

냉방조건에서 실내기 위치 및 환기량에 따른 열쾌적성 및 유동 특성

고 재 윤^{**}, 강 태 옥^{*}, 박 료
 LG전자 에어컨 연구소, ^{*}동의대학교 건축설비공학과

Thermal Comfort and Air Flow Patterns for Indoor Unit Positions and Ventilation Rates in Cooling Operation

Jae-Yoon Koh^{**}, Tae-Wook Kang^{*}, Yool Park
A/C Laboratory, LG Electronics, Changwon 120-700, Korea
^{*}*Department of Building Services, Donggeui University, Busan 614-714, Korea*

(Received July 2, 2007; revision received November 1, 2007)

ABSTRACT: This study analyze indoor thermal comfort properties such as PMV, PPD and fluid variables when the cooling loads are light, occupant and ventilation. There are 6 cases to study for the indoor unit installation conditions and ventilation rates. Numerical method is used to study the indoor environmental properties and experimental study is adapted to analyze reaching time by variable cooling load conditions.

Key words: PMV(Predicted Mean Vote), PPD(Predicted Percentage Dissatisfied), EDT(Effective Draft Temperature), Ventilation(환기), Reaching time(도달시간)

기 호 설 명

f_{cr}	: ratio of clothed/nude surface area
H	: Metabolic heat production [W/m ²]
I_{cl}	: clothing insulation in clothes
M	: Metabolic free energy production (external work) [W/m ²]
P_a	: 압력 [kPa]
Q_{AC}	: 에어컨 냉방용량 [kW]
Q_{CL}	: 실내 냉방부하 [kW]
t_{SR}	: 설정온도의 도달시간 [min]
T_a, T_p	: 온도 [°C]
T_r	: 평균 복사온도 [°C]
v	: 속도 [m/s]

1. 서 론

최근 에너지효율 및 제어방식의 편리성에 따라 개별냉방방식의 에어컨보급이 증가되고 있다. 공간의 열 환경 제어를 위해서는 적절한 온습도 및 기류분포를 유지하여야한다. 개별공조영역은 공간적으로 외부와 격리되어 있기 때문에 환기의 역할이 중요하다. 환기는 '실내외의 공기정화 또는 온열환경조건 개선 등 명확한 환경개선을 목적으로 거주자가 의도적으로 실내외의 공기를 교체하는 행위'로 정의된다. 그러나 공간에 에어컨 가동과 동시에 환기를 도입하면 냉방부하가 증가되고 실내온도가 설정온도까지 도달하는 시간이 지연된다.

본 논문에서는 내주부를 대상으로 조명, 재실자 등의 냉방부하가 존재할 때 실내기 설치위치와 환기부하의 변동에 따른 실내 온도 및 기류분

[†] Corresponding author
 Tel.: +1-303-492-7650; fax: +82-0-000-000
 E-mail address: jae.koh@hotmail.com

포, PMV, PPD 등 실내 환경의 변화를 수치 해석을 통해 계산하였다. 또한, 부하 변동에 따라 2.3 kW 에어컨의 도달시간을 예측하고 선행한 환경 챔버 실험결과와 비교하여 확인하였다.^(1, 2)

2. 이론

2.1 PMV(Predicted Mean Vote) & PPD

(Predicted Percentage Dissatisfied)^(3, 9, 10)

PMV는 식(1) 및 식(2)의 관계식으로 표현된다. ASHRAE는 7단계로 온열 쾌적도를 구분하고 쾌적범위는 -0.5~0.5로 정의한다. PMV와 PPD의 상관관계는 식(3)으로 나타내고 있다. 온열환경 요소로 PMV를 계산할 수 있고, 그 PMV로부터 PPD를 구할 수 있다.

$$PMV = [0.303e^{-0.036M} + 0.028]L \quad (1)$$

$$t_{cl} = 35.7 - 0.028(M - W) - R_{cl}39.6 \times 10^{-9} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)$$

$$M - W = 39.6 \times 10^{-9} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] + f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a) + 3.05[5.73 - 0.007(M - W) - P_a] + 0.42[(M - W) - 58.15] + 0.00173M(5.87 - P_a) + 0.0014M(34 - t_a) \quad (2)$$

$$PPD = 100 - 95 \exp[-(0.03353PMV^4 + 0.2179PMV^2)] \quad (3)$$

2.2 EDT(Effective Draft Temperature)

ADPI(Air Diffusion Performance Index)는 공간에 대한 전체 측정점 중에서 국소기류속도를 고려한 내부온도에 대한 재실자의 만족감을 통계적으로 나타낸 수치이며 백분율로 나타낸다. 일반적으로 ADPI값이 80% 이상일 때 쾌적하다고 평가하는데 ADPI는 식(4)로 정의한다.^(7, 8) EDT는 식(5)로 정의한다. EDT가 전체 실내 공간에 대하여 기류속도가 0.35 m/s 이하이며 유효드래프트 온도가 $-1.7^\circ\text{C} < \Phi < 1.1^\circ\text{C}$ 의 범위에 있어야 한다.

$$ADPI = \frac{V_s}{V_T} \times 100 \quad (4)$$

$$\Phi = (T_p - T_{av}) - 8.0(v_p - 0.15) \quad (5)$$

여기서, V_s, V_T 는 쾌적공간 및 전체공간, Φ 는 유효드래프트 온도이고 T_p, v_p 는 측정점의 건구온도와 기류속도를 의미한다.

2.3 필요환기량

환기란 깨끗한 외부공기를 실내로 도입하여 오염된 공기를 제거하는 과정을 말하며, 재실자의 대사에 필요한 신선한 공기를 공급할 수 있도록 실내·외의 공기를 교체하는 것이다. 인당 요구되는 신선 외기량이 용도에 따라 국가마다 규정되어 있으며, 이는 재실자의 쾌적성을 위한 최소의 필요환기량이다.⁽⁴⁻⁶⁾

Table 1은 각국의 공간별 권장 필요환기량이다. ASHRAE에서는 재실자에 대한 유해성의 영향을 고려하여 의도된 실내 공기질과 최소한의 필요환기량을 나타내었고, 흡연의 유해에 의한 필요외기량의 적용방법, 포름알데히드 허용농도의 타당성 등이 제시하였다. 이에 따르면 35m² 주택에 재실자 1인의 경우, ASHRAE에서는 450 l pm, HASS에서는 500 l pm의 환기가 요구된다. 본 논문에서는 ASHRAE와 HASS의 환기량을 기준으로 30~130%에 해당하는 100, 250, 570 l pm에서 해석을 하고 선행연구의 실험결과와 비교를 하였다.

Table 1 Fresh air requirements

Nation	Ventilation Standard	Application	Ventilation rate
US	ASHRAE Standard 62-1989	Shop	75(l pm · m ²)
		Classroom	168(l pm · m ²)
		Conference room	300(l pm · m ²)
		Office space	42(l pm · m ²)
		Residence	15(l pm · m ²) 450(l pm · person)
Japan	HASS102	Living room of residence	498(l pm · person)
Europe	EU	Office space	84(l pm · m ²)
		Conference room	258(l pm · m ²)
		Auditorium	660(l pm · m ²)
		Restaurant	192(l pm · m ²)
		Classroom	258(l pm · m ²)

Table 2 Governing equations

Continuity equation : $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0$

Momentum equation :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\overline{\rho u_i u_j})$$

$$\therefore \overline{\rho u_i u_j} = \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

k-equation : $\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon$

ε-equation : $\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + (1 - C_{3\epsilon})G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k}$

Energy Equation :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} (k + k_t) \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{Dp}{Dt} + \tau_{ik} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h$$

$$h = \sum_i m_i h_i \text{ where } h_i = \int_{T_{ref}}^T C_{p,i} dT$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

$$C_{\mu} = 0.09, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \alpha_k = 1.0, \alpha_\epsilon = 1.3$$

2.4 도달시간(Reaching time)

$$t_{SR} = \frac{60 \times q_E}{Q_{AC} - Q_{CL}} \tag{6}$$

에어컨을 가동하면 냉방능력에 의해 실내 열량을 제거하면서 설정온도에 도달한다. 실내의 설정온도 도달시간은 에어컨 능력보다 제거되어지는 열량 즉, 냉방부하가 클수록 증가한다. 식(6)은 에어컨 능력과 냉방부하를 기준한 도달시간 계산방법이다. 냉방부하는 실내의 온도와 습도를 목표 상태로 유지하기 위하여 외부열원으로부터 유입되거나 실 내부열원으로부터 발생하는, 단위 시간당 제거하여야 할 열량이다.

냉방부하는 환기부하량, 사무기기 및 조명기구의 방열량, 인체의 방열량, 틈새바람의 열 부하, 벽체의 관류열, 창을 통한 일사열 등으로 분류된다. 벽체의 관류열은 벽체 면적, 열관류율 및 내 외부의 온도차에 의해 설정되는데 외주부도 공조를 하는 경우는 내주부에 미치는 영향은 매우 작다. 창을 통한 일사열도 설정온도에 도달하는 단기간에는 내주부에 미치는 영향은 적다. 따라서 본 논문에서는 벽체의 관류열과 창을 통한 일사

열, 틈새바람의 열 부하를 제외한 3종의 냉방부하가 존재하는 조건에서 한국설비기술협회 및 한국생산기술원 기준에 따라 도달시간을 예측하고 환경 챔버 시험결과와 비교하였다.

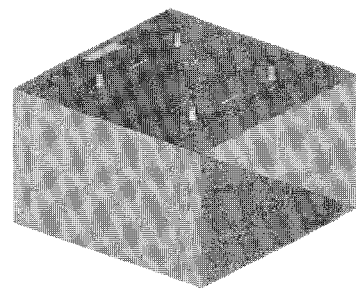


Fig. 1 Schematic Figure of the computational domain.



(a) Ceiling type (b) Wall mount type

Fig. 2 View of the Indoor units.

3. 해석 조건

유체는 3차원 비압축성 비정상 유동이고 복사 열 전달의 영향은 무시한다. 화학적 반응에 의한 생성이나 소멸은 없고 습공기의 상태방정식을 따른다고 가정하였다. Standard k-ε Turbulence 모델을 사용하였으며, 온도차에 의한 부력의 효과를 운동량 방정식의 생성항으로 포함시켰다. 유동의 지배방정식은 Table 2와 같이 표현된다.⁽¹¹⁾ 여기서, x_i 는 위치 벡터, u_i 는 속도벡터, ρ 는 유체의 밀도, k 는 난류운동에너지, ϵ 은 난류에너지 소산율을 의미한다.

Fig. 1은 88 m³(5m × 7m × 2.5m)의 공간에서 천정형 에어컨 및 조명, 재실자 등을 포함한 형상이다. 격자구조는 tetrahedral cell이며, Mesh개수는 약 620,000개로 구성하였다. Table 3은 운전조건을 나타낸다. 벽체의 Heat flux = 0로 가정하였고 환기장치로부터 유입된 공기는 실내를 순환한 뒤 외부로 방출된다. 출구조건에서는 정압조건을 적용하였다. 재실자 1인은 평균의 여성을 기준으로 신장 1.7 m, 착석상태의 신장 1.38 m, 표면적 1.52 m², 활동지수는 1 met으로 가정하였고 조명은 30 W의 형광등 2개로 가정하였다. 사용된 실내기는 Fig. 2의 벽걸이형 및 천정형의 형태로 규격은 벽걸이형(Wall mount type) : 0.9 m(L) × 0.3 m(W) × 0.16 m(H), 천정형(Ceiling type) : 1.0 m (L) × 0.5 m(W) × 0.2 m(H)이다. 실내공기는 실내기의 유입부로 인입되었다가 토출부로 냉기를 취출한다. 두 실내기의 토출량은 780 m³/h, 토출온도는 16 °C, 토출방향은 제조사의 초기설정방향인 하향 45°이며 2.3kW 냉방능력에 대비하여 실내부하는 Case별로 1.0~1.8kW 수준으로 부여된다.

Table 3 Boundary conditions

AC type	Supply air		
	6 m ³ /h (100 ℓ pm)	15 m ³ /h (250 ℓ pm)	34.2 m ³ /h (570 ℓ pm)
Ceiling type	case 1	case 2	case 3
Wall mount type	case 4	case 5	case 6
Temperature	Discharge : 16 °C Ventilation : 35 °C Indoor : 25 °C(Target) Initial condition : 35 °C		
Discharge angle	45 °		

4. 결과 및 고찰

4.1 도달시간

내주부의 에어컨 설정온도 도달특성을 분석하고자 한국생산기술원(KITECH)의 기준에 의해서 외기도입량 100, 250, 570 ℓ pm에 따른 88 m³의 공간에서 벽걸이형 및 천정형 에어컨 설정온도 도달시간을 분석하였다. 해석적 방법으로 비정상상태의 에어컨 운전조건 결과로 실내의 도달시간을 평가하였다. 환기량에 따른 냉방부하를 평가하기 위한 조건으로 건물의 내주부와 환기부하특성이 유사한 환경챔버 내에서 벽걸이형 에어컨의 설정온도 도달시간을 측정된 선행연구결과를 비교하였다. 선행연구에서는 벽걸이형 실내기만을 평가하였으므로 본 연구결과 중 해당결과를 비교하였다. Table 4는 환경 챔버에서 외기도입량 100, 250, 570 ℓ pm에 따른 에어컨(2.3 kw) 설정온도 도달시간 예측 및 측정값을 비교한 것으로, 실내의 온도 35 °C에서 실내 설정온도 25 °C로 도달하는 시간은 생산기술원 기준 외기도입량 100 ℓ pm에서 12.73분, 250 ℓ pm에서 13.12분, 570 ℓ pm에서 14.03분으로 외기도입량 100에서 570 ℓ pm의 범위에서는 크게 변화하지 않음을 알 수 있다. 도달시간 측정값과 예측 값을 비교하면 약 18% 이하의 오차를 보이며, 이는 문, 창문 등에 존재하는 틈새를 통한 누설환기량에 의해 기인하기 때문으로 판단된다. 따라서 측정공간인 78 m³에서 100~570 ℓ pm의 외기도입은 누설에 기인하여 냉방부하 변동에 크게 영향을 주지 않으며 설정온도 도달시간의 변화가 크지 않음을 알 수 있다.

Fig. 3은 환경챔버 내부의 공간에서 외기도입량 100, 250, 570 ℓ pm에 따른 에어컨 설정온도 도달

Table 4 Comparison of reaching time to the setting temperature for wall mount type A/C

Supply air flow (ℓ pm)	Reaching time to the setting temperature (min)		
	Predicted value		Measured value
	KAITEC	Analysis	
100	12.73	12.81	15.16
250	13.12	13.24	18.66
570	14.03	15.01	21.83

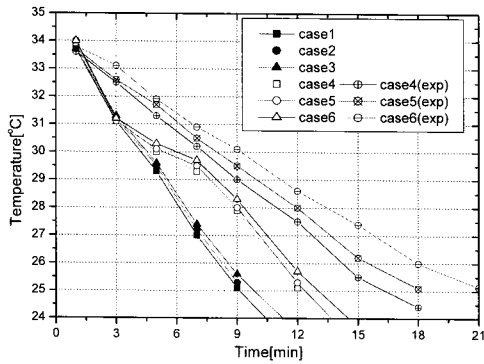


Fig. 3 Reaching time to the setting temperature.

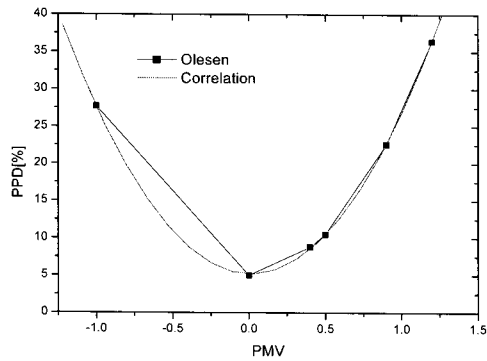


Fig. 4 Regression for Olesen's estimation.

시간 측정값과 해석결과를 나타낸 것으로, Table 4에서 분석한 바와 같이 100~570 ℓ pm의 외기도입량에 대한 냉방부하가 실공간에 비해 매우 작으므로 외기도입량에 따른 에어컨 설정온도 도달 시간의 차도 작게 측정됨을 알 수 있다.

4.2 PMV

Fig. 5를 보면 천정형 실내기의 설정온도 도달시간 약 9min에서의 호흡선 영역($y = 1.2m$)의 PMV는 0.5~1.0의 범위로 slightly warm한 범위에 위치한다. 같은 시간대에 벽걸이형 실내기에서는 목표온도에 도달하지는 못하였지만, 호흡선 영역에서의 PMV는 0~0.5의 범위로 neutral 상태로 위치하여 쾌적한 범위에 놓이게 된다. 벽걸이형 실내기의 경우 Fig. 6에서와 같이 도달시간 12min까지 경과될 때 호흡선영역의 PMV는 -0.5~0의 범위로 slightly cool과 neutral 상태에 위치하고, 이때, 천정형 실내기의 경우에서는 0~0.5로 neutral과 slightly warm에 위치하여 쾌적한 범위에 놓이게 된다.

천정형과 벽걸이형 실내기 모두에서 환기의 도입량이 클수록 인체 표면에서의 PMV가 높게 나타난다. 실내 전체의 PMV 분포를 보면 천정형 실내기에서는 실내전체를 쾌적범위로 변화시키는 것이 유리하다. 벽걸이형 실내기에서는 유체의 밀

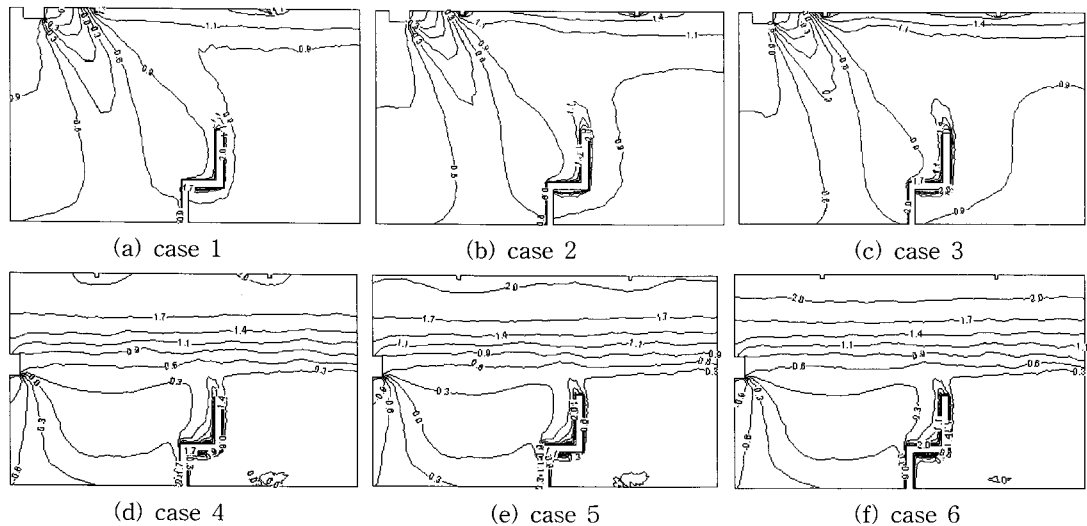
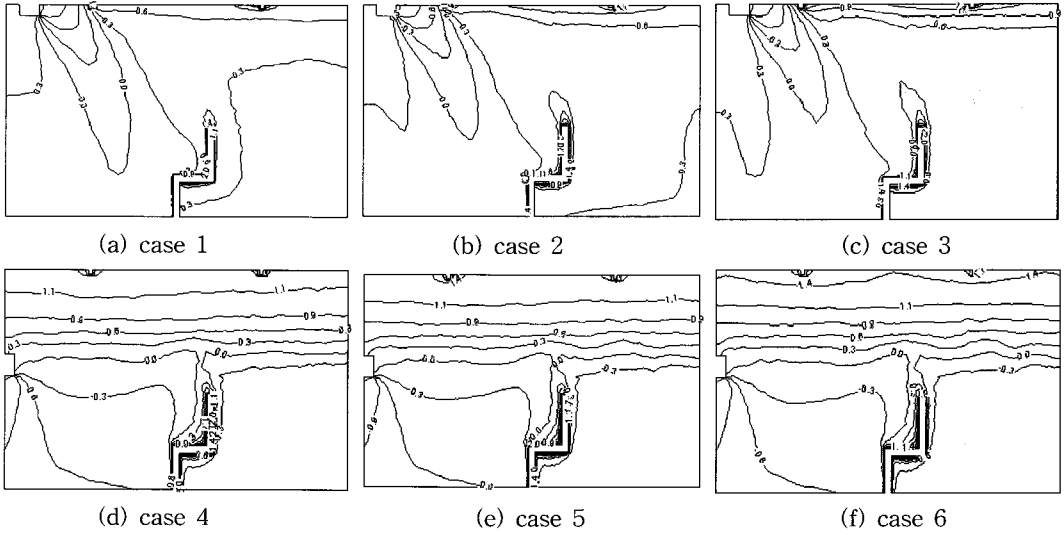


Fig. 5 PMV contour of x-y plane at $z = 2.5m$ (9min).



도변화에 따라 저온의 공기가 바닥 쪽으로 이동하여 실 전체의 공조제어가 상대적으로 제한되는 부분이 있음을 볼 수 있다.

4.3 PPD

Fig. 7과 Fig. 8은 호흡선 영역의 PMV와 PPD를 실의 중심부를 기준으로 x방향을 따라 plot한 것

이다. 천정형 실내기의 도달시간 9min에는 호흡선 영역은 slightly warm한 상태이고 벽걸이형 실내기의 도달시간 12min에는 천정형 실내기의 경우 neutral 상태, 벽걸이형 실내기의 경우 slightly cool한 결과를 나타낸다. 해석결과와 타당성을 검토하기 위해 Olsen이 제시한 PPD와 PMV의 상관관계를 이용하여 식(7)의 상관식을 도출하였고, 이의 관계는 Fig. 4와 같다. Fig. 7의 PMV는 Fig.

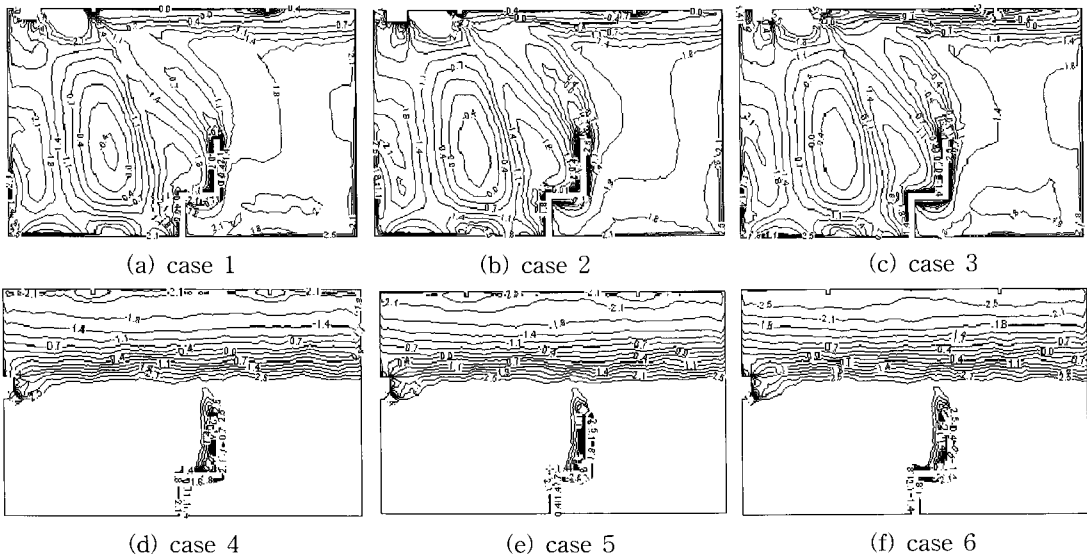


Fig. 9 EDT contour of x-y plane at z = 2.5m (9min).

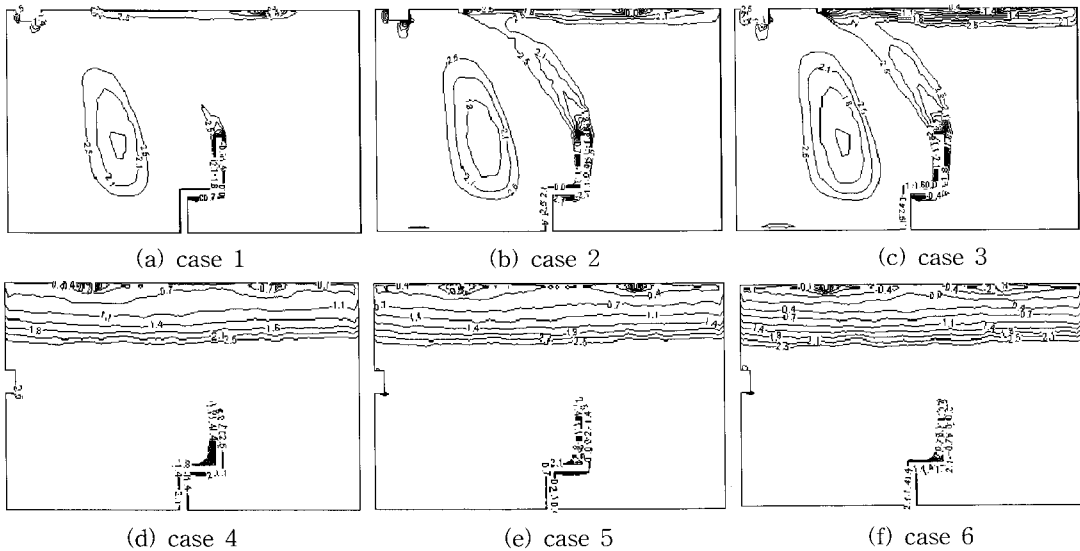


Fig. 10 EDT contour of x-y plane at z = 2.5m (12min).

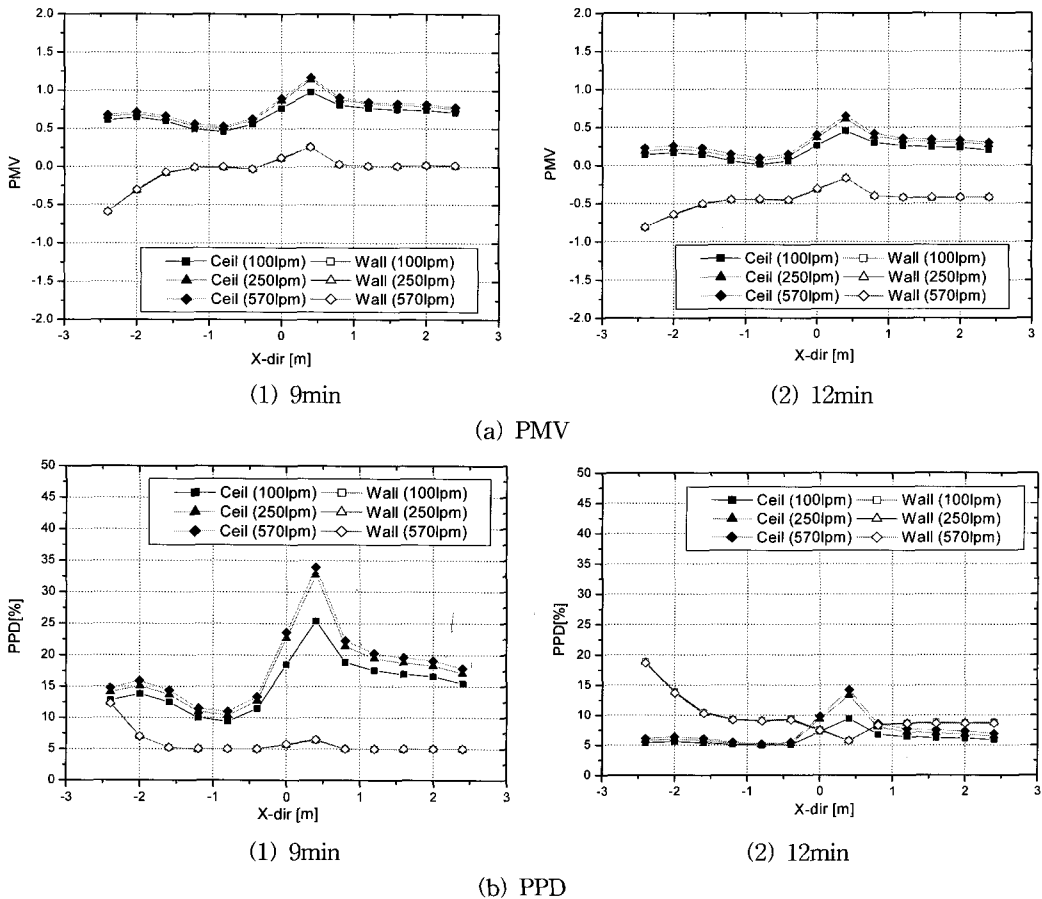


Fig. 11 Thermal comfort level of occupants at ankle position ($y = 0.4m$).

8의 PPD로 반영되었다.

$$PPD = 5.20319 - 0.43324PMV + 22.0348PMV^2 \quad (7)$$

4.4 EDT

기류와 건구온도만의 함수로 재실영역의 쾌적 범위를 산정하는 EDT의 타당성을 검토하기 위하여 PMV의 결과와 동일한 조건으로 Fig. 9, Fig. 10의 결과를 나타내었다. 그 결과 제한된 범위에서는 PMV 결과와 매우 유사한 값을 나타내는 것을 볼 수 있다. 도달시간 9min의 결과를 보면 대부분의 영역에서 PMV 증감과 EDT 증감이 유사하게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 그러나 도달시간 12min에서는 상당한 공간의 EDT 결과를 평가

할 수 없는데, 이것은 임의지점에서의 EDT 평가 기준 유속과 건구온도가 실내온도와의 차이가 커지면서 EDT 쾌적 범위를 상당히 벗어났기 때문인 것으로 판단된다.

PMV는 습도와 복사온도, 재실자의 착의상태, 활동상태 등을 모두 고려하기 때문에 실내 환경의 국부적인 변화에도 민감하게 그 결과를 나타낼 수 있으나, 실내 건구온도와 기류의 유속만을 고려하는 EDT에서는 실내환경의 쾌적도 혹은 불만족도를 평가하기에는 한계가 있음을 알 수 있다. 그러나 실내환경의 특성에 대한 신속한 평가가 필요한 현장에서는 EDT를 실내 쾌적도 평가 도구로 채택할 수 있을 것으로 판단된다. 호흡선보다 무릎부근에서의 유속과 공기온도가 인체에 많은 영향을 미친다는 기 연구결과⁽⁷⁾에 따라 실내의 무릎부위의 PMV와 PPD를 조사하여 인체

의 쾌적도와 불쾌감을 Fig. 11에 나타내었다. 그 결과, 9min에서는 모든 부하조건에서 벽걸이형의 불만족도가 5% 수준으로 나타나 쾌적상태로 보이나, 설정온도에는 도달하지 못하여 에어컨은 계속 가동되게 되고 도달시간 12min에 PPD가 10%까지 상승되어 오히려 불쾌감이 증가하게 된다.

5. 결론

내주부에서 외기도입량 및 실내기 설치위치에 따른 실내 쾌적환경변화와 에어컨의 냉방부하 특성 분석에 관한 것으로, 내주부에서 조명 및 재실자에 의한 실내 쾌적도와 에어컨의 설정온도 도달시간의 변화를 예측 및 측정된 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 건물의 내주부에서 수치 해석적 방법으로 공간 쾌적 특성을 비교분석한 결과 조명, 재실자, 도입되는 환기량이 증가할수록 PMV저하, PPD가 높아지는 분포를 보였다.

실내기의 설치위치에 따라 인체가 수용하는 쾌적도와 불만족도의 차이가 발생하고 있고, 천정형 실내기의 설치조건은 실 전체의 쾌적도를 향상시키는 효과가 우수하고, 벽걸이형 실내기는 국부적인 제어효과가 우수한 것으로 검토되었다.

또한, 실내 쾌적도 평가지표인 PMV와 EDT의 결과를 비교하여 EDT평가 가능성을 확인하였다.

(2) 에어컨 설정온도 도달시간은 외기도입량 및 냉방부하에 따라 증가하는 것으로 분석되었다. 또한 도달시간과 쾌적도 최적범위에 시차가 존재하였고, 이에 따라 에어컨 설치 위치 및 공급온도, 도달기류에 대한 추가적인 개선을 통해 쾌적도 향상이 필요함을 확인하였다.

한국냉동 공조기술협회 및 ASHRAE 기준에 의해 외기도입량에 따른 룸 에어컨의 냉방부하 특성 및 도달시간을 이론적 해석을 통해 분석하였으며, 환경챔버를 이용한 설정온도 도달시간 선행 측정 결과와 비교하였으며, 해석결과는 오차 18% 범위 내에서 실험값과 일치하였다.

(3) 본 연구에서는 벽걸이형을 적용한 특정 실험실의 조건에 의한 실험결과만을 비교하였으므로 향후 천정형 및 실내부하조건에의 다양한 실험 및 해석수행이 필요하다.

참고문헌

1. Lee, J. K., Kang, T. W., Lee, K. G., Cho, M. C., Shin, J. H., Kim, S. C., Koo, J. H., Lee, J. H., 2000, An Experimental Study of Ventilation Effectiveness in Mechanical Ventilation Systems using a Tracer Gas Method, KSME International Journal, Vol. 14, No. 11, pp. 1286-1295.
2. Kang, T. W., Koh, J. Y., 2006, A study on Indoor Environment of Interior with Ventilation, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, pp. 267-274.
3. ASHRAE Hand Book, 2001, Fundamentals, Thermal comfort 8.17, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers.
4. ASHRAE Standard 62-1989, 1989, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA 30329.
5. HASS 102-1997, 1997, Guideline and Explanation of Ventilation, JARSE.
6. CEN prEnV 1752, 1996, Ventilation for Buildings : Design Criteria for the Indoor Environment.
7. Cho, S. W., Im, Y. B., Lee, K. H., 2006, A Field measuring study on the thermal environment of human surrounding in the classroom equipped with ceiling unit, Journal of SAREK, pp. 240-246.
8. Nho, K. C., Oh, M. D., 2005, Comparison of thermal comfort performance indices for cooling loads in the lecture room, Journal of KSME, Vol. 29, No. 7, pp. 868-877.
9. Olesen, B. W., Parsons, K. C., 2002, Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730, Energy and Buildings, Vol. 34, pp. 537-548,
10. Nicol, F., 2004, Adaptive thermal comfort standards in the hot-humid tropics, Energy and Buildings, Vol. 36, pp. 628-637.
11. Fluent 6 Users Guide, 2003, Fluent Inc.