

관외착빙형 빙축열조의 방열성능 모델링

이상렬* · 이경호 · 최병윤 · 한승호

Modelling of Thermal Discharge Performance for Ice-on-coil Type Ice-Storage Tank

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

Key Words: Discharge performance(방냉성능), Ice-on-coil(관외착빙형), Ice storage system(빙축열 시스템), Optimal control(최적제어)

Abstract

This paper presents a modelling of thermal discharge performance for a static ice-on-coil ice-storage tank. Through the present study, discharging characteristics were examined with the existing results of theoretical and numerical heat transfer analyses. Also, an experiment was conducted to obtain a real set of discharge performance. The thermal effectiveness, the ratio of the actual heat transfer rate to the maximum possible heat transfer rate, decreased when the stored energy decreased during discharging period. And the effectiveness increased as the coolant flow rate through the storage increased, of which increasing rate decreased abruptly near the maximum and the minimum stored energy. An empirical correlation was obtained from the experimental and the numerical analysis data.

기호설명

A : 면적
 C_p : 정압비열 [kcal/kg $^{\circ}$ C]
 D : 직경
 h : 열전달 계수
 k : 열전도 계수
 L : 길이
 m : 질량
 \dot{m} : 질량유량 [kg/hr]
 Nu : Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 Q : 단위시간당 전열량 [kcal/hr, RT]
 t : 시간
 T : 온도 [$^{\circ}$ C]
 u_{if} : 용융잠열

U_{tot} : 총합열저항
 x : 관의 길이방향 위치
 ϵ : 축열조 효율
 하첨자
 b : 브라인
 i : 얼음
 i : 내부
 lm : 대수평균(log-mean)
 o : 외부
 t : 관
 t : 축열조
 $t-w$: 축열조-물
 $w-i$: 물-얼음
 x : 위치

1. 서론

* 한국전력공사 전력연구원

빙축열시스템은 심야전력으로 얼음을 생산하여

저장하고, 여름철 전력수요가 높은 주간에는 저장한 얼음을 냉방에 이용함으로써 주간 피크시의 전력수요를 심야시간대로 이전하여 전력부하를 평준화하는 냉방설비이다. 기존의 빙축열시스템의 운전방식으로는 냉동기우선 운전방식과 축열조우선 운전방식으로 분류되며, 냉동기우선 운전방식이 제어의 편의성에 의하여 많이 채택되고 있다. 냉동기우선 운전방식은, 냉방운전 중에 냉동기를 최대 능력으로 운전하고, 나머지 냉방부하를 빙축열조가 담당하도록 하는 방식이다. 이와는 반대로, 축열조우선 운전방식은, 빙축열조를 최대 능력으로 운전하고 나머지 부하를 냉동기가 담당하도록 하는 방식이다. 이 방식은 상대적으로 저비용으로 얻어진 빙축열조의 얼음을 최대한 소비하여 운전비용을 절감할 수 있으나, 지금까지의 운전자의 경험에 의존하는 운전방식으로는 초반의 빙축열조 열량의 과다 사용으로 인하여 중반에 냉방 능력의 부족을 야기하는 등의 문제가 있다. 따라서, 그 날의 냉방부하를 정확하게 예측하고 축열조의 방열성능 등을 정확하게 고려하여 냉방부하에 대응하는 냉동기와 축열조 운전의 최적의 조합을 찾아냄으로써 운전비용을 최소화하고 소비 에너지도 절감될 수 있다. Lee 등^(1, 2, 3)은 이러한 빙축열 시스템의 최적제어 운전기법을 개발하고 실제로 시스템에 적용한 실험결과에 의하면 10% 이상의 운전비용 절감효과를 얻고 있다.

전술한 바와 같이, 이러한 최적제어 운전기법의 효율적인 적용을 위해서는 냉방부하의 정확한 예측과 냉동기의 성능자료 및 축열조의 방열성능 자료의 확보가 필수적이다. 냉방부하의 예측방법에 대해서는 Choi 등⁽⁴⁾의 연구결과가 응용될 수 있을 것이다.

본 논문에서는 관외 착빙형 빙축열시스템의 최적제어 운전기법에 적용할 축열조의 방열성능 모델의 수립을 위한 이론적 검토 및 실험을 수행하였다. 기존 연구^(5, 6)를 통하여 얻어진 이론적인, 혹은 수치해석적인 결과들로부터 축열조의 방열성능 특성을 정형화하고, 실제 실험을 수행하여 축열조의 성능자료를 취득하였다. 여기서, 이론적으로 정형화된 방열성능의 특성에 기초하고, 실험에서 얻어진 결과로부터 관외착빙형 빙축열조의 방열성능을 모사할 수 있는 예측식을 얻고자 한다.

2. 관외착빙형 빙축열조

본 연구에서 대상으로 하고 있는 관외착빙형 빙축열시스템은 폴리에틸렌 관을 코일형으로 말아서 원통형 축열조 내부에 설치한다. Fig.1은 축열조 내에 설치된 코일의 사진이다. 이 관의 내부에 냉매(에틸렌그리콜 약 25% 수용액)가 흐르면서 관 외부에 충전한 물을 얼리고 녹이며 제빙 및 냉방운전을 하게 된다. Fig.2와 같이, 전체 코일은 2개의 유로로 구성되어 있으며, 코일 내부를 흐르는 냉매의 유동방향의 배치에 따라 방향류형과 대향류형으로 할 수 있다. 이 때, 본 연구에서는 내부의 제빙 및 해빙 효율을 높이기 위하여, 2개의 유로로 형성된 코일내의 냉매의 흐름을 대향류가 되도록 하고 있다.

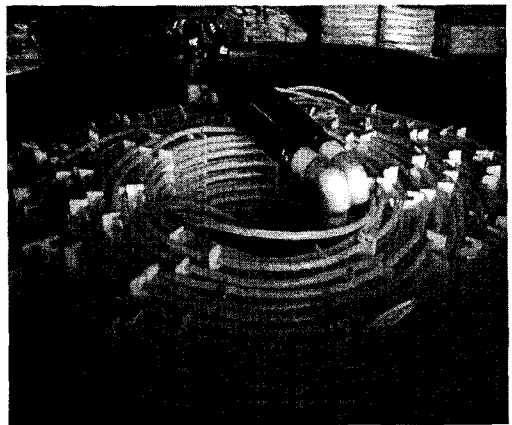


Fig. 1 Tube bundle installed in a storage

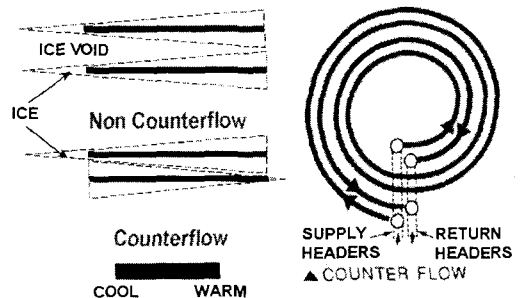


Fig. 2 Coolant flow direction through coiled tube

3. 방열성능의 이론적 평가

3.1 방열성능의 이론적 평가방법

관외착빙형 빙축열조의 방열성능의 이론적 평가방법에 관한 연구는 (5)(6) 등이 있다. 본 이론적 평가는 (5)의 평가방법에 따른 것이다.

해빙과정중의 축열물질(물)의 내부에너지 변화율은 다음식으로 표시할 수 있다.

$$\dot{Q}_b + \dot{Q}_{gain} = u_{i,f} \frac{dm_w}{dt} + m_w C_{v,w} \frac{dT_w}{dt} \quad (1)$$

한편, 관의 외벽부근의 얼음이 녹은 물은 좁은 공간이므로 열전달 기구는 전도에 의한 것으로 가정할 수 있다. 따라서, 브라인과 얼음사이의 관과 관 주위의 물에 의한 총합열저항은 다음식으로 표시할 수 있다.

$$U_{tot} = \left[\frac{a_{w,o}}{A_{t,i} h_b} + \frac{A_{w,o} \ln(D_{t,o}/D_{t,i})}{2\pi k_w L_t} + \frac{A_{w,o} \ln(D_{w,o}/D_{w,i})}{2\pi k_w L_t} \right]^{-1} \quad (2)$$

브라인의 열전달계수는 층류와 난류에서 각각 Heaton form과 Dittus-Boelter correlation의 다음식을 사용한다.

$$\overline{Nu_D} = 3.66 + \frac{0.0534(Re_D Pr D/L_t)^{1.15}}{1 + 0.0316(Re_D Pr D/L_t)^{0.84}} \quad (3)$$

$$\overline{Nu_D} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{4/10} \quad (4)$$

관주위의 물의 현열에너지 변화량은 물의 평균 온도변화로부터 계산할 수 있다. 얼음은 실린더형상으로 녹기 때문에 물의 평균온도는 해석적으로 다음과 같이 계산된다.

$$\overline{T_w} = T_{w,o} - (T_{w,o} - T_{t,o}) \left[\frac{1}{2 \ln D_{w,o} / D_{w,i}} - \frac{D_{t,o}^2}{D_{w,o}^2 - D_{t,o}^2} \right] \quad (5)$$

물의 평균온도 시간변화율은 다음과 같이 차분식으로 근사할 수 있다.

$$\frac{dT_w}{dt} = \frac{\overline{T_w}^{(1)} - \overline{T_w}^{(0)}}{\Delta t} \quad (6)$$

(2)식으로 총합열저항을 계산하고 대수평균온도차 등을 이용하면 브라인의 출구온도를 다음식으로 구할 수 있다.

$$T_{b,x} = T_s + (T_{b,i} - T_s) \exp \left[\frac{-UAx}{m_b C_{p,b} L_t} \right] \quad (7)$$

처음에는 얼음이 실린더형상으로 녹지만, 해빙이 진행되어 인접한 관으로 부터의 해빙층과 합쳐지게되어 복잡한 형상이 되면 (5)식와 같은 물층의 해석적인 평균온도를 얻을 수 없게 된다. 이러한 경우에는, 브라인과 관의 내벽 및 관 자체에 의한 열저항은 일정하므로 관의 외벽과 물사이의 열저항과 열전달계수를 다음식으로 계산한다.

$$UA_{tot} = \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_{gain}}{\Delta T_{im} (T_w = \overline{T_w})} \quad (8)$$

$$h_{t-w} = \left[A_{t,o} \left(\frac{1}{UA_{tot}} - \frac{1}{A_{t,i} h_b} \right) - \ln \left[\frac{D_{t,o}}{D_{t,i}} - \frac{D_{t,o}}{2k_w L_t} \right] \right]^{-1} \quad (9)$$

여기서 $\Delta T_{im}(T_w = \overline{T_w})$ 는 물의 평균온도를 이용한 대수평균온도차를 의미한다. 또한, 물과 얼음사이의 열전달계수는 물과 얼음사이의 열전달량 정보로부터 다음식으로 계산한다.

$$h_{w-i} = \frac{\dot{Q}_b + \dot{Q}_{gain} - m_w C_{v,w} \frac{dT_w}{dt}}{A_{w,o} (T_w - T_{w,o})} \quad (10)$$

동일한 과정으로 (7)식을 사용하여 브라인 출구온도를 최종적으로 얻을 수 있다.

3.2 방열성능의 이론적 평가 결과

해석에서는 축열조의 입구온도, 관내의 브라인 유량, 및 축열잔량을 변수로 하여 축열조 출구온도의 경향을 파악할 수 있다. 출구온도의 경향은 일반적인 열교환기와 동일한 효율관계식을 이용하여 축열조 효율, ε 을 다음과 같이 정의하여 무차원화할 수 있다.

$$\epsilon = \frac{m_b C_{p,b} (T_{b,i} - T_{b,o})}{m_b C_{p,b} (T_{b,i} - 0)} = \frac{T_{b,i} - T_{b,o}}{T_{b,i}} \quad (11)$$

해석결과와 검토로부터, 다른 변수들이 일정한 경우에 브라인 입구온도가 변화해도 축열조 효율은 거의 일정하였다. Fig.3은 브라인 입구온도가 15.6°C로 일정한 경우에 유량을 변화시키며 수행한 해석결과를 보여준다. 가로축은 사용된 축열량을 최대축열량으로 나누어 무차원화한 것이다. ϵ 에 미치는 각 변수들의 주요 영향은 다음과 같이 정리된다.

- ① ϵ 은 브라인 입구온도에 무관하게 일정하다.
- ② 축열조의 방열이 진행되어 잔열량이 감소할수록 ϵ 은 감소한다. 축열조의 잔열량이 최소 및 최고일 때에 이러한 경향은 심화되어 감소률이 커진다.
- ③ 동일한 축열량일 경우에, 관내의 브라인 유량이 증가할수록 ϵ 은 감소한다. 축열조의 잔열량이 최소 및 최고일 때에는 유량변화에 따른 ϵ 의 차이는 작아진다.

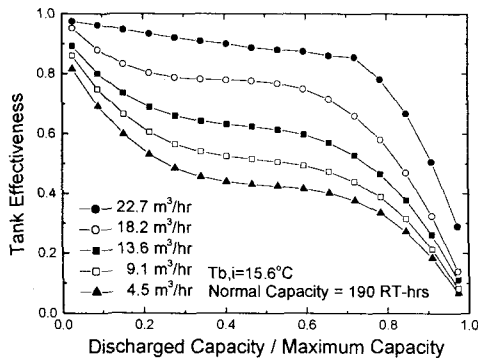


Fig. 3 Effectiveness of ice-storage for coolant flow rates.

4. 방열성능 실험

4.1 실험장치

30RT급의 실험실규모 빙축열시스템을 이용하여 관외착빙형 빙축열조의 방열성능 실험을 수행하였다. Fig.4에서 보는 바와 같이, 본 시스템은 크게 빙축열시스템, 가상부하 생성시스템, 측정 및 제어시스템으로 구분할 수 있다. 빙축열시스템의 구성방식은 냉동기하류 방식이다. 실험실

시험이므로, 냉방부하는 보일러를 이용하여 온수조에 저장한 온수를 열교환기에 통과시켜 브라인과 열교환하여 가상 냉방부하를 생성하도록 하였다. 시스템의 운전상황을 감시하고 제어하기 위하여 온도센서를 냉동기 입출구, 빙축열조 입출구, 빙축열조 출구혼합위치, 열교환기 브라인측 입출구, 열교환기 냉수측 입출구 등에 설치하였으며, 이러한 온도값은 MMI프로그램을 통하여 감시되고 시스템의 제어에 사용되어진다. 또한 밸브의 개도, 냉동기, 펌프 및 냉각탑의 운전상태 등도 MMI프로그램을 통하여 감시하고 제어할 수 있도록 구성하였다.

본 빙축열시스템은 냉동기, 냉각탑, 겨울철 운전을 위한 드라이 쿨러, 관외착빙형 빙축열조, 브라인 펌프 등의 주요 구성요소로 이루어진다. 빙축열조의 제빙운전에 사용된 냉동기는 스크류 압축식이며, 냉각탑은 대향류형이다.

관외착빙형 빙축열조의 체적은 10.26m³으로서 직경과 높이가 각각 2.26m, 2.56m인 원통형 탱크이다. 총축열량의 설계치는 190 RT-hrs이며, 현열분이 28 RT-hrs이고 잠열분이 162 RT-hrs이다.

인위적인 냉방부하를 얻기 위한 냉방부하 생성 시스템은 가스보일러, 온수저장조, 순환펌프 등으로 구성되어 있다. 시험을 시작하기 전에 가스보일러를 이용하여 온수조에 온수를 저장하여 냉방운전시의 부하로 이용하였다. 냉방부하는 관형 열교환기를 통하여 빙축열시스템에 부가된다.

실험중에 데이터를 취득하고 기기의 작동상태를 감시하며 최종적으로 얻어진 최적제어기로 시스템의 운전을 원격으로 자동제어할 수 있는 측정 및 제어 시스템을 구성하였다. 이러한 측정데이터, 기기의 작동상태 및 제어신호의 송수신은 별도 개발된 하드웨어와 MMI프로그램을 통하여 이루어진다.

각 위치의 유체 온도의 측정에는 Pt 100Ω 백금선 저항온도센서를 사용하였다. 온도센서는 냉동기 브라인의 입출구, 냉동기 냉각수 입출구, 빙축열조 입출구, 빙축열조 출구혼합위치, 열교환기 브라인측 입출구, 열교환기 브라인 측 출구 혼합위치, 열교환기 부하측 입출구 등에 설치하였다. 각 온도 센서는 배관에 설치된 포켓에 열전달 촉진 액체를 충전하고 삽입하여, 센서의 응답특성 등이 현장의 실제 시스템의 운전상황과 동일하게 하였다. 측정 데이터의 신뢰성을 높이

기 위하여, 측정시스템의 구성을 완성하고 센서를 설치하기 전에 항온조를 이용하여 MMI에 표시되는 측정값을 기록하며 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀도로 보정시험을 수행하였다.

유량은 $0\sim 40\text{m}^3/\text{hr}$ 의 유량범위에서 $4\sim 20\text{mA}$ 의 신호를 출력하는 오리피스 유량계를 사용하였다. 사용된 유량계는 국가교정검사기관에서의 보정시험을 수행하여 오차가 $\pm 0.5\%$ 이하임을 확인하였다. 유량계는 브라인의 총 유량, 브라인의 축열조 통과유량, 브라인의 열교환기 통과유량 등을 측정할 수 있는 각 위치에 설치하였다.

빙축열조에는 제빙시의 부피팽창을 이용한 축열량 센서를 설치하여 제빙시의 축열량 및 해빙시의 축열잔량을 감시하였다. 그러나, 이러한 센서는 정확한 정량적인 축열량을 나타낼 수 없으므로, 실제 각 시스템의 축열조의 축열량 및 축열잔량은 축열조의 브라인 입출구 온도와 유량을 사용하여 열량으로 환산하였다.

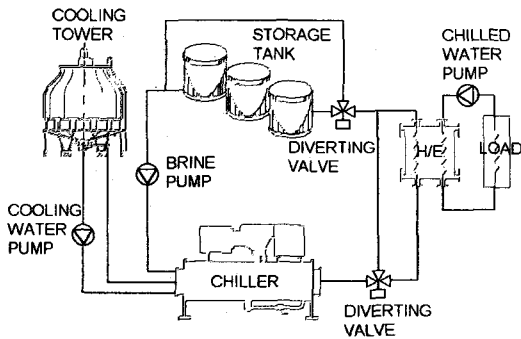


Fig. 4 Schematic of experimental loop

4.2 실험 방법

빙축열조의 축열종료 조건까지 제빙운전하여 완전 축열하여둔 상태에서 방냉운전 실험을 시작하였다. 제빙운전에서는 브라인의 축열조 출구온도가 -5.5°C 가 되면 축열이 완료된 것으로 하였다.

빙축열조의 방냉운전 실험은 제빙완료 시점에서 냉동기를 정지하고, 축열조만으로 가상 냉방 부하를 담당하는 방법으로 수행하였다. 축열조를 통과하면서 온도가 낮아진 브라인 냉매는 판형 열교환기를 통과하면서 가상 부하에 의해 일정 온도까지 승온하여 다시 축열조로 유입된다. 이

때, 브라인 냉매의 축열조 통과유량은 축열조 입구측의 모터구동 3방 밸브를 수동으로 조작하여 변경할 수 있다. 실험에서는 약 15분마다 새로운 유량으로 변경 설정하면서 축열조의 입출구 온도와 축열조 통과유량을 측정 기록하였다.

한편, 유입온도는 부하의 크기를 조절하여 실제 빙축열 시스템의 운전에서와 유사하도록 약 10°C 정도로 항상 일정하게 하였다. 실험 중에 약간의 온도 변동이 있지만, 이론적 검토에서 보듯이 방열성능은 유입온도에 거의 영향을 받지 않는다.

4.3 실험결과

측정한 축열조의 입출구 온도와 축열조 통과유량으로부터 축열조의 방열량 및 축열조 효율, ϵ 을 계산하여 Fig.5에 나타내었다. 이는, 브라인 입구온도를 약 10°C 로 일정하게 유지하고 유량을 변화시키며 수행한 실험결과를 보여준다. 전체적으로, 축열조의 방열이 진행되어 잔열량이 감소할수록 ϵ 은 감소한다. 축열량이 동일하고 유량이 다른 경우에, 관내의 브라인 유량이 증가할수록 ϵ 은 감소하는 경향을 보인다. 이러한 모든 실험결과는 전술한 이론적인 해석결과와 동일하다. 이는, 이론적인 해석과 실험결과의 타당성이 입증한다.

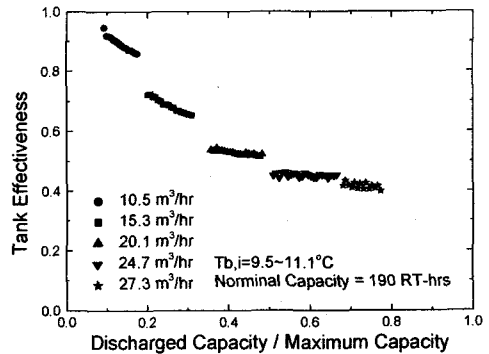


Fig. 5 Experimental data of tank effectiveness

5. 결론

본 연구에서는, 관외착빙형 빙축열조의 방열성능에 대하여 이론적으로 검토하고 실험적으로 입

증하였다. 이론적 및 실험적 결과로부터 동일하게, 축열조 효율, ε 에 미치는 각 변수들의 주요 영향은 다음과 같이 정리된다.

- ① ε 은 브라인 입구온도에 무관하게 일정하다.
- ② 축열조의 방열이 진행되어 잔열량이 감소할수록 ε 은 감소한다. 축열조의 잔열량이 최소 및 최고일 때에 이러한 경향은 심화되어 감소률이 커진다.
- ③ 동일한 축열량일 경우에, 관내의 브라인 유량이 증가할수록 ε 은 감소한다. 축열조의 잔열량이 최소 및 최고일 때에는 유량변화에 따른 ε 의 차이는 작아진다.

축열조 방열성능을 평가하기 위해서는, 본 연구에서 실험으로 입증된 이론적인 해석방법을 적용할 수 있다. 그러나, 이를 위해서는 수치해석을 위한 계산시간이 요구되므로, 빙축열시스템의 실시간 최적제어운전을 위해서는 반드시 최적의 방법이라 할 수 없다. 별도의 계산시간을 요하지 않고 방열성능을 평가할 수 있는 경험식이 유리할 수 있다. 본 연구의 이론적 해석결과와 실험 결과들로부터 이러한 목적에 적합한 경험식을 얻을 수 있다.

참고문헌

- (1) 이경호, 최병윤, 주용진, 이상렬, 한승호, 2000, "예측 냉방부하를 이용한 빙축열시스템의 최적 운전계획", 설비공학논문집, 제12권 제11호, pp.982~993.
- (2) K.H.Lee, S.R.Lee and B.Y.Choi, 2000, "Laboratory Test of Optimal Control Algorithm for Ice Storage System : Part I : Encapsulated Ice Storage System", Korean Journal of the SAREK (In printing).
- (3) S.R.Lee, K.H.Lee and B.Y.Choi, 2000, "Laboratory Test of Optimal Control Algorithm for Ice Storage System : Part II : Ice-on-coil Ice Storage System", Korean Journal of the SAREK (In printing).
- (4) B.Y.Choi, S.R.Lee, S.H.Han, Y.J.Joo, K.H.Lee, H.J.Lee, and S.C.Kwon, 2001, "Development and standardization for optimal controller of ice storage systems", Final report for Ministry of Commerce, Industry and Energy (In printing).
- (5) T.B.Jekel, J.W.Mitchell and S.A.Klein, 1993, Modeling of ice-storage tanks, ASHRAE Transactions: Symposia CH-93-10-2.
- (6) H.M.Jose and Moncef Krarti, 1997, Deterministic model for an internal melt ice-on-coil thermal storage tank, ASHRAE Transactions: Research, 103.