

[논문] 한국태양에너지학회 논문집
Journal of the Korean Solar Energy Society
Vol. 26, No. 4, 2006

스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능시험에 관한 연구

김경환*

*창원대학교 시설과(c9837@changwon.ac.kr)

Study on the Performance Testing of the Closed Ice Thermal Energy Storage System using Screw Capsules

Kim, Kyung-Hwan*

*Division of Facilities, Changwon National University(c9837@changwon.ac.kr),

Abstract

The decrease in the summer peak electric load in our country is very important. The government has arranged and implemented a lot of support policies and statutes to decrease the peak electric load. And the ice thermal energy storage system is known as one of the alternatives. The purpose of this paper is to evaluate the efficiency and thermal characteristics of the closed ice thermal energy storage system using screw capsules. The measured thermal energy storage density is about 18.4 USRT-h/m³ (=232.9 MJ/m³), which is higher than 13.0 USRT-h/m³ (=164.6 MJ/m³), a low criterion of normal performance. And The efficiency of the discharging process and the total energy utilization is 96.2% and 2028.4 kcal/kWh respectively.

Keywords : 밀폐식 빙축열시스템(Closed ice thermal energy storage), 축열밀도(Thermal energy storage density), 총괄에너지 이용효율(Efficiency of total energy utilization)

기 호 설 명

- COP_c : Coefficient Of Performance
- $Q(t)_e$: Evaporator load rate [kW]
- $W(t)_c$: Electric power of chiller [kW]

1. 서 론

최근 생활수준의 향상과 더불어 하절기 냉방장치의 가동이 빈번해짐에 따라 전력수요량이 급격히 증가하고 있으며, 이에 따라 전력공급 예비율이 12.3%까지 떨어지는 경우도 발생한다. 이와 같이 하절기의 냉방 전력소비를 해결하기 위해서는 발전 설비를 건설해야 하나 건설비용, CO₂배출량의 규제 등으로 어려움을 겪고 있다.

여름철 피크전력부하로 인한 발전소 용량증설의 비효율성을 개선하고 1차에너지의 안정적 공급을 위해, 정부에서는 중앙집중식 냉방설비를 설치하는 특정 건축물에 대하여 중앙집중식 공기조화시스템을 설치하거나 중앙집중식 냉방시스템의 설치를 의무화 하고 있다. 중앙집중식 냉방시스템 중 여름철 피크전력부하를 효율적으로 감소시키는 방안중의 하나는 축냉시스템이다. 축냉시스템 중 빙축열시스

템은 야간에 냉동기를 가동하여 축열조에 냉열을 저장하며, 주간에 축열조가 냉방부하의 40%이상 40%이상을 부담하고 나머지 냉방부하는 냉동기가 부담하는 시스템이다.

문헌조사에 의하면 관외착빙형(Ice-on-Coil Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 성능시험⁽¹⁾⁽²⁾, 최적운전⁽³⁾, 수치해석적 연구⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 등이 있으며, 아이스 슬러리형(Ice Slurry Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 운전특성과 경제성분석⁽⁶⁾ 등이 있었다. 캡슐형(Capsule Type) 빙축열시스템에 대한 연구는 축열과정의 실험과 수치해석적 연구⁽⁷⁾, 캡슐의 축열 및 방열의 실험적 연구⁽⁸⁾, 성능시험⁽⁹⁾ 등이 있었다. 그리고 건물부하예측, 최적 운전계획 등에 관한 연구가 있었으나, 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능 연구에 대한 자료는 많지 않았다.

그러므로 본 연구는 스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템을 구성하여 2002년 10월 16일부터 10월 21일까지 동일조건으로 3회 반복 실험을 하여 축열조의 축열량과 방열량, 냉방부하, 소비전력 등의 운전특성에 대한 자료를 확보하여, 스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능을 평가하였다.

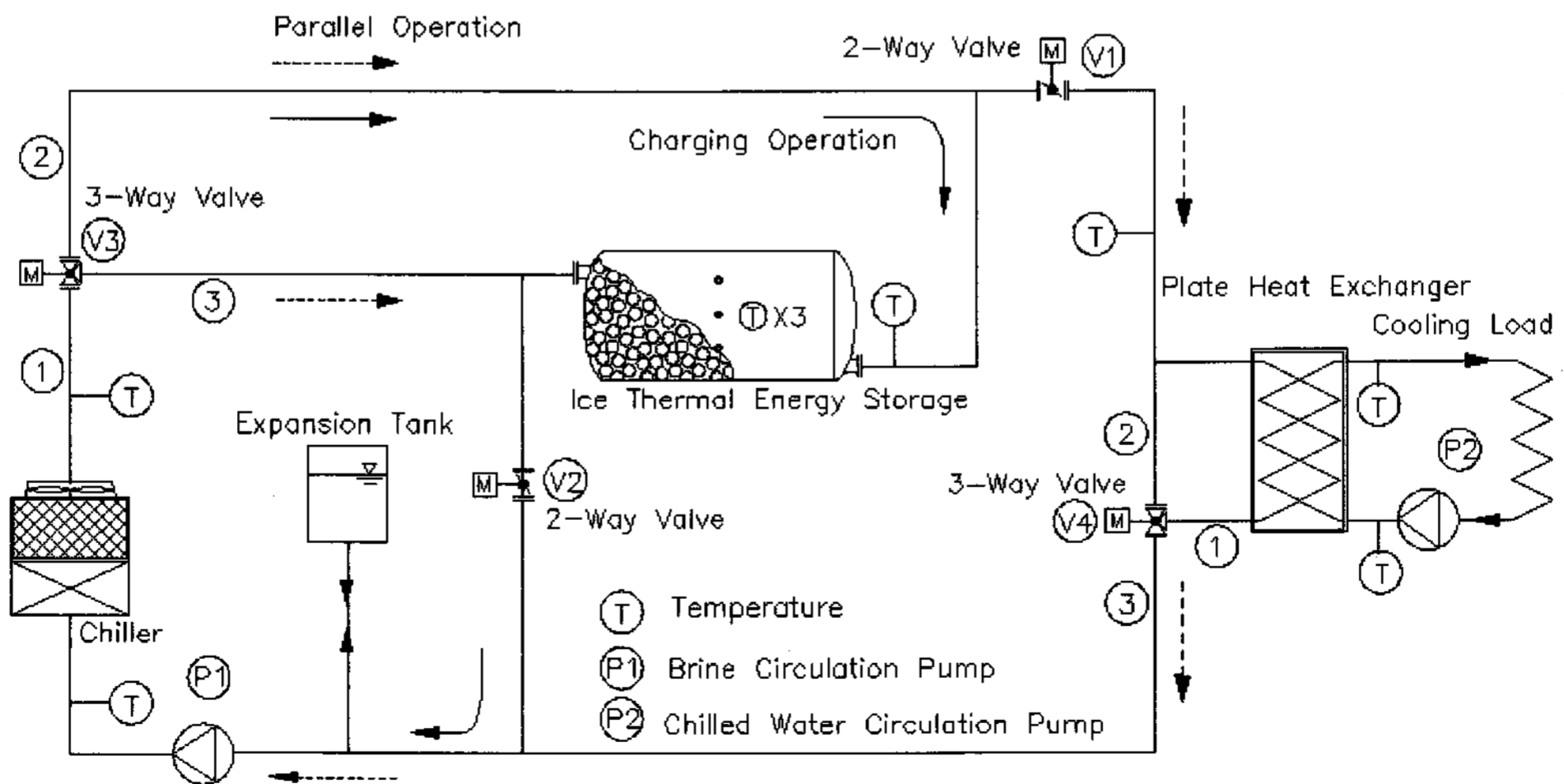


그림 1. 밀폐식 빙축열시스템의 실험장치

2. 이론적 고찰

스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능평가를 위해서는 냉동기 성적계수(COP), 방냉효율, 축열 밀도 및 총괄에너지 이용효율 등을 고려하여야 할 것이다.

증기압축식 냉동기의 능력을 나타내는 성적계수는 식 (1)과 같이 정의 할 수 있다.

$$COP_c = \frac{\dot{Q}_e(t)}{\dot{W}_c(t)} \quad (1)$$

여기서 $\dot{Q}_e(t)$ 와 $\dot{W}_c(t)$ 는 임의시간 t에서 냉동기의 증발기부하와 소비전력을 각각 나타낸다.

축열밀도는 단위체적당 축열조가 실제로 저장할 수 있는 에너지를 의미하며, 총괄에너지 이용효율은 빙축열시스템에 공급된 총 전기에너지로 처리할 수 있는 냉방부하에너지를 의미한다.

$$\text{축열밀도} = \frac{\text{축열조내 축열량}(USRT-h)}{\text{축열조 내부 유체면까지의 용적}(m^3)} \quad (2)$$

총괄에너지 이용효율 =

$$\frac{\text{냉수측에서 측정한 냉방부하량}(kcal)}{1\text{cycle(축열및방열)동안 총 소비전력량}(kWh)} \quad (3)$$

[unit : mm]

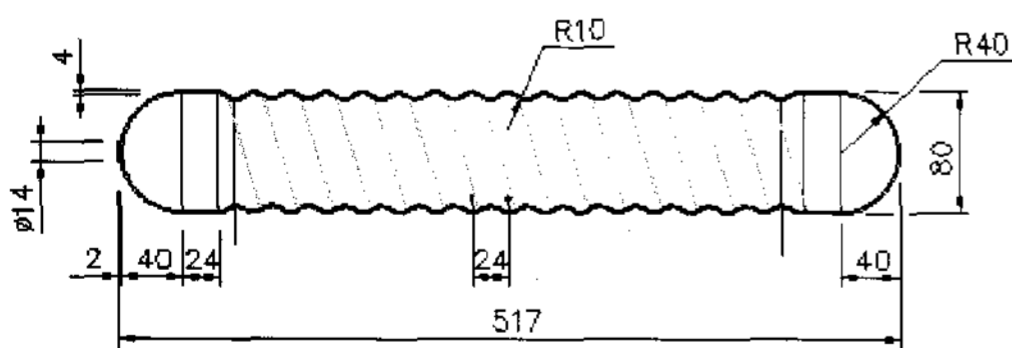


그림 2. 스크류 캡슐

그리고 방냉효율은 밀폐식 축열조내 캡슐의 해빙능력과 축열조 단열성능을 정량적으로 나타내기 위해 필요하다.

$$\text{방냉효율} = \frac{\text{축열조 방열량}(USRT-h)}{\text{축열조 축열량}(USRT-h)} \quad (4)$$

3. 실험

3.1 실험장치

본 연구에 사용된 스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능실험장치는 그림 1에 나타내었다.

실험장치는 축열조, 스크롤 냉동기(23 USRT), 냉각탑(30 RT), 판형 열교환기(105,840 kcal/h), 브라인 순환펌프(1.5 kW×15 m×341 lpm) 및 냉수 순환펌프(3 kW×24 m×353 lpm), 팽창탱크(내용적 0.4 m²), 보일러 등으로 구성된다. 축열조는 철제원통 형식으로 내부용적은 9 m²이며 축열조 외부는 100 mm 폴리우레탄으로 보냉을 하였다. 스크류 캡슐은 그림 2에서 나타내었다. 스크류 캡슐 안에는 물(1.965 kg/ea)과 조핵제(nucleating agent)가 있으며, 스크류 캡슐 1개당 이용 가능한 열량은 169.53 kcal이다. 축열조 안에는 스크류 캡슐이 2,790개가 장착되어 있다. 판형 열교환기의 1차측 유체는 25%의 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였으며, 냉방부하가 발생하는 판형 열교환기 2차측 유체는 물을 사용하였다.

그림 1의 빙축열시스템에서 냉동기 입·출구 브라인 온도, 축열조와 판형 열교환기 1차측과 2차측 입·출구 온도, 축열조내의 상·중·하부의 브라인 온도 등을 측정하기 위하여 RTD 센서를 설치하였으며, 축열량과 방열량을 측정하기 위하여 판형 열교환기의 1차측과 2차측 배관에 초음파 유량계를 각각 설치하였다. 또한 전력량은 펌프, 냉각팬 등의 부속기와 냉동기 소비전력량을 측정하기 위하여 전력량계를 설치하였다.

실험장치는 축열조 우선방식으로 구성되었으며 축열방식은 부분부하 축열방식을 채택하였고, 축열조의 설계 축열율은 58.5%이며 설계 축열량은 163.8 USRT-h이다. 그리고 제빙시간과 방냉시

간을 각각 10시간으로 하고, 방열 기간동안 280 USRT-h의 냉방부하량과 35 USRT의 최대 냉방 부하를 처리할 수 있도록 설계하였다.

3.2 실험방법

스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 성능시험은 2002년 10월 16일부터 10월 21일까지 동일조건으로 3회 실시하였다.

외기조건상 실제 부하운전이 어려우므로, 냉방 부하를 발생시키기 위하여 판형 열교환기 2차측에 별도의 보일러를 설치하여 성능시험을 수행하였다. 보일러 용량제어의 한계 때문에 보일러를 이용하여 시간대별 부하 조건을 맞추는 것은 어려우므로, 방열 운전시 보일러를 건물의 최대 냉방부하에 맞게 금 연속 운전을 하였다.

본 연구는 스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템의 설계 운전조건에 맞추어 축열조의 제빙운전방식과 병렬운전방식(방열운전)으로 가동하여 성능시험을 수행하였다.

제빙운전방식은 심야시간에 냉동기를 저온으로 운전하여 -4.5°C 의 브라인을 축열조 내에 순환 및 열교환하여, 스크류 캡슐을 제빙시켜 냉열을 저장한다. 그림 1을 보면 제빙운전방식에서 브라인은 브라인 순환펌프, 냉동기(가동), 밸브 V3(① → ②), 밸브 V1(닫힘), 축열조, 밸브 V2(열림) 및 브라인 순환펌프를 통해 흐른다.

병렬운전방식은 주간 방열시 축열조와 냉동기 동시운전으로 냉방부하를 처리하는 운전방식이다. 판형 열교환기에서 10°C 로 나온 브라인은 냉동기에서 6.9°C 정도로 냉각되어 축열조로 들어가 4.5°C 로 냉각되어 다시 판형 열교환기로 순환하면서 열교환기 2차측의 물과 열교환을 통하여 건물의 냉방부하를 처리한다. 그림 1을 보면 병렬운전방식에서 브라인은 브라인 순환펌프, 냉동기(가동), 밸브 V3(비례제어), 축열조 또는 바이패스 배관, 밸브 V1(열림), 판형 열교환기 또는 바이패스 배관, 밸브 V4(비례제어), 브라인 순환펌프를 통해 흐른

다. 그리고 밸브 V2는 닫힌다.

그리고 온도, 유량, 전력량 등의 자료는 각각 RTD 센서, 초음파 유량계, 전력량계 등을 이용하여 측정하였으며, 10초 간격으로 측정된 자료값은 평균한 후에 5분 간격으로 컴퓨터에 저장하였다.

4. 결과 및 고찰

그림 3 ~ 4은 10월 20일 오후 7시 10분부터 다음날 오전 5시 5분까지 수행된 제빙운전시의 측정된 값들을 나타낸 것이다.

그림 3은 제빙운전시 냉동기의 입·출구 브라인 온도, 성적계수와 빙축열시스템의 전체 소비전력을 나타낸 것이다. 냉동기의 증발기 출구 측의 브라인 온도가 약 2시간 이후부터 완만하게 내려간다. 전체 소비전력은 냉동기, 브라인 순환펌프, 냉각팬 및 냉수 순환펌프의 소비전력을 측정하였으며, 10시간동안 제빙시 전체 소비전력량은 239.2 kWh로 나타났다. 제빙이 진행될수록 소비전력이 줄어들고 있는 것은 축열조 내부 온도에 따라 냉동기가 용량조절을 하기 때문이다. 그림 3은 제빙운전시 냉동기의 성적계수 분포를 보여주고 있으며, 제빙 운전동안 평균 성적계수는 3.2로 계산된다.

그림 4은 제빙운전시 축열조 내부의 상부, 중간부 및 하부의 브라인 온도와 축열량을 각각 나타낸 것이다. 약 2시간 이후로 그래프의 기울기가 완만하므로 축열조 안의 스크류 캡슐 내에서도 이미 제빙이 진행되고 있음을 알 수 있으며, 제빙 종료시 약 -4.7°C 로 설계치 -4.5°C 와 일치한다. 그리고 10시간동안 제빙시 전체 축열량은 165.8 USRT-h이다. 축열조 내부 체적이 9 m^3 이므로 식 (2)에 의해 축열밀도는 18.4 USRT-h/m^3 로 계산된다.

그림 5 ~ 8은 10월 21일 오전 8시 9분부터 오후 5시 24분까지 수행된 방열운전(병렬운전)시의 측정된 값들을 나타낸 것이다.

그림 5은 판형 열교환기 2차측의 냉수 입·출구

온도, 냉방부하를 나타낸다. 방열운전 3시간 이후에 보일러를 이용하여 급격하게 냉방부하를 증가시키도 냉수 출구온도는 거의 7°C를 유지하고 있음을 알 수 있다. 그리고 평균 냉방부하는 30.8 USRT로 설계치 35 USRT에 근접하고 있음을 알 수 있다. 방열운전동안 냉방부하를 적분하여 구한 냉방부하량은 283.4 USRT-h이다.

그림 6은 방열운전시 식 (1)에 의해 계산한 냉동기의 성적계수와 빙축열시스템의 전체 소비전력을 나타낸 것이다. 방열운전시 평균 성적계수를 위의 그림을 이용하여 계산하면 3.5로 나타난다. 운전 3시간 이후 판형 열교환기 2차측의 냉방부하의 급격한 증가 때문에 축열조 자체만으로 냉방부하를 처리할 수 없었다. 이로 인해 냉동기의 증발부하가 증가하여 소비전력이 크게 증가하였음을 보여준다. 그리고 방열운전시 소비전력량은 183.2 kWh로 나타났다. 축열 및 방열운전시 총 소비전력량은 422.4 kWh(축열 : 239.2 kWh, 방열 : 183.2 kWh)이고 그림 5에서 구한 냉방부하량 283.4 USRT-h이므로, 식 (3)에 의해 총괄에너지 이용효율은 2,028.7 kcal/kWh로 계산되어진다.

그림 7은 방열운전시 축열조 입·출구 브라인 온도와 축열조 내부의 브라인 온도를 나타낸다. 방열운전중의 축열조 입구 브라인 온도는 7.4°C 전후의 일정한 값을 보여주며, 축열조 출구 브라인 온도는 운전 종료시점에 약 6°C를 나타낸다. 축열조 내부의 브라인 온도는 운전 초기에 -1.7°C에서 열교환기 2차측 냉방부하에 의하여 계속하여 온도가 상승하여, 운전종료 시점에 7.6°C 이상까지 상승한다.

그림 8은 방열운전시 냉동기 증발부하량과 축열조 방열량을 나타낸다. 10시간동안 축열조의 방열량은 157.2 USRT-h이고 냉동기 증발부하량은 129.9 USRT-h이다. 축열조의 축열량과 방열량을 이용하여 식 (4)으로 방냉효율을 계산하면 94.8%이므로 축열조의 방열성능과 열효율이 우수함을 알 수 있다. 그리고 냉방부하에 의하여 냉동기

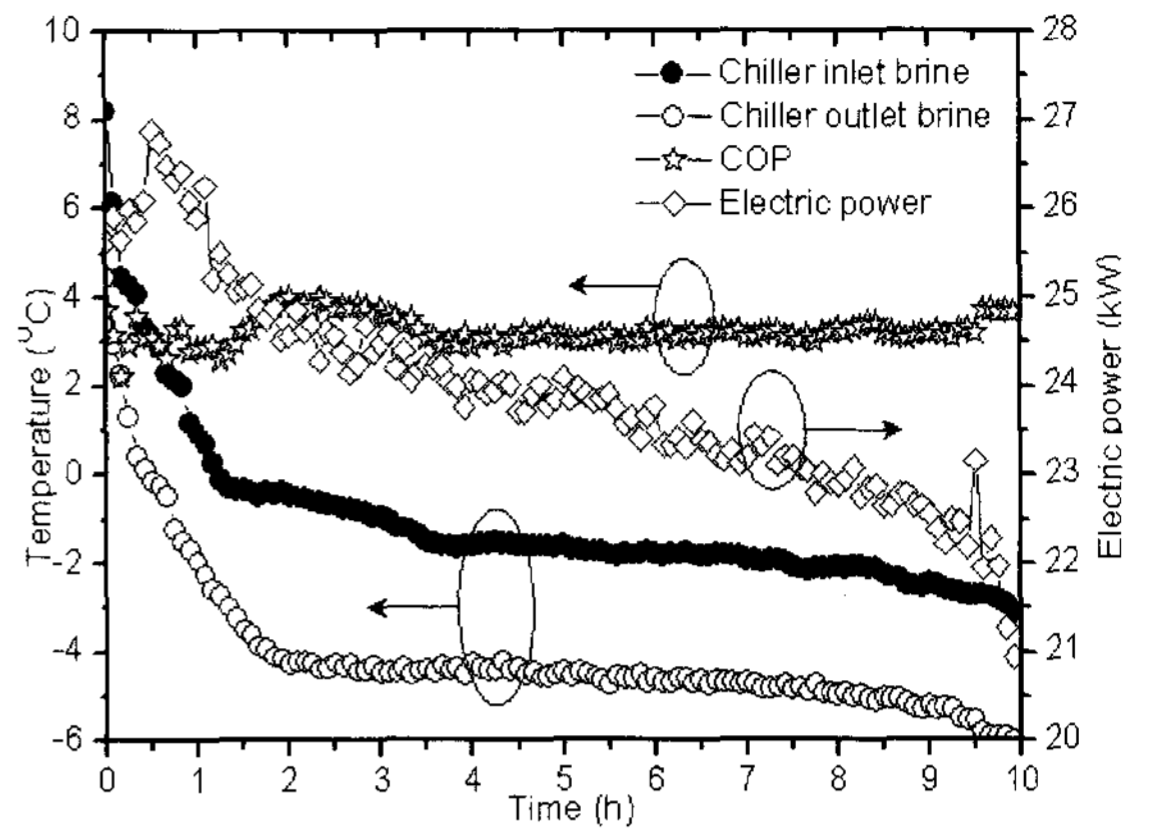


그림 3. 냉동기 입·출구온도, 성적계수 및 전체 소비전력 (축열과정)

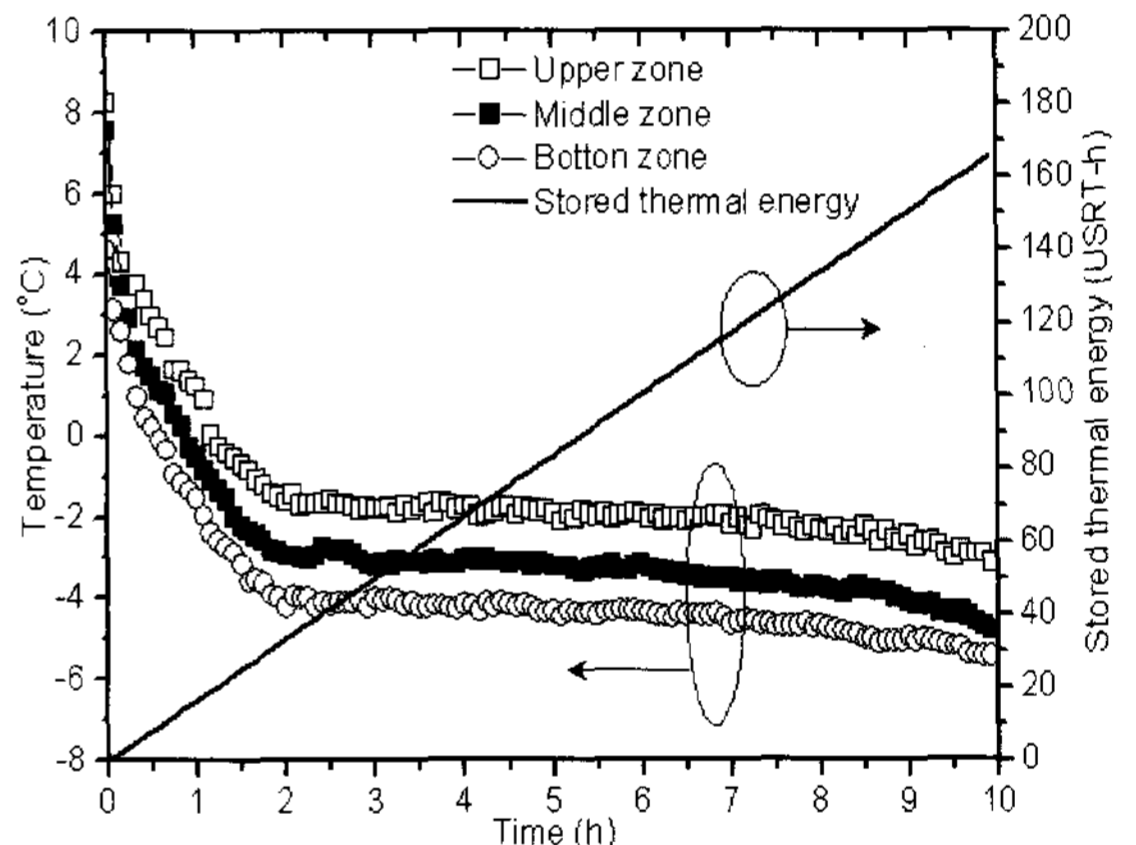


그림 4. 축열조 내부온도 및 축열조 축열량 (축열과정)

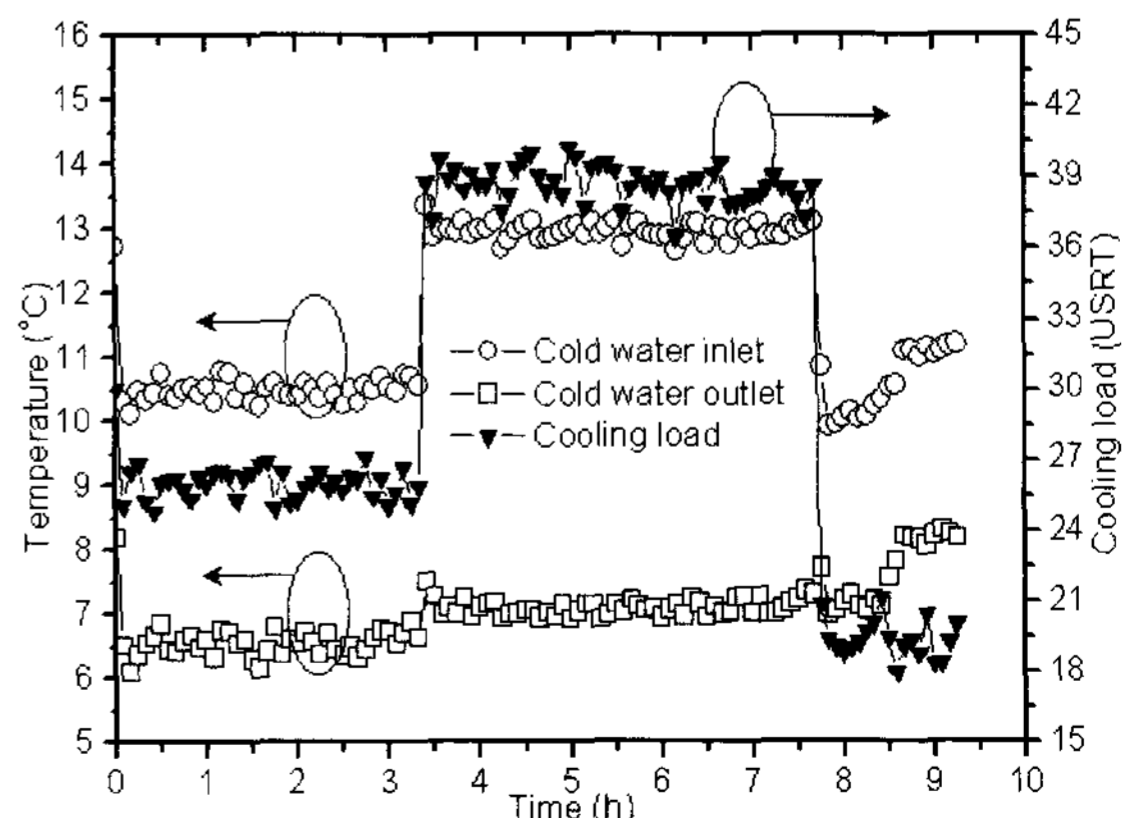


그림 5. 냉수 입·출구온도 및 냉방부하 (방열과정)

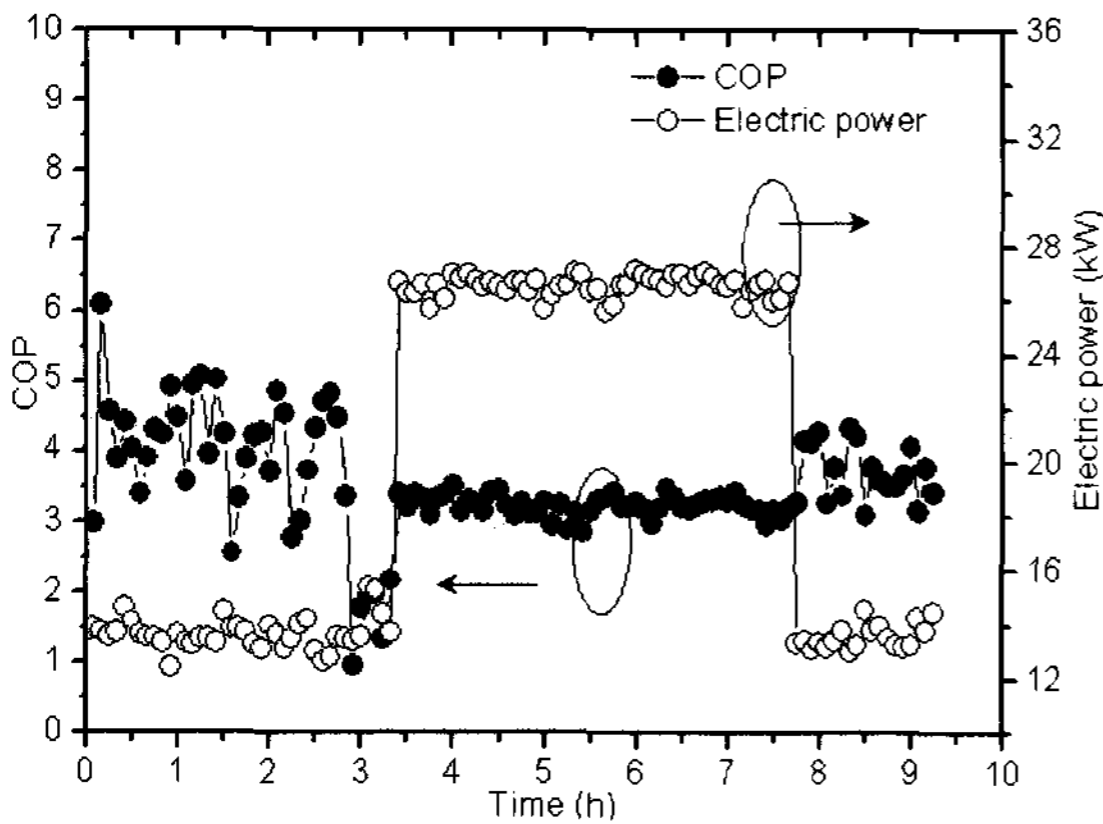


그림 6. 성적계수 및 전체 소비전력 (방열과정)

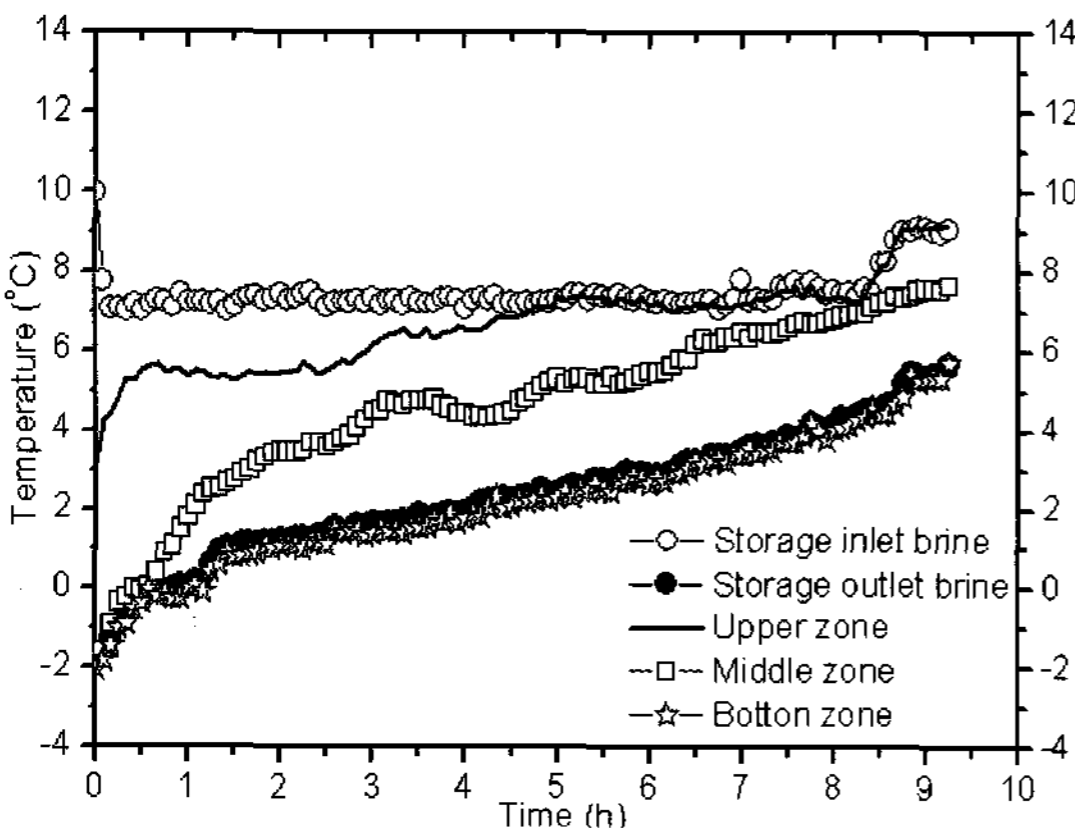


그림 7. 축열조 입·출구온도 및 축열조 내부온도 (방열과정)

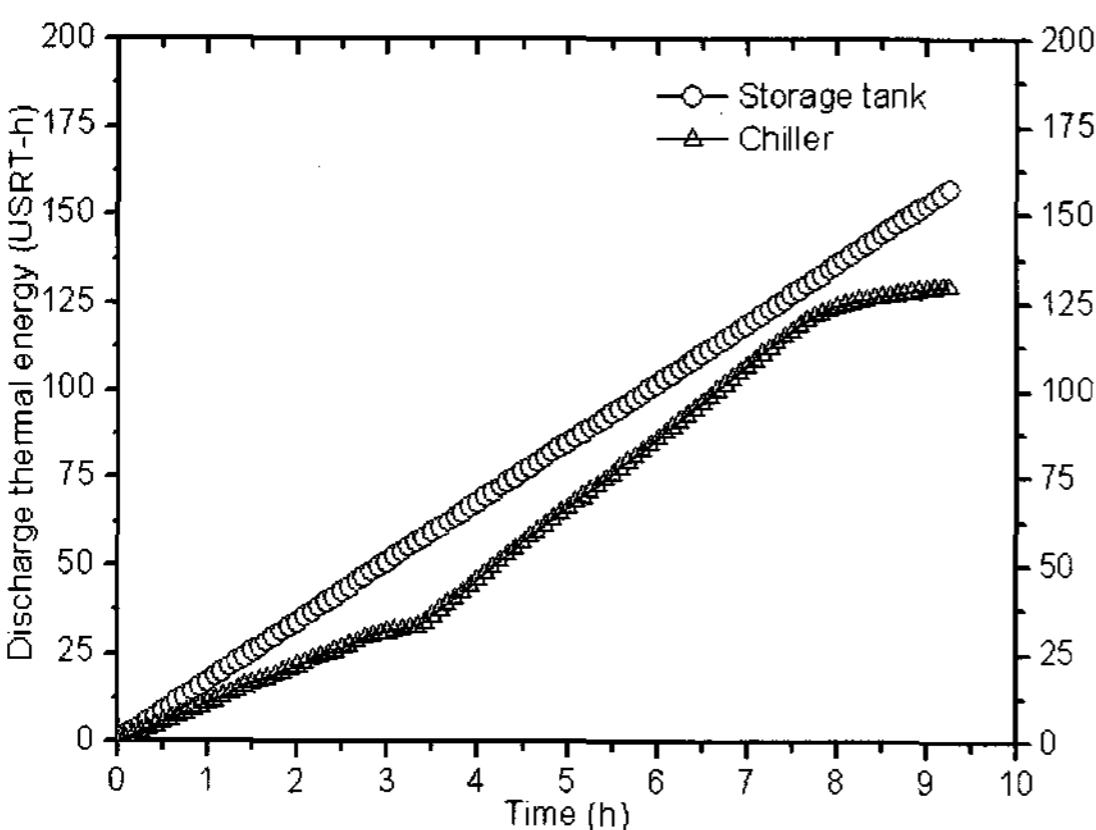


그림 8. 냉동기 증발부하량 및 축열조 방열량 (방열과정)

와 축열조가 흡수하는 에너지는 287.1 USRT-h이고, 이 값은 그림 5에서 구한 냉방부하량 283.4 USRT-h보다 약 1.3%정도 큰 값으로 이는 판형 열교환기의 열교환 효율이 100%가 아니기 때문에 일어나는 현상이다.

2회 실험의 축열량, 방열량, 축열밀도, 총 소비 전력량, 냉방부하량, 총괄에너지 이용효율 그리고 방냉효율은 각각 165.3 USRT-h, 159.5 USRT-h, 18.4 USRT-h/m³, 422.0 kWh(축열 : 236.7 kWh, 방열 : 185.3 kWh), 282.8 USRT-h, 2,026.4 kcal/kWh 그리고 96.5%이다. 3회 실험은 각각 166.1 USRT-h, 161.0 USRT-h, 18.5 USRT-h/m³, 424.8 kWh(축열 : 237.4 kWh, 방열 : 187.4 kWh), 285.1 USRT-h, 2,029.5 kcal/kWh 그리고 96.9%으로 나타났다. 전체 실험의 축열량, 방열량, 축열밀도, 총 소비전력량, 냉방부하량, 총괄에너지 이용효율 및 방냉효율의 평균값은 각각 165.7 USRT-h, 159.5 USRT-h, 18.4 USRT-h/m³, 423.1 kWh, 283.8 USRT-h, 2,028.4 kcal/kWh 그리고 96.2%로 계산되어진다.

5. 결론

본 연구는 스크류 캡슐형 밀폐식 빙축열시스템을 사용하여 2002년 10월 16일부터 10월 21일 동안 운전하여 취득한 자료를 분석하여, 축열조의 축열밀도 및 방냉효율과 시스템의 총괄에너지 이용효율 등을 구하였다.

- (1) 1 사이클 운전동안 축열조의 축열량과 방열량은 165.7 USRT-h, 159.5 USRT-h이며, 축열밀도와 방냉효율은 18.4 USRT-h/m³, 96.2%로 각각 계산되었다.
- (2) 1 사이클 운전동안 냉방부하량과 총 소비전력량은 283.8 USRT-h, 423.1 kWh이고, 총괄에너지 이용효율은 2028.4 kcal/kWh이다.

후 기

본 연구는 주식회사 엔티이의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Alex H. W. Lee and J. W. Jones, 1996, "Laboratory Performance of Ice-on-Coil Thermal-Energy Storage for Residential and Light Commercial Applications", *Energy*, Vol. 21, No. 2, pp. 115-130.
2. L. Schibuola, 1998, "Experimental Study of Ice Storage Performance in a Office Building", *Int. J. of Energy Research*, Vol. 22, pp. 751-759.
3. M. Yamada, S. Fukusako and T. Kawanami, 2002, "Performance Analysis on the Liquid-Ice Thermal Storage System for Optimum Operation", *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 267-277.
4. C. Chaichana, 2001, "An Ice Thermal Storage Computer Model", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1769-1778.
5. B. K. Soltan and M. M. Ardehali, 2003, "Numerical Simulation of Water Solidification Phenomenon for Ice-on-Coil Thermal Energy Storage Application", *Energy Conversion and Management*, Vol. 44, pp. 85-92.
6. K. H. Yang and T. C. Yeh, 2006, "Renovation of an Ice Storage AC System in an Aquarium for Energy Conservation", *Building and Environment*, Vol. 41, No. 2, pp. 384-393.
7. S. Ye, Z. Ye, H. Zhu, T. Feng, Z. Zhang, H. Yuan and S. B. Hu, 2002, "Experimental Study and Analysis of the Application of Ice-Storage Capsules in an Air Conditioning System", *Heat-Transfer-Asian Research*, Vol. 31, No. 1, pp. 21-27.
8. K. T. Adref and I. W. Eames, 2002, "Experiments on Charging and Discharging of Spherical Thermal (Ice) Storage Elements", *Int. J. of Energy Research*, Vol. 26, pp. 949-964.
9. Y. G. Shin, H. C. Yang, C. S. Tae, S. Cho and Y. I. Kim, 2005, "In-Site Measurement of Chiller Performance and Thermal Storage Density of an Ice Thermal Storage System", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 12, pp. 1204-1209.