

복합 열원 공조시스템의 최적 제어 알고리즘

한도영[†], 김진^{*}

국민대학교 기계·자동차공학부, *국민대학교 기계공학과 대학원

Optimal Control Algorithm for the Dual Source Chiller Air Conditioning System

Doyoung Han[†], Jin Kim^{*}

Department of Mechanical and Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

^{*}Graduate School of Mechanical Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received April 19, 2004; revision received August 18, 2004)

ABSTRACT: Control algorithms for a dual source chiller air conditioning system were developed. These are control algorithms for the supply air temperature control, the supply header chilled water temperature control, the chiller chilled water temperature control, and the cooling tower water temperature control. These algorithms were analyzed by using a dynamic simulation program. Simulation results showed the energy savings and the satisfactory controls of an absorption and centrifugal chiller air conditioning system. Therefore, control algorithms developed for this study may effectively be used for the improved controls of the dual source chiller air conditioning system.

Key words: Dual source chiller air conditioning system(복합 냉동기 공조시스템), Absorption chiller(흡수식 냉동기), Centrifugal chiller(터보 냉동기), Optimal control(최적 제어), Energy conservation(에너지 절약)

기 호 설 명

하첨자

C : 정압 비열 [kJ/kg °C]
 cap : 냉동 용량 [kcal]
 kw : 소비 동력 [kW]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 P : 소비 전력 [kW]
 R : 부분 용량비 [-]
 T : 온도 [°C]

a : 공기
 chw : 냉동기 냉수 출구
 $chwr$: 냉동기 냉수 입구
 co : 냉각수
 $coil$: 냉수 코일
 h : 헤더
 max : 최대값

1. 서 론

건물 전체 에너지 소비량의 큰 부분을 차지하고 있는 공조시스템의 효과적인 운용을 위해 각종 냉동기를 열원으로 사용한 공조시스템의 제어

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-4839

E-mail address: dyhan@kookmin.ac.kr

에 관한 연구들이 꾸준히 수행되고 있다. 기존의 단순한 제어 알고리즘 적용에서 벗어나 공조시스템 전체를 고려한 최적 제어 알고리즘 적용에 중점을 두어 진행되고 있으며 이러한 공조시스템의 최적화 제어 기술의 개발을 위하여 Braun et al.⁽¹⁾은 간단한 준최적 제어 알고리즘을 개발한 후 실제 시스템에 적용하여 기존의 고정 온도 설정값 제어의 경우보다 상대적인 에너지 절약의 가능성을 보여주었고, 또한 Cascia⁽²⁾는 EMS(energy management system)의 DDC(direct digital controller)에 준최적 알고리즘을 직접 적용하여 제어 알고리즘의 구현의 방법에 대한 연구를 수행하였으며, Zaheer-uddin et al.⁽³⁾은 최적화를 위하여 시간대별 건물 작동 스케줄을 기반으로 한 다단계 기술을 제어 알고리즘에 적용하였고, Han and Lee⁽⁴⁾는 전축열 방식 빙축열 시스템의 동적 특성을 고려한 최적 제어 알고리즘을 개발하여 최적화 가능성을 제시하였다. 이러한 연구들은 흡수식 냉동기 혹은 터보식 냉동기 등 한 종류의 열원으로 구성된 공조시스템을 선택하여 연구를 수행하여 실제 다양한 열원을 사용한 공조시스템에 적용하기 위해서는 다양한 열원의 특성과 동적 현상을 고려한 제어 알고리즘의 개발이 필요한 실정이다. 또한 최근에는 하절기 전력 수요에 대

응하고자 일정 규모 이상의 건축물에 설치되는 중앙 집중식 냉난방 설비의 경우 주간 최대 냉방 부하의 일정 부분 이상을 가스 냉방 또는 축냉식 방식을 적용하도록 강제 규정화하고 있기 때문에 이에 대응하고자 흡수식 또는 축열방식의 냉동기를 기존의 압축식 냉동기와 병행하여 사용하고 있어 이와 관련하여 복합 열원을 사용하는 공조시스템의 효과적인 운용을 위한 제어 알고리즘의 필요성이 더욱 요구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 국내에서 가장 많이 적용되고 있는 흡수식 냉동기와 터보 냉동기를 복합 열원으로 사용한 시스템을 선택하여 공조시스템을 구성하는 각 부시스템의 제어 및 설정 알고리즘을 개발한 후 이를 동적 시뮬레이션 프로그램^(5,7)에 적용하여 개발된 제어 알고리즘이 기존의 단순한 제어 방식에 비해 보다 효과적임을 확인하는 것을 목적으로 한다.

2. 복합 열원 공조시스템

본 연구에서 선택된 흡수식과 터보 냉동기를 사용한 복합 열원 공조시스템은 Fig. 1과 같이 흡수식 냉동기와 터보 냉동기의 복합 열원, 냉각탑, 공조기, 헤더, 삼방밸브, 온도센서, 판, 펌프,

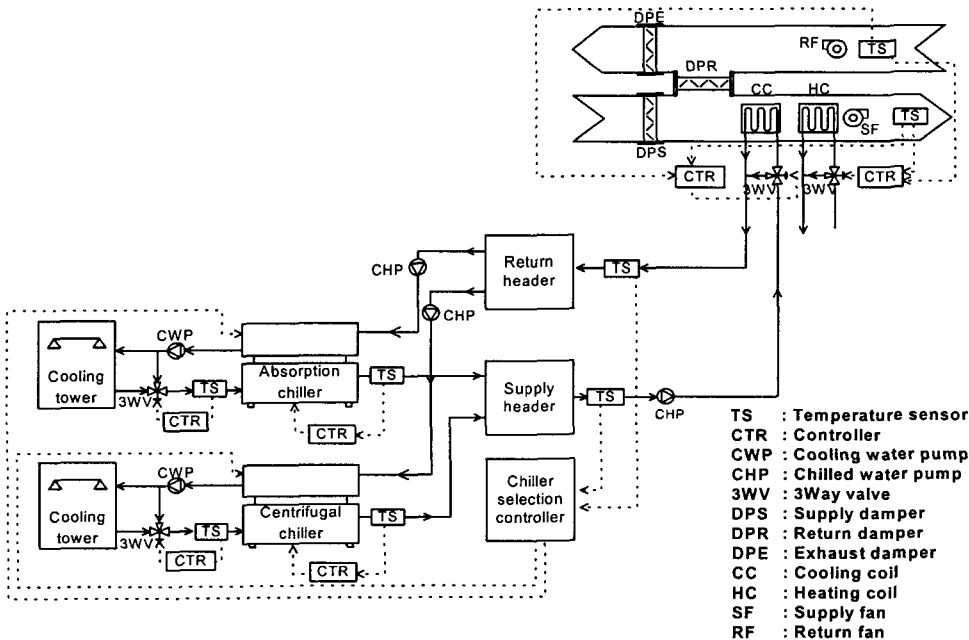


Fig. 1 Dual source chiller air conditioning system.

Table 1 Unit specifications

Absorption chiller	Cooling capacity (USRT)	400
	Chilled water flowrate (m ³ /h)	242
	Cooling water flowrate (m ³ /h)	416
	Max. steam consumption (kg/h)	1,760
Centrifugal chiller	Cooling capacity (USRT)	300
	Chilled water flowrate (m ³ /h)	181
	Cooling water flowrate (m ³ /h)	227
Absorption chiller cooling tower	Cooling capacity (USRT)	450
	Water flowrate (m ³ /h)	273
	Fan type	Axial
Centrifugal chiller cooling tower	Cooling capacity (USRT)	350
	Water flowrate (m ³ /h)	176
	Fan type	Axial
Air handling unit	Supply fan air flowrate (m ³ /h)	3,400
	Return fan air flowrate (m ³ /h)	2,800
	Humidifier capacity (kg/h)	40

제어기 등으로 구성되어 있으며 시스템 구성 요소의 주요 사양이 Table 1에 나타나어 있다. 각 구성 요소의 동적 현상을 고려하여 직화식 흡수식 냉동기의 동적 모델, 터보 냉동기의 동적 모델, 대항류 방식의 냉각탑의 동적 모델, 냉수 코일, 온수 코일, 덕트, 댐퍼, 팬 등으로 구성된 변풍량 공조기의 동적 모델, 그리고 공조시스템의 부속 요소로서 삼방 밸브, 관, 펌프, 온도 센서, 비례 적분 제어기 등의 동적 모델을 개발하였으며 개발된 모델들을 이용하여 각 모델들의 동적 상호작용을 시뮬레이션 할 수 있는 모듈화된 형태의 동적 시뮬레이션 프로그램을 구성하였다.

3. 시스템 제어 알고리즘

3.1 고정 설정 제어 알고리즘

개발하고자 하는 재설정 제어 알고리즘의 성능을 비교하기 위하여 고정된 설정점을 가지는 고정 설정 제어 알고리즘을 복합 열원 공조시스템의 기준 제어 알고리즘으로 가정하였다. 고정 설정 제어 알고리즘에서는 공조기 공급 공기 온도 16℃, 공급 헤더 냉수 출구 온도 7℃, 흡수식 냉동기 냉수 출구 온도 7℃, 터보식 냉동기 냉수 출구 온도 5℃, 냉동기 냉각수 입구 온도 32℃로 고정 설정하였으며, PI 알고리즘을 사용하여 설

정값과 실제 제어값의 오차가 0.5℃ 이내로 제어 되도록 제어 알고리즘을 구성하였다.

3.2 재설정 제어 알고리즘

복합 열원 공조시스템의 재설정 제어 알고리즘은 Fig.2와 같이 공조기 공기 온도 제어 알고리즘, 공급 헤더 냉수 출구 온도 제어 알고리즘, 냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘, 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘으로 구성되어 있다.

3.2.1 공조기 급기 온도 제어 알고리즘

공조기 급기 온도 제어 알고리즘은 공조기 환기 온도와 급기 온도를 사용하여 공조기 급기 온도를 설정한 후 냉수 코일 삼방 밸브를 제어하여 공조기 급기 온도를 설정 온도로 유지하는 것을 목적으로 한다. 측정된 환기 온도가 실내 냉방 부하를 만족시키기 위해 설정된 환기 온도와 비교하여 ±0.5℃ 내에서 제어되면 급기 설정 온도를 그대로 유지한 후 급기 온도 제어를 수행한다. 측정된 환기 온도가 설정 온도보다 0.5℃ 이상 높으면서 냉수 코일 삼방 밸브가 95% 이상의 개도 상태에서 60초 이상 지속되면 현 급기 설정 온도로는 냉방 부하를 감당하지 못한다고 가정하여 급기 설정 온도를 0.2℃만큼 감소시켜 제어를 수행하며 계속

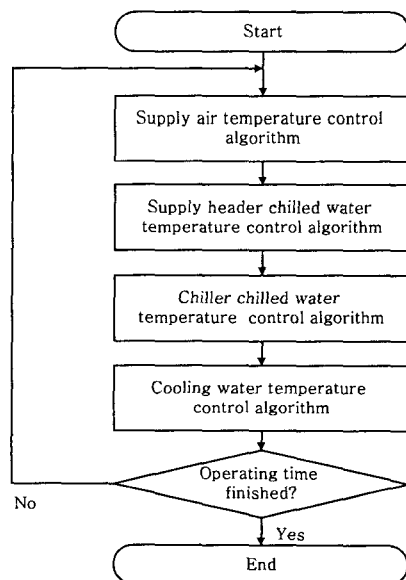


Fig. 2 System control algorithm.

해서 120초 이상 지속되면 현재의 공급 헤더 냉수 출구 설정 온도로 냉방 부하를 만족시키지 못한다고 가정하여 공급 헤더 냉수 출구 온도 설정 알고리즘을 사용하여 삼방 밸브로 유입되는 냉수 설정 온도를 감소시킨다. 측정 환기 온도가 환기 설정 온도보다 0.5℃ 이상 낮으면서 삼방밸브의 개도가 10% 이하에서 60초 이상 지속되면 냉방 부하에 비해 과도한 냉방 능력이 있다고 가정하여 급기 설정 온도를 0.2℃ 증가시켜 제어를 수행하게 된다.

3.2.2 공급 헤더 냉수 출구 온도 제어 알고리즘

공급헤더 냉수 출구 온도 제어 알고리즘은 실내 냉방 부하를 위해 요구되는 공조기 급기 온도를 유지하기 위하여 공급 헤더의 냉수 출구 온도를 설정한 후 설정 온도로 제어하는 것을 목적으로 한다. 냉수 코일 입구 삼방 밸브가 10%에서 90% 사이의 개도량을 유지할 경우 공급 헤더 냉수 출구 설정 온도를 그대로 유지하여 제어하고, 삼방 밸브 개도량이 10% 이하로 감소되면 공급 헤더 냉수 출구 온도 설정 온도를 $\Delta T_{chw,h}$ 만큼 증가시키고, 삼방 밸브 개도량이 90% 이상으로 증가되면 설정 온도를 $\Delta T_{chw,h}$ 만큼 감소시켜 공급 헤더 냉수 온도를 제어한다. 공급 헤더 냉수 출구 온도 설정값의 증감분 $\Delta T_{chw,h}$ 는 다음 식에서 계산할 수 있으며

$$\Delta T_{chw,h} = \frac{60\rho(0.24 + 0.45w)(CFM)\Delta T_a}{C_{chw} \dot{m}_{chw,coil}} \quad (1)$$

여기서 ρ 는 공기 밀도, w 는 공기 비습도, CFM 은 공조기 풍량, ΔT_a 는 급기와 환기의 공기 온도차의 증감분, C_{chw} 는 냉수 비열, $\dot{m}_{chw,coil}$ 은 냉수 코일의 질량 유량을 의미한다.

3.2.3 냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘

냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘은 부하에 따라 요구되는 냉수 온도를 만족시키기 위하여 각 냉동기의 냉수 출구 온도를 설정하고 설정된 온도로 유지하는 것을 목적으로 한다. 냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘은 냉동기의 특성을 고려하여 냉동기를 선택하는 냉동기 선택 알고리즘과 선택된 냉동기의 냉수 출구 온도를 설정할 수 있는 냉수 출구 온도 설정 알고리즘으로 구성되어 있다.

흡수식 냉동기와 터보식 냉동기를 사용한 복합 열원 시스템에서 냉동기 선택 알고리즘은 흡수식 냉동기를 기저부하로 하고 흡수식 냉동기가 냉동 용량의 90% 이상으로 가동되면 터보 냉동기를 추가로 사용한다.

냉동기 선택 알고리즘으로부터 냉동기가 선택 되면 각 냉동기의 출구 설정 온도를 구하기 위하여 냉수 출구 온도 설정 알고리즘을 사용한다. 전체 냉동 용량은 각 냉동기의 부분 냉동 용량 cap_i 의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\sum_{i=1}^n cap_i = \dot{m}_{chw,h} C_{chw} (T_{chw,h} - T_{chw,h}) \quad (2)$$

여기서 $\dot{m}_{chw,h}$ 는 공급 헤더로 유입되는 냉수 유량, $T_{chw,h}$ 은 환수 헤더의 냉수 입구 온도, $T_{chw,h}$ 는 공급 헤더의 냉수 출구 온도, n 은 가동되는 냉동기의 갯수, i 는 가동되는 냉동기의 종류로서 1일 경우 흡수식 냉동기, 2일 경우 터보식 냉동기를 의미한다. 전체 냉동기에서 소비되는 소비 에너지는 각 냉동기에서 소비되는 에너지 P_i 의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n P_{max,i} (\alpha_{a,i} + \alpha_{b,i} R_i + \alpha_{c,i} R_i^2) \quad (3)$$

여기서, $P_{max,i}$ 는 각 냉동기의 최대 소비 전력, $\alpha_{a,i}$, $\alpha_{b,i}$, $\alpha_{c,i}$ 는 각 냉동기의 성능 데이터에서 얻어진 상수, R_i 는 각 냉동기의 부분 용량비로서 $cap_i/cap_{max,i}$ 를 의미하며 $cap_{max,i}$ 는 각 냉동기의 최대 용량을 나타낸다. 전체 냉동기에서 소비되는 에너지를 최소화하기 위해 구속조건인 식(2)와 목적 함수인 식(3)을 사용하여 Hermitian을 구하면 다음과 같으며

$$H = \sum_{i=1}^n P_i + \lambda \left[\dot{m}_{chw,h} C_{chw} (T_{chw,h} - T_{chw,h}) - \sum_{i=1}^n cap_i \right] \quad (4)$$

여기서 λ 는 라그랑지안 상수를 의미한다. 식(4)를 cap_i 로 미분하면 다음과 같으며

$$cap_i = \frac{\lambda \cdot cap_{max,i}^2}{2\alpha_{c,i} P_{max,i}} - \frac{\alpha_{b,i}}{2\alpha_{c,i}} cap_{max,i} \quad (5)$$

식(2)와 식(5)에서 λ 를 구하면 다음과 같고

$$\lambda = \left[\dot{m}_{chw,h} C_{chw} (T_{chw,h} - T_{chw,h}) + \frac{\alpha_{b,i}}{2\alpha_{c,i}} \sum_{i=1}^n cap_{max,i} \right] \left(\frac{2\alpha_{c,i}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{cap_{max,i}^2}{P_{max,i}} \right)} \right) \quad (6)$$

이를 이용하여 각 냉동기의 cap_i 를 구하면 다음과 같으며

$$cap_i = \frac{cap_{max,i}^2}{2\alpha_{c,i} P_{max,i}} \left[\dot{m}_{chw,h} C_{chw} (T_{chw,h} - T_{chw,h}) + \frac{\alpha_{b,i}}{2\alpha_{c,i}} \sum_{i=1}^n cap_{max,i} \right] \left(\frac{2\alpha_{c,i}}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{cap_{max,i}^2}{P_{max,i}} \right)} \right) - \frac{\alpha_{b,i}}{2\alpha_{c,i}} cap_{max,i} \quad (7)$$

따라서 각 냉동기의 냉수 출구 설정 온도 $T_{chw,i}$ 는 다음 식에서 계산할 수 있다.

$$T_{chw,i} = T_{chw,i} - \frac{cap_i}{\dot{m}_{chw,i} C_{chw}} \quad (8)$$

여기서 $T_{chw,i}$ 는 각 냉동기의 냉수 입구 온도, $\dot{m}_{chw,i}$ 는 각 냉동기의 냉수 유량을 나타낸다.

3.2.4 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘

냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘은 냉동기 냉수 출구 온도 설정 알고리즘에서 설정된 냉수 출구 온도를 만족시키면서 냉동기 냉각수 환수온도, 외기 흡구 온도를 고려하여 냉각탑 팬의 소비동력을 최소로 할 수 있는 냉각수 입구 온도를 설정하고 설정된 온도로 유지하는 것을 목적으로 한다.

각 냉동기 소비동력과 냉각탑의 냉각수 입구 온도, 냉수 출구 온도의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$kw_i = \beta_{a,i} + \beta_{b,i} T_{chw,i} + \beta_{c,i} T_{co,i} + \beta_{d,i} T_{chw,i}^2 + \beta_{e,i} T_{co,i}^2 + \beta_{f,i} T_{chw,i} T_{co,i} \quad (9)$$

여기서 kw_i 는 각 냉동기의 소비 동력, $T_{co,i}$ 는 각 냉각탑의 냉각수 입구온도, $\beta_{a,i}$ 에서 $\beta_{f,i}$ 는 성능 데이터로부터 얻어진 상수를 의미한다. 식(9)로부터 소비 동력을 최소화시킬 수 있는 $T_{co,i}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며 냉각수 입구온도의 구속 조건은 각 냉동기의 운전 효율을 고려한 실제 장비의 데이터를 적용하여 식(11)과 같이 정의할 수 있다.

$$T_{co,i} = \frac{-\beta_{f,i} T_{chw,i} - \beta_{c,i}}{2\beta_{e,i}} \quad (10)$$

$$25^\circ\text{C} \leq T_{co,i} \leq 32^\circ\text{C} \quad (11)$$

4. 시뮬레이션 결과

개발된 제어 알고리즘의 효율성과 에너지 절약 효과를 확인하기 위하여 흡수식 냉동기와 터보 냉동기로 이루어진 복합 열원 공조시스템을 구성한 후 Table 1과 같은 각 구성 요소의 데이터^(8,9)를 사용하여 동적 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 사용한 외기 조건은 Fig. 3과 같이 냉방 부하가 집중되는 오전 9시부터 오후 19시까지의 10시간 동안으로 정의하였다.

Fig. 4는 고정 설정 알고리즘과 개발된 재설정 알고리즘 모두를 적용한 경우의 실내 온도 제어 결과를 보여준다. 그림에서와 같이 고정된 설정 온도를 적용한 경우와 개발된 제어 알고리즘을 적

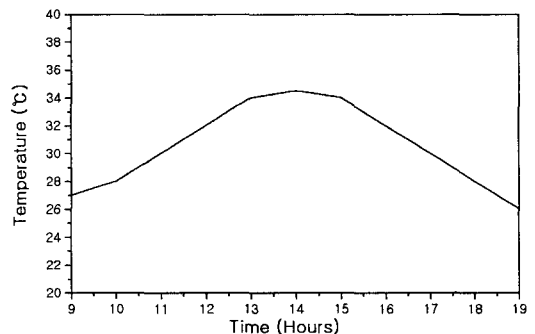


Fig. 3 Outdoor air temperature.

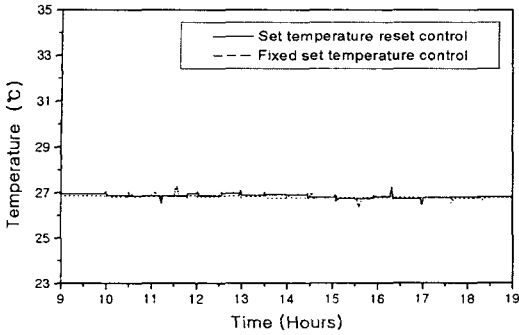


Fig. 4 Indoor air temperature.

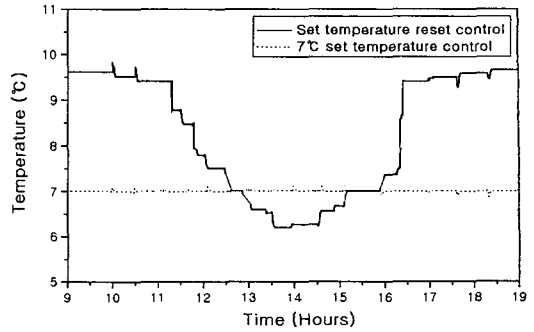


Fig. 6 Supply header chilled water outlet temperature.

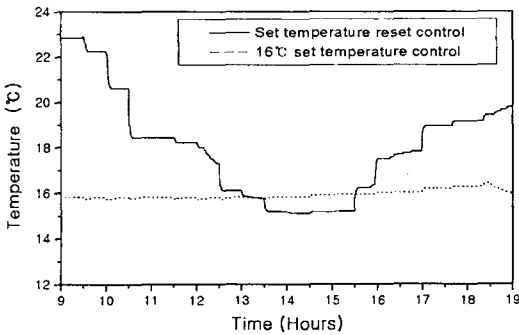


Fig. 5 Supply air temperature.

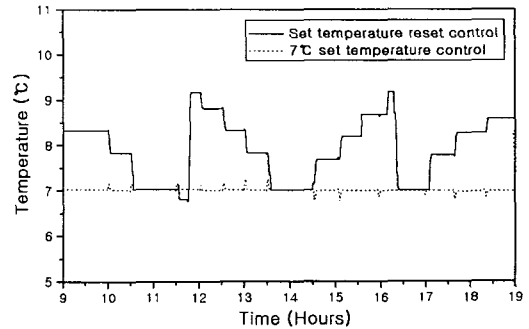


Fig. 7 Absorption chiller chilled water outlet temperature.

용한 경우 모두 실내 온도를 설정 온도에서 정상 상태 오차 0.3°C 미만으로 적절히 유지하고 있어 시스템의 제어에 적절히 사용됨을 알 수 있다.

Fig.5는 공조기 급기 온도 제어 알고리즘에 의한 급기 온도를 설정한 경우와 16°C로 일정하게 고정된 경우의 급기 온도 제어 결과를 보여준다. 그림에서와 같이 실선은 급기 온도 설정 알고리즘에 의한 제어 결과이며 점선은 급기 온도를 고정된 경우의 제어 결과로서 외기 부하가 적은 영역에서는 높은 온도의 공조기 공급 공기 온도를 유지하고 외기 부하가 많은 영역에서는 낮은 온도를 유지함으로써 부하에 적절하게 대응하고 있음을 알 수 있었다.

Fig.6은 공급 헤더 냉수 출구 온도 제어 알고리즘을 적용하여 설정된 공급 헤더 냉수 출구 온도와 7°C로 일정하게 고정된 경우의 냉수 출구 온도 제어 결과를 나타내었다. 그림에서와 같이 실선은 냉수 출구 온도 설정 알고리즘의 제어 결과이며 점선은 냉수 출구 온도를 고정된 경우의

제어 결과이다. 그림에서와 보듯이 외기에 의한 냉방 부하의 증가에 대하여 적절히 공급 헤더 냉수의 출구 온도를 낮추어 주어진 부하에 대하여 적응함을 알 수 있으며 전체적으로 설정 온도가 높게 제어되고 있음을 알 수 있다.

Fig.7과 Fig.8은 냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘을 사용한 경우에 대한 흡수식 냉동기와 터보 냉동기의 출구 온도 제어 결과를 보여준다. 그림에서 실선은 설정 제어 알고리즘을 적용한 경우의 냉동기의 제어 결과이고 점선은 흡수식 냉동기의 냉수 출구 온도를 7°C, 터보식 냉동기의 냉수 출구 온도를 5°C로 고정된 경우의 냉동기의 제어 결과이다. 그림에서와 같이 설정 알고리즘을 사용하는 경우 외기에 따른 냉방 부하의 증가에 따라 9시부터 11시까지 흡수식 냉동기만 가동되어 설정 온도를 적절히 조절하다가 흡수식 냉동기의 용량을 초과하게 되는 11시에서 16.4시 사이에는 흡수식과 터보 냉동기로 구성되는 복합 열원이 가동되어 설정 온도를 냉방 부하에 따라 적

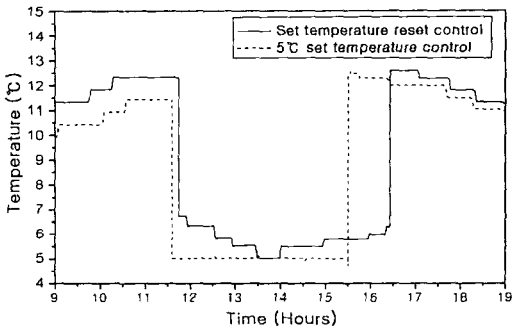


Fig. 8 Centrifugal chiller chilled water outlet temperature.

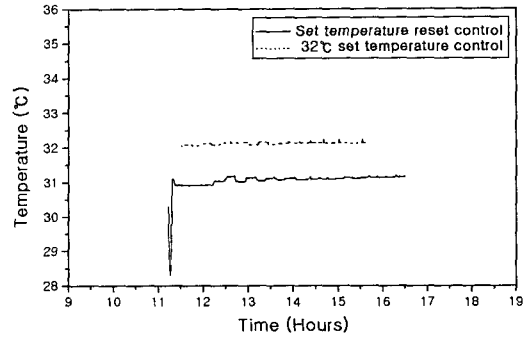


Fig. 10 Centrifugal chiller cooling water inlet temperature.

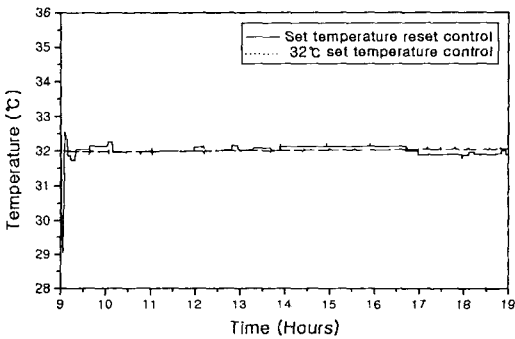


Fig. 9 Absorption chiller cooling water inlet temperature.

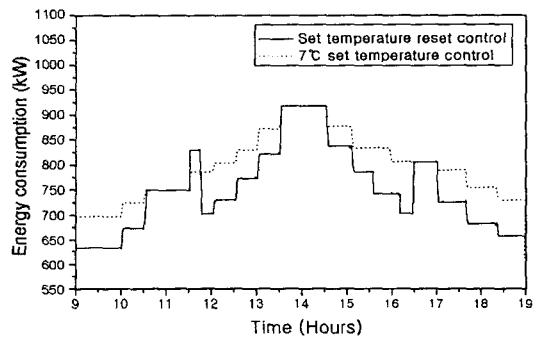


Fig. 11 Absorption chiller energy consumption.

절히 조절하고 다시 냉방 부하가 감소하는 16.4시 이후에는 터보 냉동기가 정지하고 흡수식 냉동기만 가동되어 냉방 부하에 따라 장비의 기동이 적절히 조절되는 결과를 나타내었으며 실내 온도를 동일한 설정 온도로 제어하기 위하여 상대적으로 높은 냉수 온도를 유지함을 알 수 있었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘 적용시의 냉각수 입구 온도 제어 결과를 보여주고 있으며 실선은 냉동기 냉각수 입구 온도 설정 알고리즘을 적용한 경우, 점선은 냉동기 냉각수 입구 온도를 32°C로 고정한 경우의 제어 결과를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 흡수식 냉동기의 경우 냉각수 입구 온도 설정 제어 결과 구속 조건에 의해 냉각수 입구 온도가 32°C로 유지되었고, 터보 냉동기의 경우 냉각수 입구 온도가 약 31°C에서 설정되었으며 이에 대한 제어 결과도 설정된 온도로 적절히 제어됨을 알 수 있었다.

Fig. 11과 Fig. 12는 흡수식 냉동기와 터보식 냉동기의 소비 동력을 나타낸 것으로 그림에서 실선

은 냉수 출구 설정 온도 알고리즘을 적용한 경우의 에너지 소비 결과를 나타내고 있으며 점선은 냉수 출구 온도를 흡수식 냉동기의 경우 7°C, 터보식 냉동기의 경우 5°C로 고정한 경우의 에너지 소비 결과를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 개발된 설정 알고리즘을 적용한 경우 고정된 출구 설정 온도를 적용하는 경우에 비하여 에너지 소비량이 대부분의 시간에서 낮은 결과를 보여주고 있어 개발된 제어 알고리즘이 동일한 외기 조건에 대하여 동일하거나 우수한 제어 효과를 나타내면서 에너지 절감에도 효과적인 결과를 보이고 있다.

Fig. 13은 고정된 설정점을 가지는 고정 설정 제어 알고리즘에 대한 경우와 개발된 공조기 급기 온도, 공급 헤더 출구 온도, 냉동기 냉수 출구 온도, 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘으로 구성된 재설정 알고리즘을 모두 사용한 경우에 대한 에너지 소비량을 나타내었다. 그림에서와 같이 재설정 알고리즘을 적용한 경우에는 전체 에너지 사용량이 8,051 kWh로 나타났으며 고정된 설정 알

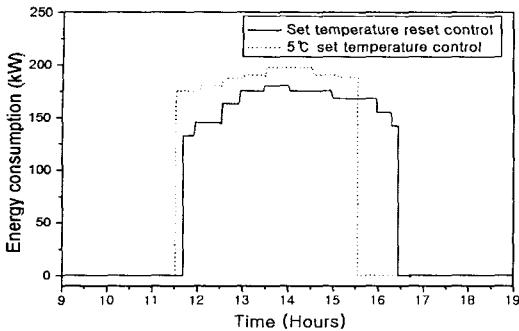


Fig. 12 Centrifugal chiller energy consumption.

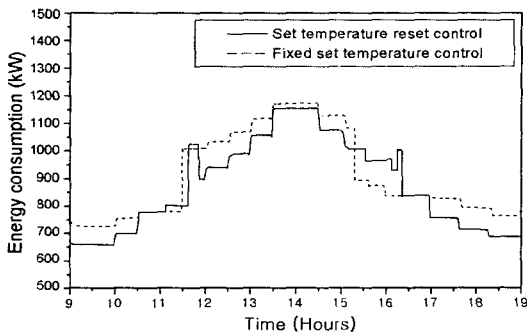


Fig. 13 Total energy consumption.

고리즘을 사용한 경우에는 9,175 kWh로 나타나 약 12.2%의 에너지 절감효과를 나타내었다.

5. 결 론

흡수식 냉동기와 터보 냉동기의 복합 열원으로 구성된 공조시스템을 대상으로 한 재설정 알고리즘으로 실내에서 배기되는 환기 온도와 공급 공기 온도로 계산되는 건물의 부하의 변동에 따라 공조기 급기 온도를 최적의 상태로 설정하는 공조기 급기 온도 제어 알고리즘, 공조기측의 공급 공기 온도 설정값에 따라 냉수 코일의 냉수 온도를 재설정하는 공급 헤더 냉수 출구 온도 제어 알고리즘, 각 냉동기의 효율을 고려하여 각 냉동기의 냉수 출구 온도를 설정하는 냉동기 냉수 출구 온도 제어 알고리즘, 냉동기 냉각수 환수 온도와 외기 습구 온도를 고려하여 냉각탑 팬의 소비 동력을 최소로 유지하는 냉각수 입구 온도를 설정하는 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 알고리즘을 개발하였다. 개발된 알고리즘의 성능 검증을 위하여 고정된 설정 알고리즘과 비교하여 동적 시뮬레이션을

수행한 결과 두 경우 모두 실내 온도를 설정 온도에서 정상 상태 오차 0.3°C 미만으로 적절히 유지하는 결과를 나타내었으며 재설정 알고리즘을 적용한 경우가 고정 설정 알고리즘에 비하여 12.2%의 에너지 절감 효과를 나타내었다. 따라서 개발된 제어 알고리즘이 복합 열원 공조시스템의 성능 향상과 에너지 절감에 효과적으로 적용할 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

1. Braun, J. E., Klein, S. A. and Beckman, W. A., 1989, Methodologies for optimal control of chilled water system without storage, ASHRAE Transactions, Vol. 95, pp. 652-662.
2. Cadicia, M. A., 2000, Implementation of a near optimal global set point control method in a DDC controller, ASHRAE Transactions, Vol. 106, Pt. 1.
3. Zaheer-uddin, M. and Zheng, G. R., 1999, Optimal control of time-scheduled heating, ventilating and air conditioning processes in buildings, Elsevier Science Ltd., Vol. 41, No. 1, pp. 49-60.
4. Han, D. and Lee, J., 2002, Optimal control algorithms for the full storage ice cooling system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 4, pp. 350-358.
5. Han, D. and Lee, S., 2000, Optimal control of the absorption air conditioning system, Winter Proceedings, SAREK, pp. 235-241.
6. Park, C., Bushby, S. T. and Kelly, G. E., 1989, Simulation of a large office building system using the HVACSIM⁺ program, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt. 1, pp. 642-651.
7. Han, D. and Lee, H., 2000, Dynamic simulation for the development of control algorithms of the absorption and centrifugal chiller system, Winter Proceedings, SAREK, pp. 214-219.
8. Data Book, 2000, Century corporation.
9. Data Book, 2000, Mando climate control corporation.