

공조 시스템용 DDC의 온라인 최적제어에 관한 연구

안 병 천[†]

경원대학교 건축설비공학과

On-line Optimal Control Methodology for the DDC Controller of a Heating, Ventilating, and Air-Conditioning System

Byung Cheon Ahn[†]

Department of Building Equipment System Engineering, Kyungwon University, Kyunggi-Do 461-701, Korea

(Received February 10, 2001; revision received September 5, 2001)

ABSTRACT: The real time optimal control algorithm of the DDC controller for chilled water and supply air temperature set-point of heating, ventilating, air-conditioning and refrigeration systems has been researched for minimization of the total power which is consumed by the chiller, chilled water pump and air handing unit fan. The study has been done by using TRNSYS program in order to analyze the central cooling system in terms of the environmental variables such as indoor cooling load and wet-bulb temperature. This optimal control algorithm saves more energy and is suitable for real time on-line control in comparison with conventional methods.

Key words: Quasi steady state(준 정상상태), On-line optimal control(실시간 최적제어), Quadratic cost function(2차 소비함수), Supervisory controller(관리제어기), Local controller(현장제어기)

기 호 설 명

m_{air} : 공기유량 [kg/sec]
 m_{water} : 냉수유량 [kg/sec]
 P_{comp} : 냉동기 전력소모량 [kW]
 P_{fan} : 급기팬 전력소모량 [kW]
 P_{pump} : 냉수펌프 전력소모량 [kW]
 P_{Tot} : 총 전력소모량 [kW]
 Q_{lat} : 잠열 [kW]
 Q_{sens} : 현열 [kW]
 $T_{cc,inlet}$: 급기 입구온도 [°C]

$T_{cc,discharge}$: 최적 급기 출구온도 [°C]
 T_{chur} : 냉수 환수온도 [°C]
 $T_{chus,opt}$: 최적 냉수 공급온도 [°C]
 T_{zone} : 존의 온도 [°C]
 Δh_{air} : 입출구 공기의 엔탈피차 [kJ/kg]
 ΔT_{air} : 급기 입출구 온도차 [°C]
 $\Delta T_{air,opt}$: 최적 급기 입출구 온도차 [°C]
 ΔT_{chw} : 냉수 입출구 온도차 [°C]
 $\Delta T_{chw,opt}$: 최적 냉수 입출구 온도차 [°C]

그리스 문자

γ_f : 팬의 제어신호
 γ_p : 펌프의 제어신호
 ω_{zone} : 존의 습도 [%]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-750-5309; fax: +82-31-750-5314

E-mail address: bcahn@mail.kyungwon.ac.kr

1. 서 론

빌딩에서의 에너지 낭비는 빌딩 내 건축설비의 비효율적 운용과 관련되어 있다고 볼 수 있으며, 하절기 전력수요의 20% 가량이 건물의 총 부하 중에서 냉방부하의 몫이라는 결과는 냉방부하가 피크전력과 전력예비율에 상당한 영향을 준다는 것을 알 수 있다.⁽¹⁾ 건물에서의 효율적인 에너지 절약을 위한 노력과 투자는 건물주는 물론 국가 기간산업에도 직·간접적인 영향을 주는 중요한 요소이다. 또한, 에너지 자원의 해외 의존도가 크고 최근 건물부분에서 고급연료의 선호경향으로 특히 수입에너지 소비가 폭발적으로 증가한 우리나라 실정을 감안하여 볼 때, 건물 에너지 절약에 대한 연구는 매우 필요하다 하겠다.

일반적으로 에너지 절약방법 중에 있어서 단기간의 연구개발로 에너지를 절감을 실현시킬 수 있는 방법으로는 제어(건물 에너지 관리 및 제어)기술의 발전이라 할 수 있는데, 기기의 무절제한 운전으로 야기되는 기기의 잔고장 및 노후성의 가속화 그리고 필요 이상의 전력이 사용됨으로 나타나는 에너지 낭비 등을 제어기술을 도입하여 기기 및 전체적인 시스템의 효율을 향상시킴으로써 상당한 에너지를 절감시킬 수 있다.

건물의 중앙냉방 시스템의 경우 전력소비는 냉동기(압축기)전력, 급기팬 전력, 냉수 순환펌프 전력, 냉각탑 팬, 냉각수 순환펌프에서 이루어지고, 각각의 구성요소의 동력소비량을 총합한 것이 전체 시스템의 총 전력이 되며, 각각의 구성요소의 최적 운전 설정치를 찾는 것이 최적 제어 방식이라 할 수 있다.

이와 같은 설정치들과 관계되는 제어변수들의 운전점이 구성요소 및 전체 시스템의 에너지 소모량에 많은 영향을 줄 수 있다는 것을 고려한 최적 제어개념을 도입하고 환경변화에 따라 적절한 공기조화 시스템의 운전조건을 결정함으로써 전력소비를 최소화하고자 하는 최적 제어이론의 적용에 관한 연구가 많이 이루어지고 있다.

그러나, 실시간 최적 제어이론으로 Pontryagin Minimum Principle 혹은 Bellman Dynamic Program 등은 알고리즘이 매우 복잡하여, 실제 구현 및 적용함에 있어서 많은 어려움을 내포하고 있다.⁽²⁾ 따라서, 보다 간단하고 복잡한 시스템에의 적용이 용이한 실시간 최적 제어 알고리즘의 개

발이 필요하다 하겠다.

Braun et al.⁽²⁾의 최적제어개념을 이용하여 전체 시스템의 전력소모량을 최소화하기 위한 방안을 제시한 Ahn⁽³⁾은 냉방부하와 습구온도 및 현열비 등의 환경변수들의 변화에 따라 중앙냉방 시스템의 에너지 소비량이 최소가 되도록 공급공기온도, 냉각수온도, 그리고 냉수온도 등의 제어변수들의 최적 설정치들을 구하기 위한 최적 제어기법에 관하여 연구를 하였으며, 주어진 환경조건에 대해 전체 에너지 소비량이 최소가 되는 제어변수들의 최적 설정치의 조합을 구하였고 결과적으로 기존방식에 비해 전체 전력 에너지의 약 10%의 커다란 절감을 이룰 수 있음을 보여주었다. 그러나 이 연구는 통계적 처리방법인 최소자승 선형회귀기법(least square linear regression technique)을 이용하여 환경 및 제어변수에 대한 전체 시스템 전력소비량의 2차 소비(quadratic cost) 함수를 구해야 하는 어려움을 지니고 있다.

Kaya⁽⁴⁾는 준 정상상태(quasi steady state) 부하조건에서 냉동기, 냉수펌프 및 급기팬의 동력소비량을 각각의 구성요소들에 기초하여 냉수코일의 입출구 냉수온도차 혹은 공기온도차 등의 함수로 나타낼수 있음을 실험적 결과와의 비교를 통하여 관계식을 제안하고 검증하였다.

본 연구에서는 Kaya⁽⁴⁾의 이론식을 기초로 하여 최적제어 알고리즘을 중앙냉방시스템의 해석 및 제어를 연구한 Ahn⁽³⁾의 모델에 적용하여 그에 따른 에너지 절약성능을 포함한 시스템의 특성을 분석하고, 타 연구결과와의 에너지 절약성능을 비교하고자 한다.

2. 온라인 최적 제어 알고리즘

먼저, 최적 제어 알고리즘의 적용을 위한 기본 가정은 다음과 같다.

(1) 최적 냉수 설정온도와 코일 공기 설정온도 계산시에 부하는 준 정상상태를 유지한다. 이 가정은 냉수와 실내 공기의 온도제어를 위한 시간상수(time constants)는 20분 이내이며, 설비는 15분이나 20분 이내에 거의 준 정상상태에 도달될 수 있기 때문이다.

(2) 최적 냉수 설정온도와 코일 공기 설정온도 계산시에 ΔT_{chu} 와 Δh_{air} 는 일정한 것으로 가정

한다. 이것은 냉각코일을 통과하는 냉수량과 냉각코일을 지난 공기량은 최적 설정점 계산시간에 일정하다는 것을 의미한다.

(3) 물과 공기의 비열은 부하조건에 대해 일정하다. 이 가정은 열교환기에서 냉수와 공기의 온도변화 범위가 크지 않기 때문이다.

(4) 냉동기, 공기조화기, 냉수펌프 등을 위한 현장제어(local loop control)가 이루어진다. 먼저, 설정된 최적 냉수온도를 유지하기 위해 냉동기가 제어되고, 설정된 급기온도 및 정압을 유지하기 위해 공조기의 냉수유량 및 급기유량이 제어된다.

이상의 기본가정을 기초로 하여 본 연구에서 제시하는 온라인 최적 제어 알고리즘에 대해 간단히 기술하면 다음과 같다. 먼저, 본 연구에서는 냉동기, 냉수펌프 및 공조기의 팬 등에서 소모되는 전력 에너지를 총 에너지로 고려하였으며, 냉각탑 부분의 전력 에너지는 고려되지 않았다. 따라서 총 전력 에너지를 수식으로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{Tot} = P_{comp} + P_{pump} + P_{fan} \quad (1)$$

Kaya⁽⁴⁾는 압축기, 냉수순환펌프 및 급기 팬의 전력소모량들을 코일의 입출구 냉수온도차 혹은 공기온도차와의 관계식을 다음과 같이 제안하였다. 먼저, 준 정상상태하에서 총 전력 중 냉동기 소비전력은 코일의 입출구 냉수온도차에 대한 1차 함수로 나타내었다.

$$P_{comp} = K_{comp} \times \Delta T_{chw} \quad (2)$$

여기서, K_{comp} 는 압축기의 전력소모량과 냉수온도차로부터 구할 수 있는 특성상수이다. 또한, 냉수의 순환계통에서의 냉수 순환펌프전력은 다음과 같다.

$$P_{pump} = K_{pump} \times \left(\frac{1}{\Delta T_{chw}} \right)^3 \quad (3)$$

여기서, K_{pump} 는 펌프의 전력소모량과 냉수온도차로부터 구할 수 있다. 그리고, 공기조화기의 팬의 동력소모량은 코일의 입출구 공기온도차를 이용하여 다음과 같이 나타내었다.

$$P_{fan} = K_{fan} \times \left(\frac{1}{\Delta T_{air}} \right)^3 \quad (4)$$

여기서, K_{fan} 은 팬의 전력소모량과 냉수온도차로부터 구할 수 있다. 따라서, 공조 시스템의 총 전력소모량은 식(5)와 같이 냉수코일의 입출구 냉수온도차와 공기온도차의 함수로 나타낼 수 있게 된다.

그리고, 냉수온도차와 공기온도차는 냉수코일의 열교환 특성을 고려하여 식(6)으로 계산되어져 공기의 온도차를 냉수온도차의 함수로 변환시킬 수 있다.

이상의 과정을 통하여 총 전력소모량은 식(7)과 같이 냉수코일의 입출구 냉수온도차의 함수로만 표시할 수 있게 된다.

$$P_{Tot}(\Delta T_{chw}, \Delta T_{air}) = K_{comp} \Delta T_{chw} + K_{pump} \left(\frac{1}{\Delta T_{chw}} \right)^3 + K_{fan} \left(\frac{1}{\Delta T_{air}} \right)^3 \quad (5)$$

$$K \cdot M \cdot \Delta T_{air} = c_{chw} m_{chw} \Delta T_{chw} \quad (6)$$

여기서, K : 공기의 특성치 [$\text{kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot \text{kg/m}^3$]

M : 공기유량 [m^3/sec]

c_{chw} : 물의 비열 [$\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$]

m_{chw} : 냉수유량 [kg/sec]

$$P_{Tot}(\Delta T_{chw}) = K_{comp} \cdot \Delta T_{chw} + K_{pump} \cdot \left(\frac{1}{\Delta T_{chw}} \right)^3 + K_{fan}' \cdot \left(\frac{1}{\Delta T_{chw}} \right)^3 x \quad (7)$$

이 식으로부터 총 전력소모량이 최소가 될 때의 최적 냉수온도차를 구할 수 있으며, 그 결과는 식(8)로 나타내진다. 식(8)에서 볼 수 있듯이 최적 냉수온도차는 K_{comp} , K_{pump} , K_{fan}' 등과 같은 특성 상수들만의 함수로 나타낼 수 있으며, 이 상수값들을 알면 최적 냉수온도차를 구할 수 있다. 따라서 냉수코일의 출구 냉수온도의 최적 설정점은 식(9)와 같이 구하게 된다.

$$\Delta T_{chw, opt} = T_{chw} - T_{chws} = \sqrt[4]{\frac{3(K_{pump} + K_{fan}')}{K_{comp}}} \quad (8)$$

$$T_{chws, opt} = T_{chwr} - \Delta T_{chw, opt} \quad (9)$$

반면에, 공기와 냉수와의 열교환을 나타내는 식(6)을 이용하여 ΔT_{air} 를 구할 수 있게 되고, 식(10)을 이용하여 공조기에서의 최적 공급 공기온도 설정점을 구할 수 있다.

$$T_{cc, discharge} = T_{cc, inlet} - \Delta T_{air, opt} \quad (10)$$

3. 제어 시스템 모델링

먼저, Fig. 1은 본 연구에서의 시뮬레이션 연구를 위해 선정한 중앙냉방 시스템의 계통도를 간략하게 나타낸 그림이다. 또한, Fig. 2는 시뮬레이션 해석을 위한 제어기의 신호흐름에 따른 블록선도를 나타내고 있다. 외기의 건습구온도, 그리고 실내 설정온도 등의 환경조건이 관리제어기로 입력되고, 관리제어기는 냉수 순환펌프 및 급

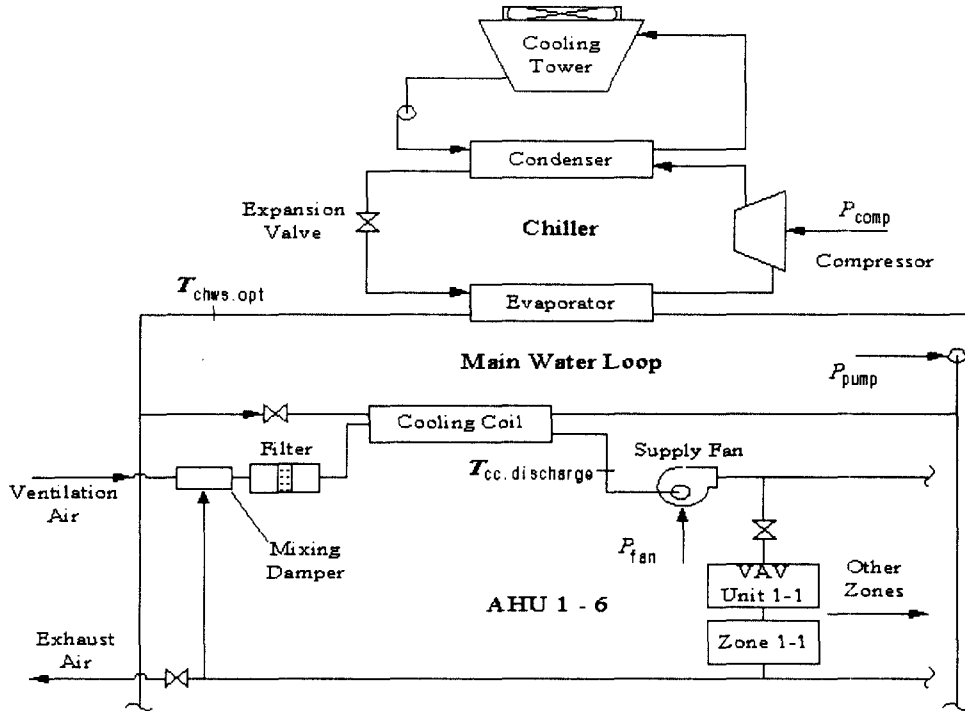


Fig. 1 Schematic of a typical central cooling system.

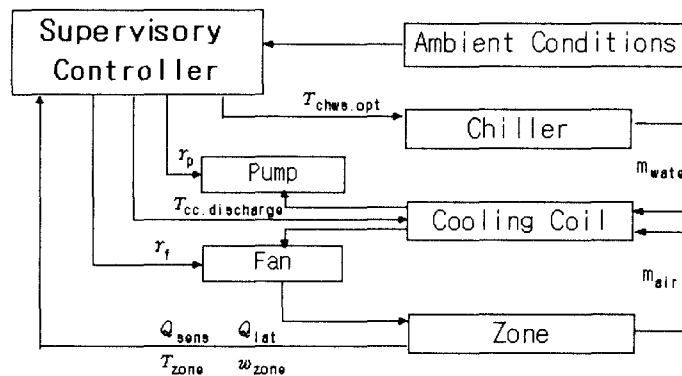


Fig. 2 Block diagram of information flow in the simulation.

기 팬에 각각 유량조절을 위한 제어신호($0 \leq \gamma \leq 1$)를 보낸다. 이때, 감시제어기의 최적 제어 알고리즘을 통하여 계산된 최적 급기온도 설정점과 냉수온도 설정점은 현장제어기로 보내져 피드백 제어가 이루어진다. 코일 출구의 공기온도가 최적 설정온도에 도달할 때까지 냉수 순환펌프의 제어신호가 피드백 제어를 통하여 갱신되어 냉수량을 제어하게 되며, 최적 냉수 설정온도는 냉동기 부하의 제어를 통하여 이루어진다.

본 연구에서는 Fig. 1에서 볼 수 있듯이 냉수 순환펌프, 공기조화기 팬, 냉각코일, 냉동기, 냉각탑 등의 구성요소 및 시스템 제어기로 구성된 중앙냉방 시스템을 시뮬레이션하였는데 사용된 프로그램은 과도 시뮬레이션 프로그램인 TRNSYS Ver 14.2⁽⁵⁾이다. 또한 본 연구를 위한 구성요소 및 시스템 등에 대한 기본모델은 Ahn⁽³⁾의 모델을 이용하였다.

4. 적용 성능평가 및 토의

본 연구에서는 중앙냉방 공조 시스템을 해석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 구성하여, 냉동기, 냉수펌프, 그리고 공기조화기 팬 등과 같은 중앙냉방 시스템을 구성하고 있는 구성요소들의 전력소비량을 최소화할 수 있고, DDC 제어기 등에 용이하게 적용 가능한 최적 제어 알고리즘에 대해 시뮬레이션을 통해 연구하였다.

Fig. 3은 본 연구에서 사용되어진 중앙냉방 시스템의 관리제어를 통한 냉수 설정온도와 급기 설정온도의 최적 설정값의 변화를 고찰하기 위하여 건기온도 32℃, 습구온도 18℃, 현열비 0.8 등의 환경조건상태에서 실내 냉방부하를 100 ton에서 400 ton까지 변화시켜 얻은 결과이다. 그림의

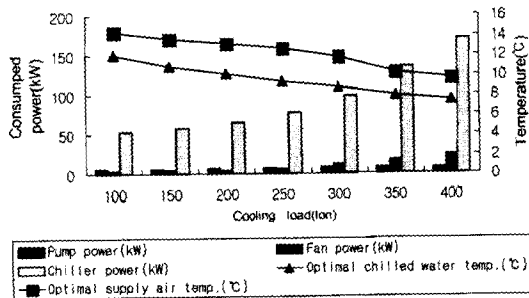


Fig. 3 Consumed powers and optimal set temperatures for varying cooling loads.

결과는 실내 냉방부하가 점차 증가함으로써 실내 냉방부하를 추종하기 위해 요소별 전력소비량이 점차 증가하는 일반적인 사항을 보이고 있다.

먼저, 냉수 순환펌프의 소비전력변화는 100 ton에서 6.7 kW이고, 350 ton에서 6.92 kW의 전력소비량을 보이면서 소량으로 증가하고 있으며, 공조기 팬의 경우 실내 냉방부하의 변화에 따라 소비되는 전력은 100 ton에서 3.74 kW이며 250 ton에서는 6.52 kW이고, 400 ton에서는 23.9 kW로서 소비전력이 증가하는 특성을 보이고 있다. 냉동기전력의 경우 부하의 증가에 따라 100 ton에서는 52.7 kW이고, 400 ton일 경우에는 171 kW의 전력소비량을 나타내고 있다. 냉수온도 및 공급공기 등의 최적 설정온도는 실내 냉방부하의 증가에 따라서 100 ton에서 냉수온도는 12℃, 공기온도 14.3℃이며, 250 ton에서는 9.3℃, 12.7℃이고 400 ton에서는 7.4℃, 9.6℃임을 알 수 있다.

Fig. 4는 습구온도의 변화에 따른 총 동력소비량과 냉수 및 공급 공기온도의 최적 설정점의 변화를 나타내고 있다. 습구온도가 15℃에서 27℃로 변화하면서 냉수온도 설정점은 10℃에서

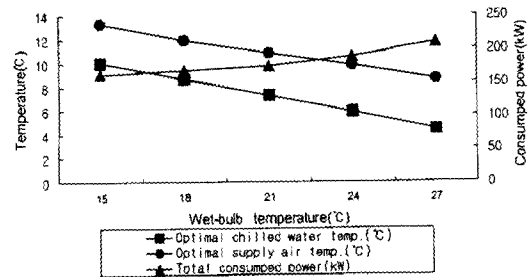


Fig. 4 Consumed powers and optimal set temperatures for varying wet-bulb temperatures.

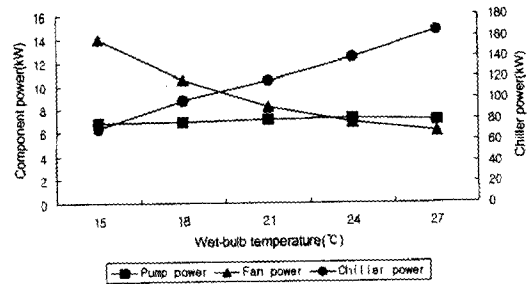


Fig. 5 Chiller and component powers for varying wet-bulb temperatures.

4.5℃로 점차 낮아지는 경향을 보이고 있으며, 공급 공기온도 설정점 또한 13.3℃에서 8.6℃로 점차 낮아지는 경향을 나타낸다. 습구온도변화에 따른 전체 시스템 전력소비량은 15℃에서 162 kW, 21℃에서 173 kW, 27℃에서 209 kW로 증가하였다.

Fig. 5는 습구온도변화에 따른 각 구성요소별 전력소비량의 변화를 나타내고 있다. 공기조화기 팬의 소비전력 변화추이는 습구온도의 증가에 따라 15℃에서 14 kW, 21℃에서 8.17 kW, 27℃에서 6.02 kW의 전력소비량을 보이면서 점차 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 적당한 양의 공기를 보내어 실내 냉방부하를 만족시킬 수 있도록 하는 팬이 외기의 습구온도가 점차 높아지면 냉수온도의 설정치를 낮추어 줌으로써 적은 양의 공기만으로도 실내 냉방부하를 감당할 수 있기 때문이며, 이로 인해 공기조화기 팬의 소비전력은 점차 감소하여 나타남을 알 수 있다. 냉수순환펌프의 경우 습구온도변화에 따른 동력소비의 변화는 15℃에서 27℃ 사이에서 6.78~7 kW 사이에서 소비전력의 변화율이 낮은 결과를 보이고 있다. 그리고, 냉동기 소비전력에 있어서는 공기조화기 팬과 냉수순환펌프의 전력소비량의 변화에 비해 상대적으로 크게 나타나고 있는 것을 볼 수 있으며, 습구온도 15℃에서 70.5 kW, 21℃에서 117 kW, 27℃에서 166 kW로서 온도상승에 따라 냉동기의 동력소비량이 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 본 연구의 온라인 최적 제어 알고리즘의 성능평가를 위하여 기존의 연구결과들과의 전력소모량을 비교한 것으로 CASE 1은 냉수온도와 급기온도의 설정치를 임의로 선정한 것으로 냉수온도는 10℃, 공급 공기온도는 14.2℃이며, CASE 2는 Braun이 제시한 최적 설정값으로 냉

수온도는 7.2℃ 공급 공기온도는 12.8℃를 사용한 것이며, CASE 3는 본 연구결과로 구해진 값으로 냉수온도는 8.2℃ 공급 공기온도는 11.5℃로 운전했을 때의 각각의 전체 전력소모량을 비교 도시한 그림이다. 본 연구를 위한 환경조건은 건구온도 32℃, 습구온도 18℃, 현열비 0.8, 실내 냉방부하 300 ton, 그리고 실내 설정온도는 24℃이며, 하루 동안의 전력소모량을 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 CASE 1의 전력소모량이 가장 크고, CASE 2, CASE 3의 순으로 전력소비량의 값이 적게 나타났다. CASE 1의 전력소모량은 269.4 MJ, CASE 2는 CASE 1의 값보다 약 8.5% 정도 절약된 값인 246.4 MJ이며, CASE 3은 CASE 1 보다는 11% 정도이고, CASE 2보다는 약 2.7% 정도 전력소비량이 절약되어진 239.7 MJ이다. 따라서, 본 연구의 최적 제어 알고리즘을 적용할 경우는 임의로 온도가 선정되어 전력소비량이 크게 증가하였을 경우에 비해 최대 11%의 에너지 절감을 이룰 수 있게 된다.

Fig. 7은 Fig. 4의 환경조건에서 냉방시 실내의 설정온도를 달리 설정하였을 경우에 대해 하루 동안의 전체 시스템의 전력소모량의 크기를 비교 도시한 것으로써 실내 설정온도를 각각 21℃, 23℃, 25℃로 하였을 경우에 대한 전체 시스템 전력소비량을 비교하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 실내 설정온도를 증가시켜 줌에 따라 전체 시스템 전력소비량의 값은 점차 감소하는 일반적인 경향을 보이고 있으며, 실내 설정온도를 21℃로 하였을 경우에는 319.8 MJ, 23℃의 경우는 262.8 MJ, 그리고 25℃의 경우는 216.6 MJ이다. 이 결과로부터 알 수 있듯이 실내 온도설정치를 2℃ 증가시켰을 경우는 약 17.5%(약 8.8%/℃)의 커다란 전력소모량의 감소가 나타남을 알 수 있다.

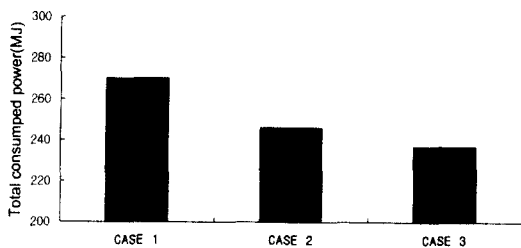


Fig. 6 Consumed power of optimal control compared with conventional ones.

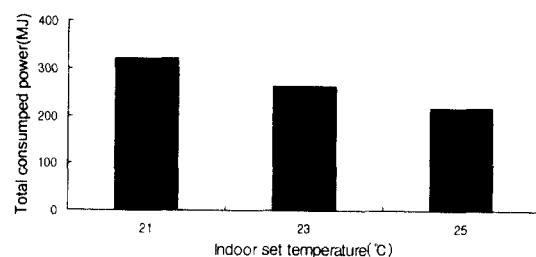


Fig. 7 Comparison of total consumed power for different indoor set temperatures.

5. 결 론

본 연구에서는 중앙냉방 시스템을 해석할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 구성하여, 냉동기, 냉수펌프, 그리고 공기조화기 팬 등과 같은 중앙냉방 시스템을 구성하고 있는 구성요소들의 동력 소비량을 최소화할 수 있고, DDC 제어기 등에 용이하게 적용 가능한 최적 제어 알고리즘에 대한 연구를 시뮬레이션을 통해 연구 평가하였다.

연구결과로서 본 연구의 온라인 최적 제어 알고리즘을 적용한 경우는 임의로 운전점을 설정한 경우에 비해 약 11% 정도, 그리고 Braun이 제시한 운전점에 비해서는 약 2.7% 정도의 전력소비량의 절감이 가능함을 알 수 있었다. 또한, 냉방 부하 및 습구온도의 변화에 따라 냉수 및 급기의 최적 온도설정치는 변화시켜 주어야 함을 알 수 있었으며, 특히 습구온도의 변화에 따른 전력소비량의 변화특성에서 습구온도가 증가함에 따라 전체 시스템의 전력소비량은 증가하나, 공조기 팬 전력소모량의 경우는 감소하는 특성을 나타냈으며, 냉수순환펌프의 전력소비량의 경우는 습구온도의 증가에 따른 변화가 매우 미소함을 알 수 있었다. 냉방시 실내의 설정온도를 증가시킬 경우 전력소모량이 줄어드는 것은 일반적인 경향이라 할 수 있겠으나, 본 연구에서 적용한 시스템의 경우는 실내 온도설정치를 2°C 증가시켰을 경우 약 17.5% 정도의 커다란 전력소모량의 감소를 나타내었다. 따라서, 향후 실내의 쾌적한 열환경을 고려한 실내 온도의 최적 설정점의 선정에 포함하여 시스템의 최적 제어를 동시에 이룰 수 있는 알고리즘의 개발이 이루어질 경우보다 큰 에너지의 절감이 이루어지리라 사료된다.

후 기

본 연구는 경원대학교 교내 연구비지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. Park, S. J., 2000, The Real time optimal control for chilled water and supply air temperature setpoint of HVAC systems, Kyungwon University Master Thesis.
2. Braun, J. E., Klein, S. A., Mitchell, J. W. and Beckman, W. A., 1989, Methodologies for optimal control to chilled water systems without storage, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Part 1, pp. 652-662.
3. Ahn, Byung-cheon, 2000, Optimal control for central cooling systems, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, Part 4, pp. 354-362.
4. Kaya, A., Enterline, L. L. and Sommer, A. C., 1983, Chiller optimization by distributed control to save energy, Proceedings of the Instrument Society of America Conference, Houston, TX.
5. Klein, S. A. et al., TRNSYS: a Transient System Simulation Program Version 14.2, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
6. Culmi, Z., 1988, Global Optimization of HVAC System Operations in Real Time, Vol. 94, Part 1.