

극저습 공조실의 환기성능에 대한 수치적 모사

최 석 호* · 이 관 수*
(2001년 10월 10일 접수, 2002년 1월 18일 심사완료)

Numerical Simulation of Ventilation Performance in a Dry Room

Seok-Ho Choi and Kwan-Soo Lee

Key Words: Dry Room(극저습 공조실), Aspect Ratio(종횡비), Position of Outlets(배기구 배치), Air Exchange Rate(환기율), Scale of Ventilation Efficiency(환기효율 지수)

Abstract

The characteristics of moisture ventilation in a dry room were studied numerically. The effect of three important parameters: position of outlets, aspect ratio(β) of horizontal plane and air exchange rate(N), was analyzed by using the scales of ventilation efficiency. The ventilation performance was evaluated by varying the aspect ratio and air exchange rate in the four types of outlet position. It was shown that the ventilation performance was improved by decreasing the aspect ratio in the longitudinal arrangement of outlet. The highest ventilation performance was determined when β was 4 in the transverse arrangement of outlet. Regardless of the aspect ratio, the ceiling arrangement of outlet played more dominant effect on the ventilation efficiency than the floor arrangement. In every type and aspect ratio, the increase of air exchange rate to improve ventilation performance was appropriate up to $N=60$ /h.

| 기호설명 | | | |
|---|-----------------------------------|-------------------|-------------------------------------|
| \bar{C} | : 실내 평균 수분 농도 | p | : 압력 [N/m ²] |
| C_e | : 배기구 평균 수분 농도 | Q | : 유량 [m ³ /h] |
| C_1, C_2, C_3, C_μ | : standard $k-\epsilon$ 모델의 실험 상수 | Re | : Reynolds 수, $h w_{in}/\nu$ |
| c | : 수분 농도 [kg/m ³] | Sc | : Schmidt 수, ν/D |
| c_i | : 초기 실내 평균농도 [kg/m ³] | T | : 온도 [°C] |
| h | : 급기구의 수력학적 지름 [m] | t | : 시간 [s] |
| k | : 난류 운동에너지 | u, v, w | : x, y, z 방향의 속도 성분 [m/s] |
| L, H, W | : 길이, 높이 및 폭 [m] | V_0 | : dry room의 전체 체적 [m ³] |
| N | : 환기율 [h ⁻¹], Q/V_0 | v_{out}, w_{in} | : 배기구 및 급기구 평균유속 [m/s] |
| Pe | : Peclet 수, $h w_{in} /a$ | x, y, z | : 길이, 폭 및 높이 방향 좌표 |
| Pr | : Prandtl 수, ν/a | 그리스문자 | |
| * 한양대학교 대학원 기계공학과 | | β | : 종횡비, L/W |
| † 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부 | | ρ | : 밀도 [kg/m ³] |
| E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr | | ν | : 층류 동점성계수 [m ² /s] |
| TEL : (02)2290-0426 FAX : (02)2295-9021 | | ν_t | : 난류 동점성계수 [m ² /s] |

| | |
|-----------------------------|--------------------------------|
| ϵ | : 난류 소산에너지 |
| $\sigma_k, \sigma_\epsilon$ | : k, ϵ 의 난류 Prandtl 수 |
| σ_θ, σ_c | : θ, C 의 난류 Schmidt 수 |
| τ^* | : 공기도달시간 [s] |
| τ_n^* | : 실내 명목상 시간 상수 [s], V_0/Q |
| $\overline{\tau^*}$ | : 실내 평균공기도달시간 [s] |

하첨자

| | |
|---------|-------------|
| i, j | : 텐서 인덱스 |
| in, out | : 급기구 및 배기구 |

1. 서론

최근 첨단 산업 분야의 발달로 인해 제품의 연구 개발과 생산 과정에서 수분 및 온도에 대한 처리 문제가 대두되고 있다. 그에 따라 제품 제조시 저습의 공기를 강제 순환시켜 생산 공정을 저습·항온 상태로 유지시키는 극저습 공조실(dry room)이 최근 각광을 받고 있다. 그러나 이러한 극저습 공조실은 일반 공조설비에 비해 설비비 및 운전비용이 대폭 상승하게 되므로, 저 비용, 고 효율의 극저습 공조실을 설계하기 위해서는 공조실 내의 환기 특성에 대한 적절한 사전 연구가 요구된다.

공조실 내부의 기류유동은 실내 습도 분포 및 환기성능에 큰 영향을 미친다. 기류 및 습도 분포에 대한 기존의 연구로 Lee 등⁽¹⁾은 리튬 이온 전지(lithium ion battery) 제조용 극저습 공조실에서 실내의 온·습도 분포를 해석하였으며, Kiranoudis 등⁽²⁾은 산업용 일괄식 건조로 내의 기류 및 습도 분포를 해석하여 실내 균일 유동의 필요성을 강조하였다. Murakami 등⁽³⁾은 청정실(clean room)에서 급기구와 배기구의 배치 변화가 실내 유동 및 습도 분포에 미치는 영향을 조사하였고, Kato 등⁽⁴⁾은 급기구와 배기구가 모두 천장에 배치된 경우에 대해 측벽 하단부에 배기구가 배치된 경우와 비교하여 연구하였다. 또한, Peng 등⁽⁵⁾과 Kato 등⁽⁶⁾은 청정실 내의 환기 효율을 평가하기 위해 새로운 환기 변수를 정의하여 환기의 효율성을 평가하였다. 기존의 연구에 따르면 급·배기구의 배치 및 공조실의 형상 변화가 실

내 유동 및 환기특성에 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 실제 대부분의 제조공장은 공정 특성상 직사각형 수평단면을 가진 것이 많으므로 정사각형 수평단면을 주로 고려한 기존의 연구들은 실제 극저습 공조실에 적용되기에는 미흡한 면이 있다.

따라서 본 연구에서는 수평단면이 직사각형인 dry room에서 여러 가지 종횡비(aspect ratio)에 대한 환기 성능을 분석하고자 한다. 이 때 수평단면이 직사각형이므로 배기구를 폭방향 측벽에 배치할 것인지, 길이방향 측벽에 배치할 것인지가 실내 환기에 큰 영향을 미칠 것으로 보고 이에 대해 각각의 환기성능을 조사한다. 또한, 배기구의 위치를 바닥부분에 배치한 경우와 천장부분에 배치한 경우에 대해서 환기 특성을 비교한다. 실내 급기 유량의 증가에 따른 환기 개선의 영향을 분석하고, 극저습 공조실 각 형상에 따른 적절한 환기율을 제시한다.

2. 이론해석

2.1 해석모델

해석 모델은 Fig. 1에 나타난 것과 같이 대공간의 공조실로 천장에 설치된 다수의 급기구를 통해 저온·저습의 공기가 유입되고 측벽에 배치된 배기구를 통해 배출된다. 배기구의 위치에 따라 네 개의 해석모델이 존재하게 되며, Type 1에서는 폭방향 양쪽 측벽에 설치된 여섯 개의 배기구에 의해 배출되고, Type 2에서는 길이방향 측벽에 설치된 2개의 배기구에 의해 배출된다. 또한 각각의 Type에 대해 배기구의 위치를 바닥부분과 천장부분에 배치한 A와 B의 2가지의 경우에 대해 환기 성능을 조사한다.

수평단면의 종횡비에 따른 실내 환기 특성을 분석하기 위해 각 경우에 대한 실내 크기를 Table 1에 나타내었다. 이 때 실내 높이는 일정하게 유지한 상태에서 수평 단면의 종횡비를 변화시키며, 실내 체적은 일정하게 유지한다. 각각의 종횡비에서 서로 다른 네 개의 모델에 대해 해석하게 되므로 모두 열 여섯 개의 모델을 계산해야 한다. 유량은 모든 경우에 대해 일정하며 급·배기구에 대한 세부사항은 Table 2에 나타내었다.

열 및 수분 발생은 Table 3에 나타난 실내 세 곳(a, b, c)에서 국소 발생에 대하여 조사하였다.

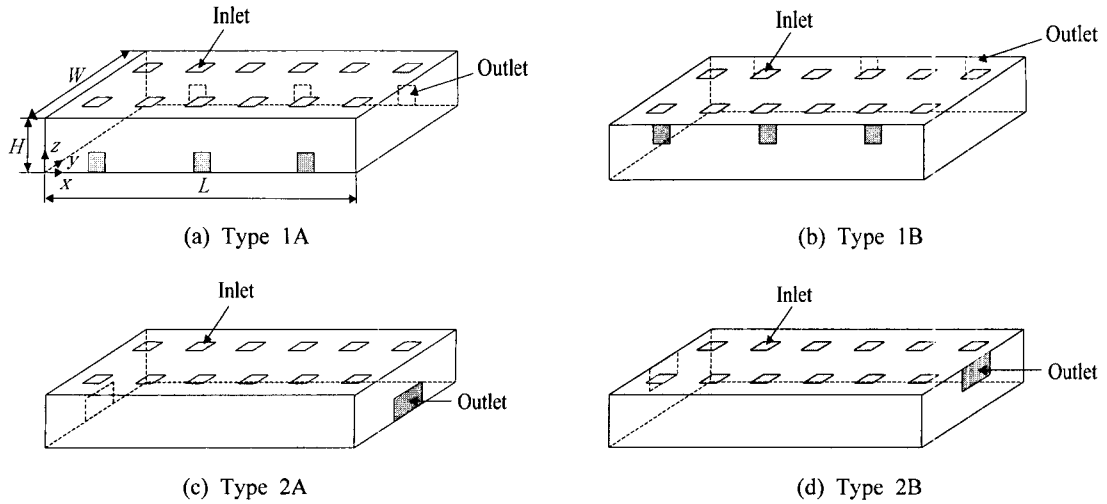


Fig. 1 Schematic diagram of a dry room

Table 1 Geometry of a dry room ($H=2.5$ m)

| Aspect ratio, β | $W \times L$ (m) |
|-----------------------|------------------|
| 2 | 11.00 × 22.00 |
| 3 | 8.98 × 26.94 |
| 4 | 7.78 × 31.12 |
| 5 | 6.96 × 34.80 |

Table 2 Design specifications of a dry room

| Content | Dimension | |
|-------------------|---------------------|--------------------|
| Inlet | 1.0 × 1.0 m (12 EA) | |
| Outlet | Type 1 | 1.0 × 1.0 m (6 EA) |
| | Type 2 | 3.0 × 1.0 m (2 EA) |
| Air flow rate | 18150 (m^3/h) | |
| Air exchange rate | 30 (h^{-1}) | |

실내로 확산되는 열량은 공정설비 총에너지의 2.5~5% 정도이다. 따라서 본 논문에서는 작업자의 발열량을 포함하여 5 kW의 열량이 각각의 국소 위치에서 발생한다고 가정한다. 작업자들에 의해 발생하는 수분은 생산공조실내 인체 수분발생량을 참고⁽⁷⁾로 작업자 총인원(10명)을 고려하여

Table 3 Locations of local heat and moisture generation in the reference plane

| Aspect ratio, β | | a | b | c |
|-----------------------|---|------|-------|-------|
| 2 | X | 5.50 | 11.00 | 16.50 |
| | Y | 5.50 | 5.50 | 5.50 |
| 3 | X | 6.74 | 13.47 | 20.21 |
| | Y | 4.49 | 4.49 | 4.49 |
| 4 | X | 7.78 | 15.56 | 23.34 |
| | Y | 3.89 | 3.89 | 3.89 |
| 5 | X | 8.70 | 17.40 | 26.10 |
| | Y | 3.48 | 3.48 | 3.48 |

실내 총수분 발생량을 산출한다. 실내의 열 및 수분은 공정설비나 작업자에 의해 발생할 가능성이 크므로 바닥에서부터 1 m 높이에서 발생한다고 가정하고, 높이 1 m인 수평면을 기준면(reference plane)으로 선정하여 환기특성을 조사한다.

2.2 수치해석

Dry room내의 유동 및 온·습도 분포를 분석하기 위하여 먼저 유동장과 온도장을 정상상태로 해석하고, 수분 발생의 거동은 정상 및 비정상상태로 해석한다. 이론적 모델링을 위해 다음과 같은 가정을 한다.

- (1) 실내 유동은 정상상태 3차원 난류 혼합대류

유동이다.

(2) 유동장의 밀도변화는 Boussinesq 가정을 사용하며, 이외의 실내 공기의 물성치는 일정하다.

(3) 수분발생이 유동장 및 온도장을 변화시키지 않으며, 수분의 부력효과 및 벽면에서의 흡착은 무시한다.

위와 같은 가정을 바탕으로 무차원 지배방정식은 다음과 같으며, 수치적 모델은 standard $k-\epsilon$ 난류 모델을 도입하였다.

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

$$\frac{\partial U_j U_i}{\partial X_j} = -\frac{\partial}{\partial X_i} \left(P + \frac{2}{3} K \right) + \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{\text{Re}} + \nu_i^* \right) \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right\} + \text{Ar}_i \theta \quad (2)$$

$$\frac{\partial K U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{\text{Re}} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_k} \right) \frac{\partial K}{\partial X_j} \right\} + \nu_i^* S - \text{Ar}_i \frac{\nu_i^*}{\sigma_k} \frac{\partial \theta}{\partial X_i} - E \quad (3)$$

$$\frac{\partial E U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{\text{Re}} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial E}{\partial X_j} \right\} + \frac{E}{K} \left\{ C_1 \nu_i^* S - C_2 E - C_3 \text{Ar}_i \frac{\nu_i^*}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \theta}{\partial X_i} \right\} \quad (4)$$

$$\frac{\partial \theta U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{\text{Pe}} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_\theta} \right) \frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right\} + \dot{Q} \quad (5)$$

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + \frac{\partial C U_j}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left\{ \left(\frac{1}{\text{ReSc}} + \frac{\nu_i^*}{\sigma_c} \right) \frac{\partial C}{\partial X_j} \right\} + \dot{C} \quad (6)$$

여기서, $S = \left\{ \frac{\partial U_j}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right\} \frac{\partial U_i}{\partial X_j}$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$, $\sigma_\theta = 0.9$, $\sigma_c = 1.0$, $C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $C_3 = 0.7$, $C_\mu = 0.09$ 이다. 식 (1)~(6)에서 쓰인 무차원 변수는 다음과 같이 정의된다.

$$X_j = \frac{x_j}{h}, \quad U_i = \frac{u_i}{h}, \quad \tau = \frac{u_{in} t}{h}$$

$$K = \frac{k}{u_{in}^2}, \quad E = \frac{h}{u_{in}^3} \epsilon, \quad P = \frac{p}{\rho u_{in}^2}$$

Table 4 Boundary conditions

| | |
|--------|---|
| | $W_{in} = -1.0, K = 0.005 W^2,$ |
| Inlet | $E = C_\mu K^{1.5} / 0.03,$ $\theta = 0, C = 0$ |
| Outlet | $V_{out} = \pm 2.0, \frac{\partial K}{\partial N} = 0,$ $\frac{\partial E}{\partial N} = 0, \frac{\partial \theta}{\partial N} = 0, \frac{\partial C}{\partial N} = 0$ |
| Wall | $U, V, W = 0, \frac{\partial K}{\partial N} = 0,$ $\frac{\partial \theta}{\partial N} = 0, \frac{\partial C}{\partial N} = 0$ |

$$C = \frac{c - c_{in}}{c_i - c_{in}}, \quad \theta = \frac{T - T_{in}}{T_i - T_{in}}$$

$$\dot{Q} = \frac{h \dot{q}}{u_{in} (T_i - T_{in})}, \quad \dot{C} = \frac{h \dot{m}}{u_{in} (c_i - c_{in})}$$

$$\text{Re} = \frac{u_{in} h}{\nu}, \quad \text{Sc} = \frac{\nu}{D}, \quad \text{Pe} = \text{RePr}$$

$$\nu_i^* = C_\mu \frac{k^2}{h u_{in} \epsilon}, \quad \text{Ar}_i = \frac{g \beta h (T_i - T_{in})}{u_{in}^2}$$

본 연구에서는 유동 및 수분확산에 대한 수치 해석을 위하여 지배방정식을 유한체적법을 이용하여 이산화 하였다. 비선형 방정식을 풀기 위해 하향이완(underrelaxation)을 사용하였으며, 대류항과 압력항을 계산하기 위해 SIMPLER 알고리즘⁽⁸⁾을 사용하였다. 지배방정식의 수치해석에 적용되는 각종 무차원 경계조건을 Table 4에 나타내었다. 모든 경우에 대해 급·배기구에서의 유속은 일정하고, 난류 운동에너지 및 운동에너지 소산은 Kiranoudis 등⁽²⁾의 연구에서 사용된 조건을 이용한다. 벽면에서는 no-slip 경계조건과 0 구매조건이 사용된다.

격자의존성을 조사하기 위해 Type 1의 경우에 대해 비균일한 $72 \times 43 \times 23$, $86 \times 48 \times 25$, $100 \times 56 \times 28$ 의 격자계를 이용하여 해석한 결과, 모든 환기효율지수의 변화가 1%이내였다. 따라서 계산시간 및 수치적 정확성을 고려하여 $86 \times 48 \times 25$ 개의 엇갈린 검사체적을 이용하였다. 수치적 검증을 위해 Kato et al.⁽⁴⁾에 의해 연구된 국소 및 균일 오염 발생 모델에 대해 환기효율지수를 검증한

결과 3%이내의 상대오차를 보였다. 수렴 판정조건으로 연속된 반복계산에서 속도 및 수분농도의 최대 백분율상대오차가 10⁻⁵%보다 작은 경우 수렴된 것으로 판정한다.

2.3 환기효율 지수

본 연구에서는 환기성능의 평가를 위해 다음의 네 가지의 환기효율지수를 도입한다.

(1) 수분배출 효율지수(ϵ_c)

수분배출 효율지수는 수분의 정상상태 해석에서 실내 평균농도에 대한 배기구 평균 농도의 백분율로 정의된다.⁽⁹⁾

$$\epsilon_c = 100 \frac{C_e}{C} \quad (7)$$

이 지수는 유동이 실내에서 발생한 수분을 배기구를 통해 얼마나 잘 배출하는지를 나타내는 지수이다.

(2) 수분 확산 반지름(ϵ_r)

수분 확산 반지름은 국소 수분발생 시 수분 발생위치에서의 평균 오염반지름으로 다음과 같이 정의된다.⁽⁶⁾

$$\epsilon_R = \sqrt{\frac{\int_V \{X - X_i\}^2 C(X) dV}{C_e}} \quad (8)$$

$$\text{여기서, } X_i = \int_V XC(X)dV/C_e$$

이 지수는 오염원에 의해 발생한 오염이 실내에서 확산되는 정도를 나타내는 지수이다.

(3) 수분 도달 시간(τ^*)

수분 도달 시간은 수분의 비정상 해석에 의해 구해지며 다음과 같이 표현된다.⁽¹⁰⁾

$$\tau^* = \frac{1}{C(0)} \int_0^\infty C(\tau) d\tau \quad (9)$$

이 지수는 급기구를 통해 들어간 신선한 공기가 급기구에서부터 임의의 위치까지 도달하는데 걸리는 시간을 나타낸다. 따라서 τ^* 가 큰 값을 나타내는 지점은 신선한 공기가 도달하는데 오래 걸린다는 것을 나타내므로 환기가 잘 되지 않는 지역을 말한다.

(4) 공기대체 효율지수(ϵ_a)

공기대체 효율지수는 환기에 있어 이상적인 유동인 피스톤 유동(piston flow)⁽¹¹⁾과 실내 유동을 비교하는 지수로 다음과 같이 정의된다.⁽⁹⁾

$$\epsilon_a = \frac{100 \tau_n^*}{2 \tau^*} \quad (10)$$

이 지수는 실내의 오염된 공기가 저온·저습의 신선한 공기로 얼마나 잘 대체되는가를 나타내는 지수이다.

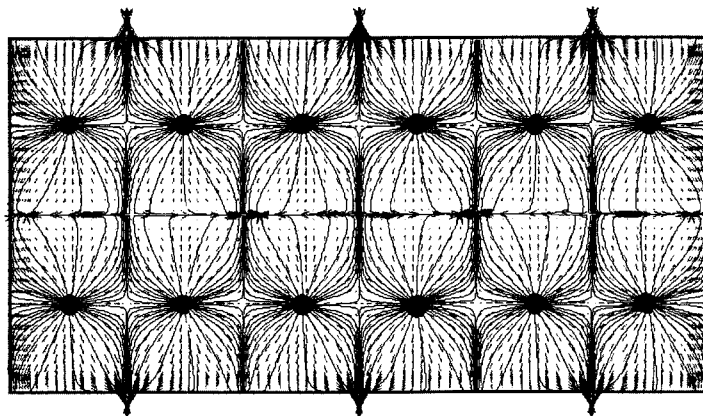


Fig. 2 Velocity vectors and stream lines of type 1A($\beta=2, z=0.1$ m)

3. 결과 및 고찰

3.1 유동 및 수분 확산 형태

실내에서 발생한 열 및 수분의 확산은 실내 공기 유동에 의해 크게 의존하므로 dry room의 유동 형태는 실내 환기 성능을 좌우하는 중요한 역할을 한다. 실내의 유동 형태는 실내 형상 및 급·배기구의 배치에 따라 크게 달라진다. 본 연구에서는 배기구의 위치에 따라서 네 가지의 유동 형태가 나타난다. Type 1의 경우 폭방향 측벽에 배치된 다수의 배기구에 의해 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 실내에 각각 독립적인 유동셀이 존재하게 된다. 이 유동셀은 그 내부에 위치한 급·배기구에 의해 재순환 유동을 가지며 인접한 유동셀과 서로 섞이지 않는 독립적인 공간을 형성한다. 하나의 유동셀에 대한 3차원 유동형태를 Fig. 3에 나타내었다. 유동셀의 영향으로 인해 Type 1의 경우 실내에서 발생한 수분은 오염원을 포함한 유동셀 내부에서만 확산된 후 배기구를 통해 빠져나간다. 따라서 오염은 실내 전체로 확산되지 않는다. Type 2의 경우는 길이방향 양 측벽에 배치된 2개의 배기구의 영향으로 폭방향 중앙을 기준으로 좌·우 측벽을 향하는 유동이 발생한다. 이러한 유동 형태는 실내에 재순환 영역의 감소로 빠른 수분 배출의 장점이 있으나, 실내 중앙부분에서 오염 발생 시 그 확산 영역이 넓어지는 단점을 가진다. 배기구가 바닥에 배치된 Type A의 경우 천장에 있는 급기구를 통해 들어온 신선한 공기가 바닥에 도달 후 일부는 위로

상승하여 재순환 유동을 형성하고 나머지는 바닥면을 따라서 배기구로 빠져나가게 된다. 이와 같은 유동 형태는 바닥 부근의 환기에는 뛰어난 성능을 보이나, 천장영역의 환기성능에는 나쁜 영향을 미친다. 배기구가 천장에 배치된 Type B의 경우는 급기구를 통해 들어온 신선한 공기가 바닥에 도달한 후 측벽을 타고 상승하여 배기구를 통해 배출된다. 따라서 모든 급기공기가 바닥면 및 천장영역까지 도달한 후 배기구를 통해 배출되므로 바닥영역과 천장영역이 비슷한 환기 특성을 가진다.

Dry room내에 공정설비와 같은 발열체가 존재하면 발열에 의한 온도 상승으로 자연 대류가 일어난다. 자연 대류에 의해 발열체 주위에서 상승기류가 발생하면 그 주위의 수분은 천장영역으로 이동한다. 따라서 천장영역의 환기가 취약한 Type A의 경우 실내에 전체적인 환기 성능이 떨어지게 된다. 또한, Type 2의 경우에 있어서도 중앙에서부터 좌·우 배기구를 향하는 유동의 대부분이 바닥을 타고 이동하므로 천장영역의 환기가 취약하게 되어 발열체가 존재할 경우 환기 성능이 저하된다.

3.2 종횡비의 영향

Dry room에서 수평단면의 종횡비가 바뀌면 실내 형상이 달라지게 되므로 환기 성능이 그에 따라 영향을 받게 된다. 같은 배기구 배치일 경우 종횡비가 변함에 따라 재순환 유동의 존재 및 전체적인 실내 유동의 형태는 큰 변화가 없지만 실내에 발생한 수분이 이동하는 경로의 길이가 달라지게 된다. 많은 재순환 영역을 가지는 Type 1의 경우 종횡비가 커져서 x 축 방향의 길이가 길어지게 되면 그에 따라 재순환 유동의 크기가 커지므로 수분이 재순환 영역 안에서 머무르는 시간이 길어지게 되고 그 만큼 수분 배출이 늦어지게 된다. Type 2의 경우는 종횡비가 커지게 되면 중앙 영역에서 배기구까지의 거리가 길어지게 되므로 중앙 영역의 수분이 배출되는 시간이 그 만큼 길어지게 된다. 그러나 재순환 유동이 아닌 중앙 영역에서 바로 배기구로 향하는 유동의 길이가 길어지는 것이기 때문에 재순환 영역이 많은 Type 1의 경우보다는 종횡비의 증가에 따른 환기 성능의 변화가 작게 나타난다. 초기에 실내 전체에 균일한 수분이 분포되어 있는 경우 수분

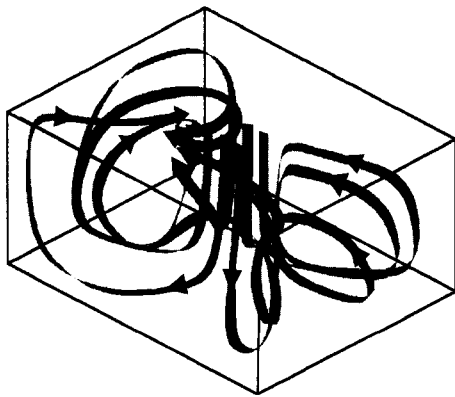


Fig. 3 Flow pattern of unit flow cell

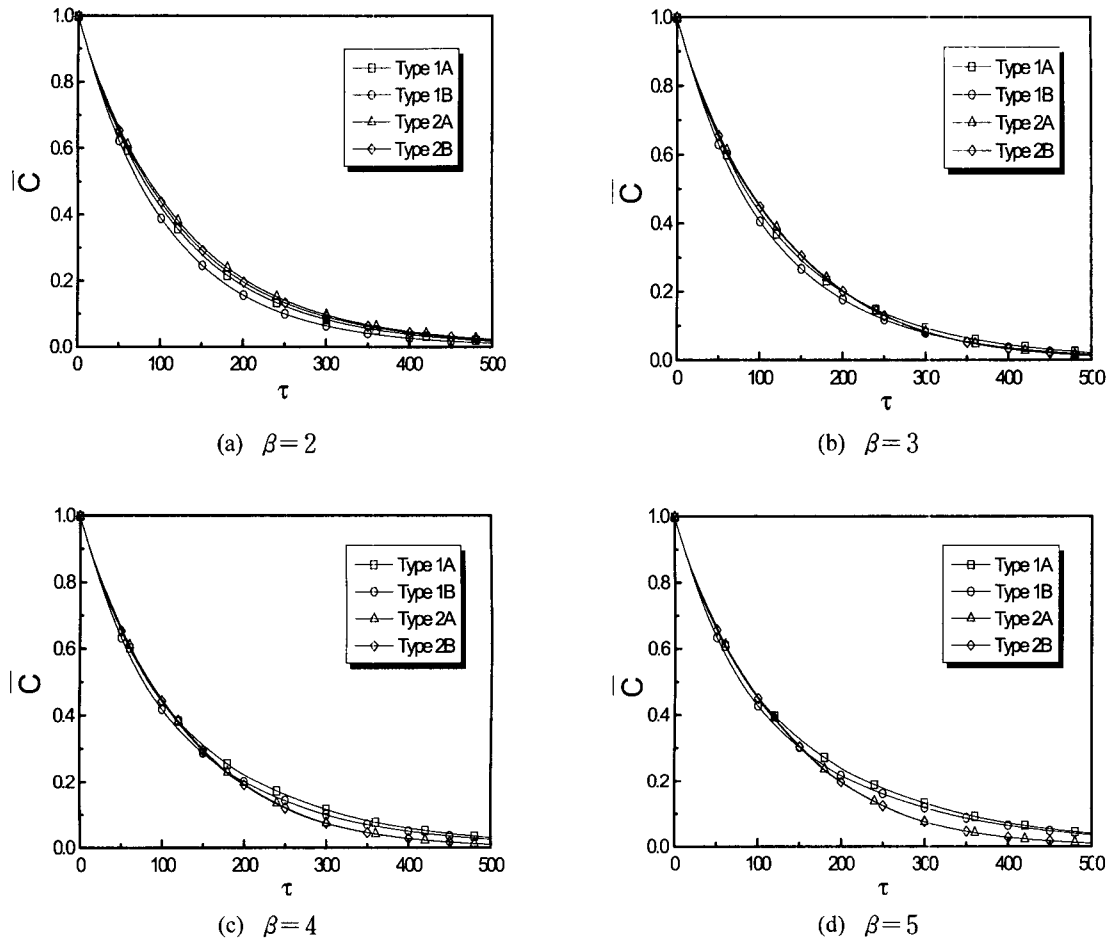


Fig. 4 Moisture exhaust behavior as a function of time

배출의 비정상 거동을 Fig. 4에 나타내었다. 종횡비가 2인 경우 길이방향 측벽 배기구 배치보다는 폭방향 측벽의 배기구 배치가 환기에 좋고 바닥 영역보다는 천장영역에 배기구를 배치하는 것이 더 나은 환기 성능을 보인다. 즉, 종횡비가 2인 경우 Type 1B의 배기구 배치가 가장 좋은 환기 성능을 갖는다. 종횡비가 3인 경우에서도 Type 1B가 가장 좋은 환기성능을 보이지만, $\tau=300$ 이상의 영역에서는 네 가지 배기구 배치 모두 유사한 성능을 나타낸다. 종횡비가 3일 때 Type 1A의 경우 초기에는 Type 2보다 나은 환기성능을 가지다가 $\tau=250$ 을 경계로 Type 2보다 환기성능이 떨어지게 된다. 종횡비가 4가 되면 Type 1B는 $\tau=160$, Type 1A는 $\tau=110$ 이상에서 Type 2보다 환기 성능이 떨어진다. 이것은 Type 1의 경우

폭방향 측벽에 배치된 다수의 배기구에 의해 초기에는 빠른 수분 배출이 가능하지만, 종횡비가 커짐에 따라 재순환 유동 내에 오염이 오래 머물게 되어 일정 시간 이상이 되면 수분 배출량이 급격히 줄어들게 된다. 그에 반해 재순환 유동이 적은 Type 2의 경우는 시간의 경과에 따라 꾸준한 수분 배출 특성을 가진다. 종횡비가 5가 되던 이러한 경향은 더욱 더 두드러져 $\tau=200$ 이상에서 Type 1과 2의 차이를 쉽게 확인 할 수 있다. Type 2의 경우 A, B 두 배기구 배치에 따른 환기 성능의 차이가 거의 없이 비슷한 환기 특성을 나타낸다. 이는 A, B 두 경우 배기구가 배치된 길이방향 양 끝 벽 부근에서만 유동의 차이를 보이고 실내 중앙영역 대부분에 걸쳐 유사한 유동 형태를 가지고 있기 때문이다. 또한 종횡비가 커

질수록 실내 전체영역에 비해 길이방향 양 끝 영역이 줄어들므로써 A, B 두 경우의 거의 차이가 없어지게 된다.

실내 환기에 있어 가장 이상적인 모델로서 신선한 급기 공기가 실내의 오염된 공기와 전혀 혼합되지 않고 피스톤 운동과 같이 밀어낸다는 가정 하에서 성립된 가장 이상적인 환기 특성을 가지는 유동을 플러그 유동(plug flow)이라 한다. 이 플러그 유동과 실내 유동을 비교하는 지수인 공기대체 효율지수(ϵ_a)의 종횡비에 대한 변화를 각 Type별로 Fig. 5에 나타내었다. 공기대체 효율지수는 그 값이 클수록 플러그 유동에 가까워 실내

환기 성능이 좋다는 것을 의미한다. Fig. 5를 살펴보면 Type 1, 2 모두 배기구가 천장에 위치한 Type B의 경우가 Type A보다 환기 성능이 우수하다는 것을 알 수 있다. 특히 Type 1의 경우 그 차이가 크게 나타난다. 이는 천장을 통해 들어온 급기 공기가 바닥에 도달 후 바닥을 타고 바로 배기구로 빠져나가는 Type A에 비해 Type B의 경우 바닥에 도달한 급기 공기가 다시 측벽을 타고 천장까지 올라가면서 바닥 및 천장영역의 수분을 동시에 배기구를 통해 배출시키기 때문이다. Type 1과 2의 환기 성능을 비교해보면, Type 1의 경우는 종횡비의 증가에 따라 공기 대체 효율지수가 감소하고 Type 2의 경우는 증가하는 것을 알 수 있다. Type 1에서 종횡비 증가에 따른 공기 대체 효율지수의 감소 경향은 앞서 설명한 다수의 재순환 영역의 존재 때문이다. Type 2의 경우는 종횡비가 커짐에 따라 실내 환기 성능에서 서로 상반되는 영향을 미치는 두 가지 특성을 가진다. 첫째는 종횡비가 증가함에 따라 실내 중앙 영역에서부터 배기구까지의 거리가 멀어져 수분 배출시간이 길어지는 것이다. 둘째는 Fig. 6에 나타난 것과 같이 Type 2의 고 습도 지역인 폭방향 측벽 주위가 종횡비가 증가함에 따라 급기구와 가까워져 그 지역의 환기 성능이 개선된다는 것이다. 이 두 가지의 특성에 의해 종횡비 4까지는 종횡비가 커질수록 폭방향 측벽 주위의 환기 개선에 의해 공기대체 효율지수가 커지지만, 종횡

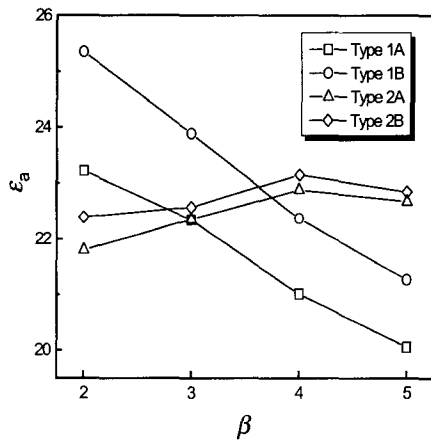


Fig. 5 Air exchange efficiency with aspect ratio

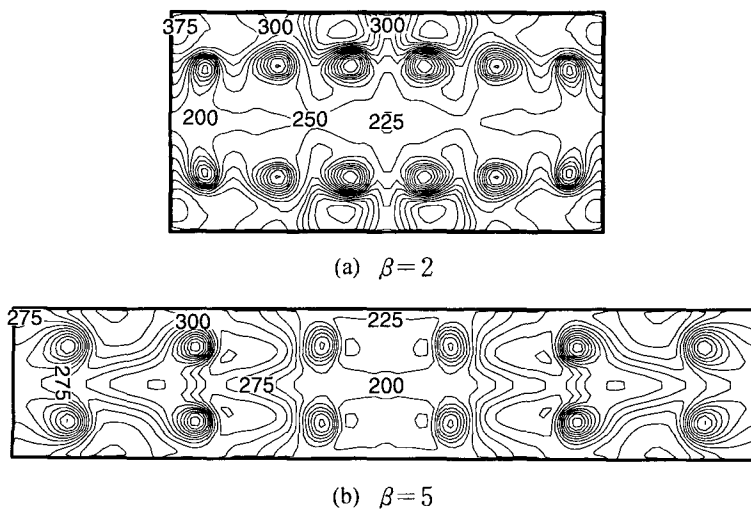


Fig. 6 Age of air distribution of type 2A($z = 1.0$ m)

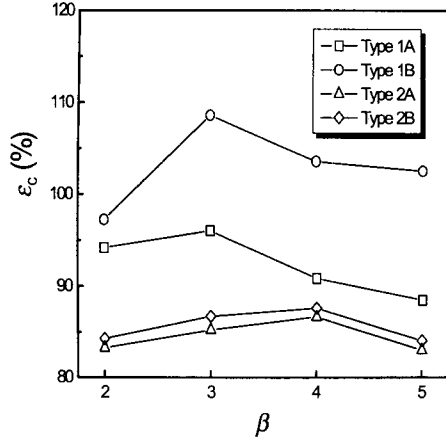


Fig. 7 Contaminant removal effectiveness with aspect ratio

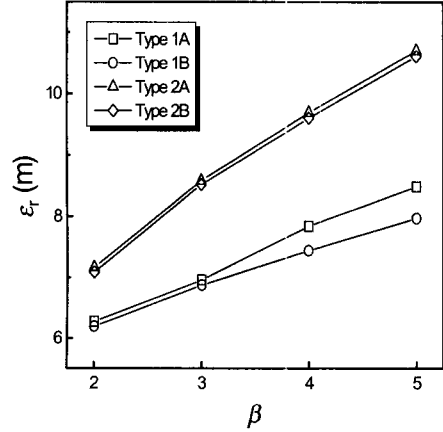


Fig. 8 Mean radius of contaminant diffusion with aspect ratio

비가 4 이상이 되면 중앙영역에서부터 배기구까지의 거리가 너무 멀어져 오히려 떨어지게 된다.

Dry room 내의 수분은 실내의 작업자에 의해 발생하며 작업자가 위치한 국소 위치에서 발생하게 된다. 공정 설비 및 작업자가 위치할 가능성이 높은 지역인 Table 3에 나타낸 세 곳에서 동시에 국소 수분 발생 시 환기 특성을 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 7은 종횡비의 변화에 대한 수분배출 효율지수(ε_c)를 나타낸 것이다.

Type 1이 2보다 나은 환기 성능을 가지며, Type B가 A보다 나은 환기 성능을 나타낸다. Type 2의 경우 x축 방향 중앙영역(수분 발생 위치 : b)에서 수분 발생 시 배기구까지의 먼 거리에 의해 수분배출 성능이 떨어지게 된다. Type 1의 경우 종횡비 3에서 수분배출 효율지수가 최대값을 갖는다. 이는 종횡비가 커질수록 수분 발생 위치와 배기구까지의 거리가 줄어들어 의해서 종횡비 2보다는 3에서 나은 환기성능을 보이다가 종횡비가 더 커지면 길어진 재순환 영역의 영향으로 수분배출이 어려워져 다시 환기 성능이 나빠지게 된다.

Fig. 8은 국소 수분발생 시 수분 확산 반지름(ε_r)을 종횡비의 변화에 대해 나타낸 것이다. Type 1보다 2가 더 큰 수분 확산 영역을 가지며, Type 1, 2 모두 종횡비가 커짐에 따라 수분 확산 영역이 넓어지는 것을 볼 수 있다. Type 1의 경우 각각 독립적인 유동셀이 수분의 확산을 막아주는 역할을 한다.

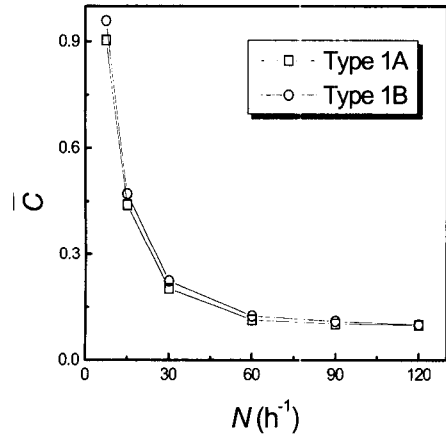


Fig. 9 \bar{C} for various air exchange rates ($\beta=2$)

3.3 환기율의 영향

실내 환기 성능을 개선시키기 위한 방법으로는 급기 유량을 증가시켜 실내 환기율을 높이는 것이 있다. 국소 수분 발생시 Type 1에 대해 환기율의 변화에 따른 실내 평균 농도의 감소 경향을 Fig. 9에 나타내었다. Type 1의 A, B 두 경우 모두 유사한 감소 경향을 보이며, 환기율 60/h까지는 실내 평균 농도가 급격히 감소하다가 그 이상에서는 감소폭이 급격히 줄어 환기율의 증가에 따른 환기 개선 효과가 크지 않다. 환기율 30/h에서 60/h까지 환기율을 증가시킬 경우 실내 평균 농도가 43.7% 감소하는 반면, 60/h에서 90/h까지 증가시키면 실내 평균 농도는 9.8% 감소한다.

나머지 모든 배기구 배치와 중횡비에 대해서도 환기율 60 /h 이상에서는 환기율 증가에 따른 실내 평균 농도의 감소가 10% 이내인 것으로 나타났다. 따라서 중횡비 및 배기구 배치에 관계없이 모든 경우에 있어서, 환기성능 개선을 위해 급기유량을 증가시킬 경우 환기율 60 /h까지가 바람직하다.

4. 결 론

극저습 공조실인 dry room에서 공정 설비 및 작업자에 의한 열 및 수분 발생을 고려하여 환기성능을 조사하였다. 수평단면 중횡비의 변화 및 배기구 배치의 영향을 환기 효율지수를 이용해 수치적으로 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 폭방향 측벽에 배기구가 배치되면 다수의 재순환 영역의 존재로 독립적인 유동셀을 형성하여 수분의 확산을 방지할 수 있고, 길이방향 측벽에 배기구가 배치되면 재순환 영역의 감소로 수분의 배출은 용이하지만 중앙영역에서 수분 발생 시 수분 확산 영역이 넓어진다.
- (2) 폭방향 측벽에 배기구가 배치되면 중횡비가 커짐에 따라 환기 성능이 떨어지게 되고, 길이방향 측벽에 배기구가 배치되면 중횡비 4까지는 중횡비가 증가함에 따라 환기 성능이 좋아진다.
- (3) 배기구를 바닥영역에 배치하는 것보다 천장영역에 배치하는 것이 중횡비에 상관없이 더 나은 환기 성능을 갖는다.
- (4) 중횡비 및 배기구 배치에 관계없이 실내 환기성능을 향상시키기 위한 급기유량의 증가는 환기율 60 /h까지가 적절하다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계신기술 연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었으며, 2001년도 BK21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Lee, K. S., Lim, K. O., Ahn, K. H. and Jung, Y. S., 2001, "Numerical Analysis of Moisture Ventilation in a Lithium Ion Battery Manufacturing Dry Room," *Drying Technology*, Vol. 19, No. 3, pp. 455~470.
- (2) Kiranoudis, C. T., Karathanos, V. T. and Markatos, N. C., 1999, "Computational Fluid Dynamics of Industrial Batch Dryers of Fruits," *Drying Technology*, Vol. 17, No. 1~2, pp. 1~25.
- (3) Murakami, S. and Kato, S., 1988, "Numerical Study on Diffusion Field as Affected by Arrangement of Supply and Exhaust Openings in Conventional Flow Type Clean Room," *ASHRAE Transactions*, Vol. 95, Part 2, pp. 113~127.
- (4) Kato, S. and Murakami, S., 1992, "Numerical Study on Diffusion in a Room with a Locally Balanced Supply-Exhaust Airflow Rate System," *ASHRAE Transactions*, Vol. 98, Part 1, pp. 218~238.
- (5) Peng, S. H., Holmberg, S. and Davidson, L., 1997, "On the Assessment of Ventilation Performance with the Aid of Numerical Simulations," *Building and Environment*, Vol. 32, No. 6, pp. 497~508.
- (6) Kato, S. and Murakami, S., 1988, "New Ventilation Efficiency Scales Based on Spatial Distribution of Contaminant Concentration Aided by Numerical Simulation," *ASHRAE Transactions*, Vol. 94, Part 2, pp. 309~330.
- (7) Harris, N. C., 1983, *Modern Air Conditioning Practice*, 3th ed., McGraw-Hill, New York.
- (8) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Taylor & Francis.
- (9) Säteri, J. O., Seppänen, O. A. and Majanen, A. T., 1991, "Ventilation Effectiveness in Residential Buildings with Various Ventilation Systems," *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 1102~1111.
- (10) Davidson, L. and Olsson, E., 1987, "Calculation of Age and Local Purging Flow Rate in Rooms," *Building and Environment*, Vol. 22, No. 2, pp. 111~127.
- (11) Lage, J., L., Bejan, A. and Anderson, R., 1991, "Efficiency of Transient Contaminant Removal from a Slot Ventilated Enclosure," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, No. 10, pp. 2603~2615.