

관외 빙착형 빙축열시스템의 운전방식에 따른 최소용량 비교

Comparative analysis of the minimum capacity of an ice-on-coil thermal storage system for various operation strategies

이 대 영*, 정 성 훈*, 강 병 하*
D.-Y. Lee, S.-H. Jung, B. H. Kang

Key words: Ice storage system(빙축열시스템), Charge operation(축열운전), Discharge operation(방열운전), Operation strategy(운전방식), Operation cost(운전경비)

ABSTRACT

An ice storage cooling facility with cooling capacity of 150 kW has been constructed for the purpose of developing optimal design and control strategy for an ice storage system. As the first step to this purpose, a computer program has been developed to simulate the operation of the ice storage system and examined precisely by comparing the results with those measured from the test facility. With the simulation program verified from the comparison, a design procedure has been developed to determine the minimum capacity required for each operation strategy available commercially. It is shown that the minimum sizes of the chiller and the storage tank are strongly dependent on the control strategy, i.e., chiller priority or storage priority, but less affected by the arrangement method, i.e., chiller upstream or chiller downstream.

기 호 설 명

A : 축열조의 총 열전달면적 [m^2]	Q : 열전달량 [kW]
a_i : 식(3)의 비례상수	Q_0 : 축열조의 공칭 방열량을 냉방시간 동안 전부 방열할 때의 시간평균 열전달량 [kW]
C_L : 냉동기의 부하율	q : 무차원 열량, $q = Q/Q_{l,avg}$
C_T : 운전 온도조건 변화에 따른 냉동기 냉열 출력의 변화	r : 전체유량에 대한 축열조 유입유량의 비율
COP: 냉동기의 성능계수	r_0 : r 의 최대값
c_p : 순환유체의 정압비열 [kJ/kg°C]	s : 식(6)으로 정의되는 무차원 용량
E_L : 냉동기 부하율 변화에 따른 냉동기 성능계수의 변화	T : 온도 [°C]
E_T : 운전 온도조건 변화에 따른 냉동기 성능계수의 변화	ΔT_i : 순환유체의 냉방 공급온도와 환수온도 사이의 평균적인 차이 [°C]
\dot{m} : 순환유체 유량 [kg/s]	t : 시간 [s]
	Δt : 냉방운전시간 [s]
	U : 축열조의 총괄열전달계수 [kW/m ² °C]
	W : 냉동기의 사용전력[kW]
	w : 무차원 냉동기 사용전력

* 정회원, 한국과학기술연구원

그리스 문자

- θ : 방열량 [kJ]
 θ : 방열률 또는 축열률
 σ : 부하분담률
 τ : 무차원시간

하첨자

- avg* : 평균
cond : 냉동기의 응축기
c : 축열조 축열
d : 축열조 방열
d0 : 최대유입 유량조건에서의 축열조 방열
eva : 냉동기의 증발기
full : 전부하
in : 입구
l : 냉방부하
max : 방열운전 또는 축열운전 종료시 최종값
min : 냉동기의 최소부하 운전
nom : 공칭값
out : 출구
part : 부분부하
r : 냉동기
ret : 부하로부터의 순환유체 환수
s : 축열조
sup : 부하측으로의 순환유체 공급

1. 서론

빙축열시스템은 심야시간에 냉동기를 가동하여, 얼음의 형태로 냉열을 저장하였다가 주간 냉방에 활용하는 냉방시스템으로, 주간 냉동기의 사용을 전력부하가 적은 심야시간으로 이전함으로써, 국가적으로는 전력수급의 안정화에 기여하고, 건물주로서는 냉방설비 운전비용 감소의 경제적 이득을 얻을 수 있다.⁽¹⁾

빙축열시스템은 크게 전부하 축열방식과 부분부하 축열방식으로 구분할 수 있는데, 국내에 보급되고 있는 빙축열시스템은 전부하 축열방식에 비해 축열조와 냉동기 용량을 줄여, 설치비용을 절감할 수 있는 부분부하 축열방식이 대부분이다.⁽²⁾ 한편 부분부하 축열방식은 냉방운전시 냉동기와 축열조의 제어방식에 따라 기저부하를 냉동

기가 담당하고 변동부하를 축열조의 방냉을 이용하여 처리하는 냉동기우선 방식과, 그 반대인 축열조우선 방식으로 구분할 수 있다.⁽²⁾

각 방식을 적용한 빙축열시스템은 운전특성이 상이하고, 나름대로의 장단점을 가지고 있으며, 설계 업체마다 경험적으로 선호하는 방식이 달라 두가지 방식이 혼용되고 있다. 그러나 실수요자에게 있어서 빙축열시스템의 가장 큰 장점은 냉방설비의 운전비용을 감소시킬 수 있다는 것이므로, 이러한 관점에서 두 방식의 경제성 비교에 많은 연구가 이루어져 왔다.

Rawlings⁽³⁾와 Spethmann⁽⁴⁾은 빙축열시스템 제어방식 간의 경제성 비교에 있어서, 전력요금체계가 가장 큰 영향을 주는 요인임을 밝혔으며, 전력요금체계에 따라 가장 경제적인 제어방식이 달라짐을 보였다. Braun⁽⁵⁾과 Simmonds⁽⁶⁾는 기존의 빙축열시스템에 여러가지 제어방식을 적용한 경우를 시뮬레이션하고, 연중 운전경비가 제어방식에 따라 달라짐을 보였다. 이들의 연구는 빙축열시스템의 설계 및 운전에 있어서 핵심이 되는 요인들을 밝힘으로써 빙축열시스템의 운전특성의 정성적 이해에 기여한 바가 크다. Kintner-Meyer 등⁽⁷⁾과 Carey 등⁽⁸⁾은 각각 전력요금체계와 냉방부하 변동 패턴에 따라 빙축열시스템의 주요 구성요소인 냉동기와 축열조의 설계용량이 달라짐을 보였으며, 빙축열시스템의 최적설계에 대하여 논의하였다.

진술한 연구를 포함한 빙축열시스템과 관련된 대부분의 연구⁽³⁻¹⁰⁾에 있어서 시뮬레이션을 이용한 기법이 주로 이용되고 있지만, 해석결과를 빙축열시스템의 실제 운전결과와 비교한 연구는 거의 없으며, 시뮬레이션에 이용된 해석모델의 엄밀성은 차치하더라도, 시뮬레이션의 정확성 및 신뢰성이 실험적으로 검증된 예가 거의 없다. 그 결과 시뮬레이션 기법은 주로 빙축열시스템의 정성적인 특성을 예측하는 데에만 이용되고 있으며, 빙축열시스템의 설계나 개선에 연구 결과를 직접적으로 적용한 예는 찾아보기 어렵다. 빙축열시스템에 대한 실험적 연구가 미흡한 것은, 통상적으로 중대형 냉방시스템에 적용되고 있는 빙축열시스템의 유량, 온도, 전력사용 등 운전자료를 실제 시스템의 운전으로부터 정확하게 측정하는 것이 매우 어렵기 때문이다.

본 연구에서는 각각 1대의 냉동기와 축열조로 구성된 냉방용량 150kW급의 실험목적 전용의 빙축열시스템을 설계 및 설치하고, 빙축열시스템의 주요 구성요소인 냉동기와 축열조의 열적특성에 대한 현장 성능시험을 실시하였으며, 빙축열시스템의 실제 운전자료를 정밀하게 취득하였다. 성능시험에 근거한 냉동기와 축열조의 열적특성을 고려하여 빙축열시스템의 운전 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며, 실제 운전결과와 비교하여 시뮬레이션의 정확성을 검증하였다. 실험결과와의 비교를 통해 신뢰성이 확보된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여, 여러가지 기존의 운전방식을 적용한 각각의 경우에 대한 빙축열시스템의 최적설계를 수행하였으며, 각 운전방식의 최적설계결과를 비교하였다. 본 연구에서 최적설계는 설계기준 냉방부하와 축열조 부하분담률의 두가지 설계조건을 만족시키는 축열조와 냉동기의 최소용량을 구하는 것으로, 이러한 설계방법은 설계여유를 고려하지 않기 때문에 설계에 직접 적용되는 예는 거의 없지만, 안전율을 고려하기 전의 기준이 되는 설계용량을 파악하고, 빙축열시스템과 빙축열시스템이 아닌 일반시스템 사이의 비교, 또는 빙축열시스템 운전방식 사이의 비교 등을 위하여 필수적이다.

2. 빙축열시스템 성능실험 장치

부분부하 축열방식은 서론에서 언급한 제어방식에 따른 구분 이외에, 냉동기와 축열조의 배치 방식에 따라 냉동기상류 방식과 냉동기하류 방식으로 구분할 수 있다.⁽²⁾ 결과적으로 제어방식과 배치방식에 의하여, 동일한 냉동기와 축열조에 대하여 4가지 운전방식이 가능하다. 이 4가지의 운전방식은 각기 나름대로의 장단점을 가지고 있으나, 각 운전방식에 대한 엄밀한 경제성 비교가 이루어진 적이 없으며, 설계 업체마다 경험적으로 선호하는 방식이 달라 현재 이 4가지 방식이 모두 혼용되고 있는 실정이다.

본 연구에서는 빙축열시스템 시뮬레이션의 정확성을 실험적으로 검증하여 신뢰성을 향상시키며, 여러가지 운전방법의 성능을 실험적으로 비교하기 위하여 연구목적 전용의 빙축열시스템을 설계, 설치하였다. 본 연구에서 설치한 빙축열시스템은 여러가지 운전방식의 적용이 가능하도록

설계하였으며, 보일러를 이용하여 공조부하를 모사할 수 있도록 하여, 각 운전방식에 대하여 동일한 변동 패턴을 가지는 공조부하를 적용할 수 있도록 함으로써, 운전방식 간의 공정한 비교가 가능하도록 하였다.

Fig. 1은 본 연구에서 설치한 빙축열시스템의 개략도를 나타내며, 각 구성요소의 사양을 Table 1에 나타내었다. 냉동기는 공칭용량 92.4 kW의 스크류 압축식이며, 축열조는 공칭축열량 1584 MJ의 관외빙착형이다. 관외빙착형 축열조는 국내외에서 가장 널리 사용되는 축열조 형식이다.^(1,8) 냉동기상류 방식과 하류 방식을 동시에 시험할 수 있도록 배관 시스템을 구성하였으며, 배치방식의 전환은 배관의 분기점마다 설치된 자동밸브의 조작에 의하여 가능하다. Fig. 1은 빙축열시스템이 냉동기상류 방식으로 운전될 경우의 유로구성 및 유량제어 밸브의 개폐상태를 나타내는 것으로, 그림에서 밸브를 나타내는 기호가 검게 칠해진 것이 열려진 상태에 있는 밸브이다. 냉동기 우선 방식과 축열조우선 방식의 운전은 축열조로 유량을 제어하는 방법에 따라 구분되며, 3.3.2절에 상세하게 설명하였다. 각 배관으로의 유량은 자동밸브의 개도조절 및 펌프 회전수제어를 통하여 가능하다. 순환회로의 각 지점에는 온도계, 유량계, 압력계 등의 계측기를 설치하여 시스템의 운전상태를 감시하며, 피드백 제어에 이용할 수 있도록 하였다.

보일러의 열출력은 이대영 등⁽¹¹⁾의 연구에서와 같이 연속적인 제어가 가능하도록 하여, 원하는 임의 형태의 일일 냉방부하 변동 패턴을 적용할 수 있도록 하였다. 또한 냉각탑 송풍기의 회전수와 비산수 펌프의 개폐를 제어함으로써 냉동기의 응축기 냉각수 온도를 제어할 수 있도록 하여,

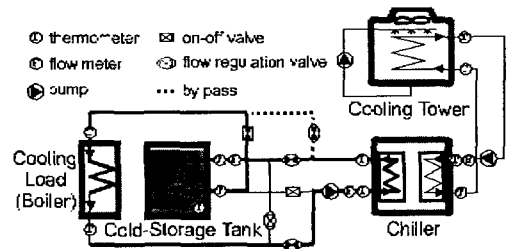


Fig. 1 Performance testing facility for an ice storage system in chiller upstream mode.

외기온도 변화에 따른 냉각수 온도 변화를 모사할 수 있도록 하였다.

3. 시스템 시뮬레이션

3.1 각 구성요소의 열적특성

빙축열시스템 시뮬레이션의 정확성은 온도, 유량 등 운전변수에 대한 각 구성요소의 열적특성의 관계를 얼마나 정확하게 모사할 수 있는가와 직접적 연관이 있다. 본 연구에서 대상으로 한 빙축열시스템은 이대영 등⁽¹²⁾의 연구에서 대상으로 한 시스템과 동일하므로, 냉동기의 특성 및 빙축열조의 축열특성은 이대영 등⁽¹²⁾의 연구에서 실험적으로 구한 것을 그대로 이용하였으며, 본 연구에서는 빙축열조의 방열특성만을 실험하였다.

먼저 빙축열조를 축열률 93%까지 최대한 축열한 후,⁽¹²⁾ 냉동기는 가동하지 않은 상태에서 축열조의 입구온도와 유입유량을 설정값으로 일정하게 유지하면서 축열조를 방열운전하였다. 방열운전이 진행됨에 따른 축열조 출구온도의 변화를 측정하여, 이대영 등⁽¹²⁾이 축열운전 시의 열전달계수를 추산한 것과 동일한 방법으로 방열운전 시의 총괄열전달률 UA의 변화를 구하였다. 방열

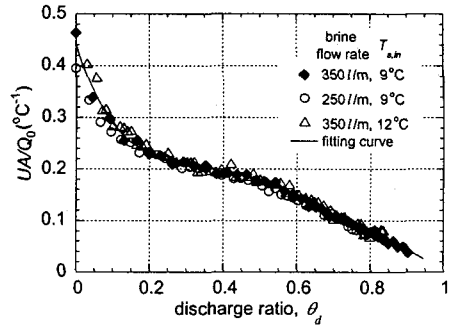


Fig. 2 Discharge heat transfer rate of the ice storage tank.

이 진행됨에 따른 총괄열전달계수의 변화를 Fig. 2에 나타내었으며, 그림에서 횡축과 종축은 각각 UA/Q₀와 θ_d 로 취하였다. Q₀와 θ_d 의 정의는 다음과 같다.

$$Q_0 \equiv \Theta_{nom} / \Delta t, \quad \theta_d \equiv \Theta / \Theta_{nom} \quad (1)$$

위식에서 Θ_{nom} 은 축열조의 공칭최대 방열량이며, Δt 는 방열운전시간을 의미한다. 본 연구에서는 오전 8시부터 오후 6까지의 10시간을 방열운전시간으로 하였다. 축열조의 방열량 Θ 는 다음식과 같이 축열조가 흡수한 열량 Q_d의 적분으로부터 구

Table 1 Ice storage system configuration

Chiller	compressor	single stage screw compressor
	condenser	shell-and-tube type, coolant flow rate : 450l/min
	evaporator	shell-and-tube type, chilled water flow rate : 400l/min
	nominal capacity	92.4kW (coolant inlet temp. 32°C, chilled water outlet temp. 7°C)
	nominal COP	2.92 (coolant inlet temp. 32°C, chilled water outlet temp. 7°C)
	part load control	continuous control between 25~100% of full load capacity
Ice storage tank	type	ice on coil
	dimension	1.66×2.42×2.08m
	heat transfer area	178m ² (based on the external surface of the heat transfer coil)
	brine flow rate	typical - 350l/min
	nominal capacity	125Rthr (1584MJ)
Boiler	nominal capacity	174kW (can be reduced to 80kW by installing a smaller nozzle)
	load control	continuous control between 55~100% of maximum capacity
Working fluid		water and ethylene-glycol mixture - 75/25 by volume
Flow meter		vortex shedding type, 30~1300l/min, ±1%Rdg.
Thermometer		T-type thermocouple, ±0.05°C

할 수 있다.

$$\Theta = \int_0^t Q_d dt \quad (2)$$

물리적으로 θ_d 는 축열조의 방열률이며, Q_0 는 축열조의 공칭 방열량을 주간 냉방운전시간 동안 전부 방열하기 위해 필요한 시간평균 열전달량을 의미한다. 따라서 UA/Q_0 는 T^{-1} 의 차원을 가지며, 이대영 등⁽¹²⁾이 밝힌 바와 같이, UA/Q_0 는 축열조의 용량에 관계없이 축열조의 열전달 특성만에 의하여 결정된다.

Fig. 2로부터 방열이 진행될수록 총괄열전달계수가 감소하는 것을 알 수 있는데, 이는 방열이 진행되어 얼음이 녹을수록 전열관과 얼음사이의 거리가 멀어지고, 그 사이에 채워진 물에 의한 열저항이 점차 커지기 때문이다.⁽¹³⁾ Fig. 2로부터 총괄열전달계수는 브라인의 유량 및 입구온도 변화에 거의 관계없이 축열량에만 의존하는 것을 알 수 있는데, 이는 실험조건의 유량범위에서 전열관 내의 Reynolds수가 300~500정도⁽¹²⁾로 층류영역에 속하여 유량 변화에 따른 관내 대류열저항의 변화가 거의 없고, 전열관과 얼음 사이의 환형 물기둥의 높이가 1.8 m, 수력직경이 최대 1.7 cm(얼음이 다 녹았을 경우)로 총횡비가 상당히 크기 때문에, 자연대류보다는 전도에 의한 열전달이 지배적이어서 입구온도 변화에 의한 영향이 나타나지 않은 것으로 분석된다.⁽¹⁴⁾ 따라서 축열량변화에 따른 총괄열전달률 변화의 곡선맞춤식을

$$UA/Q_0 = \sum_{i=0}^4 a_i \theta_d^i \quad (3)$$

와 같이 방열량만의 함수로 구하였으며, Fig. 2에 함께 나타내었다.

3.2 에너지 및 열전달 관계식

방열과정의 해석과 관련된 식들을 무차원화하기 위하여 다음의 무차원변수들을 정의한다.

$$\begin{aligned} q_i &= Q_i / Q_{l,avg}, & q_d &= Q_d / Q_{l,avg}, \\ q_r &= Q_r / Q_{l,avg}, & w_r &= W_r / Q_{l,avg} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\tau = t / \Delta t \quad (5)$$

$$s_s = Q_0 / Q_{l,avg}, \quad s_r = Q_{r,nom} / Q_{l,avg} \quad (6)$$

위식에서 $Q_{l,avg}$ 는 냉방부하의 평균값을 의미하며, q_i, q_d, q_r, w_r 은 각각 냉방부하의 평균값에 대한 냉방부하, 축열조 열전달량, 냉동기 열전달량, 냉동기 소요동력의 비를 나타낸다. 또한 s_s 와 s_r 은 각각 축열조와 냉동기의 공칭용량을 냉방부하의 평균값으로 나눈 무차원 용량을 의미한다.

식(4)~(6)을 이용하여, 축열조의 열전달에 관련된 식들을 무차원화하여 정리하면 다음과 같다.

$$q_d = r \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{\Delta T_l} \quad (7)$$

$$q_d = s_s \frac{UA}{Q_0} \frac{T_{s,in} - T_{s,out}}{\ln(T_{s,in} / T_{s,out})} \quad (8)$$

$$\theta_d = \frac{1}{s_s} \int_0^\tau q_d d\tau \quad (9)$$

위식에서

$$\begin{aligned} r &= \dot{m}_s / \dot{m}_l \quad (0 \leq r \leq 1), \\ \Delta T_l &= Q_{l,avg} / \dot{m}_l c_p \end{aligned} \quad (10)$$

이며, 각각 냉방부하측의 총 순환유체 유량에 대한 축열조 유입유량의 비와 냉방부하측으로의 순환유체 공급온도와 환수온도 사이의 평균 온도차를 나타낸다. 한편 냉동기의 열전달량은 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_r = \frac{T_{eva,in} - T_{eva,out}}{\Delta T_l} \quad (11)$$

$$q_r = s_r C_T C_L,$$

$$w_r = \frac{s_r}{COP_{nom}} \frac{C_T C_L}{E_T E_L} \quad (12)$$

식(12)의 C_T, C_L, E_T, E_L 은 각각 다음의 식

$$\begin{aligned} C_T &\equiv \frac{Q_{r,full}}{Q_{r,nom}}, & C_L &\equiv \frac{Q_{r,part}}{Q_{r,full}}, \\ E_T &\equiv \frac{COP_{full}}{COP_{nom}}, & E_L &\equiv \frac{COP_{part}}{COP_{full}} \end{aligned} \quad (13)$$

으로 정의된다. 위식에서 첨자 *nom*, *full*, *part*는 각각 기준 운전조건(응축기 입구온도 32°C, 증발기 출구온도 7°C)에서의 공칭값, 전부하, 부분부하를 의미한다. C_T 와 E_T 는 냉동기가 전부하운전될 때 운전 온도조건의 변화에 따른 냉열출력과 성능계수의 변화를 공칭용량과 공칭성능계수에 대한 비로 나타낸 것이며, E_L 은 부분부하운전에 따른 성능계수의 변화를 의미한다. 이대영 등⁽¹²⁾의 연구에서 보인 바와 같이 C_T 와 E_T 는 냉동기의 응축기와 증발기 측 순환유체 온도의 함수로 나타낼 수 있으며, E_L 은 냉동기의 운전율 C_L 만의 함수로 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 이 함수들을 이대영 등⁽¹²⁾이 실험으로 구한 값을 이용하였다. 한편 축열조 열전달량과 냉동기 열전달량의 합은 냉방부하와 같으므로 다음식이 성립한다.

$$q_l = q_d + q_r \quad (14)$$

$$q_l = (T_{ret} - T_{sup}) / \Delta T_l \quad (15)$$

식(15)에서 T_{sup} 와 T_{ret} 는 각각 냉방부하로의 냉수 공급온도와 환수온도를 의미한다.

위 식들에서 s_s , s_r , q_l , ΔT_l , T_{sup} 은 설계변수로서 주어지는 값들이며, $T_{s,in}$, $T_{s,out}$, $T_{eva,in}$, $T_{eva,out}$, T_{ret} , q_d , q_r , r , θ_d , C_L 은 운전변수로서 시뮬레이션을 통하여 구하여야 하는 값들이다. 이들을 구하기 위해서는 식(7)~(9), (11), (12), (14), (15) 이외에 3개의 식이 더 필요하며, 이 식들은 빙축열시스템의 배치 및 제어방법에 따라 다르게 표현된다.

3.3 배치 및 제어방법의 수식화

3.3.1 배치방법

냉동기상류 방식의 경우, 냉동기의 증발기 입구온도 $T_{eva,in}$ 은 냉방부하로부터의 환수온도로 주어지며, 냉동기 증발기 출구온도는 축열조의 입구온도가 된다.

$$T_{eva,in} = T_{ret} \quad (16a)$$

$$T_{s,in} = T_{eva,out} \quad (17a)$$

냉동기하류 방식의 경우는 다음과 같다.

$$T_{s,in} = T_{ret} \quad (16b)$$

$$T_{eva,in} = r T_{s,out} + (1-r) T_{s,in} \quad (17b)$$

3.3.2 제어방법

냉동기우선 방식의 경우, 냉방부하가 냉동기의 최대열전달량(최대 냉열출력)보다 클 경우에는 냉동기가 전부하로 운전되고, 나머지를 축열조가 담당하며, 냉방부하가 냉동기의 최대열전달량보다 작을 경우에는 냉동기를 부분부하운전하여 냉동기만으로 냉방을 공급한다.

$$\begin{aligned} q_{r,full} < q_l : q_r &= q_{r,full} \\ q_{r,full} > q_l : q_r &= q_l \end{aligned} \quad (18)$$

축열조우선 방식의 경우는 냉동기우선 방식의 경우보다 상당히 복잡하며, 실질적으로 여러가지 제어방법이 가능하다. 우선 축열조의 방열에 의한 열전달량을 냉방운전시간동안 일정하게 유지하는 방법을 고려할 수 있다. 그러나 이러한 방법은 Fig. 2에서 볼 수 있는 바와 같이 축열조의 총괄열전달계수가 방열률이 증가할수록 감소하여, 방열말기에 가서는 매우 작아지기 때문에, 냉방운전 말기에 일정한 열전달량을 공급할 수 없거나, 아니면 축열량을 충분히 활용하지 못하게 되는 단점이 있다. 또 다른 방법으로는 축열조로의 유입유량을 일정하게 제어하는 방법이 있으며, 이 경우 축열조의 열전달량이 방열이 진행될수록 감소하지만, 축열조의 축열량을 최대한 이용할 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 후자의 방법을 적용하여 시스템을 운전하는 것으로 가정하였다. 이 경우 축열조의 열전달량은 주어진 유입유량과 방열률에 의하여 결정되며, 냉동기는 부하율을 제어하여, 냉방부하에서 축열조의 열전달량을 제외한 만큼의 열량을 공급한다. 이때 냉동기의 부하율이 아주 작아지는 경우가 발생할 수 있는데, 통상적으로 냉동기의 최소 부하율이 존재하여, 부하율이 이 이하가 되면 냉동기가 정지하게 되므로, 축열조만으로는 냉방을 공급하지 못하게 되는 상황이 발생할 수 있다. 따라서 이 경우에는 냉동기를 최소 운전율로 부분부하 운전하고, 축열조의 유입유량을 감소시켜 냉방부하를 공급하도록 하였다. 한편 주어진 유입유량에 대한 축열조의 열전달량

이 냉방부하보다 클 경우에는 축열조 단독운전이 가능하므로 냉동기를 정지시키며, 축열조 유입유량을 감소시켜 냉방부하만큼의 열전달량을 공급한다.

전술한 제어방법을 수식화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q_{d0} < q_l - q_{r,min} & : & q_d = q_{d0} \\ q_l - q_{r,min} \leq q_{d0} \leq q_l & : & q_r = q_{r,min} \quad (18b) \\ q_{d0} \geq q_l & : & q_d = q_l \end{aligned}$$

위식에서 q_{d0} 는 주어진 일정유량이 유입될 때의 축열조 열전달량으로, 방열이 진행됨에 따라 점차 작아지며, $q_{r,min}$ 은 냉동기가 최소 부하로 운전될 때의 냉동기 열전달량이다. 이 두 인자는 다음의 식으로 정의된다.

$$q_{d0} = r_0 \frac{T_{s,in}}{\Delta T_l} \times \left[1 - \exp\left(-\frac{UA}{Q_0} \frac{s_s}{r_0} \Delta T_l\right) \right] \quad (19)$$

$$q_{r,min} = s_r C_T C_{L,min} \quad (20)$$

위에서 r_0 는 설계값으로 주어진 축열조 최대 유입유량으로 $0 \leq r_0 \leq 1$ 의 값을 가지며, $C_{L,min}$ 은 냉동기의 최소 운전율이다. 식(19)는 식(7), (8)에서 $r=r_0$ 인 조건으로부터 유도된다.

3.4 시뮬레이션 방법

공조부하 산정과정을 통해 빙축열시스템을 설치할 건물의 냉방부하 q_l 을 구하고, 냉동기와 축열조의 용량 s_r 과 s_s 를 가정하면, 식(7)~(9), (11), (12), (14)~(18)의 10개의 식을 이용하여, 냉방운전시간 $0 < \tau < 1$ 동안 10개의 미지수 $T_{s,in}$, $T_{s,out}$, $T_{eva,in}$, $T_{eva,out}$, T_{ret} , q_d , q_r , r , θ_d , C_L 의 변화를 구할 수 있으며, 가정한 냉동기 및 축열조의 용량으로 냉방운전이 가능한 지를 검사할 수 있다. 이 때 빙축열시스템의 배치 및 제어방법에 따라 식(16)~(18) 중에서 적절한 수식을 적용한다. 예를 들어 냉동기상류+냉동기우선 방식의 경우 식(16a), (17a), (18a)를 이용한다.

한편 본 연구의 시뮬레이션에서는 부하측으로의 냉수 공급온도 T_{sup} 를 일반적인 냉방시스템과

동일하게 7°C로 하였으며, 냉수유량은 냉방운전 시간동안의 환수온도와 공급온도의 평균적인 차이가 5°C가 되도록 결정하였다. 이 조건은 식(10)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta T_l = 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (21)$$

또한 냉동기의 운전가능한 최소 부하율은 25% ($C_{L,min}=0.25$)로 하였다.

본 연구에서는 각 운전방식에 대한 비교를 위하여, Fig. 3에 나타낸 가상의 부하변동 패턴에 대하여 시뮬레이션을 실시하였다. 이 그림에 나타낸 부하변동은 일일 최대 냉방부하에 대한 평균 냉방부하의 비가 0.8로 일반적인 사무실 건물의 경우에 해당하며, 오후 3시에 최대부하를 가지고, 재실 개시시간인 오전 9시의 1시간 전부터 예냉운전하는 것을 고려하였다. 한편 냉동기의 응축기 냉각에는 주로 냉각탑이 이용되므로, 응축기의 냉각수 입구온도는 외기의 습구온도와 냉각탑의 어프로치(approach)와 관련이 있는데, 본 연구에서는 빙축열시스템의 주요 구성요소인 냉동기와 축열조에 집중하기 위하여, 냉각탑에 대한 고려는 제외하였으며, 냉각수 입구온도가 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 시간에 따라 변화하는 것으로 가정하였다.

3.5 시뮬레이션 결과의 검증

2절에서 언급한 4가지 운전방식에 대한 시뮬레이션을 실시하였으며, 그 결과를 Fig. 1에 나타낸 빙축열시스템 성능실험 장치를 이용한 실험결과

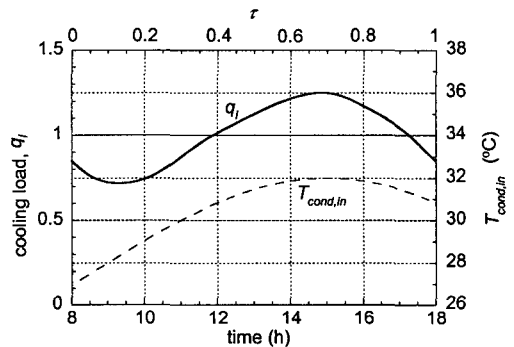


Fig. 3 Cooling load and condenser inlet temperature.

와 비교하였다. 빙축열시스템의 냉방운전에서는 우선 축열조를 최대한 축열한 후, 보일러의 열출력을 제어하여 Fig. 3에 나타낸 냉방부하의 변동을 모사하고, 냉각탑의 송풍기 회전수와 비산수 펌프의 개폐를 제어하여 냉동기 응축기의 냉각수 입구온도를 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 조절하면서, 3.3.2절에 기술한 제어방법을 적용하여 냉동기와 축열조의 열전달량을 제어하였다.

냉동기우선+냉동기상류 방식과 축열조우선+냉동기상류 방식에 대한 비교 결과를 Fig. 4에 나타내었는데, 비교적 두 결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 시뮬레이션과 실험 결과가 정확히 일치하지 않는 것은 시뮬레이션의 부정확성보다는, Fig. 4에서 볼 수 있는 바와 같이 실험의 경우에 있어서 보일러 제어에 의한 냉방부하의 모사가 정밀하지 않았기 때문인 것으로 생각되며, 시뮬레이션의 정확성은 충분히 신뢰할 수 있는 것으로 판단된다.

4. 빙축열시스템의 최적설계

4.1 최적설계 방법

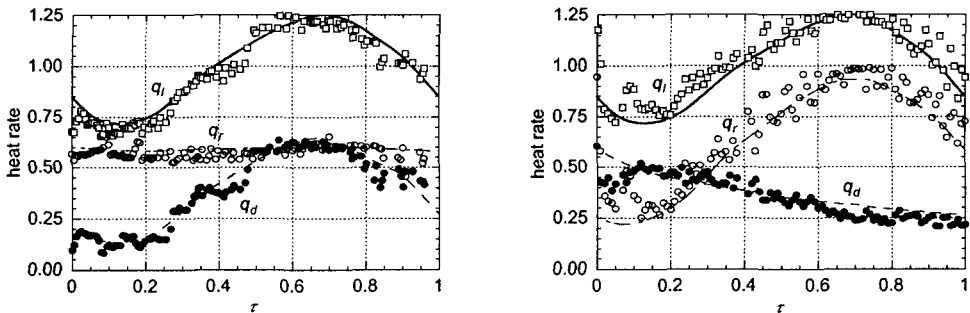
일반적으로 공조시스템의 최적설계는 설계용량을 최소화하여, 초기 투자비를 최소화하고 장비의 운전율을 최대로 유지할 수 있도록 하는 것이다. 이러한 관점에서 볼 때, 빙축열시스템의 최적설계는 설계부하, 축열조의 부하분담률 등 설계조건을 만족시킬 수 있도록, 주요 구성요소인 냉동기와 축열조의 최소 필요용량을 결정하는 것이다. 한편 운전방식에 따라 빙축열시스템의 운전

특성이 달라지므로, 냉동기와 축열조의 최소 필요용량은 운전방식에 따라 달라지게 된다. 본 연구에서는 시뮬레이션을 이용하여 동일한 설계부하와 축열조의 부하분담률에 대한 냉동기와 축열조의 최소 필요용량을 각각의 운전방식의 경우에 대하여 구하였으며, 서로를 비교하였다. 시뮬레이션은 2절에서 언급한 바와 같이,

- 냉동기우선 + 냉동기상류 방식
(Chiller Priority and Chiller Upstream)
- 냉동기우선 + 냉동기하류 방식
(Chiller Priority and Chiller Downstream)
- 축열조우선 + 냉동기상류 방식
(Storage Priority and Chiller Upstream)
- 축열조우선 + 냉동기하류 방식
(Storage Priority and Chiller Downstream)

의 4가지 운전방식에 대하여 수행하였으며, 편의상 각각 CPCU, CPCD, SPCU, SPCD로 표기한다.

최소용량 선정 방법은 우선 축열조의 용량을 결정하고, 냉동기 용량을 가정한 후, 시뮬레이션을 통하여 설계기준냉방부하에 대해서 냉방을 공급할 수 있는가를 확인하고, 냉방운전에서의 축열조 방열량을 축열운전으로 다시 축열할 수 있는지를 검사하여, 두 조건을 동시에 만족하는 최소용량의 냉동기를 결정하는 순서를 따랐다. 축열운전의 시뮬레이션은 이대영 등⁽¹²⁾의 연구결과를 이용하였으며, Fig. 5에 전체 흐름도를 개략적으로 나타내었다. 그림에서 $\theta_{c,max}$ 와 $\theta_{d,max}$ 는 각각 주어진 축열조와 냉동기 용량에 대한 최대 야



(a) chiller priority and chiller upstream (b) storage priority and chiller upstream

Fig. 4 Comparison between measurement and simulation.

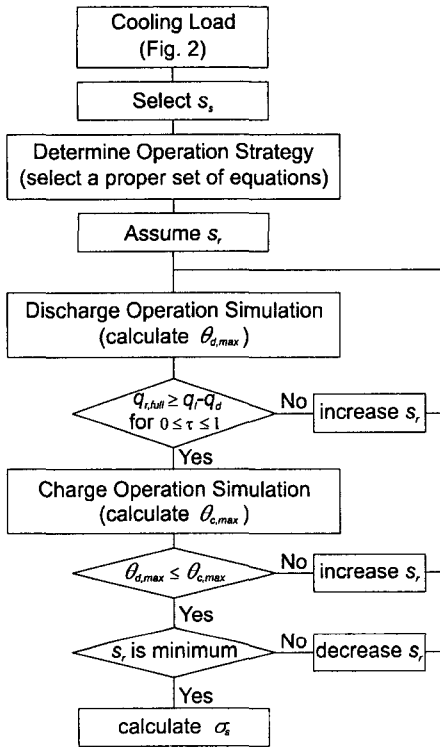
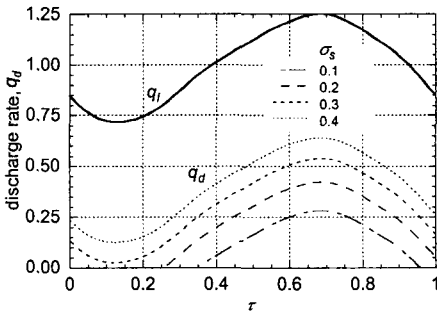


Fig. 5 Program sequence for the optimal design of an ice storage system.

간 축열가능량⁽¹²⁾과 최대 주간 방열량을 의미하며, σ_s 는 축열조의 부하분담률이다. $\theta_{d,max}$ 와 σ_s 는 각각 다음식으로 정의된다.

$$\theta_{d,max} = \frac{1}{s_s} \int_0^1 q_d d\tau \quad (22)$$



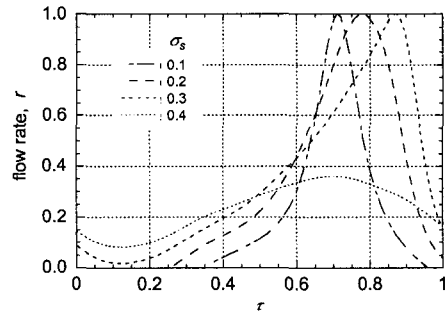
(a) cooling load and discharge rate

$$\sigma_s = s_s \theta_{d,max} \quad (23)$$

4.2 냉동기우선 방식의 최적설계

축열조의 용량을 증가시켜가면서, 냉동기우선 냉동기상류 방식(CPCU)의 최적설계를 수행하였으며, 최적설계 조건에서의 방열운전과정을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)에서 실선은 냉방부하를 나타내며, 점선들은 각각 다른 축열조 부하분담률에서의 축열조 열전달량을 나타낸다. 냉방부하와 축열조 열전달량의 차이는 냉동기에 의하여 공급된다. 축열조의 부하분담률이 증가함에 따라 축열조 열전달량이 점차 증가하며, 축열조 열전달량의 시간변화가 냉방부하의 변동과 거의 유사함을 알 수 있다. 한편 Fig. 6(b)는 축열조 유입 유량의 시간변화를 나타내는데, 유량이 Fig. 6(a)에 나타난 축열조 열전달량을 공급하기 위하여 변동하는 것을 보여준다.

Fig. 7에는 냉동기우선 방식 중 냉동기상류 방식(CPCU)과 하류 방식(CPCD)의 축열조 부하분담률 변화에 따른 냉동기와 축열조의 최소 필요용량의 변화를 나타내었다. 축열조의 부하분담률이 증가할수록, 냉동기의 필요용량은 감소하고 축열조의 필요용량은 증가하는 것을 알 수 있으며, CPCU의 경우가 CPCD의 경우보다 냉동기는 조금 작게, 축열조는 조금 크게 선정되어야 함을 알 수 있다. 이는 CPCU의 경우, 냉동기의 증발기 온도조건이 CPCD의 경우보다 상대적으로 높기 때문에 동일한 공칭용량의 냉동기에 있어서 열출력이 증가하며, 반대로 축열조의 입구온도가 낮아져, 방열성능이 저하하므로 동일한 방열량을



(b) flow rate through the ice storage tank

Fig. 6 Discharge operation with the chiller priority and chiller upstream.

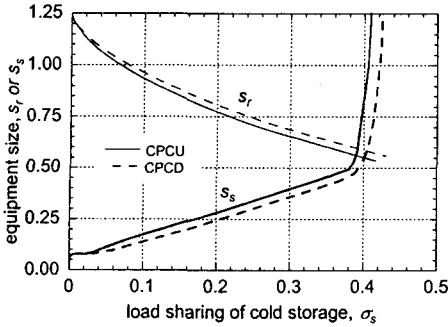


Fig. 7 Optimal sizes of the chiller and the storage tank with chiller priority strategy.

얼기 위해서는 축열조가 크게 선정되어야 하기 때문이다. 한편 부하분담률 0.4 근처에 이르러 축열조의 용량이 증가하여도 부하분담률은 더 이상 증가하지 않고, 수렴하는 것을 볼 수 있다. 이는 냉동기우선 방식은 주간 냉방운전 시 냉동기가 전부하운전하는 것을 전제로 하므로, 축열조 부하분담률이 증가하려면 냉동기의 용량이 감소하여야 하는데, 작은 용량의 냉동기로는 주간에 필요한 축열조 방열량을 심야에 축열할 수 없는 상황이 발생하기 때문이다.

식(23)으로부터 축열조의 최대 방열률 $\theta_{d,max}$ 가 1일 경우, 즉 축열조의 공칭용량만큼 방열이 가능할 경우, $s_s = \sigma_s$ 가 되는 것을 알 수 있는데, Fig. 7에 나타난 축열조의 필요용량은 이보다 상당히 큰 것을 알 수 있으며, 이는 축열조의 공칭용량을 충분히 활용하지 못함을 의미한다. 이러한 사실은 주어진 축열조와 냉동기의 용량으로부터 축열가능한 축열률과 주간 방열률을 나타낸 Fig. 8

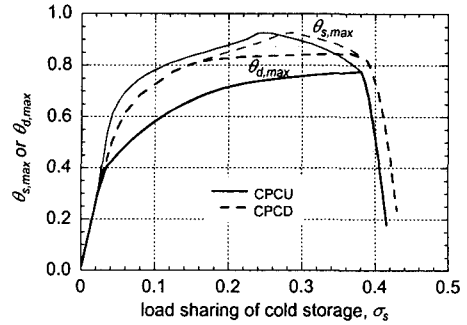
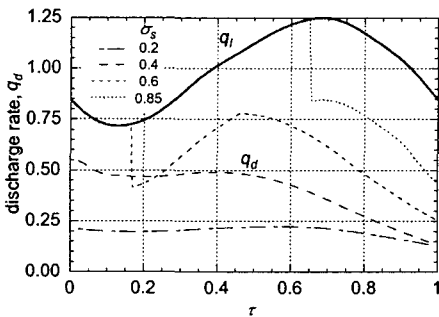


Fig. 8 Maximum charge and discharge ratios with chiller priority strategy.

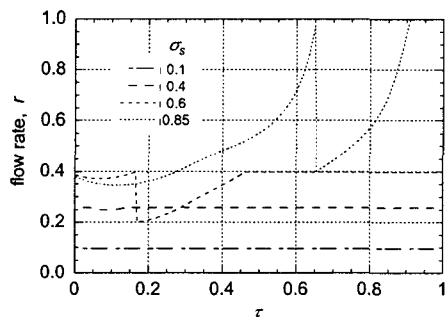
에서 확인할 수 있다. 즉 주간 방열률은 CPCU의 경우 최대 77%, CPCD의 경우 최대 85%로, 100%에 훨씬 미치지 못하며, 더욱이 이 값은 대부분의 부하분담률에서 야간 축열률보다도 작은 것을 알 수 있다. 이는 주간 방열운전에서 야간 축열량을 충분히 활용하지 못함을 의미하며, 주로 방열운전 말기에 나타나는 공조부하의 최대값을 만족시키기 위하여, 축열조가 크게 설계되어야 함을 뜻한다.

4.3 축열조우선 방식의 최적설계

축열조우선 방식 중 냉동기하류 방식의 최적설계 조건에서의 방열운전과정을 Fig. 9에 나타내었다. 축열조 부하분담률 0.2와 0.4의 경우에는 축열조유입유량이 냉방운전 시간 내내 일정하게 유지되며(Fig. 9(b) 참조), 방열이 진행됨에 따라 축열조의 방열량이 점차 감소하는 것을 볼 수 있다. 한편 축열조우선 방식의 경우, 냉동기우선 방



(a) cooling load and discharge rate



(b) flow rate through the ice storage tank

Fig. 9 Discharge operation with the storage priority and chiller downstream strategy.

식과는 달리 축열조의 부하분담률을 0.4이상으로 설계하는 것도 가능하며, Fig. 9에는 축열조 부하분담률이 0.6, 0.8인 경우도 함께 나타내었다. 축열조 부하분담률이 0.6, 0.8인 경우에는 축열조 단독으로 냉방공급이 가능한 구간과 냉동기가 최소부하율로 운전되는 구간이 존재하여, 축열조 유입유량과 축열조 열전달량의 변화가 심해지는 것을 볼 수 있다.

축열조우선 방식에서 축열조 부하분담률 변화에 따른 냉동기와 축열조의 최소 필요용량의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 축열조 부하분담률이 0.4이하일 때는 냉동기우선 방식에서와 마찬가지로, 축열조 부하분담률이 증가함에 따라 냉동기의 용량은 감소하고 축열조의 용량은 증가하지만, 부하분담률이 0.4 이상이 되면 냉동기 용량이 다시 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 부하분담률 0.4이하일 경우에 축열조의 주간 방열량이 상대적으로 작아서, 방열량의 재축열 가능성(Fig. 5의 두번째 조건)보다는 주간 냉방부하의 공급 가능성 여부(Fig. 5의 첫번째 조건)로 냉동기의 용량이 결정되기 때문에, 축열조의 부하분담률이 증가할수록(냉동기의 부하분담률이 감소할수록) 냉동기의 필요용량이 감소하며, 부하분담률이 0.4 이상인 경우에는 반대로, 상대적으로 큰 축열조의 주간 방열량을 심야시간동안 다시 축열할 수 있는 큰 용량의 냉동기가 필요해지기 때문이다.

한편 축열조우선 방식의 경우 냉동기우선 방식과는 달리, $\sigma_s \leq 0.45$ 일 때 냉동기상류 방식(SPCU)의 경우가 오히려 냉동기 필요용량이 큰 것을 볼 수 있는데, 이는 축열조의 방열특성과 관련이 있다. 즉 동일한 공칭용량의 축열조에서,

축열조가 냉동기 하류에 위치하면, 축열조의 방열특성이 저하하여 최대부하시의 축열조 열전달량이 상대적으로 작으므로, 냉방부하를 공급하기 위해서는 냉동기의 용량이 커야만 한다. 또한 SPCD의 경우, 축열조 부하분담률이 0.85 이상이 되면, 냉동기 필요용량이 오히려 감소하는 것을 알 수 있는데, 이는 Fig. 9의 축열조 부하분담률이 0.85인 경우에서 볼 수 있는 바와 같이, 방열말기 축열조유입 유량이 최대유량과 같아져, 유량만으로는 더이상 축열조의 열전달량을 제어할 수 없는 상황이 발생하므로, 필요한 냉방을 공급하기 위해서는 축열조의 총괄열전달계수가 큰 쪽, 즉 축열조의 방열률이 작은 데에서 운전이 이루어져야 하기 때문이다. 이에 따라 축열조의 최대 방열률이 감소하며, 이를 재축열할 냉동기의 필요용량도 감소한다.

4.4 최소용량과 운전비용의 비교

Fig. 7과 Fig. 10을 비교하면, 냉동기와 축열조의 배치방식보다 제어방식에 따라 필요용량의 차이가 큰 것을 알 수 있다. 냉동기우선 방식이 축열조우선 방식에 비해 동일한 부하분담률에 대하여 필요 냉동기 용량이 작은 것을 알 수 있는데(축열조 부하분담률 0.4일 때, 냉동기우선 방식이 축열조우선 방식에 비하여 냉동기 용량이 40% 정도 작음), 이는 주간 최대 냉방부하가 발생하는 시간에 냉동기우선 방식을 적용한 시스템이 축열조의 방열량을 크게 할 수 있으므로, 상대적으로 냉동기 용량이 작아도 되기 때문이다. 한편 축열조 용량은 축열조우선 방식인 경우가 냉동기우선 방식보다 근소하게 작은 것을 알 수 있다.

건물주에게 있어서 빙축열시스템의 큰 장점은 저렴한 심야전력 이용에 의한 냉방설비의 운전비용 감소이므로, 빙축열시스템 설계에 있어서 운전비용의 예측은 매우 중요하다. 본 연구에서는 각 운전방식을 적용하여 최적조건으로 설계된 시스템의 설계부하 조건에서의 운전비용을 비교하였다. 각 운전방식의 운전에 소요된 입력전력에 대한 비용을, Table 2에 나타난 98년 현재 한국전력의 심야전력요금체계⁽¹⁵⁾를 적용하여 구하였다. 냉수의 순환유량은 운전방식에 관계없이 일정하며(식(10)과 (21) 참조), 냉각탑 소요동력은 일반적으로 냉동기 소요동력에 비례하므로, 냉동

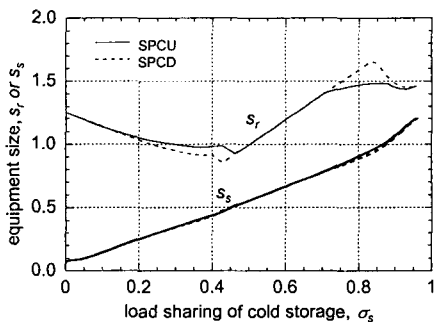


Fig. 10 Optimal sizes of the chiller and the storage tank with storage priority strategy.

Table 2 Electric charge rate (as of 1998)

system type	base charge rate	energy charge rate
	[₩/kW(maximum power consumption)]	[₩/kWh]
chiller only system*	5,240	92.8**
ice storage system***	$6,250 \times \frac{\text{daytime energy consumption}}{\text{total energy consumption}}$	nighttime : 26.7 daytime : 76.8

* For electricity supply of 110V, 220V or 380V

** For summertime(July and August)

*** For partial storage system.

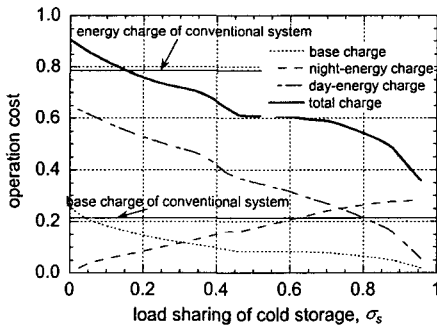


Fig. 11 Electric cost structure of the ice storage system with the SPCU strategy.

기의 소요동력만에 해당하는 비용을 계산하여 비교하였다.

축열조 부하분담률의 증가에 따른 축열조우선 냉동기상류 방식의 운전비용 감소를 Fig. 11에 나타내었다. 그림에는 기본요금, 심야전력요금, 주간전력요금과 전력요금합계를 빙축열시스템이 아닌 증기압축식 냉동기를 적용한 냉방시스템의 운전비용으로 무차원화하여 나타내었으며, 한달에 25일간 냉방운전하는 것을 가정하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 빙축열시스템은 축열조 부하분담률이 0.4인 경우, 빙축열시스템이 아닌 경우에 비하여 운전비용이 35% 정도 감소하는 것을 알 수 있으며, 전력요금의 65%가량이 주간 냉동기 전력사용에 의한 것임을 알 수 있다. Fig. 11에는 냉동기 단독 냉방시스템의 운전비용 구조도 함께 나타내었는데, 냉동기 단독 시스템의 경우, 기본요금과 전력사용요금의 비율은 2:8정도이며, 빙축열시스템을 도입할 경우, 기본요금도 줄지만 전력사용요금도 크게 감소하여, 전체운전비용이 절감됨을 알 수 있다. 이러한 전력비용 구조는 다른 운전방식에서도 유사하다.

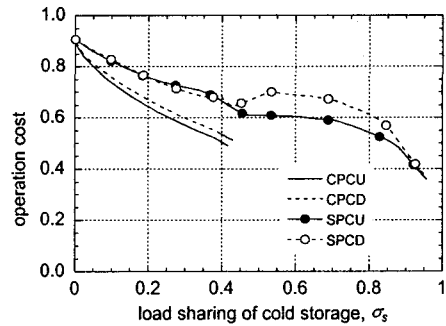


Fig. 12 Comparison of the operation cost between various operation strategies.

각 운전방식의 총 운전비용을 비교하여 Fig. 12에 나타내었다. 냉동기우선 방식의 운전비용이 축열조우선 방식의 운전비용보다 적은 것을 알 수 있는데, 이는 축열조우선 방식의 경우, 냉동기의 용량이 상대적으로 크고, 부분부하상태로 운전되므로 냉동기의 운전효율이 감소하기 때문이다. 축열조우선 냉동기하류 방식의 경우 축열조 부하분담률이 클 때에는 냉동기가 거의 최소부하상태로 운전되기 때문에 효율이 급격히 감소하여 축열조부하분담률이 증가함에 따라 운전비용이 오히려 상승하는 부분도 있는 것을 볼 수 있다.

5. 결론

성능실험에 근거한 냉동기와 빙축열조의 열적 특성을 고려하여 빙축열시스템의 운전 시뮬레이션 프로그램을 작성하였으며, 빙축열시스템의 실제 운전결과와 비교하여 시뮬레이션의 정확성을 검증하였다. 이 프로그램을 이용하여, 빙축열시스템의 4가지 기존 운전방식 각각에 대하여 최적설계를 수행하였으며, 그 결과를 서로 비교하였다.

냉동기의 최소용량은 배치방식보다는 냉동기와 축열조의 부하분담 방식에 크게 의존하며, 냉동기우선 방식이 축열조우선 방식에 비하여 냉동기의 필요용량을 크게 감소시킬 수 있다. 축열조의 필요용량은 냉동기 필요용량만큼의 큰 차이는 없으나, 축열조의 방냉을 최대로 할 수 있는 축열조우선 방식이 냉동기우선 방식의 경우보다 작게 된다. 한편 배치방식에 따른 필요용량의 차이는 대부분의 축열조 부하분담률에서 10%미만으로 부하분담 방식에 의한 차이보다 상당히 작다.

98년 현재 한국전력의 심야전력요금체계를 적용하여 각 운전방식의 경제성비교를 수행하였다. 축열조 부하분담률이 0.4이하인 경우, 전체 전력요금 중 냉동기의 주간 전력사용에 의한 비용이 65%이상으로 가장 큰 비중을 차지하므로, 냉동기의 주간전력 사용량에 의하여 운전방식간의 경제적 우열이 결정된다. 동일한 축열조 부하분담률에서 냉동기의 필요용량이 작고, 주간 냉방운전시 냉동기가 지속적으로 전부하운전되는 냉동기우선 방식의 운전비용이 축열조우선 방식보다 적으며, 이 차이는 축열조 부하분담률이 증가할수록 커져서, 부하분담률이 0.4일 경우 30%까지 증가한다. 설계부하에 대한 냉방운전을 기준으로 할 때, 냉동기우선 냉동기상류 방식이 가장 경제적이며, 운전비용은 빙축열시스템이 아닌 경우에 비하여, 축열조 부하분담률 0.4일 때 50%가 절감된다.

참고문헌

1. 임동현, 1998, 전력수요관리와 축냉시스템, 냉동공조기술, Vol. 15, No. 4, pp. 34-41.
2. 정차수, 1993, 빙축열시스템의 개요, 공기조화·냉동공학, 제22권, 제2호 pp. 101-108.
3. Rawlings, L., 1985, Strategies to optimize ice storage, ASHRAE Journal, Vol. 27, No.5, pp. 39-48.
4. Spethmann, D. H., 1993, Application considerations in optimal control of cool storage, ASHRAE Trans., pp. 1009-1015.
5. 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.
6. 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.
7. 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.
8. 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.
9. Henze, G. P., Krarti, M., 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.
10. King, D. J. and Potter, R. A., 1998, Description of a steady-state cooling plant model developed for use in evaluating optimal control of ice thermal energy storage systems, ASHRAE Trans., Vol. 104, part 1A, pp. 42-53.
11. 이대영, 정성훈, 강병하, 홍희기, 1999, 스크류 압축식 냉동기의 성능향상에 관한 실험적 연구, 공기조화·냉동공학논문집, 제11권, 제1호, pp. 48-60.
12. 이대영, 강병하, 김민수, 1999, 빙축열시스템의 실질적인 최대 축열 가능량 예측, 공기조화·냉동공학논문집, 제11권, 제1호, pp. 133-146.
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. Bejan, A., 1984, Convection heat transfer, Ch.5, John Wiley & Sons, Inc.
15. 한국전력공사 영업처, 1998, 빙축열냉방시스템 보급 및 지원제도, 한국전력공사.