

배기식 3중 집열창의 열적 특성에 대한 수치해석

Numerical analysis on the thermal characteristics of the exhaust triple-glazed airflow window

김 무 현, 오 창 용
M. H. Kim, C. Y. Oh

Key words: Exhaust triple-glazed airflow window(배기식 3중 집열창), Exhaust rate(배기량), Solar energy power(태양 입사량)

ABSTRACT

The flow and heat transfer characteristics of the exhaust airflow window system were studied numerically by a finite volume method. Attention was paid to see the decrease in indoor cooling load. The exhaust air flow rate, solar energy power and aspect ratio of window were considered as main variables. From the result of the comparison between the exhaust airflow window and the enclosed window, the indoor heat gain was reduced remarkably by 76%. It is also suggested that in the design of the exhaust airflow window optimum values of aspect ratio, H/W and exhaust air flow rate, Re were about 0.05 and 600, respectively.

기 호 설 명

A : 공기와 접하는 유리 면적	k : 열전도율[W/mC]
A : 유리의 흡수율	k^* : 무차원 열전도율[k_s/k_f]
C : 배기식 집열창의 틈새 [m]	\dot{m} : 배기공기의 질량유속[kg/m^2s]
C_p : 비열[J/kgC]	n : 법선방향의 단위벡터
C^* : 무차원 열용량[$(\rho C_p)_s/(\rho C_p)_f$]	Ns : 집열창 유리가 흡수한 무차원 열량 [$q \cdot H^2/k_f(T_o - T_r)$]
g : 중력가속도[m/s^2]	Nu : Nusselt수
Gr : Grashof수[$g\beta(T_o - T_r)H^3/\nu_f^2$]	P : 압력[kg/m^2]
h : 대류열전달계수[W/m^2C]	p : 무차원 압력 [$P/(\rho U_o^2)$]
H : 배기식 집열창의 높이[m]	Pe : Peclet수 [$Re \cdot Pr$]
I_t : 단위면적당 수직면 태양 일사량[W/m^2]	Pr : Prandtl수[ν_f/α_f]
	q''' : 유리의 단위체적당 태양열 흡수 열량, [W/m^3]
	R : 유리의 반사율

* 정회원, 울산대학교 기계·자동차 공학부

** 울산대학교 대학원

- Re : Reynolds수 [$U_o(2C)/\nu_f$]
- S : 배기식 집열창의 유리간격 [m]
- t : 배기식 집열창의 유리두께 [m]
- T : 유리의 투과율
- $T)_b$: 체적 온도
- U, V : 공기의 속도 [m/s]
- u, v : 무차원 속도 [$U/U_o, V/U_o$]
- W : 배기식 집열창의 너비 [m]
- X, Y : 배기식 집열창의 수평, 수직 좌표
- x, y : 무차원 좌표 [$X/H, Y/H$]

그리스 문자

- α : 열확산계수 [m^2/s]
- β : 열팽창계수 [$1/K$]
- θ : 무차원 온도, $(T - T_r)/(T_o - T_r)$
- ν : 동점성계수 [m^2/s]
- ν^* : 무차원 동점성계수 [ν_s/ν_f]
- σ : 배기식 집열창의 무차원 틈새, $2C/H$
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- 1,2,3 : 외부유리창, 중간유리창, 내부유리창
- f : 유체
- m : 유리창의 m번째 층
- o : 실외
- out : 출구
- r : 실내
- s : 고체

1. 서 론

건물의 구조체에서 창문은 다른 부분에 비해 단열성능이 크게 낮아서 하절기 및 동절기 냉난방부하를 크게 증가시키는 부분이다. 그럼에도 불구하고 최근의 환경친화적 첨단식 건물들에서는 창이 갖는 미적 요소와 심미적 요소가 더욱 강조될 뿐 아니라 자연광과 자연에너지를 최대한 이용하고자 하는 방향으로 개발이 진행되고 있

어, 건물에서 창문이 차지하는 비중이 더욱 높아짐과 동시에 건물의 외피에 대한 창면적비가 점차 증가되고 있다. 이러한 현대식 건물에서 유리창을 통한 에너지손실은 간과할 수 없는 문제이므로 건물의 에너지소비를 최소화하는 문제가 연구자들의 관심이 되고 있다.

최근 미국, 독일, 캐나다, 핀란드 등을 중심으로 단열성능을 높인 첨단 유리창 개발 및 이의 실용화 연구가 활발히 진행되고 있다. 여기에는 단열성능이 우수한 실리카 에어로겔을 내장한 밀봉 유리창(aerogel sealed insulated glazing), 진공 유리창(evacuated glazing), 유리면에 얇은 금속이나 반도체의 얇은 층을 입히는 저방사 유리창(low-emissivity glazing), 전기 유리창(electric glazing), 투광조절 유리창 등이 있다.⁽²⁾ 한편 창문을 통한 에너지소비를 최소화하는 문제는 실내 환경의 쾌적도(comfort)를 향상시키고자 하는 문제와 병행하여 생각해야 한다. 그래서 최근에 에너지손실과 실내 열적 쾌적성을 고려한 공기식 집열창 시스템(air flow window system)에 대한 연구가 크게 관심의 대상이 되고 있다.^(1,3,4,8) 기존의 창문이 밀폐된 형태인 데 비하여 공기식 집열창은 다양한 방식으로 창문구조에 공기를 공급하는 방식이다. 따라서 창문구조를 통한 유동 및 열적 특성이 복잡할 뿐 아니라 창문의 기능도 복합적인 면이 있다. 이러한 집열창에는 환기식 집열창(ventilating air window, 또는 급기식 집열창(supply air window)) 및 배기식 집열창(exhaust air window)이 있다. 환기식 집열창은 외부유리창의 상부 틈새를 통해 유입된 공기가 외부 및 내부 유리창 사이의 공간을 통과하는 과정에서, 유리창이 흡수한 태양에너지와 실내에서 방출된 에너지를 환수한 후 실내로 유입되므로 난방부하가 감소되는 효과가 있어, 동절기 난방시 적절한 모델로 선택되고 있다. 이에 비해 실내온도보다 외기온도가 더 높은 하절기의 경우에는 집열창에 집열된 열을 외부로 배출시킬 수 있는 모델이 요구된다. 이 경우 집열창 상부에 있는 공기유입구로부터 실내공기가 유입된 후 유리창 사이의 공간 유로를 거쳐 외부로 배출된다. 하절기 집열창에서 집열된 열을 직접 외부로 배기시킴으로써 건물에 소요되는 냉방부하를 감소시키게 되며 이러한 구조를 갖는 방식이 배기식 집열창 시스템이다. 공기식 집열창에 대한 연구로서, 박상동 등⁽¹⁴⁾은 배

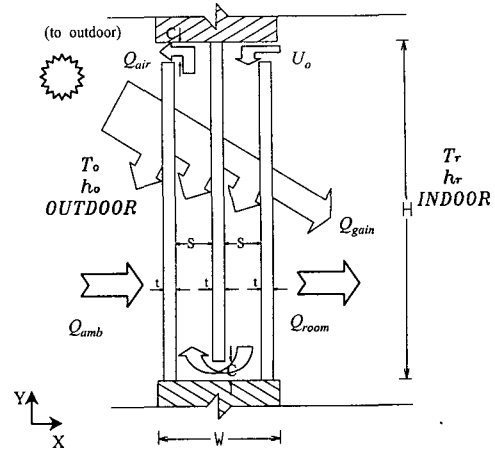
네치안 블라인드를 이용한 공기식 집열창에 대해 수치해석하여 강제대류에 의한 열전달 특성을 조사하였다. 최근 김홍제 등⁽¹²⁾과 김무현 등⁽¹³⁾은 환기식 3중 집열창의 열적 특성에 대해 수치해석적으로 연구를 수행하여, 환기식 집열창은 기존의 밀폐식 창에 비해 외기열손실을 크게 줄일 수 있다는 결과를 얻었다. 그러나 이 결과는 겨울철 난방부하를 줄일 수 있다는 점에서 한정적으로 기여하였으나, 실제 4계절 및 하절기 난방부하를 감소시킬 수 있는 집열창으로서는 여전히 미흡한 결과이다. 조성환 등^(11,15)은 배기식 집열창 시스템의 개발을 위해 이론 및 실험적으로 연구하여 시스템의 열적 특성 및 압력강하특성을 조사하였다. 그러나 그들의 결과는 2중창 모델에 대한 것이었으며 기존의 대류 및 복사열전달계수에 관한 단순한 실험식에 기초하였다. 근래 Wright 등^(5,6)과 Smith 등⁽⁷⁾은 일반적 2중 유리창을 형상화한 2차원 수직 직각밀폐용기 내 공기에 대해 수치해석적 모델을 제시하여 열적 특성을 다각도로 조사하였으나 태양열 입사량의 영향, 동하절기의 특성 및 3중창에 관해서는 여전히 연구가 이루어지지 못하였다. 공기식집열창은 시스템의 구조 및 공기의 흐름 방식에 따라 유동 및 열적 특성이 매우 복잡적이므로, 실제 응용 및 개발을 위해서는 많은 실험을 하기에 앞서 전체 시스템에 적합한 지배방정식과 경계조건을 도입하여 유동 및 열전달 특성을 자세하고 정확하게 연구하는 것이 필요하다고 생각된다.

본 연구에서는 배기식 3중 집열창을 해석 모델로 고려하여, 배기식 집열창의 설계 및 응용에 필요한 각종 기본자료를 제시하고 하절기 실내 난방부하 감소효과를 정량적으로 조사하는 데 목적이 있다. 아울러 태양열 입사량, 실내공기배기량 및 집열창 간격비를 주요 변수로 취급하여, 각각의 변수에 따른 유동 및 열적 성능을 조사하고 선행 연구된 밀폐식 및 환기식 집열창의 연구 결과와 비교하고자 한다.

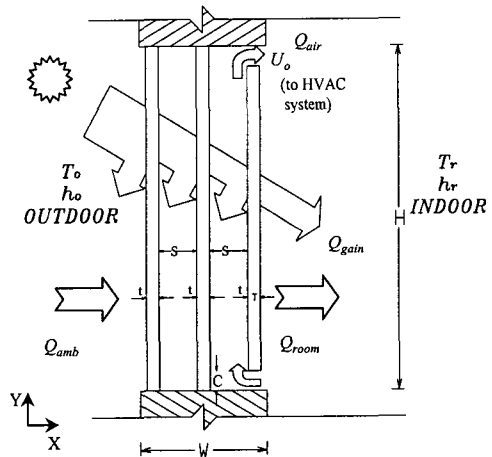
2. 해석 모델 및 지배 방정식

2.1 해석모델

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 유리창 형태를 3중창으로 고려하고 실내공기를 집열창 공간으



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 1 Schematic of exhaust triple-glazed air-flow window.

로 유입시킨 후 실외로 배출하는 배기식 집열창을 해석 모델로 선택한다. 그림에서 보는 2개의 모델은 실외에서 실내 쪽으로 외부유리창, 중앙유리창, 내부유리창으로 각각 정의하였고 외부유리창과 중앙유리창 사이의 공간을 외측공간, 중앙유리창과 내부유리창 사이의 공간을 내측공간이라고 정의한다. Fig. 1에서 (a)는 배기가 내측 및 외측공간을 통해 외부로 배출된다고 생각하고, (b)는 외측공간은 밀폐되어 있다고 생각하고 배기는 HVAC System으로 배출된다고 생각한다.

2.2 기본방정식 및 경계조건

다음과 같은 가정 하에 지배방정식을 유도한다.

1) 유체는 비 압축성, Newton 유체로서 2차원 정상 층류 유동이고, 강제와 자연대류를 고려한 혼합대류문제로 생각한다.

2) 유체의 모든 물성치는 일정하다.

3) 에너지 방정식에서 유체마찰로 인한 점성소산은 무시한다.

4) 복사열전달을 고려하지 않는 대신 유리창을 입사되는 태양열의 일부를 흡수하여 그 열을 방출하는 일종의 발열체(heat source)로 생각한다.⁽¹²⁾

그리고 계산영역이 고체와 유체가 혼합된 문제 (conjugate heat transfer)이기 때문에 다음과 같은 무차원화된 변수를 사용하여 하나의 식으로 나타낸다.

$$x = \frac{X}{H}, y = \frac{Y}{H}, u = \frac{U}{U_0}, v = \frac{V}{U_0}, p = \frac{P}{\rho U_0^2},$$

$$\theta = \frac{T - T_r}{T_o - T_r}, Re = U_0 \frac{(2C)}{\nu_f}, Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f},$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_o - T_r)H^3}{\nu_f^2}, Pe = Re \cdot Pr, \quad (1)$$

$$Ns = \frac{a \cdot H^2}{k_f(T_o - T_r)}, \sigma = \frac{2C}{H},$$

$$k^* = \frac{k_s}{k_f}, C^* = \frac{(\rho C_p)_s}{(\rho C_p)_f}, \nu^* = \frac{\nu_s}{\nu_f}$$

지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

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

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

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\nu^* \sigma}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

$$+ \frac{Gr \sigma^2}{Re^2} \theta [1 - f(\Omega)]$$

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

$$+ \frac{Ns \sigma}{Pe C^*} f(\Omega)$$

ν^* 는 유체에 대한 고체의 점성계수 비로서 공기의 경우 1이며, 수치계산 시 유리창인 경우는 고체로 취급하도록 $\nu^* \sigma / Re$ 값을 10^5 또는 10^6 이상으로 아주 큰 값으로 둔다. $f(\Omega)$ 는 스텝함수로서 유리영역을 제외한 모든 해석영역에서 0으로 주어지고 유리영역에서는 1을 가진다. k^*, C^* 는 각각 공기에 대한 유리의 열전도 및 열용량의 비로서 공기영역에서는 모두 1이며, 유리영역에서는 각각 k_s/k_f , 1이다.

(1) 속도 경계조건

· 유리창 면과 상, 하부벽면 : $u=0, v=0$

· 모델 1의 내부유리창 상단 틈새 입구 :

$$u = -1 \quad (6)$$

· 모델 2의 내부유리창 상단 틈새 출구 :

$$u = 1$$

(2) 온도 경계조건

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

· 내부유리창 면 : $\frac{Nu_r}{k^*} \theta_s = -\frac{\partial \theta_s}{\partial x}$

· 외부유리창 면 : $\frac{Nu_o}{k^*} (\theta_s - 1) = \frac{\partial \theta_s}{\partial x} \quad (7)$

· 모델 1의 내부유리창 상단 틈새 입구 :

$$\theta = 0$$

· 모델 2의 내부유리창 하단 틈새 입구 :

$$\theta = 0$$

여기서 Nu_r , 및 Nu_o 는 각각 내부 및 외부 유리창 벽면의 Nusselt수로서 다음과 같이 정의된다.

$$Nu_r = \frac{h_r H}{k_f} \quad (8)$$

$$Nu_o = \frac{h_o H}{k_f}$$

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

$$\begin{aligned} \theta_f &= \theta_s \\ k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial \mathbf{n}} &= k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial \mathbf{n}} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 \mathbf{n} 은 고체와 액체의 계면을 정의하는 곡선에서의 단위 법선 벡터를 나타낸다.

집열창 내부를 하나의 시스템으로 했을 때 정상상태에 대한 에너지 균형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

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

여기서 Q_{gain} 은 태양열을 유리창이 흡수한 열량, Q_{amb} 은 외부 유리창을 통해 외부로 방출되거나 흡수되는 열량, Q_{room} 은 내부 유리창을 통해 실내로 방출되는 열량 및 Q_{air} 은 외부공기가 유리창 통로를 통과하는 과정에서 획득한 열량을 나타내며, 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} Q_{gain} &= (q''_1 + q''_2 + q''_3)H \cdot t \\ Q_{amb} &= h_o \cdot A(T_o - T_s|_{x=0}) \\ Q_{room} &= -h_r \cdot A(T_s|_{x=L} - T_r) \\ Q_{air} &= -\dot{m}C_p[T_{out}]_b - T_r \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, Q_{room} 은 하절기 실내 냉방부하를 높이는 열량을 나타낸다. 식(10)은 본 해석의 타당성을 검증하는 수단으로 사용하였다.⁽¹²⁾

q''_1 , q''_2 및 q''_3 는 배기식 집열창에 입사된 태양열을 각 유리창이 흡수한 단위 체적당 열량(q'' 의 하첨자 1, 2, 3은 각각 외부, 중간, 내부 유리창을 나타냄)을 나타내며, 다음 식과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} q''_1 &= \left(\frac{I_t}{t}\right) \cdot A_{3(1)} \\ q''_2 &= \left(\frac{I_t}{t}\right) \cdot A_{3(2)} \\ q''_3 &= \left(\frac{I_t}{t}\right) \cdot A_{3(3)} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서, I_t 는 배기식 집열창 시스템으로 투사되는 수직면 입사량이며, $A_{3(1)}$, $A_{3(2)}$, $A_{3(3)}$ 은 각 유리창의 흡수율(absorption)이다.

여러 층으로 되어 있는 유리창의 전체 반사율(reflectivity), 전체 투과율(transmissivity) 및 각 층의 흡수율을 구하기 위해 Net Radiation Method^(8,9)를 사용하였으며, 최종 식은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} T_{t(m)} &= T_{t(m-1)} \cdot X_r \\ R_{t(m)} &= R_m + T_m R_{t(m-1)} \cdot X_r \\ m &< \text{total no. of layer} \\ A_{t(m)} &= A_{t(m-1)} \cdot X_r \end{aligned} \quad (13)$$

$m = \text{total no. of layer}$

$$A_{t(m)} = A_m + A_m R_{t(m-1)} \cdot X_r$$

여기서,

$$\begin{aligned} X_r &= \frac{T_m}{1 - R_m R_{t(m-1)}} \\ T_{t(1)} &= T_1, \quad R_{t(1)} = R_1, \\ A_{t(1)} &= 1 - T_1 - R_1 \end{aligned} \quad (14)$$

이다. $T_{t(m)}$ 과 $R_{t(m)}$ 은 각각 m 층 유리창에 대한 총 투과율과 반사율이며, $A_{t(m)}$ 은 m 번째 층의 총 흡수율이다. T_m , R_m 및 A_m 은 각각 m 번째 층의 투과율, 반사율 및 흡수율이다. 본 논문에서 사용된 유리창의 흡수율, 투과율, 반사율은 각각 0.139, 0.789, 0.072이며, 식(13) 및 식(14)로 각층의 흡수율을 계산하면, 외부유리창 [$A_{3(1)}$]=0.152, 중간유리창 [$A_{3(2)}$]=0.117, 내부유리창 [$A_{3(3)}$]=0.088로 된다.

한편 외부유리창 표면에서의 열전달 계수, h_c 는 Lokmanhekin가 제시한 열전달 상관관계식을 사용하였으며, 내부유리창 면에서의 열전달 계수, h_r 은 McAdams에서 주어진 식을 사용하였다.

$$h_o = 8.07 V^{0.605} [W/m^2 \cdot ^\circ C] \quad V > 2.0 \text{ m/s} \quad (15)$$

$$h_r = 1.42 (\Delta\theta/H)^{1/4} [W/m^2 \cdot ^\circ C]$$

2.3 해석 방법

해석 방법으로 Patankar가 제시한 Simple 알고리즘을 사용하였으며, 수렴조건으로 반복계산에 따른 변수 (u, v, T)들의 변화가 10^{-6} 보다 작은 경우로 하였다. 수렴을 얻기까지 반복횟수는 1500-4000으로 하였고, 수렴성을 좋게 하기 위해 이완계수를 사용하였는데 에너지 방정식인 경우에는 0.7, 운동방정식에는 0.3, 그리고 압력 보정 방정식에는 0.4로 하였다. 본 해석에서는 계산 영역을 기본 40×110 으로 하였으며, 격자 분포가 따라서 해의 수렴에 크게 영향을 주므로 매 경우에 따라 이를 변화시켰다. Table 1과 Table 2에 계산에 사용된 물성치와 배기식 집열장의 제원을 나타냈다.

Table 1 Properties of air and glass

	Air	Glass
Conductivity, $k [W/m \cdot ^\circ C]$	0.025	0.756
Density, $\rho [kg/m^3]$	1.165	2550
Specific Heat, $C_p [J/kg \cdot ^\circ C]$	1006	754
Kinematic Viscosity, $\nu [m^2/s]$	1.5×10^{-5}	-
Prandl Number, Pr	0.700	-
Absorptivity, A	-	0.139
Reflectivity, R	-	0.072
Transmissivity, T	-	0.789

Table 2 Specifications of the exhaust air flow window system used in calculation

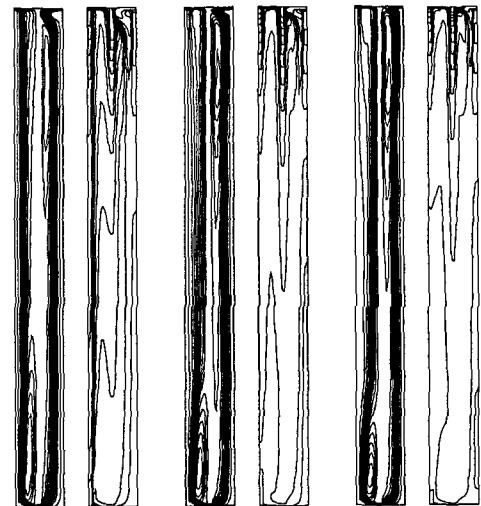
Aspect Ratio	0.03	0.04	0.05	0.10
Width, $W [m]$	0.027	0.036	0.045	0.090
Height, $H [m]$	0.900	0.900	0.900	0.900
Thickness, $t [m]$	0.006	0.006	0.006	0.006
Clearance, $C [m]$	0.005	0.005	0.005	0.005

3. 해석결과 및 고찰

3.1 유동장과 온도장의 특성

유리창 내의 유동장과 온도장은 종횡비의 변화, 입사량의 변화 및 유리창을 지나는 공기의 유량의 변화에 따라 다른 형태로 나타난다.

Fig. 2는 입사량의 변화에 따른 영향을 조사하기 위해 종횡비 0.1, Re수 300인 경우 입사량의 변화에 따른 유동장과 온도장의 변화를 나타낸다. 모델 1인 경우(a), 공통적으로 외측공간 하부와 내측공간 상부에 시계방향의 셀이 형성되며, 입사량이 증가함에 따라 내측공간 상부에 나타나는 셀의 강도가 점점 크게 나타난다. 모델 2인 경우(b), 외측공간에서는 자연대류만의 유동장과 온도장이 나타나고, 내측공간에서는 자연대류와 강제대류가 혼합된 형태가 나타난다. 외측공간에서는 입사량이 $100 W/m^2$ 일 때 시계 방향의 하나의 셀이 형성되고, $400 W/m^2$, $600 W/m^2$ 일 때는 상부에는 반 시계방향, 하부에는 시계방향의 셀이 각각 형성된다. 입사량이 커질수록 위에 있는 셀이 점점 더 커지는 것을 볼 수 있는데 이는 입사량이 커짐에 따라 차가운 영역이 작아지기 때문이다. 밀폐된 3중 집열창인 경우(c) 입사량이 $100 W/m^2$ 인 경우에는 외측공간에 두 개의 셀이



$I_t = 100 W/m^2$ $I_t = 400 W/m^2$ $I_t = 600 W/m^2$

(a) Exhaust window (Model 1)

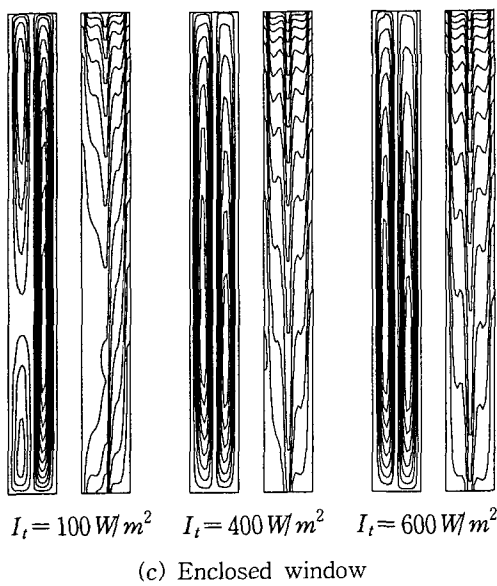
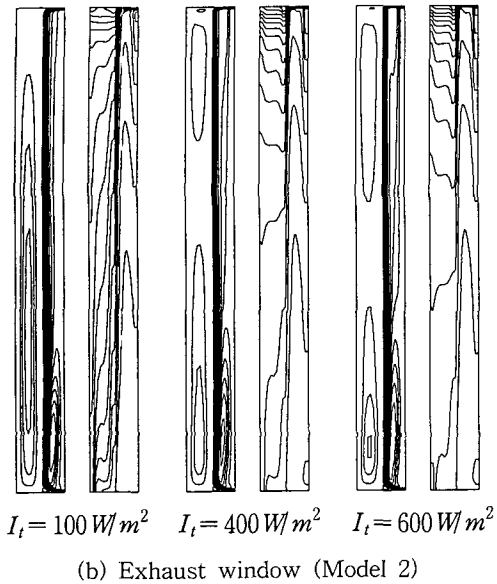


Fig. 2 Effect of solar insolation on the streamline and isotherm with $W/H=0.1$ and $Re=300$.

형성이 되고, 입사량이 $400 W/m^2$, $600 W/m^2$ 일 때는 하나의 셀이 형성이 된다.

3.2 온도 분포의 특성

Fig. 3은 종횡비의 변화에 따른 온도분포의 특

성을 알아보기 위해 중간높이($H/2$)에서의 온도 분포를 나타낸 그림이다. (a)는 모델 1에 대한 것으로 온도분포의 특성을 보면, 종횡비가 작은 경우에는 유리의 간격이 좁아서 유체의 유동이 비교적 평행하기 때문에 전도에 의한 효과가 더 크다. 이로 인해 내측공간과 외측공간의 온도분포가 직선으로 나타난다. 태양 입사열의 영향으로 중앙유리창의 온도가 가장 높기 때문에 실내와 실외로 열전달이 이루어지는 온도분포로 나타난다. 그리고 실외와의 온도차보다 실내와의 온도차가 더 크기 때문에 내측공간에서의 온도 구배가 외측공간에서의 것보다 크게 나타난다. (b)는 모델 2에 대한 그림으로 밀폐되어 있는 외측공간

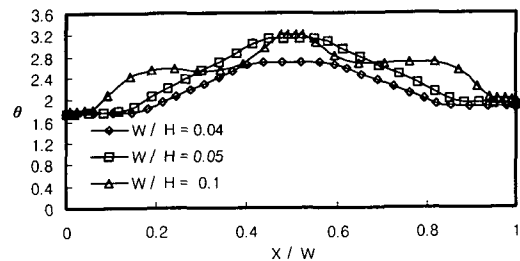
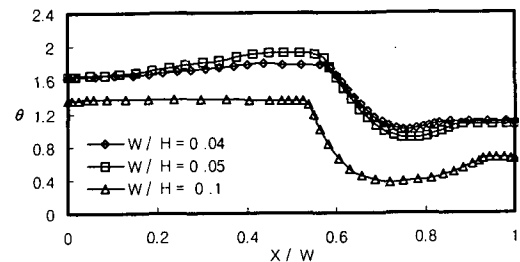
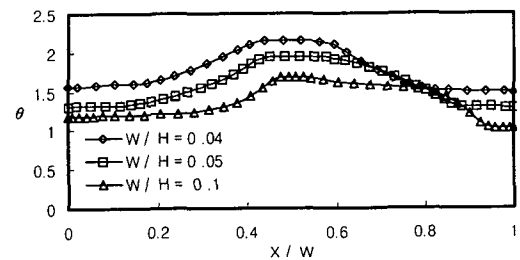


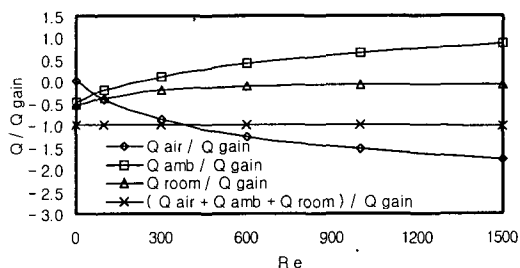
Fig. 3 Temperature profile at mid-height ($H/2$) for various aspect ratio with $I_t=600 W/m^2$.

에서의 온도차보다 실내공기가 흐르는 내측공간의 온도차가 크기 때문에 모델 1과 같이 내측공간의 온도구배가 외측공간의 것보다 크게 나타난다. (c)는 밀폐된 3중 집열창에 관한 그림이다. 중형비가 작을 때는 전도에 의한 온도분포가 뚜렷하게 나타나고 중형비가 클 때는 자연대류에 의한 온도분포가 나타난다.

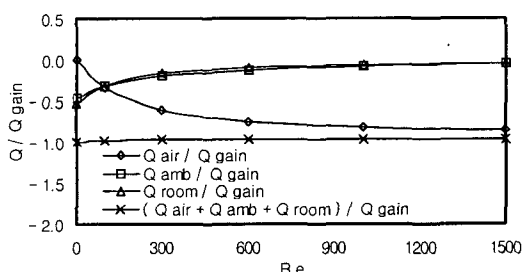
3.3 집열창의 에너지 균형 특성

Fig. 4은 중형비가 0.05인 경우 식(10)으로 표시된 에너지 균형 및 열유속 특성을 Re수의 변화에 따라 나타낸 그림이다. 유리창 영역을 제어체적으로 잡았으므로 (-)는 유리창에서 빠져 나가는 열량이고, (+)는 유리창으로 유입되는 열량을 뜻한다. Re수가 0일 때의 값은 밀폐된 3중 집열창의 값으로 하였다. 이 그림은 에너지균형식 [식(10)]을 만족시킴으로써 본 해석이 물리적으로 타당함을 보여준다.

유입되는 공기의 유량이 많아질수록 그 공기 가 열량을 빼앗는 열량(Q_{air})은 음의 값으로 점점 커지고, 방안으로 전달되는 열량(Q_{room})은 유량



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 4 Calculated heat flux for various Reynolds number with $I_t = 600 \text{ W/m}^2$.

에 따라 점점 감소하여 0에 접근한다. 외부로 전달되는 열량(Q_{amb})도 점점 감소한다.

3.4 유리창을 통한 실내 냉방부하의 감소효과

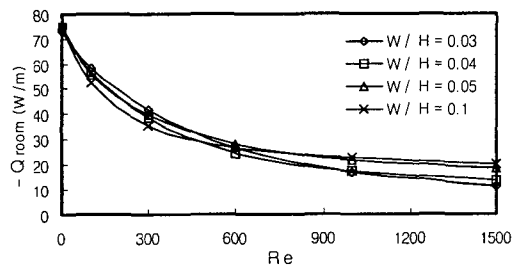
3.4.1 유량 변화의 영향

Fig. 5는 입사량이 600 W/m^2 일 때 유량의 증가에 따른 실내유입열량(Q_{room})의 변화를 나타낸 그림이다. 이를 통해 유량이 증가함에 따라 실내 유입 열량이 감소하는 것을 알 수 있다.

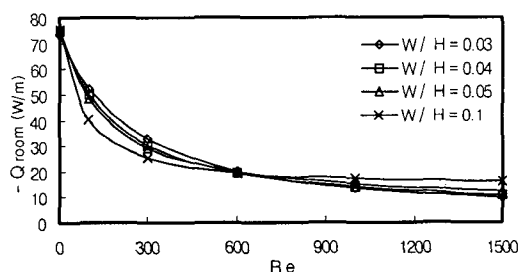
Re수가 600보다 작을 때에는 유량의 증가에 따른 실내유입열량의 감소율이 크나, 600보다 클 때에는 유량의 증가에 따른 감소율이 작다는 것을 알 수 있다. 이것으로 Re수가 600인 경우가 공기유량으로 적절하다고 판단되어지며, Re수가 600일 때가 밀폐형에 비해 모델 1은 64%, 모델 2는 75%의 실내유입열량을 줄일 수 있는 것으로 나타났다.

3.4.2 중형비 변화의 영향

Fig. 6는 입사량이 100 W/m^2 일 때 중형비의

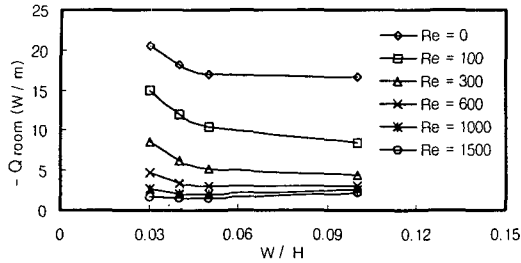


(a) Model 1

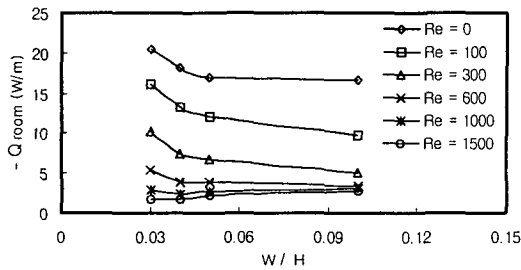


(b) Model 2

Fig. 5 Effect of Reynolds number on the heat loss to living space with $I_t = 600 \text{ W/m}^2$.



(a) Model 1



(b) Model 2

Fig. 6 Effect of aspect ratio on the heat loss to living space with $I_t = 100 W/m^2$.

변화에 따른 실내유입열량의 변화를 나타낸 그림이다. 태양 입사량이 적을 때에는 종횡비의 변화에 따른 실내유입열량의 감소가 현저하다. 특히 0.05 이하에서 실내유입열량의 감소율이 크고, 그 이상에서는 감소율이 작다.

3.5 배기식 3중 집열창의 모델 비교

Fig. 7은 모델 1과 모델 2를 비교한 그림이다. 그림에 의하면, 모델 2인 경우가 모델 1보다 유입공기의 유량에 따른 유입열량의 감소비가 크다. 따라서 적은 유량의 증가로 많은 냉방부하를 줄일 수 있다.

4. 결 론

배기식 3중 집열창의 열적 특성에 대해 수치해석을 수행하여 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 배기식 집열창인 경우에 유입되는 공기의 영향으로 실내유리창의 온도를 상당량 감소시킨다.
- 2) Re 수는 600 정도로 하는 것이 적당하며, 종

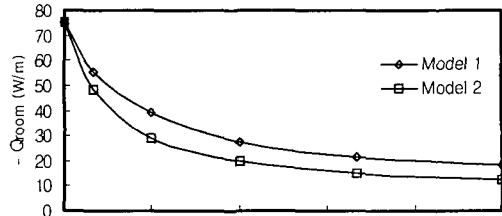


Fig. 7 Comparison of Model 1 with Model 2 with $W/H=0.05$ and $I_t=600 W/m^2$.

횡비는 0.05가 적당하다.

3) 종횡비 0.05, Re 수 600인 경우, 밀폐식 3중 집열창과 배기식 3중 집열창의 실내유입열량의 감소 효과를 정량적으로 비교해 본 결과, 입사량 $100 W/m^2$ 일 때 모델 1인 경우 밀폐된 집열창을 사용할 때보다 76%의 냉방부하를 줄일 수 있고, 모델 2인 경우도 76%의 감소효과를 가져왔다. 입사량이 $400 W/m^2$ 인 경우는 모델 1, 67%, 모델 2, 75%, 입사량이 $600 W/m^2$ 인 경우는 모델 1, 64%, 모델 2, 75%의 감소효과를 가져왔다. 이 결과로 볼 때, 모델 1보다 비록 작은 차이이지만 모델 2가 열적으로 우수하다는 결과를 얻었다. 그리고 모델 2가 입사량에 관계없이 일정한 감소량을 보이는 것으로 나타났다.

후 기

이 논문은 98학년도 울산대 교내연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

1. Inoue, T., et al, 1985, Proc. Int. Symposium on Thermal Application of Solar Energy, pp. 7-10
2. Elmahdy, A. H. and Comick, S. M., 1988, New Technology in the window industry, Building Science Insight '88.
3. Adrian, T., 1997, Energy-efficient design and construction for commercial buildings, pp. 41-79.
4. Gabrieleesson, J., 1980, 7-th Int. Congress of

- Heating and Air Conditioning, pp. 1-11.
5. Wright, J. L. and Sullivan, H. F., 1994, ASHRAE Transactions.
 6. Wright, J. L. and Sullivan, H. F., 1995, ASHRAE Transactions (CH-9598-3).
 7. Smith, T. F., et al, 1993, ASHRAE, Symposia (CH-93-4-4).
 8. Siegel, R. and Howell, J. R., 1972, Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw Hill, New York
 9. Viskanta, R. and Hirtleman, E. D., 1978, Solar Radiation Transmission and Heat Transfer Through Architectural Windows, in Energy Conservation in Heating, Cooling, and Ventilating Building (Hogendoorn, C. J., Afgan, N. H., eds.), Vol. 2, Hemisphere Publishing Corp. Washington.
 10. 조성환, 1997, 공기조화냉동공학회지, 제26권 pp. 260-268.
 11. 조성환, 유승선, 박상동, 1991, 배기식 집열창 시스템의 열적특성에 관한 실험적 연구, 공기조화냉동공학회 동계학술대회논문집.
 12. 김홍제, 황기영, 1997, 공기조화·냉동공학 논문집, 제9권 제4호, pp. 484-496.
 13. 김무현, 정의준, 오창용, 1998, 공학연구논문집, 제29권 제2호, 울산대, pp. 221-235.
 14. 박상동, 조성환, 유승선, 1991, 공기식 집열창 시스템 개발연구(Ⅲ), 한국에너지기술연구소.
 15. 조성환, 박상동, 유승선, 1992, 배기식 집열창 시스템 개발 및 실용화 연구(I), 한국에너지기술연구소.