경 2.8 mm의 동관을 사용한 OCHP에 대한 실험을 하여 내경 2.0 mm와 비교하였다.

Fig. 4.26은 10시간동안의 축냉 운전을 통해 내경 2.8 mm의 OCHP 세관에 형성된 제빙두께를 작동 유체의 충전량에 따라 나타내었다. 실험결과 R-22와 R-134a 모두 작동 유체 충전량 30(Vol.%)에서 가장 좋은 결과를 보이는 것을 알 수 있었다. 충전량 30(Vol.%)에서 R-22가 최대 28 mm까지 세관에 제빙이 형성되었고, R-134a는 25 mm가 형성되었다. Fig. 4.27은 제빙량을 나타낸 것으로 최대 제빙량은 R-22에서 29 kg, R-134a에서 26 kg이었으며, Fig. 4.28의 전체 빙축열량은 R-22에서 5900 kcal, R-134a에서 5540 kcal로 나타났다. 이런 결과에서 알 수 있듯이 세관 형성되는 제빙두께는 내경 2.0 mm에서 실험한 결과와 거의 차이가 나지 않았지만, 전체 제빙량 및 빙축열량에서는 내경 2.0 mm가 더 좋은 결과가 도출되었다. 이것은 전체적인 전열면적은 2.8 mm가 약 0.015 m^2 이 커지만 Fig. 4.29에서 볼 수 있듯이 열유속 면에서 2.0 mm의 OCHP가 훨씬 좋았기 때문에 나타난 결과이다. 또한 같은 길이의 튜브 수가 2.0 mm에서 증발해더 좌우로 3턴씩이 많았기 때문에 제빙 형성에 더 큰 도움이 되었기 때문인 것으로 추측된다.

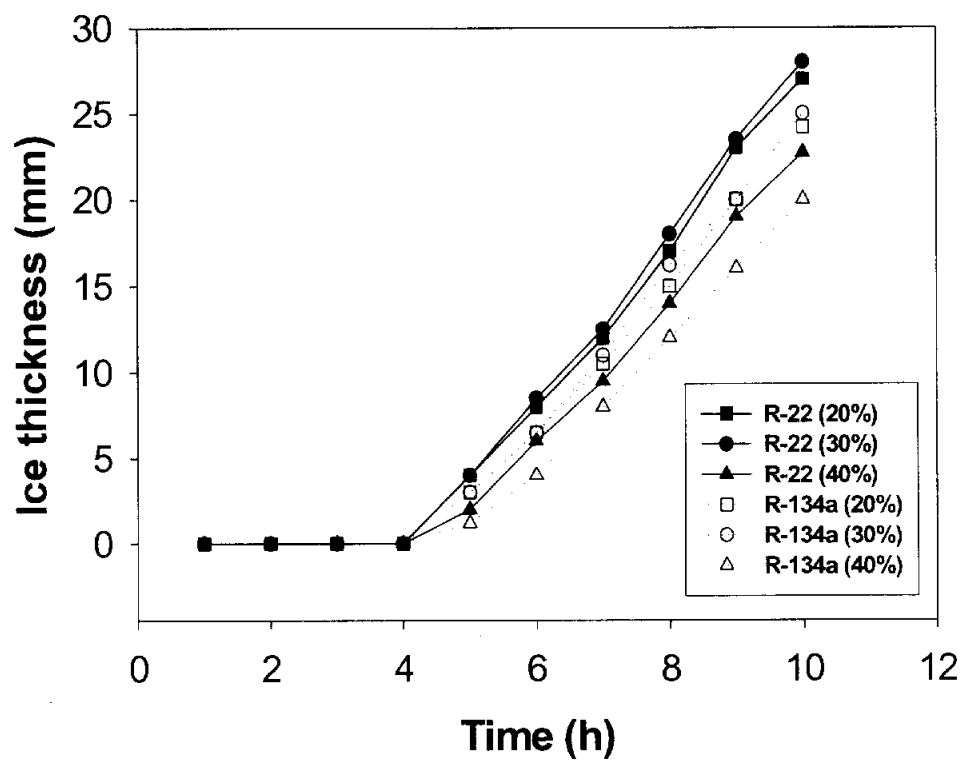


Fig. 4.19 Ice thickness on OCHP profile with respect to time at working degree 0° .

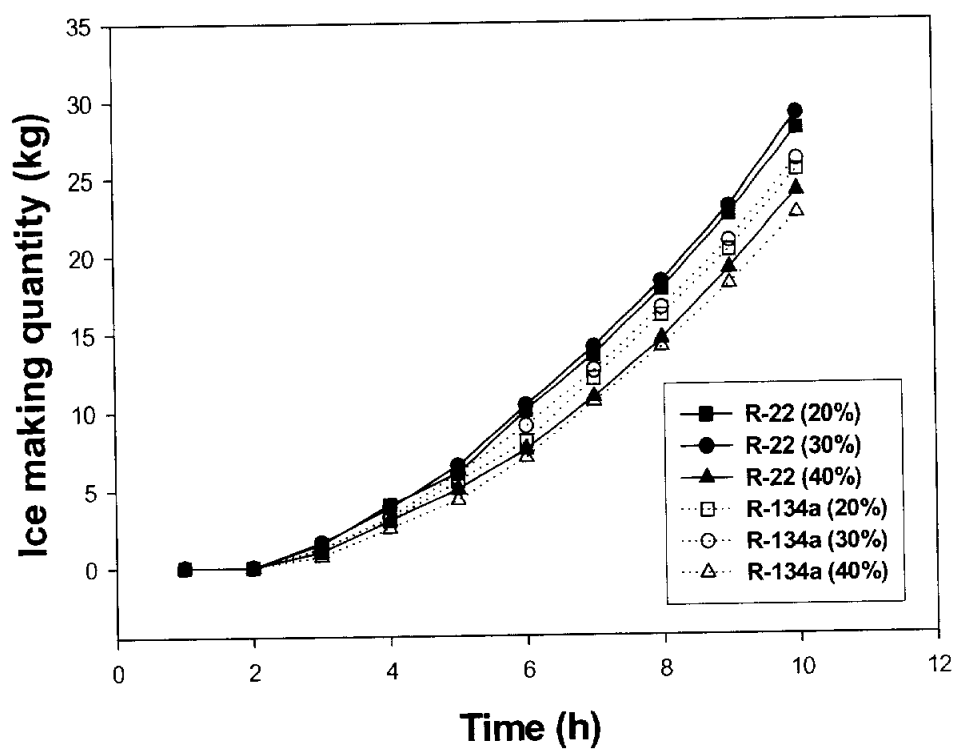


Fig. 4.20 Ice making quantity profile with respect to ice making time at working degree 0°

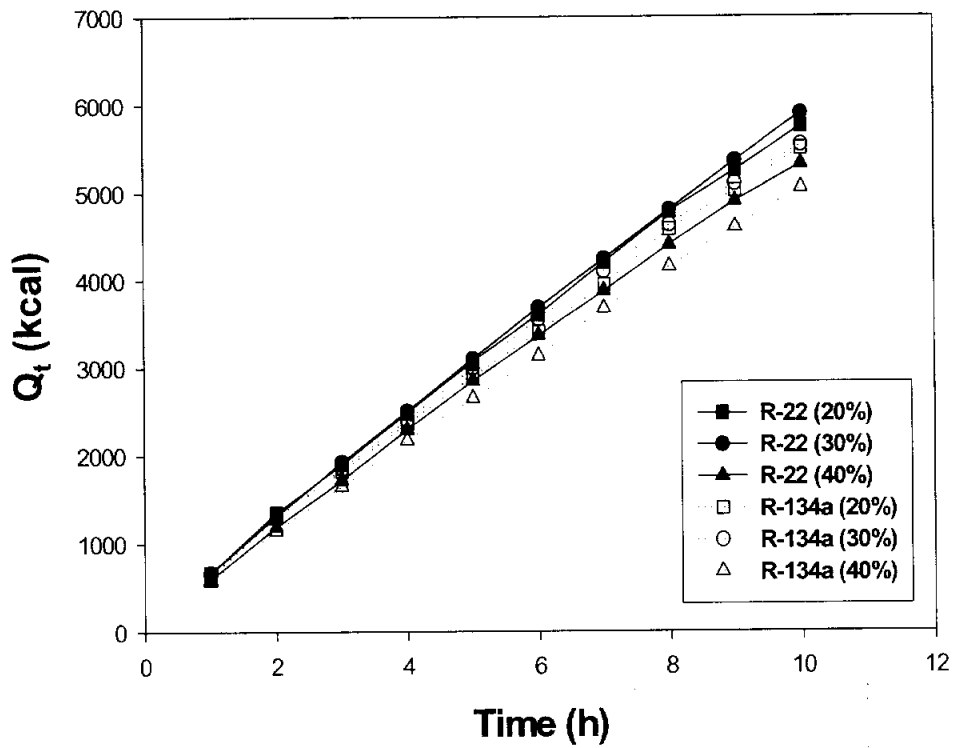


Fig. 4.21 Variation of ice storage capacity according to ice making time. (Working degree : 0°)

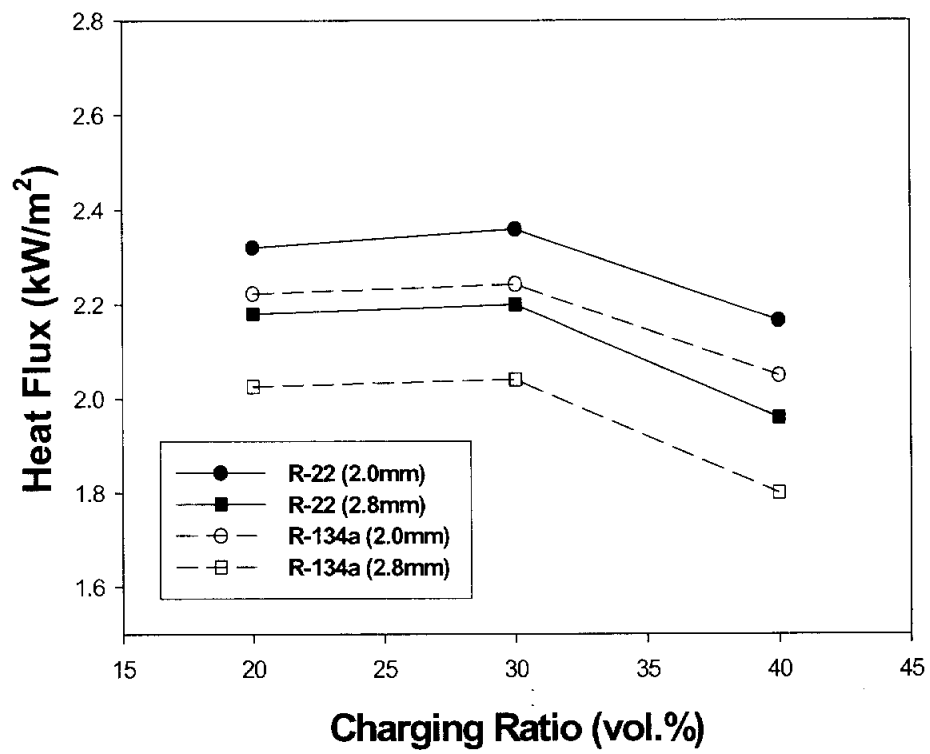


Fig. 4.22 Variation of heat flux according to charging ratio.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 OCHP에 작동유체로 R-134a와 R-22를 이용하여 제빙에 적용하여 보았다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 빙축열 시스템에 적용되는 OCHP의 작동유체로 R-22가 R-134a보다 더 좋은 열응답성을 보였고, 충전율은 30(vol.%)가 최적으로 나타났다.
- (2) 외기에서 OCHP를 실험하였을 경우와 축열조 내부의 저장수에서 직접 축냉 운전을 하였을 경우 거의 비슷한 경향으로 증발기 헤더 및 저장수와 온도 차이를 보이면서 작동하는 것을 알 수 있었다.
- (3) 제빙은 냉동기의 냉매가 흐르는 증발부 헤더에서 먼저 형성되었고, OCHP는 지속적으로 저장수의 열을 흡수하다가 OCHP의 표면 온도가 0°C에 가까워지면서 제빙이 되기 시작하였다.
- (4) 10시간의 축냉운전을 통해 수평에서는 R-22가 최대 27.8 mm까지 세관에 제빙이 형성되었고, R-134a는 25 mm가 형성되었다. 45도 기울기를 주고 실험을 하였을 때에는 R-22가 31 mm, R-134a가 28.5 mm까지 형성되었으며, 90도 기울기에서는 R-22가 33 mm, R-134a가 29.5 mm가 형성되는 것을 측정하였다.
- (5) OCHP를 이용한 빙축열 시스템에서의 제빙량은 R-22와 R-134a 모두 30(vol.%)에서 작동 경사각이 90°(top cooling)인 경우로 각각 36 kg과 33

kg이 제빙되었다. 시간에 따른 제빙량은 $f(x)=0.373x^2-0.0181x-0.765$ 로 나타났고, 제빙율은 3시간까지 완만한 증가를 보이다가 세관에 제빙이 형성되는 시점부터 크게 증가하였다.

(6) 최고 빙축열량은 작동유체 충전량 30(vol.%)에서 작동 기울기 90° 였을 경우로 R-22에서 6800 kcal, R-134a에서 6400 kcal로 측정되었고, 최고 열유속은 R-22에서 2.63 kW/m^2 , R-134a에서 2.48 kW/m^2 이 나왔다.

(7) 2.0 mm와 2.8 mm의 동관을 사용한 OCHP를 수평에서 비교한 결과 세관에 형성되는 제빙두께는 비슷하였으나, 열유속 면에서 2.0 mm가 더 나은 결과를 보였다.

참고문헌

- [1] 장기창, 이영수, 나호상, 장영석, 2001, 3단 히트파이프 제빙적용, 대한설비공학회 하계학술발표회 논문집, vol. 3, pp 1469-1475.
- [2] 이회찬, 1991, 관외착빙형 코일에 대하여, 공기조화·냉동공학, 제20권, 제2호, pp 104-109.
- [3] 장영근, 허창기, 김석현, 2002,관외착빙형 빙축열시스템의 제빙특성에 관한 실험적 연구, 대한설비공학회, 하계 학술 대회 발표 논문집, vol.1, pp84-88.
- [4] 박승상, 김영률, 2001, 빙축열시스템의 이용기술, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 6-15.
- [5] 김채동, 2001, 새로운 시각의 빙축열 재료, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 16-20.
- [6] 이동원, 2001, 아이스슬러리형 빙축열 시스템과 그 이용, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 21-26.
- [7] 김정수, 2001, 한전의 축열식 전력공조 보급지원제도, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 27-32.
- [8] 조현구, 2001, 빙축열 에어컨의 소개, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 33-37.
- [9] 이상렬, 2001, 일본의 축열시스템 시운전 조정 및 검수, 설비저널, Vol.30, No. 6, pp 43-48.
- [10] 이육현, 진동세관형 히트 파이프의 열전달 및 유동특성에 관한 연구, 부경대학교 박사학위논문, 2000.
- [11] 김종수, 히트파이프 열교환기, 수산양식, 제108호, pp. 89~93, 1998
- [12] 부준홍, 1999, 열수송용 히트파이프, 설비, vol. 16, No. 11, pp. 48~66.

- [13] Yamaha, M., 1991, Studies on Thermal Characteristics of Ice Storage Tank, SHASE of Japan, No. 46.
- [14] V Bednarska, I Jackowska, W Jastrzebski and P Kowalczy, 1996, A three section heat-pipe oven for heteronuclear alkali molecules, *Mass. Sci. Technol*, 7 pp 1291-1293.
- [15] A. C. KEARY and R. J. BOWEN, 1998, Analytical study of the effect of natural convection on cryogenic pipe freezing, *Int. J., Heat Transfer*, Vol.41, No 10, pp 1129-1138.
- [16] H. Bogdan, K Gheorghe, P Aristotel, 1999, Mathematical models for the study of solidification within a longitudinally finned heat pipe latent heat thermal storage system. *Energy Conversion and Management* 40, pp 1765-1774.
- [17] S. W Churchill and M Bernstein, 1997, A Correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder on cross flow, *J. Heat Transfer*, vol 99, pp 300-306.
- [18] Seo, J. Y., 1990, Heat pipe and its application to energy saving, *Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 19, No. 6, pp. 358~367.
- [19] Lee, Y. S., 1992, For air-conditioning heat exchanger using heat pipe, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, No. 5, pp. 423~438.
- [20] Akachi H., 1994, Looped capillary tube heat pipe, *Proceedings of 7th general meeting conference of JSME*, Vol. 3, No. 940-10, pp. 606~611.
- [21] Lee, W. H., Kim, J. H., Kim, J. S. and Jang, I. S., 1999, The heat

- transfer characteristics of oscillating capillary tube heat pipe, 2th two-phase flow modelling and experimentation, Vol. 3, pp. 1713~1718, Pisa, Italy.
- [22] Akachi H., 1994, Looped capillary tube heat pipe, Proceedings of 7th general meeting conference of JSME, Vol. 3, No. 9, pp. 606~611.
- [23] A. Faghri, Heat pipe science and technology, Taylor & Francis, Washington, DC, 1995.
- [24] G. P. Peterson, An introduction to heat pipes, John wiley & sons, Inc., New York, 1994.
- [25] G. F. Hewitt, G. L. Shires, Y. V. Polezhaev, International Encyclopedia of Heat & Mass Transfer, CRC Press, 551-556, 1997.
- [26] Frank P. Incropera, David P. DeWITT, Introduction to heat transfer, John wiley & sons, Inc., pp. 310~559, 1966.
- [27] G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, Process Heat Transfer, CRC Press, pp. 423-466, pp. 573-642, 1994.
- [28] J. H. Jeong, Condensation heat transfer characteristics of R-22 alternative refrigerants in small diameter tubes, Thesis for degree of master of engineering, Pukyong national university, 2000.
- [29] 前澤三郎, 中島亮輔, 南澤炫世, 魏 啓陽, 振動型細管サーモサイフオンの基礎研究, 第33回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp.197~198, 1996.
- [30] 前澤三郎, 和泉智水, 南澤炫世, 魏 啓陽, 振動型ヒートパイプのカオス特性, 第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集, Vol. 1, pp. 275~276, 1997.
- [31] 西尾茂文, 細田 稔, 永田眞一, 渡辺慶太, 気泡駆動型熱輸送管(熱輸送特性に関する実験), 第34回日本伝熱シンポジウム講演論文集, pp. 269~270, 1997.

- [32] 永田眞一, 瀧田義治, 細田 稔, 西尾茂文, 蛇行閉ループ式熱輸送管, 第35回日本傳熱シンポジウム講演論文集, Vol. 2, pp. [6] Lee, W. H., Jung, H. S., Kim, J. H. and Kim, J. S., 1999, Flow visualization of oscillating capillary tube heat pipe, 11th International heat pipe conference, Vol. 2, pp. 131~136, Tokyo, Japan.
- [33] 魏 啓陽, 佐藤史章, 前澤三郎, 振動型ヒートパイプの可視化実験, 第36回日本傳熱シンポジウム講演論文集, pp. 659~660, 1999.
- [34] 魏 啓陽, 和泉智水, 前澤三郎, 両端密閉型振動細管ヒートパイプの傳熱特性, ヒートパイプ技術, Vol. 17, No. 1, pp. 7~11, 1998.
- [35] 細田 稔, 西尾茂文, 白樫 了, 気泡駆動型熱輸送管(流動様式と熱輸送モデル), 第34回日本傳熱シンポジウム講演論文集, Vol. 1, pp. 267~268, 1997.
- [36] Y. Miyazaki, H. Akachi, Heat Transfer Characteristics of Looped Capillary Heat Pipe, Proceeding of the 5th Int. Heat Pipe Symposium, Melbourne, pp. 378~383, 1996.527~528, 1998.
- [37] 赤地久輝, ループ形蛇行細管ヒートパイプ, 日本機械學會第71期通常總會講演會講演論文集, Vol.3, No. 940-10, pp. 606~611, 1994.

감사의 글

실험실에서 생활한 길고도 짧은 생활을 마무리하며 본 논문이 결실을 맺기 까지 연구자로서의 자세와 연구에 대한 아낌없는 조언과 따뜻한 격려로 지도해 주신 김종수 교수님의 깊은 은혜에 감사를 드립니다. 석사 생활을 통해서 학문적으로나 인격적으로 더욱더 성숙함을 가질 수 있었던 소중한 시기였다는 생각이 듭니다. 지금의 제가 있기 까지 격려와 충고를 아끼지 않으신 모든 분들에게 감사드리며, 그 분들 앞에서 항상 최선을 다하는 모습으로 생활하도록 노력하겠습니다.

논문 심사를 위해 애써 주시고 학문적인 조언을 아끼지 않으셨던 오후규 교수님, 김영수 교수님, 금중수 교수님, 윤정인 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님 그리고 김은필 교수님께도 깊은 감사의 말씀드립니다.

항상 제 뒷자리에서 눈을 뜨고 주위를 볼 수 있도록 격려해 주신 주원이 형님, 터프한 모습으로 저를 아껴준 현석이형, 외국인이지만 함께 웃으며 생활했던 홍아저씨, 굳은 일을 마다하지 않고 웃으며 이끌어 준 성호형, 묵묵히 이것저것 잘 챙겨준 원호형, 친누나처럼 사소한 것까지 챙겨주던 수정이누나, 실험실의 모든 일을 자기 일처럼 생각해준 용빈이형 정말 감사합니다. 특히 실험실 생활 동안 저에게 가장 큰 힘이 되어준 동기 영수와 재홍이에게 정말 고맙다는 말을 전하고 싶습니다.

잡기에 능한 실험실의 장금이 기택이, 자전거 타기의 귀재이자 안 살림꾼인 태훈이, 항상 바쁘고 열심히 하는 내수, 실험실의 불입박이 태진이, 웃음으로 모두를 즐겁게 해주는 상조, 실험실의 연예인 성호, 어이숙한 양석이, 귀여운 막내둥이 우석이와 진원이 모두 정말 감사합니다.

별리 있지만 가장 가까운 영원한 친구들 정광, 재규, 상혁이와, 기쁘고 즐거운 때나 힘들고 어려운 시간 늘 함께해준 정임이에게 감사드리며, 오늘날 저를 이 자리에 있게 해주시고, 항상 저를 믿어주고 뒷바라지 해주신 아버지, 어머니와 막내인 저를 위해 언제나 같은 마음으로 돌보아준 형들과 형수들, 누나에게 감사드리며 이 작은 결실을 바칩니다.