

수중 하베스트형 빙축열 시스템의 축방냉 특성

장용식* · 최인수* · 문춘근* · 천석현** · 김재돌* · 윤정인***

Experiment of Characteristic on the Charge and Discharge of Cold for In-Water Harvest-Type Ice Storage System

Y. S. Jang*, I. S. Choi*, C. G. Moon*, S. H. Chun**, J. D. Kim*, J. I. Yoon***

Key Words: Ice storage system(빙축열 시스템), Harvest type(하베스트형), Plate type evaporator(판형 증발기), Charge of cold(축냉), Discharge of cold(방냉), In-Water(수중), Thermal Storage Tank(축열조)

Abstract

A fundamental study on the harvest-type ice storage system applied ice making method in-water and its temperature characteristics in ice storage system was performed experimentally of the charge and discharge of cold. 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.

1. 서 론

최근 새로운 공조 열원방식으로 현열과 잠열을 이용한 빙축열시스템이 관심을 모으고 있다.^{1~2)} 빙축열시스템은 제빙방식에 따라 크게 정적형(static type)과 동적형(dynamic type)으로 분류할 수 있으며, 정적형에는 관외 착빙형, 관내 착빙형, 캡슐형 등이 있고 동적형에는 하베스트형

(harvest type), 아이스 슬러리형(ice slurry type) 등으로 나눌 수 있다.^{3~5)} 동적형에 있어 하베스트형은 증발기인 전열판에서 생성된 얼음을 주기적으로 분리, 이탈시켜 전열판 하부에 설치된 축열조에 저장하였다가 냉방시 부하측으로 순환시켜 부하에 대응하는 방식으로 최근 활발히 연구 개발이 이루어지고 있다.^{6~8)} 이 방식은 장치의 효율이 높고, 해빙효율이 우수하며, 장비의 보수, 관리가 쉽고, 수명이 긴 등 여러 가지 장점을 가지고 있다. 그러나 축열조 상부에 설치된 증발판에 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 생성됨으로서 열전달률도 좋지

* 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

† 동명대학교 에너지·환경시스템계열

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

TEL : (051)620-3537 FAX : (051)620-3537

** 에너지관리공단

*** 부경대학교 기계공학부(냉동공조전공)

못하는 등의 단점을 가지고 있다.^{9~11)}

이와 같은 단점을 보완하기 위하여 본 연구에서는 얼음을 만드는 증발판을 축열조 상부에 설치하지 않고, 축열조 내에 설치하여 수중에서 얼음이 만들어지는 새로운 빙 제조 방식을 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 상기의 수중 빙 제조 방식을 적용하여 축·방냉시 축열조 내의 열특성과 성능특성을 실험적으로 밝혀 새로운 빙 제조방식의 적용성 검토와 시스템 최적화 및 성능향상에 대한 기초 자료를 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 새로운 빙 제조방식을 적용한 시스템의 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 축열조 내에 설치된 빙 제조판이 길이 1000mm, 폭 190mm, 두께 20mm의 크기로 한 단에 10개씩, 2단으로 총 20개를 설치하였다. 또한, 수직 평판형 빙 제조판 하부에는 탈빙시 탈빙을 원활하게 하기 위한 탈빙축진 장치로 구성되어 있다. 그리고 제빙 및 탈빙모드를 제어하기 위해 온-오프 스위치와 5개의 전자밸브를 설치하였고, 장치 각 부분의 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압압력계와 C-C열전대를 설치하였으며, 측정된 온도는 다채널 온도기록장치(HR-2500E 60CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 또한, 압축기의 소요동력은 파워메타를 설치하여 운전조건에 따른 압축기의 소요동력을 측정하였다.

Fig. 2의 (a)는 수중 빙 제조방식을 적용한 시스템 사진을 나타내며 (b)는 축열조를 그리고 (c)는 축열조 내에서의 얼음의 생성모형을 나타내고

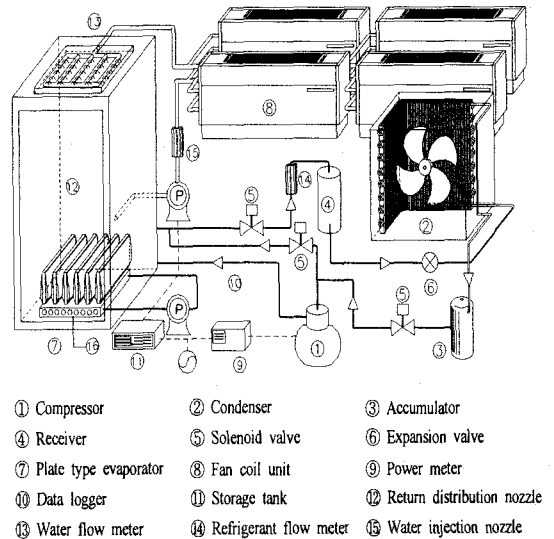
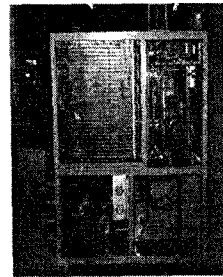
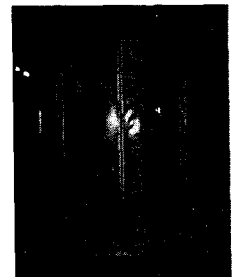


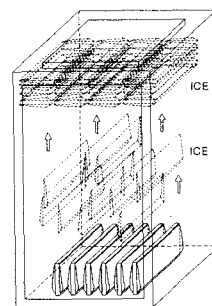
Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.



(a) System unit



(b) Ice storage tank



(c) Detail of storage tank (d) View of ice storage

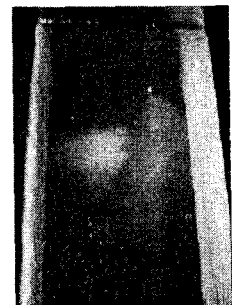


Fig. 2 Schematic diagram of ice storage system applied ice making method in-water.

(d)는 얼음이 탈빙되는 탈빙과정을 나타내는 사진이다. 축열조는 1,000(W)×2,000(L)×2,000(H)의 크기로 제작되어 있으며, 외부로의 열손실을 방지하기 위하여 50mm두께의 우레탄폼으로 단열하였다.

2.2 실험방법

실험은 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.

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Refrigerant	HCFC-22
Defrost refrigerant temperature [°C]	-7
Defrost time [min]	6
Initial water temperature [°C]	12
Outdoor temperature [°C]	28
Relative humidity [%]	80
Cooled water flow rate [ℓ/min]	46
Charging processing time [h]	10

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 -7°C에서 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.

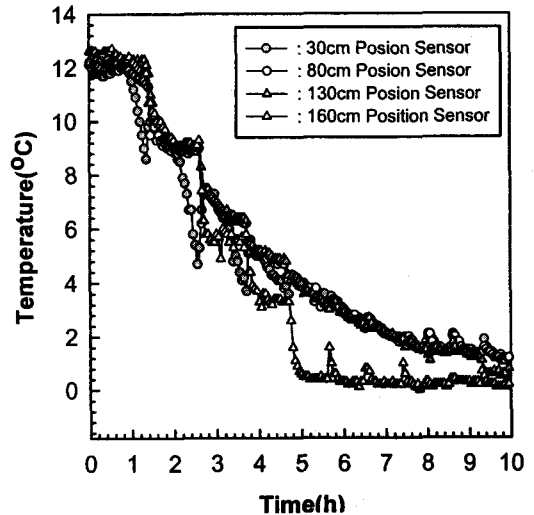


Fig. 3 Vertical water temperature distribution of in storage tank on charging process.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 축냉시 온도분포

Fig. 3은 축열조 내의 온도분포를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 운전 1시간 전까지는 축열조 내 상하부의 온도분포는 거의 일정하게 유지되고 있다. 그러나 운전 1시간 이후부터는 증발판이 위치하는 하부의 온도는 급격히 낮아지고 있다. 그리고 운전 약 90분 경과 후 즉, 제 1차 탈빙이 이루어진 이후부터는 약 1시간 동안 상중하의 온도가 거의 동일하게 유지되고 있다. 이것은 1차 탈빙된 얼음이 축열조 상부로 떠올라 상부의 온도가 높은 물과 열교환을 통하여 잠열을 흡수함으로써 상부의 온도가 낮아지고, 또한 대류 유동이 발생하여 중간부분의 온도도 낮아지는 것으로 생각된다. 그리고 제 2차 탈빙이 이루어진 운전 2시간 반경에서는 얼음이 존재하는 상부의 온도가 뚜렷하게 낮아지고 있으며, 운전 약 4시간 이후부터는 상부의 온도가 가장 낮아지는 경향을 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 계속적인 탈빙으로 상부에 존재하는 얼음의 양이 증가함에 따른 결과로 판단된다.

Fig. 4는 축냉운전 시 압축기의 입구 및 출구 온도의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 제빙과 탈빙이 반복됨에 따라 입구 및 출구 온도

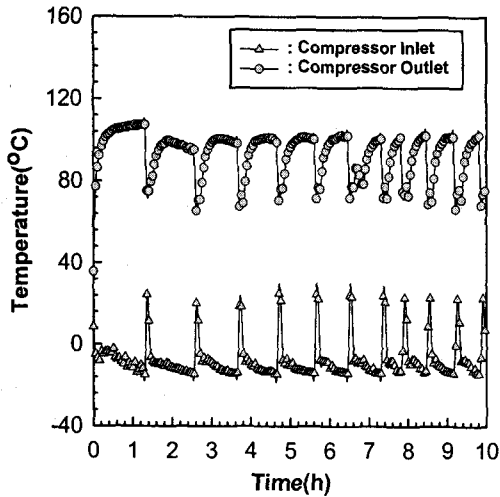


Fig. 4 Temperature distribution of inlet and outlet in compressor on charging process.

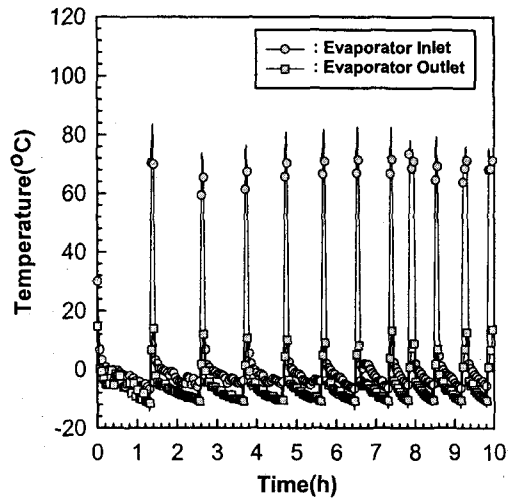


Fig. 6 Temperature distribution of inlet and outlet in evaporator on charging process.

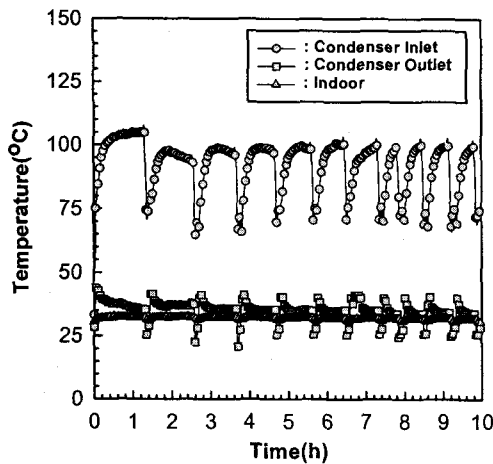


Fig. 5 Temperature distribution of inlet and outlet in condenser on charging process.

는 고저 반복현상을 나타내고 있다. 그리고 시간이 경과함에 따라 탈빙 회수가 빨라지고 있다. 이것은 운전이 계속됨에 따라 축열조 내 물의 온도가 전체적으로 낮아짐에 따라 탈빙 회수가 빨라지는 것으로 판단된다.

Fig. 5는 축냉운전 시 응축기의 입출구 온도분포 및 실험시 실내 온도를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 응축기 입구 및 출구온도도 압축기 입출구 온도 변화와 동일하게 고저 반복현상을 나타내고 있다. 그러나 응축기 출구온도는 입구

온도변화보다 변화 폭이 훨씬 적게 나타내고 있다. 이것은 응축기 입구에는 냉매의 상태가 기상 상태인 데 비해, 응축기 출구에서는 응축기 내에서 현열 및 잠열의 방출에 의한 액상으로 존재하기 때문으로 판단된다.

Fig. 6은 동일한 조건에서 축냉시 증발기 입·출구 온도변화를 나타낸 결과이다. 상기 결과들과 동일한 형태로 제빙과 탈빙과정이 반복됨에 따라 고저 반복현상을 나타내고 있다.

3.2 방냉시 온도분포

Fig. 7은 방냉시 축열조 내의 온도분포를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 방냉 1시간까지는 상중하의 온도 모두 1°C정도로 유지되고 있다. 이것은 방냉 1시간까지는 상부측에 얼음이 지속되어 얼음의 잠열흡수에 의한 결과로 상중하의 온도차가 발생되지 않는 것으로 판단된다. 그러나 운전 1시간 이후부터는 현열 교환에 의해 축열조 내의 온도가 상승하는 것으로 나타나고 있다.

방냉시에는 축냉시와는 달리 축열조 내에서 상중하의 온도차는 발생되지 않으며, 이것은 부하측으로부터 환수되는 물은 축열조 상부로 유입되고, 부하측으로 공급되는 냉수는 축열조 하부에서 유출됨으로서 축열조 내에서 혼합대류에 의한 열교환에 기인하는 것으로 판단된다.

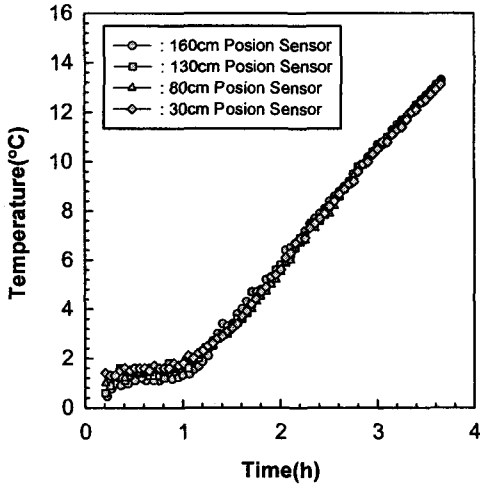


Fig. 7 Vertical water temperature distribution of in storage tank on discharging process.

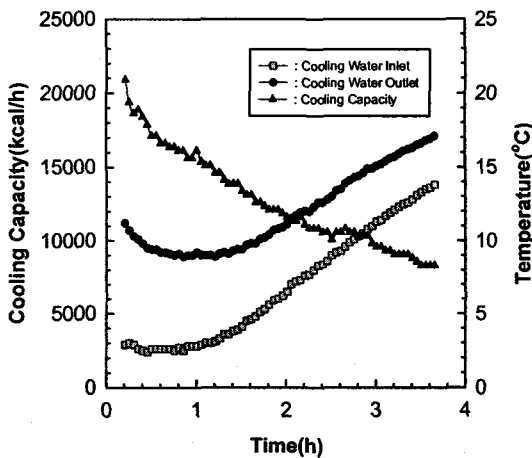


Fig. 8 Cooling capacity and temperature distribution of inlet and outlet in fan coil unit on discharging process.

Fig. 8은 부하측으로 순환되는 순환수의 입출구 온도변화를 나타낸 결과이다. 부하측으로는 팬코일 유닛(FCU)를 사용하였으며, 냉방대상은 사무실을 이용하였다. 사용된 FCU의 방냉열량은 1대당 4,500kcal/h, 풍량 678m³/h로 4대를 사용하였으며, 축열조와 순환하는 각 FCU의 순환수량은 11.5 l/min으로 총 46 l/min이 순환하였다. 그림에서와 같이 방냉 초기에는 부하측으로 순환하는 냉수의 입출구 온도차가 크게 발생되고 있으며, 운전이 계속됨에 따라 온도차는 감소하고 있

다. 또한, 방냉능력도 입출구 온도차에 비례하여 감소하는 경향을 나타내고 있다.

4. 결론

수중에서 빙을 제조하는 새로운 방식의 하베스트형 빙축열 시스템에 있어서 축·방냉시 축열조 내의 온도분포 및 성능특성을 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 증발기 출구 냉매온도를 탈빙 설정온도로 고정하고, 축냉시 축열조 내의 온도분포를 파악한 결과 초기 탈빙이 발생하기 전에는 조 내 수직 온도분포가 현저하였으나, 초기 탈빙 이후에는 얼음의 용해열 흡수에 의해 계단형 온도분포를 나타내면서 혼합 대류현상과 하부로의 대류운동이 발생되었다.

2. 축냉시 응축기 및 증발기 입출구 온도는 제빙과 탈빙에 의해 고저 반복적인 현상을 나타내었으며, 시간이 경과함에 따라 탈빙 회수의 증가에 의해 보다 빠른 주기를 나타내었다.

3. 방냉시 축열조 내의 온도분포는 방냉 초기에는 얼음의 잠열 흡수에 의해 상중하부의 온도차가 미소하였으며, 잠열 흡수가 완료된 이후에는 거의 선형적으로 증가하였다.

4. 방냉시 부하측 FCU의 입·출구온도는 초기에는 입출구 온도차가 크게 나타났으며, 시간이 경과함에 따라 온도차는 감소하였으며, 방냉능력도 입출구 온도차에 비례하여 감소하는 경향을 나타내었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 2000년 에너지절약기술 개발사업의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- 장명철, 2000, "전력수요의 특성과 축냉설비 보급지원정책", 공기조화·냉동공학회 하계 학술발표회 논문집(I), pp. 795~804.

2. 조현구, 2000, “소형 빙축열 에어컨,” 공기조화·냉동공학회 하계학술발표회 논문집(I), pp. 816~826.
3. 이대영, 강병하, 김민수, 1999, “빙축열시스템의 실질적인 최대 축열 가능량 예측,” 공기조화·냉동공학회 논문집 제 11권, 제 1호, pp. 133~146.
4. 최인수, 김재돌, 윤정인, 2000, “수중 하베스트 빙축열시스템의 축열조 특성 실험,” 한국에너지공학회지, 제 9권, 제 4호, 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°C”, *J. Heat Transfer*, Vol. 98, pp. 581~587
6. 최인수, 김재돌, 윤정인, 2001, “수중 하베스트형 빙축열시스템의 운전특성 실험,” 대한기계학회 논문집(B), 제 25권, 제 5호, pp. 653~659.
7. 김석현, 조성우, 이채수, 1996, “판형 상변화 물질 용기의 2상 열교환 현상 연구,” 공기조화·냉동공학회, 제 8권, 제 4호, pp. 576~582.
8. 박창근, 최인수, 김재돌, 윤정인, 1998, “수중 하베스트형 빙축열 시스템의 특성실험,” 공기조화·냉동공학회 동계학술발표회 논문집(II), pp. 186~191.
9. 宮本守也 外, 1992, “氷蓄熱システムの動特性解析”, 冷凍, 第67卷, 第782号, pp. 39~44.
10. 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.
11. Spethmann, D. H., 1989, “Optimal control for cool storage”, *ASHRAE Trans.*, pp. 1009~1015.