

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 19, No. 4, 1999

빙축열조 성능향상에 관한 연구

박정원*, 이원섭**

* 유한대학 건축설비과

** 원주대학 동력기계과

A Basic Study for Improvement of Performance of Ice Thermal Storage in Ice Storage Tank

J. W. Park*, W. S. LEE**

* *Yu-han College*

** *Won-Ju National College*

Abstract

The study on ice thermal storage system is to improve total system performance and increase the economical efficiency in actual air-conditioning facilities. To obtain the high charging and discharging efficiencies in ice thermal storage system, the improvement of thermal stratification is essential, therefore the process flow must be piston flow in the cylindrical type.

In the influence of the inlet port type, the inflowing water in the distributor type diffuses through the whole storage tank more than in the slot type. In case of the flow process in the ice storage tank, the upward flow type in the charging process and the downward flow type in the discharging process make the stratification well, thereby the loss of energy would be smaller.

The influence of the inlet temperature difference and the change of the inlet flow rate

is intensive when the temperature difference is larger, the flow rate is smaller in case of charging and the results are opposite in case of discharging with the reason that the good conduction condition. The total efficiency of the ice thermal storage system is 73% on condition that the porosity in the thermal storage tank is 0.55.

This result shows that cylindrical ice storage tank has better storage capacity than rectangular type in case of the same porosity.

기 호 설 명

A_i : Cross sectional area of inlet pipe to tank (mm²)
 A_r : Aspect ratio, A_t / A_i
 A_t : Total area of holes of perforator and distributor (mm²)
 C : Electric conductivity ($\mu\text{s}/\text{cm}$)
 C_o : Initial electric conductivity ($\mu\text{s}/\text{cm}$)
 C_{pB1} : Specific heat of constant pressure at water in ice ball (kJ/kg°C)
 C_{pB2} : Specific heat of constant pressure at ice in ice ball (kJ/kg°C)
 C_{pb} : Specific heat of constant pressure at inlet cooling brine (kJ/kg°C)
 C_{pw} : Specific heat of constant pressure at inlet water (kJ/kg°C)
 E_e : Thermal extraction for amount of turn over time (kJ)
 E_i : The amount of thermal storage for turn over time (kJ)
 E_{S1} : The amount of thermal at storage time of turn over time (kJ)
 E_{S2} : Total thermal storage quantity in storage tank (kJ)
 H : Height from bottom of storage tank to Measurement point (mm)
 H_i : Inlet height of storage tank (mm)
 H_o : Outlet height of storage tank (mm)

H : Dimensionless height $H = (H - H_i) / (H_o - H_i)$
 ΔH : Height difference of thermocouple at thermocline (mm)
 ΔH_{ref} : Height difference of inlet and outlet (mm)
 IPF : Ice packing factor of storage tank
 ℓ : Thickness of thermocline of storage tank
 ℓ^* : Degree of stratification based on thickness of thermocline
 M : Mass of ice ball at storage tank (kg)
 m_b : Mass flow rate of inlet brine (kg/s)
 m_w : Mass flow rate of inlet water (kg/s)
 n_i : Number of frozen ice ball
 n_j : Measurement point number at storage tank
 n_k : Measurement point number of ice ball at storage tank
 n_t : Total number of ice ball
 Q : Volumetric flow rate of cooling water (LPM)
 Q_i : Amount of heat with charging (kJ)
 Q_o : Amount of heat with discharging (kJ)
 Q_{pm} : Thermal storage quantity of a perfectly mixing flow (kJ)
 Q_{ps} : Thermal storage quantity of a perfectly stratified flow (kJ)
 Q_r : Thermal storage quantity of a actual storage process (kJ)
 T_s : Temperature of initial inside storage tank (°C)

T_{s1} : Storage tank temperature at thermal charge of start($^{\circ}\text{C}$)

T_{s2} : Storage tank temperature at thermal discharge of start($^{\circ}\text{C}$)

T_t : Higher temperature of storage tank with initial thermal stratification($^{\circ}\text{C}$)

T_{t1} : Mean temperature of storage tank for charging process for turn over time($^{\circ}\text{C}$)

T_{t2} : Mean temperature of storage tank for discharging process for turn over time($^{\circ}\text{C}$)

1. 서 론

축열 시스템의 성능을 향상시켜 에너지 이용효율의 극대화를 위하여는 동일 체적내의 축열밀도를 높여 부하 장치에 보다 많은 에너지를 공급시켜 주는 것이다. 이러한 관점에서 축열조에 대한 정성적 또는 정량적 연구가 미국 및 일본에서 석유과동 이후 활발하게 진행되어 왔으며 최근 우리나라에서도 이에 대한 관심이 점점 높아지고 있다. 현열을 이용한 현열저장방법은 축열재료의 열용량을 이용해서 열을 저장하는 방법으로서 잠열저장방법에 비하여 축열재의 체적당 저장용량이 작으며 축열 중 열 손실이 크다는 결점이 있어 대용량 축열방식에서는 효율이 감소되는 단점이 있지만 축열재인 물의 가격이 싸고 안정성이 높고 물 자체가 축열재이므로 별도의 열 교환기가 필요하지 않을 뿐만 아니라 축열원리가 단순하므로 냉·난방용으로 널리 사용되고 있다. 따라서 냉·난방 부하의 변동과 관계 없이 항상 열원 기기의 고효율 운전이 가능하므로 운전경비를 줄일 수 있을 뿐만 아니라 에너지도 절약할 수 있다. 그러나, 현대적인 건물에 있어서 수조(water tank)는 평면적의 유효이용 측면에서 부적합하다는 단점도 가지고 있다.

잠열을 이용한 저장은 상변화 물질을 이용하는

방법으로서 축열밀도가 크다는 장점을 지니고 있다. 그러므로 잠열저장에 이용되는 잠열재는 압력에 견딜 수 있도록 증기압이 작아야 하며 축열과 방열과정이 열전달 속도와 관계하므로 열전도 및 응고 속도가 빨라야 하고 일정한 온도에서 상변화가 일어나야 하며 상변화에 대한 체적 변화가 작아야 하는 등의 축열 재료 특성을 지녀야 한다.

최근들어 현열저장에 비해 단위 체적 및 단위 중량당 열에너지의 저장용량이 크므로 체적과 중량을 크게 줄일 수 있는 상변화 물질의 잠열방식이 관심의 대상이 되고 있다. 이와 같은 저장 방식은 심야전력을 이용한 에너지 절약 차원에서도 활용되고 있는데 최근의 주·야간의 전력 수요 형태의 불균형을 해소하기 위해 냉방 수요의 일부 또는 전부를 주간 최대 전력 시간대를 피해 저장하였다가 사용하는 냉방용 빙축열 시스템의 이용이 비교적 용이하면서 전력 부하의 균형에 기여도가 크므로 석유 과동 이후 선진국에서 활발하게 연구되어지고 있다.

잠열축냉기술은 심야의 잉여 전력을 이용하면 이외에 안전성, 저소음 및 저진동 등의 냉방 시스템이라는 특징이 있으며 대형축열조 도입이 곤란한 기존 건물처럼 공간활용이 중요한 상황에서는 현열축열방식과는 달리 저온잠열의 에너지 밀도를 이용한 잠열방식을 이용함으로써 소형으로도 에너지 사용을 극대화시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.

빙축열방식은 축열조 구조에 따라서 완전동결형, 관내착빙형, 관외착빙형, 빙박리형, 직접열교환형으로 구분되고 시공방식에 따라 밀폐형(소규모설비), 현장시공형(대규모설비)으로 구분되며, 냉매순환방식에 따라 브라인형, 직팽형, 냉수순환형으로 분류된다. 그리고 냉방부하량에 따라 전부하 축열형, 부분부하 축열형등으로 분류할 수 있으며, 또한 운전방식에 따라 분류를 하면 열원 기기의 고효율 운전을 목적으로 하는 동시 축열운전방식과 심야전력 이용을 목적으로 하는 시간의

축열운전방식(22:00~익일 08:00) 및 열원기기 출력의 감소를 목적으로 하는 연장 축열운전방식이 있다.

현재 많이 사용중인 빙축열 열원방식으로는 제빙코일에서 직접 냉매를 팽창시키는 직팽방식과 저온형 냉동기에서 냉매가스와 브라인을 열교환시켜, 저온의 브라인을 제빙코일로 보내어 코일표면의 물을 얼리는 브라인방식이 있다. 그러나 정적방식의 대표적인 관외착빙형은 코일표면이 얼음 생성으로 인하여 열전달율을 저하시키고 제빙된 얼음간의 간섭으로 제빙코일 표면이 손상될 가능성이 있을뿐만 아니라 축열조내 얼음의 균등 분포 및 축열조 용량결정을 위한 착빙두께의 조절, 제빙코일내의 압력손실과 같은 문제점도 가지고 있어 심야전력 시간대에 단위축열을 향상이 어렵다. 해빙과정도 축냉과정과 마찬가지로 조내에 코일 및 얼음의 장애물이 존재하여 열저항이 증가하므로 조내 교반을 시켜야 하는 문제점도 있다.

최근에는 정적 방식도 다양한 형태로 개발되고 있는데 특히 잠열캡슐형방식이 확산되고 있다. 이 방식은 구형캡슐 용기내에 제빙이 용이한 무기화합물에 증류수를 첨가하여 에너지 밀도를 증가시키고 축열하여 방열과정 동안 냉방으로 활용하는 시스템이다.

이러한 잠열재에 대한 연구는 활발히 진행되어 오고 있으나 캡슐내의 상변화물질에 대한 연구 이외에 시스템의 성능을 향상시키기 위한 연구는 부족한 실정이며 국내에서도 빙축열시스템에 관한 연구개발 보다는 축냉설비 보급에 많은 관심이 집중되고 있으므로 우리실정에 맞는 연구개발에 노력을 기울여야 한다.

구형캡슐에 대한 연구는 주로 정성적인 연구가 진행되어 오고 있고 정량적인 깊은 연구는 부족한 실정이기 때문에 구형캡슐을 이용한 빙축열조에 대하여 체계적인 연구를 통하여 축열조내 축열효율을 향상시키고, 보다 효율적인 공조시스템

을 개발함으로써 에너지를 효과적으로 이용할 수 있는 성능예측 모델을 제시하는 일이 중요한 문제이다. 또한 축열조는 공기조화설비 가운데 다른 기기와는 달리 그 특성이 명확히 되어 있으므로 수시로 변화하는 온도, 유량 등의 축열조 입·출력 조건이 축열조의 효과에 어떠한 영향을 미치는가를 밝히는 것도 과제로 남아 있다.

2. 빙축열이론

2.1 빙축열 효율

빙축열 효율의 향상은 축열조의 효과적 이용뿐만 아니라 전체 시스템의 성능을 향상시키기 위한 주요 인자이다. 빙축열 효율은 1회 충수시간(Turn-over time) 동안의 공급 열량에 대한 저장 열량의 비로 정의하며 축열효율을 계산할 때 축열조 벽면으로의 전도 등에 의한 열손실은 무시하고 일정한 유입 유동을 및 유입온도 아래 혼합없는 완전 성층의 상태로 저장된다고 가정하였을 때 축열효율의 관계식은 다음과 같다.

$$\eta_s = \frac{E_e}{E_d} = \frac{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{s1} - T_{i1}) \cdot t^* + M \cdot C_{pB2} \cdot (T_{s1} - T_{B1}) + h_{s1}}{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{s1} - T_{i1}) \cdot t^*} \dots\dots\dots (T_{B2} < 0^\circ\text{C})$$

$$= \frac{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{s1} - T_{i1}) \cdot t^* + M \cdot C_{pB1} \cdot T_{s1} + M \cdot C_{pB2} \cdot (-T_{B1}) + h_{s1}}{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{s1} - T_{i1}) \cdot t^*} \dots\dots\dots (T_{B2} \geq 0^\circ\text{C})$$

(1)

축열조내 평균온도와 Ice Ball 내의 평균온도는 아래와 같으며 축열조내 평균온도는 1회 충수시간 동안에 축열조내 각 측정점의 온도의 합을 축열조내 측정점의 수로 나눈 값으로 정의할 수 있다.

$$\text{축열조내 평균온도} : T_{ti} = \frac{\sum T_j}{n_j} \quad (2)$$

그리고 축열조내 Ice Ball 평균온도는 일회 충수시간 동안 축냉조내 각 측정점의 Ice Ball 온도의 합을 축열조내 측정점수로 나눈값을 말한다.

$$\text{축열조 Ice Ball의 평균온도} : T_{BI} = \frac{\sum T_k}{n_k} \quad (3)$$

본 실험에서의 일회 충수시간의 정의는 축냉조내 유입되는 냉각 유동율에 대한 축열조내 최대 저장용량의 비로서 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau = \frac{\text{Capacity of Storage Tank}}{\text{Volumetric Flow Rate}} = \frac{V}{Q} \quad (4)$$

2.2 냉방열 효율

냉방열효율은 공조설비에서 냉방부하 변화에 따른 축열량의 효과적 이용 뿐만 아니라 전체 축열시스템의 성능을 향상시킬 수 있는 중요한 요소로서 냉방열 효율의 정의는 일회충수 시간동안 저장된 열량에 대한 추출 열량의 비로 나타낼 수 있으며 여기서 방열초기 온도(T_{s2})로 저장된 축열조내로 평균온도(T_{i2})의 냉방용수를 공급할 때 이를 T_{i2} 를 T_{s2} 로 냉각시키는 축열 과정으로 보면 1회 충수시간 동안의 방열 효율은 다음과 같으며 방열 효율을 계산할 때 역시 열손실을 무시하고 일정한 유출량 아래 축열조내 혼합이 없는 완전성충상태로 가정한다.

$$\eta_r = \frac{E_e}{E_d} = \frac{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{i2} - T_{t2}) + M \cdot C_{pB1} \cdot (T_{i2} - T_{B2}) + h_{sl}}{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{i2} - T_{s2}) \cdot t^*} \quad \dots\dots\dots(T_{B2} \geq 0^\circ\text{C})$$

$$= \frac{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{i2} - T_{t2}) + M \cdot C_{pB1} \cdot T_{i2} + M \cdot C_{pB2} \cdot (-T_{B2}) + h_{sl}}{m_w \cdot C_{pw} \cdot (T_{i2} - T_{s2}) \cdot t^*} \quad \dots\dots\dots(T_{B2} < 0^\circ\text{C}) \quad (5)$$

냉방열 과정 동안의 축열조내 평균온도와 Ice Ball의 평균온도 또한 축열과정과 같이 나타낼 수 있으므로 빙축열조내 평균온도는

$$T_{t2} = \frac{\sum T_j}{n_j} \quad (6)$$

로 되고, 축열조내 Ice Ball 내 평균온도는 다음과 같이 계산한다.

$$T_{B2} = \frac{\sum T_k}{n_k} \quad (7)$$

냉방열초기 축열조의 평균온도를 계산하기 위해서는 다음식으로 표기할 수 있다.

$$T_{t2} = \frac{\sum T_j + \sum T_k}{n_j + n_k} \quad (8)$$

2.3 시스템 성능

빙축열의 시스템 성능을 향상시키기 위해서는 궁극적으로 빙축열 효율 및 냉방열을 향상시키는 것이므로 동적 인자와 기하학적 인자를 통하여 각 효율을 고찰하고 각종 인자들 중에 가장 효과적인 효율 증가 방안을 제시하는 것이 중요하다. 시스템의 성능은 축열능력과 방열능력의 곱으로서 나타낼 수 있으며 성능 향상을 위해서 빙축열 및 냉방열 과정을 slot와 distributor의 유동에 관한 전체적인 시스템의 성능을 고찰하도록 한다.

시스템 성능 : η_t

$$\eta_t = \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{mc_p(T_{di} - T_{do})}{mc_p(T_{si} - T_{so})} \quad (9)$$

$$\eta_t = \text{Charge Efficiency} \times \text{Discharge Efficiency} \times 100 = \eta_s \times \eta_r \times 100 [\%] \quad (10)$$

2.4 다공도(porosity)

빙축열조내 축열량을 증대시키기 위해서는 동적, 기하학적 인자 외에 빙축열조내 다공도에 따라 축열량이 증감될 수 있으며 다공도가 클수록 Ice Ball의 전열면적이 증가되어 전도에 의한 영향을 받게 된다. 그러므로 다공도에 따른 전도의

영향, 성층도, 축열효율에 미치는 영향을 파악하는 것은 중요하다. 열전도에 대한 전열량은 단위 면적에 작용하는 열전도량으로 나타내며 본 실험에 이용한 직경 76mm의 Ice Ball과 다공도와의 관계는 축열조내 Ice Ball을 Random하게 배열되어 있는 것으로 가정하여 축열조 체적에 대한 Ice Ball의 체적을 뺀 값으로 나타내면 0.55를 나타내었으며, 다음과 같은 식으로 구하였다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{\text{Void Volume in Storage}}{\text{Total Volume of Storage}} \\ &= \frac{V_t - V_b}{V_t} \\ &= \frac{V_v}{V_t} \end{aligned} \quad (11)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 빙축열 효율

Fig. 1과 Fig. 2는 유입구 형상을 distributor로 하고 축열조내 유입브라인의 온도변화에 대하여 조내 유동을 상향·하향유동방식으로 할 때 유입 유량이 1회 충수시간 동안에 축열율에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 그림에서 보인것과 같이 1회 충수시간 동안 유입 유동율이 2LPM일 때 상향·하향유동방식에서 축열율이 가장 크게 나타나는데, 이는 저유량의 경우 유입수의 관성력에 의하여 일어나는 조내 저장수와의 혼합을 최소화 하여 열 성층을 향상시키므로써 축열율이 높은 것이며 유량이 증가함에 따라 혼합현상으로 인한 열 확산의 촉진으로 축열효율의 감소가 선형적으로 나타나기 때문이다. 그리고 조내 유입 브라인의 온도가 낮을수록 높은 축열율을 보이고 있으나 유입브라인 온도변화에 따른 축열율의 차는 유입 유동율의 변화에 의한 축열율 차보다 작은 값을 나타냈다. 또한 유동방식을 비교하면 상향의 경우가 하향의 경우보다 약 12% 정도 높게 나타

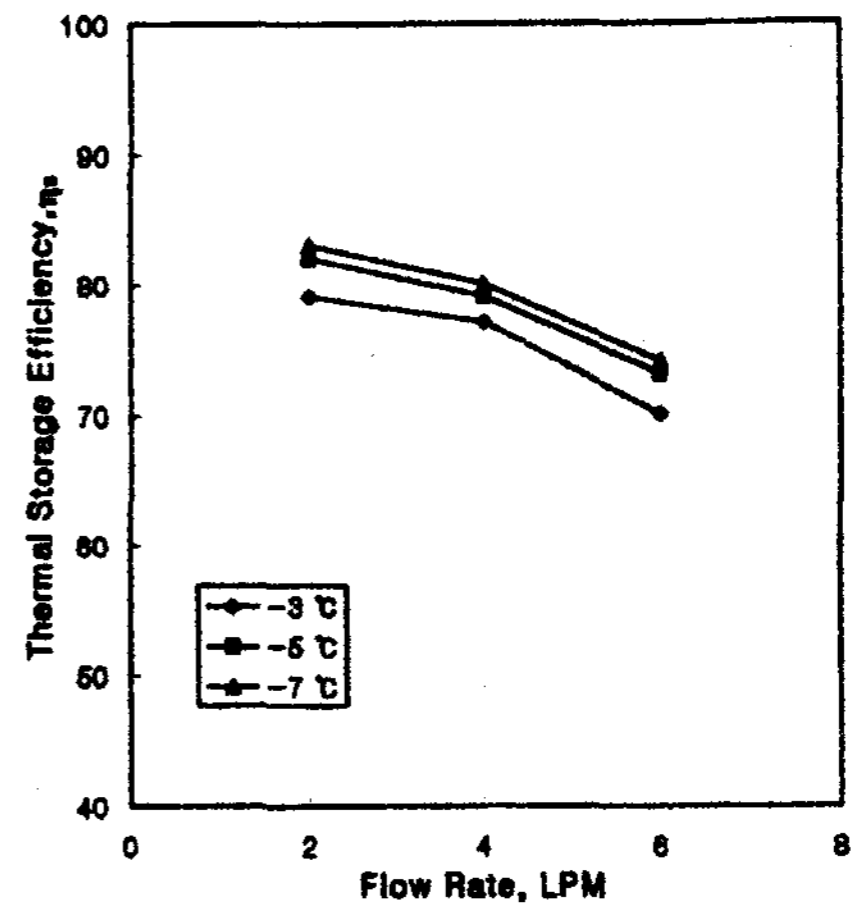


Fig. 1. Effects of flow rate on thermal storage efficiency during charging process for up-ward

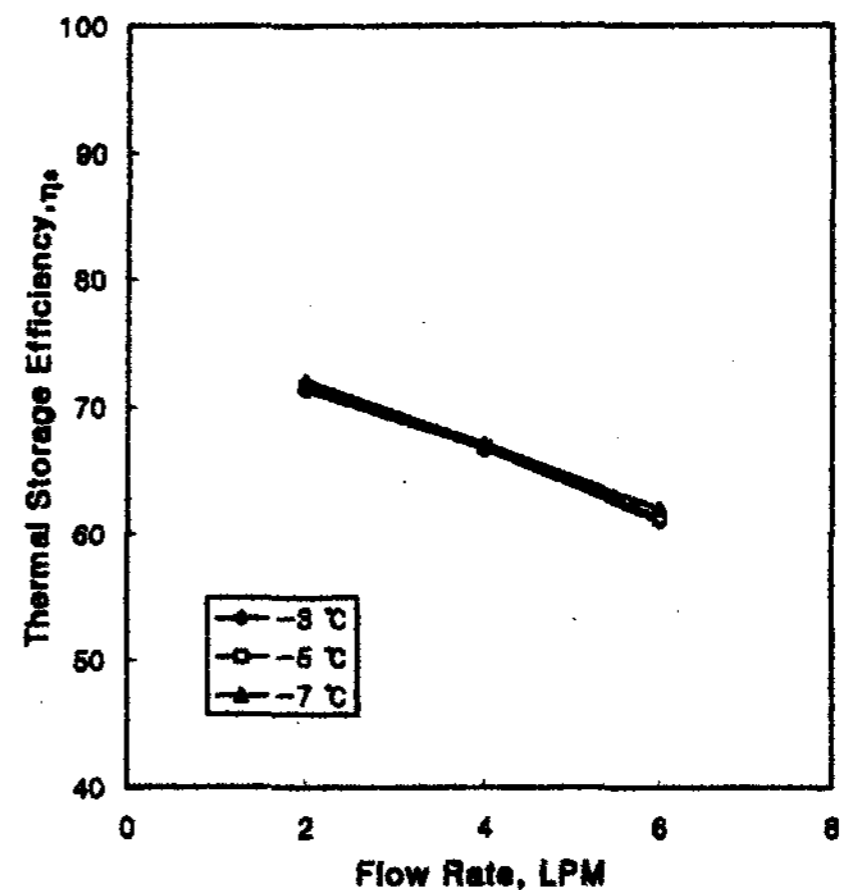


Fig. 2. Effects of flow rate on thermal storage efficiency during charging process for down-ward

나는데 이는 상향유동방식이고 저유량일 때 조내 열 성층을 향상시켜 Ice Ball에의 열전도가 증가함을 알 수 있다.

Fig.3은 유입구 형상을 distributor와 slot로 하고 유입유량을 4LPM으로 하였을 때 조내 유동방식을 상향 및 하향으로 하여 축열효율을 비교

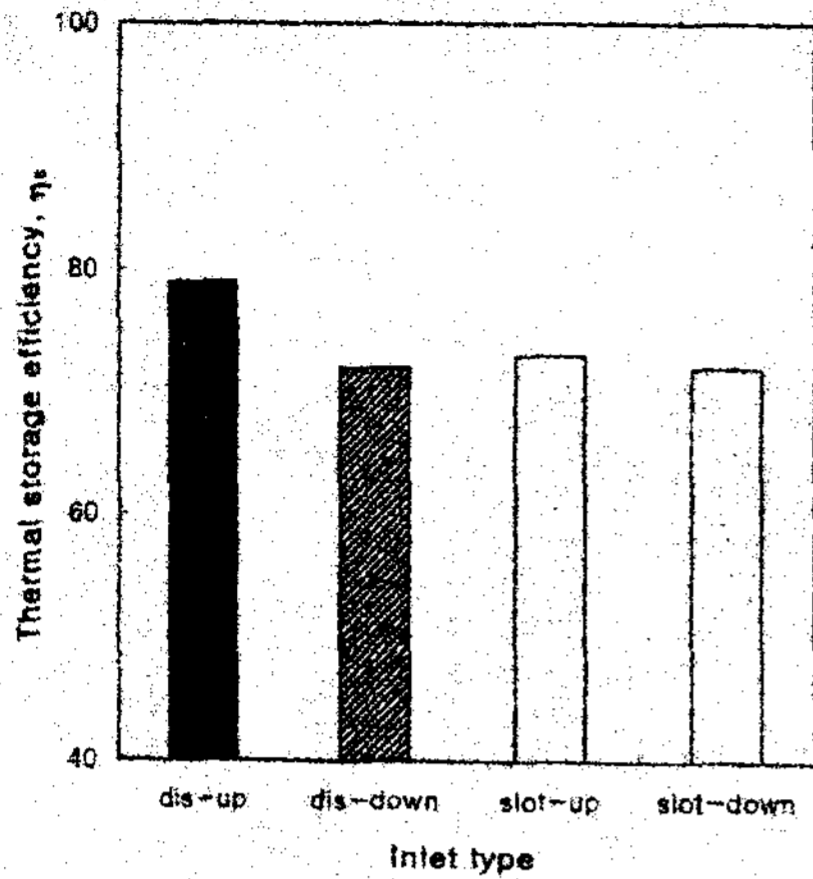


Fig. 3. Relation between thermal storage efficiency and inlet type at Q=4LPM

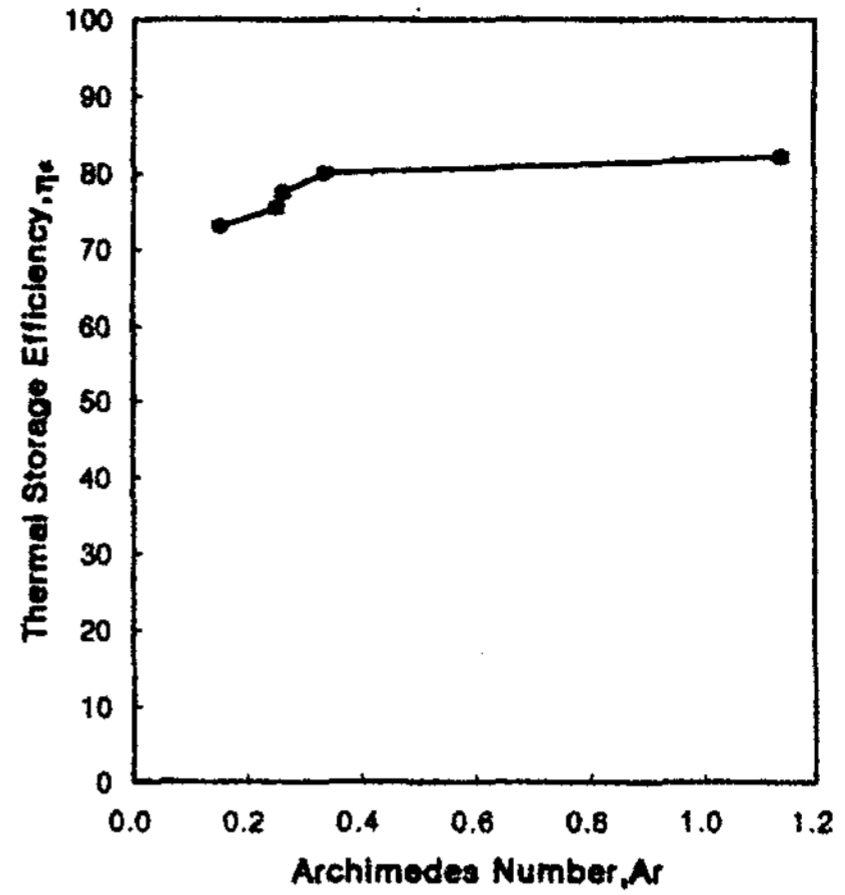


Fig. 5. Relation between thermal storage efficiency and Archimedes number for up-ward

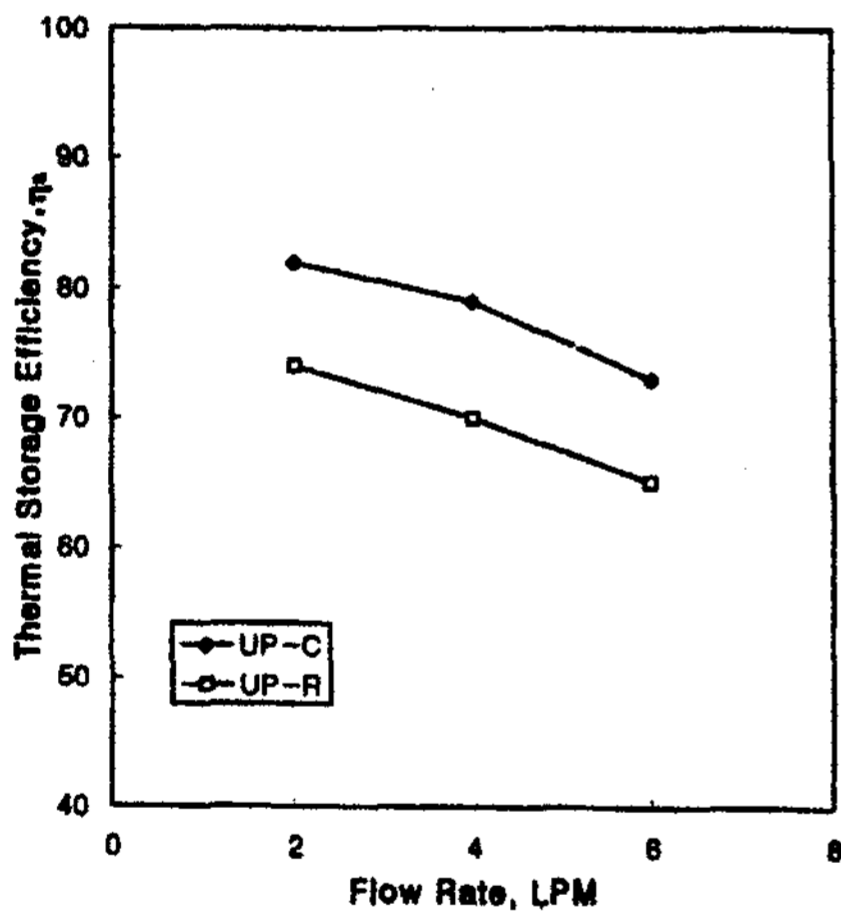


Fig. 4. Effects of flow rate on thermal storage efficiency for charging processes with cylindrical and rectangular storage tank at $T_{ii}=-5^{\circ}\text{C}$

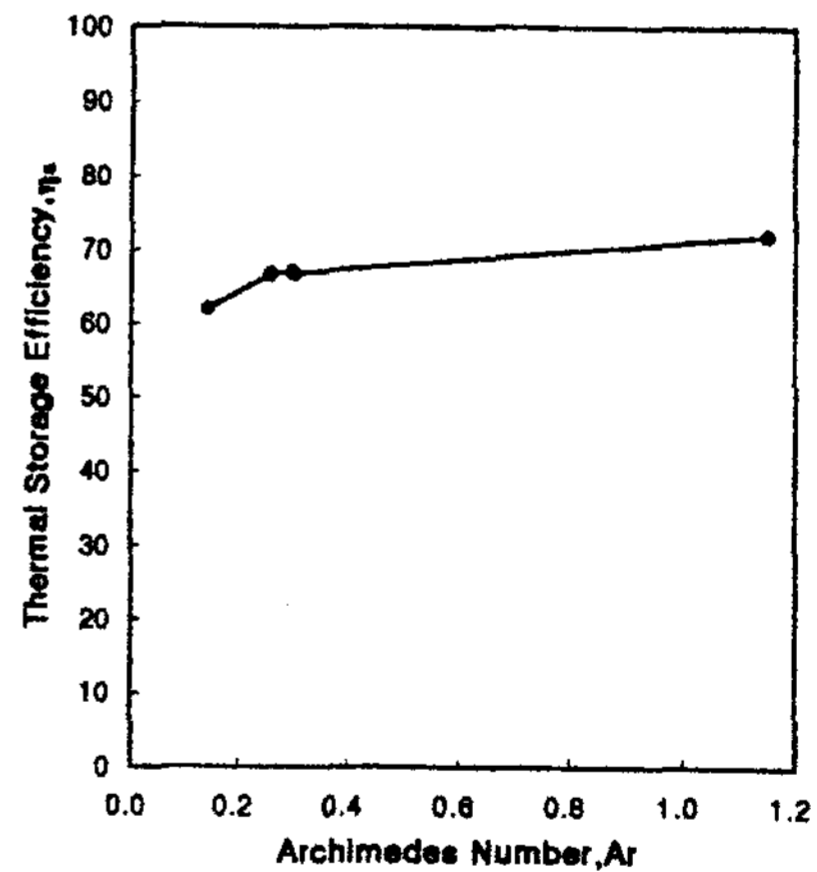


Fig. 6. Relation between thermal storage efficiency and Archimedes number for down-ward

한 것으로 그림에서 나타난 것과 같이 유입구 형상이 distributor이고 상향유동방식의 경우가 유입구 형상이 slot이고 상향유동방식인 경우 및 하향유동방식들 보다 효율이 높게 나타나는 것은 열성층의 형성으로 1회 충수시간 동안에 열저장이 많았기 때문으로 보인다. 또한, Fig. 4는 유입

구형상이 distributor이고 조내 유동방식이 상향일 때 Ice Ball내장 횡형 사각형 축열조와의 축열 효율을 비교한 것으로 입형 원통형 축열조가 조내 유입 유동을 변화에 대한 효율이 높음을 볼 수 있다. 이는 축열조 형상비 $H/D=3$ 인 원통형 축열조가 조내로 유입한 저온의 브라인이 조 전

체에 열 성층을 형성하면서 서서히 상승하기 때문에 Ice Ball로의 열전도에 의한 전열량의 증가로 1회 충수시간 동안 저장효율이 높아짐을 알 수 있다.

Fig. 5와 Fig. 6은 유입구 형상이 distributor일 때 축열효율과 유입구 Archimedes 수와의 관계를 조내 브라인의 유동방식이 상향 및 하향인 것에 대하여 비교한 것이다. 이 경우 상향유동방식이 효율이 높은 것은 1회 충수시간 동안에 열 성층의 형성으로 유입브라인이 부력을 받아 서서히 상승하면서 Ice Ball에의 전열량을 증가시키기 때문이다. 그러나 그림에서 보인 것처럼 상향유동 및 하향유동방식에서 $Ar=0.3$ 이 될 때까지 효율이 상승하다가 그 이후부터는 Archimedes수의 증가에도 효율의 변동은 거의 없이 수평으로 이동하였다. 이는 선행연구에서 축열조의 형태에서 종횡비(H/D)가 3인 경우 Archimedes수의 증가가 $1/\pi$ 을 지나면서 효율의 상승이 완만하다는 것과 잘 일치된다. 그러므로 distributor 형태 유입구의 Archimedes 수와 축열효율에 관한 식을 최소자승법을 이용하여 나타내면 아래와 같다.

$$\eta_U = 3.9439 \ln(Ar) + 82.571 \quad (12)$$

$$\eta_D = 4.4929 \ln(Ar) + 71.907 \quad (13)$$

이때, 윗식에서 결정 계수(Coefficient of determination) 값은 0.9454로 표준편차는 0.0546을 나타내었다.

3.2 빙축열시스템의 성능

빙축열시스템의 성능은 빙축열 효율과 방냉열 효율을 이용하여 구할 수 있으며 이는 실제 공기 조화설비에의 빙축열조 도입에 큰 영향을 미친다.

전절의 빙축열 효율에서는 유입구 형상이 distributor이고 조내 유동이 상향유동방식으로 저유량이며 조내 저장수와 유입브라인의 온도차

가 클수록 높게 나온 반면 방냉열 효율에서는 유입구가 distributor 형태로 조내 유동이 하향유동 방식이고 고유량이며 조내 저장수와 유입 방열수와의 온도차가 작을수록 높았다. 따라서 실제 빙축열시스템에서는 유입구 형태를 distributor로 하고 조내 유동을 축열시는 상향유동방식으로 방냉시는 하향유동방식으로 변환하는 것이 앞에 기술한 열 성층의 형성으로 에너지의 손실을 줄일 수 있다.

축열시 84% 방열시 87%가 최고를 나타내고 있으므로 본 실험에서 나타난 빙축열시스템 전체의 효율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \eta_t &= \eta_s \times \eta_r \times 100 \\ &= 0.84 \times 0.87 \times 100 = 73 [\%] \end{aligned} \quad (14)$$

위 식에서 나타난 값은 선행연구자^[18]의 실험에 이용된 횡형 사각형 축열조(porosity=0.55)의 시스템 효율보다 약 3% 정도 높았다. 따라서 입형 원통형 축열조가 횡형 사각형 축열조보다 저장능력이 우수하다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

1. 유입구 형태에 따른 영향을 보면 slot 보다 distributor가 유입수의 확산이 조전체로 전파되어 감을 알 수 있었다.
2. 조내 유동상태에 따른 영향은 축열시에는 상향유동방식, 방열시에는 하향유동방식이 조내 성층의 형성을 잘 만드므로 에너지 손실이 적다는 것을 알았다.
3. 유입온도차 및 유입 유량변화에 따른 영향은 축열시에는 유입온도차가 크고 저유량인 경우가 축열효율이 높았으며, 방열시에는 유입온도차가 작고 고유량인 경우가 조내 Ice Ball과의 열전달이 잘 된다는 것을 알 수 있다.

4. 빙축열시스템 전체효율은 축열조내 porosity가 0.55일 때 최적조건에서 73%로 됨을 알았다. 이는 같은 porosity의 사각형 축열조와 비교에서 저장 능력이 우수하였다.

후 기

본 연구는 1998년도 유한대학의 연구비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- O. Miyatake, K. Ueyu, H. Morita, 1992, "Latent Heat Storage by using Paraffin Wax" Transactions of SHASE of Japan, No. 50.
- N. Kamiya, S. Yoshiyuki et al., 1993, "High Density Heat Storage Tank Using Spherical Capsule Type Latent Heat Accumulators", SHASE of Japan, pp. 425~429.
- 민정기, 1993, "관외착빙형 축냉 코일의 실시간 축냉 모델 연구", 공기조화·냉동공학회 동계학술 발표회 강연 및 논문집, pp.40~44.
- M. Yamaha, 1994, "Studies on Thermal Characteristics of Ice Storage Tank", SHASE of Japan, No. 56.
- H. Niwa, 1994, "Study on Optimization of Thermal Storage Performance for a Temperature Stratified Thermal Storage Tank", SHASE of Japan, No. 56.
- 박이동, 1980, "지하 유층내의 유체의 점성 변화로 인한 유체 거동", 성균관대학교 과학기술연구소 제8집, pp.71~75.
- 박이동, 오병욱, 1980, "다공질층 내의 유체 유동의 유동", 성균관대학교 논문집(자연계) 제28집, pp.91~101.
- J. P. Coutier and E. A. Farber, 1982, "Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rockbeds", Solar Energy 29(6), pp.451~462.
- T. Saitoh, 1983, "A Study on the Latent Heat Thermal Energy Storage Reservoir of Spherical Capsule Type", Refrigeration, Vol. 58, No. 672, pp.21~28.
- 임장순외, 1996, "빙축열조내 부피축소 및 부양을 고려한 얼음의 용융과정에 관한 실험적 연구", 한국태양에너지학회, pp.19~27.
- E. T. Pak, 1991, "Study on Thermally Stratified Hot Water Storage and Residential Solar Energy Application".
- 박이동, 유석재, 1996, "상변화 물질을 이용한 빙축열조에서 축열, 방열특성에 관한 실험적 연구", 한국태양에너지학회, pp.3~17.
- Yoo, Hong and Park, 1996, "Analysis of Transient Thermal Behaviors during charging process in stratified Heat Storage Tank(1st) Report", Society of Mechanical Engineers of Japan, Vol. 596, No. 95-1333, pp.290~295.
- J. E. Simpson, 1982, "Gravity currents in the laboratory, atmosphere, and ocean", Ann. Rev. Fluid Mech. 14, pp.213~234.
- V. Middleton, 1966, "Experiments on density and turbidity currents. I. Motion of head", Canadian J., of Earth Science, Vol. 3, pp.523~546.
- K. M. Faust and E. J. Plate, 1984, "Experimental investigation of intrusive gravity currents entering stably stratified fluids", J., of Hydraulic Res., Vol. 74, Part 3, pp.547~560.

17. F. K. Browand C. D. Winant, 1971, "Upstream growing shear layer in stratified flow", Phys. Fluids, Vol. 14, pp. 1025~1027.
18. 이원섭, 1996, "Ice Ball의 크기가 빙축열조내 열유동 특성과 빙축열 효과에 미치는 영향" 성균관대학교 박사학위 논문.