

## 빙축열 냉방 시스템의 동적 시뮬레이션

### Dynamic simulation of the ice storage cooling system

한도영\*, 이준호\*\*  
Doyoung Han, Joonho Lee

**Key words:** Ice storage cooling system(빙축열 냉방 시스템), Dynamic simulation(동적 시뮬레이션), Charging mode(결빙 모드), Discharging mode(해빙 모드), Energy savings through controls(제어에 의한 에너지절약), Control algorithms(제어알고리즘)

#### ABSTRACT

A dynamic simulation program may be used for the development of effective control algorithms for the ice storage cooling system. Simplified effective dynamic models for an ice-on-coil type storage tank, a screw chiller, a water-to-air heat exchanger, three way valves, pipes, pumps, temperature sensors, and controllers were developed. And a dynamic simulation program for the ice storage cooling system was developed by using these dynamic models. Control algorithms for the full storage system were also selected and analyzed in order to show the effectiveness of these models. From the simulation results, it may be concluded that the simulation program developed in this study can be effectively used for the development of improved control algorithms for the ice storage cooling system.

#### 기호설명

$A$  : 면적 [ $m^2$ ]  
 $c$  : 비열 [ $kJ/kg \cdot ^\circ C$ ]  
 $h$  : 대류열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot ^\circ C$ ]  
 $k$  : 열전도율 [ $kW/m^2 \cdot ^\circ C$ ]  
 $\dot{m}$  : 유량 [ $kg/s$ ]  
 $\dot{Q}$  : 열전달량 [ $kW$ ]  
 $T$  : 온도 [ $^\circ C$ ]  
 $U$  : 열전달계수 [ $kW/m^2 \cdot ^\circ C$ ]

$\tau$  : 시정수 [sec]

#### 하첨자

a : 공기  
 amb : 대기  
 b : 브라인  
 i : 내부  
 in : 입구  
 o : 외부  
 out : 출구  
 w : 물

#### 그리스 문자

$\eta$  : 효율  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

#### 1. 서론

최근 경제성장과 생활수준의 향상으로 냉방기기의 설치가 보편화되면서 하절기 냉방부하 증가에

\* 정회원, 국민대학교 기계·자동차공학부

\*\* 국민대학교 기계공학과 대학원

따른 전력 에너지 공급상의 위기를 맞고 있다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 전력공사에서는 야간전력을 이용하는 빙축열 냉방 시스템을 보급하여 주간전력 사용을 우회시키는 방법으로 전력 예비율을 높이는 노력을 하고 있다. 이러한 빙축열 냉방 시스템을 좀더 효율적으로 사용하기 위해서는 빙축열 부하예측 기술과 시스템 최적제어 기술의 개발은 최대순간 요구부하의 개선은 물론 시스템의 성능향상과 에너지 소비도 감소시킨다. 따라서 본 연구에서는 야간에 빙축조에 저장시킨 축열만으로 주간의 냉방부하를 감당케하는 전부하 축열 방식<sup>(1)</sup>에 대한 최적 제어 알고리즘을 개발하기 위하여 시스템의 각 구성요소들에 대한 동적현상을 고려한 효과적인 수학적 모델을 개발한 후 이를 사용하여 빙축열 냉방 시스템의 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 것을 목적으로 한다.

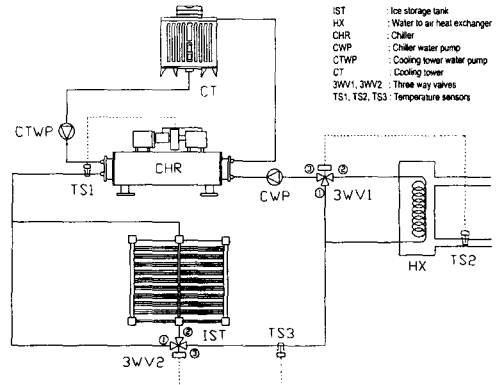


Fig. 1 Ice storage cooling system.

다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$T_b = T_s + (T_{b,in} - T_s) \exp\left(\frac{-UA_t x}{\dot{m}_b c_b L}\right) \quad (1)$$

여기서  $T_s$ 는 결빙매체온도,  $x$ 는 코일튜브의 임의 지점까지의 길이,  $A_t$ 는 코일튜브 길이당 면적,  $UA_t$ 는 총열전달계수로써 Table 1에서 볼 수 있듯이 현열 결빙 구간, 불구속 잠열 결빙 구간, 구속 잠열 결빙 구간과 불구속 잠열 해빙 구간, 구속 잠열 해빙 구간, 현열 해빙 구간으로 분류하여 모델을 개발하였다.

상변화 없이 빙점 온도까지 낮아지는 현열 결빙 구간에서의  $UA_t$ 는 식(2)와 같으며 코일튜브 주위의 얼음이 서로 간섭없이 원통형으로 결빙되어 가

## 2. 수학적 모델

선택된 빙축열 냉방 시스템은 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 냉동기의 효율을 고려한 냉동기 상류 방식으로써 빙축조, 냉동기, 열교환기, 삼방밸브, 관, 펌프, 온도센서, 제어기 등으로 구성되어 있다.

### 2.1 빙축조

관외착빙형 빙축조로 가정하여 빙축조 모델을 개발하였다.

빙축조내 임의 지점에서의 브라인 온도  $T_b$ 는

Table 1 Various overall conductances

Period		$UA_t$	Eq. #
Charging	Sensible	$UA_t = \left[ \frac{1}{A_t h_b} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{1}{h_w A_o} \right]^{-1}$	(2)
	Unconstrained latent	$UA_t = \left[ \frac{1}{A_t h_b} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{\ln(D_{ice}/D_o)}{2\pi k_{ice} L} + \frac{1}{h_w A_{ice}} \right]^{-1}$	(3)
	Constrained latent	$UA_t = \left[ \frac{1}{A_t h_b} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{\ln(D_{crit,c}/D_o)}{2\pi k_{ice} L f} + \frac{1}{h_w A_{ice}} \right]^{-1}$	(4)
Discharging	Unconstrained latent	$UA_t = \left[ \frac{1}{A_t h_b} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{\ln(D_w/D_o)}{2\pi k_{ice} L} \right]^{-1}$	(5)
	Constrained latent	$UA_t = UA_n \left[ \frac{1.128 \times D_{crit,d} - D_w}{0.128 \times D_{crit,d}} \right]^{0.4}$	(6)
	Sensible	$UA_t = \left[ \frac{1}{A_t h_b} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} + \frac{1}{h_w A_o} \right]^{-1}$	(7)

는 불구속 잠열 결빙 구간에서의  $UA_i$ 는 식(3)과 같으며 여기서 얼음의 면적  $A_{ice}$ 는  $\pi D_{ice}L$ 이고,  $k_{ice}$ 는 얼음의 열전도율,  $D_{ice}$ 는 얼음의 직경을 의미한다. 코일튜브 주위의 얼음간에 접촉이 이루어져 서로 간섭하는 구속 잠열 결빙 구간에서의  $UA_i$ 는 식(4)와 같으며 여기서  $D_{crit,c}$ 는 코일 튜브 주위의 얼음 원통 사이에 접촉하기 직전의 직경,  $f$ 는 얼음의 간섭을 고려한 수정계수<sup>(2)</sup>를 의미한다.

코일 튜브 주위의 얼음이 녹기 시작하는 불구속 잠열 해빙 구간에서의  $UA_i$ 는 식(5)와 같으며 코일 튜브 주위의 물원통이 서로 접촉하여 진행되는 구속 잠열 해빙 구간에서의  $UA_i$ 는 식(6)<sup>(2)</sup>과 같으며 여기서  $UA_d$ 은 구속 잠열 해빙 구간 직전의 불구속 잠열 해빙 구간에서의 열전달계수,  $D_{crit,d}$ 는 코일 튜브 주위의 물원통 사이에 접촉하기 직전의 직경,  $D_{ul}$ 은  $D_{crit,d}$ 에서  $1.128 D_{crit,d}$ 까지 증가해 나가는 물원통의 지름을 의미한다. 빙축조의 얼음이 완전히 해빙하여 현열 변화를 하는 현열 해빙 구간에서의  $UA_i$ 는 식(7)과 같다.

결빙시 또는 해빙시의 총열전달량  $\dot{Q}_b$ 는 다음 식으로 나타낼 수 있으며

$$\dot{Q}_b = \varepsilon \dot{m}_b c_b (T_{b,in} - T_{ice}) \quad (8)$$

여기서 유효계수  $\varepsilon$ 는  $\frac{T_{b,in} - T_{b,out}}{T_{b,in} - T_{ice}}$ 을 의미한다.

빙축조의 브라인 입구온도변화  $\Delta T_{b,in}$ 과 유량 변화  $\Delta \dot{m}_b$ 에 대한 열전달량 변화  $\Delta \dot{Q}_b$ 는 다음과 같은 일차 시스템<sup>(2)</sup>으로 가정할 수 있으며

$$\frac{d\Delta \dot{Q}_b}{dt} = \frac{K_1 \Delta T_{b,in} - \Delta \dot{Q}_b}{\tau_1} \quad (9)$$

$$\frac{d\Delta \dot{Q}_b}{dt} = \frac{K_2 \Delta \dot{m}_b - \Delta \dot{Q}_b}{\tau_2} \quad (10)$$

여기서  $K_1, K_2$ 와  $\tau_1, \tau_2$ 는 브라인 입구온도변화시와 유량변화시의 정상상태게인과 시정수를 의미한다.

## 2.2 냉동기

냉동기의 냉동용량  $Q_e$ 와 소요동력  $P_c$ 는 증발온도  $T_e$ 와 응축온도  $T_c$ 의 함수로 가정하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$Q_e = C_1 + C_2 T_e + C_3 T_c + C_4 T_e^2 + C_5 T_c^2 + C_6 T_e T_c \quad (11)$$

$$P_c = A_1 + A_2 T_e + A_3 T_c + A_4 T_e^2 + A_5 T_c^2 + A_6 T_e T_c \quad (12)$$

여기서  $C_1 \sim C_6$ 와  $A_1 \sim A_6$ 는 냉동기 성능곡선에 의해 주어진 상수를 의미한다. 냉동기의 부분부하시 부분냉동용량  $Q_{e,p}$ 와 부분소요동력  $P_{c,p}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$Q_{e,p} = Q_e (\alpha_1 + \alpha_2 SV + \alpha_3 SV^2) \quad (13)$$

$$P_{c,p} = P_c (\beta_1 + \beta_2 SV + \beta_3 SV^2) \quad (14)$$

여기서  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 와  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ 는 성능곡선에 의해 주어진 상수,  $SV$ 는 부분부하시 엑츄에이터의 위치로써 다음과 같은 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dSV}{dt} = \frac{C - SV}{\tau_{SV}} \quad (15)$$

여기서  $C$ 는 제어입력신호,  $\tau_{SV}$ 는 엑츄에이터의 시정수를 나타낸다.

냉동기 브라인 출구온도  $T_{b,out}$ 에 대한 동적 모델은 다음과 같은 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dT_{b,out}}{dt} = \frac{T_{b,ss} - T_{b,out}}{\tau} \quad (16)$$

여기서 냉동기 브라인 정상상태 출구온도  $T_{b,ss}$ 는

$$T_{b,in} - \frac{Q_{e,p}}{\dot{m}_b c_b}$$

로부터 계산할 수 있다.

## 2.3 삼방밸브

두개의 입구와 한개의 출구를 가진 삼방밸브의 동적 모델로 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\frac{dC_{ac}}{dt} = \frac{C - C_{ac}}{\tau} \quad (17)$$

여기서  $C$ 는 제어입력신호,  $C_{ac}$ 는 이력현상<sup>(4)</sup>을 고려하지 않은 밸브 위치를 의미한다.

삼방밸브 출구유량  $\dot{m}_3$ 와 출구온도  $T_3$ 는 다음과 같이 계산할 수 있으며

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad (18)$$

$$T_3 = \frac{\dot{m}_1 T_1 + \dot{m}_2 T_2}{\dot{m}_3} \quad (19)$$

여기서 삼방밸브 입구에서의 유량  $\dot{m}_1$ 와  $\dot{m}_2$ 는  $\sqrt{\frac{\Delta P_{13}}{R_1} [(1-\lambda)C_{hyst1} + \lambda]}$ 와  $\sqrt{\frac{\Delta P_{23}}{R_2} [(1-\lambda)C_{hyst2} + \lambda]}$ 로  $\Delta P_{13}$ 과  $\Delta P_{23}$ 은 밸브의 입구와 출구의 압력차,  $R_1$ 과  $R_2$ 는 밸브가 완전히 열렸을 때의 유동저항 계수,  $\lambda$ 는 누출매개변수,  $C_{hyst1}$ 과  $C_{hyst2}$ 는 이력현상을 고려한 밸브 위치를 의미하며,  $T_1$ 과  $T_2$ 는 삼방밸브 두 입구에서의 입구온도를 의미한다.<sup>(4)</sup>

## 2.4 열교환기

물대공기 열교환기에 대한 모델은 대수평균 온도차(LMTD)와 대수평균 엔탈피차(LMHD)를 사용하여 개발하였다.<sup>(5)</sup> 건식코일의 경우 정상상태 시 공기와 브라인의 출구온도  $T_{a,ss}$ 와  $T_{b,ss}$ 는 다음 식들로부터 계산할 수 있으며

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_a c_a (T_{a,in} - T_{a,ss}) \\ &= \dot{m}_b c_b (T_{b,ss} - T_{b,in}) = UA_o (LMTD) \end{aligned} \quad (20)$$

$$LMTD = \frac{\Delta T_{a,in-b,ss} - \Delta T_{a,ss-b,in}}{\ln[\Delta T_{a,in-b,ss} - \Delta T_{a,ss-b,in}]} \quad (21)$$

여기서  $UA_o$ 는 외부표면적에 대한 총열전달계수,  $\Delta T_{a,in-b,ss}$ 는  $T_{a,in} - T_{b,ss}$ 이고  $\Delta T_{a,ss-b,in}$ 는  $T_{a,ss} - T_{b,in}$ 을 의미한다. 습식코일의 경우 정상상태 시 공기와 브라인의 출구 엔탈피  $H_{a,ss}$ 와  $H_{b,ss}$ 는 다음 식들로부터 계산할 수 있으며

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_a (H_{a,in} - H_{a,ss}) \\ &= \dot{m}_b (H_{b,ss} - H_{b,in}) = U_H A_o (LMHD) \end{aligned} \quad (22)$$

$$LMHD = \frac{\Delta H_{a,in-b,ss} - \Delta H_{a,ss-b,in}}{\ln[\Delta H_{a,in-b,ss} - \Delta H_{a,ss-b,in}]} \quad (23)$$

여기서  $H_{a,in}$ 은 공기측 입구 엔탈피,  $H_{b,in}$ 은 브라인측 입구 엔탈피,  $U_H A_o$ 는 외부표면적에 대한 엔탈피 기준 총열전달계수,  $\Delta H_{a,in-b,ss}$ 는  $H_{a,ss} - H_{b,in}$ 이고  $\Delta H_{a,ss-b,in}$ 는  $H_{a,in} - H_{b,ss}$ 를 의미한다.

공기와 브라인의 출구온도에 대한 동적모델은 다음과 같은 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dT_{a,out}}{dt} = \frac{T_{a,ss} - T_{a,out}}{\tau_{coil}} \quad (24)$$

$$\frac{dT_{b,out}}{dt} = \frac{T_{b,ss} - T_{b,out}}{\tau_{coil}} \quad (25)$$

여기서 코일의 시정수  $\tau_{coil}$ 은  $C_{coil} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$ 로 계산되며  $C_{coil}$ 은 코일의 총열용량,  $R_1$ 은 습공기와 코일 외부표면과의 총열저항,  $R_2$ 는 코일 외부표면과 브라인과의 총열저항을 의미한다.<sup>(6)</sup>

## 2.5 냉수 펌프

펌프의 압력수두계수  $C_h$ 와 효율  $\eta$ 는 무차원 유량 계수  $C_f$ 의 함수로 가정하여 다음과 같이 나타내며

$$C_h = a_1 + a_2 C_f + a_3 C_f^2 + a_4 C_f^3 + a_5 C_f^4 \quad (26)$$

$$\eta = e_1 + e_2 C_f + e_3 C_f^2 + e_4 C_f^3 + e_5 C_f^4 \quad (27)$$

여기서  $C_f$ 는  $\frac{\dot{m}}{\rho N D^3}$ 로 계산되고  $N$ 은 회전속도,  $D$ 는 임펠러 지름을 의미하며  $a_1 \sim a_5$ 와  $e_1 \sim e_5$ 는 펌프의 성능곡선에 의해 주어진 상수를 의미한다.

펌프의 압력차  $\Delta P$ , 소비동력  $E$ , 출구온도  $T_{out}$ 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = C_h \rho N^2 D^2 \quad (28)$$

$$E = \frac{\dot{m} \Delta P}{\eta \rho} \quad (29)$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\Delta P}{\rho c_b} \left( \frac{1}{\eta} - 1 \right) \quad (30)$$

2.6 관

정상상태 출구온도  $T_{ss}$ 는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_{ss} = T_{amb} + (T_{in} - T_{amb}) \exp \left( - \frac{UA}{\dot{m}c_b} \right) \quad (31)$$

출구온도에 대한 동적 모델은 다음과 같은 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dT_{out}}{dt} = \frac{T_{ss} - T_{out}}{\tau} \quad (32)$$

여기서 시정수  $\tau$ 는  $\left[ \frac{h_i}{h_i + h_o} \right] \frac{C_m}{\dot{m}c_b}$ 로부터 계산되며  $h_i$ 는 관내부 열전달계수,  $h_o$ 는 관외부 열전달계수,  $C_m$ 은 관의 열용량을 의미한다.

2.7 온도센서

입력온도신호에 대한 출력온도신호  $C_{out}$ 은 다음과 같이 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dC_{out}}{dt} = \frac{C_{in} - C_{out}}{\tau} \quad (33)$$

여기서  $C_{in}$ 은  $\frac{T_{in} - T_{off}}{G}$  로써 입력온도  $T_{in}$ 을 계인  $G$ 와 오프셋  $T_{off}$ 에 의해 수정한 입력온도신호를 나타낸다.

2.8 비례적분 제어기

비례적분 제어알고리즘<sup>(3)</sup>을 사용할 경우 제어기 출력신호  $C_{ctrl}$ 은 다음과 같이 나타내며

$$C_{ctrl} = K_P \left( ERR + \frac{1}{T_I} \int ERR dt \right) \quad (34)$$

여기서 오차신호  $ERR$ 은  $C_{set} - C_{out}$ 로써 설정 신호  $C_{set}$ 과 온도센서를 통해 입력된 출력온도신호  $C_{out}$ 과의 차,  $T_I$ 는  $K_P/K_I$ 로 적분시간,  $K_P$ 는 비례게인,  $K_I$ 는 적분게인을 의미한다.

3. 컴퓨터 시뮬레이션

개발된 수학적 모델을 사용하여 HVACSIM<sup>1</sup> 프로그램<sup>(7)</sup>을 토대로 빙축열 냉방 시스템의 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 각각의 수학적 모델을 모듈화하여 프로그램 하였으며 각 모듈을 TYPE으로 정의하였다. TYPE 1은 펌프 모델, TYPE 2는 출구압력과 유량으로부터 입구압력을 계산하는 관 모델, TYPE 3은 입출구 압력으로부터 관의 유량을 계산하는 관 모델, TYPE 7은 온도센서 모델, TYPE 8은 제어기 모델, TYPE 12는 열교환기 모델, TYPE 13은 삼방밸브 모델, TYPE 26은 신호인버터 모델, TYPE 81은 냉동기 모델, TYPE 82는 빙축조 모델을 나타낸다. 빙축열 냉방 시스템의 제어알고리즘을 효과적으로 개발하기 위하여 Fig. 2와 같이 세 개의 제어시스템으로 가정하여 BLOCK을 구성하였으며 각각의 제어시스템을 구성하고 있는 각 요소들을 UNIT으로 정의하여 각 블록에 포함시켰다. BLOCK 1은 빙축조측 삼방밸브 출구온도 제어시스템을 의미하며 BLOCK 2는 냉동기 출구온도 제어시스템을 의미하고 BLOCK 3은 열교환기측 급기온도 제어시스템을 나타낸다.<sup>(8)</sup>

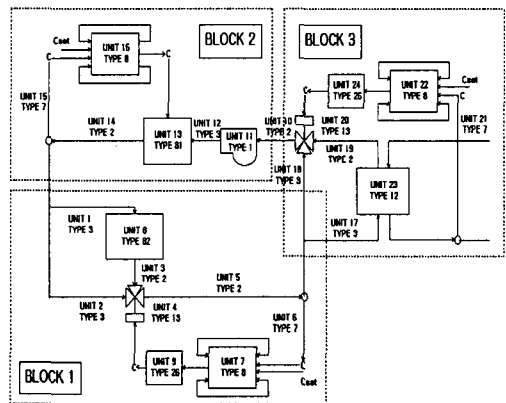


Fig. 2 Computer simulation of ice storage cooling system.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

결빙시와 해빙시 제어알고리즘으로 비례적분 제어알고리즘을 가정하였으며 시뮬레이션 프로그램에 사용된 각종 주요 데이터를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Data used for simulation program

UNIT	TYPE	Variable	Value	Unit	Comment	
1	3	HIA	2.97	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		HOA	0.0031	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		Cm	2.277	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material	
		V	0.00251	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit	
		K	21.35	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient	
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet	
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3		
2	3	HIA	2.76	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		HOA	0.00281	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		Cm	2.07	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material	
		V	0.002278	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit	
		K	14.8	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient	
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet	
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3		
3	2	HIA	2.7	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		HOA	0.00281	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		Cm	2.07	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material	
		V	0.002278	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit	
		K	11.9	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient	
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet	
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3		
4	13	K1	0.3	0.001/(kg m)	Port 1 Flow Resistance when Port 1 is open	
		K2	1.5	0.001/(kg m)	Port 2 Flow Resistance when Port 2 is open	
		λ	0.004	-	Leakage Parameter	
		r	10.0	sec	Actuator Time Constant	
		hys	0.1	-	Hysteresis Parameter	
		Mode	0	-	-	Characteristics of Ports : LIN/LIN=0,EXP/LIN=1,EXP/EXP=2
5	2	HIA	38.0	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		HOA	0.094	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		Cm	32.3	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material	
		V	0.0355	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit	
		K	66.44	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient	
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet	
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3		
6	7	r	10.0	sec	Time Constant	
		To	0.0	°C	Temperature Offset	
		Tg	100.0	°C	Temperature Gain	
7	8	Kp	3.0	-	Proportional Gain	
		Ki	0.1	-	Integral Gain	
8	82	Cpb	2.254	kJ/kg °C	Specific Heat of Brine	
		ρ	1130.8	kg/m <sup>3</sup>	Density	
		Tf	0.0	°C	Phase-change Temperature	
		Hb	7.22084	kW/m <sup>2</sup> °C	Heat Transfer Coefficient for Brine	
		Hw	0.2878	kW/m <sup>2</sup> °C	Heat Transfer Coefficient for Water	
		Di	0.01228	m	Diameter at Inside of Tube coil	
		Do	0.01598	m	Diameter at Outside of Tube coil	
		Ktbc	3.6	kW/m °C	Thermal Conductivity of Tube coil	
		Kw	0.000577	kW/m °C	Thermal Conductivity of Water	
		L	487.0	m	Tube coil Length	
		Dcrit	0.0425	m	Diameter of Ice cylinders or Diameter of Water cylinders	
		Mode	1 or 2	-	-	Charging period = 1, Discharging period = 2
		Mw	6000.0	kg	Weight of Water	
		Kice	0.00188	kW/m °C	Thermal Conductivity of Ice	
K	31.544	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient			
Cpw	4.217	kJ/kg °C	Specific Heat of Water			
Tcon1	10.0	sec	Time Constant for Brine Temperature changes			
Tcon2	70.0	sec	Time Constant for Brine Mass Flow Rate changes			
9	26	C	1.0	-	Signal	
10	3	HIA	2.97	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		HOA	0.0031	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area	
		Cm	2.277	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material	
		V	0.00251	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit	
		K	21.35	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient	
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet	
		Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3

11	1	a1	1.65	-	1st Pressure Coefficient
		a2	-70.0	-	2nd Pressure Coefficient
		a3	5.0	-	3rd Pressure Coefficient
		a4	0.0	-	4th Pressure Coefficient
		a5	30.0	-	5th Pressure Coefficient
		e1	9.95	-	1st Efficiency Coefficient
		e2	0.0	-	2nd Efficiency Coefficient
		e3	0.0	-	3rd Efficiency Coefficient
		e4	0.0	-	4th Efficiency Coefficient
		e5	0.0	-	5th Efficiency Coefficient
D	0.127	m	Diameter		
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
12	3	HIA	2.76	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.00281	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	2.07	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material
		V	0.002278	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit
		K	14.8	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient
		H	0.0	0	Height of Outlet above Inlet
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
13	81	HEA	3.8	kW/°C	Inside Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.0094	kW/°C	Outside Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	52.2	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit
		Vol	0.00255	m <sup>3</sup>	Volume
		K	5.0	0.001/(kg m)	Flow Resistance
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet
		Tcon1	5.0	sec	Actuator Time Constant
		Te	1.0	°C	Evaporator Temperature
		Tc	35.0	°C	Condenser Temperature
		Tcon2	30	sec	Chiller Time Constant
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
14	2	HIA	38.0	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.0944	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	32.2	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material
		V	0.0355	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit
		K	66.44	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
15	7	r	10.0	sec	Time Constant
		To	0.0	°C	Temperature Offset
		Tg	100.0	°C	Temperature Gain
16	8	Kp	3.0	-	Proportional Gain
		Ki	0.1	-	Integral Gain
17	3	HIA	2.97	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.0031	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	2.277	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material
		V	0.00251	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit
		K	21.35	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
18	3	HIA	2.76	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.00229	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	0.2116	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material
		V	0.00023	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit
		K	14.8	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
19	2	HIA	2.7	kW/°C	Inside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		HOA	0.00281	kW/°C	Outside Surface Heat Transfer Coefficient*Area
		Cm	2.07	kJ/°C	Thermal Capacitance of Conduit Material
		V	0.002278	m <sup>3</sup>	Volume of Conduit
		K	11.9	0.001/(kg m)	Flow Resistance Coefficient
		H	0.0	m	Height of Outlet above Inlet
Mode	3	-	-	Air = 1, Water = 2, Brine = 3	
20	13	K1	0.3	0.001/(kg m)	Port 1 Flow Resistance when Port 1 is open
		K2	1.5	0.001/(kg m)	Port 2 Flow Resistance when Port 2 is open
		λ	0.004	-	Leakage Parameter
		r	10.0	sec	Actuator Time Constant
		hys	0.1	-	Hysteresis Parameter
		Mode	0	-	-
21	7	r	10.0	sec	Time Constant
		To	0.0	°C	Temperature Offset
		Tg	100.0	°C	Temperature Gain
22	8	Kp	3.0	-	Proportional Gain
		Ki	0.1	-	Integral Gain
23	12	lc	0.0	-	Coil type : Flat = 0, Circular Fins = 1
		Ap	6.2381	m <sup>2</sup>	Primary Surface Area
		As	101.71	m <sup>2</sup>	Secondary Surface Area
		Ai	6.2	m <sup>2</sup>	Internal Surface Area
		Am/AF	0.416	-	Ratio of Minimum Flow Rate to Face Area
		Kf	0.204	kW/m °C	Thermal Conductivity of Fin Material
		Af	0.7226	-	Coil Face Area
		Nf	5.5118	-	Number of Fins per Centimeter
		Np	16.0	-	Number of Tubes per Row
		Nr	6.0	-	Number of Rows
		Do	0.01588	m	Tube Outside Diameter
		Di	0.01445	m	Tube Inside Diameter
		δ	0.00015	m	Fin Thickness
Cm	34.689	kJ/°C	Mass Times Specific Heat of Coil Material		
Sl	0.0259	m	Tube Longitudinal Spacing		
Df	0.508	m	Fin Diameter or Fin Length		
Dc	0.1651	m	Coil Depth in Air Flow Direction		
Kt	0.385	kW/m °C	Thermal Conductivity of Tube Material		
24	26	C	1.0	-	Signal

4.1 결빙시 시뮬레이션

결빙시 제어시스템은 에너지 절약을 고려하여 설정된 냉동기 출구 설정온도로 냉동기 출구온도를 유지하기 위한 냉동기 출구온도 제어시스템으로 구성되어 있으며<sup>(9)</sup> Fig. 2에서 보여주는 BLOCK 1과 BLOCK 2를 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

냉동기 출구설정온도를  $-3.0^{\circ}\text{C}$ ,  $0.0^{\circ}\text{C}$ ,  $-2.0^{\circ}\text{C}$ ,  $2.0^{\circ}\text{C}$ 로 계단변화시켰을 경우의 제어 결과를 Fig. 3에 보여준다. 비례계인  $K_p$ 를 5.0으로 적분계인  $K_I$ 를 0.3으로 선택할 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 8.0분, 정상상태오차 7.0%, 오버슈트 8.5% 이었고 제어신호가 변동이 심하였으나,  $K_p$ 를 3.0으로  $K_I$ 를 0.1로 선택할 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 6.8분, 정상상태오차 6.0%, 오버슈트는 무시할 수 있었으며 제어신호도 안정되어 냉동기 출구온도 제어알고리즘의  $K_p$ 와  $K_I$ 를 3.0과 0.1로 각각 선택하였다. Fig. 4는 결빙시 빙축조의 열전달량 변화를 나타내며 그림에서 보듯이 22시에서 22시 25분까지는 현열구간, 22시 25분에서 3시 20분까지는 불구속 잠열구간, 3시 20분에서 8시까지는 구속 잠열 구간을 나타낸다. Fig. 5는 결빙시 냉동기 성적계수의 변화를 나타내며 결빙시간이 진행될수록 빙축조의 총열전달계수가 감소하게 되고 냉동기의 증발기 온도가 저하되어 냉동기의 성적계수가 감소함을 알 수 있다.

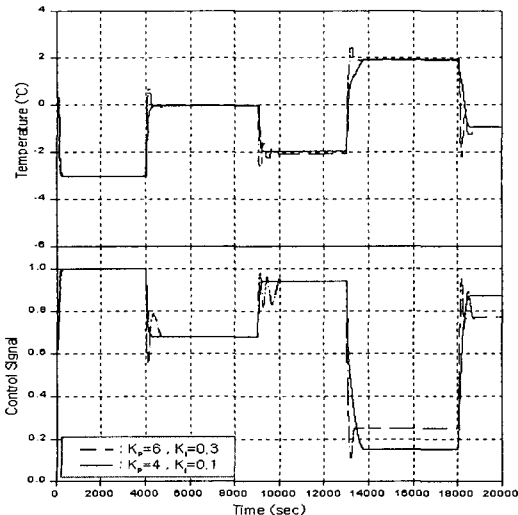


Fig. 3 Chiller outlet temperature control for setpoint step changes.

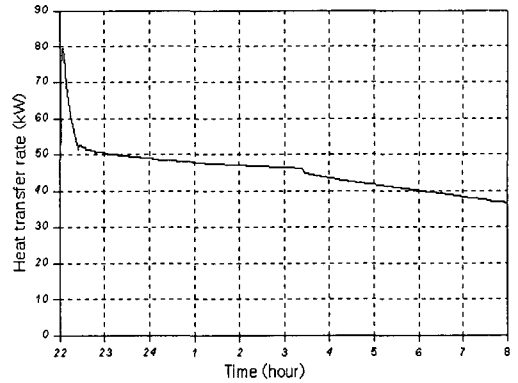


Fig. 4 Storage heat transfer rates in the charging mode.

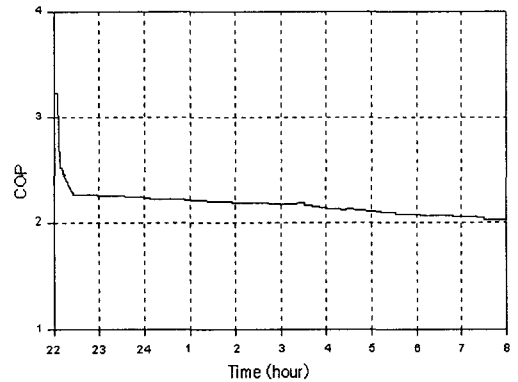


Fig. 5 Chiller COP in the charging mode.

4.2 해빙시 시뮬레이션

전부하 축열 방식에 의한 해빙시 제어시스템은 건물로 공급되는 공기온도를 일정하게 유지하기 위한 열교환기측 삼방밸브 제어시스템과 열교환기로 공급되는 브라인의 온도를 일정하게 유지하기 위한 빙축조측 삼방밸브 제어시스템으로 구성되어 있다.<sup>(10)</sup> Fig. 2에서 보여주는 BLOCK 1, BLOCK 2, BLOCK 3을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 해빙시 시뮬레이션 수행을 위하여 건물부하에 따라 변하는 건물회귀 공기온도를 Fig. 6과 같이 가정하였다. Fig. 7은 건물로 공급되는 공기 설정온도를  $16.0^{\circ}\text{C}$ ,  $14.0^{\circ}\text{C}$ ,  $17.0^{\circ}\text{C}$ ,  $15.0^{\circ}\text{C}$ 로 계단 변화시켰을 경우의 제어 결과를 보여준다.

$K_p$ 를 7.0으로  $K_I$ 를 0.5로 선택한 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 14.2분, 정상상태오차 2.0%, 오버슈트 10.0%이었고 제어신호는 변동이 심하였으나,  $K_p$ 를 3.0으로  $K_I$ 를 0.2로 선택한 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 11.0분, 정상상태오차 1.0%, 오버슈트는 무시할 수 있었으며 제어신호도 안정되어 급기설정온도 제어알고리즘의  $K_p$ 와  $K_I$ 를 3.0과 0.2로 각각 선택하였다. Fig. 8은 열교환기로 입구로 공급되는 브라인의 설정온도를 8.0°C, 11.0°C, 9.0°C, 10.0°C로 계단변화시켰을 경우의 제어 결과를 보여준다.

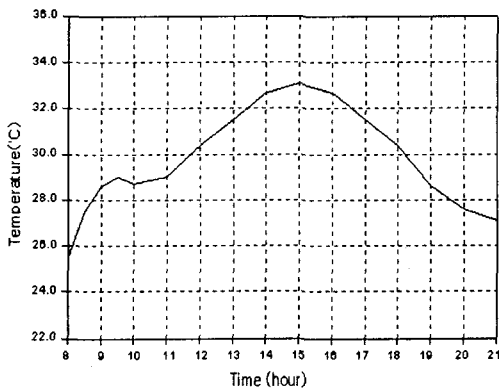


Fig. 6 Return air temperature from the building.

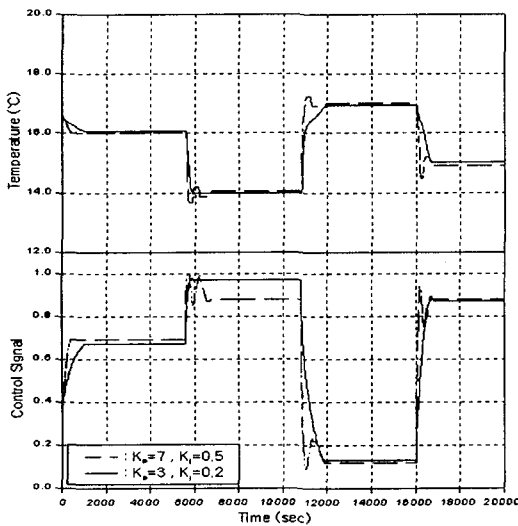


Fig. 7 Supply air temperature control for setpoint step changes.

그림에서 보듯이  $K_p$ 를 6.0으로  $K_I$ 를 0.3으로 선택한 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 9.0분, 정상상태오차 3.0%, 오버슈트 12.0% 이었고 제어신호는 변동이 심하였으나,  $K_p$ 를 3.0으로  $K_I$ 를 0.2로 선택한 경우  $\pm 1\%$  오차범위내 정착시간 6.7분, 정상상태오차 2.0%, 오버슈트는 무시할 수 있었으며 제어신호도 안정되어 열교환기로 공급되는 브라인의 입구 설정온도 제어알고리즘의  $K_p$ 와  $K_I$ 를 3.0과 0.2로 선택하였다. 해빙시 빙축조의 열전달량 변화가 Fig. 9에 보여주고 있으며 Fig. 6과 Fig. 9를 비교해서 보듯이 건물부하 변동에 대응하여 열전달량이 변동하는 것을 알 수 있었다.

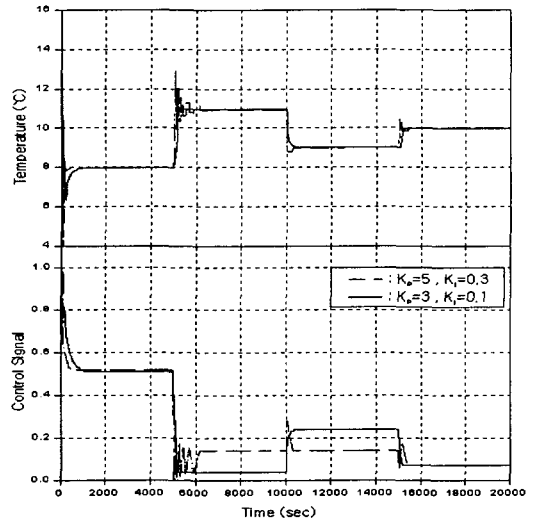


Fig. 8 Heat exchanger inlet brine temperature control for setpoint step changes.

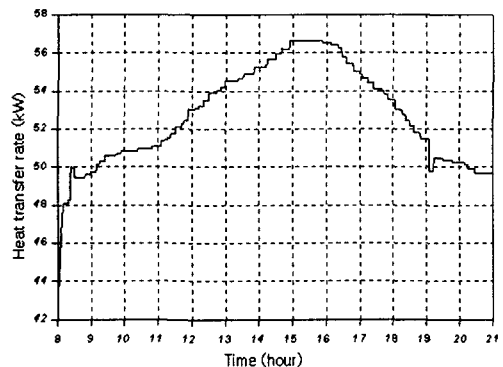


Fig. 9 Storage heat transfer rates in the discharging mode.



## 5. 결 론

빙축열 냉방 시스템의 각 구성요소에 대한 효과적인 동적 모델을 개발한 후 이를 사용하여 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 빙축열 냉방 시스템의 제어시스템을 결빙시 냉동기 출구온도 제어시스템, 해빙시 열교환기측 삼방밸브 제어시스템, 해빙시 빙축조축 삼방밸브 제어시스템으로 구분한 후 각각의 제어알고리즘으로 비례적분 제어알고리즘을 가정하였으며 개발된 시뮬레이션 프로그램을 통해 각 제어알고리즘에 필요한 적절한 계인을 선택하였다. 선택된 제어알고리즘을 사용하여 시뮬레이션을 수행한 결과 빙축열 냉방 시스템의 동적현상을 구체적으로 분석할 수 있음을 알 수 있었고 따라서 본 연구에서 개발된 동적 시뮬레이션 프로그램이 빙축열 냉방 시스템의 최적제어 알고리즘 개발을 위해 효과적으로 사용될 수 있음을 확인하였다.

## 참고문헌

1. 한도영, 이준호, 1998, 전축열 시스템의 동적 시뮬레이션, 공기조화·냉동공학회, 동계학술발표회 논문집, pp. 180-185.
2. 한도영, 이준호, 1998, 빙축조의 동적 모델, 공기조화·냉동공학회, 하계학술발표회 논문집, pp. 972-977.
3. 한도영, 이재원, 김종석, 정성중, 1995, 동적시스템 제어, 3판, 반도출판사, pp. 159-232.
4. D. R. Clark, 1984, HVACSIM<sup>+</sup> building systems and equipment simulation program : Reference Manual, NBSIR 84-2996.
5. W. M. Kays and A. L. London, 1984, Compact heat exchangers, McGraw-Hill.
6. Jean-Pascal Bourdouxhe and Marc Grodentand and Jean Lebrun, 1998, Reference guide for dynamic models of HVAC equipment, ASHRAE publication, pp. 46-48
7. C. Park and D. R. Clark and G. E. Kelly, 1986, HVACSIM<sup>+</sup> building systems and equipment simulation program : Building loads calculation, NBSIR 86-3331.
8. S. C. Silver and J. W. Jones and J. L. Peterson and B. D. Hunn, 1989, Component models for computer simulation of ice storage systems, ASHRAE transactions, Vol. 95, Pt. 1, pp. 1214-1226.
9. S. P. Gretarsson and C. O. Pedersen and R. K. Strand, 1994, Development of direct and indirect ice-storage models for energy analysis calculations, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Pt. 1, pp. 1230-1244.
10. R. T. Tamblyn, 1985, Control concepts for thermal storage, ASHRAE transactions, Vol. 91, Pt. 1, pp. 5-11.