

빙축열시스템의 실질적인 최대 축열 가능량 예측

Prediction of practically chargeable cold energy in an ice storage system

이 대 영*, 강 병 하*, 김 민 수**
D. -Y. Lee, B. H. Kang, M. S. Kim

Key words : Ice storage system(빙축열시스템), Charge operation(축열운전), Thermal characteristics(열적특성), Maximum charge ratio(최대축열률), Load share ratio(부하분담률)

Abstract

The charge operation of an ice storage system has been analyzed in this paper. The thermal characteristics of major components of the ice storage system, i.e., the refrigerator and the ice storage tank are evaluated from performance tests on an existing ice storage system. Based on the measured data for thermal characteristics, a simulation is carried out for the charge operation and the effect of the refrigerator size on the system performance is investigated. The results indicate that the larger the refrigerator size for a given storage capacity, the lower the inlet temperature of the ice storage tank so that the lower the efficiency of charge operation. It is also found that there exists an optimal size of the refrigerator with which the ice storage at the end of the charge operation is maximized, but the complete charge is not possible even with the optimally sized refrigerator. This leads to the result that the design capacity of the storage tank should be larger than the required amount of cold energy for the daytime cooling considering the practically chargeable amount of cold energy during the nighttime. Where the cooling load sharing of the storage is 40%, the nominal capacity of an ice storage tank needs to be larger than the required storage amount by 30%.

기 호 설 명

A : 축열조의 총 열전달면적(m^2)
 a_{ij} : 식(2)의 비례상수
 b_{ij} : 식(3)의 비례상수

C_L : 냉동기의 부하율
 C_T : 운전 온도조건 변화에 따른 냉동기 냉열출력의 변화
COP : 냉동기의 성적계수
 c_i : 식(4)의 비례상수
 c_p : 2차유체의 정압비열($kJ/kg\ ^\circ C$)
 d_i : 식(10)의 비례상수
 E_L : 냉동기 부하율 변화에 따른 냉동기 성적계수의 변화

* 정희원, 한국과학기술연구원 열·유동제어연구센터

** 정희원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- E_T : 운전 온도조건 변화에 따른 냉동기 성적계수의 변화
- m : 축열조 유입 브라인 유량(kg/s)
- Q : 열전달량(kW)
- Q_0 : 축열조의 공칭 축열량을 심야전력 적용시간 동안 전부 축열할 때의 시간평균 열전달량(kW)
- q : 무차원 열량, $q=Q/Q_0$
- R_b : 브라인의 대류열저항(°C/kW)
- R_t : 열전달관의 전도열저항(°C/kW)
- R_{ice} : 얼음의 전도열저항(°C/kW)
- s : 식(21)로 정의되는 무차원 용량
- T : 온도(°C)
- t : 시간(s)
- Δt : 시간간격(s)
- U : 축열조의 총괄열전달계수(kW/m²°C)

그리스문자

- η : 식(18)로 정의되는 무차원 성적계수
- Θ : 축열량(kJ)
- θ : 축열률
- σ : 부하분담률
- τ : 무차원시간

하첨자

- avg* : 평균
- cond* : 냉동기의 응축기 2차유체측
- d* : 주간
- eva* : 냉동기의 증발기 2차유체측
- full* : 전부하
- in* : 입구
- max* : 축열운전 종료시 최종값
- n* : 야간
- nom* : 공칭값
- out* : 출구
- part* : 부분부하
- r* : 냉동기
- s* : 축열조

1. 서 론

1997년 6월부터 9월까지의 여름 동안 우리나라의 최대전력수요는 35,800MW로, 타기간의 최대전력수요 32,000MW에 비하여 3,800MW나 큰 것으로 기록되었다.⁽¹⁾ 이는 우리나라 총 발전용량의 10%에 해당하는 양이며, 월별 전력소비 변동 추이로 볼 때, 하절기 최대전력수요의 증가는 냉방설비의 가동에 의한 것으로 추정된다. 더욱이 여름 동안의 평균 소비전력에 대한 최대소비전력의 비는 1.32로, 기타 기간의 평균값인 1.21에 비교할 때, 하절기 냉방설비의 가동에 따라 일일 전력부하 변동이 상당히 커지는 것을 알 수 있다.⁽¹⁾ 전력부하의 변동이 커지면 발전설비의 평균 부하율이 감소하여 효율적 전력공급에 악영향을 미치게 되며, 경우에 따라서는 안정적 전력수급에 지장을 초래하게 될 수도 있다.

산업발전에 의한 지속적인 전력수요의 증가를 감안할 때, 안정적인 전력공급을 위해서는 우선적으로 발전설비의 확충이 필요하나, 동시에 전력수요의 관리를 통한 기존 발전설비의 이용률 향상으로 전력공급의 효율화를 추진하여야 한다. 한국전력에서는 현재 다양한 전력수요 관리 기법을 적용하고 있는데, 심야전력 요금제는 그 중의 하나로서, 부하수준이 상대적으로 낮은 심야시간대의 요금수준을 낮게 책정하고 에너지 저장설비의 사용을 권장하여, 주간 전력사용을 심야시간대로 이동하도록 유도함으로써, 최대수요 억제와 함께, 전력부하를 평준화하여 전력공급의 효율화를 도모하는 전력수요 관리 기법이다.⁽²⁾

빙축열시스템은 심야시간에 냉동기를 가동하여, 얼음의 형태로 냉열을 저장하였다가 주간 냉방에 활용하는 냉방시스템으로, 주간 냉동기의 사용을 심야시간으로 이전함으로써, 국가적으로는 전력수급의 안정화에 기여하고, 건물주로서는 냉방설비의 운전비용 감소 이득을 얻을 수 있다. 1997년말 현재 우리나라에서는 설비용량 180MW의 빙축열시스템이 운전 또는 설치 중인데⁽²⁾, 이는 하절기 냉방설비 운전에 의한 최대전력수요 증가량 3,800MW에 비하면 아직 5%에도 미치지 못하는 양이지만, 추후 빙축열시스템에 대한 이해와 국내 기술 축적에 의한 신뢰성이 향상됨에 따라 적용예가 증가할 것으로 기대된다.

빙축열시스템에 대한 연구는 현재, 얼음의 응고 및

용해열전달과 관련한 기초적 연구⁽³⁻⁶⁾에서부터 빙축열시스템의 운전제어 방법에 관련된 응용연구⁽⁷⁻¹¹⁾까지 넓은 범위에 걸쳐 이루어지고 있다. 빙축열시스템의 최적 설계 및 효율적 운영을 위해서는 빙축열조의 열전달 특성을 고려하여, 적합한 용량의 구성요소를 선정하고, 최적의 운전제어 방법을 적용하는 것이 필요하다. 현재 빙축열시스템 설계시, 주간 총 냉방부하에 대한 축열조와 냉동기의 부하분담 비율로부터 축열조와 냉동기의 필요 용량을 결정하고, 이렇게 선정된 용량의 냉동기로 심야운전시간 동안 주간에 필요한 냉열량을 모두 축열할 수 있는지를 확인하여, 최종적으로 용량을 결정하는 방법이 사용되고 있다. 이 때, 축열운전 중의 냉동기 증발기측 브라인 온도, 즉 축열조 입구 브라인 온도는 축열의 진행과 관계없이 임의로 결정된 온도로 일정하게 유지되며, 냉동기의 냉열출력도 일정하게 유지되는 것으로 가정한다.⁽⁷⁻¹¹⁾ 그러나 실제의 경우, 축열조의 입구온도는 설계값으로 자유롭게 지정할 수 있는 것이 아니라, 냉동기의 냉열출력, 축열조의 열전달계수 등에 의하여 결정되어지는 값이다. 축열이 진행됨에 따라 얼음의 생성으로 인하여 열전달저항이 증가하므로^(3,4,12-14), 축열운전 기간동안 이 온도는 지속적으로 감소하며⁽¹⁵⁾, 이에 따라 냉동기의 냉열출력도 감소하게 된다. 따라서 기존의 방법으로 설계된 빙축열시스템에서는 필요한 냉열량을 심야시간 동안 충분히 축열하지 못하게 될 수도 있으며, 이에 따라 주간 냉방 운전시 냉방을 공급하지 못하는 경우가 발생할 수도 있다.

본 연구에서는 축열운전시 축열조의 열전달계수와 냉동기의 냉열출력 특성을 고려하여 빙축열시스템의 축열과정을 해석하였으며, 축열이 진행됨에 따른 축열조 입구온도의 변화, 냉동기 냉열출력의 변화 등 축열운전 조건의 변화를 시뮬레이션하였다. 현실적으로 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해, 기 설치되어 있는 빙축열시스템에 대한 성능시험을 통하여, 냉동기와 축열조의 열적 특성을 구하였으며, 이를 해석에 이용하였다. 해석 결과로부터 빙축열시스템의 축열운전에서 실질적으로 축열 가능한 축열량을 구하였으며, 축열조와 냉동기의 용량을 결정하는 방법에 대하여 논의하였다. 또한 해석 결과의 일반화를 위하여 냉동기와 축열조의 열적 특성 변화가 해석 결과에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 시스템의 열적 특성

빙축열시스템의 축열운전시 축열조의 입구온도 및 출구온도는 설계값으로 자유롭게 지정할 수 있는 것이 아니라, 냉동기의 냉열출력, 축열조의 열전달계수 등에 의하여 결정되는 값이다. 빙축열조로서 가장 일반적으로 사용되고 있는 관의 빙착형 축열조^(2,9)의 경우, 열전달관 표면에 부착된 얼음의 두께가 증가할수록 얼음에 의한 열저항이 증가하므로, 축열조의 열전달계수는 축열이 진행됨에 따라 감소하게 된다. 캡슐형의 경우에도 정도의 차이는 있으나 비슷한 특성을 가진다.⁽³⁾ 축열운전시 축열조의 열전달성능이 저하하면 축열조 브라인 입구온도, 즉 냉동기의 브라인 출구온도가 낮아지게 되므로, 냉동기의 냉열출력과 성적계수가 감소하게 된다.⁽¹⁶⁾ 결과적으로 축열이 진행됨에 따라 시간당 축열량이 점차 감소하게 되므로, 일정한 온도 조건에서 일정한 축열비율로 축열이 진행된다고 가정하는 것은 실제상황과 상당한 차이가 있으며, 이러한 가정을 통하여 설계된 빙축열시스템의 실제 축열량은 설계값보다 상당히 작을 가능성이 있다.

따라서 실제 축열량을 정확히 예측하기 위해서는 축열조와 냉동기의 열적 특성을 정확히 파악하여, 축열이 진행됨에 따른 축열조의 열전달계수 감소와 냉동기의 성능 감소를 고려하여야 한다. 축열조와 냉동기의 열적 특성에 대하여는 많은 연구가 진행되어, 일반적인 정성적 특성은 잘 알려져 있으나⁽¹²⁻¹⁶⁾, 특정한 축열조나 냉동기에 대하여 그 열적 특성을 빙축열시스템의 설계에 적용할 수 있을 정도로 정확하게 예측하기란 쉽지 않다. 특히 관의 빙착형 축열조의 열전달계수는 관 외부에 부착된 얼음의 형상과 밀접한 관계가 있는데, 얼음의 형상은 관 외부에 부착된 얼음이 인접한 관에 부착된 얼음과 접촉함에 따라 복잡한 형태로 발전하며⁽¹²⁻¹⁴⁾, 이 형상은 열전달관의 배치 방법에 따라 달라지므로, 열전달성능을 이론적인 방법으로 정확히 구하는 것은 상당한 시간과 노력이 소요되는 매우 복잡한 과정이 된다.

따라서 본 연구에서는 냉동기와 축열조의 열적 특성을 이론적으로 예측하는 대신, 기 설치된 빙축열시스템에서 축열조와 냉동기 각각에 대한 성능시험을 실시하여 축열조와 냉동기의 열적특성을 파악하

였으며, 그 결과를 빙축열 시스템의 축열과정 해석에 적용하였다. 본 연구에서 대상으로 한 빙축열시스템의 구성은 Table 1과 같다.

2.1 냉동기의 특성

냉동기는 스크류 압축기를 채용한 냉동기로서, 냉각수 입구온도(응축기측 2차유체 입구온도) 32℃, 냉수 출구온도(증발기측 2차유체 출구온도) 7℃에서 냉방출력 92.4kW, 성적계수 2.92이며, 부하율 25%까지 연속적인 용량제어가 가능하다. 일반적인 빙축열 시스템의 경우 부분축열 방식이 적용되어, 한 대의 냉동기를 야간 축열 및 주간 냉방에 모두 사용하므로, 냉동기의 운전 온도범위가 매우 넓다. 본 연구에서는 응축기측 2차유체 입구온도 범위 25~40℃, 증발기측 2차유체 출구온도 범위 -6~12℃에서 냉동기의 성능시험을 실시하여 운전 온도조건 변화에 따른 냉동기 성능의 변화를 측정하였다. 이대영 등⁽¹⁷⁾의 연구에서와 같이, 난방용 보일러의 온수 공급회로를 변경, 냉동기의 증발기측에 연결하고, 보일러의 열출력을 조절하여 냉동기의 증발기측 2차유체 온도를

제어하였으며, 응축기측 2차유체의 온도를 조절하기 위해서 냉각탑 송풍기의 회전수와 비산수 펌프의 개폐를 제어하였다. 또한 부분부하 상태에서의 냉동기 성능 변화를 시험하기 위하여 응축기측 2차유체 입구 온도를 일정하게 유지한 상태에서, 냉동기의 냉수출구 온도 설정값을 고정하고, 보일러의 열출력을 감소시킴으로써 냉동기의 부하율을 제어하였다.

냉동기의 성능시험 결과를 냉방출력, 성적계수, 부분부하 성적계수에 대하여 Fig.1에 나타내었다. Fig. 1에서 C_T , C_L , E_T , E_L 은 각각 다음의 식

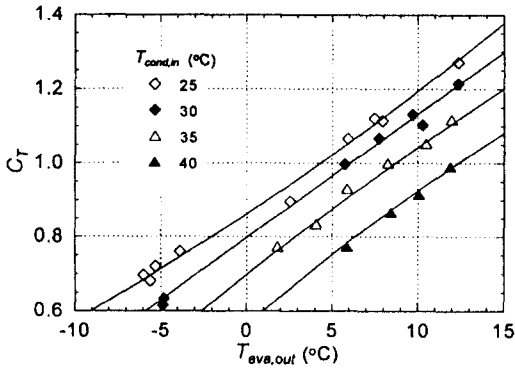
$$C_T \equiv \frac{Q_{r,full}}{Q_{r,nom}}, \quad C_L \equiv \frac{Q_{r,part}}{Q_{r,full}},$$

$$E_T \equiv \frac{COP_{full}}{COP_{nom}}, \quad E_L \equiv \frac{COP_{part}}{COP_{full}} \quad (1)$$

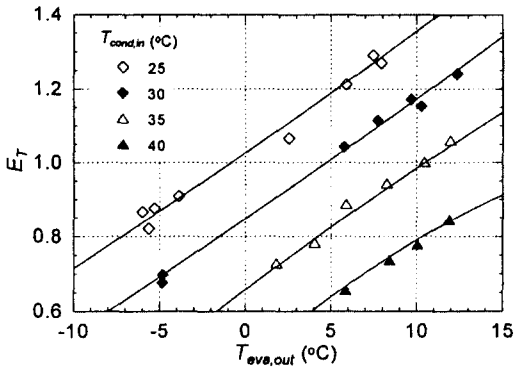
으로 정의된다. 위식에서 Q_r 과 COP는 냉동기의 냉열출력과 성적계수를 나타내며, 첨자 *nom*, *full*, *part*는 각각 기준 운전조건(응축기측 2차유체 입구온도 32℃, 증발기측 2차유체 출구온도 7℃)에서의 공칭값, 전부하, 부분부하를 의미한다. C_T 와 E_T 는 냉동

Table 1 Ice storage system configuration

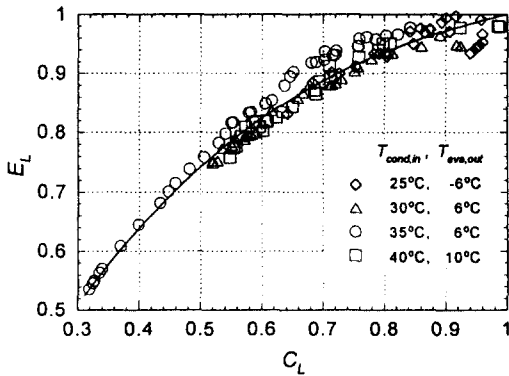
Refrigerator	Compressor	Single stage screw compressor
	Condenser	Shell-and-tube type, coolant flow rate : 450l/m
	Evaporator	Shell-and-tube type, chilled water flow rate : 400l/m
	Refrigerant	R22
	Nominal capacity	92.4kW(coolant inlet temp. 32℃, chilled water outlet temp. 7℃)
	Nominal COP	2.92(coolant inlet temp. 32℃, chilled water outlet temp. 7℃)
	Part load control	Continuous control between 25~100% of full load capacity
Ice storage tank	External size	1.6×2.42×2.08m
	Water content	4.77m ³
	Heat transfer area	178m ²
	Brine flow rate	Typical-350l/m
	Nominal capacity	125Rt · hr(1,584MJ)
	Sensors	Charge ratio sensor-water level sensor Water temperature sensor-thermister
Working fluid	Water and ethylene-glycol mixture-75/25 by volume	
Flow meter	Vortex shedding type, 30~1,300l/m, ±1%Rdg.	
Temperature sensors	T-type thermocouple, ±0.05℃	



(a) Cooling capacity with respect to the operation temperatures



(b) COP with respect to the operation temperatures



(c) COP with respect to the load ratio of the refrigerator

기가 전부하운전될 때 운전 온도조건의 변화에 따른 냉열출력과 성적계수의 변화를 공칭용량과 공칭성적계수에 대한 비로 나타낸 것이며, E_L 은 부분하운전에 따른 성적계수의 변화를 의미한다. 이 때 공칭용량과 공칭성적계수는 Table 1에 나타난 냉각수 입구온도 32℃, 냉수출구온도 7℃에서의 값을 이용하였다.

성능시험 온도범위에서 냉동기의 냉열출력 및 성적계수는 증발기측 2차유체 출구온도 감소에 따라 거의 선형적으로 감소하는 것을 알 수 있으며, 응축기측 2차유체 입구온도 증가도 냉동기의 성능을 감소시키는 요인이 됨을 알 수 있다. 한편 응축기측 2차유체 입구온도의 변화보다는 증발기측 2차유체 출구온도의 변화가 냉동기 성능에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 부분하하운에 따른 냉동기 성적계수의 변화를 나타낸 Fig.1(c)로부터 전부하시의 성적계수에 대한 부분하하시 성적계수 감소는 2차유체의 온도조건에 거의 관계없이 냉동기의 부하율에만 의존하는 것을 알 수 있다.

성능시험 결과를 다음의 식

$$C_T = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 a_{ij} T_{eva, out}^i T_{cond, in}^j \quad (2)$$

$$E_T = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^2 b_{ij} T_{eva, out}^i T_{cond, in}^j \quad (3)$$

$$E_L = \sum_{i=0}^3 c_i C_L^i \quad (4)$$

으로 곡선맞춤(curve fitting)하였으며, 곡선맞춤식을 시험결과와 함께 Fig.1에 나타내었다.

식(2)~(4)는 빙축열시스템의 운전과정 해석에 이용되며, 냉동기의 공칭용량이 성능시험 대상 냉동기와 다르더라도, 온도조건과 부하율의 변동에 대한 성능변화 특성은 식(2)~(4)로 대표될 수 있는 것으로 가정한다. 실제로는 냉동기의 공칭용량이 증가할 경우, 압축기의 성능이 증가하여 냉동기 성능이 향상되는 경향이 있으며, 이에 대한 영향은 4.3절에서 논의한다.

2.2 빙축열조의 축열특성

빙축열조의 종류는 크게 관외빙착형과 캡슐형으

Fig.1 Performance characteristics of the refrigerator

로 구분되는데, 본 연구에서 대상으로 한 것은 관외 빙착형이다. 관외빙착형 축열조는 물탱크 안에 여러 가닥의 열전달관이 설치되어 있는 것으로 관내부로 저온의 브라인이 흐르면서, 관외부의 물을 동결시키는 구조이다. 본 연구에서 대상으로 한 축열조는 잠열축열량 1,584MJ(125Rt · hrs)로써, 12개의 모듈로 구성되어 있으며, 각 모듈에는 직경 6.35mm, 두께 0.5mm의 폴리에틸렌 수지(polyolefin resin)관 200개가 연결되어 있다. 열전달관 외표면적을 기준 한 축열조의 총 열전달면적은 178m²이다. 한편 설치 모듈의 개수를 조절함으로써 축열조의 용량을 변화시킬 수 있으므로, 열전달면적과 축열조 용량은 서로 단순비례한다.

축열과정 중 축열조에서의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$Q_s = \frac{d\theta}{dt} \quad (5)$$

위 식에서 Q_s 는 축열조로부터 흡수한 열량이며, θ 는 축열조의 냉열 축열량이다. 일반적으로 축열조는 잘 단열되어 있으므로, 축열조로부터 주변으로의 열손실은 무시할 수 있으며, 이 경우 Q_s 는 다음식으로 간단하게 나타낼 수 있다.

$$Q_s = \dot{m}c_p(T_{s,out} - T_{s,in}) \quad (6)$$

위 식에서 $T_{s,out}$, $T_{s,in}$ 은 각각 축열조 유입 브라인의 출구온도와 입구온도이다. 한편 축열운전 초기 축열조 내 물의 온도는 직전의 방열운전 말기 온도와 같으며, 완전한 방열이 이루어진 경우에도 5°C 미만 이므로, 물의 온도변화에 의한 현열축열량은 잠열축열량의 6%미만이 된다. 더욱이 방열운전시 얼음이 완전히 녹고 난 후에는 축열조의 열전달성능이 저하하여, 현열축열량을 냉방에 활용하기 어렵기 때문에, 빙 축열시스템의 일반적인 운전에서는 잠열축열량만을 이용한다. 따라서 현열축열량을 무시하고, 축열운전 초기 물의 온도가 0°C로 일정하게 유지되는 것으로 가정하면, 축열조로 전달된 열량 Q_s 는 총괄열전달률과 대수평균온도차를 이용하여 다음 식으로 나타낼 수 있다.

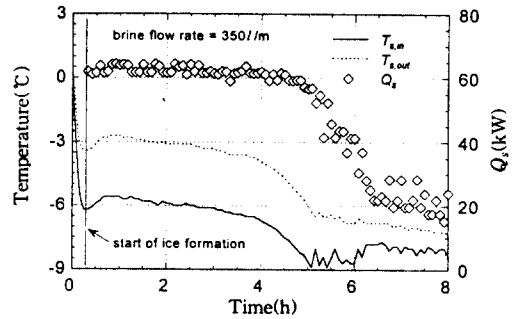
$$Q_s = UA \frac{T_{s,out} - T_{s,in}}{\ln(T_{s,in}/T_{s,out})} \quad (7)$$

위 식에서 총괄열전달계수 U 와 열전달관 총 외표면적 A 의 곱으로 정의되는 총괄열전달률 UA 는 다음과 같이 3가지 열저항의 식으로 나타낼 수 있다.

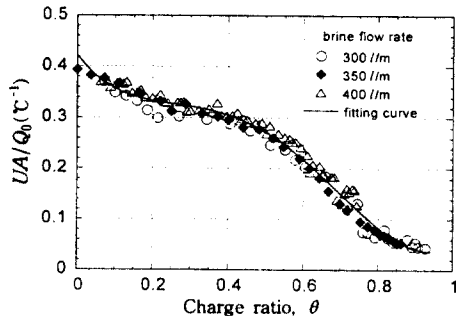
$$UA = (R_b + R_t + R_{ice})^{-1} \quad (8)$$

위 식에서 R_b , R_t , R_{ice} 는 각각 열전달관 내 브라인의 대류열저항, 열전달관 두께에 의한 전도열저항, 얼음의 전도열저항을 의미한다. 브라인의 유량이 일정할 경우 R_b 와 R_t 는 축열량에 관계없이 일정한 값을 가지는 반면, 축열이 진행되어 얼음의 두께가 두꺼워질수록 R_{ice} 가 커지므로, 총괄열전달률은 축열이 진행됨에 따라 감소하게 된다.

본 연구에서는 Table 1에 나타난 빙축열시스템을 축열운전하면서, 브라인 유량과 축열진행에 따른 축열조 입 · 출구온도의 시간변화를 측정하였으며, 식 (5)~(7)을 이용하여, 냉열 축열량 θ 의 변화에 따른



(a) Typical plot of the thermal-characteristics test of the storage tank



(b) Overall heat transfer rate with respect to the charge ratio of the storage tank

Fig.2 Thermal characteristics of the ice storage tank

총괄열전달률의 변화를 구하였다. 축열운전을 시작하기 전에 축열조내 물의 온도를 0℃ 근처가 되도록 예냉하였으며, 축열과정 중 냉동기의 증발기측 2차유체 출구온도가 -8℃ 이하가 되지 않도록 제어하였다. 이는 축열운전시 통상적인 응축기측 2차유체 입구온도 30℃에서 증발기측 2차유체 출구온도가 -8℃가 되면, 압축기 토출온도가 상당히 높아져(120℃ 이상), 냉동기 오일이 탄화될 염려가 있기 때문이다.⁽¹⁸⁾

시험결과를 나타낸 Fig.2에서 Fig.2(a)는 축열조 입·출구온도 측정의 한 예를 나타내는 것으로, 냉동기 운전 시작 초기 축열조 입·출구온도는 급격히 감소하며, 과냉각(subcooling) 구간을 거친 후 착빙이 시작됨에 따라 온도가 거의 일정해지고, 축열이 계속될수록 온도가 점차 감소하는 것을 나타낸다. 온도가 급격히 감소하는 초기 15분간은 총 축열기간에 비하면 매우 짧은 기간이며, 이 기간 동안 냉동기에서 발생한 냉열은 대부분 순환유체와 관련배관 및 장치의 온도를 낮추는 데 이용되므로, 축열조에 축적되는 열량은 일부에 불과하다. 본 연구에서는 착빙의 진행에 따른 축열조내 수위 변화를 측정하여 착빙 개시점을 추정하였으며, 이 때부터 냉열축열이 시작되는 것으로 간주하였다. 한편 축열진행에 따라 열전달 저항의 증가로 축열조의 입구온도는 점차 감소하며, 축열운전이 시작된 지 5시간이 지나면, -8℃에 이르게 된다. 전술한 바와 같이 축열조 입구온도의 최소값을 -8℃로 설정하였으므로, 이 때부터 냉동기는 축열조 입구온도를 -8℃로 유지하면서, 부분부하 운전을 시작하게 된다. Fig.2(a)에는 식(6)을 이용하여 구한 열전달량 Q_s 를 함께 나타내었는데, 냉동기의 부하율이 감소함에 따라 Q_s 가 급격히 감소함을 알 수 있다. Fig.2(b)는 브라인 유량을 바꾸어가며 측정한 축열량 변화에 따른 총괄열전달률의 변화를 나타내는데, 횡축과 종축은 각각 UA/Q_0 와 θ 로 취하였다. Q_0 와 θ 의 정의는 다음과 같다.

$$Q_0 \equiv \theta_{nom} / \Delta t_n, \quad \theta \equiv \theta / \theta_{nom} \quad (9)$$

위 식에서 θ_{nom} 은 축열조의 공칭최대 축열량이며, Δt_n 은 최대축열운전시간, 즉 심야전력 적용시간(10시간, 오후 10시부터 익일 오전 8시까지)을 의미한다. 물리적으로 θ 는 축열조의 축열률이며, Q_0 는 축열조의 공칭 축열량을 심야전력 적용시간 동안 전부 축열

하기 위해 필요한 시간평균 열전달률을 의미한다. 따라서 UA/Q_0 는 T^{-1} 의 차원을 가지며, 심야전력 적용시간 동안 일정한 축열비율로 축열조를 완전히 축열하기 위해 필요한 축열제와 공급브라인 사이 대수평균온도차의 역수를 의미한다. 이러한 방식으로 총괄열전달률을 표현하면, 축열조의 용량이 달라지더라도 그 영향이 열전달면적의 변화와 상쇄되어 UA/Q_0 는 축열조의 용량과 관계가 없게 되는 이점이 있다. Fig.2(b)로부터 총괄열전달계수는 브라인의 유량 변화에 거의 관계없이 축열량에만 의존하는 것을 알 수 있는데, 이는 시험조건의 유량범위에서 열전달관내의 Reynolds수가 300~500 정도로 층류영역에 속하게 되어, 유량 변화에 따른 대류열저항 R_b 의 변화가 거의 없었기 때문이다. 축열량변화에 따른 총괄열전달률 변화의 곡선맞춤식

$$UA/Q_0 = \sum_{i=0}^4 d_i \theta^i \quad (10)$$

와 같이 구하였으며, Fig.2(b)에 함께 나타내었다. 앞서 언급한 바와 같이 식(10)은 축열조의 용량에 관계없이 적용이 가능하며, 축열운전 과정의 해석에 이용된다.

3. 축열운전 해석 방법 및 검증

2절에서 구한 냉동기와 축열조의 열적 특성을 고려하여 축열운전 과정을 해석한다. 먼저 식(6)과 (7)로부터 축열조로부터의 열전달량 Q_s 는 다음과 같이 구하여진다.

$$Q_s = - \dot{m} c_p T_{s,in} [1 - \exp(-UA/\dot{m}c_p)] \quad (11)$$

위 식은 축열조 입구온도 $T_{s,in}$ 과 총괄열전달률 UA 가 주어지면 축열조로부터의 열전달량 Q_s 가 결정됨을 나타낸다. 한편 축열조와 냉동기의 열전달량과 온도 사이에 각각 다음의 관계식

$$Q_s = Q_r, \quad T_{s,in} = T_{eva,out} \quad (12)$$

이 존재하며, 냉동기의 냉열출력은 식(1), (2)에서 알 수 있는 바와 같이 $T_{eva,out}$ 에 의존하므로, 축열조 입구온도 $T_{s,in}$ 은 냉동기의 냉열출력과 축열조로부터의 열전달량이 평형을 이루는 곳에서 결정된다. 한편 총

괄열전달률 UA 는 식(5)와 식(9), (10)을 이용하여 열전달량 Q_s 의 적분값으로부터 구하여진다.

축열과정의 해석과 관련된 식들을 무차원화하기 위하여 다음의 무차원변수들을 정의한다.

$$q_s = Q_s / Q_0, \quad q_r = Q_r / Q_0, \\ q_{r, nom} = Q_{r, nom} / Q_0 \quad (13)$$

위 식에서 $q_{r, nom}$ 은 축열조의 최대 축열량을 심야전력 적용시간 동안 전부 축열하기 위해 필요한 시간평균 열전달량에 대한 냉동기의 공칭 냉열출력의 비를 나타내며, 냉동기와 축열조의 상대적인 용량의 비를 의미한다. 식(9)와 (13)을 이용하여, 관련식들을 정리하면 다음과 같다.

$$q_s = \frac{d\theta}{dt} \quad (14)$$

$$q_s = -\frac{\dot{m}c_p}{Q_0} T_{s, in} \left[1 - \exp\left(-\frac{UA}{Q_0} \frac{Q_0}{\dot{m}c_p}\right) \right] \quad (15)$$

$$q_s = q_r \quad (16)$$

$$q_r = q_{r, nom} C_T C_L \quad (17)$$

위 식에서 $\dot{m}c_p$ 는 설계조건으로 주어지는 값이며, 일반적으로 축열조의 용량에 단순비례한다. 따라서 $\dot{m}c_p / Q_0$ 는 축열조의 용량에 관계없이 상수로 취급할 수 있으며, 본 연구에서는 Table 1의 값을 이용하여 구하였다. 이제 식(14)~(17)에 포함된 변수 중

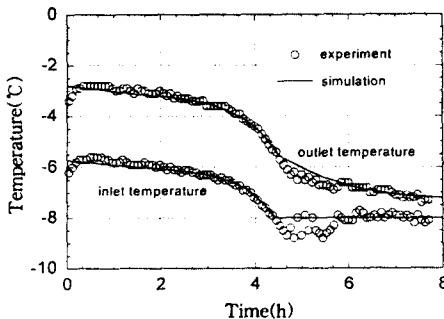


Fig.3 Comparison of the results between the experiment and the simulation

독립변수는 $q_{r, nom}$ 과 τ 뿐이므로, 냉동기와 축열조의 공칭용량의 비 $q_{r, nom}$ 이 정해지면, 냉동기와 축열조의 특성 관계식 식(2), (10)을 이용하여 식(14)~(17)의 해를 얻을 수 있다. 축열운전시 냉동기 성적계수의 변화는 앞서 구한 축열조 입구온도, 즉 냉동기 증발기측 2차유체 출구온도와 식(3), (4)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta = \frac{COP}{COP_{nom}} = E_T E_L \quad (18)$$

위에서 정의한 무차원 성적계수 η 는 냉동기의 주간 냉방운전시 성적계수에 대한 야간 축열운전시 성적계수의 비로서, 냉동기의 야간 축열운전과 주간 냉방운전 사이의 에너지 효율의 상대적인 비를 의미한다.

식(14)~(17)의 해를 구하기 위해, 수치적분 방법을 이용하였으며, 축열운전 기간은 현재 우리나라의 심야전력 적용시간인 오후 10시부터 익일 오전 8시 까지의 10시간 동안으로 하였다. 실제 상황을 정확히 모사하기 위하여 냉동기의 증발기측 2차유체 출구온도, 즉 축열조 입구온도의 하한값을 -8°C 로 하여, 축열이 진행됨에 따라 냉동기 증발기 온도가 점차 감소하여 이 온도가 되면, 냉동기가 증발기측 2차유체 출구온도를 -8°C 로 유지하면서 부분부하운전되는 것으로 하였다. 또한 본 연구에 적용한 냉동기의 용량 제어를 통해 운전가능한 최소 부하율이 25%이므로, 부하율이 이 이하가 되면, 심야전력 적용시간이 끝나기 전이라도 축열운전이 종료되는 것으로 하였다. 냉동기의 용축기측 2차유체 입구온도는 하절기 외기습구온도의 야간 평균값과 냉각탑의 어프로치(approach)를 고려하여 30°C 로 설정하였다. 이 온도는 현재 빙축열 업계에서 적용하고 있는 값이기도 하다.

Fig.3에는 축열과정 중 축열조 입·출구 브라인 온도의 변화를 해석결과와 시험결과를 비교하여 나타내었으며, 두 결과가 거의 정확하게 일치하는 것을 알 수 있다. 해석결과의 정확성에 영향을 미치는 요인은 냉동기 성능과 축열조 성능을 나타내는 곡선맞춤식 식(2), (10)의 정확성과 수치적분방법의 타당성으로 Fig.3으로부터 이들이 모두 만족할만한 정확성을 가지는 것을 알 수 있다.

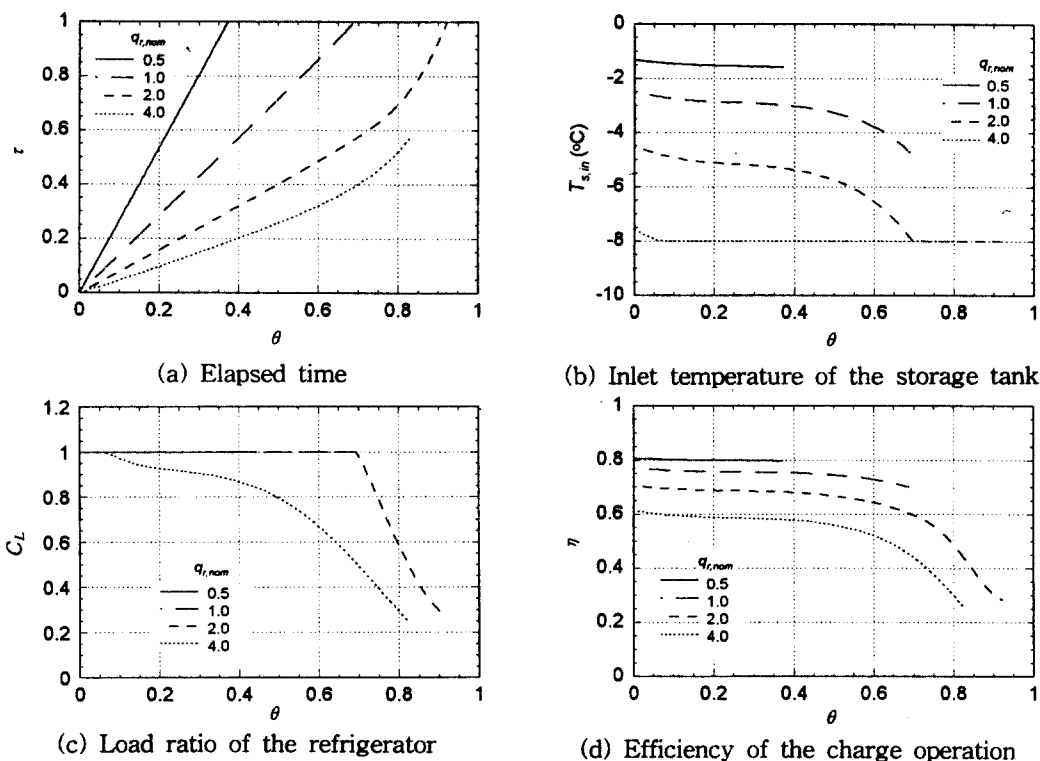


Fig.4 Variation of the charge-operation condition with respect to the increase in the charge ratio

4. 결과 및 검토

4.1 빙축열시스템의 축열운전 특성

빙축열시스템의 특성을 살펴보기 위하여, 축열조에 대한 냉동기의 상대적인 크기의 비율 의미하는 $q_{r,nom}$ 이 0.5, 1, 2, 4인 4가지 경우의 축열운전 과정을 시뮬레이션하였으며, 그 결과를 Fig.4에 도시하였다. Fig.4의 4가지 그림은 각각 축열운전 기간동안 축열률의 변화에 대한 축열운전경과시간, 축열조 입구온도, 냉동기의 부하율, 냉동기의 운전효율 등의 변화를 나타낸다.

Fig.4(a)로부터 $q_{r,nom}$ 이 0.5, 1, 2인 경우에는 축열운전이 $\tau=1$ 즉 10시간 동안 계속되는 반면, $q_{r,nom}$ 이 4인 경우에는 축열운전 시작 6시간 경과 후 축열운전이 종료됨을 알 수 있다. 시간이 경과할수록 축열률은 지속적으로 증가하지만, 그림에 나타난 4가지 경우 모두에 있어서, 축열조의 완전축열($\theta=1$)이 이루어지지 않는 것을 알 수 있다. $q_{r,nom}$ 이 2보다

작은 경우에는 $q_{r,nom}$ 이 커질수록 최종 축열률이 증가하다가, $q_{r,nom}$ 이 4인 경우에는 2인 경우보다 오히려 최종 축열률이 감소하였다. 한편 $q_{r,nom}$ 이 작은 경우에는 시간 경과에 따라 축열률이 선형적으로 증가하지만, $q_{r,nom}$ 이 큰 경우에는 시간이 경과할수록 축열률의 증가율이 둔화되는 것을 알 수 있다. 이는 축열운전기간동안 축열률의 변화에 따른 축열조 입구 온도의 변화를 나타낸 Fig.4(b)에서 볼 수 있는 바와 같이, $q_{r,nom}$ 이 큰 경우, 즉 냉동기의 크기가 큰 경우, 냉동기의 크기가 작은 경우보다, 축열조 입구 온도가 낮은 데에서 축열이 이루어지기 때문에, 축열조 입구온도의 최소값인 -8°C 에 빨리 도달하여 냉동기가 부분부하로 운전되기 시작하기 때문이다. 이러한 사실은 축열률에 대한 냉동기 부분부하 운전율의 변화를 나타낸 Fig.4(c)에서 확실히 알 수 있다.

한편 Fig.4(c)에서 $q_{r,nom}$ 이 4인 경우에는 축열률이 증가할수록 부하율이 지속적으로 감소하여, 축열률이 0.85 정도가 되면, 냉동기의 부하율이 25%가

지 감소하는 것을 볼 수 있으며, 이에 따라 더 이상 냉동기의 부분부하 운전이 지속되지 못해 냉동기가 정지하고 축열운전이 종료됨을 알 수 있다. Fig.4 (b)와 (c)에서 볼 수 있는 바와 같이 냉동기의 크기가 클수록 축열조 입구온도가 낮은 데에서 축열운전이 이루어지고, 부분부하로 운전되는 시간도 길어지므로, 냉동기의 운전효율이 감소할 것을 예상할 수 있으며, 이는 축열률에 대한 무차원 성적계수 η 의 변화를 나타낸 Fig.4(d)에서 확인할 수 있다. 무차원 성적계수 η 는 냉동기의 주간 냉방운전시(용축기측 2차유체 입구 온도 32℃, 증발기측 2차유체 출구 온도 7℃) 성적계수에 대한 축열운전시 성적계수의 비를 의미하는데, 축열조에 비하여 냉동기의 크기가 작은 경우에는 축열운전시의 냉동기 성적계수가 주간 80% 정도로 성능감소가 그리 크지 않지만, 냉동기가 커질수록 성적계수의 감소가 커지고, 특히 축열운전 말기에는 부분부하 운전으로 인해 30% 이하로까지 크게 감소하기도 함을 알 수 있다.

4.2 냉동기 크기의 영향

축열운전 중의 축열조 입구온도, 냉동기 부하율, 성적계수의 변화 등을 4.1절에서 살펴보았으며, 검토한 4가지의 냉동기 크기 모두의 경우에서 축열운전 종료시점까지 축열조의 완전축열이 이루어지지 않음을 고찰하였다. 더욱이 $q_{r,nom}$ 이 4인 경우에는 $q_{r,nom}$ 이 2인 경우보다 오히려 최종 축열률이 감소함을 알 수 있었다. 냉동기 크기의 영향을 더욱 명확히 하기 위하여, 냉동기 크기 변화에 따른 축열조의 최종 축열

률 θ_{max} 와 축열기간 동안의 평균 성적계수 η_{avg} 의 변화를 Fig.5에 나타내었다.

평균 성적계수 η_{avg} 는 다음의 식

$$\eta_{avg} = \frac{\theta_{max}}{\int_0^{\tau_{max}} q_r / n dt} \tag{19}$$

으로 정의되며, τ_{max} 는 축열운전 종료시의 무차원 시간을 뜻한다. Fig.5로부터 $q_{r,nom}$ 이 증가할수록 최종 축열률 θ_{max} 는 점차 증가하면서 그 증가율이 둔화되다가, $q_{r,nom}=2.1$ 에서 최대값을 가지고, $q_{r,nom}$ 이 그 이상 커지면 오히려 최종 축열률이 감소함을 알 수 있다. 이 때 θ_{max} 의 최대값은 0.93으로 냉동기의 크기에 관계없이 축열조의 축열률을 이보다 더 크게 할 수 없음을 보여준다. 한편 $q_{r,nom}$ 이 증가함에 따라 평균 성적계수 η_{avg} 는 지속적으로 감소하여 0.5 근처까지 감소하며, 냉동기의 크기가 커질수록 축열운전이 더욱 비효율적이 됨을 의미한다. η 는 주간 냉방운전시의 성적계수에 대한 야간 축열운전시 성적계수의 비를 의미하므로, $\eta_{avg}=0.5$ 인 것은 축열운전시 소모되는 전력이, 동일한 냉열을 주간 냉동기 운전에 의하여 생산하기 위해 필요한 전력의 2배가 됨을 의미하며, 필요 이상의 큰 냉동기로 축열운전할 경우 축열비용이 증가함을 나타낸다.

3절에서 언급한 바와 같이 축열운전은 심야전력 적용시간 10시간, 축열조 최저 입구온도 -8℃, 냉동기 최저 부하율 25%에 의하여 제한되는데, Fig.5에는 각각의 제한 조건이 결정적인 구속조건으로 작용하는 영역을 함께 나타내었다. 영역 (1)은 10시간 운전조건에 의하여 최종 축열률이 제한되는 영역이며, 영역 (2)는 10시간 운전조건에 축열조 최저 입구온도 조건이 부가되는 영역이다. 영역 (3)에서는 냉동기의 최저 부하율 제한조건에 의하여 축열운전의 종료가 결정되며, 이에 따라 최종 축열률이 제한된다. 영역 (2)에는 축열조 최저 입구온도 -8℃ 조건이 적용되지 않을 경우의 θ_{max} 변화를 점선으로 나타내었는데, 최종 축열량은 조금 증가하지만 평균 성적계수는 반대로 조금 감소하는 것을 알 수 있다. 그러나 축열조 최저 입구온도 제한 조건을 적용하지 않을 경우, $q_{r,nom}=1.4$ 일 때 축열운전 종료시 축열조의 입구온도가 -12℃에 이르는 것으로 분석되었으

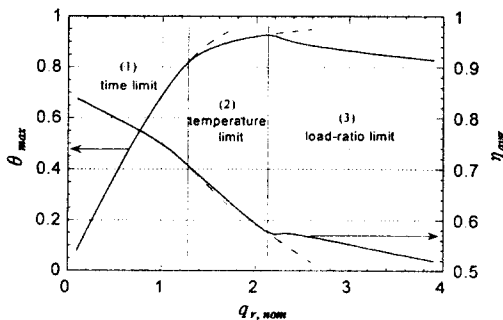


Fig.5 Effect of the refrigerator size on the maximum charge ratio and the average efficiency in the charge operation

며, 이 온도는 $q_{r,nom}$ 이 커질수록 더욱 급격히 감소하므로, 냉동기의 운전이 실질적으로 불가능해진다. 따라서 축열조 입구온도의 최저값을 제한하는 것은 매우 타당한 구속조건이며, Fig.5의 결과는 현실적인 범위에서 이 최저값의 크기에 크게 영향받지 않음을 확인할 수 있었다. 한편, 영역 (3)에는 부하율의 최저값 제한조건을 적용하지 않았을 경우의 변화를 점선으로 나타내었는데, 이 때 역시 θ_{max} 는 제한조건을 적용한 경우보다 증가하였다. 그러나 평균 성적계수는 제한조건을 적용한 경우보다 크게 감소하므로, 냉동기의 운전 가능한 최저 부하율이 25%보다도 낮다 하더라도, 경제적인 운전을 위하여 최저부하율을 제한하는 것이 바람직하다.

4.3 축열조의 용량 결정

4.2절에서 논의된 바와 같이, 축열조의 공칭 축열 용량을 전부 축열하는 것은 불가능하며, 냉동기의 크기에 따라 실질적으로 축열 가능한 축열량의 최대값이 존재한다. 따라서 빙축열시스템을 설계할 때, 축열조의 용량은 실제 축열 가능한 축열량을 고려하여, 필요한 축열 열량보다 크게 선정하여야 한다. 즉 최대 축열률이 0.5일 경우, 축열조의 공칭 용량은 필요한 축열 열량의 2배가 되어야 한다.

빙축열시스템 각 구성요소의 용량 선정시 주요 설계변수는 주간 총 냉방부하에 대한 축열조 방냉량의 비로 정의되는 축열조의 부하분담률이다. 주간 냉방 부하가 일정한 건물에서 축열조와 냉동기를 병렬운전(냉방부하에 대하여 냉동기와 축열조가 병렬회로를 구성하며, 냉동기 증발기측 2차유체 출구온도와 축열조의 출구온도가 모두 7°C가 되도록 운전제어)하여 냉방하며, 축열조의 축열열량을 모두 사용할 경우 축열조의 부하분담률은 다음식과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$\sigma_s = \frac{\theta_{max}}{\theta_{max} + Q_{r,nom} \Delta t_d} \quad (20)$$

위 식에서 Δt_d 는 주간 냉방운전 시간을 의미한다. 한편 주간 냉방부하에 대한 냉동기 및 축열조의 필요 용량은 다음식으로 나타낼 수 있다.

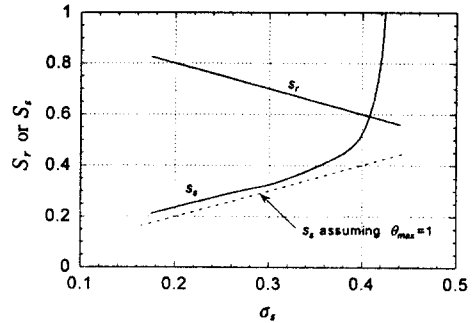


Fig.6 Required sizes of the refrigerator and storage tank to satisfy a given load-share ratio of the cold storage

$$s_r = \frac{Q_{r,nom} \Delta t_d}{\theta_{max} + Q_{r,nom} \Delta t_d}, \quad s_s = \frac{\theta_{nom}}{\theta_{max} + Q_{r,nom} \Delta t_d} \quad (23)$$

주간 냉방운전 시간이 야간 축열운전 시간과 같이 10시간일 경우, 식(20), (21)을 다음과 같이 무차원 변수의 조합으로 나타낼 수 있다.

$$\sigma_s = \frac{\theta_{max}}{\theta_{max} + q_{r,nom}} \quad (22)$$

$$s_r = \frac{q_{r,nom}}{\theta_{max} + q_{r,nom}}, \quad s_s = \frac{1}{\theta_{max} + q_{r,nom}} \quad (23)$$

Fig.5와 식(22)로부터 $q_{r,nom}$ 이 작을 때에는 θ_{max} 가 $q_{r,nom}$ 에 단순비례하므로, 축열조의 부하분담률 σ_s 가 거의 일정하다가, $q_{r,nom}$ 이 커질수록 $q_{r,nom}$ 의 변화에 따른 θ_{max} 의 변화가 작아지므로 σ_s 는 감소함을 예측할 수 있다.

축열조의 부하분담률 σ_s 에 대한 냉동기와 축열조 필요 용량의 변화를 Fig.6에 나타내었다. 축열조의 부하분담률이 증가할수록 냉동기의 필요 용량은 선형적으로 감소하며, 축열조의 필요 용량은 거의 선형적으로 증가하다가 부하분담률 0.4 근처에 이르러 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 축열조의 부하분담률이 큰 쪽은 Fig.5에서

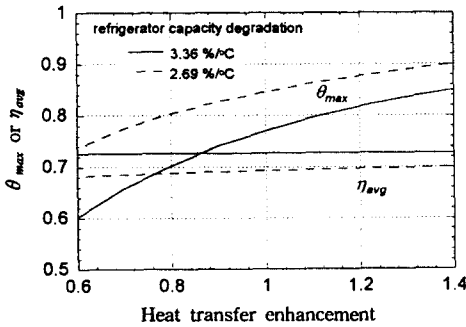


Fig.7 Dependency of the maximum charge ratio and the average efficiency on the thermal characteristics of the refrigerator and the storage tank

$q_{r,nom}$ 이 작은 경우에 해당하며, $q_{r,nom}$ 이 작은 경우 축열조 공칭 용량에 대한 최대 축열 가능 열량의 비를 의미하는 축열률 θ_{max} 가 매우 작아지므로, 냉방시 축열조로부터 원하는 냉열량을 저장하기 위해서는 그 값보다 상당히 큰 용량의 축열조가 필요하게 된다. 최대 축열률 θ_{max} 가 1인 경우, 즉 축열조의 완전한 축열이 가능하다고 가정할 경우의 축열조 필요 용량을 나타낸 Fig.6의 점선과 비교할 때, 실제로 필요한 축열조 용량은 축열조 부하분담률이 40% 이상이 됨에 따라 급격히 증가함을 알 수 있다. 따라서 축열조의 부하분담률을 40% 이상으로 하는 것은 과도하게 큰 축열조를 필요로 하며, 축열조의 이용률이 감소하여 경제적이지 않음을 알 수 있다. 한편 현재 한국전력의 심야전력 적용기준에서 심야전력 적용대상은 축열조의 부하분담률이 40% 이상인 경우에 한정하므로, 저가의 심야전력 이용 혜택을 받으면서, 최소용량의 장비를 선정하여 장비의 이용률을 최대로 하기 위해서는 축열조의 부하분담률을 40%로 하는 것이 바람직하다.

한편 축열조의 부하분담률이 40%인 경우, 축열조에 대한 냉동기의 상대적인 크기를 의미하는 $q_{r,nom}$ 은 1.2이며, Fig.5로부터 이 때의 축열조 최대 축열률은 77% 정도로 상당히 낮다. 축열조의 최대 축열률을 감안할 경우, 축열조의 용량은 원하는 축열량보다 30%가량 크게 선정하여야 한다. 이는 장비의 이용률 측면에서 비경제적이며, 축열조의 최대 축열률을 증가시켜 이용률을 향상시키는 것이 필요하다. 축

열조의 최대 축열률은 축열운전시의 축열조 열전달 계수와 밀접한 관계가 있으며, 축열조의 최대 축열률을 증가시키기 위해서는 축열조의 총괄열전달률을 향상시켜야 한다. 한편 증발기의 온도가 낮아질수록 냉동기의 성능은 감소하는데, 온도에 대한 성능저하율을 감소시키면, 동일한 공칭용량의 냉동기에 있어서, 축열과정 중의 냉동기 성능이 증가하므로, 축열조의 축열률을 향상시킬 수 있다.

Fig.7은 축열조의 총괄열전달률이 Fig.2(b)에 나타낸 기존의 열전달률에 비해 감소 또는 증가할 경우, 축열조 부하분담률 40%일 때의 축열조 최대 축열률과 평균 성적계수의 변화를 나타낸다. 횡축의 값이 1인 경우가 기존의 열전달률에 대한 결과이며, 1.4인 경우는 열전달률이 1.4배로 증가하였을 경우의 결과이다. 점선으로 표시한 것은 증발기 2차유체 출구온도 변화에 의한 냉동기 용량의 변화율이 냉동기 기준 온도조건에서의 용량을 기준으로 할 때, 기존의 3.36%/℃(용축기 2차유체 입구온도 30℃인 경우)에서 20% 개선되어 2.69%/℃로 감소되었을 경우의 결과를 나타낸다. 먼저 열전달률의 변화에 의한 영향에 살펴보면, 열전달률이 20% 향상될 경우, 축열률은 82%로 증가하지만 기존의 축열률에 비해 5%정도밖에 개선 효과가 없으며, 열전달률 향상 정도에 비해 상당히 작은 것을 알 수 있다. 축열운전시 냉동기의 평균 성적계수는 열전달률의 변화에 거의 관계없이 0.73 정도로 일정한 것을 알 수 있다. 한편 증발기 출구온도의 감소에 의한 냉동기 용량저하율이 20% 개선되었을 경우를 살펴보면, 기존의 축열조에 대하여 축열률이 85%로 증가함을 알 수 있다. 이 경우에도 축열조의 용량은 원하는 축열량보다 18% 정도 크게 선정하여야 한다. 평균성적계수는 반대로 4%가량 감소하였는데, 이는 축열운전 조건에서의 냉동기 용량이 증가함에 따라 상대적으로 낮은 온도에서 축열운전이 진행되기 때문이다.

5. 결 론

빙축열시스템의 주요 구성요소인 냉동기와 빙축열조에 대한 성능시험을 실시하여, 실제 운전조건에서의 성능분석과 열전달해석 등을 통해 각 구성요소의 열적특성을 파악하였으며, 실측한 열적특성에 근거

하여 빙축열시스템의 축열운전 과정을 해석하였다. 냉동기의 냉열출력과 성적계수는 증발기측 2차유체 출구온도가 감소함에 따라 저하하며, 축열조의 총괄열 전달률은 축열이 진행되어, 얼음의 두께가 증가함에 따라 감소한다. 축열조의 브라인 입구온도는 냉동기의 냉열출력과 축열조의 축열진행률이 평형을 이루는 곳에서 결정되며, 전술한 바와 같이 냉동기와 축열조의 열적 특성으로 인하여, 축열이 진행됨에 따라 지속적으로 낮아진다. 이에 따라 축열조에 대한 냉동기의 상대적인 용량이 클수록 낮은 온도에서 축열이 이루어져, 축열운전 효율이 감소하며, 결과적으로 냉동기의 공칭용량이 증가할수록 축열조의 최대 축열률은 증가하지만, 그 증가율은 냉동기 공칭용량의 증가율보다 작게 된다. 더욱이 냉동기 증발기측 2차유체 출구온도의 최소값과 최소 부하율이 존재할 경우, 냉동기의 공칭용량이 증가할수록 축열운전이 빨리 종료되는 경우가 생겨서, 축열조의 최대 축열률이 냉동기의 공칭용량이 증가할수록 감소하게 되기도 한다. 이러한 두가지 요인에 의해서, 축열운전 종료시 축열조의 축열률이 최대가 되는 냉동기의 공칭용량이 존재하며, 냉동기의 공칭용량이 이보다 작거나 크면, 축열률이 감소한다.

한편 주간 냉방운전시 냉동기와 축열조를 병렬운전하는 경우 축열조의 부하분담률을 크게 하기 위해서는, 작은 용량의 냉동기를 사용하여야 하는데, 축열조에 비하여 냉동기의 공칭용량이 감소할수록 축열조의 최대 축열률이 감소하므로, 주간에 필요한 냉열량을 저장하기 위해서는 필요량보다 큰 용량의 축열조를 설치하여야 한다. 본 연구에서 대상으로 한 축열조의 경우, 축열조의 부하분담률이 40%일 때, 축열조의 최대 축열률이 77%이므로, 축열조의 용량은 필요한 축열량보다 30%가량 커야 한다. 축열조의 열전달성능과 증발기온도 감소에 따른 냉동기 성능의 저하율이 개선되면, 축열조의 최대 축열률이 증가하기는 하지만, 정성적인 경향이 크게 변화하지는 않는 것으로 밝혀졌으며, 이에 따라 본 연구의 결과가 본 연구에서 대상으로 한 빙축열시스템에 국한된 문제가 아니며, 일반적인 특성임을 알 수 있다. 따라서 빙축열시스템의 축열조 용량 선정시, 냉동기와 축열조의 열적 특성을 고려하여, 축열조의 최대 축열률을 산정하여야 하며, 최대 축열률을 감안하여 축열조 용

량을 필요한 축열열량보다 크게 선정하는 것이 필요하다.

참 고 문 헌

1. 한국전력공사, 1998, 한국전력공사 홈 페이지 (www.kepco.co.kr)/전력통계/발전통계/발전실적 추이.
2. 임동현, 1998, "전력수요관리와 축냉시스템", 냉동공조기술, Vol. 15, No. 4, pp. 34~41.
3. Ryu, H. W., Hong, S. A., Shin, B. C., and Kim, S. D., 1991, "Heat transfer characteristics of cool-thermal storage systems", Energy, Vol. 16, No. 4, pp. 727~737.
4. Kim, C.-J., Ro, S. T., Lee, J. S., and Kim, M. G., 1993, "Two-dimensional freezing of water filled between vertical concentric tubes involving density anomaly and volume expansion", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, No. 10, pp. 2647~2656.
5. 윤정인, 김재돌, 금중수, 추미선, Kamato, Y., Kato, T., 1997, "과냉각을 동반하는 물의 동결현상에 관한 실험", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 101~111.
6. 김동환, 김동춘, 김일경, 김영기, 임장순, 1997, "수직원통형 빙축열조내 외향용융과정시 열전달 특성에 관한 연구", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 171~179
7. Braun, J. E., 1992, "A comparison of chiller-priority, storage-priority, and optimal control of an ice-storage system", ASHRAE Trans, Vol. 98, part 1, pp. 893~902.
8. Simmonds, P., 1994, "A comparison of energy consumption for storage priority and chiller priority for ice-based thermal storage systems", ASHRAE Trans., Vol. 100, part 1, pp. 1746~1753.
9. Carey, C. W., Mitchell, J. W., and Beckman, W. A., 1995, "The control of ice-storage systems", ASHRAE Trans., Vol. 101, part 1, pp. 1345~1352.

10. Kintner-Meyer, M and Emery, A. F., 1995, "Cost optimal analysis and load shifting potentials of cold storage equipment", ASHRAE Trans., Vol. 101, part 2, pp. 539~548.
11. 유제인, 강한기, 1998, "축냉식 냉방시스템의 기술개발 현황", 냉동공조기술, Vol. 15, No. 4, pp. 42~49.
12. Jekel, T. B., Mitchell, J. W., and Klein, S. A., 1993, "Modeling of ice-storage tanks", ASHRAE Trans., Vol. 99, part 1, pp. 1016~1024.
13. Vick, B., Nelson, D. J., and Yu, X., 1996, "Modeling of an ice-on-pipe brine thermal storage component", ASHRAE Trans., Vol. 102, part 1, pp. 45~54.
14. Neto, J. H. M. and Krarti, M., 1997, "Deterministic Model for an internal melt ice-on-coil thermal storage tank", ASHRAE Trans., Vol. 103, part 1, pp. 113~124.
15. Nelson, D. J., Vick, B., and Yu, X., 1996, "Validation of the algorithm for ice-on-pipe brine thermal storage systems", ASHRAE Trans., Vol. 102, part 1, pp. 55~62.
16. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and air conditioning, McGraw-Hill, Inc.
17. 이대영, 정성훈, 강병하, 홍희기, 1998, "스크류 압축식 냉동기의 성능향상에 관한 실험적 연구", 공기조화 냉동공학 논문집, 제11권, 제1호, pp. 48~60.
18. ASHRAE, 1994, ASHRAE Handbook : Refrigeration, Systems and applications, chap. 7, ASHRAE Inc.