

동적제빙형 빙축열시스템에 대한 최적운전계획

이경호* · 이상렬* · 최병윤* · 권성철*

Optimal Scheduling for Dynamic Ice Storage System with Perfectly Predicted Cooling Loads

Kyoung-Ho Lee, Sang-Ryoul Lee, Byoung-Youn Choi, and Seong-Chul Kwon

Key Words: Optimization(최적화), Ice slurry(빙슬러리), Ice storage system(빙축열시스템), Cost saving(비용절감)

Abstract

This paper describes an optimal scheduling for ice slurry systems for energy cost saving. The optimization technique applied in the study is the dynamic programming method, for which the state variable is the storage in the ice storage tank and the control variable is the state of chiller's on-off switching. Though the costs during charge period is included in optimization by taking the average cost of ice per hour for slurry making, the time horizon for the simulation is limited building cooling period because accurate charge rate from the ice maker into the ice storage tank cannot be estimated during the charge period. In the operating simulation after optimizing procedure, energy consumption and operating cost for the optimal control are calculated and compared with them for a conventional control with one case of cooling load profile.

기호설명

st : 빙축열조

- C : 비열 [kcal/kg℃]
- J : 목적함수, 비용함수 [Won]
- Q : 단위시간당 전열량 [kcal/hr, RT]
- T : 온도 [℃]
- V : 빙축열조 체적 [m³]
- W : 소비전력 [kW]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
- t : 시간 [hour]
- u : 시스템 제어변수
- x : 빙축열조내 저장된 얼음의 상태변수

하첨자

ch : 냉동기

1. 서론

빙축열시스템은 제빙방식에 따라서 정적제빙형과 동적제빙형으로 구분할 수 있으며, 본 논문에서 대상으로 한 동적제빙형 빙축열시스템에는 Ice harvester형 시스템과 아이스 슬러리 시스템 등이 상업적으로 보급되고 있다. 빙축열시스템은 냉방부하를 축열조가 담당하는 부분에 따라 전축열식과 부분축열식으로 구분할 수 있는데, 전축열식은 냉방시간대에 빙축열조만을 이용하여 냉방부하를 담당하는 방식이며, 부분축열식은 냉동기와 빙축열조를 함께 사용하여 냉방운전을 하는 방식이다. 부분축열식 빙축열시스템의 운전은 빙축열조와 냉동기가 냉방부하의 얼마만큼을 각각 분담하면서 운전하는가에 따라서 전기에너지소비량과 운전비용이 달라지게 된다. 현재 상업적으

* 한국전력공사 전력연구원

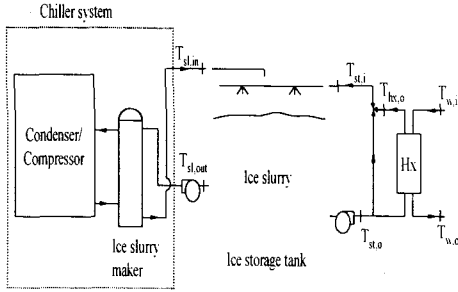


Fig. 1 Schematic of ice slurry system

로 이용되는 운전방식은 냉동기를 전부하로 냉각 운전하면서 나머지부하를 빙축열조로 담당하도록 하는 운전방식이다. 그러므로, 본 논문에서는 이러한 냉동기와 빙축열조의 부하분담을 어떠한 계획으로 운전하는 것이 최소의 운전비용으로 운전이 가능한가에 대하여 검토하였다. Lee[1]등은 정적제빙형 빙축열시스템에 대한 최적운전계획을 통하여 냉동기우선방식과 빙축열우선방식에 비하여 운전비용을 10%이상 절감할 수 있음을 시뮬레이션을 통하여 검토하였다. 그 외에 정적제빙형 빙축열시스템에 대한 연구는 여러 연구자에 의하여 행하여져 왔지만, 동적제빙형 빙축열시스템에 대한 연구결과는 발표된 바가 아직 없다.

그리하여 본 논문에서는 동적 빙축열시스템의 최적운전에 대하여 연구하였으며, 이들 중 아이스슬러리 시스템은 시스템의 구성방식상 냉동기와 빙축열조의 열매체의 유동회로가 직렬로 연결된 방식이 있는 한편, 독립적으로 구성된 방식이 있는데 본 논문에서는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 냉동기와 빙축열조를 순환하는 루프와 열교환기와 빙축열조 순환루프가 분리되어 있는 독립회로 구성 방식을 대상으로 하였다.

2. 동적 제빙형 빙축열시스템

2.1 시스템 개요

동적 제빙형 시스템은 얼음이 생성되면서 고정되어 있지 않고 유동적인 위치변화 특성을 갖게 되는데, 그 중 본 논문에서는 아이스슬러리 시스템을 대상으로 하였으며, 그 구성도를 Fig. 1에 나타내었다. 축냉기간에는 빙축열조로부터의 브

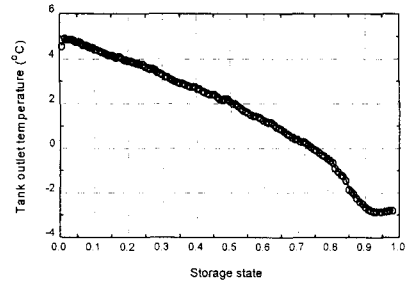


Fig. 2 Outlet temperature of ice slurry tank during discharge

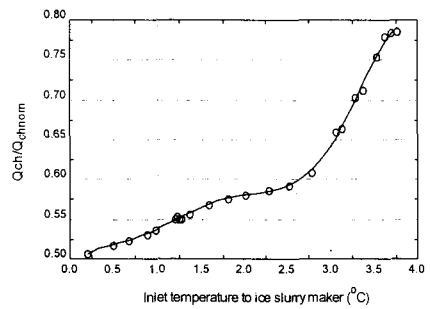


Fig. 3 Chiller capacity with inlet temperature into ice slurry maker

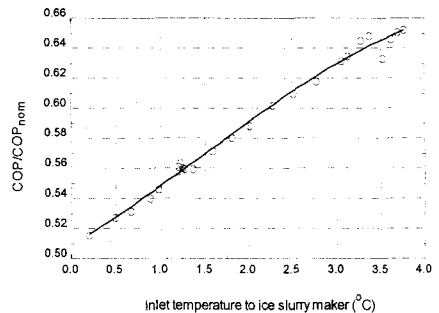


Fig. 4 Chiller performance with inlet temperature of slurry into ice slurry maker

라인이 냉동시스템을 거쳐 아이스 슬러리가 생성된 후, 다시 빙축열조에 저장된다. 건물냉방운전이 이루어지는 기간에는 빙축열조로부터 아이스 슬러리를 열교환기를 거치면서 건물부하를 담당

하고 온도가 상승되어 다시 빙축열조로 보내지게 된다. 이때 열교환기측의 3방밸브는 냉수측 출구 온도를 7℃로 유지되도록 유량을 제어하게 되어 있다. 한편 냉동시스템은 빙축열조로부터의 브라인을 다시 브라인온도에 따라 냉각 또는 제빙운전을 통하여 축냉운전을 하기도 한다. 그러므로 빙축열조는 냉방기간 중 계속 방냉이 이루어지지만 냉동기로부터 축냉이 이루어지기도 하게 되는 것이다. 축냉운전은 빙축열조로부터의 출구 브라인온도가 -2~3℃ 이상이 되어야만 가동되도록 운전이 되고 있다.

2.2 주요 구성요소 성능모델

시스템 구성요소 중 운전비용과 운전성능에 가장 큰 영향을 미치는 것은 빙축열조와 냉동기의 두 가지를 고려할 수 있다. 냉동기의 축냉운전에 있어서의 성능은 냉동기로 유입되는 브라인 즉 빙축열조 출구 브라인의 온도에 가장 큰 영향을 받게 되며, 이 온도가 낮아질수록 성능은 감소하는 경향을 갖게되는데 이에 대한 시험결과를 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서와 같이 냉동기 입구 온도 즉 빙축열조 출구브라인의 온도가 상승할수록 냉동기의 냉동출력은 상승하며, 성적계수 역시 향상이 된다. 빙축열조의 방냉성능은 빙축열조내의 무차원화시킨 축열량의 함수으로써 출구온도를 변수로 하여 Fig. 3에 시험결과를 나타내었다. 빙축열조내의 축열량이 감소할수록 출구온도는 상승하게 되며, 냉방운전이 가능한 출구온도 상한치를 5℃로 하여 출구온도가 이 온도를 넘어서면 빙축열조의 유효 축열량이 0인 상태가 되도록 정의하였다.

3. 최적 운전계획

3.1 운전 최적화

빙축열시스템을 건물냉방에 최적으로 운전하기 위해서는 이미 냉방운전이 시작되기 이전에 운전계획을 수립한다. 그러기 위해서는 냉방운전기간에 해당하는 시간동안의 냉방부하가 미리 예측이 되어야 한다. 본 연구에서는 냉방부하는 정확하게 예측이 되어 있다고 가정한 상태에서 운전계획을 세우는 것으로 하였다. 최적운전계획을 위해서 모든 시스템의 시뮬레이션은 임의의 시간간격으로 분할한 상태에서 계산하며, 건물 냉방부

하는 독립변수로 고려한다. 시스템의 상태변수는 빙축열조에 저장되어 있는 축열량으로 하며, 시스템의 제어변수는 냉동기의 On-off 운전상태이다.

부분축열식 동적제빙형 빙축열시스템의 경우에는 냉방부하는 빙축열조 단독으로 담당하여 주며, 냉동기는 다만 빙축열조에 냉열을 다시 보충하여 주는 역할을 하게된다. 이때 빙축열조로부터 냉동기 입구로 유입되는 온도에 따라 냉각 또는 제빙모드로 자동설정이 된다. 한편, 동적제빙형 빙축열시스템에는 전술한 방식과 같은 시스템이 있는 반면, 정적제빙형 시스템과 같이 열교환기로부터 나온 브라인이 냉동기를 거쳐 빙축열조로 유입되는 구성이 있으므로, 이러한 경우에는 정적제빙형과 같은 시스템구성으로 고려하여도 된다. 아이스슬러리시스템의 해석에 있어서 가장 큰 문제점은 제빙과정에 있어서 슬러리 제조기를 통과한 브라인은 잠열과정을 거치게 되므로 온도 변화가 입출구를 통하여 나타나지 않는다는 것이다. 그러므로, 단위시간당 얼마만큼의 냉열이 브라인으로부터 냉동기측으로 전달되었는지 가능하리란 용이하지 않게 되고, 냉동기의 성적계수 또한 결정할 수 없게되며, 성능계산을 위한 모델링에도 어려움을 갖게된다. 그리하여 본 연구에서는 축냉과정에서 대부분을 차지하는 잠열과정에 대하여 실제 실험데이터를 이용하여 축냉비용을 구하고 이를 단위시간당 얼음의 비용으로 하여 운전최적화에 고려하여 포함하기로 하였다. 결국, 방냉기간의 최종단계에서 남은 축열량에 따라서 축냉비용이 정해진다.

3.1.1 상태방정식

시스템의 구성요소 중 동적상태량을 갖는 것은 빙축열조로 한정하였으며, 이로 인한 시스템의 상태방정식은 에너지평형식으로부터 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = Q_{st} + Q_{ch} \quad (1)$$

$$Q_{st} = \dot{m} C_p (T_{st, out} - T_{st, in}) \quad (2)$$

$$Q_{ch} = \dot{m}_{sl} C_p (T_{sl, out} - T_{sl, in}) \quad (3)$$

위 식에서 ρ 는 밀도, V 는 빙축열조 내 저장매체인 슬러리 브라인의 체적, C_p 는 슬러리 브라인

의 비열, T 는 온도, t 는 시간, $Q_{st,tank}$ 는 빙축열조내 저장열량, \dot{m} 는 질량유량, $T_{st,out}$ 는 열교환기로 향하는 빙축열조 출구온도, $T_{st,in}$ 은 교환기로부터의 빙축열조 입구온도, $T_{sl,in}$ 은 냉동기(제빙기)로 향하는 빙축열조 출구온도, $T_{sl,in}$ 은 냉동기(제빙기)로부터의 빙축열조 입구온도, Q_{st} 는 빙축열조의 방냉열, Q_{ch} 는 냉동기의 냉각률이다.

3.1.2 제한 조건

시스템의 운전에 필요한 제한조건은 다음과 같이 설정하였다.

$$Q_{st}(k) = Q_L(k) \quad (4)$$

$$0 \leq x(k) \leq 1 \quad (5)$$

$$u_{st}(k) = 1 \quad (6)$$

$$u_{ch}(k) = \{0, 1\} \quad (7)$$

식(6)의 의미는 어떤 순간 k 에서의 냉방부하 $Q_L(k)$ 은 빙축열조 담당 방냉열 $Q_{st}(k)$ 과 같아야 한다는 것이며, 식(7)은 빙축열조내 저장량의 무차원변수인 $x(k)$ 의 가능범위가 0부터 1까지라는 것이며, 이 때 0일 때는 빙축열조내 축열량이 없는 상태이고, 1일 때는 빙축열조의 저장최대축열량인 $Q_{st,cap}$ 만큼 100% 축열량이 저장되어 있는 상태를 나타내는 구속조건이다. 위 식(8)의 $u_{st}(k)$ 는 빙축열조를 통과하는 유량분율이 우회유량없이 전유량이 빙축열조를 통과하는 조건이다.

3.1.3 목적 함수

시간에 따라 일정간격으로 분할한 형태로서 하루 중 냉방운전비용을 최소화시키려는 최적화 문제는 다음과 같이 표현된다.

Minimize:

$$J = \sum [\tau(k)W_{plant}(k)]\Delta t, \text{ for } 0 \leq k \leq N \quad (8)$$

$$W_{plant} = W_{ch} + W_{bp} + W_{bp,sl} + W_{cp} + W_{ct} \quad (9)$$

위 식(10)에서 $W_{plant}(k)$ 는 임의의 계산단계 k 에서의 냉동시스템의 총 전력소비로서 식 (11)과 같이, 냉동기, 슬러리 부하용 펌프, 슬러리 제조용 펌프, 냉수펌프, 냉각탑 등을 포함한다. 위 식에서 $\tau(k)$ 는 전력량 전기요금으로서 심야요금(을)을 적용한다. 단 축냉운전에 필요한 비용을 고려하

기 위하여 얼음의 단위시간당 사용방냉량에 대한 비용을 도입하여 N 단계에서의 축냉상태변수의 값에 따라 축냉비용을 지정하여 주었다. 얼음의 단가비용은 축냉운전데이터로부터 축냉비용을 구하여 결정한 축냉기간을 고려하기 위한 평균적인 얼음단가(원/kcal)의 개념으로서 본 연구에서는 실제 축냉운전 3회의 평균값을 적용하였다. 식(11)에서 W_{plant} 는 시스템의 총 소비전력, W_{ch} 는 냉동기의 소비전력, W_{bp} 는 슬러리 축열조로부터 슬러리를 열교환기로 순환시키는 펌프의 소비전력, $W_{bp,sl}$ 는 빙축열조로부터 냉동기로 슬러리를 순환시키는 펌프의 소비전력, W_{cp} 는 냉각수펌프의 소비전력, W_{ct} 는 냉각탑의 소비전력을 나타낸다.

3.3 기존 운전기법

현재 이용되고 있는 아이스슬러리시스템에 대한 냉방운전기법은 브라인측 열교환기의 온도차를 측정하여 설정온도 이상이 될 경우에 냉동기를 가동하고, 그 이하의 조건에서는 냉동기를 정지하는 방식으로 운전되고 있다. 이것은 열교환기를 통과하는 온도차를 이용하여 냉방부하 대소의 기준으로 적용하고, 부하가 작다고 판단되는 열교환기 온도차 이하에서는 냉동기를 정지시켜 운전하는 것이다. 또한 빙축열조 출구온도가 $-2 \sim -3^\circ\text{C}$ 이상의 조건에서만 냉동기가 운전되도록 하고 있으며, 축냉기간에는 냉동기 운전종료조건에도달할 때까지 가동하여 심야시간대까지 운전되도록 하고 있다.

4. 운전 시뮬레이션 및 결과분석

4.1 부하조건 및 시스템 용량

본 시뮬레이션에서 냉방부하는 부하율은 89%이며, 최대부하는 100 Mcal/hr이다. 부하발생시간은 오전 9시부터 오후 7시까지의 10시간으로 하였다. 냉동시스템 각 구성요소의 설계용량은 Table 1에 나타난 바와 같다.

4.2 계산결과 및 분석

본 계산에서는 하루 중 얼음단가 개념을 이용한 축냉비용과 냉방기간 운전비용의 합을 최소로 운전하기 위한 최적운전기법과 기존운전기법을 비교대상으로 하여 운전시뮬레이션을 하였다.

주어진 냉방부하조건에서의 축열조와 냉동기

Table 1 Specification of components of the ice storage system

Component		Capacity	Value
Chiller	Ice making	Nominal capacity	75,600 kcal/hr
		Power input	30 kW
Ice maker		Power input	0.75 kW
Ice tank		Storage	185 RT-hr
Pump and fan	Brine pump	Power input	11.9 kW
	Slurry pump	Power input	6.0 kW
	C/T fan	Power input	3.5 kW
	C/T pump	Power input	2.5 kW

가 담당하게 되는 부하를 기존운전방식과 최적인전방식에 대하여 Fig. 5와 Fig. 6에 각각 나타내었다. 축열조는 냉방부하를 매시간 담당하게 되고,

냉동기는 가동되는 동안에 축열조로 냉열을 보충하게 된다. 기존운전방식은 냉동기의 가동여부를 냉동기의 슬러리 제조기로 유입되는 슬러리의 온도가 -2°C 이상이거나 열교환기측 브라인의 온도가 3°C 이상일 경우에 가동되도록 설정이 되어 있기 때문에 Fig. 6에서와 같이 초기 1시간 정도는 슬러리의 온도가 -2°C 보다 낮기 때문에 가동되지 않으며, 그 이후에 계속 가동되는 것으로 나타났다. 한편 최적인전방식에서는 4.5시간 가량 정지하여 있다가 이후부터 냉동기를 가동하는 것으로 계획되었다. 이와 같이 운전하였을 때, 빙축열조에 저장되어 있는 축열량의 변화를 기존운전방식과 최적인전방식에 대하여 각각의 부하조건에 대하여 Fig. 7에 나타내었다. 기존운전과 최적인전에서 소비율은 각각 89%와 99%로 계산되었다. 기존운전방식에서 빙축열 이용률이 낮아지는 것은 필요이상으로 장시간 냉동기를 냉방시간대에 가동시켜 빙축열조에 냉열을 보충시켰기 때문이다. 그러므로, 기존운전방식에서는 냉동기를 정지시키기 위한 열교환기를 통과한 브라인의 온도

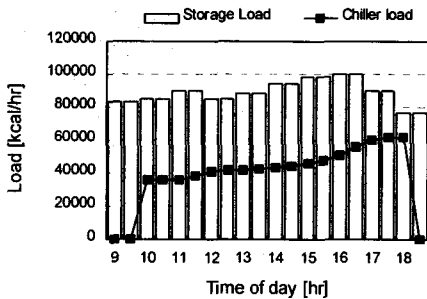


Fig. 5 Load of storage and chiller in C.C.

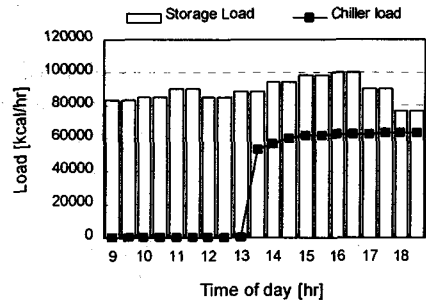


Fig. 6 Load of storage and chiller in O.C.

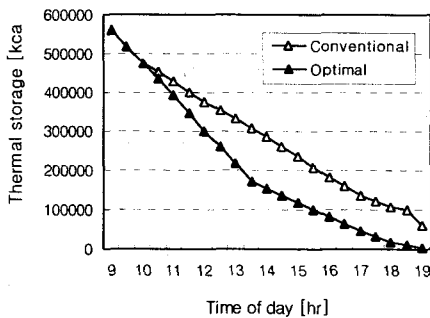


Fig. 7 Thermal energy in ice slurry tank

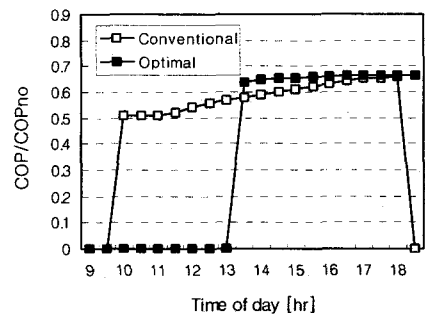


Fig. 8 Chiller COP

차 설정치를 어떠한 값으로 설정하느냐가 중요한 운전변수가 될 것으로 생각된다. 물론 이렇게 충분한 냉열을 저장한 채로 냉방운전을 종료할 경우, 축냉시간대에 냉동기 가동시간이 감소하여 축냉비용의 절감을 가져올 수 있지만 심야전기요금에 냉방시간대에 비하여 34% 수준이므로, 그 영향은 미미하다고 볼 수 있다. 한편, 냉방기간 중 냉동기의 운전효율을 부하조건에 따라서 Fig. 8에 나타내었다. 냉동기의 성적계수는 1.6에서 1.8범위에서 운전이 될 것으로 나타났으며, 최적 운전방식에서의 성적계수가 기존운전방식보다 더 좋은 상태에서 운전이 되는 것을 알 수 있다. 냉동기 성적계수는 냉동기의 슬러리제조기로 들어가는 슬러리의 온도의 함수로 표현하였고, 이러한 온도는 빙축열조에 저장되어진 축열량의 함수이므로, 축열량이 낮은 상태에서 냉동기를 가동하는 것이 더 높은 온도를 갖는 슬러리로써 운전을 하게 되므로 더 효율적인 운전이 가능하게 된다. 또한 최적운전에서는 빙축열조내의 축열량 변화에서 보았듯이 기존운전방식에서보다 냉방기간 전반에 걸쳐 더 낮은 축열량을 보유하면서 운전하므로 항상 냉동기는 더 효율적으로 운전이 될 것으로 생각할 수 있다. 이상과 같이 기존방식과 최적방식에 의하여 운전하였을 경우에 따른 전력소비량과 운전비용을 계산하여 Table 2에 나타내었다. 전력비용은 심야전력(을) 요금기준을 적용하여, 오후10시부터 오전8시까지의 심야시간대에 26.2 원/kWh, 기타 시간대에는 76.8 원/kWh를 적용하였다. 최적운전에 의한 운전비용 절감율은 11.5%이며, 전력소비 절감율은 4.4%이다.

5. 결론

본 논문에서는 아이스슬러리 동적제빙형 빙축

Table 3 Energy consumption and operating costs for a day with medium cooling loads

Control strategy	Period	Energy costs	
		(kWh)	(won)
Conventional	Day	438.50	33,676
	Night	394.20	11,328
	Total	832.70	44,004
Cost optimal	Day	357.29	27,440
	Night	439.12	11,504
	Total	796.41	38,945

열시스템에 대하여 예측된 냉방부하를 가정하고 일일운전비용을 최소화하기 위한 최적운전방식을 제안하였으며, 기존운전방식을 비교대상으로 한 일일 운전시물레이션을 수행하였다.

빙축열조의 용량은 185 RT-hrs (559,440 kcal)으로 하였다. 계산결과 최적운전방식으로 운전하는 경우, 기존운전방식에 비하여 운전비용이 더욱 절감될 수 있으며, 향후 최대냉방부하의 변화에 따른 운전기법의 효과분석, 냉방부하예측오차가 결과에 미치는 영향 등에 대한 검토가 기대된다.

참고문헌

- (1) 이경호, 최병윤, 주용진, 이상렬, 한승호, 2000, "예측냉방부하를 이용한 빙축열시스템의 최적운전계획", 설비공학 논문집, 제12권 제11호, pp.982-993.
- (2) Kirk, D. E., 1970, Optimal control theory-An introduction, Prentice-Hall Inc.