

선택적 투과성면을 가진 직사각형 밀폐공간에서의 표면복사 및 자연대류해석

Analysis of the Combined Surface Radiation-Natural Convection in a
Rectangular Enclosure with a Selectively Transparent Wall

박 대 성* 이 택 식** 이 준 식**
D. S. Park T. S. Lee J. S. Lee

ABSTRACT

A numerical study has been conducted on the combined radiation-natural convection heat transfer characteristics in a square cavity with a selectively transparent wall. The fluid in the cavity is assumed to be transparent to the thermal radiation.

The effect of the wall emissivity is mainly considered in view of the temperature and flow fields. The comparison of the radiative heat flux and conductive heat flux variations along the isothermal wall is presented as well.

The results show that the Nusselt number distribution is fairly uniform due to the compensative interaction of the radiation and convection heat transfer.

기 호 설 명

<p>A : 면적</p> <p>d : 유리벽 두께</p> <p>Gr : Grashof 수</p> <p>g : 중력가속도</p> <p>H : 밀폐공간의 높이</p> <p>h : 국소열전달계수</p> <p>\bar{h} : 평균열전달계수</p> <p>J : radiosity</p> <p>K : 형상계수</p> <p>k : 공기의 열전도율</p> <p>L : 밀폐공간의 가로길이</p> <p>Nu : Nusselt 수</p>	<p>Pr : Prandtl 수</p> <p>p : 압력</p> <p>Q_c : 대류에 의한 열유속</p> <p>Q_r : 복사에 의한 열유속</p> <p>Q_t : 총열유속</p> <p>q : 밀폐공간으로 입사되는 복사열유속</p> <p>R : 반사율</p> <p>r : 위치벡터</p> <p>T : 온도</p> <p>T_o : 등온벽면의 온도</p> <p>T_∞ : 주위공기 온도</p> <p>U : x 방향 무차원속도</p> <p>u : x 방향 속도</p> <p>V : y 방향 무차원속도</p>
---	---

* 서울대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

- v : y 방향 속도
- X : 무차원 x 좌표
- x : 수평벽면에서의 좌표
- Y : 무차원 y 좌표
- y : 수직벽면에서의 좌표

<회랍문자>

- α : 열확산계수
- β : 열팽창계수
- ε : 방사율
- θ : 무차원 온도
- ν : 동점성계수
- ρ : 밀도
- σ : Stefan-Boltzmann 상수
- τ : 투과율

<하 첨 자>

- i, j : 벽면번호
- 1 : 벽면 1
- 2 : 벽면 2
- 3 : 벽면 3
- 4 : 벽면 4
- 5 : 벽면 5

1. 서 론

지난 수년간 밀폐공간내에서의 자연대류에 관한 연구는 많이 수행되어 왔으며¹⁻³⁾, 상당한 학문적, 기술적 축적을 이루어왔다. 그러나 용광로, 연소기와 같은 고온의 열시스템설계와 태양열 집열기, 전자식 냉각장치와 같은 저온의 열시스템설계, 그리고 열복사에 대하여 선택적 투과성을 지닌 유리면이 있는 건물 내부에서의 공기조화 등에 있어 복사열전달은 중요하다.

따라서 최근에는 직사각형 밀폐공간에서의 열전달 해석에 있어서 벽면에서의 전도 및 벽면 사이의 복사열전달을 동시에 고려한 연구가 활발히 진행되고 있다. Bratis와 Novotny⁴⁾는 수직 밀폐공간의 경계층 영역에서의 대류와 복사의 상호 연관성에 관하여 연구하였

고 Larson과 Viskanta⁵⁾는 한쪽 측벽이 가열되고 한쪽 측벽은 냉각되며 상하벽은 단열벽을 가지는 직사각형 밀폐공간에서 층류자연대류의 난류로의 천이과정에 대하여 연구하였다. 이들은 복사에 의해 밀폐공간의 벽면과 기체의 온도가 상승하고 유동형태와 이에 따른 대류과정도 상당히 변화하는 것을 발견하였다. Lauriat⁶⁾는 직사각형 밀폐공간내에서 회유체의 열복사가 자연대류에 미치는 영향에 대하여 수치적으로 해석하였다. 그 밖에 Chang, Yang과 Lloyd⁷⁾, Im과 Ahluwalia⁸⁾가 복사 및 자연대류의 상호작용에 의한 열전달 특성을 연구하였다.

본 연구에서는 한 벽면이 열복사에 대하여 선택적 투과성을 가지는 유리면으로 이루어진 정사각형 밀폐공간에서 복사에 대하여 투명한 공기로 채워진 경우 자연대류에 대한 복사열전달의 영향에 대하여 수치해석을 통하여 고찰하였다. 유체가 복사에 관여하지 않는 경우에는 복사열전달은 경계조건을 통하여 자연대류와 연계된다. 자연대류 및 복사열전달에 대한 보존방정식을 무차원화하고 Grashof 수가 10^5 인 경우에 대하여 벽면방사율의 변화에 따른 열전달 특성을 고찰하였다. 모든 벽면은 회색체(gray body)로 가정하였으며 산광방사 및 반사체(diffuse emitter and reflector)로 가정하였다. 유리면은 표면이 매끄러운 경우 경면반사체(specular reflector)이지만 밀폐공간에서 무한히 많은 반사를 통하여 방향성이 상실되므로 유리면도 산광반사면으로 가정하였다.

본 연구에서는 유한차분법을 이용하여 벽면 방사율의 변화에 따른 열흡수량을 계산하였으며 수직벽에서의 Nusselt 수를 구하였다. 아울러 수직벽면을 통하여 전도되는 국소 열유속에 대하여 복사에 의한 열유속과 대류에 의한 열유속의 크기를 비교하였다.

2. 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서 고찰한 문제의 기하학적 형상과 좌표계는 Fig. 1에 도시되어 있다.

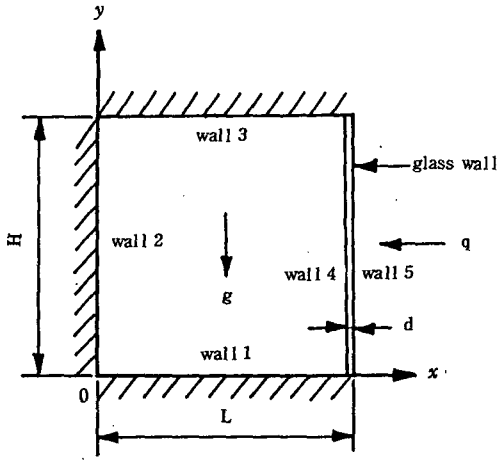


Fig.1 Geometric configuration and coordinate system.

지배방정식은 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식 그리고 복사전달방정식으로 구성되며 표면복사의 경우 복사전달방정식은 에너지방정식과 직접 연계되지 않고 온도경계조건을 통하여 연계된다.

2-1 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식

(1) 연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

(2) 운동량방정식

x 방향

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \dots\dots\dots (2)$$

y 방향

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_o) \dots\dots\dots (3)$$

(3) 에너지방정식

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \dots\dots\dots (4)$$

이 식들에 나타난 기호들에 대하여 기호설

명에서 상술하였다.

2-2 복사전달방정식

표면복사의 경우 net radiation 방법을 generalized zone 해석법에 적용하여 미소면적에서의 에너지평형으로부터 다음과 같은 복사전달방정식을 구할 수 있다.⁹⁾

$$q_i(\mathbf{r}_i) = \frac{\varepsilon_i}{\rho_i} [\sigma T_i^4(\mathbf{r}_i) - J_i(\mathbf{r}_i)] \dots\dots\dots (5)$$

여기서 radiosity J_i 는 다음과 같이 표시된다.

$$J_i(\mathbf{r}_i) = \varepsilon_i \sigma T_i^4(\mathbf{r}_i) + \rho_i G_i(\mathbf{r}_i) \dots\dots\dots (6)$$

또 irradiation G_i 는 다음과 같이 표시된다.

$$G_i(\mathbf{r}_i) = \sum_j \int_{A_j} J_j(\mathbf{r}_j) K(\mathbf{r}_i, \mathbf{r}_j) dA_j \dots\dots\dots (7)$$

여기서 ε_i, ρ_i 는 각각 벽면 i 에서의 방사율과 반사율이다. 또한 \mathbf{r}_i 는 위치벡터, σ 는 Stefan-Boltzmann 상수, K 는 형상계수, A_j 는 벽면 j 의 면적이다.

이를 Fig.1의 각 벽면에 대하여 상술하면 다음과 같다.

$$J_1(x_1) = \varepsilon_1 \sigma T_1^4 + (1 - \varepsilon_1) \left\{ \int_0^H J_2(y_2) K(x_1, y_2) dy_2 + \int_0^L J_3(x_3) K(x_1, x_3) dx_3 + \int_0^H J_4(y_4) K(x_1, y_4) dy_4 \right\} \dots\dots\dots (8)$$

$$J_2(y_2) = \varepsilon_2 \sigma T_2^4 + (1 - \varepsilon_2) \left\{ \int_0^L J_1(x_1) K(y_2, x_1) dx_1 + \int_0^L J_3(x_3) K(y_2, x_3) dx_3 + \int_0^H J_4(y_4) K(y_2, y_4) dy_4 \right\} \dots\dots\dots (9)$$

$$J_3(x_3) = \varepsilon_3 \sigma T_3^4 + (1 - \varepsilon_3) \left\{ \int_0^L J_1(x_1) K(x_3, x_1) dx_1 \right\}$$

$$\begin{aligned}
 & + \int_0^H J_2(y_2) K(x_3, y_2) dy_2 \\
 & + \int_0^H J_4(y_4) K(x_3, y_4) dy_4 \dots\dots (10)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_4(y_4) = & \varepsilon_4 \sigma T_4^4 \\
 & + R_4 \left[\int_0^L J_1(x_1) K(y_4, x_1) dx_1 \right. \\
 & + \int_0^H J_2(y_2) K(y_4, y_2) dy_2 \\
 & \left. + \int_0^L J_3(x_3) K(y_4, x_3) dx_3 \right] + \tau_5 q \quad (11)
 \end{aligned}$$

여기서 R_4, τ_5 는 각각 유리면 4와 5에서의 반사율과 투과율이다.

형상계수 K 는 다음과 같다.

$$K(x_1, y_2) = K(y_2, x_1) = \frac{x_1 y_2}{2(x_1^2 + y_2^2)^{3/2}} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
 K(y_2, x_3) & = K(x_3, y_2) \\
 & = \frac{(H-y_2)x_3}{2[(H-y_2)^2 + x_3^2]^{3/2}} \dots\dots (13)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K(x_1, x_3) & = K(x_3, x_1) \\
 & = \frac{H^2}{2[H^2 + (x_1 - x_3)^2]^{3/2}} \dots (14)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K(x_1, y_4) & = K(y_4, x_1) \\
 & = \frac{(L-x_1)y_4}{2[(L-x_1)^2 + y_4^2]^{3/2}} \dots\dots (15)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K(y_2, y_4) & = K(y_4, y_2) \\
 & = \frac{L^2}{2[L^2 + (y_2 - y_4)^2]^{3/2}} \dots\dots (16)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 K(x_3, y_4) & = K(y_4, x_3) \\
 & = \frac{(L-x_3)(H-y_4)}{2[(L-x_3)^2 + (H-y_4)^2]^{3/2}} (17)
 \end{aligned}$$

2-3 경계조건

(1) 속도에 대한 경계조건
 벽면에서의 모든 속도성분은 점착(no-slip)

조건을 만족한다. 따라서 $x=0, x=L, y=0, y=H$ 에서 $u=v=0$ 이다.

(2) 온도에 대한 경계조건

벽면 1 및 벽면 3을 단일면으로 가정하면 각 벽면에서의 경계조건은

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_1 + J_1 - G_1 = 0 \dots\dots\dots (18)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_3 + G_3 - J_3 = 0 \dots\dots\dots (19)$$

이 되며 벽면 2는 동온조건으로 하였다.

유리면에서 Fig. 2에 도시된 검사체적에 대하여 에너지평형을 고려하면 벽면 4에서의 경계조건은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_4 G_4 + \varepsilon_5 q - (\varepsilon_4 + \varepsilon_5) \sigma T_4^4 - k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_4 \\
 + k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_5 = 0 \dots\dots\dots (20)
 \end{aligned}$$

또한 유리벽의 유측면, 즉 벽면 5에 대해서는 잘 알려진 수직가열판에 대한 자연대류의 해를 적용하였다.¹⁰⁾ 즉 다음과 같다.

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_5 = \bar{h} (T_4 - T_\infty) \dots\dots\dots (21)$$

여기서 \bar{h} 는 평균열전달계수로서 다음으로 주어진다.

$$\bar{h} = \frac{4}{3} h_{y=H} \dots\dots\dots (22)$$

국소열전달계수 h_y 는 다음의 Nusselt 수로부터 구해진다.

$$\begin{aligned}
 Nu_y = \frac{3}{4} \left[\frac{2 Pr}{5(1+2 Pr^{1/2} + 2 Pr)} \right]^{1/4} \\
 \times (Gr_y Pr)^{1/4} \dots\dots\dots (23)
 \end{aligned}$$

여기서 Pr 과 Gr 은 각각 Prandtl 수 및 Grashof 수이다.

3. 수치해석

수치해석을 위한 유한차분식을 유도함에 있어서 계산영역내의 대류 및 확산항을 동시에 고려한 Power-Law방법¹¹⁾을 사용하였으며 격자는 엇물림격자계(staggered grid system)¹¹⁾를 사용하였다. 또한 유동장의 해석에 있어서

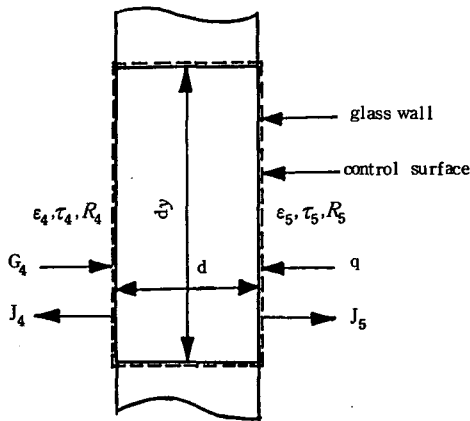


Fig.2 Control volume at the glass wall

는 SIMPLE algorithm¹¹⁾을 사용하였으며 복사전달방정식의 적분항은 Simpson 적분법을 이용하여 적분하였다. 계산은 먼저 주어진 초기조건에 맞는 유동장과 온도장을 계산하고 이로부터 복사열전달량을 구한 다음 경계조건을 만족하는 벽면의 온도를 계산한다. 계산한 벽면의 온도를 이용하여 유동장과 온도장 그리고 복사열전달량을 계산한다. 이러한 과정을 수렴조건이 만족될 때까지 반복 실행한다.

모든 변수의 수렴조건은 다음의 조건으로 하였다.

$$\left| \frac{\phi_{i+1} - \phi_i}{\phi_{i+1}} \right| < 10^{-4} \dots\dots\dots (24)$$

여기서 ϕ_i 는 각 변수의 i 번째 반복계산 값이다. 또한 계산결과의 타당성을 확인하기 위하여 경계벽면을 통하여 전도되는 열전달량을 계산하여 전체적인 에너지평형을 검토하였다. 유리면을 통하여 입사되는 순복사량, 즉, 전체투사량에서 다시 유리면을 통하여 반사, 흡수되어 밖으로 나가는 복사량을 제외한 투사량과 수직벽면을 통하여 전도되는 열전달량을 비교하여 그 상대 크기의 차이가 0.01이 될 때 평형으로 간주하였다.

4. 결과 및 토의

본 연구에서는 Grashof 수가 10^5 인 경우에

대하여 계산을 수행하였으며 밀폐공간내의 유체는 Prandtl수가 0.7인 공기이다. 계산에 사용한 물성치 및 온도범위 등은 Table 1에 나타난 바와 같다.

Table 1 계산에 사용한 변수들의 값

변 수	값	변 수	값
T_o	400 K	ϵ_5	0.05
q	1,600 W/m	τ_4	0.0
H, L	0.1 m	τ_5	0.9
d	0.01 m	R_4	0.2
ϵ_4	0.8	R_5	0.05

벽면 1, 2, 3의 방사율은 같다고 가정하였으며 벽면방사율이 0.01, 0.05, 0.1, 0.5, 1.0인 경우에 대하여 해석하여 벽면에서의 복사가 자연대류에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 계산결과는 아래와 같이 무차원화한 양으로 나타내었다.

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{H}, \theta = \frac{T}{T_o}, U = \frac{uL}{\nu}, V = \frac{vL}{\nu} \dots\dots\dots (25)$$

Fig. 3과 Fig. 4에 벽면방사율의 변화에 따른 밀폐공간의 중심을 통과하는 단면들에서의 X방향 속도분포와 Y방향 속도분포를 각각 나타내었다. 벽면방사율이 증가함에 따라 복사열전달의 영향으로 열경계층의 두께가 증가하

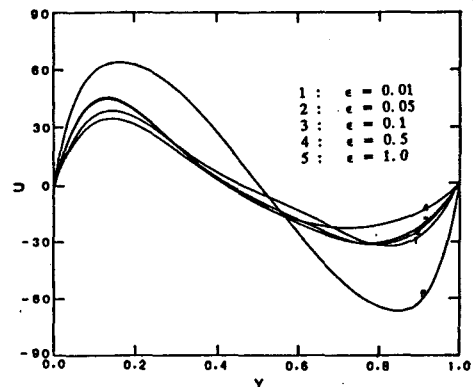


Fig.3 Horizontal velocity profiles at X=0.5

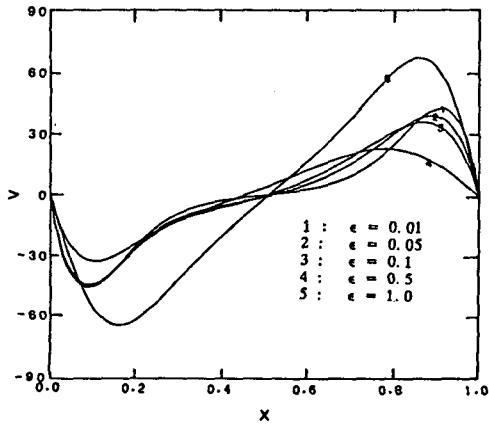


Fig. 4 Vertical velocity profiles at $Y=0.5$

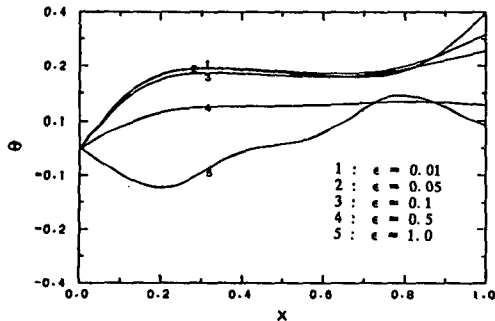


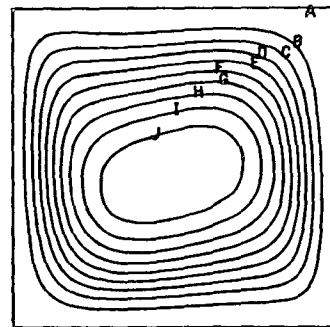
Fig. 5 Temperature profiles at $Y=0.5$

여 부력의 영향이 벽면에서 멀리 떨어진 곳까지 미치는 것을 알 수 있다. 이어서 논의되는 바와 같이 유리면에서 Y 방향에 따른 온도 변화는 대단히 작게 나타났으며 따라서 방사율이 작은 경우 자연대류만의 경우와 같이 속도분포가 대칭성을 가지나 방사율이 증가함에 따라 복사와 대류의 효과가 연계되어 대칭성이 깨어진다. 그러나 방사율이 커져서 1에 접근하면 복사열전달이 지배적이 되어 다시 대칭성을 회복하는 경향을 나타낸다.

Fig. 5는 $Y=0.5$ 의 단면에서 방사율의 변화에 따른 온도분포를 도시한 것이다. 벽면에서 온도와 내부에서의 온도분포는 방사율이 커짐에 따라 복사의 영향이 커져서 온도의 변화가 작아지는 경향을 보여준다. Fig. 3과 Fig. 4에 도시된 속도분포와 비교하여 보면 복사 영향장 대하여 쉽게 이해할 수 있다. 즉,

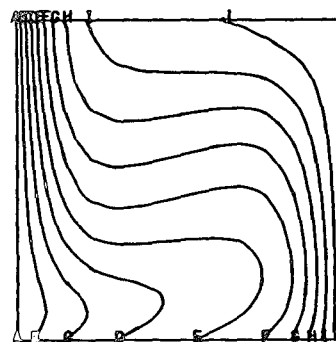
방사율이 0.5이하인 경우에는 좌우벽면의 온도차가 작으므로 부력의 효과가 감소하는 정도가 복사의 영향이 증가하는 정도보다 크므로 속도의 절대크기에 미소한 감소현상을 유발시키나 방사율이 1인 경우에는 복사의 영향이 부력의 효과보다 훨씬 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 6~9는 각각의 방사율에 대한 유선과 등온선을 나타낸다. 방사율이 증가함에 따라 좌우벽면에서의 경계층 두께가 두꺼워짐을 보여준다. 또한 방사율이 작을 때 유동이 벽면 근처에 국한되어 일어나나 방사율이 클 때는 유동장의 범위가 넓어짐을 알 수 있다. 방사율이 0.01인 경우 우측으로 갈수록 온도가 단조증가하는 순수한 자연대류의 유동장과 유사하여 단열벽면에서의 온도구배도 0에 가까운 값을 갖는 것을 알 수 있다. 그러나 방사율이 증가함에 따라 복사의 영향이 커지며 단열벽



(a) streamlines

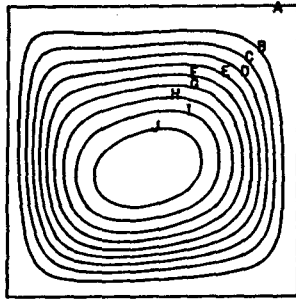
A	0.00000
B	1.03463
C	2.06925
D	3.10388
E	4.13850
F	5.17313
G	6.20776
H	7.24238
I	8.27701
J	9.31163



(b) isotherms,

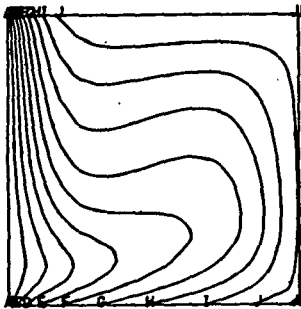
A	0.00000
B	0.04056
C	0.08113
D	0.12169
E	0.16225
F	0.20282
G	0.24338
H	0.28394
I	0.32451
J	0.36507

Fig. 6 Streamlines and isotherms $\epsilon=0.01$



A	0.00000
B	1.12126
C	2.24310
D	3.36494
E	4.48678
F	5.60862
G	6.73046
H	7.85230
I	8.97414
J	10.09598

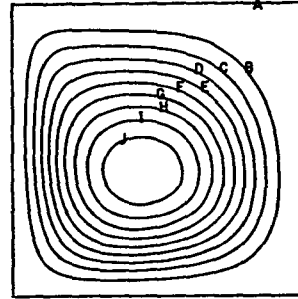
(a) streamlines



A	0.00000
B	0.03656
C	0.07313
D	0.10969
E	0.14626
F	0.18282
G	0.21939
H	0.25595
I	0.29252
J	0.32908

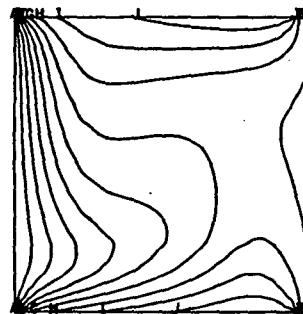
(b) isotherms

Fig.7 Streamlines and isotherms, $\epsilon = 0.05$



A	0.00000
B	0.83019
C	1.72923
D	2.62828
E	3.52733
F	4.42638
G	5.32542
H	6.22447
I	7.12352
J	8.02257

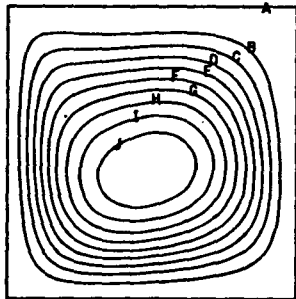
(a) streamlines



A	0.00000
B	0.02159
C	0.04318
D	0.06476
E	0.08635
F	0.10794
G	0.12953
H	0.15111
I	0.17270
J	0.19429

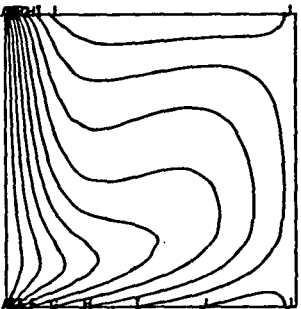
(b) isotherms

Fig.9 Streamlines and isotherms, $\epsilon = 0.5$



A	0.00000
B	1.13366
C	2.27085
D	3.40804
E	4.54524
F	5.68243
G	6.81963
H	7.95682
I	9.09402
J	10.23121

(a) streamlines



A	0.00000
B	0.03407
C	0.06814
D	0.10222
E	0.13629
F	0.17036
G	0.20443
H	0.23851
I	0.27258
J	0.30665

(b) isotherms

Fig.8 Streamlines and isotherms, $\epsilon = 0.1$

면에서의 온도구배가 급격해지고 온도장의 형태가 자연대류의 경우와 많은 차이를 나타낸다.

Fig. 10(a)와 (b)는 좌측벽면 2를 통하여 전도되는 국소열유속에 대하여 복사에 의한 것과 대류에 의한 것의 비율을 도시한 것이다. 이 그림에서 복사에 의한 열유속 Q_r 과 대류에 의한 열유속 Q_c 는 각각

$$Q_r = G_2 - J_2 \dots\dots\dots (26)$$

$$Q_c = k \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_2 \dots\dots\dots (27)$$

이며 Q_t 는 Q_r 과 Q_c 의 합, 즉 벽 2를 통하여 전달되는 총열유속을 나타낸다. Fig. 10 (a)는 방사율이 0.01인 경우로서 전영역에 걸쳐 대류에 의한 열유속이 복사에 의한 것보다 크게 나타남을 보여준다. 대략적으로 $Y=0.1$ 근방에서 그 차이가 가장 적게 나타나며 그 이후 Y 가 증가함에 따라 그 차이도 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 벽 하단부의 모서리를 돌이

위로 올라오는 유동이 Y축에 따라 증가하므로 벽면에서의 대류열전달이 커지기 때문이다. Fig.10(b)는 방사율이 0.05인 경우로서 복사에 의한 열유속이 대류에 의한 열유속보다 크

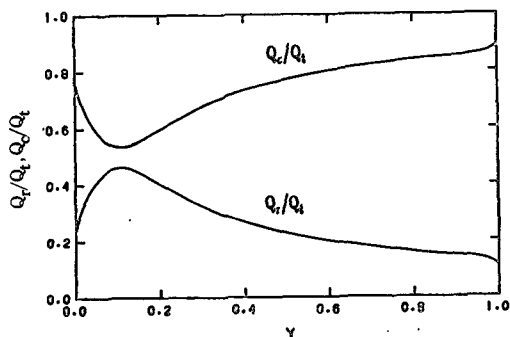


Fig.10 (a) Dimensionless local radiative heat flux and local convective heat flux, $\epsilon = 0.01$

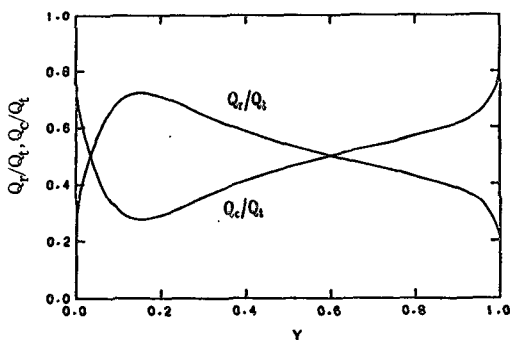


Fig.10 (b) Dimensionless local radiative heat flux and local convective heat flux, $\epsilon = 0.05$

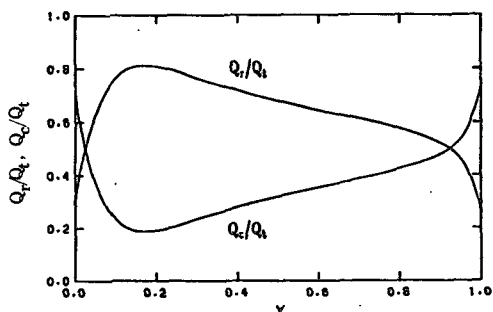


Fig.10 (c) Dimensionless local radiative heat flux and local convective heat flux, $\epsilon = 0.1$

게 나타나는 영역이 존재하는 것을 보여준다. 대체로 벽하단부에서는 Q_r 이 Q_c 보다 크고 상단부에서는 여전히 Q_r 보다 Q_c 가 더 크음을 보여준다. 방사율이 더욱 커질수록 Q_r 이 더 큰 영역은 더욱 확장되어 방사율이 0.5가 되면 거의 전영역에서 Q_r 이 Q_c 보다 더 큰 값을 가짐을 알 수 있다(Fig.10(c), (d)). 또한 Q_r 이 Q_c 보다 크더라도 Y가 증가함에 따라 Q_r 자체는 감소하는 경향을 보여준다. 그러나 방사율이 1인 경우(Fig.10(e)) 복사의 영향이 지배적으로 나타나 벽의 하단부 바로 가까운 부분을 제외하고 전영역에서 Q_r 이 Q_c 보다 훨씬 큰 값을 가지며 Y가 증가할수록 Q_r 도 증가하는 경향을 보여준다.

Fig.11은 좌측벽 2에서의 국소 Nusselt수를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt수는 다음과 같이 정의하였다.

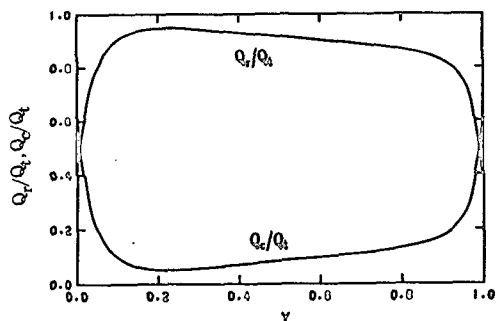


Fig.10 (d) Dimensionless local radiative heat flux and local convective heat flux, $\epsilon = 0.5$

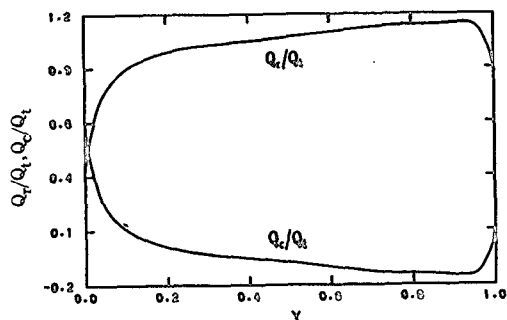


Fig.10 (e) Dimensionless local radiative heat flux and local convective heat flux, $\epsilon = 1.0$

$$Nu = \frac{Q_r H}{k(T_4 - T_2)} \dots\dots\dots (28)$$

방사율이 증가할수록 국소 Nusselt 수는 증가하며 이는 앞에서 고찰한 바와 같이 방사율이 증가하면 좌우 벽면의 온도차가 작아짐에 따라 자연대류에 의한 열전달은 감소하지만 벽면복사의 영향이 더 커서 전체적인 열전달량이 커지기 때문이다. 이러한 상호 보완적 작용으로 Nusselt 수의 Y 에 따른 변화는 크지 않고 비교적 일정한 경향을 나타낸다.

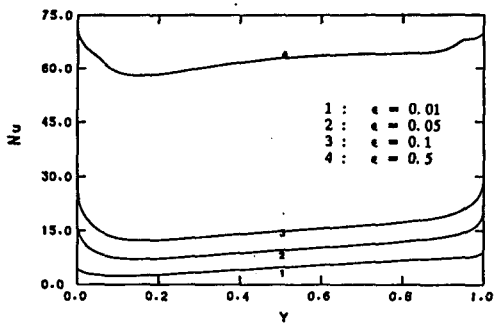


Fig.11 Local Nusselt number distribution with various emissivities

5. 결 론

한 면이 열복사에 대하여 선택적 투과성을 가지는 유리로 이루어진 정사각형 밀폐공간에서 자연대류와 복사열전달의 상호 영향에 대해 수치해석을 통해 고찰하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 벽면의 방사율이 증가할수록 좌우수직벽면의 온도차는 감소한다. 따라서 부력의 영향이 감소하여 결과적으로 자연대류에 의한 열전달이 감소한다.
- (2) 벽면의 방사율이 증가할수록 벽면 복사의 영향이 증가하여 운동량 및 열경계층의 두께는 현저히 증가한다.
- (3) 벽면의 방사율이 증가할수록 등온벽면으로 전달되는 국소열유속 중 복사에 의한 열유속이 대류에 의한 열유속보다 큰 값을 갖는다.
- (4) 벽면의 방사율이 증가할수록 등온벽면에서의 Nusselt 수는 증가하며 대류 및 복사의 상

호 보완적 작용에 의해 벽면을 따른 Nusselt 수의 분포는 비교적 균일한 경향을 보인다.

1. G.D. Davis, "Laminar Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 11, p. 1675, 1968.
2. D.E. Cormack, L.G. Leal, and J.H. Seinfeld, "Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls", *J. Fluid Mech.*, Vol. 65, p. 231, 1974.
3. H. Ozoe, H. Sayama, and S.W. Churchill, "Natural Convection in an Inclined Rectangular Channel at Various Aspect Ratio and Angeles - Experimental Measurements", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, p. 1425, 1975.
4. J.C. Bratis and J.L. Novotny, "Radiation-Convection Interaction in the Boundary Layer Regime of an Enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, p. 23, 1974.
5. D.W. Larson and Viskanta, "Transient Combined Laminar Free Convection and Radiation in a Rectangular Enclosure", *J. Fluid Mech.*, Vol. 78, p. 65, 1976.
6. G. Lauriat, "Combined Radiation-Convection in Gray Fluids Enclosed in Vertical Cavities", *J. Heat Transfer*, Vol. 104, p. 609, 1982.
7. L.C. Chang, K.T. Yang, and J.R. Lloyd, "Radiation-Natural Convection Interactions in Two Dimensional Complex Enclosures", *J. Heat Transfer*, Vol. 105, p. 89, 1983.
8. K.H. Im and R.K. Ahluwalia, "Combined Convection and Radiation in Rectangular Ducts", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, p. 221, 1984.
9. M.N. Özisik, "Radiative Transfer and In-

- teraction with Conduction and Convection*", John Wiley, 1973.
10. W.M. Kays and M.E. Crawford, "*Convective Heat and Mass Transfer*," 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, 1980.
11. S.V. Patankar, "*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*", McGraw-Hill, New York, 1980.