

## 수중 빙 제조방식을 적용한 빙축열시스템의 축방냉 특성 실험

최인수, 김재돌\*, 윤정인\*\*

부경대학교 대학원, \*동명대학 건축설비과, \*\*부경대학교 기계공학부

### Experiment of Characteristic on the Charge and Discharge of Cold in Ice Storage System Applied Ice Making Method In-Water

In Su Choi, Jae Dol Kim\*, Jung In Yoon\*\*

Graduate School, Pukyong National University, Busan 608-737, Korea

\*Department of architectural equipment, Tongmyong College, Busan 608-740, Korea

\*\*School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-737, Korea

(Received May 24, 2001; revision received November 23, 2001)

**ABSTRACT:** This paper is concerned with the development of a new method for making and separating ice and saving floated ice by installing an evaporation plate at in-water within a storage tank. In a conventional harvest-type ice storage system, a tank saves ice by separating a formed ice from an installed evaporation plate, which is located above an ice storage tank as an ice storage system. A new harvest-type method shows very good heat transfer efficiency than a convectional method. It is because the evaporation panel is directly contacted with water in a storage tank. Also, at a conventional system a circulating pump, a circulating water distributor and a piping are installed, but these components are not necessary in a new method. In this study two kinds of ice storage systems are experimentally investigated to study the thermal characteristics of ice storage tanks. The results showed discharge of cold capacity of new type indicated the high values about 30~40% based on five time of drive, the temperature difference of inlet/outlet occurred the big range about 1.3°C. So, the new type which makes ice in water showed superiorly.

**Key words:** Ice storage system(빙축열시스템), Harvest type(하베스트형), Plat type evaporator(판형 증발기), Charge of cold(축냉), Discharge of cold(방냉)

### 1. 서론

최근 새로운 공조 열원방식으로 현열과 잠열을 이용한 빙축열시스템이 관심을 모으고 있다.<sup>(1,2)</sup> 빙축열시스템은 제빙방식에 따라 크게 정적형(static type)과 동적형(dynamic type)으로 분류할 수 있으며, 정적형에는 관외 착빙형, 관내 착빙

형, 캡슐형 등이 있고, 동적형에는 하베스트형(harvest type), 아이스 슬러리형(ice slurry type) 등<sup>(3-5)</sup>으로 나눌 수 있다. 동적형에 있어 하베스트형은 증발기인 전열판에서 생성된 얼음을 주기적으로 분리, 이탈시켜 전열판 하부에 설치된 축열조에 저장하였다가 냉방시 부하측으로 순환시켜 부하에 대응하는 방식으로 최근 활발히 연구 개발<sup>(6)</sup>이 이루어지고 있다. 이 방식은 장치의 효율이 높고, 해빙효율이 우수하며, 장비의 보수, 관리가 쉽고, 수명이 긴 등 여러 가지 장점을 가지고 있다. 그러나 축열조 상부에 설치된 증발판

† Corresponding author

Tel.: +82-51-620-3537; fax: +82-51-620-3537

E-mail address: kjd@yongma.tmc.ac.kr

에 계속적으로 축열조 내의 물을 순환시켜야 하고, 순환에 필요한 순환수 펌프 등 각종 수배관 설비가 필요하다. 또한, 순환수 펌프에도 별도의 동력이 필요하고, 장치의 콤팩트화에 한계가 있다. 그리고 얼음이 축열조 상부의 공기 중에 설치된 증발판에서 생성됨으로써 열전달률도 좋지 못하는 등의 단점<sup>(7,9)</sup>을 가지고 있다.

이와 같은 단점을 보완하기 위하여 본 연구에서는 얼음을 만드는 증발판을 축열조 상부에 설치하지 않고, 축열조 내에 설치하여 수중에서 얼음이 만들어지는 새로운 빙 제조방식을 적용하였다.

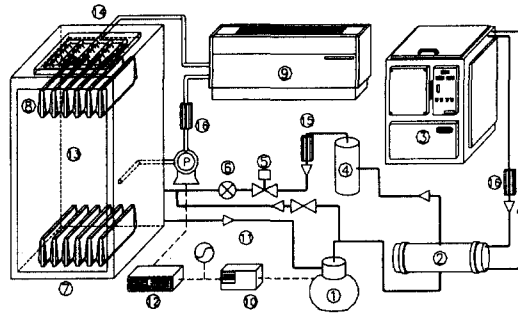
본 방식은 축열조의 수중에서 일정 크기의 얼음을 만든 후 고온의 가스를 순환시켜 탈빙하고, 탈빙된 얼음은 비중 차에 의해 부력으로 띄워져 상부부터 순차적으로 쌓여 저장되게 된다. 따라서 본 연구에서는 기존의 하베스트 방식과 상기의 수중 빙 제조방식을 동일 장치에 적용하여 축·방냉시 축열조 내의 열특성과 성능특성을 실험적으로 밝혀 새로운 빙 제조방식의 적용성 검토와 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초자료를 제공하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 기존 및 새로운 방식을 비교 실험하기 위한 실험장치의 개략도이다. 장치는 크게 냉동사이클로 구성되는 시스템 부분과 수중 및 상부의 증발판에서 제조된 얼음을 저장할 수 있는 축열조 부분으로 구성되어 있다. 시스템 부분은 압축기, 응축기, 팽창밸브, 건조여과기(filter-drier), 전자밸브, 유량계 등의 부속기기와 온도 및 압력 측정부로 구성되어 있다.

축열조 부분은 새로운 방식의 경우 하부에 6개의 수직 평판형 증발판과 탈빙시 탈빙을 원활하게 하기 위한 탈빙촉진장치로 구성되어 있다. 그리고 기존방식의 경우에는 상부에 동일한 개수의 수직 평판형 증발판과 수 분배노즐, 순환수 펌프 및 순환수 배관으로 구성되어 있다. 기존 및 새로운 방식 모두 압축기는 소형 스크롤형을 사용하였으며, 응축기는 실험의 편의상 수냉식을 사용하였다. 그리고 냉각수 입·출구에 열전대와 입구측에 수유량계(2~40 L/min)를 설치하여 냉각수



- |                         |                          |
|-------------------------|--------------------------|
| ① Compressor            | ⑨ FCU                    |
| ② Condenser             | ⑩ Power meter            |
| ③ Thermostatic oven     | ⑪ Power supply           |
| ④ Receiver              | ⑫ Data logger            |
| ⑤ Solenoid valve        | ⑬ Storage tank           |
| ⑥ Expansion valve       | ⑭ Return water nozzle    |
| ⑦ New type evaporator   | ⑮ Refrigerant flow meter |
| ⑧ Conv. type evaporator | ⑯ Water flow meter       |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

온도 및 수량을 측정하여 응축열량을 계산할 수 있도록 하였으며, 냉각수의 온도는 항온조에서 일정온도로 공급할 수 있도록 하였다. 그리고 제빙 및 탈빙모드를 제어하기 위해 온-오프 스위치와 5개의 전자밸브를 설치하였고, 장치 각 부분의 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압압력계와 T형 열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 또한, 압축기의 소요동력은 파워메타를 설치하여 운전 조건에 따른 압축기의 소요동력을 측정하였다.

Fig. 2는 축열조 부분에 있어 새로운 수중 빙 제조방식을 적용한 경우(a)와 기존의 빙 제조방식을 적용한 경우(b)의 빙 제조과정을 각각 나타낸다. 그리고 Fig. 3은 축열조 내의 센서 위치(a)와 축냉시 빙 제조 사진(b)을 나타낸다.

축열조는 1,000(W)×700(L)×1,150(H)의 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 35 mm 두께의 우레탄폼으로 단열하였다. 새로운 방식의 경우에는 축열조 하부에 재질이 알루미늄인 200×190×20 mm인 6개의 수직 평판형 증발판이 설치되어 있으며, 기존방식도 동일한 크기와 개수의 증발판이 축열조 상부에 설치되어 있다. 또한, 기존방식은 Fig. 2의 (b), (c)에서와 같이 축열조 내의 물이 순환수 펌프에 의해 상부

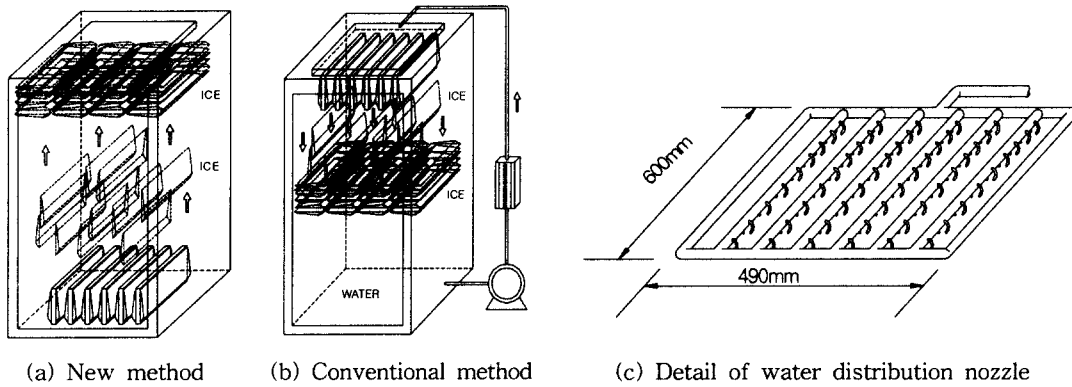
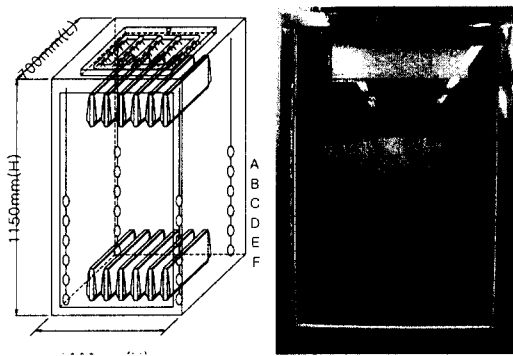


Fig. 2 Schematic diagram of ice making type and water distribution nozzle.



(a) Detail of storage tank (b) View of ice storage  
Fig. 3 Schematic diagram of ice storage tank.

증발판 위의 분배노즐로 유입되어 증발판 양면으로 고른 분포를 가지면서 흘러내리는 구조로 되어 있다. 그리고 축방냉시 축열조 내 온도분포를 파악하기 위하여 Fig. 3에서와 같이 중앙부분과 모서리 부분 4개소에 열전대를 설치하였으며, 높이별로는 20 mm, 140 mm, 260 mm, 380 mm, 500 mm, 620 mm의 위치에 모두 24개의 열전대를 설치하여 온도분포를 측정하였다.

2.2 실험방법

실험은 새로운 방식을 먼저 수행한 후, 동일조건에서 기존방식에 대하여 실시하였으며, 장치의 안정화를 위해 축냉모드로 전환한 후 축열조 내의 온도 및 각종 실험조건을 모니터링하여 일정하게 만든 후 실시하였다. 그리고 시스템 운전 후 증발기 입구측의 냉매온도가 설정온도에 도달하여 일정하게 된 시점을 기준으로 하여 축열조

내 각 부분의 온도를 측정하였다.

실험은 축냉실험을 먼저 실시한 후 방냉실험을 하였으며, 축냉과정 중 탈빙은 증발기 출구측 냉매온도가 일정 설정온도에 이르면 장치가 제상운전 모드로 전환되어 탈빙이 이루어지도록 하였다. 그리고 탈빙을 위한 증발기 출구측 제상 설정온도는  $-2^{\circ}\text{C}$ 에서 실시하였다.

방냉실험은 축냉실험 후 일정 냉수량을 부하측과 축열조로 순환시킴에 따라 축열조 내의 온도분포와 부하측 팬코일 유니트(FCU)의 입출구 온도변화 등을 파악하였다.

방냉시 부하측은 FCU를 사용하였으며, 환수되는 순환수는 효율을 증대시키기 위하여 축열조 상부에 분사노즐을 설치하여 일정하게 조 내로 분사되면서 얼음과 열교환을 할 수 있도록 하였다. 그리고 부하측으로 유입되는 냉수는 축열조 내에서 충분한 열교환을 한 후 축열조 하부로 유출되도록 하였다. Table 1은 본 실험에 사용된 실험조건을 나타낸다.

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Refrigerant flow rate, $R_f$ [kg/h]	57.6
Defrost refrigerant temperature, $T_d$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	-2
Initial water temperature, $T_i$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	25
Cooling water temperature, $T_c$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	$20 \pm 0.5$
Cooling water flow rate, $T_{cf}$ [l/min]	12
Cooled water flow rate, $Q_c$ [l/min]	35
Charging processing time, $R_t$ [h]	10
Using limit temperature, $T_{\theta}$ [ $^{\circ}\text{C}$ ]	10

3. 실험결과 및 고찰

3.1 축열조 내 온도분포

3.1.1 축냉시

Fig. 4와 Fig. 5는 새로운 방식과 기존방식에 있어서 증발기 내 냉매순환량 57.6 kg/h, 제상설정온도  $-2^{\circ}\text{C}$ , 축열조 내 초기수온  $25^{\circ}\text{C}$ , 축냉시간 10시간 경과 시까지의 축열조 내 온도분포를 나타낸 것이다. 상기 실험조건들은 사전 충분한 예비실험을 거쳐 설정한 조건이며, 조 내 초기수온이 실용조건보다 높은 것은 2가지 방식의 실험조건을 동일하게 설정하기 위하여 편의상 실험 당시의 외부 수도수를 그대로 사용하였기 때문이다. 그림에서 각 위치의 온도분포는 Fig. 3의 축열조 하부에서 상부로의 수직부분이며, 위치는 20(F), 140(E), 260(D), 380(C), 500(B), 620 mm(A)인 지점에서의 평균 온도를 나타낸 것이다.

새로운 방식의 경우 그림에서와 같이 높이별로는 뚜렷한 온도차가 발생되며, 축열조 중상부(380, 500, 620 mm)에서는 운전개시 약 2시간까지 초기수온이 거의 그대로 유지되고 있다. 그러나 증발판이 설치된 하부(20, 140 mm)에서는 초기수온보다 많은 냉각이 이루어지고 있다. 그리고 축열조 중하부분(260 mm)은 하부로의 열확산으로 인해 중상부보다는 수온이 다소 낮아지고

있다. 이것은 축열조 하부에 설치된 증발판의 냉각작용으로 축열조 하부는 급격히 냉각되지만 축열조 상부까지는 밀도차에 의해 열확산 및 대류가 크게 발생되지 않고 있음을 알 수 있다. 그러나 운전 2시간 경과 후에는 최초 탈빙이 시작됨과 동시에 축열조 하부로부터 탈빙된 얼음이 상부로 떠오름에 따라 혼합대류현상이 발생되어 중상부의 온도는 낮아지는 현상이 발생되고 있다. 이와 같은 현상은 첫번째 탈빙 이후 일정한 시간간격으로 계속적으로 탈빙주기가 형성되어 그림에서와 같이 축열조 중상부는 계단형 온도하강현상이 나타나게 된다. 이와 같은 계단형 온도하강현상은 최상부로 떠오른 얼음이 상부 물과의 온도차에 의해 용해잠열을 흡수하여 일정 시간 동안 용해를 계속하게 됨으로써 일정한 온도대를 유지하는 것으로 판단된다. 그리고 운전 시작 약 4시간 이후부터는 상부의 온도가 하부의 온도보다 낮아지는 현상을 나타내고 있다. 이것은 이때부터 상부에 저장된 얼음의 잠열 흡수능력이 떨어지고, 얼음이 상부에 존재함에 따라 하부로 대류가 발생되기 때문으로 생각된다.

Fig. 5는 새로운 방식과 동일한 조건인 냉매순환량 57.6 kg/h, 제상설정온도  $-2^{\circ}\text{C}$ , 축열조 내 초기수온  $25^{\circ}\text{C}$ , 상부 증발판으로의 순환수량 20 L/min, 축냉 10시간 운전한 경우, 기존방식에서의 축열조 내 수직 온도분포를 나타낸 결과이다.

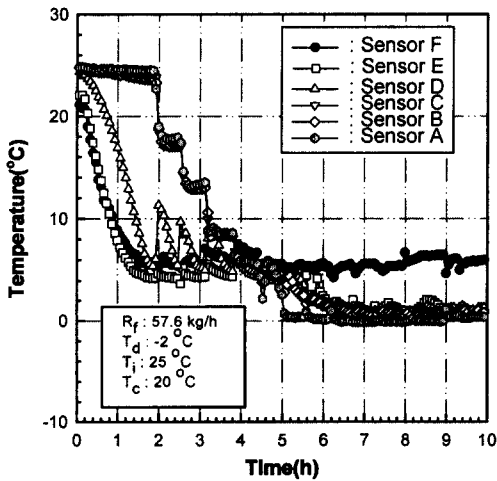


Fig. 4 Vertical water temperature distribution of new method in storage tank on charging process.

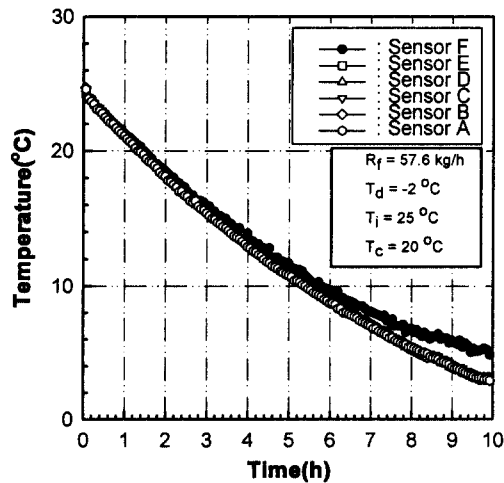


Fig. 5 Vertical water temperature distribution of conventional method in storage tank on charging process.

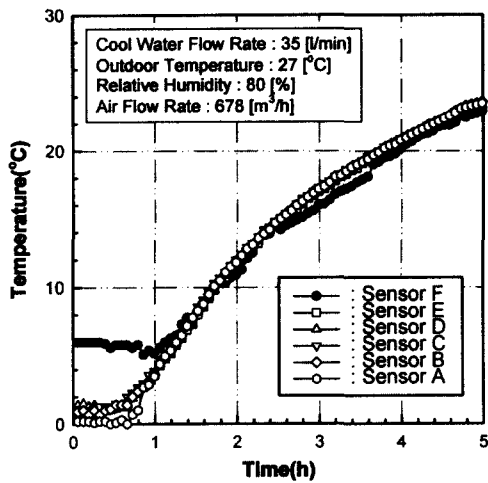


Fig. 6 Vertical water temperature distribution of new method in storage tank on discharging process.

이때, 증발판으로의 순환수량은 충분한 예비실험을 거쳐 증발판에 고른 분포를 가지면서 일정한 유량이 공급될 수 있는 구조로 하였다.

그림에서와 같이 축열조 내 온도는 시간경과에 따라 거의 선형적으로 낮아지는 결과를 나타내고 있다. 이와 같은 현상은 기존방식의 경우 계속적으로 순환펌프에 의해 축열조 내의 물이 하부에서 유출되어 상부의 분배 노즐에 공급되고, 증발판을 흘러내리면서 얼음이 생성되어 증발판과 조내의 순환수가 충분한 열교환을 할 수 있는 시간적 여유가 적어 불안정한 얼음이 생성되기 때문으로 판단된다. 즉, 새로운 방식의 경우에는 정지된 물이 하부의 증발판과 직접 열교환을 하는데 비해 기존방식은 물이 순환하면서 공기 중에서 열교환이 이루어져 얼음의 생성과 성장에 상당히 불리한 조건이 형성되는 것으로 판단된다.

그림에서 운전 약 1시간 이후부터 상부의 수온이 더 낮아지는 현상을 나타내지만 전 운전시간에 걸쳐 상하부의 온도차는 크게 발생되지 않았다.

### 3.1.2 방냉시

Fig. 6은 새로운 방식에 있어 10시간 축냉 완료 후 부하측 냉수 순환유량 35 L/min, 부하측 외기온도 27°C, 상대습도 80%, 풍량 678 m<sup>3</sup>/h인 경우를 대상으로 방냉시 축열조 내 수직방향의

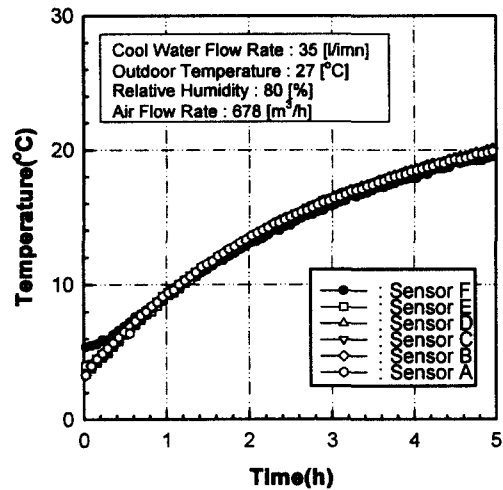


Fig. 7 Vertical water temperature distribution of conventional method in storage tank on discharging process.

높이별 온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 방냉 시작 초기에는 축열조 최하부의 온도가 가장 높고, 최상부 온도가 가장 낮게 나타나고 있다. 이것은 축냉시 만들어진 얼음이 축열조 상부에 저장되어 있다가 부하측으로부터 유입되는 순환수와 열교환시 잠열 흡수에 기인하기 때문으로 생각된다. 그리고 이와 같은 온도분포는 상부의 경우에는 거의 0°C, 하부에는 4°C 정도로 약 90분까지 계속 유지되는 것으로 나타났다.

Fig. 7은 동일조건에서 기존방식의 방냉시 축열조 내 수직온도분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 방냉 시작 약 1시간 정도까지는 최하부를 제외하고는 거의 온도분포가 발생되지 않았으며, 시간이 경과함에 따라 상하 전체의 온도도 거의 같아지는 경향을 나타내었다.

## 3.2 성능평가

### 3.2.1 FCU 입·출구 온도

Fig. 8은 두 방식에 있어 방냉시 부하측인 FCU의 입·출구 온도변화를 비교한 결과이다. 이때, 두 방식 모두 부하측 외기온도는 27°C, 상대습도 80% 및 FCU의 팬 풍량 678 m<sup>3</sup>/h, 순환유량은 35 L/min으로 동일하게 설정하였다. 그림에서 새로운 방식의 경우에는 운전 약 65분까지는 FCU 출구온도는 거의 변화가 없이 약 3.5°C 정

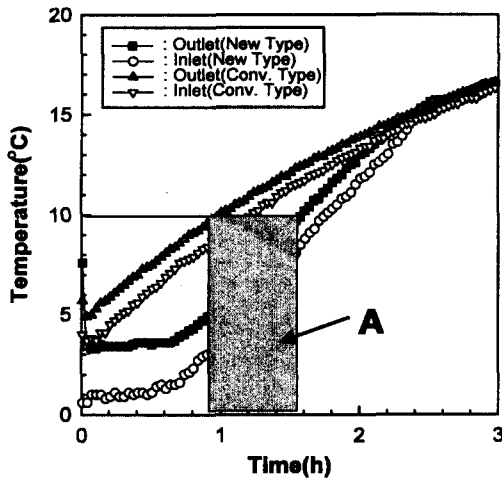


Fig. 8 Inlet and outlet temperature distribution of fan coil unit on discharging process.

도로 일정하게 운전되고 있다. 그리고 실험조건에서 설정한 이용한계온도 10℃에 이르는 시간은 약 100분 정도로 지속되고 있다.

동일한 조건에서 기존방식의 경우에는 출구온도가 거의 선형적으로 증가하고 있다. 그리고 이용한계온도 10℃에 이르는 시간도 약 60분 정도로 새로운 방식에 비해 A부분에 해당하는 만큼 빨리 도달하고 있다. 이와 같은 현상은 실제 장치의 경우 부하측 용량에 따라 더욱 큰 차이가 발생할 것으로 판단된다.

3.2.2 방냉능력 및 온도차

Fig. 9는 3.1.2와 동일한 방냉조건에서 2가지 방식으로 10시간 축냉 운전한 후 FCU에서의 방냉능력과 입·출구 온도차를 나타낸 결과이다. 방냉능력은 FCU로 순환되는 냉수량과 입·출구 온도차를 이용하여 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_e = m_w c_p (T_{out} - T_{in})$$

여기서,  $m_w$ 는 FCU 내로 순환하는 냉수량을 나타내며,  $c_p$ 는 물의 비열,  $T_{in}$ 와  $T_{out}$ 는 냉수 입·출구 온도를 나타낸다.

그림에서와 같이 방냉능력과 온도차는 시간이 경과할수록 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 축열조 내 축냉능력의 감소에 기인하는 것

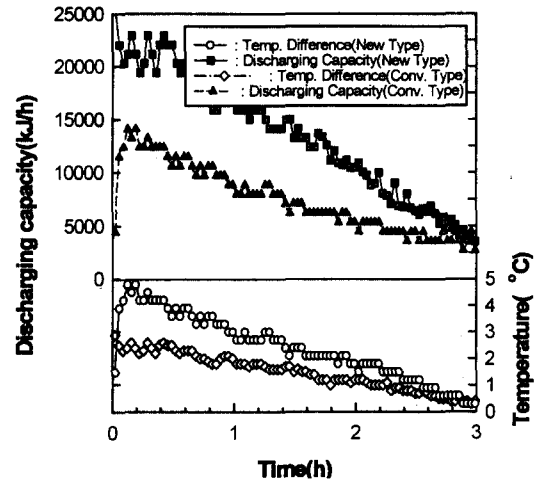


Fig. 9 Discharging capacity and temperature difference distribution of fan coil unit on discharging process.

으로 FCU로 순환되는 냉수량 및 부하량에 따라 방냉능력의 변화는 달라질 것으로 판단된다.

온도차는 새로운 방식은 초기온도차가 약 2.5℃ 정도인데 비해 기존방식은 약 1.2℃로 새로운 방식이 더 크게 나타나고 있다. 이와 비례하여 방냉능력도 새로운 방식이 초기부터 3시간 방냉 완료까지 약 30~40% 정도 높게 나타나 새로운 방식이 더 우수함을 알 수 있다.

4. 결 론

하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 수증에서 얼음을 제조하는 새로운 방식과 기존방식을 대상으로 축방냉시 축열조 내의 온도분포 및 성능특성을 실험적으로 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 축냉시 축열조 내의 온도분포를 파악한 결과 새로운 방식은 초기 탈빙이 발생하기 전에는 조 내 수직 온도분포가 현저하였으나, 그 이후에는 얼음의 용해열 흡수에 의해 계단형 온도분포를 나타내면서 하부로 고저온수의 혼합현상과 하부 증발판 주위로의 대류유동이 발생되어 전열을 촉진시키는 것으로 판단되었다. 그러나 기존방식은 축열조 내 물의 강제 순환에 의한 불안정한 얼음 생성으로 조 내의 온도분포는 거의

선형적으로 감소하였다.

(2) 방냉시 축열조 내의 온도분포는 새로운 방식의 경우 부하측 순환수가 상부의 각형 얼음들 사이로 흘러 열교환을 하고, 하부로 유출됨에 따라 초기에는 얼음의 잠열 흡수에 의해 최상부의 온도가 가장 낮고, 최하부가 가장 높게 나타났으며, 약 90분 정도까지는 거의 일정한 온도분포를 나타내었다. 그러나 기존방식에서는 방냉과 동시에 축열조 내의 온도분포는 상하부 미소하였으며, 시간경과에 따라 거의 선형적으로 증가하였다.

(3) 이용한계온도를 10℃ 정도로 설정하여 방냉시 부하측 FCU의 입출구 온도를 비교한 결과 새로운 방식에서는 FCU 출구온도가 3.5℃ 정도로 온도변화가 없이 약 65분 정도 지속되었으며, 이용한계온도에 이르기까지 약 100분 정도가 소요되었다. 그러나 기존방식의 경우에는 출구수온이 선형적으로 증가하였으며, 이용한계온도에 이르기까지의 시간도 약 60분 정도로 새로운 방식에 비해 약 40분 정도 빨리 도달하였다.

(4) FCU의 방냉능력과 입출구 온도차는 방냉 운전 3시간을 기준으로 약 30~40% 정도 새로운 방식이 높게 나타났으며, 온도차도 약 1.3℃ 정도 더 발생되어 수중에서 빙을 제조하는 새로운 방식이 빙 충전량이 많고, 이에 따른 결과로 방냉량도 크게 되어 기본방식보다 우수함을 확인할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 에너지관리공단에서 시행한 '2000년 에너지절약기술개발사업'의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드리고, 실험장치 제작에 도움을 주신 삼원냉열엔지니어링에도 감사를 드립니다.

## 참고문헌

1. Jang, M. C., 2000, Characteristics of electric power demand and promotion of the distribution of ice storage cooling system, Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference (II), pp. 795-804.
2. Cho, H. G., 2000, Mini-thermal storage air conditioning, Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference (II), pp. 816-826.
3. Lee, D. Y., et al., 1999, Prediction of practically chargeable cold energy in an ice storage system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 133-146.
4. Kim, J. D., et al., 2000, Experiments on the Characteristic of Storage Tank in In-Water Harvest-Type Ice Storage System, The Korea Society for Energy Engineering, Vol. 9, No. 4, pp. 366-371.
5. Cheng, K. C. and Takeuchi, M., 1976, Transient Natural Convection of Water in a Horizontal Pipe With Constant Cooling Rate Through 4℃, Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 581-587.
6. Choi, I. S., et al., 2001, Experiments on Operation Characteristics of In-water Harvest-Type Ice Storage System, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 25, No. 5, pp. 653-659.
7. Kim, H. S., et al., 1996, A Study on Two Phase Heat Exchange of Plate Type PCM Container, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 8, No. 4, pp. 576-582.
8. Park, C. G., et al., 1998, Characteristics Experiment of Under Water Harvest-Type Ice Storage System, Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference (II), pp. 186-191.
9. Carey, C. W., Mitchell, J. W. and Brandemuehl, M. J., 1997, A simulation environment for the analysis of ice storage controls, International Journal of HVAC&R Research, Vol. 3, No. 2, pp. 128-148.