

## 태양열입사량, 환기량 및 중횡비의 변화에 따른 환기식 3중 집열창시스템의 열전달특성\*

김무현 · 정의준 · 오창용  
기계공학과

### <요 약>

동절기 실내 난방시 별도의 환기열손실을 고려할 필요가 없는 환기식 3중 집열창에 대하여 열전달특성을 수치해석적으로 연구하였다. 주요변수로 환기량을 나타내는 Re수, 중횡비 그리고 태양열입사량등을 고려하였다. 연구결과 외기열손실을 최소화하기 위해서는 중횡비가 낮을수록 더 많은 환기량이 요구되었다. 밀폐식3중창과 비교하여 볼 때 환기식3중창은 입사량  $10W/m^2$ , 중횡비 0.05, Re수 600인 경우 약 85%까지 외기열손실이 감소되는 것으로 나타났으며 태양열입사량이 작을수록 외기열손실 감소효과가 커진다는 결과를 얻었다. 또한 환기식 집열창의 설계시 중횡비는 0.05내외가 적절하며 환기량[Re수]은 600 이내의 값을 택하는 것이 바람직한 것으로 나타났다.

## Heat Transfer Characteristics of A Triple-Glazed Airflow Window for Varying Solar Insolation, Ventilation Rate and Window Geometry\*

M.H.Kim, W.J.Chung, C.Y.Oh  
Dept. of Mechanical Engineering

### <Abstract>

The heat transfer characteristics of a triple glazed airflow window system is studied numerically by a finite volume method. Attention is paid to the effects of solar energy

\* 이 논문은 97학년도 교내 대학원활성화 연구비에 의하여 연구되었음

power, ventilation rate and window geometry on the flow field and thermal performance. As a result of the comparison between airflow window and enclosed window, the ambient heat loss of airflow window is reduced remarkably. It is suggested that in the design of airflow window system aspect ratio,  $H/W \approx 0.05$  and  $Re \leq 600$  are appropriate.

## 1. 서 론

건물의 구조체에서 창문은 다른 구조체에 비해 단열 성능이 크게 낮아서 동절기에는 5배 이상 에너지 손실이 따르는 열적 취약부분이고, 하절기에는 태양복사에 의한 과열현상으로 냉방부하가 증가하는 가장 큰 요인이 된다. 그럼에도 불구하고 최근의 환경 친화적 첨단식 건물들에서는 창이 갖는 미적 요소와 심미적 요소가 더욱 강조될 뿐 아니라 자연광과 자연에너지를 최대한 이용하고자 하는 방향으로 개발이 진행되고 있어, 건물에서 창문이 차지하는 비중과 창면적비가 점차 증가하고 있다.

한편 이러한 현대식 건물에서 유리창을 통한 에너지손실은 간과할 수 없는 문제이다. 이때 건물의 에너지소비를 최소화하는 문제는 실내환경의 쾌적도(comfort)를 향상시키고자 하는 문제와 병행하여 생각해야 한다. 근래에 들어 에너지손실과 실내 열적 쾌적성을 고려한 공기식 집열창 시스템(airflow window system)에 대한 연구가 크게 관심의 대상이 되고 있다[1-4]. 기존의 창문이 밀폐된 형태인데 비하여, 공기식 집열창은 다양한 방식으로 창문구조에 공기를 공급하는 방식이라는 점에서 근본적으로 다르다. 따라서 공기식 집열창은 창문 구조가 복잡할뿐 아니라 이를 통한 열적 및 유동 특성이 복잡하고 창문의 기능이 복합적으로 변형된 구조를 갖는다.

이러한 집열창에는 우선 2중 또는 3중으로 된 유리창의 틈새를 통하여 외기를 공급하는 환기식(또는 급기식)집열창이 있다. 이 방식은 외부 유리창의 상부 틈새를 통해 침입한 공기가 외부 및 내부 유리창 사이의 공간을 통과하는 과정에서 유리창이 흡수한 태양에너지와 실내측 내부 유리창을 통해 방출된 열에너지를 회수하여 예열된 후 실내공간으로 유입된다. 이러한 경우 실내공간으로부터 방출된 열에너지는 대부분 침입외기에 의해 다시 실내로 환수된다. 이러한 집열창은 유입공기가 실내로 들어 올 경우 예열되어 있으므로 실내공기의 안정성을 유지해 줄 뿐 아니라 유리창면의 결로현상을 제거해 줌으로서 실내 쾌적감을 향상시켜 주는 잇점이 있다. 그러나 환기식 집열창 시스템은 일반 밀폐형 시스템에서와 같은 환기열손실을 추가로 부담하지 않는다는 사실에 바탕을 둘 때 비로소 외기열손실을 줄일 수 있다는 점을 지적해야 한다. 최근 김홍제등[5,6]은 환기식 3중 집열창의 열적 특성에 대해 수치해석적으로 연구를 수행하였고 그 결과 환기식 집열창은 기존의 밀폐식 창에 비해 외기열손실을 크게 줄일 수 있다는 결과를 얻었다. 박상동[7]등은 베네치안 블라인드를 이용한 공기식[airflow]집열창에 대해 수치해석하여 강제대류에 의한 열전달 특성을 조사하였다. 그러나 이 결과들은 일정한 집열창 형태에 대하여 연구한 것으로 실제 적용을 위해서는 미흡한 실정이다. 또한 순환공기식 집열창시스템에 대한 연구를 비롯, 공기유동식 첨단형 3중 집열창시스템에 대한 연구는 국내외적으로 매우 미흡한 실정이다.

본 연구는 환기식 집열창의 열전달 특성을 조사하여 첨단 건축물의 집열창 설계와 응용

에 기본 자료를 제시하고자 한다. 이를 위해 외기를 이용한 환기식 3중 집열창을 해석모델로 하였고 주요 변수로는 유입 공기량의 변화, 태양열 입사량의 변화, 유리간격의 변화를 고려하였다. 또한 여기서 구한 결과를 기존의 환기식 3중집열창 및 밀폐형 3중창의 결과와 비교하여 열적특성을 검토하고자 한다.

## 2. 이론 해석

### 2-1. 해석모델

본 연구는 Fig.1에서와 같이 유리창형태를 3중창으로 고려하고 외기를 유입시키는 환기식 집열창을 해석모델로 선택하였다. 그림에서 보는 3개의 유리창은 실외에서 실내쪽으로 외부유리창, 중앙유리창, 내부유리창으로 각각 정의하였고 외부유리창과 중앙유리창사이의 하향흐름공간을 외측공간, 중앙유리창과 내부유리창사이의 상향흐름공간을 내측공간이라고 정의하였다. 본 연구에서 집열창의 상·하단면은 단열상태로 가정하였으며 외부 및 내부유리창면에서 대류경계조건을 적용하였다. 본 집열창시스템은 입사되는 태양열의 일부를 흡수하여 그 열을 방출하는 일종의 발열체(heat source)로 생각하였으며 이때 집열창시스템의 내·외측공간은 외기유입에 의한 강제대류와 부력효과에 의한 자연대류가 혼합된 일종의 혼합대류열전달문제로 고려하였다. 한편 본 해석모델은 고체인 유리창과 유체가 하나의 계산영역에 공존하므로 고체에서의 열전도, 유체에서의 전도와 대류가 함께 고려된 혼합열전달(conjugate heat transfer)문제로서 해석을 위하여 적절한 무차원수 및 고체·유체 경계면(interface)에 대한 조건이 도입되었다.

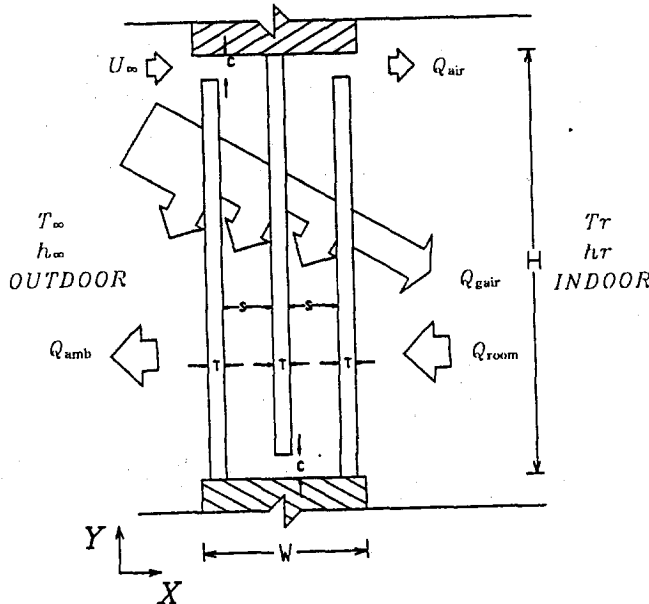


Fig. 1 Schematic of a triple-glazed airflow window

## 2-2. 기본방정식

수치해석을 효과적으로 수행하기 위하여 비압축성 뉴턴유체, 2차원 정상상태 및 층류유동으로 가정하였다. 모든 물성치는 일정하며 부력항의 온도차에 의한 밀도변화와 에너지방정식의 점성소산항을 무시하였다. 지배방정식을 무차원화하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 도입하였다.

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{X}{H}, & y &= \frac{Y}{H}, & u &= \frac{U}{U_0}, & v &= \frac{V}{U_0} \\
 p &= \frac{P}{\rho U_0^2}, & \theta &= \frac{T - T_\infty}{T_r - T_\infty}, & Re &= U_0 \frac{(2C)}{\nu_f} \\
 Pr &= \frac{\nu_f}{\alpha_f}, & Gr &= \frac{g\beta(T_r - T_\infty)H^3}{\nu_f^3}, & Pe &= Re \cdot Pr \\
 Ns &= \frac{Q \cdot H^2}{k_f(T_r - T_\infty)}, & \sigma &= \frac{2C}{H}, & k^* &= \frac{k_s}{k_f} \\
 C^* &= \frac{(\rho C_p)_s}{(\rho C_p)_f}, & \nu^* &= \frac{\nu_s}{\nu_f}
 \end{aligned} \tag{1}$$

식(1)에서  $U, V$  는 각각  $X, Y$  방향의 속도성분이며  $U_0$  는 집열창 입구에서의 유입공기속도이다.  $P, T, \rho, g$  는 각각 압력, 온도, 밀도, 및 중력가속도이고  $\alpha, \beta, k, C_p, \nu$  는 각각 열확산계수, 열팽창계수, 열전도율, 비열 및 동점성계수 그리고 하첨자  $s, f, r, \infty$  는 각각 고체, 유체, 실내 및 외기를 나타낸다.  $Q$  는 단위체적당 열발생율(heat generation rate)이며  $Re$  는 Reynolds수,  $Pr$  은 Prandtl수,  $Gr$  은 Grashof수,  $Pe$  는 Peclet수,  $\sigma$  는 무차원 틸새로서 공기 집열창의 기하학적 형상을 나타낸다.

식(1)의 무차원 변수를 이용하여 2차원 정상상태에서의 기본방정식을 무차원화하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{2}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\nu^* \sigma}{Re} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{3}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu^* \sigma}{Re} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \frac{Gr \sigma^2}{Re^2} \theta [1 - f(\Omega)] \tag{4}$$

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = -\frac{k^* \sigma}{Pe C^*} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) + \frac{Ns \sigma}{Pe C^*} f(\Omega) \quad (5)$$

모멘텀방정식(3),(4)에서  $\nu^*$  는 공기(유체)에 대한 유리창(고체)의 점성계수의 비로서 공기인 경우는 1이며, 수치계산시 유리창인 경우는 고체로 취급하도록  $\nu^* \sigma / Re$  값을  $10^5$  또는  $10^6$  정도로 아주 큰 값으로 둔다. 상기 식들에서 표시된  $f(\Omega)$  는 스텝함수로서 유리창을 제외한 모든 해석영역에서 0으로 주어진다.

### 2-3. 경계조건

본 시스템에 대한 무차원 경계조건은 다음과 같다.

\* 속도 경계조건

$$\cdot \text{유리창면과 상,하부벽면} : u=0, v=0 \quad (6)$$

$$\cdot \text{외부 유리창 상단 틈새입구} : u=1$$

\* 온도 경계조건

$$\cdot \text{상, 하부벽면} : \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$$

$$\cdot \text{내부 유리창면} : \frac{Nu_r}{k^*} (\theta_s - 1) = -\frac{\partial \theta_s}{\partial x} \quad (7)$$

$$\cdot \text{외부 유리창면} : \frac{Nu_\infty}{k^*} \theta_s = \frac{\partial \theta_s}{\partial x}$$

$$\cdot \text{외부 유리창 상부틈새 입구} : \theta = 0$$

여기서  $Nu_r$  및  $Nu_\infty$  는 각각 내부 및 외부 유리창 벽면의 Nusselt수로서 다음과 같이 정의 된다.

$$Nu_r = \frac{h_r H}{k_f}, \quad Nu_\infty = \frac{h_\infty H}{k_f} \quad (8)$$

고체(유리) 및 유체(공기)의 경계면(interface)에서는 다음과 같은 온도 경계조건을 만족되어야 한다.

$$\theta_f = \theta_s, \quad k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial n} = k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial n} \quad (9)$$

여기서  $n$  은 고체와 유체의 계면에서의 단위 법선 벡터를 나타낸다.

### 2-4. 집열창의 에너지 균형식

환기식 3중 집열창에서 열유속은 태양열을 유리창이 흡수한 열량  $Q_{gain}$ , 외부 유리창을 통해 외부로 방출된 열량  $Q_{amb}$ , 내부 유리창이 실내로부터 흡수 또는 방출한 열량

$Q_{room}$  및 외부공기가 유리창 통로를 통과하는 과정에서 획득한 열량  $Q_{air}$  등으로 나눌 수 있다. 따라서 정상상태에 대한 에너지 균형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_{gain} + Q_{amb} + Q_{room} + Q_{air} = 0 \quad (10)$$

$$\text{여기서 } Q_{gain} = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_{amb} = -h_{\infty} \cdot A(T_s|_{x=0} - T_{\infty}) \quad (11)$$

$$Q_{room} = -h_r \cdot A(T_s|_{x=L} - T_r)$$

$$Q_{air} = -\dot{m}C_p[(T_{out})_b - T_{\infty}]$$

이고  $A$  는 집열창 면적,  $T_r$  는 실내온도,  $T_s$  는 유리면온도,  $T_{\infty}$  는 외기온도를 각각 나타낸다.  $Q_1, Q_2$  및  $Q_3$  는 환기식 집열창에 입사된 태양열을 각 유리창이 흡수한 단위 면적당 열량 ( $Q$  의 하첨자 1, 2, 3 은 각각 외부, 중앙, 내부 유리창을 나타냄)을 나타내며, 다음 식과 같이 표시된다.

$$Q_1 = I_t \cdot A_{3(1)}, \quad Q_2 = I_t \cdot A_{3(2)}, \quad Q_3 = I_t \cdot A_{3(3)} \quad (12)$$

여기서  $I_t$  는 환기식 집열창 시스템으로 투사되는 수직면 태양열입사량 혹은 일사량이며  $A_{3(1)}, A_{3(2)}, A_{3(3)}$  은 각 유리창의 흡수율이다. 한편 식(11)에서 외부 유리창 표면에서의 열전달계수  $h_{\infty}$  는 McAdams[8]가 제시한 열전달 상관관계식을 사용하였으며, 내부유리창면에서의 열전달계수  $h_r$  은 ASHRAE[9]에서 주어진 식을 사용하였다.

### 3. 해석결과 및 고찰

#### (1) 수치계산 방법 및 해의 타당성

본 연구에서 해석방법은 유한체적방법(finite volume method)을 사용하였고 해의 수렴을 위해 하향이완계수를 사용하였다. 계산영역은  $30 \times 252$  개의 비균일 제어체적으로 나누었고 수렴의 판정은 질량생성항이  $1.0 \times 10^{-6}$  이하일 때로 하였다. Fig.2는 본 연구에서 수행된 수치해석의 타당성 및 집열창제어체적에 관련된 무차원 열전달량들간의 관계를 나타낸다. 그림에서 무차원화된 각 열전달성분의 합 $[(Q_{room} + Q_{amb} + Q_{air})/Q_{gain}]$ 은 -1.0 이며, 본 연구의 계산결과[실선]는 엄밀해[파선] 및 김홍제[6]등의 결과와 거의 일치하였다. 그림에서 일사량은 비교적 큰 값인  $400W/m^2$ 이고 중횡비가 0.05인 경우 제어체적내에 집열된 태양에너지는 외부로 방출되므로 대부분 음[-]의 값을 나타내었다. Re수에 따른 무차원 열전달량들의 특성을 살펴 보면, 우선 Re수가 0 인 경우는 기본적으로 밀폐된 집열창의 특

성을 보여 준다. 즉 환기량이 없는 경우 유동공기가 획득한 열량[ $Q_{air}/Q_{gain}$ ]은 0 이나  $Re$ 수가 점차 증가할수록 증가하였다. 이때 공기가 획득한 열량은 낮은  $Re$ 수의 영역에서 크게 증가하나 높은 영역에서는 경사가 완만하게 나타났다. 그림에서 실내로의 열손실[ $Q_{room}/Q_{gain}$ ]과 외기열손실[ $Q_{amb}/Q_{gain}$ ]은 서로 비슷한 경향을 보였으며, 이들의 경향은 앞에서 언급된 유동공기가 획득한 열량의 경향과는 반대로 나타났다. 외부로의 열손실[또는 외기열손실]은 환기량이 증가할수록 점점 감소하는 결과를 보였는데  $Re$ 수가 대략 400 이하 영역에서는 감소하는 정도가 크게, 대략 500 이상영역에서는 감소하는 정도가 완만하게 나타났다. 한편 실내로의 열손실은 환기량이 증가함에 따라 차츰 감소하여  $Re=300$ 일 때 0 이 되었고  $Re>300$  영역에서는 양[+]의 값을 갖는데 이는 환기량이 증가함에 따라 유입공기의 온도가 낮아져서 실내로부터 열을 획득함을 의미한다.

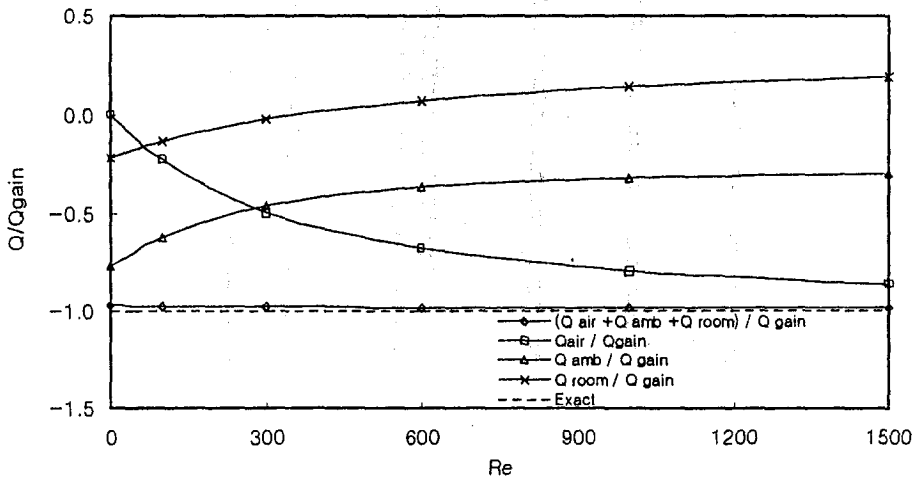
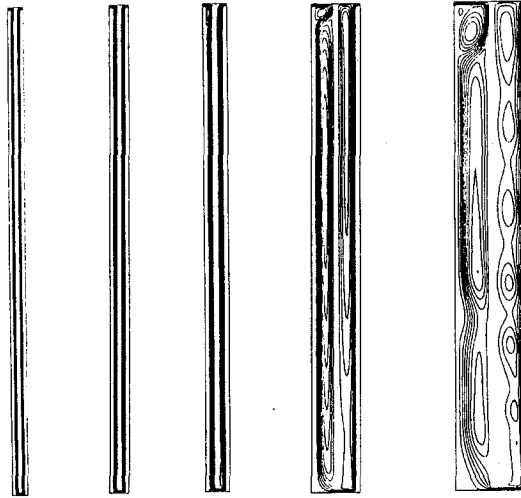


Fig. 2 Calculated heat flux of airflow window for varying Reynolds number with  $I_t = 400W/m^2$  and  $W/H = 0.05$

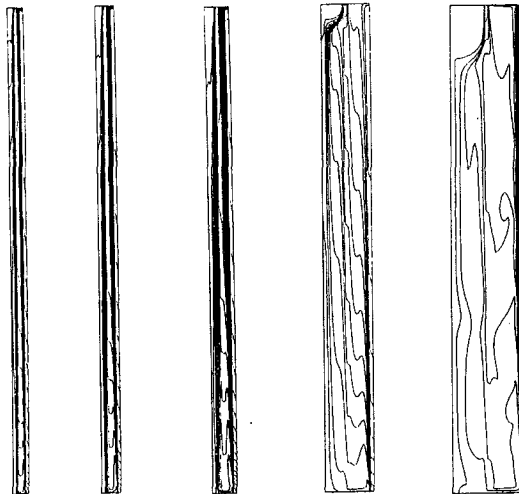
## (2) 집열창에서의 유동장 및 온도장 특성

Fig.3은 입사량  $50W/m^2$ ,  $Re=300$ 일 때 중형비[ $W/H$ ]가 5가지로 변하는 경우 유동장 및 온도장을 각각 나타낸다. 중형비가 작아서 0.03 및 0.04인 경우 유로가 비교적 좁으므로 유동은 균일한 평행흐름을 나타내었고, 온도장은 좁은 폭에서 온도구배가 심하게 나타나서 외부로의 열손실[또는 외기열손실]이 클 것으로 예상된다. 중형비가 0.05인 경우는 외측공간의 상단부와 내측공간의 하단부에서 미세한 2차 유동[secondary flow or cell]이 관찰되었고 그외의 대부분의 영역에서는 평행한 유동을 나타내었다. 온도장은 외측공간에서 온도구배가 상당히 둔해져서 외부로의 열손실이 훨씬 감소되었음을 알 수 있다. 중형비가 0.1인 경우 외측공간에는 상단부에 한 개의 뚜렷한 시계방향의 2차 셀과 중앙의 반시계방향의 큰 순환유동[circulating flow]이 관찰되었으며, 내측공간에는 중앙 상부에 비교적 큰 반시계방향의 순환유동이 관찰되었다. 이러한 순환유동은 레이놀즈수가 비교적 낮은 상태에서 두 수직 유리면 간의 온도차로 인한 부력효과가 존재하기 때문이다. 한편 이 경우 내외측 공간내 주 흐름[main flow]의 특성을 살펴 보면, 외측공간에서는 주 흐름이 외부유리창의 내면을 따라 하부로 흐르고 내측공간에서는 내부유리창의 외면을 따라 상부로 흐름을 관찰할 수 있다. 이러한

주 흐름의 결과로 온도장은, 상대적으로 차가운 공기인 주 흐름이 처음 접하는 부위인 외부 유리창의 상부 내면과 내부유리창의 하부 외면에서 등온선이 밀집되어 온도구배가 심하게 나타남을 볼 수 있다. 종횡비가 0.15인 경우 주 흐름 및 2차 셀형태는 종횡비 0.1 인 경우와 대략 비슷하게 나타났으나 내측공간에서 수직방향으로 다수의 약한 셀이 관찰되었다. 또한 등온선분포를 살펴보면, 입사량이 비교적 작고 유리창사이의 공간이 크므로, 제어체적내 대부분의 온도강하는 내부유리창 인접부에서 나타남을 볼 수 있다.



(a) Streamlines



(b) Isotherms

Fig. 3 Streamlines and isotherms for various aspect ratio ( $W/H = 0.03, 0.04, 0.05, 0.1, 0.15$ ) with  $I_t = 50W/m^2$  and  $Re = 300$



### (3) 태양열입사량의 영향

Fig.4 와 Fig.5는 각각 환기식 및 밀폐식 시스템인 경우 유동장과 온도장에 미치는 태양 열입사량의 영향을 나타내었다. 먼저 환기식인 경우 유동장에 대해 살펴 보면 입사량이 매우 작은  $10\text{W/m}^2$  일 때 주 흐름외에 2차흐름이 매우 미세하게 나타났는데, 이는 등온선 분포가 내부유리창근처에서 조밀할 뿐 그외의 영역에서는 완만하게 나타나기 때문이다. 그러나 입사량이  $50\text{W/m}^2$ 일 때는 앞의 그림3에서 고찰한 바와 같이 주 흐름에 연하여 내외측공간에 큰 순환유동이 존재한다. 입사량이 커서  $400\text{W/m}^2$ 일 때 우측공간[또는 내측공간]의 순환유동은 사라지고 대신 평행흐름형태를 보였다. 이는 큰 입사량으로 인해 중앙유리창면의 온도가 높아져서, 우측공간 구간내의 온도분포가 두 유리면에서 높고 중심부에서 낮은, 아래로 오목한 형태로 나타나기 때문이다. 밀폐식인 경우 수직 공간내의 유동은 기본적으로 두 면간의 온도차에 의한 순수 자연대류흐름으로 나타나고 그 형태는 비교적 단순하였다. 그림에서 입사량이 10 및  $50\text{W/m}^2$  인 경우 두 공간에서 매우 큰 단일 셀[uni-cell]형태의 순환유동이 각각 존재하였다. 그러나 입사량이 커서  $400\text{W/m}^2$  인 경우 우측공간은 매우 다른 형태를 보였는데 하부에서는 반시계방향의 순환유동이, 상부에서는 시계방향의 약한 순환유동이 나타났다. 이는 큰 입사량으로 인하여 중앙유리면의 온도가 크게 상승하였고 특히 우측공간 상단부[Y/H = 0.85]는, 등온선 분포에서 살펴볼 수 있듯이, 중앙유리창면의 온도가 내부유리창면의 온도보다 더 높게 나타나기 때문이다.

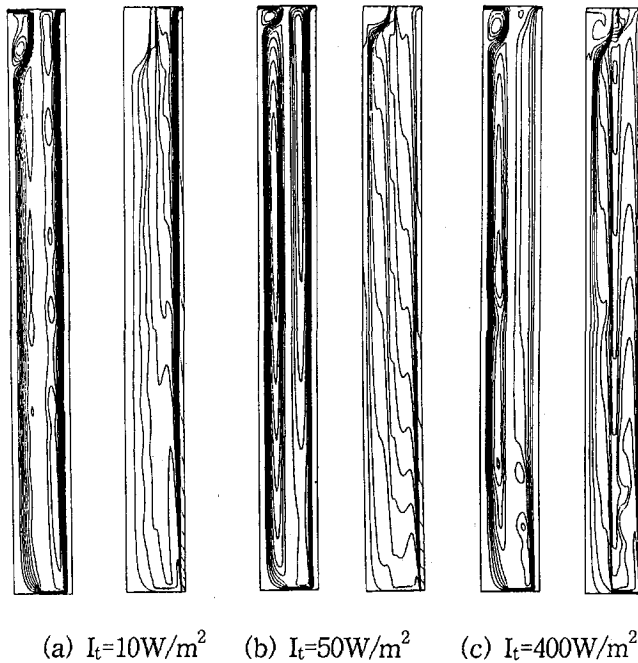


Fig. 4 Effect of solar insolation on the streamline and isotherm of airflow window with W/H = 0.1 and Re = 300

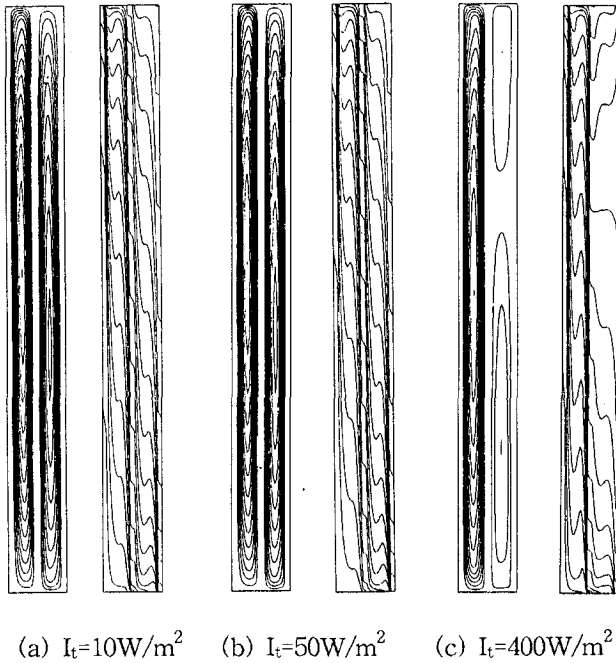
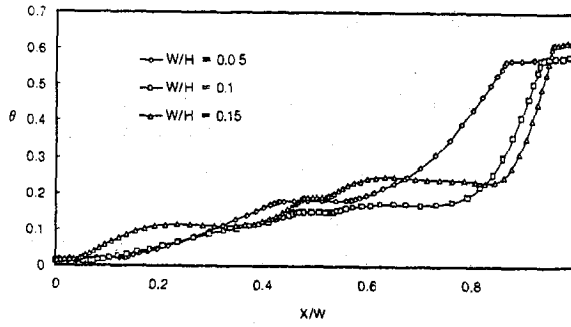


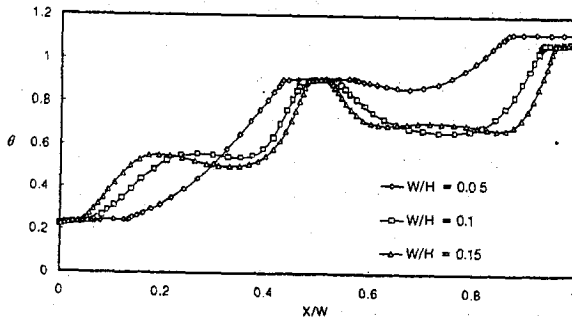
Fig. 5 Effect of solar insolation on the streamline and isotherm of airflow window with  $W/H = 0.1$  and  $Re = 300$

#### (4) 온도분포 특성

한편 집열창시스템의 열적 특성을 더 자세히 고찰하기 위해서 입사량이 10 및  $400\text{W/m}^2$  이고  $Re=300$ 인 경우 3가지 종횡비에 대하여 중앙높이지점 $[H/2]$ 에서의 온도분포를 Fig.6에 나타내었다. 입사량이  $10\text{W/m}^2$ 인 경우 종횡비가 0.05 일 때 유리면간의 열전달은 전도에 의해 이루어짐을 알 수 있고 종횡비가 0.1이상일때는 대류에 의한 열전달이 일어나고 내부유리창근처에 열경계층이 강하게 형성되었다. 입사량이  $400\text{W/m}^2$ 인 경우 중앙유리면의 온도가 상대적으로 높게 나타났고 그 결과 종횡비가 0.1이상일 때 외측공간에서는 순환유동이, 내측공간에서는 대략적인 평행흐름이 나타났다. Fig.7은 종횡비 0.1, 입사량  $10\text{W/m}^2$ ,  $Re$ 수 300인 경우 수직방향위치 $[Y/H]$ 가 3가지로 변할 때 환기식 및 밀폐식집열창에 대한 온도분포를 비교한 것이다. 즉 이 그림은 그림4(a) 및 그림5(a)의 온도장에서 3가지수직방향위치 $[Y/H = 0.15, 0.5, 0.85]$ 에서의 수평온도분포이다. 환기식인 경우 외기가 유입되므로 중앙유리면의 온도가 밀폐식인 경우보다 상대적으로 낮게 관찰되었으며 대부분의 온도강하가 내부유리창면근처에서 발생되었다. 밀폐식은 내외측공간에서 전형적인 자연대류 순환유동형태에 따른 온도분포를 보인 반면, 환기식은 내부유리면근처의 열경계층영역을 제외한 대부분의 영역에서 열전도에 따른 온도분포형태를 보였다. 전체적으로 볼 때 환기식 집열창의 경우 외기의 유동으로 중앙유리면의 온도가 낮아졌고 특히 외측공간의 온도분포가 완만하여 열전달이 전도에 의해 이루어지므로, 열전달이 대류에 의해 이루어지는 밀폐식보다 결국 외부로의 에너지유출이 감소될 것으로 판단된다.

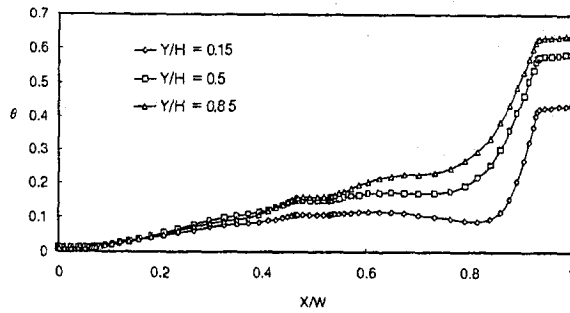


(a)  $I_t = 10 \text{ W/m}^2$ ,  $Re = 300$

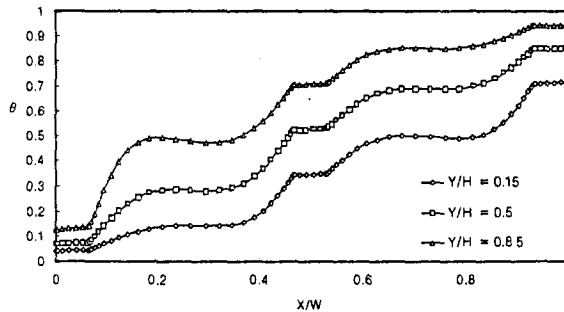


(b)  $I_t = 400 \text{ W/m}^2$ ,  $Re = 300$

Fig. 6 Temperature profile at mid-height( $H/2$ ) for various aspect ratio-airflow window



(a) Airflow window

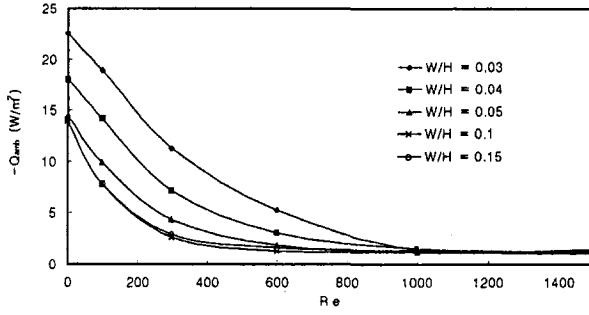


(b) Enclosed window

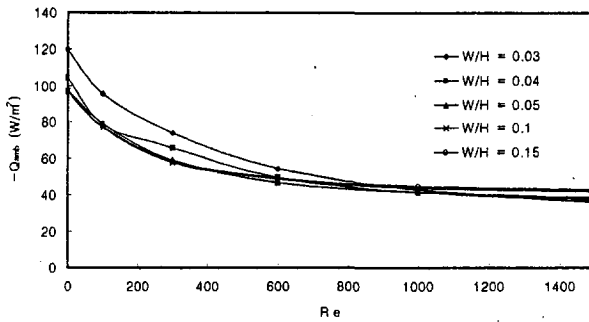
Fig. 7 Temperature profile at various height ( $Y/H = 0.15, 0.5, 0.85$ ) with  $W/H = 0.1$ ,  $I_t = 10\text{W/m}^2$  and  $Re = 300$

### (5) 환기량이 외기열손실에 미치는 영향

겨울철 실내난방시 건물의 특징, 용도, 실내상태, 재실자수 등과 관련하여 일정량의 환기가 필요하다. 이때 환기량은 재실자 1인당 시간당의 값[m<sup>3</sup>/h]으로 나타내는 것이 보통이다 [10]. 환기식집열창의 특징중 하나는 실내난방중 이와같은 별도의 환기를 필요로 하지 않는다는 사실에 있다. 뿐만아니라 실외에서 실내로 집열창내를 흐르는 환기로 인하여 외기열손실을 감소시킬 수 있다는 점이다. Fig.8은 Re수, 즉 환기량의 변화에 따른 외기열손실을 보여 주고 있다. 먼저 입사량이 10W/m<sup>2</sup> 인 경우(a)를 살펴보면 다음과 같다. 그림에서 Re=0 일때는 기본적으로 밀폐된 유리창시스템을 의미하고 이 때의 외기손실은 종횡비가 낮은 경우 높고 종횡비가 클수록 감소하는데 0.05이상에서는 거의 일정한 값을 갖는다. 이는 3중밀폐창의 경우 종횡비를 0.05이상으로 설계하는 것은 열적 및 에너지절약측면에서 볼 때 별 효과가 없음을 알 수 있다. 모든 종횡비에 대하여 환기량이 증가할수록 외기열손실량이 급격히 감소하였으며, 환기량이 증가할수록 차츰 감소하는 정도가 줄어들어 W/H = 0.15 및 0.1일 경우 Re≃500에서, W/H = 0.5일 경우 Re≃700에서 그리고 W/H = 0.04 및 0.03 일 경우 Re≃1000에서 일정한 값에 도달하였다. 이를 통해서 볼 때 외기열손실을 최소화하기 위해서는 종횡비가 낮을수록 더 많은 환기량이 요구됨을 알 수 있고 외기열손실을 감안한 적절한 환기량[Re수]은, 종횡비 0.05미만에서는 대략 700 ~ 900, 종횡비 0.05 이상에서는 대략 400 ~ 600 으로 판단된다. 환기식집열창에 대한 외기열손실 감소효과를 정량적으로 고찰해 볼 수 있는데, 그림에서 종횡비가 0.05이고 Re=600인 경우 외기열손실 [≃2W/m<sup>2</sup>]은 밀폐된 경우 [≃14W/m<sup>2</sup>]의 14.3% 에 해당하므로 결국 약 85%정도 감소효과를 얻을 수 있다. 이 결과는 종횡비 0.1인 경우에도 거의 동일함을 알 수 있다. 입사량이 400W/m<sup>2</sup> 인 경우(b)도 전체적인 경향은 비슷하게 나타났으나 Re수가 1000 이상으로 증가하면 종횡비가 클수록 외기열손실이 반대로 증가하는 경향을 보였다. 한편 종횡비 0.05이고 Re=600인 경우 외기열손실감소효과는 약 52%정도로 고찰되어 태양열입사량이 작을수록 환기식에 의한 외기열손실은 감소된다는 결과를 얻었다.



(a)  $i_s = 10 \text{ W/m}^2$



(b)  $i_s = 400 \text{ W/m}^2$

Fig. 8 Effect of Reynolds number on the ambient heat loss

(6) 중횡비의 변화에 따른 영향

Fig.9는 입사량이  $10\text{W/m}^2$  일 때 환기량[Re수]을 파라미터로 한 W/H, 즉 집열창의 중횡비 변화에 따른 외기열손실을 나타내었다. 중횡비가 0.05이하 영역에서는 W/H가 증가할수록 급격히 외기열손실이 감소되는 경향을 보였으나 0.05이상 영역에서는 감소율이 현저히 둔화되는 현상을 나타내었다. 이와같은 외기열손실감소경향은 환기량이 작을수록 뚜렷했으나 환기량이 커서 Re수가 1000 이상일때는 외기열손실은 집열창의 중횡비와 거의 무관한 것으로 나타났다. 이 결과를 종합해 볼 때 환기식 3중집열창에서 중횡비는 0.05내외가 적절하며, 환기량을 나타내는 Re수는 600 이내의 값을 선택하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

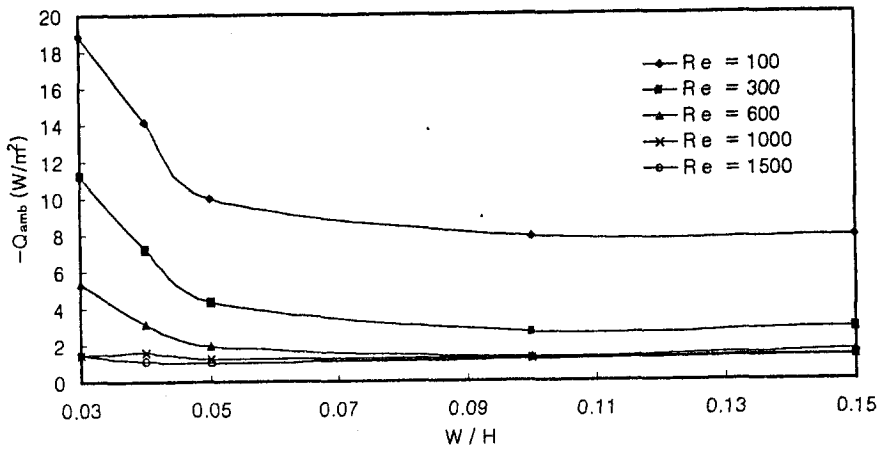


Fig. 9 Effect of aspect ratio on ambient heat loss with  $I_t = 10 \text{ W/m}^2$

#### 4. 결 론

본 연구는 외기를 유입시키는 환기식 3중집열창시스템을 모델로 하였고 주요 변수인 환기량[Re수], 종횡비[W/H], 태양열입사량[ $I_t$ ]에 따라 집열창에 대한 열적 및 열전달특성을 자세하게 고찰하였다. 본 연구의 결과는 다음과 같다.

(1) 온도분포로부터 관찰할 때 환기식 집열창의 경우 외기의 유동으로 중앙유리면의 온도가 낮아졌고 특히 외측공간의 온도분포가 완만하여 열전달이 전도에 의해 이루어지므로 열전달이 대류에 의해 이루어지는 밀폐식보다 결국 외부로의 에너지유출이 감소될 것으로 판단된다.

(2) 본 연구의 결과 일반적으로 외기열손실을 최소화하기 위해서는 종횡비가 낮을수록 더 많은 환기량[Re수]이 요구되며, 종횡비 0.05미만에서는 700 ~ 900, 종횡비 0.05이상에서는 400 ~ 600 이 적합한 값으로 나타났다.

(3) 밀폐식3중창과 비교한 환기식3중집열창의 외기열손실 감소효과를 정량적으로 고찰해 본 결과 입사량[ $I_t$ ]  $10 \text{ W/m}^2$ , 종횡비[W/H] 0.05 그리고 Re수 600인 경우 약 85%정도의 외기열손실 감소효과가 나타났다. 한편 입사량  $400 \text{ W/m}^2$ , 종횡비 0.05 그리고 Re수 600인 경우 밀폐식창과 비교한 외기열손실감소효과는 약 52%정도로 나타나, 태양열입사량이 작을수록 환기식에 의한 외기열손실감소효과가 커진다는 결과를 얻었다.

(4) 종횡비가 0.05이하 영역에서는 W/H가 증가할수록 급격히 외기열손실이 감소되었으나 0.05이상 영역에서는 감소율이 현저히 둔화되었다. 이와같은 외기열손실감소경향은 환기량이 작을수록 뚜렷했으나 환기량이 커서 Re수가 1000 이상일때는 외기열손실은 집열창의 종횡비와 거의 무관한 것으로 나타났다. 이 결과를 종합해 볼 때 환기식 3중집열창에서 종횡비는 0.05 내외가 적절하며, 환기량을 나타내는 Re수는 600 이내의 값을 선택하는 것이 바람직할 것으로 판단된다

## [참 고 문 헌]

- [1] 조성환,1997,“일사조절형 창문 시스템”,공기조화냉동공학회지, 제26권 pp. 260 - 268
- [2] T.Inoue, etal, 1985, "Study on Thermal Performance of Ventilation Window",Proc.Int.Symposium on Thermal Application of Solar Energy", Hakone,Japan,pp.7-10.
- [3] J.Gabrieleson, 1980,"The Econo Building, Cost Effective Energy Design",7th Int.Congress of Heating and Air Conditioning, Budapest,Hungary,pp.1-11.
- [4] B.Keller, etal,1983, "New Window Systems",Proc. 2nd Int.Congress on Building Energy Management, Iowa State University.
- [5] 김홍제,황기영,1996,“환기식 집열창의 열적 성능에 관한 수치해석”, 대한기계학회 추계 학술대회 논문집(B),pp.1-6.
- [6] 김홍제,황기영,1997,“환기식 3중 집열창의 최적설계를 위한 수치해석 연구”,공기조화냉동공학회 논문집, 제9권 4호.
- [7] Park, etal,1989, "A Study on the Heat Transfer by Forced Convection in an Airflow Window System", J. of the Archietectural Institute of Korea, Vol.5, No.6, pp.213-223.
- [8] W.H.McAdams,1954,"Heat Transmission(3-rd ed.)", McGraw Hill, New York.
- [9]ASHRAE,1993, "ASHRAE Handbook - Fundamentals"
- [10] 공기조화.냉동.위생공학편람(제2권 공기조화),1991,공기조화냉동공학회