

성층화 열용량 모델을 이용한 VAV 시스템 급기 제어 시뮬레이션

문 정 우, 김 서 영*, 김 원 년, 조 형 회*

한국과학기술연구원 열·유동제어 연구센터, *연세대학교 기계공학과

Simulation of Supply Air Control in a VAV System Using a Stratified Lumped Thermal Model

Jeong Woo Moon, Seo Young Kim^{*}, Won Nyun Kim, Hyung-Hee Cho^{*}

Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 130-650, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea

(Received November 8, 1999; revision received May 8, 2000)

ABSTRACT: The present study concerns the simulation of supply-air control in a variable air volume (VAV) system. A stratified lumped thermal model (multi-zone model) is suggested to predict local thermal response of an air-conditioned space. The effects of various thermal parameters such as the cooling system capacity, the thermal mass of air-conditioned space, the time delay of thermal effect, and the building envelope heat transmission are investigated in detail. Further, the influence of control parameters, PI control factor and the sensor location on a VAV system is quantitatively delineated. The results obtained show that the previous homogeneous lumped thermal model (1-zone model) may predict a significantly different thermal response in the air-conditioned space according to the sensor location.

Key words: VAV system (변풍량 시스템), Lumped thermal model (집중 열용량 모델), Stratified thermal model (성층화 모델), PI control (PI 제어)

기 호 설 명

Bias : 설정 온도 T_r 일 때 공기 조절량

Error: $(T - T_r)$, [°C]

Fo : Fo 수, $\frac{(UA)_j}{(MC)_j} t_d$

Fo2 : Fo2 수, $\frac{(UA)_{j,j+1}}{(MC)_j} t_d$

M : 영역의 개수

(MC): 공기의 열용량, [J/°C]

min : 최소 허용 급기 조절량

PB : 온도 변화 범위, [°C]

PIF : PI 제어 변수

Q_g : 실내 열 발생률, [W]

R : R 수, $\rho c V_{\max} / (UA)_j$

t : 시간, [sec]

td : 지연 시간, [sec]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-958-5683; fax: +82-2-958-5689

E-mail address: seoykim@kist.re.kr

- T : 공간 대표 온도, [°C]
- (UA) : 열투과도, [W/°C]
- V : 급기의 체적 유량, [m³/sec]
- x : 급기 조절량

그리스 문자

- θ : 무차원 온도, $(T - T_r) / PB$
- ρc : 급기의 열용량, [J/m³ · °C]

하첨자

- j : 영역(zone)의 위치
- m : 평균값
- O : 공간 외기
- r : 설정점
- S : 급기
- $t - td$: 현재 시간 보다 td 전의 시간

1. 서론

문명의 발달과 함께 인간은 실내에 거주하는 시간이 늘어나고 이에 따라 더욱 쾌적한 실내 환경을 요구하게 되었다. 공기조화는 이제 인간의 생활에 있어서 필수 불가결한 요소가 되어 더욱 효율적인 공기 조화를 위한 수많은 연구개발이 이루어지고 있다. 공기조화 방식에서는 여러 가지가 있으나, 그중 전공기방식이 사무실 공조 방식으로는 일반적이고 특히 단일 덕트에 의한 정풍량방식(CAV 시스템)과 가변풍량방식(VAV 시스템)이 가장 널리 사용되고 있다.⁽¹⁻³⁾

급기 온도를 변화시키고 송풍량을 일정하게 유지하는 CAV 시스템과는 달리 VAV 시스템은 급기 온도를 고정하고 송풍량을 변화시켜 실내의 부하를 제거하는 방식으로 VAV 시스템은 순간 부하에 잘 대처하여 쾌적한 환경을 만들 수 있고, 동시 부하율을 고려하여 설계함으로써 공조 시스템의 설비용량을 줄여 설비와 운전면에서 많은 비용을 절감할 수 있다. 그러나 현재 VAV 시스템의 특성을 잘못 파악하여 운전함으로써 효율성이 크게 떨어지는 것이 단점으로 지적되고 있다. 따라서 공조 공간의 특성을 정확히 파악하고 VAV 시스템을 정확하게 제어하는 것이 효율적인 VAV 시스템의 운전을 위해 필수적이다.

Jin과 Ogilvie⁽⁴⁾와 Zhang et al.⁽⁵⁾은 실험을 통해 공조 공간 바닥의 유동은 급기의 속도와 취출구의 크기에 의해 변한다는 것을 밝혔고, Spitler et al.⁽⁶⁾은 급기 제트의 운동량과 공간의 열전달계수의 관계를 실험을 통해 제시하였다. 이와 같은 연구를 통해서 공조 공간의 온도 분포와 열전달의 동특성은 공조 공간의 형상, 실내 공기의 이송 지연 등과 같은 비선형적인 요소들로 인해 복잡한 양상을 띄게 된다는 것이 밝혀졌다. 그러나 실제 공조 공간을 열 유동적 측면에서 복잡하게 모델링하여 VAV 시스템을 제어하여 운전하는 것은 매우 어렵다. 따라서 비선형적인 공간 특성을 선형화하기 위해 Zhang과 Nelson⁽⁷⁾은 공조 공간을 균일한 집중 열용량계로 가정한 단일영역 모델(1-zone)을 제안하여 급기 제어에 의한 온도 분포의 시간변화를 시뮬레이션 하였다. 그러나 단일영역모델의 경우 공간내의 국부적인 온도분포를 나타내지 못하는 약점을 가지고 있다.

실제 건물에서는 온도 센서의 위치가 정확히 재실자 거주 공간에 위치할 수 없는 경우가 흔하다. 요즘의 고층 사무실 건물에서는 공간의 활용을 위해 공간 내에 기둥이 없는 경우가 많아 천장에 온도 센서가 부착되고 있다. 이런 경우 재실자 거주 공간의 온도를 정확히 측정하지 못하게 되어 쾌적한 공조 환경을 만들 수 없게 된다. 쾌적 공조를 위해서는 공간의 특정위치에서 측정된 온도 값으로부터 재실자가 거주하는 공간의 온도 분포를 예측하고 이를 바탕으로 공조 시스템을 운영하여야 한다.

따라서, 본 연구에서는 단일영역모델(1-zone model)의 선형성을 유지하면서 공간의 온도분포에 대한 세분화된 특성을 얻기 위해 공조 공간을 여러 개의 성층화된 열용량계로 가정한 성층화 모델(multi-zone model)을 제안한다. 성층화 모델을 사용하여 VAV 시스템의 급기 제어를 시뮬레이션 하여 공간의 열적 동특성을 밝히고, 이에 영향을 주는 물리적 특성과 제어 변수를 파악하고 이 변수들을 이용하여 실제 공조 시스템을 효율적으로 운영할 수 있는 운전점을 제시하고자 한다.

2. 공조 공간 모델링

VAV 시스템의 급기 제어 시뮬레이션을 위해

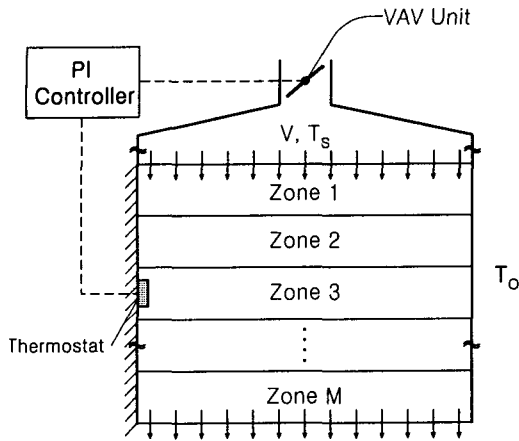


Fig. 1 Schematic of an air-conditioned space.

서는 온도 구배의 존재 등으로 인해 발생하는 공조 공간의 비선형적인 열적 특성을 선형적으로 모델링 하여야 한다. Zhang과 Nelson⁽⁷⁾은 공조 공간을 Fig.1과 같은 균일한 단일 집중 열용량계 (1-zone model)로 가정하여 다음의 에너지 평형식을 제시하였다.

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

여기서, MC 는 공간의 열용량 [$J/^\circ C$]이고, (UA) 는 공간의 열투과도 [$W/^\circ C$], Q_g 는 실내 열 발생을 [W], 그리고 V 는 급기의 체적유량 [m^3/sec]이다. (1)식에서 알 수 있듯이 단일영역 모델은 방 전체의 온도를 하나의 대표 온도 T 로만 표현하기 때문에 실내에 존재하는 국부적인 온도의 분포를 예측할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 공조공간을 여러 개의 집중 열용량계로 나누어 실제 공간의 열적 특성에 가까운 온도 분포를 얻고자 하였다.

모델링을 위해서 천장의 취출구로부터 급기된 공기는 모두 바닥 배출구를 통해 배출되고, 바닥에서 천장으로의 역류는 없다고 가정하였다. 또한, 외부와의 열전달은 각각의 집중 열용량 영역에서 일정하며, 실내 열원은 존재하지 않고, 모든 공기의 물성치는 온도에 대해서 일정하다고 가정하였다. 그리고 공간내부의 벽체의 영향은 고려하지 않았는데, 이는 벽체의 열확산 시간이 공기

의 열확산 시간에 비해 10~100배정도 길기 때문이다. 따라서 급기량의 변화는 주로 공기의 온도에만 빠르게 영향을 미치게 되므로 공조공간내의 공기 유동부만을 모델링하게 되었다. 이러한 가정으로부터 성층화 모델에 대한 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (MC)_j \frac{dT_j}{dt} = & (UA)_j (T_o - T_j) \\ & - (UA)_{j,j-1} (T_j - T_{j-1}) \\ & + (UA)_{j+1,j} (T_{j+1} - T_j) \\ & + \rho c V (T_{j-1} - T_j) \end{aligned} \quad (2)$$

단, $j=1$ 일 때 $(UA)_{1,0}=0$, $j=M$ 일 때 $(UA)_{M+1,M}=0$ 이다. 여기서, $(MC)_j$ 는 각 영역의 열용량 [$J/^\circ C$]이고, $(UA)_j$ 는 각 영역에서 외부로부터의 열투과도 [$W/^\circ C$]이다. 그리고, $(UA)_{j,j+1}$ 은 인접 영역들 사이의 열투과도 [$W/^\circ C$]이다.

공조 공간의 온도를 적절하게 유지하기 위해서는 귀환 제어(feedback control)가 필요하다. VAV 시스템의 경우, 급기의 온도가 일정할 때 급기의 풍량 V 가 되는 값에 따라 변하게 되므로 공간의 온도가 설정 온도와 다르다면 VAV 유닛은 이 신호를 받아 풍량을 조절하게 된다. P 귀환 제어 방법을 적용하면 급기 조절량 x 는 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.⁽⁷⁾

$$x = \frac{(1 - \min)}{PB} \text{Error} + \text{Bias}, \quad \min \leq x \leq 1 \quad (3)$$

여기서, PB 는 공간 온도 변화 범위 [$^\circ C$]로 25 [$^\circ C$]로 설정하였고, \min 은 최소 급기 조절량, Bias 는 설정 온도 T_s 에 도달했을 때의 급기 조절량으로 정의되고, Error 는 다음과 같은 식으로 정의된다.

$$\text{Error} = (T_j - T_s) \quad (4)$$

이다. T_j 는 각 영역의 대표 온도 [$^\circ C$]이고, T_s 은 공간의 설정 온도로 19 [$^\circ C$]이다.

식 (2)에서 급기량 V 는 식 (3)을 사용하여 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$V = V_{\max} x = V_{\max} \left[\frac{(1 - \min)}{PB} (T_j - T_r) + Bias \right] \quad (5)$$

실제 공조 시스템의 경우 센서와 VAV 유닛의 동작 시간 등의 영향으로 시간 지연이 발생하게 된다. 이 영향을 고려하면 식 (3)은 다음과 같이 표현된다.

$$x = \frac{(1 - \min)}{PB} (T_{t-td} - T_r) + Bias, \quad \min \leq x \leq 1 \quad (6)$$

따라서, T_{t-td} 는 현재 시간 보다 시간지연 td 만큼 전의 공간의 대표 온도를 나타낸다. 각 영역의 열용량과 각 영역 사이의 열전달계수는 각각 $(MC)_j$ 와 $(UA)_{j,j+1}$ 로 일정하고, $(UA)_{j,j-1} = (UA)_{j+1,j}$ 이라 가정한다. 또, 각 영역에서 외부와의 열전달계수 $(UA)_j$ 는 일정하며 각 영역의 초기 온도는 모두 같고, 각 구역의 온도 $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$ 라 가정하여 식 (2)와 (6)을 차분화하고 무차원화하면 식 (7)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \theta_j^i - \theta_j^{i-1} &= \frac{Fo}{n} (\theta_0 - \theta_j^{i-1}) \\ &\quad - \frac{Fo}{n} xR (\theta_j^{i-1} - \theta_{j-1}^{i-1}) \\ &\quad + \frac{Fo_2}{n} (\theta_{j+1}^{i-1} - 2\theta_j^{i-1} + \theta_{j-1}^{i-1}) \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, i 는 시간의 순서를 나타내고,

$$\theta_j = \frac{(T_j - T_r)}{PB} \quad (8)$$

$$Fo = \frac{(UA)_j}{(MC)_j} td, \quad Fo_2 = \frac{(UA)_{j,j+1}}{(MC)_j} td \quad (9)$$

$$R = \frac{\rho c V_{\max}}{(UA)_j} \quad (10)$$

$$x = (1 - \min) \theta^{i-n} + Bias, \quad \min \leq x \leq 1 \quad (11)$$

$$n = td/\Delta t \quad (12)$$

이다. 그러나 P 귀환 제어 방법은 Bias와 같이 제어를 위해 필요한 기본 설정값을 필요로 하고 이 값은 제어항이 소멸되어도 일정한 값을 가지

고 있기 때문에 항상 정상상태 오차를 가지고 있는 단점을 가지고 있다.⁽⁷⁻⁹⁾ 따라서 이 오차를 없애주기 위해서 PI 귀환 제어 방법을 사용하게 되는데^(8,9), 이때 식(4)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Error = (T - T_r) + \frac{1}{t_s} \int (T - T_r) dt \quad (13)$$

여기서 t_s 는 오차가 없어지는 시간의 제어 변수이다. 만약 t_s 가 무한히 커지면 P 귀환제어와 같아지게 되고, t_s 가 너무 작으면 시스템이 불안정해진다. 식(13)을 적용하여 식(11)을 무차원화하면 다음과 같다.

$$x = (1 - \min) \left[\theta^{i-n} + PIF \Delta t \sum_{k=n}^i \theta^{k-n} \right] \quad (14)$$

여기서, PIF 는 PI 제어 변수이다.

Fig. 2는 2 m×2 m×2 m 공간에서 영역의 개수를 증가시켰을 때 정상상태 평균온도의 변화를 나타낸 것이다. 단일영역 모델을 사용할 때 공간의 열용량 MC 는 2 m×2 m×2 m 공간의 공기의 질량 M 과 25℃ 공기의 비열 $c=10075$ [J/kg℃]와 밀도를 이용하여 구하면 10075 [J/℃]이고, (UA) 는 23.7 [W/℃]이다. 이는 외기로부터의 열유입이 열전도계수가 1.8 [W/m℃]인 유리 벽면으로부터 이루어진다고 가정하고 공간내의

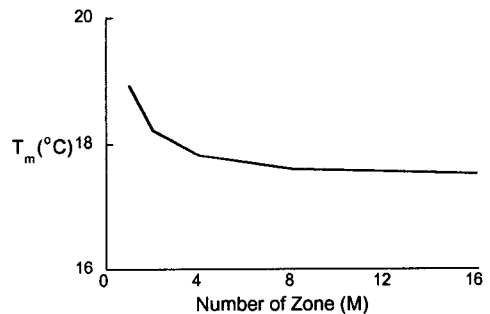
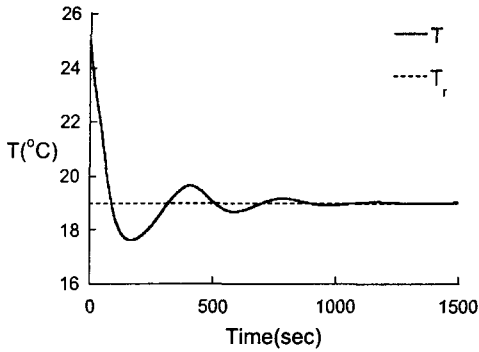
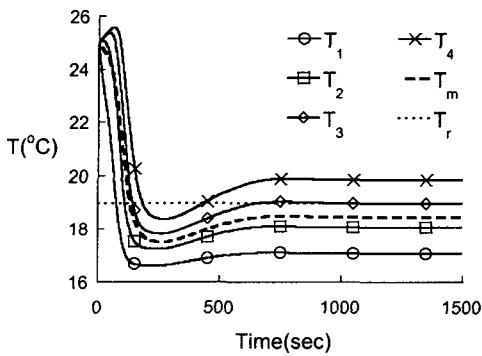


Fig. 2 Variation of the steady-state room temperature according to the number of zone.



(a) Homogeneous lumped thermal model (Zhang and Nelson, 1992)



(b) Stratified lumped thermal model

Fig. 3 Comparison of space temperature variation between two different thermal models. $Fo=0.0883$, $Fo_2=0.0008$, $\theta_s=-0.12$, $PIF=0.05$, and $R=21.08$.

열전달과 외기로부터의 열전달은 혼합 대류열전달에 의해 이루어진다고 설정하여 구하였다⁽¹⁰⁾. 그리고 실내 열 발생을 Q_s 는 모델의 단순화를 위해서 무시되었다. 성층화 모델의 경우 각 영역의 열용량 (MC)_{*j*}는 단일영역모델의 열용량 영역의 개수 M 으로 나눈 $10075/M$ [$J/^\circ C$]이고, (UA)_{*j*}는 각 영역에서 외부로부터의 열투과도로 $23.7/M$ [$W/^\circ C$]이다. 또한 (UA)_{*j,j+1*}은 영역들

간의 공기의 전도 열전달계수와 공간의 대류열전달을 혼합대류열전달로 설정하여 구한 대류열전달계수를 대상으로 계산하였을 때 0.208 [$W/^\circ C$]의 값을 가진다⁽¹⁰⁾. 외기 온도 T_o 는 두 모델에 대해서 공통적으로 $30^\circ C$ 이다. 위의 Fig. 2에서 알 수 있듯이 영역의 개수가 증가함에 따라 정상상태 온도가 감소하여 일정한 온도 값에 수렴함을 알 수 있다. 영역의 개수가 4개 이상 일 때의 정상상태 온도 변화의 폭 1%인데 반해 영역의 개수가 1개에서 4개로 변할 때 변화의 폭이 6%이다. 따라서 영역을 4개로 나누었을 때 영역의 개수가 그 이하일 때 보다 정확하고 영역의 개수가 많은 경우와 거의 같은 결과를 얻을 수 있으므로 공간을 4개의 영역으로 나누었다.

따라서, PI 제어를 통해 효율적인 VAV 시스템의 급기제어를 이루기 위해서 본 연구에서는 4개의 영역으로 나눈 공간의 변수인 열전달계수, 열용량, 최대 급기량과 제어 변수 PIF , 급기 온도, 설정 온도의 영향을 고찰하였다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 기존 단일영역모델의 온도 변화와 성층화 모델을 이용하였을 때 온도 변화의 차이를 Fig.3 에 나타내었다. 단일영역모델의 경우 공간을 하나의 집중 열용량계라고 보기 때문에 실제 경우보다 급기나 외기의 변화에 더욱 민감

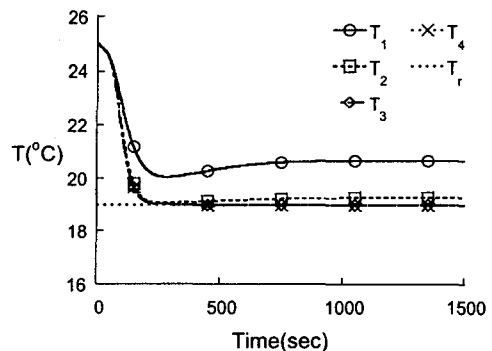


Fig. 4 Effect of thermostat location on the space temperatures. $Fo=0.0883$, $Fo_2=0.0008$, $\theta_s=-0.05$, $PIF=0.05$, and $R=21.08$.

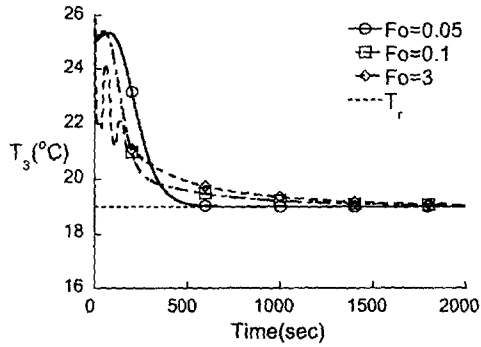


Fig. 5 Effect of Fo on temperature variation. $Fo_2=0.0008$, $\theta_s=-0.12$, $PIF=0.01$, and $R=21.08$.

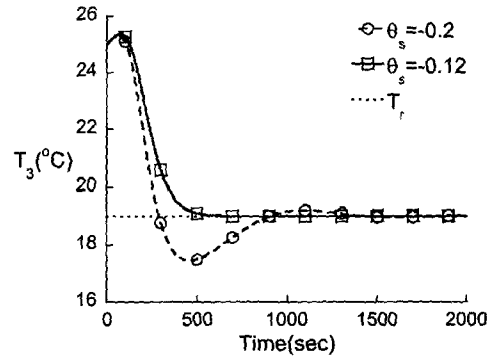


Fig. 7 Effect of θ_s on temperature variation. $Fo=0.05$, $Fo_2=0.0008$, $PIF=0.01$, and $R=21.08$.

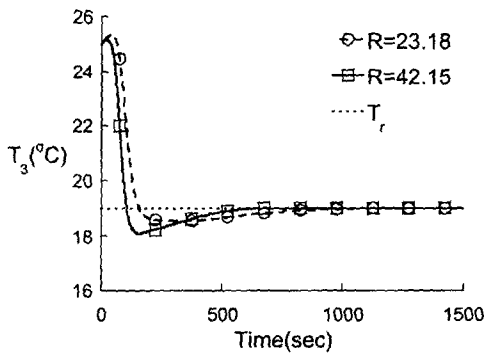


Fig. 6 Effect of R on temperature variation. $Fo=0.0883$, $Fo_2=0.0008$, $\theta_s=-0.08$, and $PIF=0.05$.

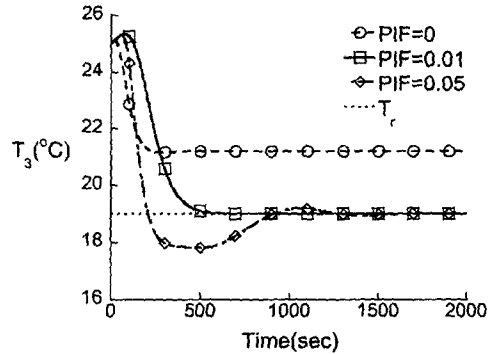


Fig. 8 Effect of PIF on temperature variation. $Fo=0.05$, $Fo_2=0.0008$, $\theta_s=-0.12$, and $R=21.08$.

하게 반응한다는 것을 알 수 있다. 그러나 성층화 모델의 경우는 각 영역들간의 상호 열전달의 영향을 고려하기 때문에 단일영역모델에 비해 더욱 안정한 형태의 온도변화를 보이며 위쪽 영역에서 아래쪽 영역으로 열전달을 하면서 냉방부하를 상쇄하게 되므로, 아래쪽 영역으로 갈수록 높은 정상상태의 온도를 가지게 됨을 알 수 있다. 성층화 모델에서 센서의 위치는 영역 3에 설치된 경우를 고려하였기 때문에 3번 영역의 온도가 시간에 따라 설정 온도에 근접함을 알 수 있다.

Fig. 4는 온도 센서의 설치 위치가 영역 1~영역 4로 변할 때 평균 온도의 변화를 나타낸 것이

다. 온도 센서의 공간내 위치가 위쪽에서 아래쪽 영역으로 이동함에 따라 공간의 평균온도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 이는 앞에서 가정한 바와 같이 상층 영역의 온도는 하층 영역의 온도보다 낮다. 따라서 상층 영역의 온도를 귀환시켜 제어를 할 경우 공간평균온도가 낮아지기 전에 설정 온도에 이르기 때문에 공간을 효율적으로 냉방할 수 없음을 의미한다. 반면에 아래쪽 영역의 온도를 귀환시킬 때 공간의 평균온도가 설정점에 근접함을 알 수 있다. 따라서 온도 센서가 재실자의 주 거주 영역에 설치되어야 쾌적한 공조 환경을 제공할 수 있다.

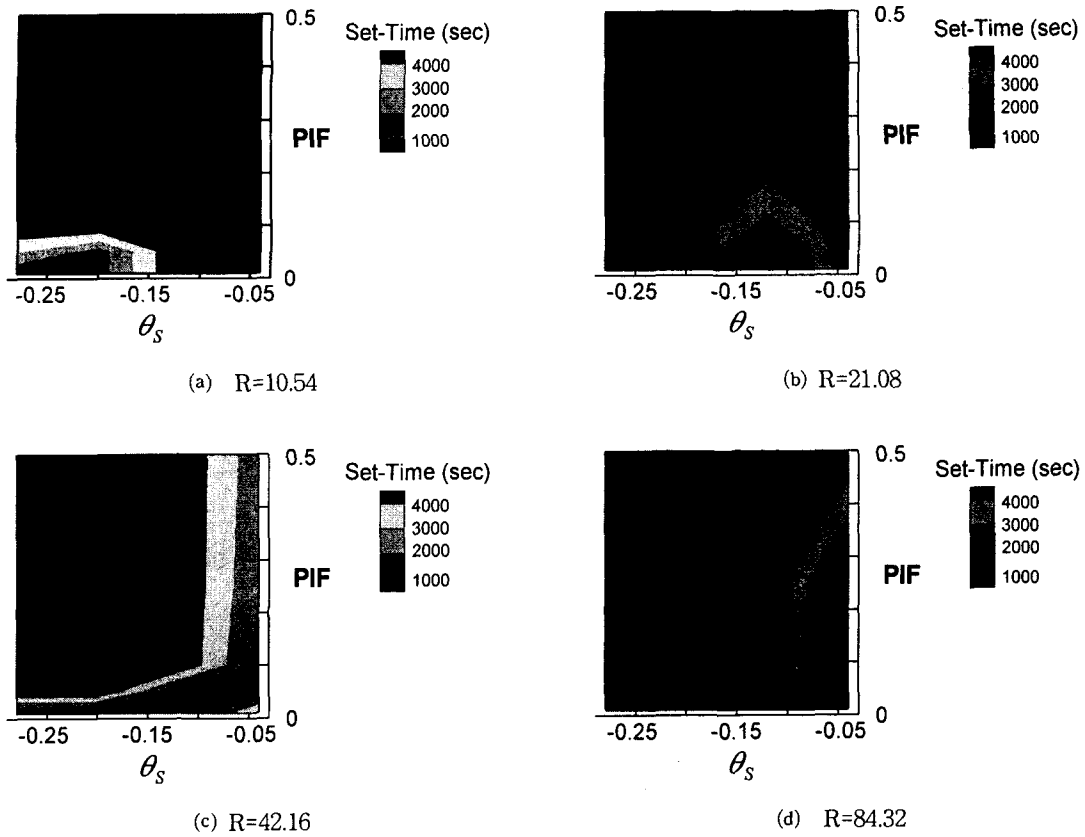


Fig. 9 Contours of time taken to the set-point temperature. $Fo=0.05$.

Fig. 5는 Fo 수가 공간의 온도변화에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. Fo 수는 공조 공간의 시상수에 대한 시간 지연의 비를 의미하며, 공간의 시상수는 $(UA)_i$ 와 $(MC)_i$ 의 비이다. Fo 값이 커질수록 급기 온도에 대한 공간계의 불안정성이 증가하게 된다. 따라서 공간계가 지나치게 큰 Fo 값을 가지는 경우 초기에 온도가 빠르고 불안정하게 변하는 것을 볼 수 있는데, 이는 높은 열전달계수를 가짐으로 인해 공간계가 외기에 의해 발생하는 냉방 부하에 민감하게 반응하거나 공간의 열용량이 작아 급기의 영향을 많이 받는다는 것을 나타낸다.

R 수는 공간계의 열 유입에 대한 유출의 비를 나타내는 무차원 수로서 최대 급기량과 공간의 열전달계수의 비이다. Fig. 6에서 보면 큰 R 값을 갖는 경우 설정 온도에 도달하는 시간이 빠르다는 것을 알 수 있다. R 수는 공조 시스템의 냉방

용량을 나타내는 변수이므로 공조 공간과 외부와의 열전달계수가 일정하다면 같은 크기의 공간을 냉방을 할 경우 최대 송풍량이 큰 시스템을 사용할 때 빠른 응답 성능을 얻을 수 있다. 그러나 큰 R 값의 경우는 작은 R 값을 가지는 경우에 비해 초기에는 공간의 온도가 과냉되는 것과 같은 불안정한 성능을 나타낼 수 있으므로 공간의 특성에 맞는 적절한 크기의 공조 시스템 결정이 중요하다.

θ_s 수가 공간의 열적 동특성에 미치는 영향을 Fig. 7에 나타내었다. θ_s 수는 급기와 설정 온도 차에 대한 온도 변화 범위(PB)의 비로 표현되고, 이는 물리적으로 공간의 냉방 수용 능력을 나타낸다. θ_s 수의 절대값이 크면 조그만 풍량의 변화에도 공간의 온도 변화 폭이 커지게 되므로 시스템이 불안정하게 된다. 반면, 작은 θ_s 값을 가지는 경우 온도 변화의 폭이 크지 않고 안정된 경

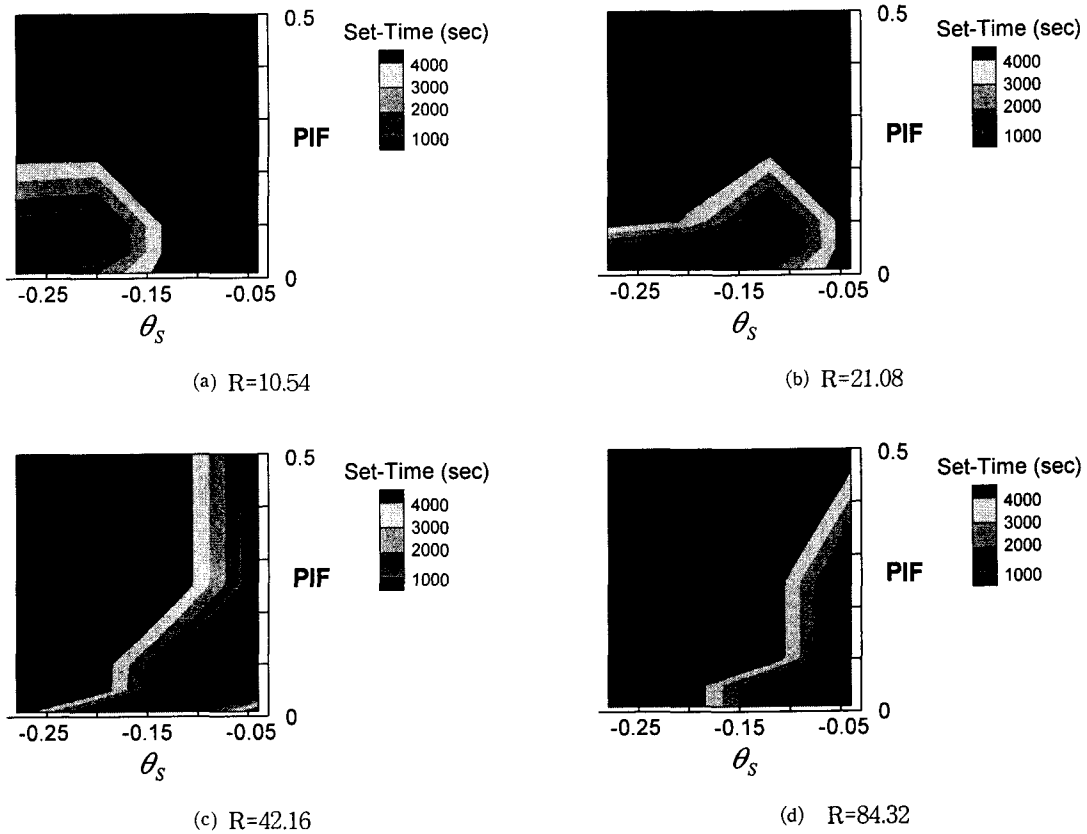


Fig. 10 Contours of time taken to the set-point temperature. $Fo=0.5$.

향을 나타낸다.

Fig. 8은 제어변수 PIF 수가 공간의 온도변화에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. Fig. 6에서 알 수 있는 것과 같이 PIF 값이 없으면(P 귀환 제어) 정상상태 오차가 존재하게 된다. 그러나 PIF 수를 0.05같이 부적절한 값으로 설정하는 경우에도 공간의 온도가 정상상태에 이르는 시간이 길어지고 불안정한 동특성을 나타내게된다. 이러한 현상은 식(14)에서 제시한 적분 제어기가 귀환된 온도와 설정 온도간의 차를 적분하여 정상상태를 찾아가는데 PIF 값이 적절하지 못함으로 인해서 설정점을 넘어가게 되기 때문에 발생한다.

VAV시스템의 최적운전점을 찾기 위해서, 고정된 Fo 수에 대하여 PI 제어 변수를 변화시킬 때 공조 공간의 정상상태 도달시간을 구하여 다음과

같은 공조 시스템의 최적 운전점을 찾아보았다.

Fig. 9는 Fo 수가 0.05일 때 R 수를 변화시키며 PIF 수와 θ_s 수에 따른 정상상태 도달시간을 나타낸 것이다. R 수가 증가함에 따라 빠른 정상상태 도달 시간을 나타내는 영역이 θ_s 수의 절대값이 작은 영역으로 옮겨가고 이 영역에서는 높은 PIF 값을 가지는 부분에서도 정상상태에 도달하는 것을 알 수 있다. R 수가 작다는 것은 공조 시스템의 공간에 대한 냉방 능력이 작다는 것을 나타내므로 공조 공간의 온도를 설정 온도에 이르게 하려면 공간의 냉방 수용력이 커져야 하고 이를 만족시키기 위해서는 정해진 온도 변화 범위에서 급기의 온도를 낮춰야 한다. 이러한 영역에서 PIF 수가 크면 급기 온도와 실내 온도의 차에 의해 실제 공간의 온도와 설정 온도의 오차를

더욱 커지게 한다. 따라서 PIF 가 큰 영역에서 공조 공간의 온도는 불안정하게 변하게 되어 설정 온도에 도달하지 못하게 된다. 그러나 공조 시스템의 냉방 용량 R 수가 커지게 되면, 공간의 냉방 수용력이 작더라도 충분한 냉방 성능이 보장된다. 따라서 급기 온도가 높고, PIF 값이 커도 공간의 온도는 설정점에 도달하게 된다.

VAV 시스템의 에너지 효율의 측면에서 볼 때 낮은 R 영역에서는 작은 송풍량을 가지므로 이로 인해 급기팬의 동력을 줄일 수 있지만 급기의 온도를 낮추어야 하므로 이에 소모되는 동력은 증가하게 되고 높은 R 값을 가지는 영역에서는 이 반대의 현상이 발생하게 된다. 에너지 효율 차원에서 Fo 가 0.05일 때 최적 운전점은 R 이 21.08, θ_s 가 $-0.2 \sim -0.12$, PIF 가 0.01~0.05의 범위에서 형성된다.

Fig. 10은 Fo 수가 0.5일 때 R 수, PIF 수, θ_s 수의 변화에 따른 정상상태 도달 시간을 나타낸 그림이다. Fo 수가 0.5인 경우도 대체적으로 Fo 수가 0.05일 때와 유사한 경향을 보이거나 정상상태에 도달하는 영역이 전반적으로 넓어진 것을 알 수 있다. Fo 수는 공간의 외기 온도에 대한 열적 민감도를 나타내는 것이므로 Fo 수의 증가는 외기에 의해 유입되는 부하가 커짐을 뜻한다. 따라서 같은 냉방 능력을 가진 공조 시스템에서 더 낮은 온도로 급기를 하여야 하고 또 공간의 온도와 설정 온도의 오차가 외부 열유입에 의해 커지므로 큰 PIF 값을 가져도 공간계는 정상상태에 도달할 수 있게 된다. Fo 가 0.5일 때의 최적 운전점은 R 이 21.08, θ_s 가 $-0.25 \sim -0.12$, PIF 가 0.01~0.1인 범위에서 형성된다.

4. 결론

공조 공간내의 비선형적인 열·유동 특성을 성층화 집중 열용량계 가정에 의해 선형적으로 모델링하여 각 영역의 시간에 대한 온도 변화를 얻었으며, 개별 영역의 온도 분포를 통해서 전체 공간의 온도 변화를 예측할 수 있었다. 또한, 성층화 모델은 안정된 공간의 열적 동특성을 가짐으로 인해 단일영역모델에 비해 빠르게 정상상태의 온도에 도달하였다.

공조 공간의 온도 분포에 영향을 주는 인자로

는 공간의 열전달계수, 열용량, 최대 급기량과 같이 공간의 물리적 특성을 나타내는 변수와 PIF , 급기 온도, 설정 온도와 같이 공간 제어의 특성을 나타내는 변수가 있고, 이 변수들의 영향은 공간의 열적 민감도를 나타내는 Fo 수, 공간의 냉방 수용 능력을 의미하는 θ_s 수, 공조 시스템의 냉방 용량을 나타내는 R 수와 같은 무차원수의 변화를 통해 알 수 있었다. Fo 수가 커지면 공간의 온도가 외기 온도 조건에 민감해지고, θ_s 수의 절대값이 커질수록 공조 시스템이 불안정한 거동을 보인다. 또, R 수가 커지면 공간계의 열적 응답이 빨라지지만 냉방시 과냉 등의 문제를 발생시킬 수 있다.

공조 공간내의 온도가 정상상태에 도달하는 영역은 Fo 수가 일정할 때 R 수가 증가하면 θ_s 수의 절대값이 작고 PIF 수가 커지는 쪽으로 이동한다. 이를 통하여 팬 소비 에너지와 급기 냉각 에너지를 최소로 할 수 있는 공조 시스템의 최적 운전점을 얻을 수 있다.

후 기

본 논문은 산업자원부가 시행하는 에너지기술개발사업으로 지원되어 수행하였습니다.

참고문헌

1. Kim, D. M., 1997, Various HVAC system, The Magazine of KRATA, Vol. 14, No. 9, pp. 44-50.
2. Kohara, J., 1995, HVAC fundamentals for million people, Han-Mi Inc.
3. Avery, G., 1986, Designing and controlling an outside air economizer cycle, ASHRAE, pp. 26-30.
4. Jin, Y., Ogilvie, J. R., 1992, Isothermal airflow characteristics in a ventilated room with a slot inlet opening, ASHRAE Transaction, Vol. 98, pp. 296-306.
5. Zhang, J. S., Wu, G. J., Christianson, L. L., 1992, Full-scale experimental results on the mean and turbulent behavior of room ventilation flows, ASHRAE Transaction, Vol. 98, pp. 307-318.

6. Spitler, J. D., Pedersen, C. O., Fisher, D. E., 1991, Interior convective heat transfer in building with large ventilative flow rates, ASHRAE Transaction, Vol. 97, pp. 505-515.
7. Zhang, Z., Nelson, R. M., 1992, Parametric analysis of a building space conditioned by a VAV system, ASHRAE Transaction, Vol. 98, pp. 43-48.
8. Ogata, K., 1990, Modern control engineering, 2nd Ed., Prentice-Hall.
9. Taylor, S. T., 1996, Fundamentals of HVAC control systems, ASHRAE.
10. Mills, A. F., 1995, Basic Heat and Mass Transfer, 1st Ed., Richard D. Irwin, INC., pp. 274-279.