

## 측면 유출구를 갖는 3차원 실내 공간내의 열환경에 관한 연구

정 용 현·김 종 렬<sup>\*</sup>·최 광 환<sup>\*</sup>·김 종 수<sup>\*</sup>·정 효 민<sup>\*\*</sup>  
부경대학교 환경공학과·<sup>\*</sup>부경대학교 냉동공조공학과·<sup>\*\*</sup>경상대학교 선박기계공학과  
(1999년 3월 27일 접수)

## A Study on Thermal Environment of 3-Dimensional Room with Side Wall Exhaust

Yong-Hyun Chung, Jong-Ryul Kim<sup>\*</sup>, Kwang-Hwan Choi<sup>\*</sup>,  
Jong-Soo Kum<sup>\*</sup>, and Hyon-Min Jeong<sup>\*\*</sup>

*Dept. of Environmental Engineering, Pukyong National University*

*<sup>\*</sup>Dept. of Refrigeration & Air conditioning Engineering, Pukyong National University*

*<sup>\*\*</sup>Dept. of Mechanical & Ship Engineering, Gyeongsang National University*

*(Manuscript received 27 March, 1999)*

This study was performed to investigate the fluid flow characteristics, the temperature distribution, humidity and PMV(Predicted Mean Vote of thermal sensation) distributions of the 3-dimensional room with side wall exhaust.

The finite volume method and turbulence  $k-\epsilon$  models with the SIMPLE computational algorithm are used.

As the results of the three dimensional simulations, the region of exceeding  $Y=1.5\text{m}$  was high temperature and humidity. The inlet velocity and temperature were influenced to the floor strongly, and the room PMV was about  $-1.0$  except the inlets.

Key words : ventilation system, simulation, PMV

### 1. 서 론

최근, 각종 건축물들의 고층화 또는 지하화에 따른 반 밀폐 공간에서의 활동시간이 증가함에 따라 실내공기질 (IAQ : Indoor Air Quality)의 향상문제가 제기 되고 있다. 이에 따라 여러 가지 흡·배출구의 물리적인 구조 개량을 비롯한 인위적인 기계장치를 사용하여 보다 쾌적한 실내환경을 구축하려는 노력이 진행되고 있다.

산업적인 측면에서는 고도의 청정실 설계, 인간 거주를 위해서는 열환경의 문제에 많은 관심과 연구가 집중되고 있다. 이 중에서 산업적인 실내공간은 대부분이 실내오염물질의 배출에 관한 연구로서 흡·배기구의 배열 및 위치에 따른 실내 유동장의 해석<sup>1,2)</sup> 또는 오염물질의 배출을 위한 연구<sup>3-5)</sup>가 많은 비중을 차지하고 있으며, 쾌적성의 열환경에 대하여서는 지하철 및 상가와 같은 대형건물의 환기문제<sup>6)</sup>가 중심이 되고 있다.

본 연구에서는 천장부에서 일정 유속이 유입하여 측면 하부에 유출구를 갖는 비대칭성이 강한 3차원 실내공간에 대하여 속도, 온도, 습도 및 쾌적성의 열환경 지표를 시뮬레이션 함으로 공조설계에 대한 기초자료를 제공하고자 한다.

### 2. 실내 공간 모델

Fig. 1은 3차원 실내 공간내의 열 유동학적인 정보를

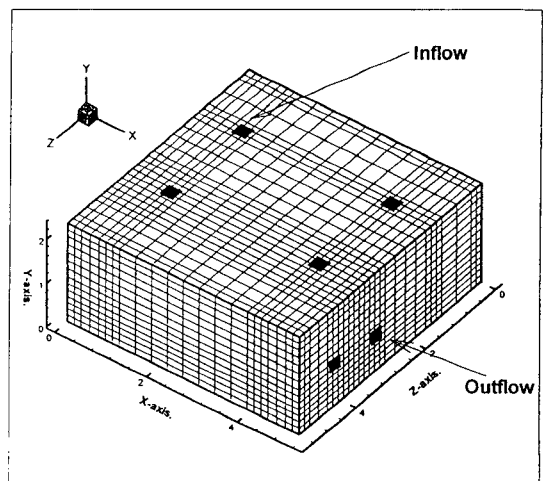


Fig. 1. Room model and grid system.

계산하기 위한 모델을 나타낸다. 실내공간의 크기는 가로, 세로 및 높이가 각각 5.23m, 5.35m 및 2.39m이며 이 천장부에서는 0.3m×0.3m의 유입구 4개가 설치되어 있고, 유출구는 우측 하부에 0.3m×0.3m의 유출구 2개가 설치되어 있다. 일반적인 청정실의 구조는 천장부에서 유입하여 바닥에서 유출하는 방식이 많지만, 본 연구에서는 주거공간을 대상으로 하였기 때문에 측면벽에 유출구를 가정하였다.

### 3. 수치해석

#### 3.1. 지배방정식

실내의 유동은 유입구의 온도, 외기와와의 온도차가 존재하므로 이에 관한 정확한 계산을 위해서 온도차에 의한 부력의 영향을 고려하고 정상상태, 비압축성을 3차원 난류유동으로 가정한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\text{연속방정식 : } \frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식 :

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} [\mu (\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i})] - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho \overline{u_i u_j}] + \delta_{ij} \rho g \beta \Delta T \quad (2)$$

#### 3.2. 난류모델의 선정

난류 유동장에서는 시간평균속도가 벽 근처에서는 큰 기울기를 가진다. 난류계산을 할 경우 이러한 벽 근처의 점성저층까지 포함하여 벽면까지의 상세한 계산을 위해 제안된 저 레이놀즈수 모델(Low Reynolds Number Model)이 있다. 저 레이놀즈수 모델의 대표적인 것으로서 Launder and Sharma,<sup>7)</sup> Jones and Launder,<sup>8)</sup> Patel<sup>9)</sup> 등이 제시한 모델이 폭넓게 사용되고 있다. 이 모델은 벽면 근처에서 작은 차분 간격을 설정하지 않으면 정확한 계산치를 얻을 수 없는 큰 단점도 지니고 있다.<sup>10)</sup> 그러나 실내공간의 경우에는 점성 저층까지 계산하기에는 많은 계산시간 및 용량을 차지하므로 오히려 비경제적일 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 벽면의 효과를 충분히 고려할 수 있는 벽 법칙을 이용하여 벽에서 가장 가까운 격자점에 대하여 벽함수를 적용하였다.<sup>11)</sup>

난류모델로서는 공학적으로 그 가치가 인정되어 폭넓게 사용되고 있는 표준  $k-\epsilon$  모델을 채택하였다. 위 식의 운동량 방정식에서  $-\rho \overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈 응력으로서 평균속도 기울기의 함수로 가정한다. 즉, Boussinesq의 와점성의 가정을 채택하여, 다음과 같이 레이놀즈 응력을 모델링하였다.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t (\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

여기서, 대문자  $U$ 는 평균속도, 소문자  $u$ 는 변동속도 성분을 나타낸다. 또한,  $\mu_t$ 는 와점성 계수로서 층류의 계수와는 달리 물성치가 아니며 오히려 난류의 구조에 의존하는 양으로 다음 식과 같이 모델링하였다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

이 와점성계수는 다음식 2개의  $k-\epsilon$  수송 방정식으로부터 구해진다.

난류 에너지방정식 :

$$\frac{\partial(\rho U_i k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} [(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu) \frac{\partial k}{\partial X_j}] + G - \rho \epsilon - g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (5)$$

난류 에너지 소산 방정식 :

$$\frac{\partial(\rho U_i \epsilon)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} [(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j}] + C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} - g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (6)$$

여기서 난류 생성항  $G$ 는 다음과 같다.

$$G = \mu_t (\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i}) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (7)$$

이상에서 난류의 유동장이 구해지면 다음 식의 온도에 관한 에너지식을 이용하여 실내의 온도 분포를 계산할 수 있다.

에너지 방정식 :

$$\frac{\partial(\rho U_i T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} [(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}) \frac{\partial T}{\partial X_j}] \quad (8)$$

이상의 방정식으로부터 실내 유동장의 속도 및 온도가 결정되면 다음과 같은 확산 방정식으로부터 습도를 구한다.

습도의 확산 방정식 :

$$\frac{\partial(\rho U_i C)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} [(\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_t}) \frac{\partial C}{\partial X_j}] \quad (9)$$

이상의 방정식에서 사용된 모델정수는  $C_1=1.44$ ,  $C_2=1.92$ ,  $\sigma_\epsilon=1.3$ ,  $\sigma_k=1.0$ ,  $C_\mu=0.09$ ,  $\sigma_t=0.7$ 의 값을 사용하였다.

#### 3.3. 쾌적성 지표

쾌적성을 지배하는 인자는 기온, 기류속도, 습도, 복사 온도 및 인체 축의 조건으로서 쾌적량과 대사량의 6가지 요소로 나타낸다. 이들 요소 중에서 일부 혹은 전부를 사용하여 쾌적성 평가 지표가 많은 연구자들에 의하여 제안되고 있으나, 본 연구에서는 물리적인 의미가 비교적 명확하고 사용하기 편리한 PMV(Predicted Mean Vote of thermal sensation)를 사용하였다.

PMV는 인체에 대하여 열 평형식에 기초를 두는 지표로서 Fanger<sup>12)</sup>에 의하여 제안되었으며, Fanger는 신체 온도가 일정하게 유지되는 정상상태를 가정하여 도출한 인체의 열 평형방정식에 대하여 식 중의 각 항을 실험적인 자료를 근거로 하여 모델화하였으며, 다음과 같은 수식을 제안하였고 본 연구에서는 이 식을 이용하여 실내의 공간에 대한 PMV의 분포를 구하였다.

$$\begin{aligned} PMV = & (0.352 \exp(-0.042 \cdot M) + 0.032)[M(1-\eta) \\ & - 0.35(43 - 0.061 \cdot M(1-\eta) - P_r) \\ & - 0.42\{M(1-\eta) - 50\} - 0.0023 \cdot M(44 - P_r) \end{aligned}$$

$$-3.4 \times 10^{-8} f_{cl} \{ (t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4 \} - f_{cl} h_{cl} (t_{cl} - t_a) \quad (11)$$

식(11)의  $t_{cl}$  은 다음 식에 의하여 결정된다.

$$t_{cl} = 35.7 - 0.0032 \cdot M(1 - \eta) - 0.18 I_d [ 3.4 \times 10^{-8} f_{cl} \{ (t_{cl} + 273)^4 - (t_{mrt} + 273)^4 \} + f_{cl} h_{cl} (t_{cl} - t_a) ] \quad (12)$$

여기서  $I_d$  은 착의량(clo) 이며, 다음에 정의하는  $f_{cl}$  의 함수로 나타낸다.

$$f_{cl} = 1.00 + 0.2 I_{cl} \quad (I_{cl} < 0.5)$$

$$f_{cl} = 1.05 + 0.1 I_{cl} \quad (I_{cl} > 0.5)$$

또한,  $h_{cl}$  은 인체 주위의 기류속도  $v$  에 의하여 다음 식으로 나타내어진다.

$$h_{cl} = 2.05 (t_{cl} - t_a)^{\frac{1}{4}} ; \quad 2.05 (t_{cl} - t_a)^{\frac{1}{4}} > 10.4 \sqrt{v} \quad \text{일때}$$

$$h_{cl} = 10.4 \sqrt{v} ; \quad 2.05 (t_{cl} - t_a)^{\frac{1}{4}} < 10.4 \sqrt{v} \quad \text{일때} \quad (13)$$

본 연구에서는 냉방을 가정한 계산이므로, 이상에서 인체 대사량  $M$ 은  $50.0(\text{kcal}/\text{m}^2\text{h})$ ,  $I_{cl}$  은  $0.6 \text{ clo}$ , 인체 대사량 중에서 외부에 대하여 하는 일의 비율  $\eta$ 는  $0$ , 절대 습도의 함수인 수증기압  $P_a$ 는 식(9)에 의하여 인체 주위의 습도로부터 구하였다. 그리고 평균복사온도의 계산은 Onishi<sup>13,14)</sup> 등에 의하여 검정된 복사열선법(Radiative Heat Ray Method)에 의한 형태계수 및 Gebhart<sup>15)</sup>의 흡수계수

를 이용하여 구하였다.

### 3.4. 경계조건 및 수치계산법

위의 지배방정식을 풀기 위하여 사용된 경계조건은 입구에서의 속도의 경우  $2\text{m/s}$ 로 하였으며, 유출구에 대하여서는 출구의 방향과 수직인 모든 변수의 기울기는 항상  $0$ 이 되는 Neumann조건으로 하였다. 유입구의 온도는  $18^\circ\text{C}$ 로 하고,  $Z=0$ 의 외기는  $36^\circ\text{C}$ 로서 여름철로 가정하였고, 나머지 공간의 5면에 대한 온도는 단열 조건으로 하였다. 그리고 유입구의 습도는 절대 습도  $0.009(\text{kg}'/\text{kg})$ , 외기의 절대습도는  $0.021(\text{kg}'/\text{kg})$ 로 하였다.

이상의 경계조건과 주어진 방정식으로부터 각각의 변수를 구하기 위하여 유한체적법(Finite Volume Method)을 채택하였으며, 압력항의 계산은 SIMPLE알고리즘을 채택하였고,<sup>16)</sup> 격자분할은 잇갈림 격자계로서 격자수는  $X \times Y \times Z = 25 \times 17 \times 29$ 로 하였다.

## 4. 계산 결과

### 4.1. 속도 및 온도 분포

Fig. 2~Fig. 4는 공간내의 속도분포를 각각 나타낸다. 속도의 경우  $X=0.915\text{m}$  단면에서는 우측으로 편향되어 유동함을 알 수 있다. 이것은 유출구와의 거리가 상당히 떨어져 있지만 강한 편류 현상으로서 유출구의 설치 위치에 강력히 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 그러나 유

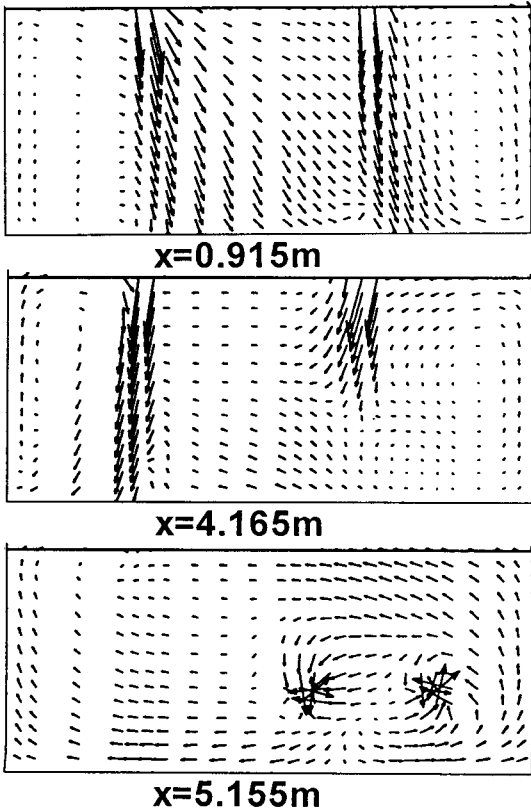


Fig. 2. Velocity vector distributions on several X-section.

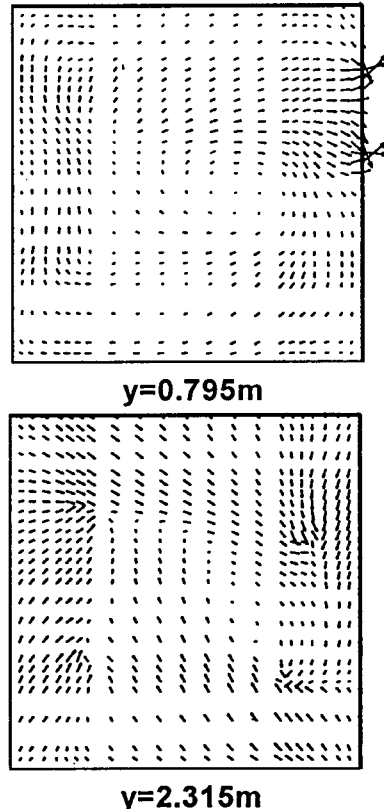
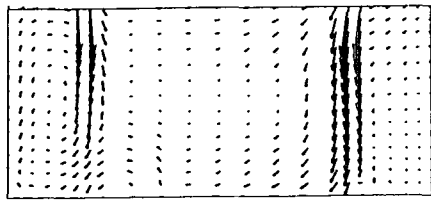
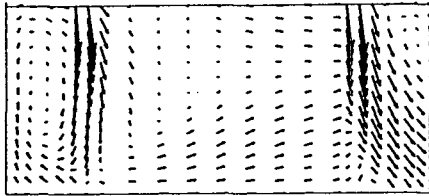


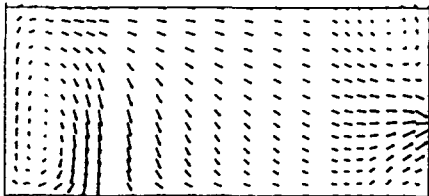
Fig. 3. Velocity vector distributions on several Y-section.



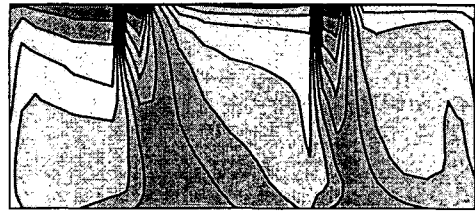
$z=1.375m$



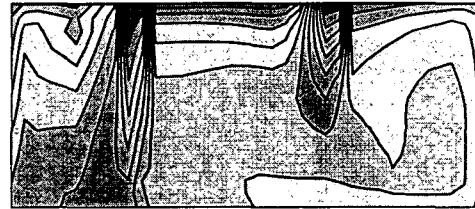
$z=3.575m$



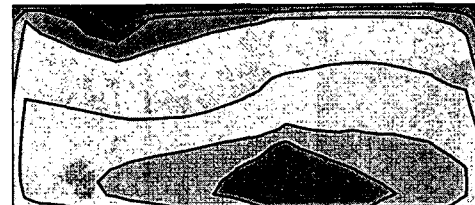
$z=4.175m$



$x=0.915m$



$x=4.165m$



$x=5.155m$

Fig. 4. Velocity vector distributions on several Z-section.

Fig. 5. Temperature contourlines on several X-section.

출구와 가까워지는  $X=4.165m$ 의 단면에서는 오히려 유입구 근처가  $X=0.915m$  단면의 속도분포와는 반대 방향으로 주류가 형성되며, 유출구 근처의 단면( $X=5.155m$ )에서는 강한 선회류가 형성되고 있음을 알 수 있다. Y단면의 속도분포는 Fig. 3과 같이 유출구가 있는 단면( $Y=0.795m$ )에서는 유출구로 빠져나가는 유속성분이 크게 존재하지만 이 부분 외의 전체 단면에서는 불규칙적인 속도 분포를 하고 있으며,  $Y=2.315m$  단면에서는 천장의 유입구로부터 들어오는 속도의 영향으로 시계방향으로 회전하는 유동의 특성이 지배적임을 알 수 있다. 그리고 Z방향은  $Z=1.375m$ 의 단면에서는 천장부의 유입구의 주류속도가 곧바로 바닥면으로 향하는 유동특성을 나타내고 있으나,  $Z=3.575m$ 인 유출구 근처의 유속은 특히, 오른쪽의 유입 속도 분포가 우측 벽면을 향하여 크게 굴곡되는 유동을 보이고 있다. 이것은 우측의 유입구가 실내의 유출측과 제일 가까운 거리에 존재하므로 천장으로부터 유입된 공기는 곧바로 상단부분이 그대로 배출될 수 있음을 잘 보여 주고 있다. 그리고  $Z=4.175m$ 의 단면에서는 우측 벽면에 설치되어 있는 유출구로 향하는 속도가 지배적이지만 좌측 벽면 근처에서는 천장과 바닥면을 경계로 하여 커다란 폐순환 영역이 발달하고 있음을 나타낸다.

Fig. 5~Fig. 7은 공간내의 온도분포를 나타내고 있다. Fig. 5의  $X=0.915m$ 와  $4.165m$ 에서의 온도 분포의 모양은 Fig. 2의 속도분포와 흡사하여 속도분포가 정해지면 온도 분포도 거의 유사하게 결정되는 것을 알 수 있다. 또

한 천장부근에서는 비교적 고온의 온도 영역이 지배적이어서 더운 열기류는 천장부근에 정체됨을 알 수 있다. 그리고  $X=5.155m$ 에서와 같이 유출구 부근이 비교적 온도가 낮아, 천장으로부터 유입한 냉기의 일부분이 곧바로 유출구로 배출됨을 알 수 있다. Fig. 6의 Y방향에 대한 온도 분포는 천장부근으로 갈수록 단면 전체의 온도가 상승함은 물론, 고온 영역도 단면의 일부에 집중되는 현상이 나타나고 있고, 유입구의 냉기 유입구의 경계도 명확히 되고 있어서 천장에서의 유입한 냉기는 바닥면으로 향하여 흐르는 도중에 단면 전체로 확산됨을 알 수 있다. Z단면의 온도분포(Fig. 7)는 Fig. 4의 속도분포에 의하여 강력히 지배되고 있다. 그러나  $Z=4.175m$ 의 단면에서는 토출구와 반대쪽 하부에서 냉기의 일부분이 정체되어 있음을 알 수 있다.

이와 같이 일정 유속이 유입 또는 유출되는 실내 공간의 경우는 거의 자연 대류에 의한 온도분포 특성보다도 유입 속도성분의 분포에 좌우되는 강제 대류적인 온도 분포 특성이 강함을 나타내고 있다.

#### 4.2. 습도 분포

습도분포는 Fig. 8~Fig. 10에 나타냈으며 전체적인 분포형태는 온도분포와 유사하다. 이 이유는 온도의 지배방정식인 에너지 방정식과 동일한 수식을 채택함에 있다. 즉 습도는 스칼라 량으로 규정되므로 속도분포가 결정되면 이에 따라서 온도 또는 습도 분포가 정해지기 때

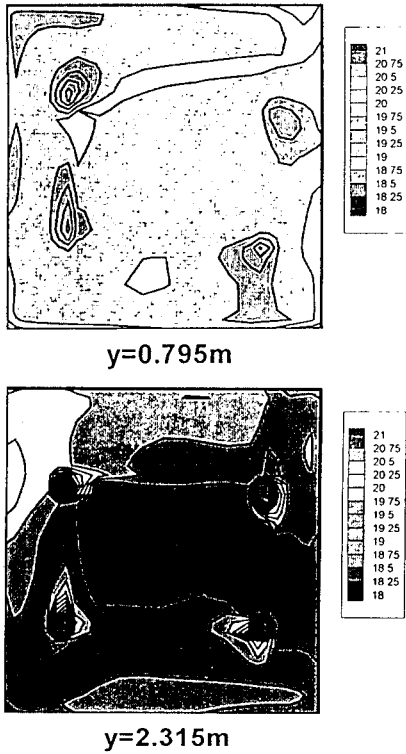


Fig. 6. Temperature contour lines on several Y-section.

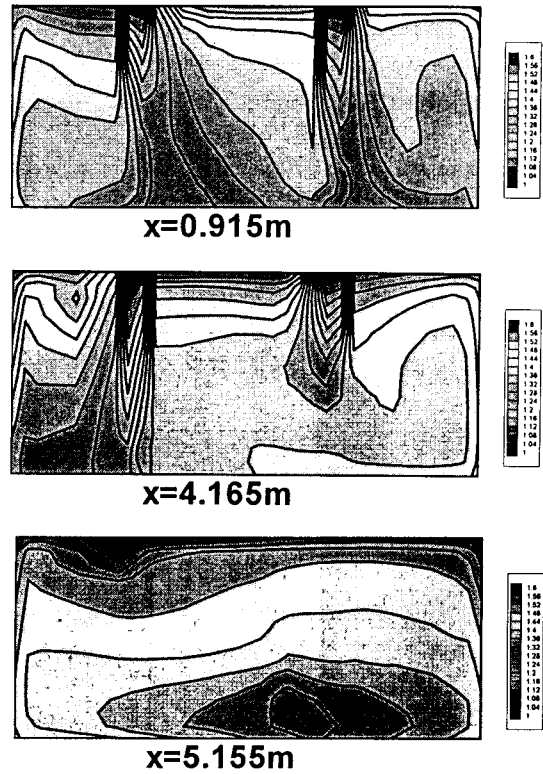


Fig. 8. Humidity contour lines on several X-section.

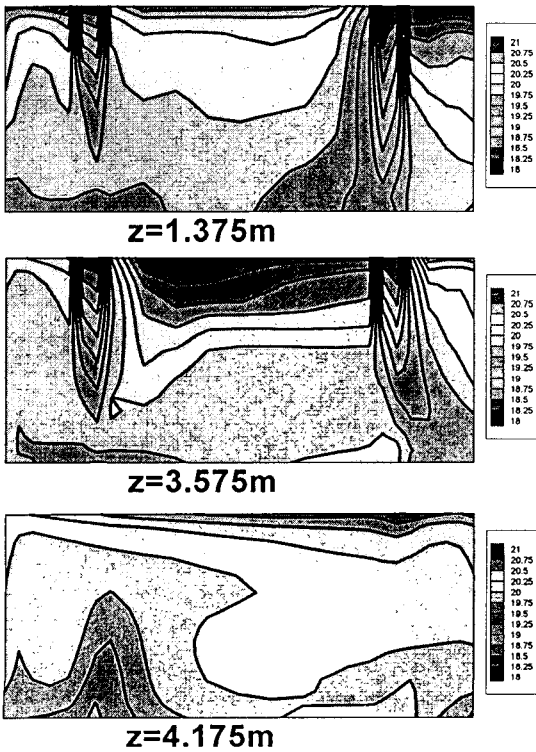


Fig. 7. Temperature contour lines on several Z-section.

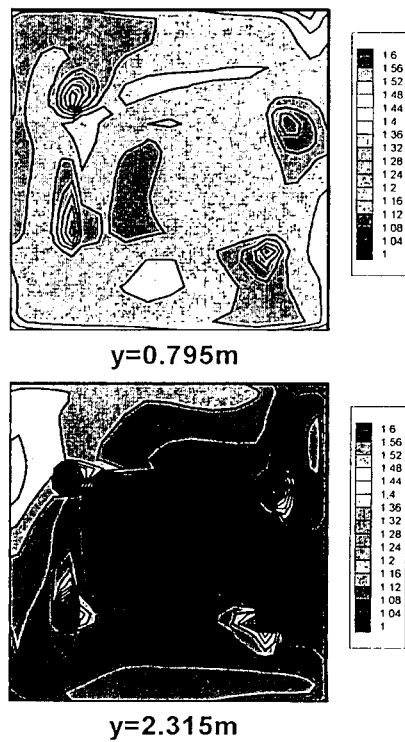


Fig. 9. Humidity contour lines on several Y-section.

문이다. 또한 본 연구에서는 습도를 계산할 때에 중력방향에 의한 침강속도를 무시하였다. 그러나 엄밀히 말하면 습도의 구성 성분은 입자이므로 물의 입자에 대한 중력 방향으로의 침강속도를 고려할 필요가 있다.

그리고 그림상의 수치는 천장으로부터 유입하는 저습도 0.009(kg'/kg)로 무차원화한 값의 분포를 나타내었다.

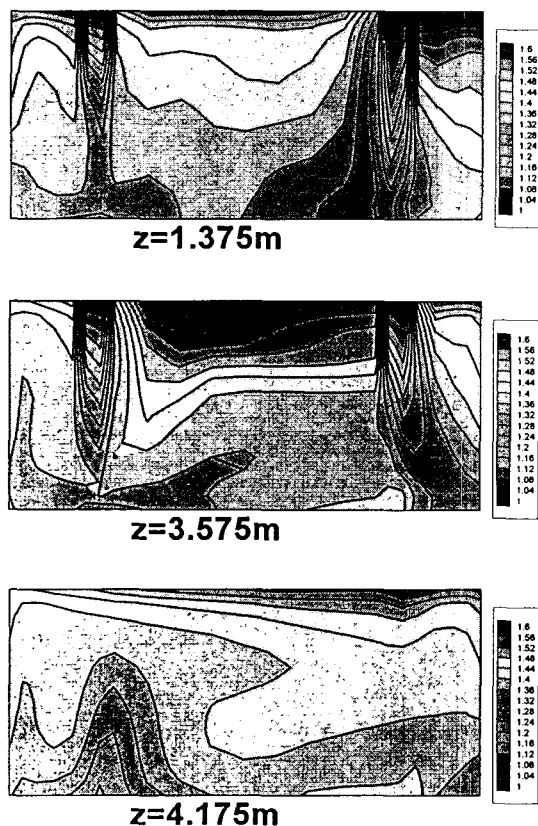


Fig. 10. Humidity contour lines on several Z-section.

### 4.3. PMV의 분포

Fig. 11~Fig. 13에는 각 단면에 대한 PMV분포를 나타내었다. 일반적인 PMV의 값과 그 의미는 Table 1과 같다. Fig. 11 및 13과 같이 유입구 근처에서는 차가운 냉기가 지배적이지만, 유입구를 벗어난 공간에서는 -1.0 전후의 값을 보이고 있음을 알 수 있고, 전체적인 PMV 형상은 온도분포와 대단히 유사하다. 특히, 사람의 주거 활동의 영역에서 본다면 Y방향의 PMV분포가 중요하며, Fig. 12에서 알 수 있듯이 유입구의 냉기가 미치는 영역은 극히 제한적이고 단면전체에 걸쳐서 -0.5~-1.0의 분포를 하고 있어 여름철의 냉방에 관한 한 비교적 고온 열환경을 제공하고 있다고 볼 수 있다.

### 5. 결 론

천장부에서 일정 유속이 유입하여 측면 하부에 유출구를 갖는 비대칭성이 강한 3차원 실내공간에 대하여 속도, 온도, 습도 및 쾌적성의 열환경 지표를 수치계산 하

Table 1. PMV scales

PMV	Thermal sensation
-3	cold
-2	cool
-1	slightly cool
0	neutral
+1	slightly warm
+2	warm
+3	hot

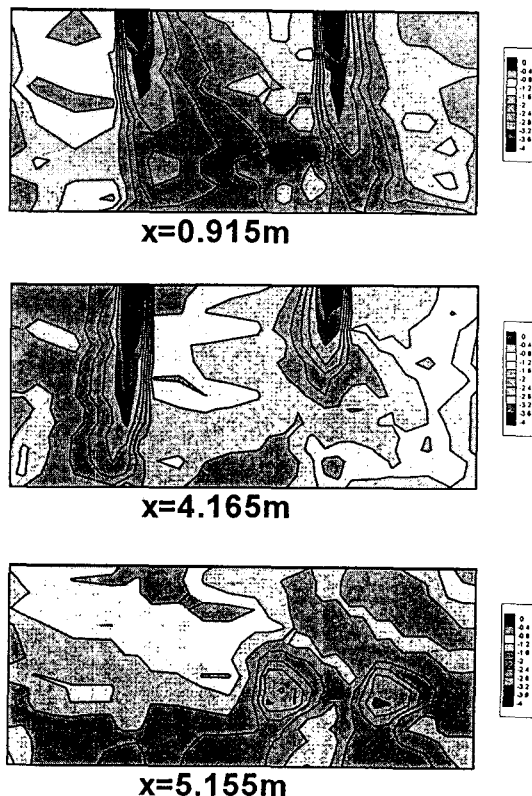


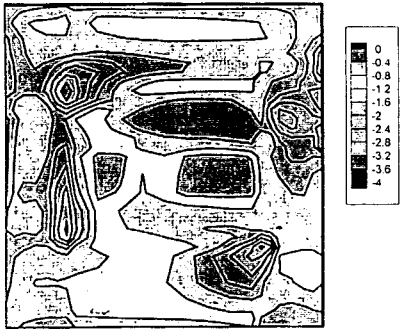
Fig. 11. PMV contour lines on several X-section.

여 다음과 같은 결론을 얻었다.

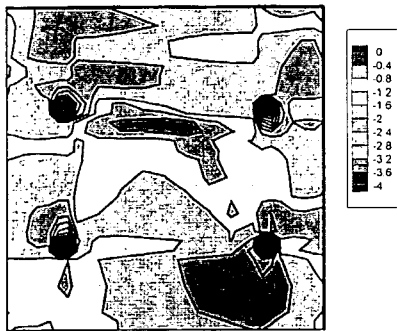
(1) 천장의 유입구가 유출구에 대하여 멀리 설치되면, 속도성분이 곧바로 유출구측으로 향하지 않고 공간내 전체에 미치는 영향이 크게 나타났다. 그러나 유출구에 가까이 설치된 유입구에서는 대부분이 유출구로 향하는 특성이 강하여 유입 또는 유출구의 설치 위치관계가 대단히 중요함을 알 수 있었다.

(2) 온도 및 습도분포는 냉방의 경우 고온 다습한 영역이 천장면 부근에 집중적으로 분포하여 주거용의 분포모델의 형상에서는 불쾌한 열환경의 영향이 적은 것으로 판단된다.

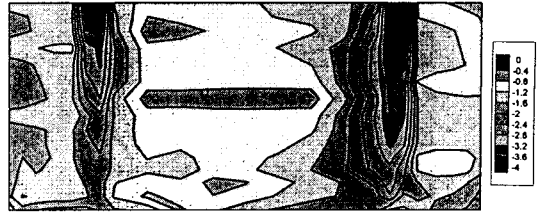
(3) 온냉감에 있어서는 천장으로부터의 냉기가 분출하는 일부분을 제외하고는 비교적 쾌적한 PMV 분포를 나타내었다.



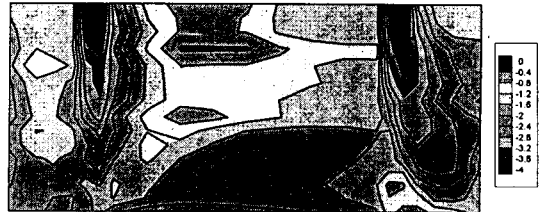
y=0.795m



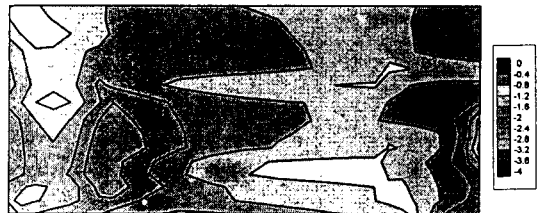
y=2.315m



z=1.375m



z=3.575m



z=4.175m

Fig. 12. PMV contour lines on several Y-section.

Fig. 13. PMV contour lines on several Z-section.

참 고 문 헌

- 1) 村上周三, 加藤信介, 1984, 室内空氣の數値 シミュレーションと實驗の對應, 生産研究, 36(12), 32~35.
- 2) Kuehn, T. H., J. Xu, and H. Liang, 1994, Comparison of numerical predictions and experimental measurements of ventilation in a room, Proceedings Roomvent, 2, 213~227.
- 3) 심우섭, 송기천, 황태연, 신영철, 1991, 장방형공간내 난류유동 및 오염물질 거동의 수치해석, 공기조화냉동공학논문집, 3(5), 350~364.
- 4) 村上周三, 加藤信介, 類山喜美, 1986, コンベンショナルフロー形クリーンルーム内の氣流性状に關する研究, 生産研究, 38(1), 54~57.
- 5) 정효민, 1994, 장애물의 영향에 의한 3차원 실내공간의 난류유동 및 오염물질거동의 수치해석, 한국박용기관학회 논문집, 20(5), 491~503.
- 6) 김종렬, 김동규, 금중수, 최광환, 정효민, 박준택, 1997, 지하철 터널내 열환경 예측 프로그램개발에 관한 연구, 공기조화냉동공학회논문집, 9(4), 504~516.
- 7) Launder, B. E. and G. Sharma, 1974, Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc", Letters in Heat and Transfer, 1, 131~138.
- 8) Jones, W. P. and B. E. Launder, 1973, The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence, Int. J. Heat

- Mass Transfer., 16, 1119~1130.
- 9) Patel, V. C., W. Rodi, and G. Scheuerer, 1985, Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review", AIAA J., 23, No. 9, 1308~1319.
- 10) 小竹進, 土方邦夫, 1990, 熱と流れ, (株)丸善 出版, 14~20.
- 11) 香月正司, 中山顯, 1990, 熱流動の數値シミュレーション, 森北出版, 50~54.
- 12) Fanger, P. O., 1970, Thermal Comfort-Analysis and Applications in Environmental Engineering, Danish Techncl Press, 19~67.
- 13) Onishi, J., S. Tanaka, and K. Naito, 1988, Numerical Prediction of Room Air Distribution-Effects of Calculation Procedures at Fluid-Solid Interfaces, Proceedings of ASHRAE, Symposium on Building Systems, 161~168.
- 14) Onishi, J., M. Kurimura, and S. Tanaka, 1990, Applicability and Limitations of a Numerical Method in Thermal Environment Analysis for Air Conditioned Rooms, Proceedings of 2nd International Conference on Engineering Aerodynamics and Thermodynamics of Ventilations(Room-Vent '90), 1~15.
- 15) Gebhart, B. A., 1959, New Method for Calculating Radiant Heat Exchanger, ASHRAE Trans, 65, 321.
- 16) Patankar, S. V., 1984, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing corporation.