

환기식 3중 집열창의 최적설계를 위한 수치해석 연구

Numerical analysis for the optimum design of a triple-glazed airflow window

김 홍 제*, 황 기 영**
H. J. Kim, K. Y. Hwang

Key words : Triple-glazed airflow window(환기식 3중 집열창), Pane spacing(유리간격), Ambient heat loss(외기 열손실), Laminar conjugate convection(층류 혼합대류)

Abstract

The fluid flow and heat transfer characteristics of conjugate forced and natural convection in the triple-glazed airflow window, where the outer air passes through a space contrived between the interior and exterior window panes, were studied numerically by a finite volume method for the elliptic form of the Navier-Stokes equations. The investigation focused on the influence of window geometry, ventilation rate and solar energy on the temperature, velocity distribution and thermal performance of the airflow window. The comparison between the triple-glazed airflow window and the enclosed triple-glazed window was also made to evaluate the effect of buoyancy upon which the thermal performance of the window depended.

기 호 설 명

A : 유리의 흡수율
 C : 환기식 집열창의 틈새, m
 C_p : 비열, J/kg.C
 C^* : 무차원 열용량, $(\rho C_p) \sqrt{(\rho C_p)}$
 g : 중력가속도, m/s²
 Gr : Grashof수, $g\beta(T_i - T_\infty)H^3/\nu^2$

h : 대류열전달계수, W/m².C
 H : 환기식 집열창의 높이, m
 I_t : 단위면적당 수직면 태양 일사량, W/m²
 k : 열전도율, W/m.C
 k^* : 무차원 열전도율, k/k_i
 \dot{m} : 실내로 유입되는 공기의 질량유속, kg/m².s
 n : 법선방향의 단위벡터
 Ns : 집열창 유리가 흡수한 무차원 열량, $q \cdot H^2/k_i(T_i - T_\infty)$
 Nu : Nusselt수

*정회원, 한국에너지기술연구소

**정회원, 국방과학연구소

- q : 유리의 단위 체적당 태양열 흡수 열량, W/m^3
- Q_{air} : 외기로부터 들어온 공기가 환기식 집열장을 통해 획득한 열량, W/m
- Q_{amb} : 환기식 집열장으로부터 외기로 방출되는 열손실, W/m
- $Q_{amb, v}$: 환기 열손실을 포함한 환기식 3중 집열장의 총 열손실, W/m
- $Q_{amb, e}$: 환기 열손실을 포함한 밀폐식 3중 집열장의 총 열손실, W/m
- Q_{gain} : 태양 일사량으로부터 환기식 집열창 유리에 의해 획득한 총 열량, W/m
- Q_{room} : 실내로부터 환기식 집열창 내부로 전달된 열량, W/m
- P : 압력, kg/m^2
- p : 무차원 압력, $P/(\rho U_0^2)$
- Pe : Peclet수, $Re \cdot Pr$
- Pr : Prandtl수, ν_f/α_f
- R : 유리의 반사율
- Re : Reynolds수, $U_0(2C)/\nu_f$
- S : 환기식 집열창의 유리간격, m
- t : 환기식 집열창의 유리두께, m
- T : 유리의 투과율
- U, V : 공기의 수평방향 및 수직방향의 속도, m/s
- u, v : 수평방향 및 수직방향의 무차원 속도, $U/U_0, V/U_0$
- W : 환기식 집열창의 너비, m
- X, Y : 환기식 집열창의 수평방향 및 수직방향의 좌표
- x, y : 수평방향 및 수직방향의 무차원 좌표, $X/H, Y/H$

그리스문자

- α : 열확산계수, m^2/s
- β : 열팽창계수, $1/^\circ C$
- θ : 무차원 온도, $(T - T_\infty)/(T_i - T_\infty)$
- ν : 동점성계수, m^2/s
- ν : 무차원 동점성계수, ν/ν_f
- σ : 환기식 집열창의 무차원 틈새, $2C/H$

- ρ : 밀도, kg/m^3
- Ψ : 유선함수

하 첨 자

- 1, 2, 3 : 외부유리, 중간유리, 내부유리
- f : 유체 (또는 공기)
- m : 유리창의 m번째 층
- max : 최대
- min : 최소
- o : 입구
- r : 실내
- s : 고체 (또는 유리)
- t : 전체
- ∞ : 실외

1. 서 론

건물의 외피(building envelope)중 단열성능이 가장 취약한 부분은 창(window)이며, 건물의 냉·난방 부하는 외피면적중 창문의 면적이 차지하는 비율과 더불어 증가한다. 따라서 건물의 에너지 절약 측면 뿐만 아니라 실내 쾌적도를 높이기 위한 새로운 유리창 시스템의 개발이 점차 요구되고 있다.^(1~3) 유럽에서는 실내난방을 위하여 트롬벽(trombe wall)을 이용하는데, 이는 창문의 안쪽으로 축열물질인 벽을 설치한 경우로서 에너지 절약의 측면에서는 유리하지만 건물의 환기 문제 및 건물의 조망과 미관이 좋지 않은 단점이 있다. 최근에는 창을 활용한 에너지 절약의 한 방법으로 환기식 집열창의 메카니즘이 소개되어 연구, 개발단계에 있다.^(4~6) 이 시스템은 에너지 절약의 관점에서 뿐만 아니라 쾌적한 환경, 즉 예열에 의한 실내온도의 안정성 유지, 유리창면의 결로 현상 제거 및 차음효과 등의 상승 등 실내 쾌적도의 향상을 가져오는 잇점이 있다.

환기식 집열창시스템은 보통 2중 또는 3중 유리창으로 구성되어지며, 그 열적 특성은 다음과 같다. 환기식 2중 집열창은 외기에 노출된 외부 유리창의 하단 틈새로부터 유입된 공기가 유리창 사이의 빈 공간을 통해 내부로 인도되며, 이 과정에서 유리창

사이를 흐르는 공기는 유리창을 통해 전도되는 열 또는 태양 복사열에 의해 유리창이 흡수한 열에너지를 회수하여 외기에 비해 상대적으로 높은 온도로 상승되어 실내로 유입된다. 한편 환기식 3중 집열창은 상단 틈새를 갖는 내·외부의 양 유리창 사이에 공기의 흐름을 방해하는 중간 유리창이 존재함으로써 외부로부터 유입된 공기가 중간 유리창의 하단 틈새를 경유하여 내부 공간으로 유입되는 흐름양상을 지닌다. 그러나 이와 같은 공기의 흐름특성은 외부 유리창 틈새 입구의 공기 유속이 아주 작은 경우에 외기와 실내공간의 온도차로 인한 자연대류의 영향이 나타나며, 이는 환기식 집열창의 열전달 성능을 저하시키는 요인으로 작용할 것으로 예상된다.

환기식 집열창시스템은 환기 개념이 없는 일반 유리창시스템과 비교하여 에너지 절약의 측면에서 볼 때 보다 많은 열손실을 가져오는데, 이는 외기중의 공기가 실내로 유입됨으로 인하여 실내온도를 떨어뜨리는 효과를 가져오기 때문으로 환기 개념을 도입하지 않은 경우에는 실제적으로 열손실의 결과를 가져온다. 그러나 환기식 집열창시스템은 일반의 건물에서 필요로 하는 환기 열손실을 고려한 새로운 집열창시스템으로 외기 열손실을 크게 줄일 수 있고, 환기에 의한 찬 외기의 갑작스러운 도입에 따른 실내온도의 불안정을 사전에 방지, 예방할 수 있으며, 실내·외의 급격한 온도차로 인한 유리창면의 결로현상을 방지하는 등 향후 응용 가능성이 많은 것으로 기대된다.

지금까지 환기식 집열창에 대한 본격적인 연구는 별로 많지 않다. Inoue 등⁽⁶⁾은 베네티안 블라인드가 있는 환기창에 대한 시뮬레이션과 실험을 행하였으며, Wright⁽⁷⁾는 환기창의 유효 열손실계수(U-value)에 대한 간단한 해석모델을 개발하였다. 그러나 이들은 유동특성을 고려하지 않으므로써 유리창 내부에서 나타날 수 있는 자연대류의 영향을 도출해 내지 못하였다. 최근 김홍제 등⁽⁸⁾은 환기식 3중 집열창의 열적특성에 대한 수치해석 연구를 수행하였는데, 그 결과 환기식 집열창은 기존의 밀폐식 집열창에 비해 외기 열손실을 크게 줄일수 있음을 보였다. 그러나 이 결과는 일정한 집열창 형태에 대하여 연구한 것으로서 실제 적용을 위해서는 미흡한

점이 있었다.

따라서 본 연구에서는 환기식 집열창의 열적특성을 조사함으로써 환기식 집열창의 설계 및 응용에 필요한 기본 자료를 제시하고자 하였다. 이를 위해 환기식 3중 집열창을 해석모델로 택하였으며, 환기식 집열창 내부로 유입되는 공기 유속의 변화, 유리 간격 변화 및 태양열 이득량(solar heat gain)의 변화에 따른 유동 및 열전달 특성을 고찰하였다. 아울러 환기식 3중 집열창의 성능 평가를 위해 기존의 밀폐된 3중 집열창에 대한 해석을 병행하여 열전달 특성을 상호 비교하였다.

2. 해 석

2.1 해석모델

본 연구에서는 환기식 집열창의 열적특성 및 열전달 매체인 공기의 유동 형태를 조사하기 위하여 Fig.1과 같은 환기식 3중 유리 집열창을 해석모델로 선택하였다. 외기에 노출된 외부 유리창의 상단 틈새(C)로 부터 유입된 공기가 유리창 사이의 빈공간(S)을 통해 내부로 인도되며, 이 과정에서 유리창 사이를 흐르는 공기는 유리창을 통해 전도되

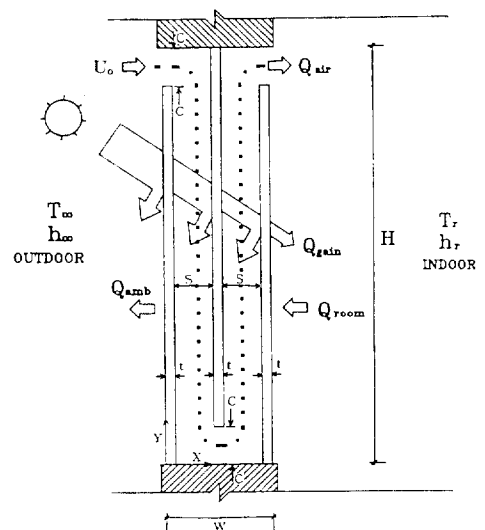


Fig.1 Schematic diagram of a triple-glazed airflow window

는 열 또는 태양 복사열에 의해 유리창이 흡수한 열 에너지를 회수하여 외기에 비해 상대적으로 높은 온도로 상승되어 실내로 유입된다. 본 연구에서 환기식 집열창시스템의 상·하단면은 단열상태로 가정하였으며, 실내 및 외기와 접한 내·외부 유리창의 수직면 온도는 대류 경계조건을 적용하였다. 이는 유리창의 표면부근에서 얇은 열경계층이 존재하여 유리창의 표면 열전달 현상이 일어나기 때문이다. 한편 태양에 노출된 환기식 집열창은 태양열의 일부를 흡수하여 그 열을 방출하는 일종의 발열체(heat source)로 고려하였다.

2.2 기본방정식 및 경계조건

본 해석모델은 강제 및 자연대류를 고려한 혼합 대류 열전달문제로서 환기식 집열창에 대한 실제적인 물리현상을 기술하는 일반방정식을 다음과 같은 가정하에 단순화 시킨다.

- 1) 액체는 비압축성, Newton유체로서 2차원 정상상태의 층류유동이다.
- 2) 부력항의 온도차에 의한 밀도변화를 제외하고 액체의 모든 물성치는 일정하다.
- 3) 에너지방정식에서 유체마찰로 인한 점성소산(viscous dissipation)을 무시한다.

해석에 일반성을 부여하고 시스템을 지배하는 변수의 영향을 정량적으로 고찰하기 위하여 다음과 같은 무차원 변수를 도입한다.

$$x = \frac{X}{H}, y = \frac{Y}{H}, u = \frac{U}{U_0}, v = \frac{V}{U_0}$$

$$p = \frac{P}{\rho U_0^2}, \theta = \frac{T - T_\infty}{T_i - T_\infty}, Re = \frac{U_0(2C)}{\nu_i}, Pr = \frac{\nu_i}{\alpha} \quad (1)$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_i - T_\infty)H^3}{\nu_i^2}, Pe = Re \cdot Pr, Ns = \frac{q \cdot H^2}{k(T_i - T_\infty)}$$

$$\sigma = \frac{2C}{H}, k^* = \frac{k_s}{k_i}, C^* = \frac{(\rho C_p)_s}{(\rho C_p)_i}, \nu^* = \frac{\nu_s}{\nu_i}$$

여기서 U, V 는 각각 X, Y 방향의 속도성분이며, U_0 는 집열창 입구틈새에서의 공기유속이다. 또한 C 는 입구틈새이며, H 는 집열창의 높이이다. P, T, ρ, g 는 각각 압력, 온도, 밀도, 중력가속도이고 $\alpha,$

β, k, C_p, ν 는 각각 열확산계수, 열팽창계수, 열전도율, 비열, 동점성계수 그리고 하첨자 s, f, r, ∞ 는 각각 유리, 공기, 실내 및 실외를 나타낸다. q 는 유리의 단위 체적당 태양열 흡수열량, 그리고 σ 는 무차원 틈새로서 환기식 집열창의 기하학적 형상을 나타내며, Ns 는 태양열로부터 집열창의 유리가 흡수하는 열량을 나타내는 무차원수이다. Re 는 Reynolds수, Pr 은 Prandtl수, Gr 은 Grashof수이며, 그리고 Pe 는 Peclet수로서 대류에 대한 확산강도의 비이다.

본 연구의 해석모델은 고체(유리창)와 유체(유입공기)가 하나의 계산영역에서 공존하므로 고체에서의 열전도 및 유체에서 전도와 대류가 모두 고려된 혼합 열전달(conjugate heat transfer) 문제이다. 이러한 문제는 각 상(phase)에 대한 기본방정식이 동시에 풀려져야 하며, 또한 고체와 유체사이의 경계면(solid-fluid interface)에서 적절한 조화가 이루어져야 한다. 따라서 수치계산은 유체와 고체영역을 모두 포함하는 계산영역에서 행하여야 하며, 기본방정식은 하나의 공동된 형태의 방정식으로 표시되어야 한다.

상기 식(1)의 무차원 변수를 이용하여 2차원 정상상태에서의 기본방정식을 무차원화하면 다음 식과 같이 표시된다. 즉,

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

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

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

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

식(3) 및 식(4)에서 ν^* 는 공기(유체)에 대한 유리(고체)의 점성계수의 비로서 공기인 경우는 1

이며, 수치계산시 유리창인 경우는 고체로 취급하도록 $\nu \cdot \sigma / Re$ 값을 10^5 또는 10^6 정도로 아주 큰 값으로 둔다.⁽⁹⁾ 상기 식들에서 표시된 $f(\Omega)$ 는 스텝함수로서 유리창을 제외한 모든 해석영역에서 0으로 주어진다. 즉

$$f(\Omega) = \begin{cases} 1, & \Omega = \text{유리창} \\ 0, & \Omega = \text{공기} \end{cases}$$

k^* 및 C^* 는 각각 공기에 대한 유리의 열전도 및 열용량의 비로서 공기영역에서는 1이며, 유리 영역에서는 속도가 0이므로 이에 대한 영향이 제거되기 때문에 유체영역에서와 같이 1로 두면 된다. 그러나 k^* 값은 유리의 물성치에 의존하므로 유리영역에서는 실제값, 즉 k/k_f 를 사용해야 한다.⁽⁹⁾

경계조건은 실내 및 실외와 접한 유리창면에서 대류경계조건을 적용하며, 각 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 만족하도록 한다. 식(1)의 무차원 변수를 이용하여 경계조건을 무차원화하면 다음과 같다.

(1) 속도 경계조건

- 모든 유리창면과 상·하부벽면 : $u = 0, v = 0$
- 외부 유리창 상부 틈새 입구 : $u = 1$ (6)

(2) 온도 경계조건

- 상·하부벽면 : $\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
- 내부 유리창면 : $\frac{Nu_r}{k^*}(\theta_s - 1) = -\frac{\partial \theta_s}{\partial x}$ (7)
- 외부 유리창면 : $\frac{Nu_\infty}{k^*}\theta_s = \frac{\partial \theta_s}{\partial x}$
- 외부 유리창 상부 틈새 입구 : $\theta = 0$

여기서 Nu_r 및 Nu_∞ 는 각각 실내 및 실외 유리창 벽면의 Nusselt 수로서 다음과 같이 정의된다.

환기식 3중 집열창 내부의 고체(유리) 및 유체(공기)간의 경계면(interface)에서는 다음과 같은 온도 경계조건이 만족되어야 한다. 즉

$$\begin{aligned} \theta_r &= \theta_s \\ k \frac{\partial \theta_r}{\partial n} &= k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial n} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 n 은 고체와 액체의 계면을 정의하는 곡선에서의 단위 법선벡터를 나타낸다.

2.3 집열창의 에너지 균형식

환기식 3중 집열창에서 열유속은 태양열을 각 유리창이 흡수한 열량(Q_{gan}), 외부 유리창을 통해 외기로 방출된 열량(Q_{amb}), 내부 유리창이 실내로 부터 흡수 또는 방출한 열량(Q_{room}), 외부공기가 유리창 통로를 통과하는 과정에서 획득한 열량(Q_{air}) 등으로 나눌 수 있다. 따라서 정상상태에 대한 에너지 균형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

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

여기서

$$\begin{aligned} Q_{gan} &= (q_1 - q_2 + q_3)H \cdot t \\ Q_{amb} &= -h_\infty \cdot (H - C)(T_{s|x=0} - T_\infty) \\ Q_{room} &= -h_r \cdot (H - C)(T_{s|x=w} - T_r) \\ Q_{air} &= -\dot{m}C_p C \{ (T_{out})_b - T_\infty \} \end{aligned} \quad (11)$$

이다. $(T_{out})_b$ 은 환기식 3중집열창의 출구(실내쪽)에서의 공기의 겉보기 온도(bulk temperature)이다. q_1, q_2 및 q_3 은 환기식 집열창에 입사된 태양열을 각 유리창이 흡수한 단위 체적당 열량(q)의 하첨자 1, 2, 3은 각각 외부, 중간, 내부 유리창을 나타냄을 나타내는 것으로서

$$\begin{aligned} q_1 &= (I/t) \cdot A_{3(1)} \\ q_2 &= (I/t) \cdot A_{3(2)} \\ q_3 &= (I/t) \cdot A_{3(3)} \end{aligned} \quad (12)$$

로 표시할 수 있다. 여기서 하첨자 3은 각 유리창을 하나의 층으로 생각할 때 집열창이 3개의 층으로 되어 있다는 뜻이며, 하첨자 (1), (2), (3)은 각각 실외측 유리창, 중간 유리창, 실내측 유리창을 나타낸다. 그리고 I_t 는 환기식 집열창 시스템으로 투사되는 수직면 일사량이며, $A_{3(1)}, A_{3(2)}, A_{3(3)}$ 은 각 유리창의 흡수율(absorptivity)이다. 여러층으로 되어 있는 유리창의 전체 반사율(reflectivity), 전체 투과율(transmissivity) 및 각 층의 흡수율을 구하기 위하여 Net Radiation Method^(10,11)를 사용하였으며 최종식은 다음과 같이 표시된다.

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

여기서

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

이다. $T_{(m)}$ 과 $R_{(m)}$ 은 각각 m 층 유리창에 대한 총 투과율과 반사율이며, $A_{(m)}$ 은 m 번째 층의 총 흡수율이다. T_m , R_m 및 A_m 은 각각 m 번째 층의 투과율, 반사율 및 흡수율이다.

본 연구에서 사용된 유리창(6mm)의 흡수율, 반사율, 투과율은 각각 0.139, 0.789, 0.072이며, 상기 식(13) 및 식(14)로 각 층의 흡수율을 계산하면 외부유리창 [$A_{(1)}$]=0.152, 중간유리창 [$A_{(2)}$]=0.117, 내부 유리창 [$A_{(3)}$]=0.088으로 나타난다.

식(11)에서 외기에 접해 있는 창 표면에서의 강제대류 열전달계수인 h_{∞} 는 여러가지 풍속(wind velocity)에 대해 McAdams⁽¹²⁾가 제시한 실험식인 식(15)을 사용하였으며, 내부 유리창 표면에서 자연대류로 인한 열전달계수 h_r 는 ASHRAE⁽¹³⁾에서 주어진 실험식인 식(16)을 사용하였다.

$$h_{\infty} = 5.7 + 3.8U_0 \tag{15}$$

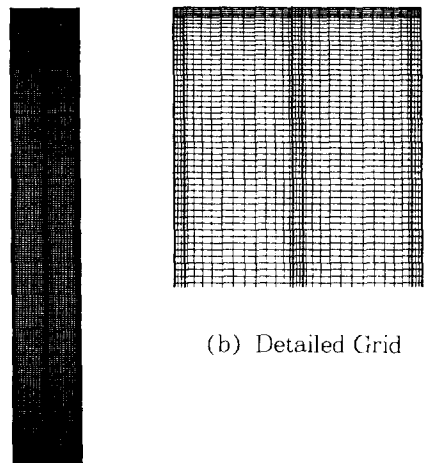
$$h_r = 0.59 \times (Gr \cdot Pr)^{0.25 \times (k_r/11)} \tag{16}$$

여기서 U_0 은 집열창 입구에서 속도(m/s)이며, k_r 는 공기의 열전도율이다.

2.4 수치계산 방법

본 연구에서 종속변수의 계산은 Patankar⁽¹⁴⁾가 제시한 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 수행하였다. 수치계산시 해를 안정되게 수렴시키기 위해 하향이완계수를 사용하였으며, 이완계수는 운동량방정식의 경우에는 0.4, 에너지방정식과 압력보정방정식의 경우에는 0.8를 사용하였다. 본 해석에서 계산영역은 30×252개의 체어체적으로 나

누었으며, 이를 기준으로 종횡비에 따라 x 방향의 격자수를 약간씩 증감시켜 계산하였고, 유리창 폭(1)에서의 격자수는 4~6개를, 유리창 틈새(C)에서의 격자수는 7~12개로 변화시켰다. 각 유리창 벽면 부근에서는 물리적 현상(온도, 압력 등)의 급격한 변화로 인하여 격자 간격을 일정하게 하였을 경우에는 수렴이 어렵거나 발산하는 결과가 나타났으며, 이를 위하여 Fig.2에 나타난 바와 같이 유리창의 부근에서는 체어체적의 분포를 상대적으로 조밀하게 설정하였다. 즉 여러가지 격자 크기에 대해 시험한 결과 수렴성은 y 방향보다는 x 방향의 격자 크기에 더 의존적인 것으로 나타났으며, 그 결과 y 방향의 격자 크기는 y^2 의 비율로 증가시키고, x 방향의 격자 크기는 x^2 에서 x^2 정도의 비율로 변화시켰다. 본 계산에서 수렴의 판정은 연속방정식의 수렴여부를 결정하는 질량생성항(SIMPLE 알고리즘의 차분화 과정에서 만들어진 항)⁽¹⁴⁾이 1.0×10^{-6} 이하이고, 각 격자점에서 무차원 종속변수의 최대변화가 속도의 경우에 1.0×10^{-4} 이하, 온도의 경우에 1.0×10^{-5} 이하가 되도록 하였다. 해가 수렴되기까지의 반복계산 횟수는 여러가지 매개변수(종횡비, 일사량, 격자수 등)에 따라 약간의 차이가 있었지만 약 1500~2000회 정도였다.



(a) Global Grid

(b) Detailed Grid

Fig.2 Computational grid of the triple-glazed airflow window($W/H=0.15$)

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 수치해석의 타당성

본 수치계산에서 사용된 각 매개변수는 Table 1 ~ Table 3에 주어진 바와 같으며, 여기서 집열창에 입사되는 수직면 태양 일사량(I_1)은 겨울철 낮시간대의 평균 일사량(400W/m^2)과 일사량이 거의 없는 흐린날(10W/m^2), 즉 2가지 경우에 대하여 고려하였다.

본 연구에서는 수치해의 타당성을 검토하기 위하여 식(10)에 나타난 에너지 균형식의 결과를 비교하였다. Fig.3은 $W/H=0.05$ 인 경우에 대해 환기량 변화(Re)에 따른 각 열전달 성분의 분포도를 $I_1=10\text{W/m}^2$ 및 $I_1=400\text{W/m}^2$ 인 경우에 대하여 나타낸 것이다. Fig.3에서 Exact 값은 에너지 균형이 이루어진 상태에서의 값($Q_{\text{room}} + Q_{\text{amb}} + Q_{\text{air}} + Q_{\text{gain}} = 0$)을 나타내며, 이 그림에서는 유리창이 흡수한 열량(Q_{gain})으로 무차원화되었으므로 -1.0 이

된다. Fig.3(a)의 경우는 일사량이 거의 없기 때문에 실내로의 열손실($Q_{\text{room}}/Q_{\text{gain}}$)은 없고 오히려 실내로부터 열을 받아들이는 현상을 나타낸다. 이 경우에 외기 열손실은 환기량이 작은 범위($Re=300$ 이하)에서 자연대류의 영향으로 인한 열손실 구배가 나타나며, 그 이상에서는 거의 일정한 값을 보인다. 한편 외기가 유리창을 통과하는 동안 획득한 열량($Q_{\text{air}}/Q_{\text{gain}}$)과 실내로부터 방출된 열량($Q_{\text{room}}/Q_{\text{gain}}$)은 $Re=300$ 이상에서 -1.0 을 중심으로 거의 대칭에 가까운 형태로 변화하는 것으로 나타난다. 그림에서 무차원화 된 각 열전달 성분의 합($Q_{\text{room}} + Q_{\text{amb}} + Q_{\text{air}}/Q_{\text{gain}}$)은 -1.0 인데, 계산결과와 실제 값을 비교한 결과 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 반면에 Fig.3(b)의 경우는 일사량이 비교적 크기 때문에 제어체적내에서 집열된 태양에너지가 그 바깥으로 빠져 나가기 때문에 대부분 $(-)$ 값을 갖는다. 그림에서 실내로의 열손실($Q_{\text{room}}/Q_{\text{gain}}$)과 외기 열손실($Q_{\text{amb}}/Q_{\text{gain}}$)은 서로 같은 경향을 보이며 거의 평행한 선을 나타낸다. 그러나 실내로의 열손실은 환기량이 증가함에 따라 감소하나, $Re=300$ 이상의 영역에서는 유입공기의 온도가 낮아짐에 따라

Table 1 Thermophysical properties of air and glass

	Air	Glass
Conductivity, k [W/m.C]	0.025	0.756
Density, ρ [kg/m ³]	1.240	2550
Specific Heat, C_p [J/kg.C]	1005	754
Kinematic Viscosity, ν [m ² /s]	1.414×10^{-5}	-
Prandtl Number, Pr	0.712	-
Absorptivity, A	-	0.139
Reflectivity, R	-	0.789
Transmissivity, T	-	0.072

Table 3 Specifications of the triple-glazed airflow window used in calculation

	Aspect Ratio(W/H)				
	0.03	0.04	0.05	0.10	0.15
Width, W [m]	0.027	0.036	0.045	0.09	0.135
Height, H [m]	0.09	0.09	0.09	0.09	0.09
Space, S [m]	0.0045	0.009	0.0135	0.036	0.0585
Thickness, t [m]	0.006	0.006	0.006	0.006	0.006
Clearance, C [m]	0.005	0.005	0.005	0.005	0.005

Table 2 Numerical conditions of the triple-glazed airflow window

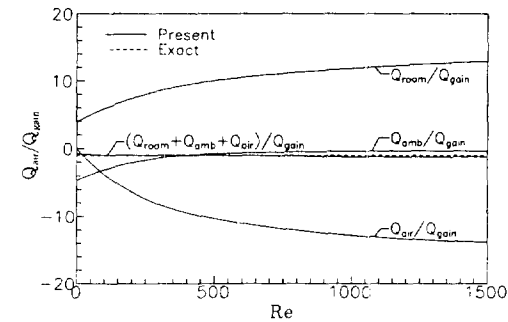
	Reynolds Number				
	100	300	600	1000	1500
Inlet Velocity, U_0 [m/s]	0.1414	0.4242	0.8484	1.414	2.121
Room Temperature, T_r [°C]	22				
Ambient Temperature, T_∞ [°C]	-1.2				
Solar Insolation, I_1 [W/m ²]	10, 400				

반대로 실내로부터의 열 획득이 증가하는 경향을 보인다. 한편 외기가 유리창을 통과하는 동안 공기가 획득한 열량(Q_{air}/Q_{gain})은 환기량이 많을수록 대류열전달계수의 증가로 말미암아 실내로부터의 열손실 값과 비교적 대칭에 가까운 형태로 증가하는 것으로 나타난다. 이 그림의 경우에도 무차원화된 각 열전달 성분의 합은 -1.0 인데, 계산결과와 실제값을 비교한 결과 서로 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

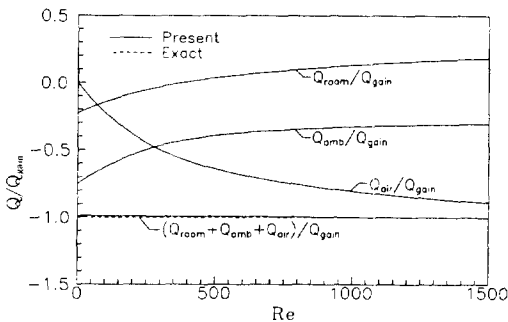
3.2 유동장 및 온도장

Fig.4와 Fig.5는 환기식 3중 집열창의 환기량(Re), 즉 $Re=300$ 이고, $I_t=10 W/m^2$ 인 경우에 집열창의 높이에 대한 너비의 비(W/H)가 0.03, 0.04, 0.05, 0.1, 0.15인 경우에 대한 유동장 및 속도벡터장을 각각 나타낸 것이며, Fig.6은 이 경우에

대한 온도장을 나타낸 것이다. 그림에서 유동장 및 속도벡터장을 살펴보면 W/H 가 0.03 및 0.04인 경우에는 미소한 재순환 유동(recirculation flow)이 발생하나 부력에 의한 순환유동은 거의 나타나지 않고 유동통로를 따라 비교적 균일한 흐름을 나타내는 것을 알 수 있다. 속도장에서 보면 W/H 가 작을수록 속도벡터가 크게 되는데, 이는 동일한 Reynolds수에 대하여 계산한 결과에 기인하며, 온도장은 W/H 가 작을수록 온도구배가 상대적으로 심하게 나타난다. 따라서 W/H 가 작을수록 외부 유리창면 부근의 질량유속과 온도구배가 비교적 크기 때문에 외기 열손실이 클 것으로 예상된다. 그러나 W/H 가 0.05인 경우에는 실외에 인접한 유리창 공간(외부 유리창 공간)에서 외부 유리창면 부근의 유선 강도가 급격히 줄어들며, 온도장에서 온도구배가 점차 약해지는 경향을 나타낸다. 한편 W/H 가 0.1과 0.15인 경우에는 집열창 입구 부근과 중간



(a) $I_t=10W/m^2$



(b) $I_t=400W/m^2$

Fig.3 Comparison of calculated heat fluxes with exact ones for $W/H=0.05$

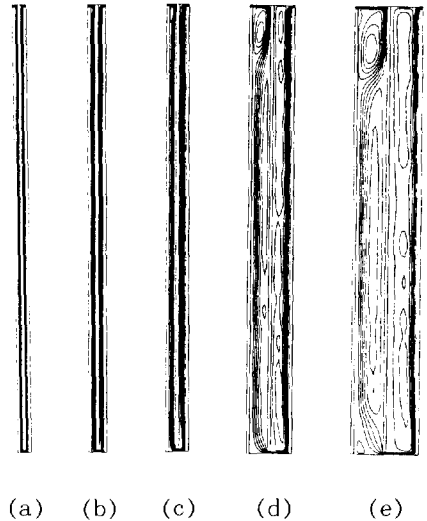


Fig.4 Streamlines for $I_t=10W/m^2$ and $Re=300$ at various aspect ratios; (a) $W/H=0.03(\Psi_{max}=0.0056, \Psi_{min}=-0.0002)$, (b) $W/H=0.04(\Psi_{max}=0.0057, \Psi_{min}=-0.0003)$, (c) $W/H=0.05(\Psi_{max}=0.0063, \Psi_{min}=-0.0007)$, (d) $W/H=0.1(\Psi_{max}=0.0080, \Psi_{min}=-0.0033)$, (e) $W/H=0.15(\Psi_{max}=0.0092, \Psi_{min}=-0.0054)$

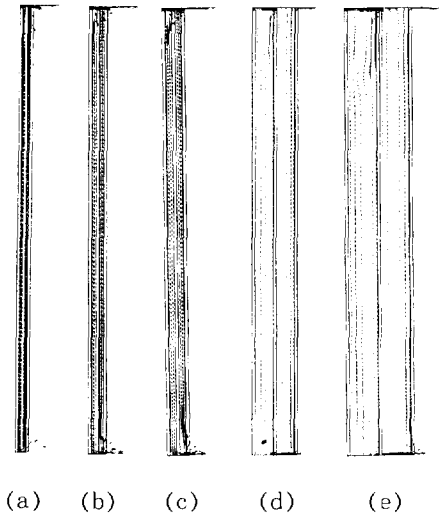


Fig.5 Velocity vectors for $I_s=10W/m^2$ and $Re=300$ at various aspect ratios; (a) $W/H=0.03$, (b) $W/H=0.04$, (c) $W/H=0.05$, (d) $W/H=0.1$, (e) $W/H=0.15$



Fig.6 Isotherms for $I_s=10W/m^2$ and $Re=300$ at various aspect ratios; (a) $W/H=0.03$ ($\theta_{max}=0.517, \theta_{min}=0$), (b) $W/H=0.04$ ($\theta_{max}=0.601, \theta_{min}=0$), (c) $W/H=0.05$ ($\theta_{max}=0.636, \theta_{min}=0$), (d) $W/H=0.1$ ($\theta_{max}=0.640, \theta_{min}=0$), (e) $W/H=0.15$ ($\theta_{max}=0.640, \theta_{min}=0$)

유리창 부근에서 재순환 유동이 생성되어 찬 외기가 주로 외부 유리창면 부근을 통과함으로써 열손실을 크게 줄여주는 결과를 가져온다. 이러한 결과는 외부 유리창 공간에서 나타난 온도장을 살펴보면 알 수 있는데, 즉 이곳의 온도구배는 아주 약하게 나타난다.

3.3 밀폐된 3중 집열창

본 연구에서는 순수 자연대류에 의한 유리창, 즉 밀폐된 3중 유리창에 대한 계산을 필요로 하는데, 이는 환기식 집열창을 수치해석함에 있어서 그 기준으로 삼을 수 있기 때문이다. 먼저 밀폐된 3중 집열창의 열전달 특성을 알기 위하여 대표적으로 $W/H=0.1$ 인 집열창에 대한 유동장 및 온도장을 Fig.7에 나타내었다. Fig.7(a)는 $I_s=10W/m^2$ 인 경우에 대한 것으로 태양열에 의한 영향이 별로 없기 때문에 외부 및 내부 유리창 공간에서의 온도장은 가운데 유리를 중심으로 180° 회전시킨 모양과 유사하게 나타나며, 비슷한 강도의 셀이 반시계방향으로 형성됨을 알 수 있다. 한편 Fig.7(b)는 $I_s=400W/m^2$ 인 경우에 대한 유동장 및 온도장으로 외기에 노출된 외부 유리창 공간에서 두 유리간의 온도차가 크기 때문에 주로 자연대류의 영향으로 인한 반시계방향의 강한 셀이 형성되나, 내부 유리창 공간에서는 전체적으로 강도가 약하고 상단부에서는 가운데 유리의 온도가 실내온도보다 높기 때문에 반대로 시계방향의 셀이 형성됨을 관찰할 수 있다.

Fig.8은 밀폐된 3중 집열창의 유리 간격(W/H) 변화에 따른 외기 열손실을 일사량이 $10W/m^2$ 및 $400W/m^2$ 인 경우에 대하여 나타낸 것이다. 일반적으로 외기 열손실(절대값)은 $I_s=400W/m^2$ 인 경우가 $I_s=10W/m^2$ 인 경우보다 더 크게 나타난다. 그러나 W/H 가 0.05(유리 간격은 13.5mm임) 이하에서는 두 경우 모두 W/H 가 증가할수록 감소하는 경향을 보이나 그 이상의 범위에서는 그 감소 폭이 거의 없는 것으로 나타난다. 따라서 본 연구의 주어진 조건하에서는 밀폐된 3중 집열창의 유리간격을 대략 0.045~0.05 정도로 하는 것이 가장 적절한 것으로 판단된다. 한편 밀폐된 3중 집열창에서 일사량이 $400W/m^2$ 인 경우와 $10W/m^2$ 인 경우에 유

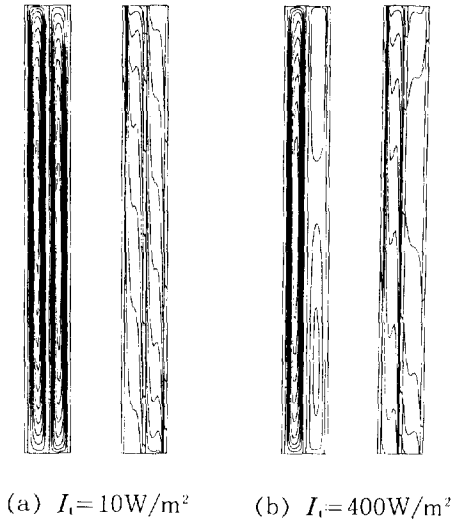


Fig.7 Streamlines and isotherms of the enclosed triple-glazed window for $W/H=0.1$; (a) $\Psi_{max}=0.0089$, $\Psi_{min}=0$, $\theta_{max}=0.925$, $\theta_{min}=0$, (b) $\Psi_{max}=0.0134$, $\Psi_{min}=-0.0017$, $\theta_{max}=1.979$, $\theta_{min}=0$

리간격 변화에 따른 외기 열손실의 경향이 상호 유사하게 나타나는데, 이는 외기에 노출된 외부 유리창 공간에서의 공기유동 패턴이 유사하게 나타나기 때문에 나온 결과로 판단된다.

3.4 유리간격 변화에 따른 영향

Fig.9(a)는 환기식 3중 집열창의 무차원 유리간격(W/H) 변화에 따른 외기 열손실을 $I_t=10W/m^2$ 인 경우에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 외기 열손실은 $W/H=0.05$ 이하인 영역에서 W/H 가 커질수록 급격히 감소하는 경향을 보이며, 그 이상의 범위에서는 감소 폭이 작아지거나 거의 일정한 값을 나타낸다. 이러한 경향은 Reynolds수가 작을수록 현저하게 나타나고, Reynolds수가 큰 경우 ($Re=1500$)에는 유리간격, 즉 W/H 의 변화에 대한 영향이 아주 작게 나타난다. 특히 유리간격, $W/H=0.05$ 이상의 영역에서는 Reynolds수가 600, 1000, 1500에서 외기 열손실이 거의 유사하게 나타나 Reynolds수를 증가시켜도 외기 열손실이 더 이상 감소되지 않는 것으로 예측할 수 있다. 그리고

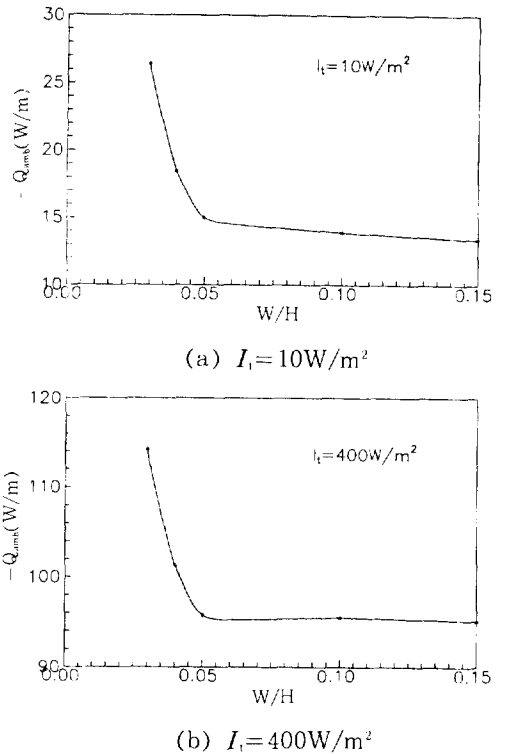
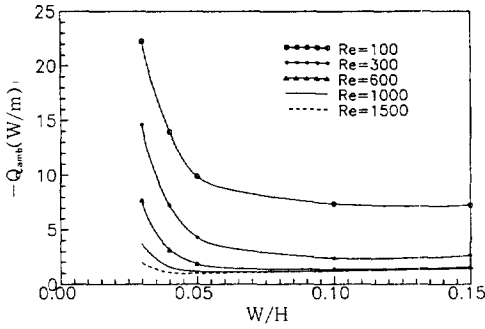


Fig.8 Effect of pane spacing on the ambient heat loss of the enclosed triple-glazed window

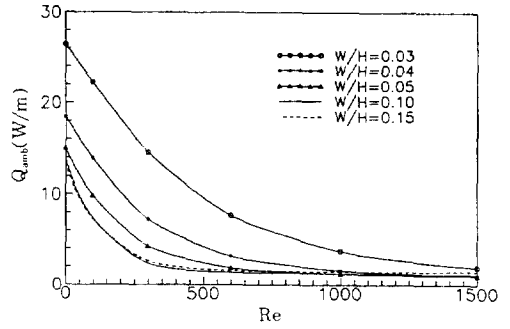
Reynolds수가 큰 경우에는 $W/H=0.05$ 이상의 영역에서 유리간격이 커질수록 외기 열손실이 다소 증가하는 경향을 보이는데, 이는 유리간격이 커질수록 유리창 공간내에서 2차 유동이 조금씩 성장함에 따른 결과로 판단된다. Fig.9(b)는 무차원 유리간격 변화에 따른 외기 열손실을 $I_t=400W/m^2$ 인 경우에 대하여 나타낸 것이다. 이 경우에 나타난 외기 열손실의 경향은 기본적으로 $I_t=10W/m^2$ 인 경우와 유사하다. 그러나 그림에서 보면 외기 열손실은 $I_t=10W/m^2$ 인 경우보다 변화가 완만한 것으로 보이나, 실제 변화량은 $I_t=10W/m^2$ 인 경우보다 약간 상회하는 것을 알 수 있다.

3.5 환기량 변화에 따른 영향

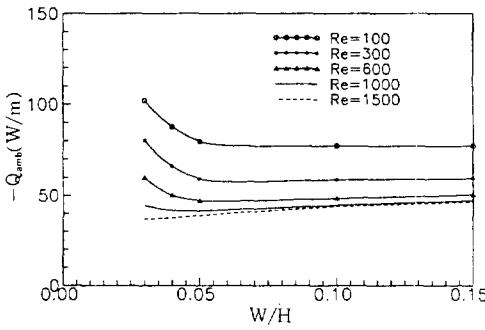
환기식 집열창에서 환기량은 중요한 요소의 하나이다. 일반적으로 건물의 용도 및 종류에 따라 그



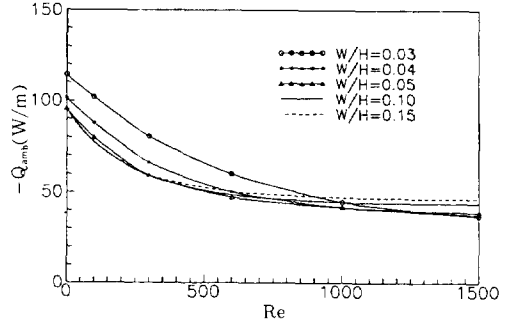
(a) $I_i = 10 \text{ W/m}^2$



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



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



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

Fig.9 Effect of Reynolds number on the ambient heat loss of the triple-glazed airflow window.

Fig.10 Effect of pane spacing on the ambient heat loss of the triple-glazed airflow window

건물이 필요로 하는 환기량이 있다. 만일 이를 유리창을 통해 공급한다면 유리창의 가로폭, 유리창 틈새 및 공기의 유속 등이 변수이다. 따라서 유리창의 제원이 정해져 있다면 공기의 유속이 주 변수가 된다. 환기량, 즉 Reynolds수의 변화에 따른 외기 열손실을 살펴보면 Fig.10과 같다. 그림에서 $Re=0$ 인 경우는 $Re \rightarrow 0$ 인 조건으로서 밀폐된 3중 집열창의 수치해석결과와 동일한 값을 나타낸다. Fig.10(a)는 $I_i = 10 \text{ W/m}^2$ 인 경우에 대한 Reynolds수의 변화에 따른 외기 열손실을 나타낸 것으로 일반적으로 외기 열손실은 유리간격, 즉 W/H 가 작을수록 보다 크고 Reynolds수가 증가함에 따라 현저하게 감소한다. 그러나 외기 열손실은 $W/H=0.1$ 이상의 값에서 Reynolds수의 변화에 따라 거의 변화가 없이 비슷한 값을 나타낸다. 이러한 경향은 Fig.10(b)에서 알 수 있듯이 $I_i = 400 \text{ W/m}^2$ 인 경우

에도 유사하게 나타난다. 그러나 이 경우에는 Reynolds수가 점차 증가하면 W/H 가 클수록 외기 열손실이 반대로 증가하는 경향을 보인다.

일반적으로 환기량이 많은 경우에는 보다 낮은 온도의 외기가 실내로 공급되므로 일정한 실내온도의 유지를 위해서는 공조기를 사용함으로써 보다 많은 열에너지의 보충이 필요하다. 지금까지 나타난 결과로부터 최적의 유리간격이 $W/H \approx 0.05$ 이라고 한다면, Reynolds수, 즉 환기량이 어느 정도가 가장 효과적인가를 조사해 볼 필요가 있다. 환기로 인한 열손실을 외부 공기가 집열창의 통로를 지나가는 동안 유리가 흡수한 태양열 및 실내로부터의 열을 빼앗기 때문에 이를 모두 시스템의 열손실로 간주할 수 있으며, 따라서 환기 열손실을 고려한 환기식 집열창의 총 열손실 $Q_{amb,v}$ 는 다음과 같이 표시할 수 있다.

Table 4 Total heat losses of the triple-glazed airflow window and the enclosed triple-glazed window ($W/H=0.05$)

(Unit : W/m)

I_t [W/m ²]	Type of Window	Reynolds Number				
		100	300	600	1000	1500
10	Enclosed Triple-glazed	35.4	76.3	137.6	219.4	321.6
	Triple-glazed Airflow	30.3	65.6	124.5	205.6	307.6
400	Enclosed Triple-glazed	116.2	157.1	218.4	300.1	402.3
	Triple-glazed Airflow	100.2	120.7	169.9	246.0	345.5

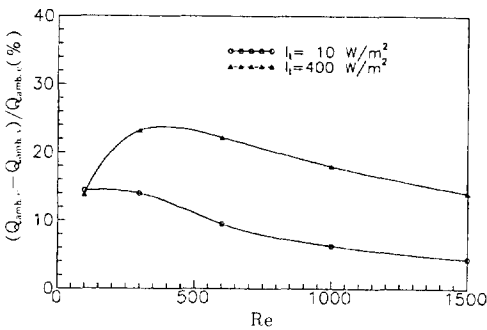


Fig.11 Effect of ventilation rate on the total heat losses of the triple-glazed airflow window and the enclosed triple-glazed window for $I_t=10W/m^2$ and $400W/m^2$ ($W/H=0.05$)

$$Q_{amb, v} = Q_{amb} + \dot{m} C_p C (T_i - T_{\infty}) \quad (17)$$

식(17)은 환기식 집열창과 동일한 환기량 조건하에서 밀폐된 3중 집열창의 총 열손실은 외기를 예열시키지 않고 직접 도입하는 경우에도 사용이 가능하다. Table 4는 주어진 일사량 및 외기 조건하에서 유리 간격, 즉 $W/H=0.05$ 인 경우에 외기 열손실과 환기로 인한 열손실을 합한 유리창의 총 열손실을 나타낸다. Fig.11은 이와같은 조건하에서 환기 효과를 고려한 밀폐된 3중 집열창의 총 열손실($Q_{amb, e}$)에 대한 밀폐된 3중 집열창의 총 열손실과 환기식 3중 집열창의 총 열손실($Q_{amb, v}$)의 차를 백분율로 나타낸 것이다. 그림에서 $I_t=10W/m^2$ 인 경우에 환기식 3중 집열창의 환기로 인한 열손실은

포함한 총 열손실은 밀폐된 3중 집열창의 경우보다 대략 $Re \geq 300$ 인 영역에서 약 15% 정도 줄일 수 있는 것으로 나타나며, $Re \geq 300$ 의 영역에서는 그 영향이 점차 작아지는 것으로 나타난다. 그러나 $I_t=400W/m^2$ 인 경우에는 환기식 3중 집열창의 환기 열손실을 포함한 총 열손실이 밀폐된 3중 집열창의 경우보다 $Re \approx 300$ 에서 최대 25% 정도 줄일 수 있는 것으로 나타나며, 나머지 영역에서는 그 영향이 점차 작아지는 경향을 보인다. 이러한 현상은 환기 손실을 포함한 총 열손실이 기본적으로 외기 열손실에 의존하기 때문에 나타난 것으로 외기 열손실에 비해 환기 열손실이 커지면 환기식 집열창이 밀폐식 집열창보다 외기 열손실의 감소로 인한 에너지 절감효과는 점차 작아진다. 따라서 본 계산조건하의 환기식 3중 집열창에서 가장 효과적인 환기량은 $Re \approx 300$ 정도인 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 환기 효과를 수반하는 3중 집열창의 열전달 특성을 고찰하기 위하여 집열창에 유입되는 환기량(Re) $100 \leq Re \leq 1500$, 유리간격(W/H) $0.03 \leq W/H \leq 0.15$ 에 대해 태양 일사량(I_t)이 $10W/m^2$ 및 $400W/m^2$ 인 경우에 수치해석하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수치해의 타당성 입증을 위해 유리창이 태양열을 흡수한 열량, 외부 유리창을 통해 외부로 방출된 열량, 내부 유리창이 실내로 부터 흡수 또는 방출한 열량, 외부공기가 유리창 통로를 통과하는 과정에서 획득한 열량등으로 구성된 정상상태에서의

에너지 균형식을 이용하여 검토한 결과, 수치해는 이론해와 거의 일치함을 알 수 있었다.

2) 본 연구와 관련하여 밀폐된 3중 집열창에 대한 수치계산을 행하였으며, 그 결과 외기 열손실은 일사량에 관계없이 주어진 계산조건하에서 집열창의 높이에 대한 너비의 비(W/H)가 0.05 이하인 영역에서 W/H 가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보이나, $W/H \approx 0.05$ 이상에서는 거의 큰 변화를 보이지 않는다.

3) 환기식 3중 집열창의 경우에 외기 열손실은 밀폐된 3중 집열창과 마찬가지로 $W/H \approx 0.05$ 이하의 영역에서 W/H 가 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 그러나 이러한 경향은 환기량, 즉 Reynolds수가 커질수록 현저하게 작아지는 것으로 나타난다.

4) 환기식 3중 집열창에서 $W/H \approx 0.05$ 가 최적의 유리간격이라 한다면, 환기량은 Reynolds수가 300 정도가 가장 효과적인 것으로 나타난다. 그리고 이때 환기식 3중 집열창의 환기 손실을 포함한 총 열손실은 본 계산 조건하에서 밀폐된 3중 집열창의 경우보다 약 15~25% 정도 감소시킬 수 있다.

참고 문헌

- Keller, B., Grether, P. and Brader, K., 1983, "New Window Systems", Proc. 2nd Int. Congress on Building Energy Management, Iowa State University.
- Seppanen, O., "Windows as Cost Effective Solar Collectors", Proc. 6th National Passive Solar Conference, Portland.
- Gabrieleson, J., Maki, H. and Kuusela, L., 1980, "The Econo Building, Cost Effective Energy Design", 7th Int. Congress of Heating and Air Conditioning, Budapest, Hungary, pp.1~11.
- Boehm, R. F. and Bostrom, K., "Testing of Air-Flow Windows for Evaluation and Application", Prepared for the U.S. Department of Energy Under Contact No. W-7405-ENG-48, pp.1~7.
- Brandle, K. and Boehm, R. F., 1980, "Solar Energy Transfer for Using Window Collector", Proceedings of Western Sun 1980 Solar Update, Conf-800995, pp.157~161.
- Inoue, T., Matsuo, Y. and Ibamoto, T., 1985, "Study on Thermal Performance of Ventilation Window", Proc. Int. Symposium on Thermal Application of Solar Energy, Hakone, Japan, pp.7~10.
- Wright, J. L., 1986, "Effective U-Values and Shading Coefficients of Preheat/Supply Air Glazing Systems", Proceedings of the 1986 SESCO Conference, Winnipeg, pp.219~224.
- 김홍제, 양윤섭, 1991, "환기식 집열창의 열적 성능에 관한 수치해석", 대한건축학회 논문집, 제37호, pp.315~325.
- Davalath J. and Bayazitoglu, Y., 1987, "Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks", ASME J. Heat Transfer, Vol. 109, pp.321~328.
- Siegel, R. and Howell, J. R., 1972, *Thermal Radiation Heat Transfer*, McGraw Hill, New York.
- Viskanta, R. and Hirleman, E. D., 1978, "Solar Radiation Transmission and Heat Transfer Through Architectural Windows", in *Energy Conservation in Heating, Cooling, and Ventilating Building*, (C. J. Hogendoorn, N. H. Afgan eds.) Vol. 2, Hemisphere Publishing Corp. Washington.
- McAdams, W. H., 1954, *Heat Transmission (3rd ed.)*, McGraw Hill, New York.
- ASHRAE, 1993, *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corp. Washington.