

가변 풍량 유닛에 의한 실내 공간의 온도제어를 위한 공간의 분할 모델과 상태궤환 제어기의 개발에 관한 연구

박 세 화[†], 신 승 철^{*}

마이크로인스펙션(주) 측정기술연구소, *전자통신연구원 원천기술본부

A Study on the Development of the Zonal Division Model and the State Feedback Controller for the Temperature Control of the Indoor Zone Via VAV Unit

Se-Hwa Park[†], Seung C. Shin^{*}

Transducer Engineering Lab. Micro INSPECTION, Inc. 1271, Sa-dong, Ansan-Si, Kyunggido, 425-791

*Telecommunication Basic Research Lab., ETRI, 161 Gajeong-dong, Yusong-Gu, Daejeon, 305-350

(Received December 16, 2000; revision received July 26, 2001)

ABSTRACT: We propose a control scheme to control the indoor zone temperature via variable air volume (VAV) unit. To control the room temperature, state space model of the conditioned zone which is partitioned into nine artificial sectional regions is derived. The non-linearity of the damper motion and actuator are considered for the practical use in the state space system description. The temperature control of the room temperature is performed by manipulating the degree of openness of the damper in relation to the local room temperature and the supplied air flow rate. In general, since a local temperature in the conditioned zone is measured, it is required to estimate the temperature values in each regions for the precise temperature control. We thus design a state observer to estimate the regional temperature, and use these values in the controller. The overall control system consists of the state observer based state feedback with the integral control. We compared the control results of the proposed scheme with those of cascade proportional and integral (PI) control, and showed that the scheme achieved precise control of the conditioned system.

Key words: Heat balance equation(열평형방정식), State space model(상태공간 모델), State observer(상태관측기), Cascade PI control(캐스케이드 비례적분제어)

1. 서 론

HVAC(Heating Ventilating, and Air-Conditioning system)⁽¹⁾ 시스템의 공조방식 중 최근에는 주로 가변풍량 유닛(Variable Air Volume,

VAV) 공조방식이 주목을 많이 받고 있다.⁽²⁻⁴⁾ VAV 유닛은 냉방시에 실내로 공급되는 차가운 공기의 양을 조절함으로써 실내 온도를 적정선으로 유지하도록 한다. 따라서, VAV 유닛을 효율적으로 제어함으로써 쾌적한 실내 환경의 유지뿐만 아니라, 에너지 절감도 가능하게 된다. VAV 유닛의 제어기는 보통 건물자동화 시스템(Building Automation System, BAS)의 명령(Command)에 따라 정해진 온도를 유지하게 된다. VAV 유

[†] Corresponding author

Tel.: +82-31-407-2047; fax: +82-31-407-3047

E-mail address: shp000@microinspection.com

닛의 제어방법으로는 기존의 고전적인 PID(Proportional, Integral and Derivative) 제어를 주로 사용해 오고 있다.⁽⁴⁻⁶⁾ 하지만, 보통 실내 공간의 온도변화에 대한 체계적인 분석 없이 제어기의 설계가 이루어지고, 제어기의 이득(Gain)을 경험적인 판단에 근거하여 결정하므로 실내의 열부하 변동에 따라 동작조건이 달라지면 전체적인 제어 특성이 나빠진다. 본 논문에서는 체계적으로 실내 공간의 온도변화를 분석하여 이를 상태공간(State space) 모델로 유도한다. 실내 공간의 온도변화에 대한 모델로는 실내 공간을 하나의 균일한 단일집중 열용량계로 가정하여 제안한 방법이 있다.⁽⁷⁾ 기존의 실내 공간의 온도제어방법에서는 주로 이와 같은 단일집중 모델을 대상으로 하여 수행하여 왔다. 이러한 단일집중 모델은 대상으로 하는 실내 공간의 크기, 재질 및 구성요소 등에 대한 고려를 하지 않아서 실내의 국부적인 영역에서의 온도의 분포를 예측할 수가 없다. 따라서, 이 모델에서 대표하는 온도값이 국부적인 영역에서의 온도값과 큰 차이가 발생할 수 있다. 또한 이 방법들에서는 실제 VAV 유닛이 갖는 물리적인 제약점, 예를 들면 댐퍼(Damper)의 실제동작에서의 비선형성, 댐퍼를 구동하는 모터의 데드 존(Dead zone) 등을 고려하지 않은 경우가 많아 실제적으로 이들을 사용하는 경우 기준입력과 큰 오차로 인하여 에너지의 낭비를 가져올 수도 있다.

본 논문에서는 실내 공간의 크기, 구성재료, 외부온도 등의 실내 공간을 구성하는 특성을 실제적으로 고려하여 실내 공간의 온도변화에 대한 열평형 방정식(Heat balance equation)을 유도한다. 그리고, 실내 공간을 가상적으로 분할하여 국부적인 영역에서의 온도값들을 추정하고자 실내 공간을 9개의 단일집중 열용량계로 세분화하고 각 영역에서의 온도를 상태관측기(State observer)를 통하여 예측한다. 관측된 온도값들을 이용하여 기존의 PID(proportional, integral and derivative) 제어기에서의 단순한 이득 교정작업에 의한 제어가 아니라 좀더 체계적인 방법으로 적분기가 있는 상태궤환 제어기(State feedback controller)를 설계하여 그 특성을 비교한다.

2. 가변풍량 유닛과 기존의 제어기 구조

공기를 매개로 하여 공간의 온도를 유지하는 방법에는 기본적으로 두 가지 방법이 있다. 그

하나는 실내 열부하의 변동에 따라 송풍온도를 변화시키고 송풍량을 일정하게 유지하는 정풍량(Constant Air Volume, CAV) 공조방식이고, 다른 하나는 송풍량을 변화시키고 송풍온도를 일정하게 유지하는 가변풍량(Variable Air Volume, VAV) 공조방식이다. 최근 들어서는 VAV 방식에 많은 관심이 고조되고 있으므로 본 논문에서는 이를 대상으로 하고자 하며, VAV 유닛은 다양한 형태가 있으나, 실제적으로 많이 사용되고 있는 Fig. 1과 같은 구조의 VAV 유닛을 대상으로 하고자 한다.⁽⁷⁾

VAV 유닛을 제어하는 기존의 방법은 크게 두 가지로 나뉜다.⁽⁴⁾ 하나는, 온도센서(Thermostat)에 의한 직접적인 제어방법으로 덕트(Duct) 정압에 의해 영향을 받는 압력종속(Pressure-dependent)방식으로, 전기적 혹은 기계적으로 최소/최대 풍량 제한장치를 필요로 한다. 즉, 온도센서로 측정된 온도만을 이용하여 VAV 유닛 내의 댐퍼의 개도(開度)를 조절하는 방법이다. 이때 온도센서는 실내 공간 내의 적절한 곳에 위치하여 공간 전체의 온도를 대표하여 주어지거나 실내 여러 곳에 위치하기도 한다.

다른 방법은 소위 압력독립(Pressure-independent)방식으로 온도센서에 의해 실내 온도가 직접적으로 제어되나, 유량센서(Flow sensor)에 의해 감지되는 풍량에 의해 댐퍼 개도의 설정점이 재설정되는 것이 다르다. 이 방법에서는 전기적 혹은 기계적인 최소/최대 풍량 제한장치가 필요하지 않으며, 실내의 온도센서값과 VAV 유닛에서 배출되는 공기의 유량센서값이 제어기의 입력이 되며 댐퍼의 개도(Opening rate)가 제어기의 출력이 된다. Fig. 2에 압력독립방식의 제어방법이 나타나 있다. 이는 두 개의 PI 제어기를 이용한 경우의 전형적인 구조(캐스케이드 PI 제어기)이

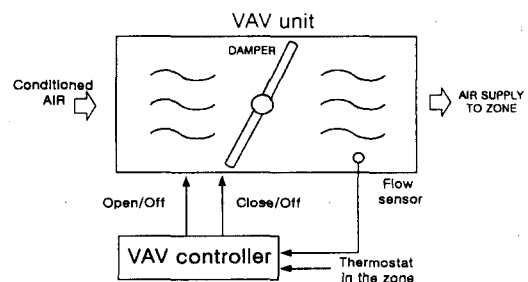


Fig. 1 The considered VAV unit.

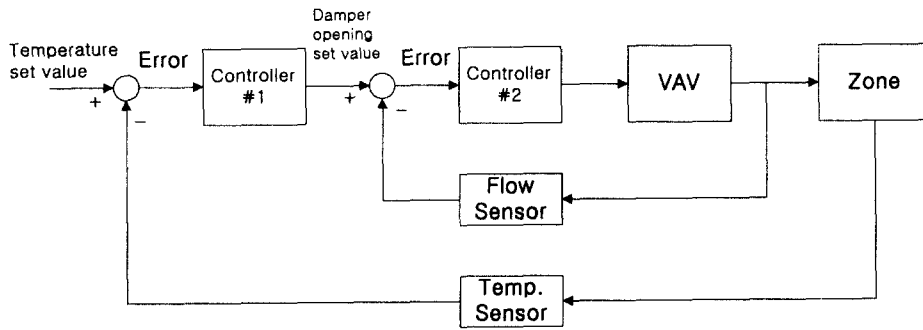


Fig. 2 The controller structure of pressure-independent methodology (Cascade control).

며, 대상모델의 상태방정식을 이용하는 경우에는 두 제어기가 하나로 합쳐져서 댐퍼의 개도를 결정하게 된다. 본 논문에서도 이와 같이 실내의 온도센서와 공기유량의 측정치를 제어입력으로 하고 주어진 대상 시스템의 모델로부터 댐퍼의 개도를 제어함으로써 실내 공간의 온도를 제어하는 데 논문의 초점을 맞추고자 한다.

3. 실내 공간의 온도변화에 대한 분산화 모델

건물 내부의 에너지 분포는 열전도 및 표면에서의 장파 복사, 대류 열전달, 태양 단파 복사의 영향 및 건물공간의 구조적인 특성을 고려한 비정상 열전도 편미분방정식으로 표현되어진다.⁽⁸⁾ 이러한 편미분방정식을 풀기 위하여 응답계수방식, 하모닉 해석, 전달행렬방식 모델 등의 여러 가지 수치해석기법이 적용되고 있으며, 정확한 해를 구하기 위하여 계속적인 연구가 진행 중에 있다. 그러나, 수치해석방법은 상당한 계산시간이 요구되어 이 방법을 그대로 도입하여 VAV 유닛의 제어에 이용함은 적절치 못하다. 따라서 좀더 적용 가능한 접근방법이 요구되어진다.

앞서 언급한 바와 같이 건물의 실내 공간은 복잡한 열전달 시스템이기 때문에 완전한 해석적 모델링을 하는 것은 매우 어려울 뿐만 아니라 실제적이지 못하다. 따라서, 실내의 공간을 어떤 외부조건과 접촉되어 있는 형태의 열전달 시스템으로 모델링하는 것이 합당하며, 제어기 개발에 이용하기 위해서는 실제적인 물리적 특성을 반영하면서 단순화할 필요가 있다.

이런 단순화된 실내 공간의 열평형방정식(Heat balance equation)은 Zhang and Nelson⁽⁹⁾에 의해 제안되었으며 식(1)과 같이 표현된다.

$$MC \frac{dT}{dt} = (UA)(T_o - T) - \rho c V(T - T_s) + Q_g \quad (1)$$

여기서, T 는 실내 공간의 온도(K), T_o 는 외부 온도(K), T_s 는 공급되는 공기의 온도(K)를 나타내고, t 는 시간(sec)을 나타낸다. MC 는 실내 공간의 열용량(J/K)이며, (UA) 는 공간에서의 열전달계수(J/K·s)를 나타내고, ρc 는 공급되는 공기의 열용량(Heat capacitance), V 는 공급되는 공기의 체적유량(m³/s), 그리고 Q_g 는 해석적으로 결정하기 어려우나 실내 온도의 동특성에 영향을 주는 외란을 나타낸다. 식(1)에서 오른쪽의 첫번째 항은 건물의 벽을 통한 열의 흡수나 손실과 관련되는 항이다. 여기서 (UA) 는 벽, 천장, 창문 등의 실내 공간의 구조와 절연물질의 특성에 의해서 결정된다. 두번째 항은 VAV 유닛에 의해 공급되는 공기에 의해 실내의 온도 상승이나 감소와 관련된 부분이다. VAV 유닛으로 공급되는 공기의 급기량 V 는 급기조절량 x 에 의해서 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$V = V_{max} \cdot x, \quad \min \leq x \leq 1 \quad (2)$$

V_{max} 는 단위시간당 공급되는 공기의 최대공급량을 나타내고, $x=1$ 은 VAV의 댐퍼가 완전히 열려서 최대의 공기를 공급할 때를 나타내며, $x=\min$ 은 VAV의 댐퍼가 완전히 닫힌 상태에서 누설되는 공기의 양을 나타낸다. 보통 \min 값은 0.05~0.2 정도이다.⁽¹⁾ 식(1)에서 보면 VAV 유닛을 통한 공기의 공급유량 V 와 실내 온도 T 와의

관계는 비선형적임을 알 수 있으며, 방 전체의 온도를 하나의 대표온도로 표현하고 있기 때문에 실내의 국부적인 영역에서의 온도분포를 예측할 수 없음을 알 수 있다. 따라서, 국부영역에서의 좀더 세밀한 온도제어를 위하여 본 논문에서는 실내 공간을 9개의 영역으로 구분하고 각 영역을 서로 연관된 집중 열용량제로 간주하여 실내 공간의 열특성에 가까운 온도분포를 얻는다. 실내 공간의 영역을 아주 세분화할 수도 있으나, 그럴 경우 시스템의 차수(Dimension)가 높아지므로 적절한 선에서 절충할 필요가 있다.

Fig. 3에서는 9개의 영역으로 구분된 실내 공간의 평면도의 한 예를 보인다. 여기에서는 영역 5에 VAV 유닛의 송풍구가 설치되어 온도조절된 공기가 실내로 유입되고, 유입된 공기는 사방으로 균일하게 퍼져나간다는 가정을 한다. 각 영역은 VAV 유닛으로부터 공기가 공급되는 지점을 기준으로 Fig. 3에서와 같이 구분된다. 기존의 방법⁽¹⁰⁾에서는 대각선 방향으로의 공기의 대류를 고려하지 않았으나, 좀더 물리적인 특성을 반영하고자 이에 대한 영향도 고려한다. 각 영역의 중간 지점에 이 영역의 온도를 대표하는 값으로 T_1, T_2, \dots, T_9 과 같이 표시한다. 이러한 실내 공간에서의 온도변화를 상태공간방정식을 이용하여 모델링하는 경우 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 천장에 설치된 VAV 유닛의 송풍구가 하나의 실내 공간 영역에 위치하고 있다.
- (2) 실내 공간의 주위는 외부에 노출되어 있다.
- (3) 실내 공간의 천장과 바닥면은 다른 부분에 비해 열전달이 거의 없고, 이 부분을 통한 실내 온도변화는 무시한다.
- (4) 공급된 공기는 사방으로 균일하게 퍼져나

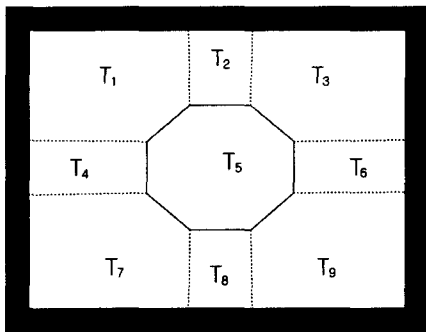


Fig. 3 A 9 sectional regions of indoor zone.

가며, 각 영역으로 공급되는 공기의 양과 온도는 일정하다.

(5) 급기된 공기는 모두 환기구를 통해 자연적으로 배출되고 역류는 없다.

(6) 해석적으로 모델링이 어려운 불확정한 요소는 외란(Disturbance)으로 간주한다.

실내 공간의 열동특성을 기본적으로 파악하고, 이를 바탕으로 VAV 유닛의 제어기를 설계하고자 함이 모델링의 목적이므로 위의 가정에 큰 무리가 없으리라 본다.

국부영역 i 에서의 온도 T_i 에 영향을 주는 트랜스미턴스(Transmittance) 인자인 (UA)를 주변의 각 방향에 대하여 UA_{ik} 로 정의한다. 그러면, 각 영역의 온도를 상태변수로 하여 식(3)과 같은 열평형방정식을 기술할 수 있다.

$$MC_i \frac{dT_i}{dt} = \sum_{k=1}^n (UA_{ik})(T_{o,ik} - T_i) - \rho c V_i (T_i - T_{s,i}) + Q_{g,i} \quad (3)$$

식(3)은 식(1)의 집중화된 모델식을 바탕으로 구성된다. 여기서 $T_{o,ik}$ 는 i -영역에 인접하는 k -방향에서의 주변온도를 나타낸다. 예를 들면 영역 1의 경우, $T_{o,11} = T_{o,12} = T_o$, $T_{o,13} = T_2$, $T_{o,14} = T_4$, $T_{o,15} = T_5$ 와 같이 된다. 그리고 $T_{s,i}$ 는 영역 i 로 공급되는 공기의 온도를 나타낸다. 여기서는 VAV 유닛이 직접적으로 설치되어 있지 않은 영역으로 공급되는 공기는 VAV 유닛이 설치되어 있는 영역으로부터 유입되는 공기만 있다고 가정한다. Fig. 3에서 예를 들면, 영역 1로 유입되는 공기는 영역 5로부터 공급되는 양만 있고, 나머지 주위의 영역 2, 4에서의 공기의 영향은 열전도를 통해 영역 1의 온도에 나타나게 된다. 위의 식(3)으로부터 영역 1과 5에서의 열평형방정식을 예로 들면 다음과 같이 식(4)~(5)로 나타낼 수 있다.

$$MC_1 \frac{dT_1}{dt} = (UA_{11} + UA_{12})(T_o - T_1) + UA_{13}(T_2 - T_1) + UA_{14}(T_4 - T_1) + UA_{15}(T_5 - T_1) - \rho c V_1 (T_1 - T_5) + Q_{g,1} \quad (4)$$

$$\begin{aligned}
 MC_5 \frac{dT_5}{dt} = & UA_{51}(T_4 - T_5) \\
 & + UA_{52}(T_2 - T_5) + UA_{53}(T_6 - T_5) \\
 & + UA_{54}(T_8 - T_5) + UA_{15}(T_1 - T_5) \quad (5) \\
 & + UA_{35}(T_3 - T_5) + UA_{75}(T_7 - T_5) \\
 & + UA_{95}(T_9 - T_5) - \rho c V_5(T_5 - T_s) \\
 & + Q_{g,5}
 \end{aligned}$$

영역 1로 유입되는 공기량은 영역 5에서의 공기 유량 V_5 의 일정비율로 인가되고, V_5 는 송풍구를 통해 실내로 유입되는 전체 급기량이 된다.

본 논문에서는 위와 같은 실내 공간의 열평형 방정식에 부가하여, 덕트의 공기를 실내 공간으로 내보내는 VAV 유닛 내의 댐퍼의 특성도 고려하고자 한다. 댐퍼의 여닫음(Open/Close)에 대한 동특성은 식(6)과 같은 1차 시스템으로 모델링한다.

$$\frac{d\theta}{dt} = -\tau \cdot \theta + \tau \cdot u \quad (6)$$

여기서 θ 는 댐퍼의 개도(Opening rate)를 나타내고, τ 는 댐퍼가 완전히 닫힌(열린) 상태에서 완전히 열린(닫힌) 상태가 될 때까지의 시간에 해당되는 동특성 시정수(Time constant)이며, u 는 댐퍼의 개도를 조절하는 구동기의 출력신호(0~1)이다.

VAV 유닛 제어기에서 댐퍼의 위치신호를 지정해 주면 댐퍼의 1차 특성에 따라 개도가 정해지며 이에 따른 공기의 풍량이 실내로 공급된다(Fig. 1 참조).

실제적으로 실내에 공급되는 공기의 유량(Air-flow rate) x 는 댐퍼의 기하학적인 구조로 인해 댐퍼의 개도 θ 에 대하여 Fig. 4에서와 같은 비선형적인 특성을 보인다.⁽¹⁾ 여기에서는 이 관계를 다음과 같이 모델링한다.

$$x = \sin\left(\frac{\pi}{2} \theta\right) \quad (7)$$

VAV 유닛 제어기에서 댐퍼의 모터 구동을 위한 신호 u 가 결정되면, 식(6)의 1차 특성에 의해 댐퍼의 개도 θ 가 정해지고 식(7)의 관계에 따른 풍

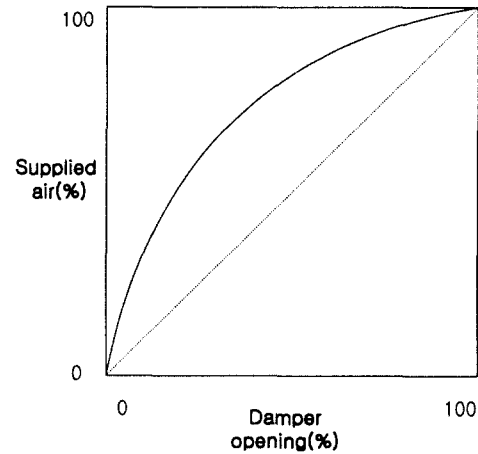


Fig. 4 Relation between the damper opening and the supplied air.

량의 공기가 공급된다. Fig. 4에서 공급되는 풍량과 댐퍼의 개도의 특성을 보면 θ 가 0(완전히 닫힌 상태)에 가까운 곳에 위치해 있는 경우에는 댐퍼의 위치가 조금 변하면 풍량이 매우 급하게 변하는 것을 볼 수 있고, θ 가 1(완전히 열린 상태)에 가까울 때에는 댐퍼의 위치가 많이 변하더라도 풍량의 변화는 그리 심하지 않는 것을 볼 수 있다. 또한 Fig. 4에서는 나타나 있지 않지만, 앞에서 언급한 바와 같이 댐퍼가 완전히 닫힌 상태에서도 누설되는 공기에 의해 $x = \min$ 이 된다. 이와 같은 비선형적인 특성으로 인하여 실내 공간의 온도를 미세하게 제어하는 데 어려움이 따르게 된다. VAV 유닛에 풍량센서가 설치되어 있는 경우에는 x 값을 직접적으로 측정할 수 있고, 풍량에 대한 시정수는 온도변화의 시정수에 비해 극히 작으므로 무시할 수 있다.

이상에서 유도한 실내 공간에 대한 열평형방정식과 댐퍼의 특성을 고려한 모델의 개루프 특성을 Fig. 5와 Fig. 6에 보인다. 여기에서는 $T_1=25^\circ\text{C}$, $T_2=\dots=T_9=27^\circ\text{C}$ 이고, $T_o=30^\circ\text{C}$, $T_s=18^\circ\text{C}$, $Q_{g,i}=0$, $i=1,2,\dots,9$ 로 설정하였다. 각 영역에서의 (UA) 와 MC 값들은 6장에 나타나 있다.

Fig. 5에서는 댐퍼가 완전히 닫힌 상태에서의 실내 온도의 변화를 보인다. 시간이 지남에 따라 각 영역의 온도가 외부온도 T_o 에 근접해 감을 볼 수가 있다.

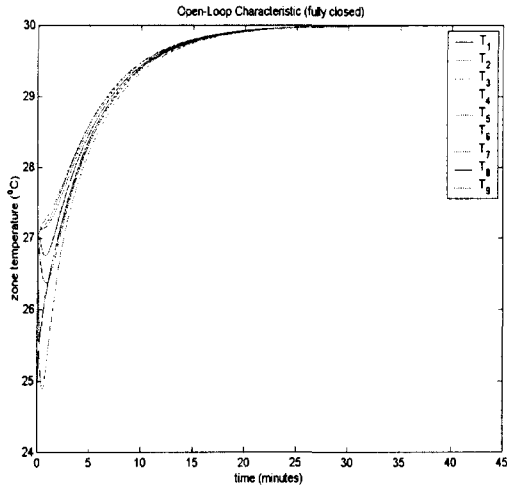


Fig. 5 Open loop characteristics of sectional temperatures in case of closed damper.

Fig. 6에서는 댐퍼가 완전히 열린 상태에 대한 실내 온도의 변화추이를 보이고 있다. 실내 온도가 시간이 지남에 따라 각각 일정 온도로 수렴되어 가는 것을 알 수 있다. 냉각된 공기가 직접적으로 공급되는 영역 5에서의 온도 T_5 가 가장 많이 떨어지는 것을 볼 수 있고, 각 국부영역에서는 영역의 크기, 벽의 재질, 창문의 설치 유무 등의 조건에 따라 수렴되는 온도가 차이가 남을 볼 수 있다.

4. 대상시스템의 이산시간 모델링

실내 공간의 온도변화를 여러 개의 영역으로 구분하여 표현한 경우 3장에서 식(4)~(7)에서와 같이 비선형 시스템으로 모델링 될 수 있음을 알 수 있다.

본 장에서는 하나의 집중 모델을 이용한 기존의 캐스케이드 PI 제어에서의 섬세한 제어가 어려운 점을 개선하기 위하여 관측기 기반의 상태궤환 제어기를 설계하여 실내 공간의 온도를 조절한다.

상태궤환 제어기의 설계에서는 우선 VAV 유닛이 영역 5에 설치되어 천장으로부터 온도가 조절(냉각 또는 가열)된 공기가 공급되는 경우에 대하여 고려한다. 영역 5에서의 온도변화는 식(5)로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

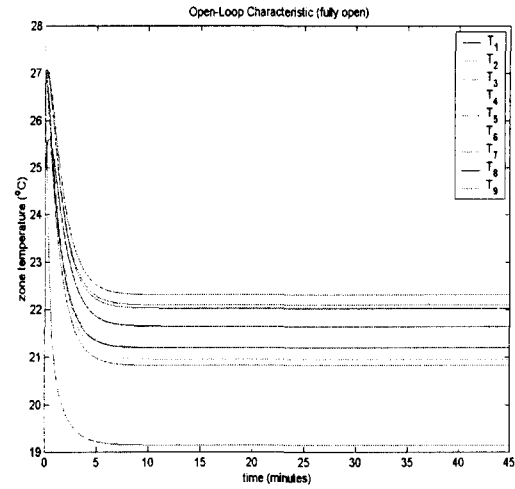


Fig. 6 Open loop characteristics of sectional temperatures in case of damper full opening.

$$\begin{aligned} \dot{T}_5 = & a_{51}T_1 + a_{52}T_2 + a_{53}T_3 + a_{54}T_4 \\ & + a_{55}T_5 + a_{56}T_6 + a_{57}T_7 + a_{58}T_8 \\ & + a_{59}T_9 - \rho c V_{\max} x T_5 + c_5 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_{51} &= UA_{15}/MC_5, & a_{52} &= UA_{52}/MC_5, \\ a_{53} &= UA_{35}/MC_5, & a_{54} &= UA_{51}/MC_5, \\ a_{55} &= (-UA_{51} - UA_{52} - UA_{53} - UA_{54} \\ & \quad - UA_{15} - UA_{35} - UA_{75} - UA_{95})/MC_5, \\ a_{56} &= UA_{53}/MC_5, & a_{57} &= UA_{75}/MC_5, \\ a_{58} &= UA_{54}/MC_5, & a_{59} &= UA_{95}/MC_5, \\ c_5 &= Q_{g,5}/MC_5 \end{aligned}$$

이고, x 는 댐퍼를 통하여 영역 5에 직접 공급되는 공기의 유량을 나타낸다. 영역 5 이외의 영역으로 입력되는 공기는 VAV 유닛이 직접적으로 연결된 영역 5로부터 공급되는 공기의 양으로 다음 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} V_i &= a_i \cdot V_5 = a_i \cdot V_{\max} \cdot x, \\ i &= 1, 2, \dots, 9 \quad (i \neq 5) \end{aligned} \quad (9)$$

디지털 제어를 위해 시스템을 이산시간 영역

(Discrete-time domain)에서 표현하는 것이 필요하므로,⁽¹¹⁾ 우선 식(8)~(9)에서와 같이 온도변화를 나타내는 동특성방정식들을 샘플링 간격(Sampling interval) Δt 와 식(10)과 같은 근사화 관계식을 고려하여 이산시간방정식으로 변환한다.

$$\dot{T}_i \cong \frac{T_i(t+1) - T_i(t)}{\Delta t} \quad (10)$$

식(8)~(9)로부터 변환된 이산시간방정식이 비선형방정식으로 나타남을 쉽게 알 수 있다. 따라서 상태제환 제어기를 설계하기 위해서는 각 상태변수들의 공칭점(Nominal point) 주위의 선형화된 모델이 필요하다. 각 영역에서의 온도변수에 대한 공칭점을 $r_i, i=1, 2, \dots, 9$ 라 두고 구동기의 입력신호의 공칭점 u_0 , 공급되는 공기의 유량에 대한 공칭점을 x_0 , 출력온도의 공칭점을 y_0 라 두면 이산시간모델은 식(11)~(12)와 같이 표현할 수 있다.

$$T_\delta(t+1) = A \cdot T_\delta(t) + B \cdot u_\delta(t) \quad (11)$$

$$y_\delta(t) = C \cdot T_\delta(t) \quad (12)$$

여기서,

$$T_\delta(t) = [T_{1\delta}(t) \ T_{2\delta}(t) \ \dots \ T_{9\delta}(t) \ x_\delta(t)]^T$$

$$T_{i\delta}(t) = T_i(t) - r_i, \quad i=1, 2, \dots, 9$$

$$x_\delta(t) = x(t) - x_0$$

$$u_\delta(t) = u(t) - u_0$$

$$y_\delta(t) = y(t) - y_0$$

이다. 또한, A, B, C 는 Table 1과 같으며, $a'_{ij} = \Delta t \cdot a_{ij}, b'_1 = -\Delta t \cdot \rho c V_{\max}, \tau' = \Delta t \cdot \tau$ 를 나타낸다. 위 식의 유도과정에서 각 영역의 온도변수에 대한 공칭점 $r_i, i=1, 2, \dots, 9$ 의 설정시 우선 설정온도값을 하나의 공칭점으로 두고 나머지 값들은 이산시간방정식에서 나타나는 상수항들을 0으로 되게 하는 값으로 설정한다. 즉, 상수항들이 이산시간방정식에서 계속적으로 더해지거나 빼짐으로 인하여 제어가 어려워지게 되므로 안정된 제어를 위하여 이들의 제어가 필요하다.⁽¹²⁾ 또한 제어기의 설계를 간단하게 하기 위하여 영역 5를 제외한 나머지 영역에서의 x 값을 x 의 평균값 0.5로 설정하여 위의 식(11)~(12)의 유도에 이용하고, 식(7)의 관계는 선형으로 가정한다.

5. 상태제환과 적분기 기반의 실내 공간 온도제어

식(11), (12)에서 보인 고차 시스템에 대하여 상태제환 제어기를 설계하기 위해서는 우선 가제어성(controllability)을 검사해야 한다. 이 시스템의 경우 A 행렬의 원소값의 변화에 의해 가제어성 행렬의 Rank가 10 이하로 되는 경우가 발생하며 실제 구현에서 부동소수점 처리의 문제가 따를 수도 있다. 따라서 본 논문에서는 시스템의 동특성을 고려하여 모든 상태변수들을 피드백하기 보다는 관심을 두고 있는 영역들의 상태변수만을 제환시키는 제어기를 설계한다. 가령, 관심 대상 존이 1, 5, 9인 경우에는 영역 1, 5, 9에서의 온도를 나타내는 상태변수 $T_{1\delta}(t), T_{2\delta}(t), T_{9\delta}(t)$ 와 구동기의 동특성 $x_\delta(t)$ 를 포함한 4차 시스템

Table 1. System matrices

$A =$	$1 + a'_{11}$	a'_{12}	0	a'_{14}	a'_{15}	0	0	0	0	0
	a'_{21}	$1 + a'_{22}$	a'_{23}	0	a'_{25}	0	0	0	0	0
	0	a'_{32}	$1 + a'_{33}$	0	a'_{35}	a'_{36}	0	0	0	0
	a'_{41}	0	0	$1 + a'_{44}$	a'_{45}	0	a'_{47}	0	0	0
	a'_{51}	a'_{52}	a'_{53}	a'_{54}	$1 + a'_{55} + b'_1 x_0$	a'_{56}	a'_{57}	a'_{58}	a'_{59}	$a'_{5,10} + b'_1 r_5$
	0	0	a'_{63}	0	a'_{65}	$1 + a'_{66}$	0	0	a'_{69}	0
	0	0	0	a'_{74}	a'_{75}	0	$1 + a'_{77}$	a'_{78}	0	0
	0	0	0	0	a'_{85}	0	a'_{87}	$1 + a'_{88}$	a'_{89}	0
	0	0	0	0	a'_{95}	a'_{96}	0	a'_{98}	$1 + a'_{99}$	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

$B = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \tau']^T$
 $C = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]$

에 대한 제어기를 설계한다.

이 경우의 상태변수의 개수가 감소된 방정식 (Reduced order state equation⁽¹³⁾)은 식(13)~(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{r\delta}(t+1) = A_r \cdot T_{r\delta}(t) + B_r \cdot u_\delta(t) \quad (13)$$

$$y_{r\delta}(t) = C_r \cdot T_{r\delta}(t) \quad (14)$$

여기서,

$$T_{r\delta}(t) = [T_{1\delta}(t) \ T_{5\delta}(t) \ T_{9\delta}(t) \ x_\delta(t)]$$

이고,

$$A_r = \begin{bmatrix} 1+a'_{11} & a'_{15} & 0 & 0 \\ a'_{51} & 1+a'_{55}+b'_1x_0 & a'_{59} & a'_{5,10}+b'_1r_5 \\ 0 & a'_{95} & 1+a'_{99} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1+a'_{10,10} \end{bmatrix}$$

$$B_r = [0 \ 0 \ 0 \ r']^T$$

$$C_r = [0 \ 1 \ 0 \ 1]$$

이다. 식(13)~(14)에서 영역 1, 5, 9번 이외의 영역의 온도는 $T_{i\delta}(t)=0$, 즉 $T_i(t)=r_i$, $i=2, 3, 4, 6, 7, 8$ 로 두어 각 영역에서의 기준온도상태에 있음을 가정한다. 식(13)~(14)에 대한 상태궤환 제어입력은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} u(t) &= u_0 - K^T \cdot T_{r\delta}(t) \\ &= u_0 - k_1 \cdot T_{1\delta}(t) - k_5 \cdot T_{5\delta}(t) \\ &\quad - k_9 \cdot T_{9\delta}(t) - k_{10} \cdot x_\delta(t) \\ &= u_0 - k_1 \cdot (T_1(t) - r_1) \\ &\quad - k_5 \cdot (T_5(t) - r_5) \\ &\quad - k_9 \cdot (T_9(t) - r_9) \\ &\quad - k_{10} \cdot (x(t) - x_0) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, $K=[k_1 \ k_5 \ k_9 \ k_{10}]^T$ 는 상태궤환 이득벡터를 나타낸다.

식(15)에서의 제어입력의 구성을 보면 대상영역인 1, 5, 9영역에서의 온도값을 알아야 함을 알 수 있다. 그러나, 실내 공간의 온도제어에서는 대부분 1, 2개 정도의 온도센서를 이용하여 제어를 수행한다. 따라서 실제로 온도센서가 설치되어

있지 않은 영역에서의 온도값을 추정하는 것이 필요하다. 이를 위하여 식(16)과 같은 상태관측기(State observer)를 설계한다.

$$\begin{aligned} \widehat{T}_{r\delta}(t) &= A_r \cdot \widehat{T}_{r\delta}(t) + B_r \cdot u_\delta(t) \\ &\quad + L \cdot (y_\delta(t) - C_r \cdot \widehat{T}_{r\delta}(t)) \end{aligned} \quad (16)$$

위 식에서 $\widehat{T}_{r\delta}(t)$ 는 관측기의 출력값으로 추정된 온도값을 나타낸다. 궤환이득값 L 은 상태관측기의 동특성이 원하는 특성을 나타내도록 설정한다. 이와 같이 구성된 상태관측기의 출력을 상태궤환 제어기에 사용하면 아래의 식(17)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} u(t) &= u_0 - k_1 \cdot \widehat{T}_{1\delta}(t) - k_5 \cdot \widehat{T}_{5\delta}(t) \\ &\quad - k_9 \cdot \widehat{T}_{9\delta}(t) - k_{10} \cdot \widehat{x}_\delta(t) \end{aligned} \quad (17)$$

가령 온도센서가 영역 5에 설치되어 있고, 풍량 센서도 설치되어 있는 경우에는 추정된 이 값들을 이용하여 식(17)을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} u(t) &= u_0 - k_1 \cdot \widehat{T}_{1\delta}(t) - k_5 \cdot T_{5\delta}(t) \\ &\quad - k_9 \cdot \widehat{T}_{9\delta}(t) - k_{10} \cdot x_\delta(t) \end{aligned} \quad (18)$$

상태궤환 제어기를 구성하는 데 있어서 실제적인 비선형 모델을 사용한 것이 아니라 근사화된 모델을 대상으로 설계하였으므로 이 제어기만을 사용하여 온도제어를 수행할 경우 정상 상태에서 기준온도(Reference temperature)와 실제 실내 온도 사이에 오프셋(Offset)이 발생한다. 이를 해결하기 위하여 상태궤환 루프에 적분(Integral) 제어 루프를 추가한다. 영역 j 에서의 온도가 온도센서에 의해 측정될 경우 적분기의 출력은 아래와 같이 나타낼 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\begin{aligned} m_j(t) &= m_j(t-1) \\ &\quad + K_p \cdot (e_j(t) - e_j(t-1)) \\ &\quad + K_i \cdot e_j(t) \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, $K_p(=0)$, K_i 는 궤환 이득이고 $e_j(t)=r_j(t)-T_j(t)$ 이다. 따라서 $m_j(t)$ 가 상태궤환 루

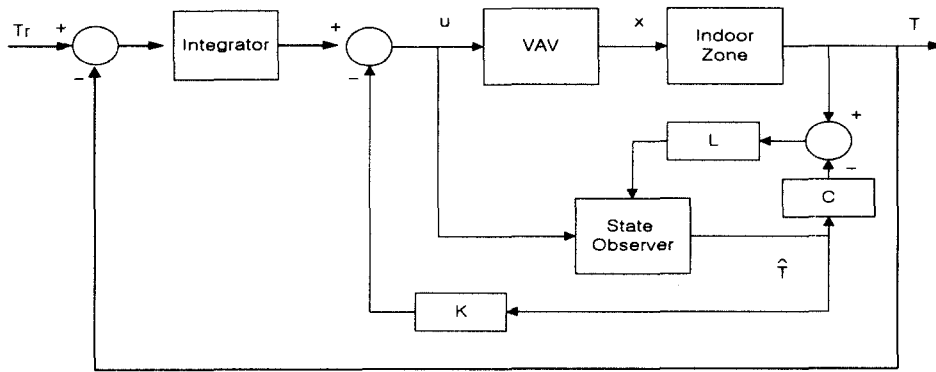


Fig.7 Observer based feedback control with integral control.

프에서의 기준입력값으로 인가된다. 상태관측기 기반의 상태궤환 제어기와 적분기로 구성된 전체 제어시스템을 Fig. 7에서 보인다.

6. 모의실험 및 결과 고찰

본 장에서는 대상으로 하는 VAV 유닛의 사양과 실내 공간의 구성을 설명하고 제안한 방법으로 실내 공간의 온도를 제어한 결과를 기존의 캐스케이드 PI 방법으로 제어한 결과와 비교한다.

6.1 대상 VAV 유닛 및 실내 공간

Fig. 1과 같은 형태의 VAV 유닛을 대상으로 하며, 이런 VAV 유닛 시스템에서는 댐퍼를 열고 닫는 제어입력이 디지털 ON/OFF의 형태로 제어된다. V_{max} 는 $0.223 \text{ m}^3/\text{s}$ 이고, 댐퍼의 위치를 완전히 닫힌(열린) 상태에서 열린(닫힌) 상태로 변

화시키는 데 소요되는 시간이 90초이다. 따라서, 한 샘플링 시간에 변화할 수 있는 댐퍼의 개도는 $1/90^\circ$ 가 된다. 샘플링 시간은 1.5초이고, 댐퍼의 시상수 τ 는 90초의 25% 시간으로 설정한다. 모의실험을 위한 실내 공간의 구조는 Fig. 3에서의 영역구분을 좀더 실제적으로 하여 VAV 유닛으로부터 공기가 공급되는 지점을 기준으로 각각 45° 방향의 연장선에 의하여 각 영역들이 구분되어지도록 한다. Fig. 8에서 이를 보인다.

실내 공간의 벽은 콘크리트로 되어 있으며, 벽 두께는 0.15 m이다. 실내 공간은 $5\text{m} \times 3\text{m} \times 2.3\text{m}$ 의 방으로, 두께가 0.02 m인 이중유리로 되어 있는 $0.8\text{m} \times 1.2\text{m}$ 크기의 창문이 두 개, $1.2\text{m} \times 1.7\text{m}$ 크기의 창문 한 개가 각각 설치되어 있다. ρ 는 $1.225 \text{ kg}/\text{m}^3$ 이고, c 는 $1005.4 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ 를 이용하여 프로세스의 파라미터를 계산하면, 각 영역에서의 MC 및 (UA)의 값을 다음과 같이 얻을 수 있다.

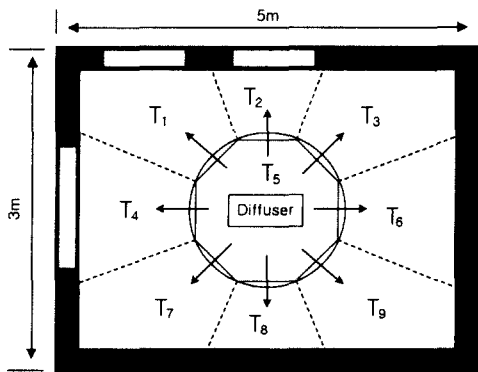


Fig. 8 Sub-sectional regions of indoor zone.

$$\begin{aligned}
 MC &= [MC_1 \quad MC_2 \quad MC_3 \quad MC_4 \quad MC_5 \\
 &\quad MC_6 \quad MC_7 \quad MC_8 \quad MC_9] \\
 &= [3929.2 \quad 1775.1 \quad 3929.7 \quad 5352.7 \quad 3019.2 \\
 &\quad 5352.7 \quad 3929.7 \quad 1775.1 \quad 3929.7]
 \end{aligned} \tag{20}$$

$$\begin{aligned}
 (UA) &= \begin{bmatrix} 5.98 & 7.55 & 19.97 & 34.90 & 24.84 \\ 19.97 & 8.16 & 19.97 & 24.84 & 0 \\ 19.97 & 12.28 & 5.98 & 34.90 & 24.84 \\ 11.85 & 34.90 & 24.84 & 34.90 & 0 \\ 24.84 & 24.84 & 24.84 & 24.84 & 0 \\ 24.84 & 34.90 & 14.76 & 34.90 & 0 \\ 5.98 & 34.90 & 19.97 & 12.28 & 24.84 \\ 19.97 & 24.84 & 19.97 & 11.07 & 0 \\ 19.97 & 34.90 & 5.98 & 12.28 & 24.84 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{21}$$

6.2 모의실험 및 고찰

실내 공간의 각 영역에서의 초기 온도는 27°C로 두고 ($T_1=25^\circ\text{C}$) 여러 조건하에서 모의실험을 수행한다. 외부온도 T_o 는 30°C이고, 공급되는 공기의 온도 T_s 는 18.0°C로 설정한다. 설정온도는 초기에 24°C로 두고, 30분 후에 25°C로 변화시킨다. 통상적으로 디지털 ON/OFF 신호의 절환이 잦으면, 전류의 변화가 많이 생기므로 에너지 소모가 많이 될 수 있다. 모의실험시에 이런 디지털 제어 신호의 변경횟수도 확인한다. 상태궤환 제어기의 설계에서는 3장에서 상태수가 감소된 형태로 구성을 하고, 원하는 극점(Pole)의 위치는 각 상태변수에 대하여 0.95로 한다. 상태관측기에서의 원하는 극점의 위치는 상태궤환 제어기의 원하는 극점과 비교하여 좀더 빠른 수렴특성을 갖도록 하기 위하여 0.9로 설정한다. 모의실험에서는 연속시간 영역의 비선형 상태공간 모델로부터 Runge-Kutta 방법에 의해 적분하여 각 상태를 얻은 뒤 측정 가능한 상태를 샘플링하여 처리함으로써 실제의 경우와 거의 유사하게 모의실험을 수행하였다.

본 논문에서는 제안한 관측기 기반의 상태궤환 제어기의 성능을 캐스캐이드 PI 제어기의 결과와 비교를 한다. 캐스캐이드 PI 제어기는 풍량제어 루프와 온도제어 루프의 두 개의 피드백 루프로 구성된다(Fig. 2 참조). 풍량제어 루프(Inner loop)에서는 풍량센서의 출력을 궤환시켜 댐퍼의 설정개도와 비교하여 이 오차를 풍량제어를 위한 PI 제어기의 입력으로 인가한다.

온도제어를 위한 루프에서는 온도센서의 출력으로부터 설정온도와의 차이를 PI 제어기의 입력으로 인가하여 이 제어기의 출력값이 풍량제어 루프의 설정값으로 된다. 온도제어 루프의 출력은 식(22)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \theta_s(t) = & \theta_s(t-1) \\ & + K_{pf} \cdot (e_t(t) - e_t(t-1)) \quad (22) \\ & + K_{if} \cdot e_t(t) \end{aligned}$$

여기서, $e_t(t) = T_r(t) - T_i(t)$ 로서 기준온도값과 온도센서값의 차이를 나타내고, K_{pf} , K_{if} 는 온도제어를 위한 궤환이득 값이다. 풍량제어 루프에서는 온도제어 루프에서의 출력 $\theta_s(t)$ 를 이용하

여 구동기의 입력값을 식(23)과 같이 출력한다.

$$\begin{aligned} u(t) = & u(t-1) \\ & + K_{pf} \cdot (e_f(t) - e_f(t-1)) \quad (23) \\ & + K_{if} \cdot e_f(t) \end{aligned}$$

여기서, $e_f(t) = \theta_s(t) - \theta(t)$ 로서 댐퍼의 기준개도와 풍량센서를 통해 측정된 댐퍼의 실제 개도의 차를 나타내고, K_{pf} , K_{if} 는 풍량제어를 위한 궤환이득값이다.

온도센서가 영역 5에 설치되어 있고, 이 영역에서의 온도가 설정온도(점선)를 따라가도록 관측기 기반의 상태궤환 제어기를 이용하여 제어한 결과(실선)를 Fig. 9에서 보인다. 여기서는 적분기의 이득 $K_i=0.01$ 로 두어 온도에러의 최대 1% 정도만을 적분기에서 조절토록 하였다. 이러한 적분기의 영향은 계속 누적이 되므로 동특성에 크게 영향을 줄 수 있으므로 그리 크지 않도록 설정하였다. Fig. 9에서 보면 VAV 유닛을 통해 냉각된 공기가 직접 인가되는 영역 5의 온도가 가장 낮아지는 것을 볼 수 있고 다른 영역에서의 온도는 이보다 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. Fig. 10에서는 이 경우 공급된 공기의 유량의 변화(위)와 댐퍼의 디지털 ON/OFF의 동작(아래)을 나타낸다. 댐퍼의 상태가 1인 경우는 댐퍼가 열리는 방향으로 움직이는 경우이고, -1인 경우는 닫히는 방향으로 동작하는 경우를 나타낸다. 댐

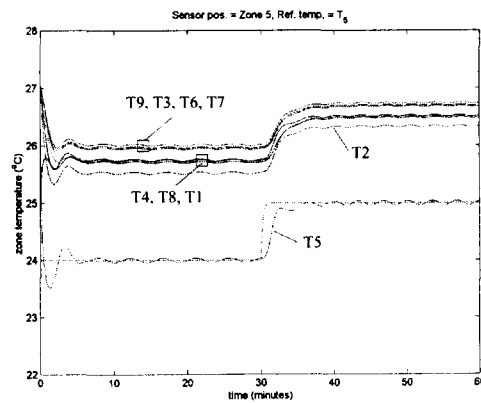


Fig. 9 Observer based feedback control (Criterion temp. - T_5 , Temp. sensor in section 5).

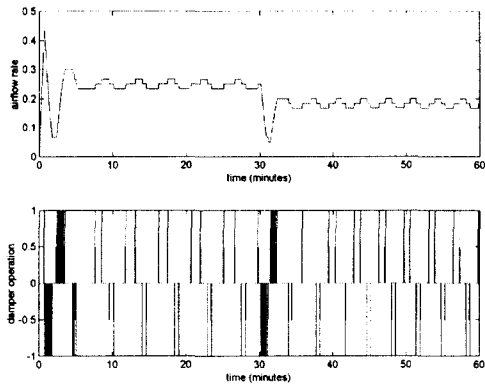


Fig. 10 Air flow rate and damper movement in case of observer based feedback control (Criterion temperature - T_5 , Temperature sensor in section 5).

퍼의 절환횟수는 83번이다.

Fig. 11에서는 온도센서가 영역 9번에 설치되어 있는 경우 캐스케이드 PI 제어기로 온도를 제어한 결과(실선)를 보인다. 온도제어 및 풍량제어를 위한 제어기의 이득값은 대상 시스템이 비선형이므로 체계적으로 결정하기가 용이치 않아 시행착오적으로 하여 비교적 특성이 영호한 값으로 결정하였으며, 모의실험시에 각각 $K_{pt}=0.001$, $K_{it}=0.003$, $K_{pf}=0.1$, $K_{if}=1.0$ 으로 설정하였다. 이 경우를 보면 영역 9번의 온도를 설정온도(점선)에 따라가도록 제어함으로써 다른 영역에서의 온도가 모두 설정온도값보다 떨어지는 것을 볼 수

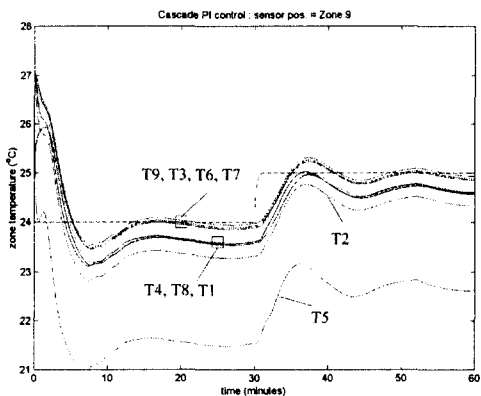


Fig. 11 Cascade PI control (Temperature sensor in section 9).

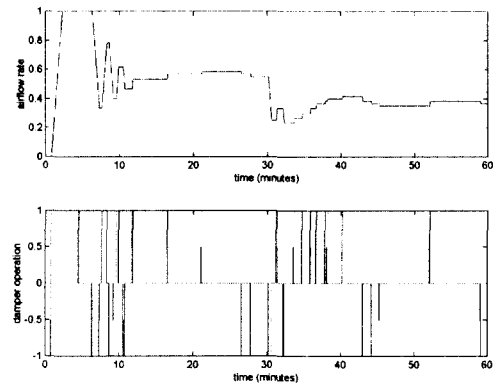


Fig. 12 Air flow rate and damper movement (Cascade PI control).

있다. 특히 송풍구가 직접 연결된 영역 5에서의 온도가 가장 많이 낮아지는 것을 알 수 있다. 이 결과로 미루어 보아 캐스케이드 PI 방법에서는 온도센서가 설치된 위치에 따라 실내 공간의 온도가 전체적으로 설정온도보다 낮아져 에너지가 많이 낭비될 수 있음을 보여준다. Fig. 12에서는 이때에 공급된 공기의 유량(위)과 댐퍼의 동작(아래)을 나타낸다.

Fig. 13에서는 관측기 기반의 상태궤환 제어기로 온도를 제어한 결과로서 온도센서가 영역 1에 설치되어 있는 경우이다. 이 경우의 매개변수값은 Fig. 9와 Fig. 10에서의 설정값과 같다. 단지 적분 제어기에서의 기준온도가 영역 1에서의 온도 $T_1(t)$ 가 된다. Fig. 14에서는 이때의 공기유

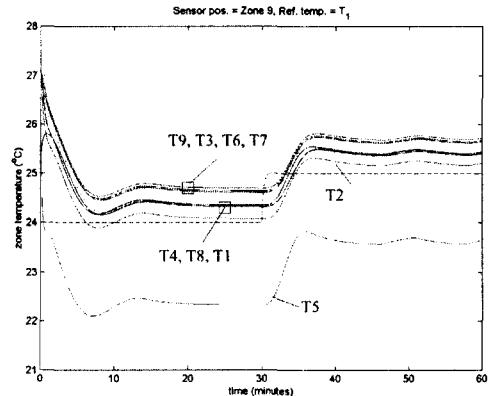


Fig. 13 Observer based feedback control (Criterion temp. - T_1 , Temp. sensor in section 1).

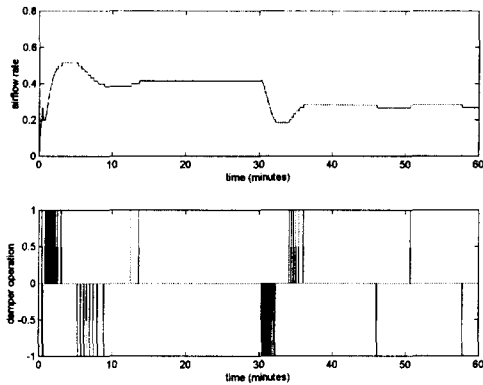


Fig. 14 Air flow rate and damper movement in case of observer based feedback control (Criterion temperature - T_1 , Temperature sensor in section 1).

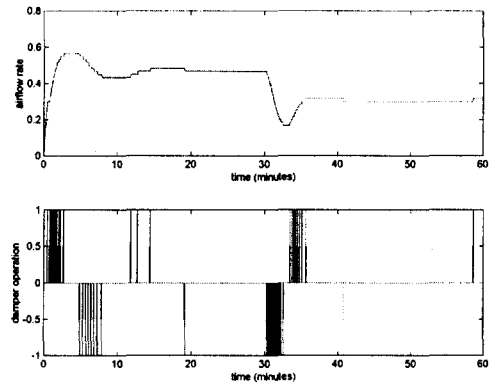


Fig. 16 Air flow rate and damper movement in case of observer based feedback control using estimated temp. (Criterion temp. - T_1 , Temp. in section 1).

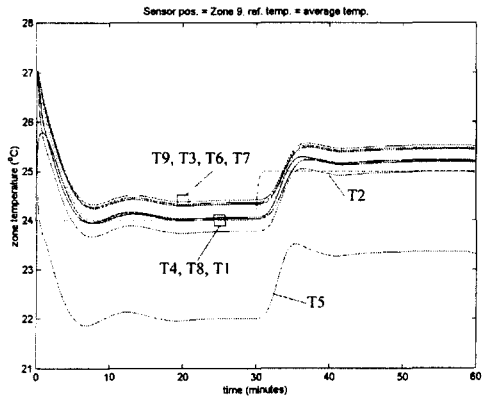


Fig. 15 Observer based feedback control using estimated temperature (Criterion temperature - T_1 , Temperature sensor in section 5).

량의 변화(위)와 댐퍼의 동작(아래)을 보여준다. Fig. 13에서 보면 영역 5를 제외한 나머지 영역에서의 온도가 설정온도(점선)의 궤적을 근접하게 따라가는 것을 볼 수 있다.

만약 온도센서가 영역 9에 설치되어 있다면, 캐스케이드 PI 제어기에서는 영역 9의 온도를 제어기에 이용해야 한다. 그러나, 제안한 방법에서는 온도센서가 영역 9에 설치되어 있다고 하더라도 상태관측기를 통해 얻은 영역 1에서의 온도값을 제어기에 이용할 수 있으므로 관측기 기반의 궤환 제어기의 이점이라 할 수 있다.

Fig. 15에서는 상태관측기로부터 예측한 온도값들을 상태궤환 제어기에 이용한 경우의 결과(실선)로서 영역 1, 5, 9에서의 온도값들의 평균값이 설정온도(점선)를 따라가도록 제어한 경우이다. 시뮬레이션 결과를 보면 영역 5에서의 온도는 설정온도보다 낮은 값을 유지하나 타 영역에서의 온도값들은 거의 설정온도를 따라가고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 16에서는 이때의 공기유량의 변화추이(위)와 댐퍼의 동작(아래)을 보여준다.

7. 결론 및 추후 연구과제

본 논문에서는 VAV 유닛을 통하여 실내 공간의 온도를 제어하는 한 방법을 제안하였다. 기존의 제어방법들에서는 실내 공간을 대표하는 하나의 온도값을 사용하므로, 실내 공간의 국부적인 영역에서의 온도변화를 고려하지 않고 있다. 또한, 아날로그 PI 제어방식을 그대로 디지털화하고 있으며, 두 개의 제어입력인 경우에 한 개의 제어출력을 결정하기 위해 적용되는 캐스케이드 PI가 적용되고 있다. 제안한 방법에서는 디지털 제어의 장점을 최대한 활용하며 좀더 세밀한 제어를 위하여, 국부적인 영역에서의 온도값들도 제어기의 설계에 이용한다. 이를 위하여 실내 공간을 9개의 영역으로 세분화하여 상태방정식의 형태로 실내 공간의 열평형방정식을 구하였다. 유도한 모델을 바탕으로 상태관측기 기반의 상태궤환 제어기를 설계하고 제어기 설계시의 선형화에

다른 오프셋을 없애 주기 위하여 적분기 루프를 추가하여 전체적인 제어기를 구성한다. 설계한 제어기의 성능을 기존의 캐스케이드 PI 제어기와 비교하고, 캐스케이드 PI 제어기에서의 문제가 될 수 있는 온도센서의 설치위치 문제로 인하여 에너지의 낭비가 생기는 문제를 해결하고자 하였다.

본 논문에서는 실내 공간을 가상의 여러 구역으로 나누어서 각 구역의 온도를 상태변수로 두고 체계적인 대상시스템의 모델을 구하고 제어기를 설계하였으나 향후에는 다음과 같은 사항이 추가적으로 보완되고 연구되어야겠다. 먼저, 대상시스템에 대한 가정에서 VAV 유닛을 거친 냉각공기가 여러 개의 송풍구를 통해 나누어져 들어가는 경우에 대한 경우와 여러 개의 VAV 유닛이 한 실내 공간에 송풍하는 경우가 그것이다. 그리고, VAV 유닛과 송풍구간의 거리가 많이 떨어져 있는 경우에는 본 연구에서는 무시한 지연특성으로 인해 제어가 더욱 어려워질 것이므로 이에 대한 고려가 필요하다. 덤퍼의 개도와 유량과의 관계를 이상적인 경우로 고려한 경우에 대한 보완 연구도 필요하다. 대상시스템을 다루기 용이하도록 천장이나 바닥을 통한 열교환 문제나 배출공기에 대한 영향을 본 연구에서는 무시하고 외란으로 두었으나 구조적인 외란인 경우에는 모델링시에 반영이 가능하리라고 본다. 또, 제어기 파라미터 결정을 위해 기준온도에서 크게 벗어나지 않는다고 보고 수행했으나 실제적으로 활용을 위해서는 여러 기준온도에 대해 제어기 파라미터를 미리 구하여 저장하고 있다가 동작상태에 따라 이들을 바꾸어 가며 제어를 수행하는 연구도 필요하다. 마지막으로, 파일럿 건물의 실내 공간에 대해 실험하고 비교 분석하며 설계된 제어기의 성능을 검증하는 절차는 논문의 완성도를 높이기 위해서 추가적으로 요구된다. 궁극적으로는 제안된 제어기가 건물자동화 시스템과 결합이 이루어져야 되는데, 이런 과정은 추후의 작업으로 남긴다.

후 기

본 논문은 에너지기술지원센터의 에너지기술개발사업 연구과제(중소규모 건물용 건물자동화시스템의 개발)의 위탁과제(건물 공조 시스템용 제어기 개발 및 신뢰성 향상 방안 연구) 연구 결과의 일부를 수록한 것입니다.

참고문헌

1. Clifford, G. E., 1984, Heating, Ventilating and Air Conditioning, Reston Publishing Company.
2. Chen, S. Y. S. and Demster, S. J., 1996, Variable Air Volume Systems for Environmental Quality, McGraw-Hill.
3. Wendes, H., 1994, Variable Air Volume manual, The Fairmont Press Inc.
4. Choi, H. K., 1989, Control of Variable Air Volume System, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 303-318.
5. Haines, R. W. and Hittle, D. C., 1993, Control Systems for Heating, Ventilating and Air conditioning, Van Nostrand Reinhold.
6. Federspiel, C. C., 1996, Temperature Control in Large Buildings, CRC Press.
7. Park, S.-H. and Cheon, K.-S., 1998, Development of a Distributed Controller with Controller Area Network and Application to the Control of a Variable Air Volume Unit, Journal of Industrial Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 62-70.
8. Clarke, J. A., 1985, Energy simulation in building design, Adam Hilger Ltd.
9. Zhang, Z. and Nelson, R. M., 1992, Parametric analysis of a building space conditioned by a VAV system, ASHARAE Transactions: Research, Vol. 3546, pp. 43-48.
10. Park, S.-H., 1999, State Space Modeling of Simplified Zone Thermal Dynamics for the Control of Variable Air Volume Unit, Journal of Industrial Technology, Vol. 1, No. 1, pp. 10-17.
11. Ogata, K., 1995, Discrete Time Control Systems, Prentice Hall International Editions.
12. Lee, S. H., Sung, H. K., Lim, J. T. and Bien, Z., 2000, On self-tuning control of electromagnetic levitation systems, Control Engineering Practice, Vol. 8, No. 7, pp. 749-756.
13. Chen, C.-T., 1984, Linear system theory and design, Holt-Saunders international editions.