

# 정사각형 밀폐공간 내에 있는 고온부로부터의 자연대류 열전달

## Natural Convection Heat Transfer from a Hot Body in a Square Enclosure

권 순 석\*, 정 태 현\*\*, 권 용 일\*\*  
S. S. Kwon\*, T. H. Chung\*\*, Y. I. Kwon\*\*

Key Words : Square enclosure(정사각형 밀폐공간), Square hot body(정사각형 고온부)

### ABSTRACT

Laminar natural convection heat transfer from a hot body in a square enclosure has been studied for various center positions of a hot square at Grashof number  $Gr=1.5 \times 10^5$ , Prandtl number  $Pr=0.71$  and dimensionless thermal conductivity  $k_s/k_f=14710$ . The natural convection at the center position of a hot square ;  $X_c, Y_c=0.5, 0.2$  shows the most strong and at  $X_c, Y_c=0.5, 0.7$  the most weak. The total mean Nusselt number at  $X_c, Y_c=0.5, 0.2$  was 7.4% higher than that at  $X_c, Y_c=0.2, 0.5$ . The total mean Nusselt number at  $X_c, Y_c=0.5, 0.7$  was 5.0% lower than that at  $X_c, Y_c=0.3, 0.5$ .

### 기호설명

|  |   |
|--|---|
| F : 부력항 제어상수                               | Pr : 프란틀 수, $\nu/\alpha$                |
| g : 중력가속도 (m/sec <sup>2</sup> )            | T : 온도 (°C)                             |
| Gr : 그라스호프수, $g\beta L^3(T_s - T_o)/\nu^2$ | U : 무차원 X방향 속도, $u/(\nu L)$             |
| h : 열전달 계수 (W/m <sup>2</sup> °C)           | V : 무차원 Y방향 속도, $v/(\nu L)$             |
| k : 열전도율 (W/m°C)                           | X : 밀폐공간 무차원 수평방향 좌표, $x/L$             |
| KR : 열전도율 비, $k_s/k_f$                     | X' : 고온부 무차원 수평방향 좌표, $x'/L$            |
| L : 특성길이 (m)                               | Y : 밀폐공간 무차원 수직방향 좌표, $y/L$             |
| Nu : 국소 누셀트 수, $hL/k$                      | Y' : 고온부 무차원 수직방향 좌표, $y'/L$            |
| P : 무차원 압력, $(pL^2)/(\rho\nu^2)$           | $\alpha$ : 열확산 계수 (m <sup>2</sup> /sec) |
|  | $\beta$ : 체적팽창 계수 (°C <sup>-1</sup> )   |
|  | $\Gamma$ : 무차원 확산계수                     |

\* 正會員, 東亞大學校 工科學科 機械工學科

\*\* 正會員, 東亞大學校 大學院 機械工學科

- v : 동점성 계수, (m<sup>2</sup>/sec)
- Φ : 무차원 온도, (T-T<sub>0</sub>)/(T<sub>s</sub>-T<sub>0</sub>)
- ψ : 유동함수, ∫vdx
- Ψ : 무차원 유동함수, ψ/uL

**첨자**

- c : 고온부 중심위치
- f : 주위 유체
- H : 고온부 표면
- o : 저온부 표면
- s : 고온물체
- T : 전체
- : 평균

**1. 서론**

중력장이나 원심력장 하에서 유체가 가열되거나 냉각되는 경우 강제유동이 허용되지 않을 때에는 자연대류만이 중요한 현상으로 취급된다. 밀폐공간에서의 자연대류 열전달 현상은 원자로 및 전자장비의 냉각장치, 태양열 집열기등에서 볼 수 있으며 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다<sup>1)</sup>.

Emery<sup>2)</sup>는 원자로의 냉각장치를 모델로 하나의 수직 차폐막이 존재할 경우에 밀폐공간 내의 열전달 특성을 실험적으로 고찰하였고, Bejan<sup>3)</sup>은 수직 고온면에 수평으로 단열 차폐막이 부착된 경우 차폐막의 길이를 변수로 하여 수치해석하였다.

Bajorek과 Lloyd<sup>4)</sup>는 상, 하 단열벽에 차폐막이 부착된 경우 Mach-Zehnder간섭계를 이용하여 실험적으로 전열특성을 고찰하였으며 Exeter등<sup>5)</sup>은 밀폐공간내에 작은 돌기 발열체가 있는 경우 유한차분 방식으로 열전달 및 유동구조를 수치해석하였고, 또한 구리로 가열된 발열체가 물속에 잠겨 있을때의 자연대류 열전달을 실험적으로 보고 하였으며, House등<sup>7)</sup>은 정사각형 밀폐공간 내부에 고체가 존재하는 경우 고체부분의 열전도율과 크기의 변화로 전열 특성을 고찰하였다. Lee<sup>8)</sup>는 내부 발열체의 중형비가 4와 1/4인 고립된 발열물체를 가지는 정사각형 밀

폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동특성에 관하여 내부 발열체의 중심위치를 밀폐공간의 1/2위치까지 수평과 수직으로 이동하여 연구하였다. 공학적인 관점에서 폐쇄공간 내에 전자장비가 존재하는 경우에 전자장비의 위치에 따른 냉각은 다른 현상을 나타내게 된다.

본 연구에서는 정사각형 밀폐공간 내부에 존재하는 고온부로부터의 자연대류 열전달 특성을 수치해석으로 고찰하였다. 밀폐공간의 좌, 우, 상, 하면은 저온부이며, 공간내부에 존재하는 고온물체는 전체 밀폐공간 면적의 1/25을 차지하고 정사각형이므로 형상비가 1이며 일부는 전도체로 무차원 열전도율을 14710으로 가정하였으며, 고온부의 중심 위치 X<sub>c</sub>, Y<sub>c</sub>를 수평으로 X<sub>c</sub>, Y<sub>c</sub>=0.2~0.5, 0.5 그리고 수직으로 X<sub>c</sub>, Y<sub>c</sub>=0.5, 0.2~0.8 까지 이동시켜 변수로 취하였다.

**2. 지배방정식 및 수치해석방법**

연구대상으로 취한 밀폐공간과 고온부의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 밀폐공간의 4면은 저온, T<sub>0</sub>이며 내부의 고체는 고온, T<sub>s</sub>이다. 또한 밀폐공간의 내부유체는 공기이며 모든 물성치는 300K를 기준온도로 하였다.

본 연구에서의 유체는 2차원 층류유동이고 Boussinesq 근사에 적용되며 복사열전달 및 점

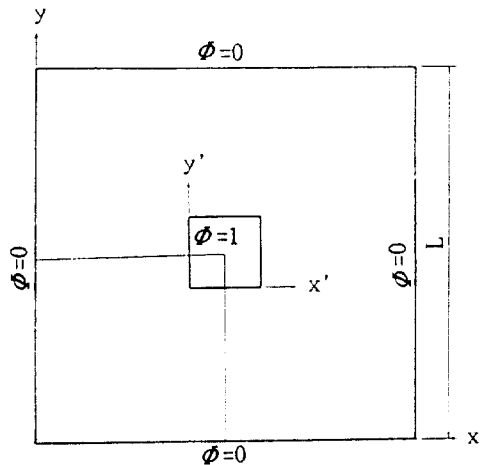


Fig. 1 Schematic diagram of a square enclosure with a hot square.

성소산은 무시하는 것으로 가정하였다.

$$Gr = g\beta L^3(T_s - T_o)/\nu^2, P = (pL^2)/(\rho\nu^2), Pr = \nu/\alpha, U = u/(\nu/L), V = v/(\nu/L), X = x/L, Y = y/L, \Phi = (T - T_o)/(T_s - T_o)$$

등의 변수를 이용한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \Gamma \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \Gamma \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Gr \cdot \Phi(1-F) \dots\dots\dots (3)$$

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{KR}{Pr} \left( \frac{\partial^2 \Phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (4)$$

경계조건은 다음과 같다.

외부 저온벽면 :

$$X=0(0<Y<1) \text{과 } Y=0(0<X<1) ;$$

$$U=V=\Phi=0$$

$$X=1(0<Y<1) \text{과 } Y=1(0<X<1) ;$$

$$U=V=\Phi=0$$

고온부 교체부분 :

$$U=V=0, \Gamma = \infty, KR = k_o/k_i, F=1$$

$$\text{유체 유동부분 : } \Gamma=1, KR=1, F=0 \dots\dots\dots (5)$$

여기서,  $\Gamma$ 는 무차원 확산계수이고  $KR$ 은 고체와 유체의 열전도율의 비이며  $F$ 는 부력항 제어상수이다.

지배방정식은 제어체적방식 (control volume formulation)으로 차분화하였고, 유체유동장의 계산에서는 SIMPLE방법을 사용하였다. 격자수는 39×39로 엇갈린 격자 (staggered grid)를 사용하였으며 각 변수에 대한 경계 내부점의 반복 계산시에는 TDMA를 이용한 선순법(line by line)을 적용하였다.

본 해석의 수렴조건은 고온부에서 유입되는 열량과 밀폐공간 벽면의 저온부로 유출되는 열량의 열평형오차 (heat balance error)가 0.01% 이내로 하였다. 밀폐공간에서의 속도, 온도를 수치해석에 의하여 해석한 후, 이의 결과에 의

하여 유동함수( $\psi = \int v dx$ ) 분포를 구하였고 고온부의 경우에 Nusselt수의 계산은 유한의 두께에 일정한 열전도율을 가지는 경우이므로 무차원 열전도율을 고려하여 하였다.

고온부 좌, 우측면 국소 Nusselt수 :

$$Nu_H = h_H L / k_f = - [2KR / (1 + KR)] (1 / \Phi_H) [\partial \Phi / \partial X] \dots\dots\dots (6)$$

고온부 좌, 우측면 평균 Nusselt수 :

$$\bar{Nu}_H = \bar{h}_H L / k_f = (1/0.2) \int Nu_H \Phi_H dY' \dots\dots\dots (7)$$

고온부 상, 하면 국소 Nusselt수 :

$$Nu_H = h_H L / k_f = - [2KR / (1 + KR)] (1 / \Phi_H) [\partial \Phi / \partial Y] \dots\dots\dots (8)$$

고온부 상, 하면 평균 Nusselt수 :

$$\bar{Nu}_H = \bar{h}_H L / k_f = (1/0.2) \int Nu_H \Phi_H dX' \dots\dots\dots (9)$$

저온벽면에서의 Nusselt수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

저온부 좌, 우측면 국소 Nusselt수 :

$$Nu_o = h_o L / k_f = (\partial \Phi / \partial X) \dots\dots\dots (10)$$

저온부 좌, 우측면 평균 Nusselt수 :

$$\bar{Nu}_o = \bar{h}_o L / k_f = \int Nu_o dY \dots\dots\dots (11)$$

저온부 상, 하면 국소 Nusselt수 :

$$Nu_o = h_o L / k_f = (\partial \Phi / \partial Y) \dots\dots\dots (12)$$

저온부 상, 하면 평균 Nusselt수 :

$$\bar{Nu}_o = \bar{h}_o L / k_f = \int Nu_o dX \dots\dots\dots (13)$$

### 3. 결과 및 고찰

밀폐공간내에 고온물체가 존재할 경우  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_o/k_i=14710$ 은 고정하고, 수직 방향의 고온부 중심위치,  $Y_c=0.5$ 이고 수평방향의 고온부 중심위치,  $X_c=0.2, 0.3, 0.4$  및  $0.5$ 로 이동하는 경우와  $X_c=0.5$ 이고  $Y_c=0.2, 0.4, 0.6, 0.7$  및  $0.8$ 로 이동하는 경우를 변수로 하여 열전달 및 유체유동 특성을 고찰하였다.

고온부의 중심위치를 밀폐공간 내에서 좌, 우

그리고 위, 아래로 이동하면서 유동장과 온도장을 고찰하기 위하여 유선, 등온선 그리고 속도분포를 구하였다.

고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이고  $X_c=0.2, 0.3,$

$0.4$  및  $0.5$ 로 이동하는 경우의 유동함수와 등온선의 분포를 Fig. 2에 나타내었다. 일반적으로 유동함수는 고온부의 주위에서 상승하고 밀폐공간의 저온벽면을 따라 하강하였다.  $X_c=0.2$ 인

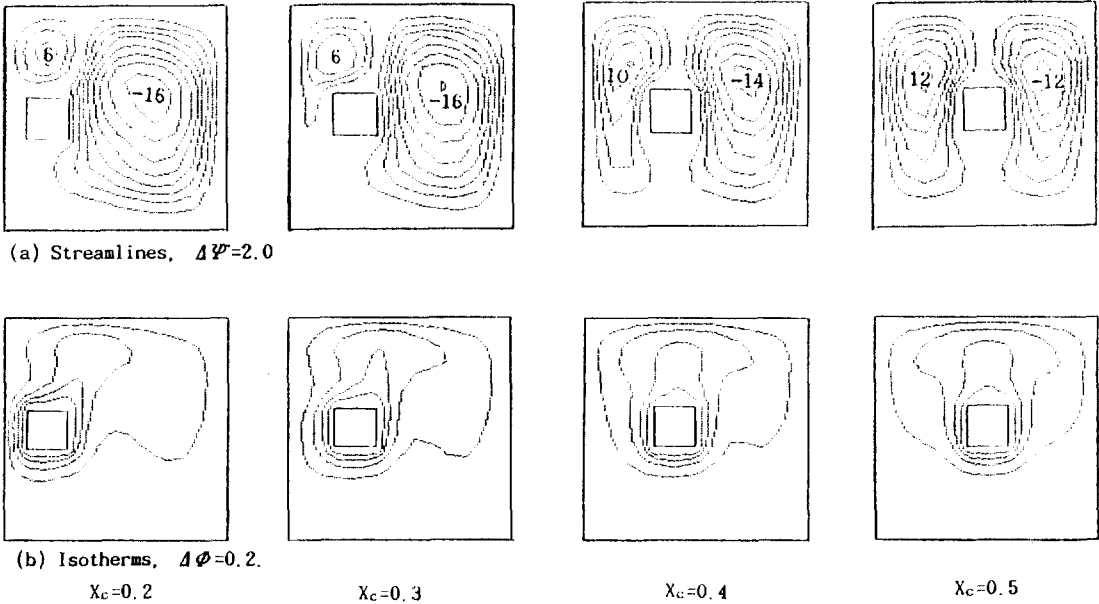


Fig. 2 Streamlines and Isotherms for various central positions at  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_w/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

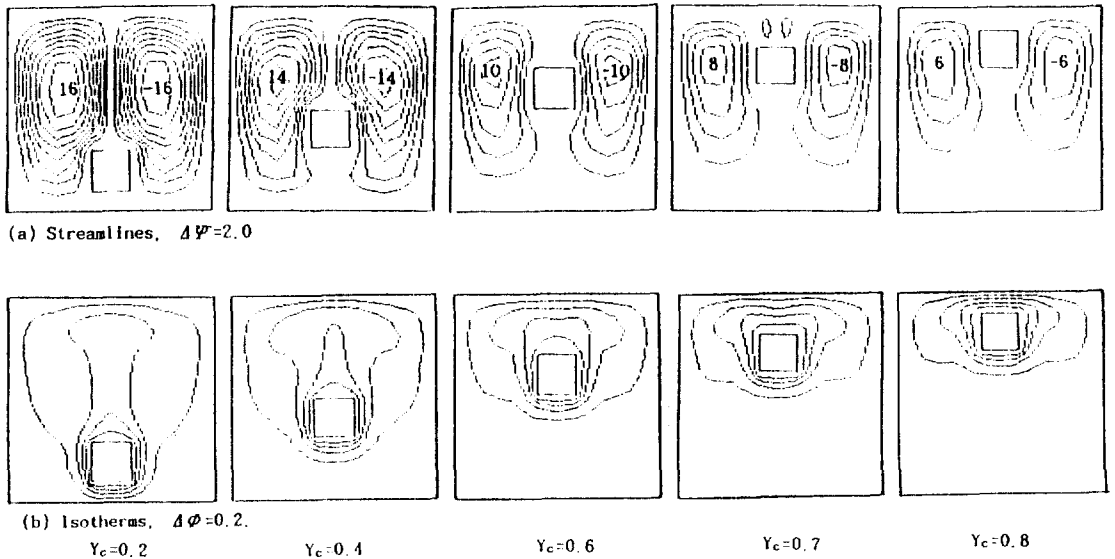


Fig. 3 Streamlines and Isotherms for various central positions at  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_w/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

경우 왼쪽의 저온 벽면과 고온부의 간격이 좁아서 유체의 유입이 곤란하여 미약한 유동이 나타났고 오른쪽 공간에서는 고온부와 저온부 벽면과의 간격이 커짐에 따라 유동폭이 커져서 가열된 유체가 활발하게 유동하였으며,  $X_c$ 가 증가함에 따라 유체의 순환거리가 짧아져서 최대 유동함수는 감소하였다. 등온선은 가열된 상승류가 밀폐공간의 윗면에 도달하여 냉각되어지므로 고온부 주변과 밀폐공간의 윗면부에서 조밀하게 나타났다.  $X_c=0.2$ 인 경우 고온부 왼쪽면과 저온부 왼쪽면 사이에는 유체유동 폭이 좁아서 상향류만 존재하였다.

고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이고  $Y_c=0.2, 0.4, 0.6, 0.7$  및  $0.8$ 로 이동하는 경우의 유선과 등온선의 분포를 Fig. 3에 나타내었다. 유선은  $Y_c$ 가 증가함에 따라 감소되고 상부쪽으로 이동하였으며 유동은 점차 둔화되었다. 등온선은  $Y_c$ 가 증가함에 따라 고온부 아랫면의 공간은 고온부의 영향을 받지 않는 영역이 커지고 저온부의 윗면에 조밀하게 분포되었다.  $Y_c=0.2$ 에서는 밀폐공간 내에 자연대류가 가장 활발하고 온도분포가 넓게 나타났다. Fig. 2와 3을 통하여 고온부의 중심위치가 수평과 수직방향으로 이동되었을 때의 온도분포 및 유동의 상태로부터 열전달의 정도를 짐작할 수 있다.

고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 인 경우  $Y=0.5$ 에서  $X$ 방향 거리에 대한  $V$ 속도 분포를 Fig. 4에 나타내었다. 고온부 왼쪽공간에서  $X_c=0.2$ 인 경우는 상향류만으로,  $X_c=0.5$ 인 경우는 하향류와 상향류로 나타났으며 고온부의 위치가 밀폐공간의 중앙에 위치하므로 좌, 우로 점대칭을 보였다.

고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 인 경우  $Y=0.5$ 에서  $X$ 방향 거리에 대한 온도 분포를 Fig. 5에 나타내었다.  $X_c=0.2$ 인 경우 고온부의 좌측은 저온벽면과 인접하여 온도분포가 급격히 감소하였고  $X=0.4$ 에서  $0.8$ 까지는 저온벽면을 따라 냉각되면서 하강하는 유체의 유동중심과 고온부 주위에서 가열되어 상승하는 유체 사이의 유속이 외부보다 커져서 밀폐공간의 중앙으로 향하는 유동이 발생하여 온도역전 현상을 나타내었다.

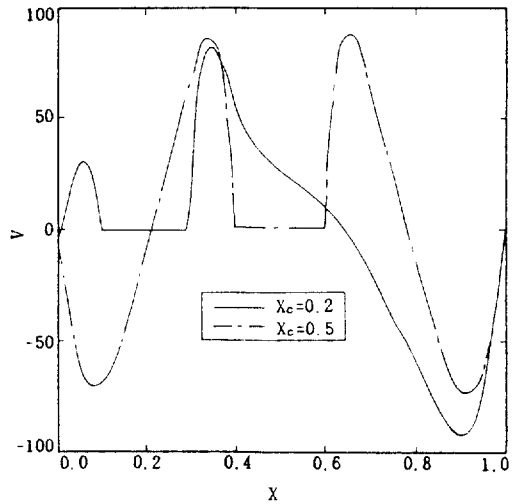


Fig. 4 Vertical velocity distributions at  $Y=0.5$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_i=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

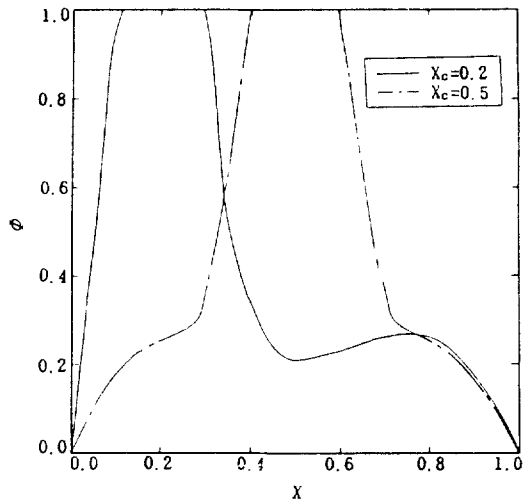


Fig. 5 Vertical velocity distributions at  $Y=0.5$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_i=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

유동장과 온도장의 해석으로부터 열전달 특성을 고찰하기 위하여 국소 Nusselt수와 평균 Nusselt수를 구하였다.

고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이면서  $X_c=0.2, 0.3$  및  $0.5$ 에 대한 고온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 고온부의 오른쪽면

에서의 국소 Nusselt수 분포는 거의 일정하였고 밀면에서는  $X_c$ 가 증가하면 다소 증가하였으며 윗면과 왼쪽면에서는 고온부와 저온부 벽면이 가까운  $X_c=0.2$ 가 가장높게 나타났다. 각각의 경우 수평면과 수직면의 결합된 모서리 부근에서의 국소 Nusselt수는 유동의 상호작용에 의하여 높은값을 나타내었다.

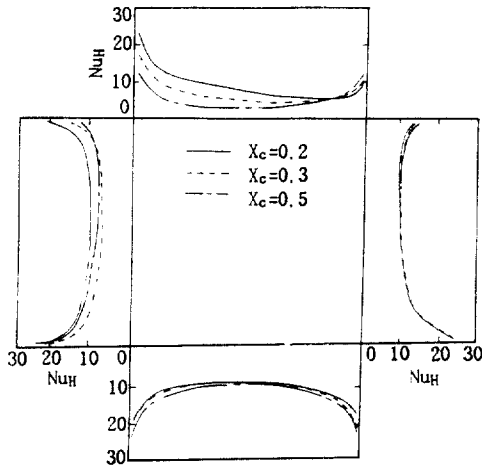


Fig. 6 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

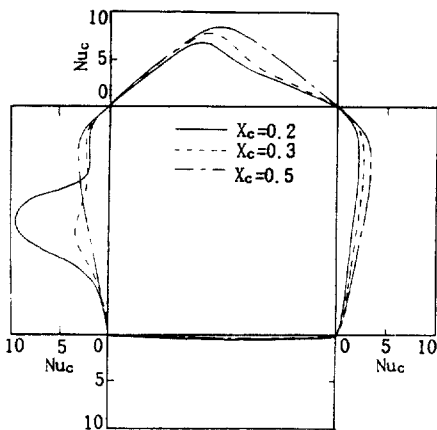


Fig. 7 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 조건에서 저온부 4개면에서의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 밀면의 경우 거의 비슷하였고 오른쪽면과 윗면에서는  $X_c=0.5$ 가 대체로 높게 나타났고 왼쪽면에서는 좁은 유로에서 유사 전도현상으로 인하여  $X_c=0.2$ 가 가장 높게 나타났다.

고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.2$ , 0.5 및 0.7인 경우의 고온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 고온부 밀면의 경우 고온부의 영향을 거의 받지않는 영역으로 인하여 유사하였고, 좌, 우측에서는  $Y_c$ 가 증가함으로써 저온부 윗면이 부력의 영향을 받아 열적간섭이 발생하여 thermal plume의 폭이 넓어져 열전달이 둔화되었다. 윗면의 경우  $Y_c$ 가 증가하면 순환하지 못하는 정체영역이 plume의 압박으로 줄어들어 열전달이 증가되었고  $Y_c=0.7$ 인 경우에 윗면의 중앙에서 와류가 발생하여 높게 나타났다.

Fig. 9는 Fig. 8과 같은 조건에서 저온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 밀면의 경우 고온부와 저온부 벽면이 가까운  $Y_c=0.2$ 에서 가장높게 나타났고, 좌, 우측면에서는 각각의 경우에 유사한 경향을 보였으며,  $X_c=0.2$ 와 0.5인 경우 고온부의 위치가 상대적으로 낮기때문에 윗면의 중앙에서 최대값을 갖는 반면에  $Y_c=0.7$ 인 경우는  $X_c=0.5$ 에서 가열유체의 유동이 정체되어 2개의 최대값이 대칭으로 나타났다.

$Y_c=0.5$ 에서  $X_c$ 의 변화에 대한 고온부와 저온부의 각 4개면 평균 Nusselt수 분포를 Fig. 10에 나타내었다. 최대값은 고온부와 저온부가 가장 가까운 좌측저온벽면으로의 냉각으로  $X_c=0.2$ 에서 나타났고, 최소값은  $X_c=0.3$ 에서 나타났으므로 냉각시에는  $X_c=0.2$  즉 벽면 가까이 고온 물체를 두는 것이 타당하다.

$X_c=0.5$ 에서  $Y_c$ 의 변화에 대한 고온부와 저온부의 각 4개면 평균 Nusselt수 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 최대값은  $Y_c=0.2$ 에서 나타났고, 최소값은  $Y_c=0.7$ 에서 나타났는데 이는  $Y_c=0.8$ 인 경우는 유로의 간격이 좁아서 냉각이 잘되었지만  $Y_c=0.7$ 에서는 가열유체의 정체로 인하여 낮

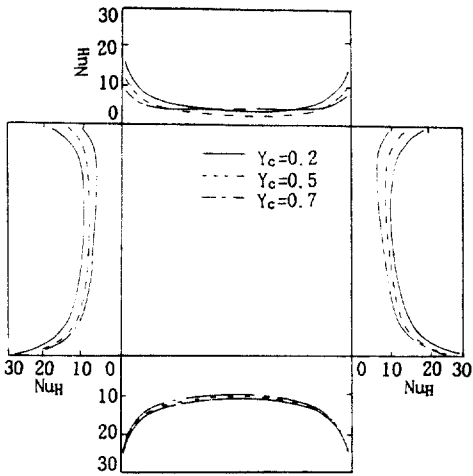


Fig. 8 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

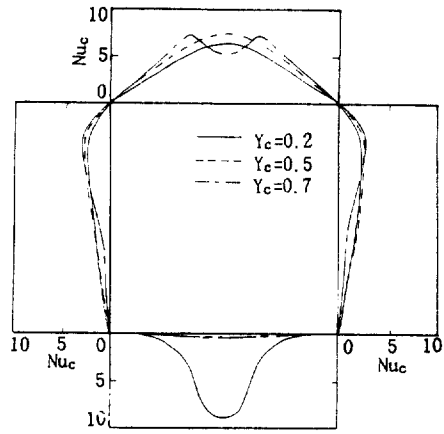


Fig. 9 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

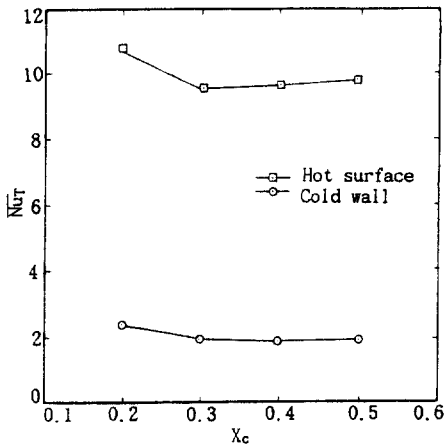


Fig. 10 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

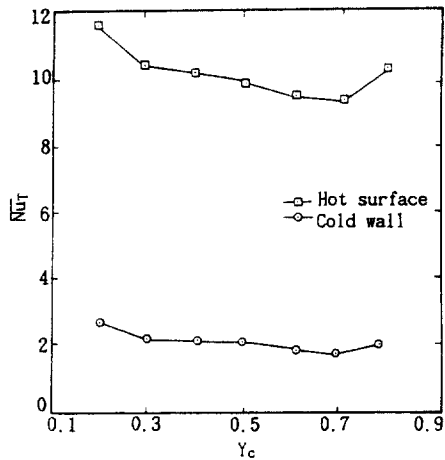


Fig. 11 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_c/k_f=14710$  and  $Y_c=0.5$ .

게 나타났다. 또한 평균 Nusselt수는  $Y_c=0.2$ 인 경우가  $X_c=0.2$ 일때보다 7.4% 높게 나타났고,  $Y_c=0.7$ 인 경우가  $X_c=0.3$ 인 경우보다 5.0% 낮았다.

#### 4. 결 론

정상층류상태에서 정사각형 밀폐공간 내에 1개의 고온부가 존재하고  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $k_w/k_f=14710$ 인 경우 고온부 중심의 위치를 이동하여 수치해석한 결과는 다음과 같다.

- 1)  $X_c=0.5$ 인 경우의  $Y_c=0.2$ 에서 밀폐공간 내에 자연대류가 가장 활발하고 온도분포가 고르게 나타났다.
- 2) 평균 Nusselt수는  $Y_c=0.5$ 인 경우  $X_c=0.2$ ,  $X_c=0.5$ 인 경우  $Y_c=0.2$ 일때 가장 높은 값을 나타내었고  $X_c=0.5$ 인 경우가  $Y_c=0.5$ 인 경우보다 7.4% 높았다.
- 3) 평균 Nusselt수는  $Y_c=0.5$ 인 경우  $X_c=0.3$ ,  $X_c=0.5$ 인 경우  $Y_c=0.7$ 일때 가장 낮은 값을 나타내었고  $X_c=0.5$ 인 경우가  $Y_c=0.5$ 인 경우보다 5.0% 낮았다.
- 4) 고온부의 중심위치를 수평방향보다 수직방향으로 이동시켰을 때가 열전달의 변화는 커졌다.

#### 참 고 문 헌

1. Haugen, R. L., and Dhanak, A. M., 1966, "Momentum Transfer in Turbulent Sparated Flow Past a Rectangular Cavity", Trans. of the ASME, J. of Applied Mechanics, September, pp.641-646.
2. Emery, A. F., 1969, "Exploratory Studies of Free-Convection Heat Transfer Through an Enclosed Vertical Liquid Layer with a Vertical Baffle", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, February, pp.163-165.
3. Bejan, A., 1983, "Natural Convection Heat Transfer in a Porous Layer with Internal Flow Obstructions", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, No.6, pp.815-822.
4. Bajorek, S. M., and Lloyd, J. R., 1982, "Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned Enclosures", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol.104, pp.527-532.
5. Exeter, M. K., Hay, N., and Webster, J. J., 1982, "Finite Element Solutions for Free Convection Flow Around an Lmfer Debris Tray", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.25, No.7, pp.999-1011.
6. Exeter, M. K., Hay, N., Webster, J. J., and Dullforce, T. A., 1983, "Natural Convection Heat Transfer in a Confined-Flow Geometry", Numerical Science and Engineering, Vol.83, pp. 253-266.
7. House, J. M., Beckermann, C., and Smith, T. F., 1990, "Effect of a Centered Conducting Body on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure", Numerical Heat Transfer, Vol.18, pp.213-225.
8. 이재현, 1984, "고립된 발열물체를 가지는 정사각형 밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동 특성에 관한 연구", 大韓機械學會 論文集, 第 8 卷 第 4 號, pp.360-367.