

# 직접 접촉식을 이용한 빙축열 시스템 Cold Energy Storage System Using Direct Contact Heat Transfer

이 윤 표\*, 윤 성 영\*, 이 춘 식\*  
Y. P. Lee, S.Y.Yoon, C. S. Lee

**Key words** : Direct Contact Method(직접 접촉식), Cold Energy Storage(빙축열), Gas Hydrate(수화물), Phase Change Temperature(상변화온도), Bubble(기포)

### Abstract

In this study, experimental investigations to find cold energy storage performance have been made for two different temperatures at condenser. Temperatures at inlet and outlet of condenser were measured to calculate global heat transfer coefficient of direct contact method in our cold energy storage system. Also storage performance by direct contact method was compared with that of Ice-On-Coil type ice storage which was calculated by analytic solution. Results show that, in the case of  $-8.0^{\circ}\text{C}$  at condenser inlet, heat transfer coefficient of direct contact method is 3.25 times higher than that of conventional method and COP of system is improved by using R141b as refrigerant which produces gas hydrate and has higher phase change temperature than  $0.0^{\circ}\text{C}$ .

### 기 호 설 명

- $A$  : surface area[m<sup>2</sup>]
- $c$  : heat capacity[W/kg K]
- $d$  : diameter of tube[m]
- $h$  : heat transfer coefficient[W/m<sup>2</sup>K]
- $H$  : height[m]
- $L$  : length of tube[m]
- $q$  : flow rate[m<sup>3</sup>/s]
- $Q$  : heat transfer rate[W]
- $R$  : thermal resistance[K/W]
- $t$  : time[s]
- $T$  : Temperature[ $^{\circ}\text{C}$ ]

- $c$  : coolant or condenser
- $d$  : direct contact
- $f$  : ice
- $g$  : refrigerant vapor
- $o$  : outer
- $t$  : total
- $w$  : water

### 1. 서 론

최근 국민의 소비 수준의 향상과 인간의 만족도에 많은 변화로 인하여 공조방식도 소극적인 방식에서 냉매의 증발과 응축과정과 같은 상변화 열전달 기구에 의존하는 적극적인 공조방식으로 변화되었다. 특히 이러한 공조방식은 많은 전력을 사용하는

하첨자

\* 한국과학기술연구원 기계공학부

냉매의 압축과정이 요구되므로 여름철 한낮에 첨두부하가 발생되게 하는 요인이 되었다.

이와 같은 첨두부하는 전력부하의 수급상 불균형에 기인하므로 이것을 단기간에 해결하는 방법으로서는 빙축열 시스템이 보급되었다. 빙축열 시스템은 실용화가 비교적 용이하면서 전력부하 균형에 기여도가 크므로 미국 및 일본 등 기술 선진국에서 활발히 연구되고 있다.

일반적으로 빙축열 시스템을 분류하는 방법은 여러가지가 있으나 축열물질과 냉매와의 열전달방식에 의해서 분류하면 크게 직접 접촉식과 간접 접촉식을 이용한 빙축열 방식이 있다. 이중에서 간접 접촉식은 증발기 표면에 얼음이 생성되는 것으로써 이 얼음을 통한 높은 전열 저항이 발생하므로 그 효율이 극히 낮고 시간이 경과함에 따라서 생성되는 얼음 두께가 증가함으로써 많은 전력을 소모하게 된다. 현재 국내에 보급되어 있는 대부분의 빙축열 시스템은 이러한 형태이다. 宮本守也<sup>1)</sup> 등은 이러한 형태의 빙축열 시스템의 동특성 해석을 수행하여 시스템의 COP와 얼음 충전율(IPF)을 계산을 하였고 또 실험 결과와 비교하였다.

한편 직접 접촉식은 축열과정이 액체상의 물과 냉매와의 직접 접촉 열전달을 이용하므로 얼음층에 의한 열저항이 없는 높은 축열성능을 가진다. A. Saito<sup>2)</sup> 등은 R12와 R114를 사용하여 축열실험을 한 바 있다. 이들은 물과 냉매의 초기높이 그리고 응축기의 입구 온도가 축열과 방열과정에 미치는 영향을 조사하였다. 국내에서도 빙축열에 대한 필요성의 대두와 함께 이에 대한 많은 연구가 진행되었다. 윤창현<sup>3)</sup>은 상변화 온도가 높은 포접화합

물의 열특성 분석을 통하여 포접 화합물의 생성 분해 거동을 규명하고 이를 이용한 냉열축열 시스템의 기본설계인자를 도출하였다. 또한 정인성<sup>4)</sup> 등은 R141b와 물의 포접화합물을 이용한 축열시스템의 성능에 관한 실험을 수행하였다. 이들은 냉매와 물의 비, 교반기의 회전속도, 축열시 브라인 온도, 브라인 유량의 축열 시스템의 성능에 미치는 영향등을 고찰하였다.

그 밖에 많은 연구<sup>5,6)</sup>들이 있었으나 이들 연구의 대부분은 포접 화합물의 열역학적 특성을 위한 연구들이며 빙축열 자체에 관한 연구는 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구는 전열저항이 작은 직접 접촉식 빙축열 시스템의 개발을 목적으로 하였다. 이를 위해서 실험장치의 설계 및 실험을 수행하였으며 얼음생성 현상을 관찰하고 얼음생성에 관한 열전달 계수 산출 및 간접 접촉식 빙축열 시스템과의 축열 성능을 비교하였다.

## 2. 작동원리

### 2.1 축열과정

Fig.1 a)에 축열과정을 나타낸 것이다. 용기내에 물과 냉매 그리고 포화된 냉매 증기로 되어 있는 상태로 부터 응축부를 물의 응고점(0°C) 이하의 저온액에 의해서 냉매증기가 서서히 응축을 개시한다. 냉매증기는 응축면 상에 응축하고 이 응축액은 응축부 바로 아래 설치된 수액관에 떨어져 모여 송액관을 통과해 냉매액층에 모인다.

이때 용기내부의 압력이 감소하기 때문에 냉매는

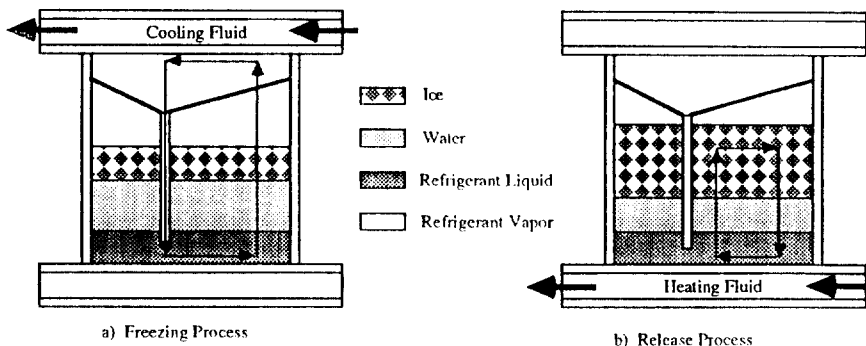


Fig.1 Cold energy storage procedure

포화온도에 도달하여 냉매액층에서 비등을 하게 되며 한편 비등한 냉매 증기와 기포는 물층을 통과하면서 물과 직접 접촉 열전달을 한다. 물은 현열과 잠열을 냉매에게 빼앗긴 후 응고되기 시작한다. 이 과정에서 냉매액의 증발잠열에 상당하는 열량만 얼음의 응고 잠열로서 소비되어 간다. 생성된 얼음은 자신의 부력 및 증기의 상승력에 의해서 물층 상부에 모여 얼음층을 형성한다. 동시에 비등에 의해서 발생된 증기는 물층 및 형성된 얼음층 내를 통과한 후 상승하여 냉매 증기층에 도달하고 응축부에서 다시 응축한다. 응축된 냉매액은 수송액관을 통과 다시 냉매액 층으로 되돌아 온다.

이와 같이 축열 전과정이 항상 냉매액과 물의 경계면에서 고상이 채류하는 것이 없고 물과 냉매와의 직접 접촉 열전달이 전과정 동안 유지되기 때문에 여기서는 매우 적은 열저장 상태가 응고 완료까지 유지되어 전열성에 우수한 축열이 가능하게 된다. 그리고 응축액의 자연 순환 사이클을 이용하기 때문에 고성능의 축열과정이 진행된다.

### 2.2 방열과정

방열과정은 Fig.1 b)에 표시된 것처럼 냉매액을 증발시키기 위해서 증발부에 빙점(0°C) 이상의 고온액을 흐르게 해서 증발면상에 냉매액체 비등을 발생시킨다. 그 결과 융점 이상의 냉매증기가 열음표면에 막상 응축을 하고 얼음을 용해시킨다. 이 경우에 있어서도 얼음에 응축된 냉매액과 얼음의 용해수는 자중에 의해서 각각 하방의 냉매액층, 수층내 되돌아 오고 얼음은 계속해서 냉매증기의 응축열에 의해서 용해된다. 그래서 방열과정이 비교적 열저항이 적은 상태로 진행되는 것이다.

이와 같이 본 방식에서는 축·방열과정이 한 용기 내에서 이루어 지고 냉매의 자연순환 사이클을 이용하고 있기 때문에 외부동력을 필요로 하지않고 항상 열전달율이 높은 냉매의 기액 상변화 전열을 물 혹은 얼음과의 직접 접촉상태를 유지시키면서 진행된다.

### 3. 실험장치 및 방법

실험장치는 용기내부에 축열과 방열과정 중에서 발생되는 현상을 관찰하고 정량적으로 열역학적

상태량 측정이 용이하도록 비교적 소형으로 제작하였다. 축열조는 Fig.2와 같이 상방향의 순으로 응축부 수송액부 축열물질인 물과 냉매의 봉입된 봉입부 및 봉입부 하부에 증발부 등으로 구성되어 있다. 봉입부의 측면면에 부착된 동관은 용기 내의 탈기 및 용기중에 물과 냉매의 봉입을 위한 것이다. 수액부는 증력에 대해서 60° 경사지게 제작하여 응축면에서 응축된 액체가 유로를 따라서 잘 흐르도록 하기 위함이다. 전체 축열조 크기는 직경이 270mm이고 높이가 510mm의 원형으로 제작하였다. 그리고 정량적인 측정을 위해서 관찰창을 제외한 실험장치의 외부는 모두 단열재를 사용하였다.

물과 냉매가 봉입된 축열조는 스텐인레스 강철재로 제작하였으나 증발부에서 냉매의 비등과 얼음 생성과정을 관찰할수 있도록 관찰창을 만들었다. 관찰창은 표면에 이슬맺힘을 방지하기 위해서 강화유리로 제작하였고 크기는 70mm×320mm 이다. 이 관찰창을 통해서 축열과정을 확인하였고 사진촬영도 하였다.

실험의 준비는 용기내부를 진공 펌프로 충분히 탈기시킨 후 냉매, 물의 순으로 봉입하였다. 냉매를 먼저 봉입한 것은 송액관 내 물의 유입으로 인한

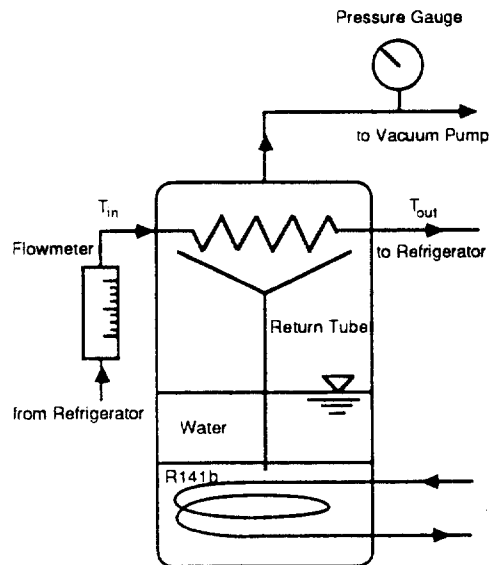


Fig.2 Experimental apparatus

결빙으로 인하여 냉매 액체의 유로가 차단 되거나 송액관의 동파를 방지하기 위함이다. 축열물질인 물은 증류수를 사용하였다.

축열 열량의 시간에 따른 변화를 구하기 위해서 Fig.2에 표시된 응축기 입구와 출구에서 냉각액의 온도차 측정이 가능하도록 T형 열전대를 설치했다. 냉각액 유량의 측정에는 부자식 유량계를 사용하였다.

실험방법은 우선 냉각제(coolant)의 유량과 온도가 일정하게 유지되도록 냉동기를 가동시킨 후 냉축열조 내의 불응축 가스를 진공펌프로 제거한다. 몇시간 동안 냉각제를 응축기로 보내지 않고 냉동기로 직접 바이패스 시켜서 실험조건에 적합한 상태로 되면 응축기로 냉각제를 순환시켜 응축기를 통과하는 냉각제의 입·출구온도, 축열조 내의 냉매와 물의 온도를 측정한다. 동시에 축열조 내에서 물의 제빙과정을 육안으로 관찰하여 제빙량을 산출하고 압력은 진공계이지로 측정한다.

축열과정은 응축부를 순환하는 축열조 상부에 있는 냉동기로 부터 에틸렌 글리콜 수용액을 냉동기에 연속적으로 냉각되어 일정한 온도를 유지한 후 유량계를 통과해서 바이패스 유로를 통과한 채로 냉각액을 일정 온도로 유지시킨 후 어느 시간이 경과한 후 응축관으로 냉각제를 흐르게 하여 축열실험을 개시한다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 관찰실험

#### 4.1.1 축열과정

앞에서 서술한 방법으로 냉열축열 물질로서 물을 냉매로서 R141b를 사용한 경우에 대해서 축열 과정의 관찰 결과를 Fig.3에 표시하였다. 그림에서 나타난 송액관의 직경은 15mm이다.

여기서  $T_m$ 은 응축관 또는 증발과 입구의 냉각액 또는 가열액의 온도  $H_m$ 는 수층의 초기 높이,  $H_1$ 는 냉매액층의 초기높이, 또  $t$ 는 응축부의 냉각액 혹은 가열부의 가열액을 통과하기 시작부터의 경과 시간을 나타낸다.

Fig.3 a)에  $t=20$ 분 일 때의 축열과정으로서 송액관 주위에 냉매액체의 비등현상을 나타낸 것이다. 비등은 주로 송액관 주위에서 많이 일어나며 발생된

냉매 증기는 응축기에서 응축된다. 냉매 비등은 축열이 완료될 때 까지 계속되며 냉매층에서 비등한 냉매증기가 물층을 지나면서 물과 열전달을 하게 된다.

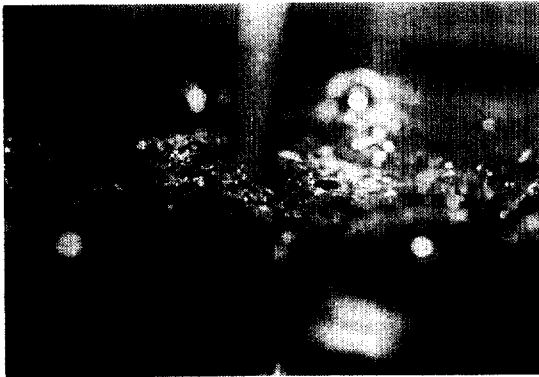
Fig.3 b)는  $t=40$ 분 후의 축열과정이며 물층을 지나가는 냉매증기와 열전달로 인하여 물은 점점 냉각되어서 송액관 주위로 부터 얼음이 발생하는 것을 나타낸 것이다. 그림에서 흰부분이 생성된 얼음이며 그 나머지 부분은 물층으로 상승한 냉매증기가 비등하는 거품이다. 그림에서 송액관 주위에 얼음이 붙어 있는 것은 냉매증기와 함께 이동한 물이 상승하다가 송액관 주위에서 응결된 것이다.

Fig.3 c), d)는 축열과정이 시작된 후 60분과 80분이 경과한 후의 상태이다. 생성된 얼음의 형태는 작은 알갱이와 같고 축열과정이 끝나는데 약 80분이 소요되었다.

Fig.4는 축열과정 중에서 냉매 액체층과 상부 얼음층의 경계를 이루는 부분을 나타낸 것이다. 그림에서 왼쪽 부분에 나타난 기포는 냉매 액체층에서 비등이 일어나서 물층을 통과하는 것을 보여주는 것으로 이 기포가 물층을 지나면서 물층의 열을 빼앗아가 물이 점차로 얼음으로 변하는 과정이다. 이때 얼음의 발생 지점은 축열조 벽면이나 송액관(return tube) 벽면 같은 빙결핵이 존재하는 곳이며 이 그림에서는 가운데 송액관과 벽면 근처에 두꺼운 얼음층이 형성되어 있는 것을 볼 수 있다.

Fig.5는 축열과정이 완료된 후 생성된 얼음모양을 나타낸 것이다. 일반적인 방법(간접 접촉식)에서 만든 얼음과 다른 형태로서 작은 알갱이 모양을 하고 있어서 축열 밀도면으로는 비효율적이라 할 수 있다. 얼음 알갱이의 직경은 대략 3~8mm 정도의 크기를 하고 있으며 이와 같이 작은 알갱이 형태를 하고 있는 것은 방열과정에서는 냉매증기와 열전달할 수 있는 표면적을 넓게 하는 역할을 한다.

직접 접촉방식에 의해서 생성된 얼음의 형태가 그림과 같이 알갱이 모양을 하고 있는 것은 비등한 냉매증기가 물층을 통과하면서 기포 상승력에 의해서 표면에 생성된 얼음층을 잘게 부수는 역할을 동안 진행되었으며 이 기간 동안 응축기, 입·출구의 평균 온도차는 3°C 정도이고 축열물질인 물이 고상으로 변화되는 온도는 0°C보다 높은 2°C인 것을



a)  $t=20\text{min}$



c)  $t=60\text{min}$



b)  $t=40\text{min}$



d)  $t=80\text{min}$

Fig.3 Freezing proces  $T_{in} = -8.0^{\circ}\text{C}$   $H_w = 5.5\text{cm}$

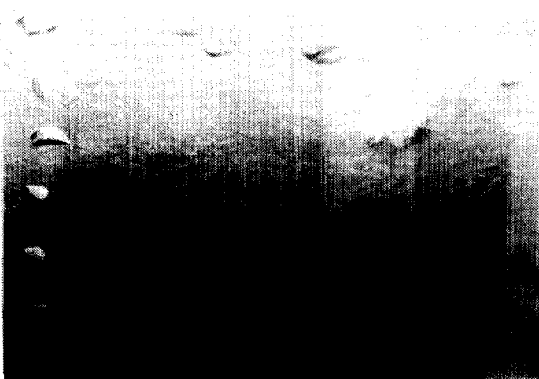


Fig.4 Appearance of freezing water

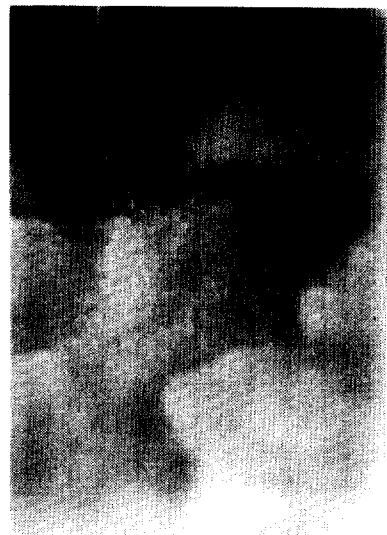


Fig.5 Appearance of frozen water

하기 때문이라고 생각된다.

#### 4.1.2 방열과정

방열과정은 축열과정의 반대과정으로서 축열된 냉열원을 공조용으로 이용할 경우 증발기에 가열액을 유입시킴으로서 이 과정이 진행된다.

가열액은 물은 항온조로 부터 25℃의 물을 분당 3리터 공급하였다. 이 실험은 축열과정 후 제빙율이 80-90%이 되었을 때부터 시작하였으며 축열조 내의 얼음이 완전히 용해될 때까지 시간은 가열액의 온도에 따라서 다르지만 축열과정 보다 훨씬 짧은 시간 이내에서 이루어 진다.

Fig.6은 방열과정을 나타낸 것이다. 축열조 하부에 설치되어 있는 증발기에서 25℃ 가열액에 의해서 냉매 액체가 비등하고 이때 발생된 기포가 얼음층을 통과하면서 얼음을 용해시키는 과정이다. 그림은 시간이 지남에 따라서 전체적으로 회게 나타나는 얼음이 용해되어 냉매와 물층으로 분리되는 과정을 보여 주고 있다. 방열의 초기단계인 Fig.6 a)에서 벽면에 따라서 아래에서 위로 기포군을 형성하며 일렬로 줄지어 있는 것은 비등한 냉매 기포가 얼음층을 뚫고 지나가면서 형성된 냉매 기포의 통로이다.

이러한 기포 통로는 얼음층 내부에도 존재하며 그림에서도 확인할 수 있다. 얼음층 위부분에 보이는 흰 반점들은 얼음층을 통과한 기포들이 공

기층으로 탈출하면서 발생된 얼음 조각들과 용해된 물방울들이다. Fig.6 b)는 방열이 어느정도 진행된 후를 나타낸 것으로서 상부에 딱딱한 얼음층은 없어지고 얼음죽 상태로 존재하는 것을 볼 수 있다. 축열조의 중간층에 존재하는 등근 방울 모양으로 있는 것은 냉매가 비등하여 증기상태로 얼음층을 지나면서 얼음층에 의해서 다시 응축되어 냉매액 층으로 되돌아 온 것으로 냉매 액층과 얼음층 중간에 존재한다. 이 층은 얼음이 전부 용해될 때까지 존재한다.

Fig.6 c)는 용해과정이 거의 완료되었을 때를 나타낸 것으로서 밀도가 높은 냉매 액층은 축열조 하부에 보다 낮은 밀도를 가진 물은 그 위에 존재하여 완전히 두층이 분리되어 존재하는 것을 볼 수 있다. 그림에서 상부의 물이 흐린 것은 냉매 R141b가 물과 어느 정도 수용성이 있어서 반응한 결과이다.

#### 4.2 정량실험

Fig.7은 축열과정으로서 물층의 높이를 5.5cm, 응축기에서 냉각제의 입구온도를 -8.0℃로 고정된 상태에서 시간에 따른 응축기 출구에서 냉각제의 온도와 축열물질인 물의 온도변화를 보여 주고 있다.

이 그림에서와 같이 축열 과정은 약 1시간 30분

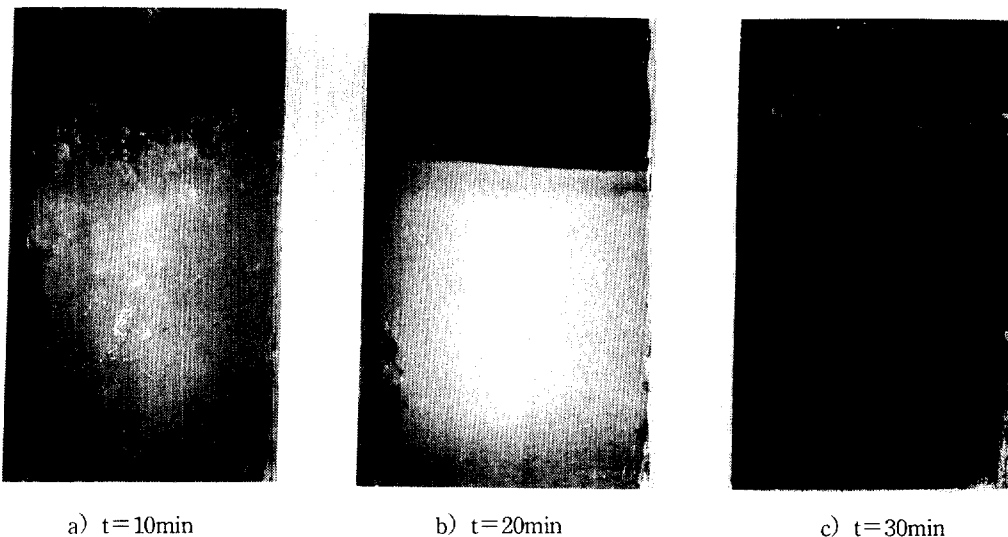


Fig.6 Release process

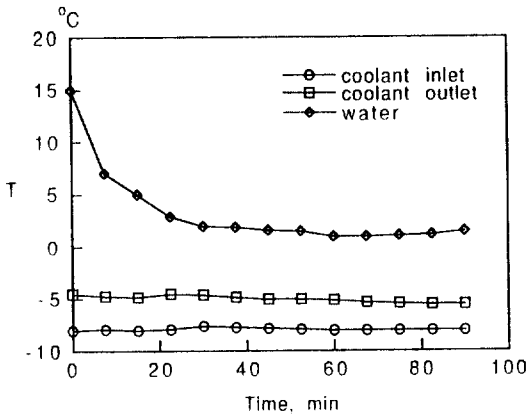


Fig.7 Variation of temperature with time,  $T_m = -8^\circ\text{C}$

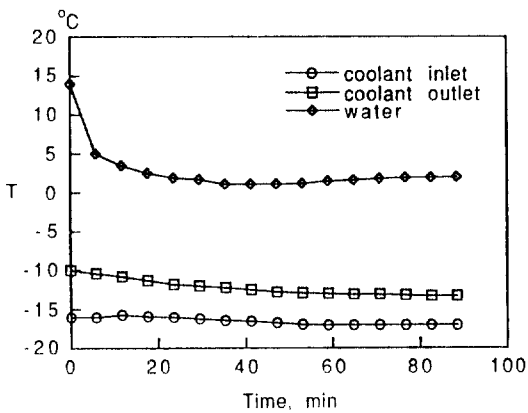


Fig.8 Variation of temperature with time,  $T_m = -16.0^\circ\text{C}$

알 수 있다. 이것은 냉동기의 작동온도가 영상  $2^\circ\text{C}$ 에서도 축열이 가능하므로 냉동기의 COP를 증가시킬 수 있다.

또 축열물질인 물은 축열 초기단계, 약 30분 이내에서 자신이 현열은 전부 소멸되고 상변화 온도에 도달하게 된다. 이 단계 이후는 물의 온도는 일정하게 유지한 채 자신의 잠열만 빼앗겨 점점 고상으로 변화는 과정이 계속된다.

Fig.8은 물층의 높이를 5.5cm, 응축기에서 냉각제의 입구온도를  $-16^\circ\text{C}$ 로 고정된 상태에서 축열

과정의 결과이다.

시간에 따른 응축기 출구에서 냉각제의 온도와 축열물질인 물의 온도 변화를 보여주고 있다. 그림에서 축열과정은 약 1시간 30분 동안 지속되며 축열 초기에서 응축기 출구에서 냉각제의 온도는  $-10^\circ\text{C}$ 이며 축열이 진행됨에 따라서 약간 떨어지는 경향을 나타내고 있다. 이것은 축열이 시작되기 전에 축열조에 존재하고 있는 많은 포화 냉매 증기가 응축기를 통과하는 냉각제에 의해서 응축이 활발히 진행되다가 축열조 내의 온도가 빙점에 도달하면서 응축기 주변에 많이 존재하고 있던 포화 냉매 증기가 희박해져서 응축기의 전열성능이 약화된 것이라 생각된다.

그 이외의 이유로서는 얼음층의 성장이라고 생각된다. 축열과정인 진행됨에 따라서 축열조 내의 고상의 얼음층이 생기고 이 층의 두께가 점점 두꺼워 지게 된다. 한편 냉매 액층내에서 비등한 냉매 증기가 축열물질인 물층과 얼음층을 통과하여 응축기에서 응축을 하여야 하는데 두꺼워진 얼음이 냉매증기의 유로를 차단하는 역할을 하기 때문에 응축기에서 응축량이 감소하게 된다.

따라서 얼음층의 성장으로 말미암아 냉매증기 유동에 대한 저항증가와 응축기 주위에 응축될 냉매 증기량의 감소가 시간에 따른 응축기 출구의 온도차가 감소되는 주 원인이라 생각된다.

앞의 결과 즉 응축기 입구온도가  $-8^\circ\text{C}$ 인 경우와 같이 이 경우에서도 축열물질인 물이 고상으로 변화되는 온도는 순수물의 빙점( $0^\circ\text{C}$ )보다 높은  $2^\circ\text{C}$ 인 것을 알 수 있고, 이것은 냉매 R141b가 물과 반응하여 가스 수화물을 생성하는 것을 알 수 있다.

또한 축열물질인 물은 축열과정의 초기단계인 약 10분 이내에서  $15^\circ\text{C}$ 에서 자신의 현열은 냉매증기에 빼앗겨 상변화온도 근처인  $3^\circ\text{C}$ 까지 급격하게 강하한다. 이것은 응축기 입구온도가  $-8^\circ\text{C}$ 일 때 약 30분이 소요되는 것에 비교할 때 매우 빠른 경향을 보여주고 있다.

한편 축열조 내의 압력변화는 초기에는 축열조 내의 온도에 해당하는 R141b의 포화압력인 55kPa로 유지되다가 축열이 진행됨에 따라서 축열조 압력은 서서히 감소하고 어느정도 시간이 경과하면 축열조 내의 압력은 32kPa로 일정하게 유지되었다.

4.3 전열성능 비교실험

앞에서 수행한 실험결과로부터 직접 접촉식 축열성능이 우수함을 알 수 있었다. 직접 접촉식 축열 시스템의 제빙성능을 조사하기 위해서 간접 접촉식의 한 방법인 관외 제빙 축열 시스템과 축열성능을 비교함으로써 직접 접촉식 축열 시스템의 상대적인 축열 성능을 계산하기로 한다.

4.3.1 간접 접촉식 축열 시스템

간접 접촉식 축열 시스템의 한 모델로서 Fig.9와 같은 것을 선정했다. 직접 접촉식과 비교하기 위해서 동관 내를 흐르는 냉각제의 열역학적인 물성치와 유량( $4.5 \times 10^{-3} \text{kg/s}$ )과 유속(0.573m/s)을 같게 가정하고 계산을 하였다. 동관의 직경( $d$ )과 길이( $L$ )은 각각 10mm, 3.2m로 하였다.

기존의 대표적인 축열 시스템으로는 그림과 같이 튜브내측으로 빙점이하의 냉각제를 흐르게 하여 관외측에 관을 둘러싸고 있는 축열물질인 물과 냉각제 사이에 온도차를 발생시켜, 열교환을 시킨다. 튜브 외측의 물은 자신의 현열을 냉각제에 잃게 되어 서서히 고상의 얼음형태로 관 주위에 얼음층을 형성하게 된다.

이 방법은 시간에 따라서 튜브 외측에 열전도도가 낮은 얼음이 계속 쌓이게 되어서 일종의 열저항층으로 작용하게 된다. 이 얼음층에 의한 열저항은 동관에 의한 열저항보다 매우 높기 때문에 시간에 따라서 열전달량을 크게 감소시켜서 얼음의 생성량은 감소하게 된다.

따라서 일정시간이 경과한 후 냉각제와 물과의 열전달을 증가시키기 위해서는 냉각제의 온도를 더욱 강하시켜야 한다. 이것은 냉동기의 용량의 증가와 성적계수의 감소를 초래한다.

Fig.10은 응축기 입구온도를  $-8^{\circ}\text{C}$ 로 유지한 후 간접 접촉식으로 축열하는 과정을 시간에 따른 응축기 출구에서 냉각제의 온도를 나타낸 것이다. 여기서  $\tau$ 는 각 방법에 의해서 물 3리터가 얼음으로 거의 완료되었을 때 시간을  $t$ 라고 했을 때 축열시간( $t$ )로 무차원화한 시간이다. 직접 접촉식과 같이 축열시간에 따라서 응축기 출구온도가 낮아지는 동일한 경향을 보여주고 있다. 그러나 응축기 입출구의 온도차는 직접 접촉식이 약  $3^{\circ}\text{C}$ 를 나타내고 있는 반면 간접 접촉식은  $1^{\circ}\text{C}$ 정도로서 매우 작은 경향을 보여 주고 있다. 이것은 간접 축열 방식에서

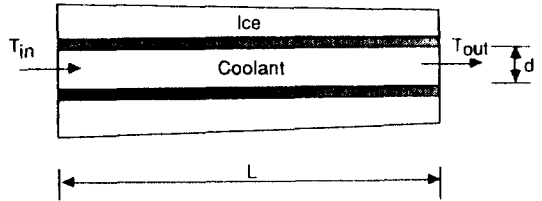


Fig.9 Indirect contact method

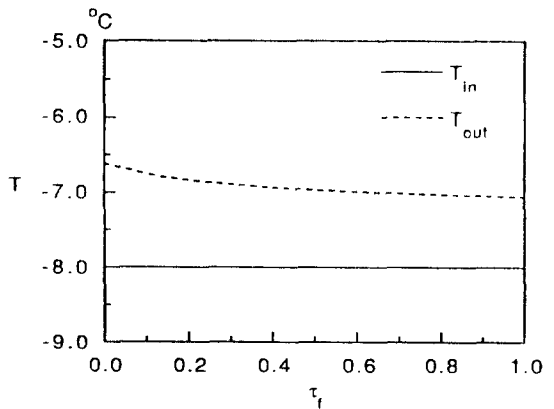


Fig.10 Energy storage process by indirect contact method

관외측에 쌓인 얼음층 두께가 큰 열저항으로 작용한다는 것을 의미한다.

4.3.2 축열성능

본 연구에서는 간접 접촉식과 직접 접촉식에 의한 축열성능을 비교하였다. 간접 접촉식인 경우는 수치적인 방법으로 직접 접촉식인 경우는 실험을 통한 결과를 기초로 하여 계산하였다. 실험과 계산결과를 비교하기 위해서 계산모델에 사용된 동관의 직경과 총길이를 본 실험 장치의 응축기와 같이 하였으며 냉각제의 질량유량도 같게 하였다. 또한 축열성능을 비교하기 위해서 각 방법의 총열전달 계수를 비교하였다.

이들 두 방법에 의한 축열량은 응축기에서 빼앗은 열량이므로 냉각제의 유량, 응축기, 입·출구에서 냉각제의 온도차를 계산하거나 측정하면 알 수 있다.

본 실험에서 사용한 냉각제의 성분은 물과 Ethylene Glycol( $\text{C}_2\text{H}_4(\text{OH})_2$ )을 각각 68 : 32로 혼합하여 만든 것이다. 물과 에틸렌 글리콜의 밀도와 비열을



각각  $\rho_w, C_w, \rho_g, C_g$ 라고 하면 냉각제의 밀도와 비열은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \rho_c &= \rho_w f + \rho_g (1-f) \\ C_c &= C_w f + C_g (1-f) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $f$ 는 냉각제중에서 물의 질량비율을 나타낸 것이다.

이와같은 방법에 의한 총축열량( $Q$ )은 응축기 입·출구에서 냉각제의 온도차에 의해서 산출할 수 있으며 다음과 같다.

$$Q = \rho_c q_c C_c (T_{out} - T_{in}) \quad (2)$$

식 (2)에서 계산된 총축열량은 다시 얼음과 냉각제 사이의 열전달량과 같으므로 이들 사이의 총괄 열전달 계수를,  $h_t$ 라고 하면 축열량( $Q$ )은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q = h_t A (T_f - \bar{T}_c) \quad (3)$$

여기서  $T_f$ 는 얼음 층의 온도를 나타내고  $\bar{T}_c$ 는 응축기 입출구에서 냉각제 온도의 평균을 나타낸다. 직접 접촉식에 의한 축열과정에서 총 열저항( $R_t$ )은 냉매증기가 응축기에서 막응축시 열저항( $R_c$ )과 물과 비등한 냉매 증기가 직접 접촉하면서 발생하는 열저항( $R_d$ )을 합으로서 다음식으로 계산될 수 있다.

$$R_t = R_c + R_d \quad (4)$$

총 열저항( $R_t$ )은 식 (2)와 식 (3)을 이용하여 계산하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} R_t &= \frac{1}{h_t A} \\ &= \frac{T_f - \bar{T}_c}{\rho_c q_c C_c (T_{out} - T_{in})} \\ &= 0.0167 \text{K/W} \end{aligned} \quad (5)$$

수평관 외벽에 정지된 포화증기가 막상 응축할

때의 열전달 계수( $h$ )는 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>7)</sup>

$$h_c = 0.725 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g}{\mu_f D_o \Delta T} \right)^{1/4} \quad (6)$$

따라서 냉매증기의 막응축 열저항( $R_c$ )은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} R_c &= \frac{1}{h_c A} \\ &= \frac{1}{0.725 A} \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g}{\mu_f D_o \Delta T} \right)^{1/4} \\ &= 0.00376 \text{K/W} \end{aligned} \quad (7)$$

이들 결과를 정리하여 보면 직접 접촉식에 의한 축열과정에서 총 열저항( $R_t$ )을 냉매증기가 응축기에서 막응축시 열저항( $R_c$ )과 물과 비등한 냉매 증기가 직접 접촉하면서 발생하는 열저항( $R_d$ )을 합한 것이 된다. 여기서 직접 접촉에 의한 열저항( $R_d$ )은 해석적으로 계산한 경우가 많이 있으나 이들의 모델<sup>8)</sup>은 단일기포이거나 아주 이상적인 것이기 때문에 본 계산에 사용하는데 많은 문제가 있다.

따라서 본 연구에서는 직접 접촉에 의한 열저항( $R_d$ )을 단순모델로 부터 계산된 결과를 사용하지 않고 다음과 같은 관계식으로 부터 계산하였다.

$$\begin{aligned} R_d &= R_t - R_c \\ &= \frac{1}{h_t A} - \frac{1}{h_c A} \\ &= 0.0129 \text{K/W} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서  $h_t$ 와  $h_c$ 는 식 (5)와 (6)으로 계산할 수 있다.

한편 직접 접촉에 의한 열전달 계수는 식(8)로부터 계산된 열저항값으로 부터 다음과 같이 계산된다.

$$h_d = \frac{1}{R_d A} \quad (9)$$

여기서  $A$ 는 냉매증기와 물과의 전열면으로서 이 값은 해석적으로 계산할 수 없다. 그래서 본 연구

에서는 응축기 냉각튜브의 표면적을 증가 전열면으로 가정하여 직접 접촉식의 열전달 계수를 계산하였다.

Table 1 Comparison of thermal resistance and overall heat transfer coefficient

Method	Direct Contact	Indirect Contact
Thermal Resistance R, K/W	0.0167	0.0543
Overall Heat Transfer Coefficient h, W/m <sup>2</sup> K	398.8	122.7

Table 2 Thermal resistance of direct contact method

Method	Total	Film Condensation	Direct Contact Heat Transfer
Thermal Resistance R, K/W	0.0167	0.00376	0.0129

이상의 결과를 Table 1, 2에 나타내었다. Table 1은 직접접촉식과 간접 접촉식의 열저항과 총괄 열전달 계수를 비교한 것이다. 직접 접촉방식이 열저항이 상대적으로 적고 전열 성능이 우수한 것을 보여 주고 있다. Table 2는 직접 접촉방식에서의 각 부분별 열저항 즉 막응축시와 냉매증기와 물과의 직접 접촉 열저항을 나타낸 것이다. 이들 열저항을 비교하면 막응축보다 냉매증기와 물과의 직접 접촉에 의한 열저항이 높은 것을 보여 주고 있으며 직접 접촉식에 의한 열저항이 총열저항의 77%로서 높은 수치를 나타내고 있다. 따라서 축열성능을 향상시키기 위해서는 이 접촉 열저항을 낮추는 연구가 필요하다.

Fig.11은 일정한 축열시간이 경과한 후 응축기 길이에 따라서 응축기 튜브 내 냉각제의 온도를 나타낸 것으로써 응축기 총길이는 3.2m이며 응축기 입구에서 냉각제의 온도는 -8.0°C인 경우에 대한 결과이다.

그림에서 응축기 길이에 대한 냉각제 온도의

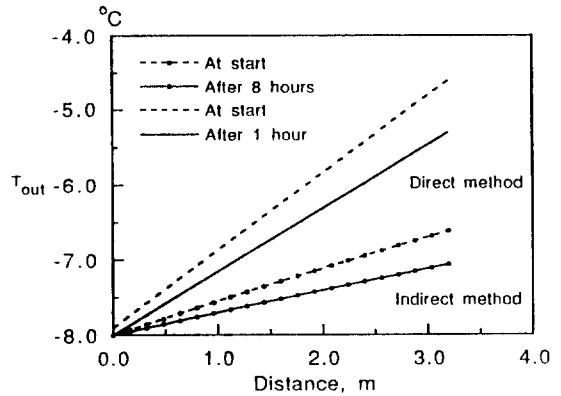


Fig.11 Variation of Temperature with distance of condenser.

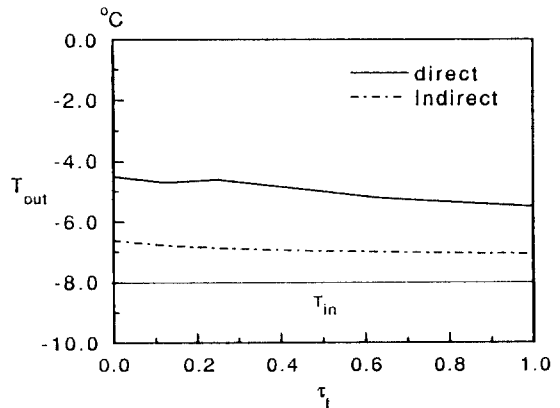


Fig.12 Comparison of outlet temperature

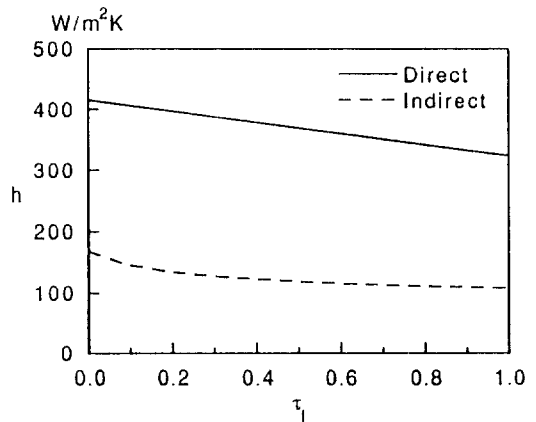


Fig.13 Comparison of overall heat transfer coefficient

기울기가 크다는 것은 응축기 튜브 내 냉각제의 냉열원이 외부로 많이 전달되어 제빙량이 많다는 것을 의미하는 것으로 직접 접촉식에 의한 제빙 방식이 간접식에 의한 것보다 우수한 축열 성능을 가지고 있음을 알 수 있다. 또한 두 경우 모두 축열시간이 경과함에 따라서 응축기 출구온도의 기울기가 완만해지는 것을 보여주고 있다. 이것은 축열과정이 진행됨에 따라서 점차 얼음 두께의 증가와 응축량의 감소와 같은 열저항이 증가하여 축열량이 감소하는 것을 유추할 수 있다.

Fig.12는 응축기 입구의 온도( $T_{in}$ )를  $-8.0^{\circ}\text{C}$ 에 일정하게 한 후 축열시간이 경과함에 따라서 간접 접촉식과 직접 접촉식 축열 시스템의 응축기 출구온도( $T_{out}$ )를 비교한 것이다. 이때 두 방식에 있어서 냉각제의 유량과 비열은 동일하게 둔 결과이다.

따라서 그림에서 응축기 입·출구 온도차가 크면 클수록 축열량이 많다는 것을 나타내는 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 간접 접촉식에서의 응축기 입·출구 온도차는 평균  $1^{\circ}\text{C}$ 이며 직접 접촉식의 응축기 입·출구 온도차는  $3^{\circ}\text{C}$  정도이다. 즉 본 실험 결과 직접 접촉식이 간접 접촉식에 의한 것 보다 축열성능이 우수하다는 것을 알 수 있다.

Fig.13은 축열이 진행됨에 따라서 간접 접촉식과 직접 접촉식에서의 총괄 열전달 계수(h)를 비교한 것이다.

여기에서 열전달 계수를 튜브 내로 흐르는 냉각제에서 얼음층까지의 모든 열전달 경로를 합한 것과 같은 의미를 가진다. 그림에서 직접 접촉식에 의한 총괄 열전달 계수는 약  $398.9\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 이고 간접 접촉식은 약  $122.7\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ 이다. 이것은 간접 접촉식에 의한 축열 과정은 열전도도가 매우 낮은 얼음층이 존재하게 되어서 열저항이 점점 크게 되는 것을 나타낸다. 반면 직접 접촉식 축열은 얼음층과 같은 열저항 층의 성장없이 축열이 진행되므로 간접 접촉식 보다 3.25배 정도의 높은 총괄 열전달 계수를 가진다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 간접 접촉식에 비해서 전열저항이

적은 냉매와 물을 이용하는 직접 접촉식 빙축열 장치에 대해서 실험을 수행하여서 얼음생성 현상을 관찰하였다. 또한 얼음 생성에 관한 열전달 계산 및 간접 접촉식 빙축열 시스템과의 축열성능도 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 직접 접촉방식이 간접 접촉식 보다 축열성능이 우수하였다.

2) 본 시스템의 성능을 개선하기 위해선 총열저항의 77%를 차지하는 냉매기포와 물과의 열전달 계수를 증가시키는 방안이 필요하다.

3) 직접 접촉식 빙축열 방식은 순환 냉매량에 비례하여 제빙능력을 선형적으로 증가시킬 수 있다.

4) 순수 물의 결빙온도보다 높은 온도에서 형성되는 수화물을 이용한 빙축열 방식은 증발기 온도를 상승시킬 수 있으므로 전체 해빙 과정의 COP를 향상시킬 수 있다.

5) 직접 접촉식 빙축열 시스템의 경우 응축기의 냉각제의 온도를 낮춤으로서 축열과정 시간을 단축시킬 수 있으며 축열 성능도 좋아진다.

6) 응축기 입구온도를  $-8.0^{\circ}\text{C}$ 를 유지한 경우 직접 접촉식과 간접 접촉식의 총괄 열전달 계수는 각각 398.9,  $122.7\text{W}/\text{m}^2\text{K}$  임을 알 수 있었다.

## 참 고 문 헌

1. 宮本守也, 井上誠司, 松岡文雄, “蓄熱시스템의 動特性解析(蓄冷/放冷과 冷凍사이클)”, 冷凍, Vol.782, No.67, 平成 4年, pp.39-45.
2. Yoshio Utaoka and Akio Saito, 1989, “On the Method of Ice Cold Energy Storage Using a Heat Transfer of Direct Contact Phase Change and a Natural Circulation of a Working Medium in an Encloure”, Refrigeration Vol.64, No.745 pp.20-24.
3. 윤창현 외, 1991, “포집 화합물을 이용한 냉열 축열기술의 개발”, 상공부.
4. 정인성의, 1993, “HCFC-141b 포집 화합물을 이용한 축열 시스템의 성능에 관한 실험적 연구”, 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp.295-298.
5. T. Akiya, M. Owa, M. Nakaiwa and S. Kawasaki, 1987, “Cool Storage using Gas Hydrate”, Proc. 17th Int. Cong. Refrig., Vol.E, pp.166-170.

6. F. Isobe and Y. H. Mori, 1992, "Formation of Gas Hydrate or Ice by Direct-Contact Evaporation of CFC Alternatives", Rev.Int.Froid, Vol.15, No.2, pp.137-142.
7. "열교환기 설계 Hand Book", 김세영, pp.334.
8. S. Sideman and Y. Taitel, 1964, "Direct-Contact Heat Transfer with Change of Phase : Evaporation of Drops in an Immiscible Liquid Medium", Int. J Heat Transfer, Vol.7, pp.1273-1289.