

〈技術論文〉

# 다른 경계조건을 갖는 밀폐공간 내에 존재하는 고온부로부터의 자연대류 열전달

권순석\* · 정태현\*\* · 권용일\*\*

(1992년 5월 26일 접수)

## Natural Convection Heat Transfer from a Hot Body in the Square Enclosure with Different Boundary Conditions

Sun-Sok Kwon, Tae-Hyun Chung and Yong-il Kwon

**Key Words :** Square Enclosure(정사각형 밀폐공간), Square Hot Body(정사각형 고온부) Dimensionless Center Position(무차원 중심위치)

### Abstract

Laminar natural convection heat transfer from a hot body in a square enclosure has been studied for various center positions of a hot body at Grashof number  $Gr=1.5 \times 10^5$ , Prandtl number  $Pr=0.71$  and dimensionless thermal conductivity  $K_s/K_f=14710$ . In case of vertical cold walls, the natural convection at the dimensionless center position of a hot body;  $X_c Y_c=0.2, 0.5$  shows the most strong and at  $X_c, Y_c=0.5, 0.8$  the most weak. In case of horizontal cold walls, the natural convection at the dimensionless center position of a hot body;  $X_c Y_c=0.5, 0.2$  shows the most strong and at  $X_c, Y_c=0.2, 0.5$  the most weak.

### 기 호 설 명

$F$  : 부력항 제어상수

$g$  : 중력가속도 ( $m/sec^2$ )

$Gr$  : 그라스호프수,  $g\beta L^3(T_s - T_o)/\nu^2$

$h$  : 열전달 계수 ( $W/m^2 \cdot C$ )

$K$  : 열전도율 ( $W/m \cdot C$ )

$KR$  : 열전도율 비,  $K_s/K_f$

$L$  : 특성길이 ( $m$ )

$Nu$  : 국소 누셀트 수,  $hL/k$

$P$  : 무차원 압력,  $(pL^2)/(\rho\nu^2)$

$Pr$  : 프란틀 수,  $\nu/\alpha$

$T$  : 온도 ( $^{\circ}C$ )

$U$  : 무차원 X방향 속도,  $u/(\nu/L)$

$V$  : 무차원 Y방향 속도,  $v/(\nu/L)$

$X$  : 밀폐공간 무차원 수평방향 좌표,  $x/L$

$X'$  : 고온부 무차원 수평방향 좌표,  $x'/L$

$Y$  : 밀폐공간 무차원 수직방향 좌표,  $y/L$

$Y'$  : 고온부 무차원 수직방향 좌표,  $y'/L$

$\alpha$  : 열확산 계수 ( $m^2/sec$ )

$\beta$  : 체적팽창 계수 ( $^{\circ}C^{-1}$ )

$\Gamma$  : 무차원 확산계수

$\nu$  : 동점성 계수 ( $m^2/sec$ )

$\Phi$  : 무차원 온도,  $(T - T_o)/(T_s - T_o)$

$\psi$  : 유동함수, ( $m^2/sec$ )

$\Psi$  : 무차원 유동함수,  $\psi/uL$

### 하첨자

$c$  : 고온부 중심위치

$f$  : 주위 유체

$H$  : 고온부 표면

\*정회원, 동아대학교 기계공학과

\*\*정회원, 동아대학교 기계공학과 대학원

- O : 저온부 표면
- S : 고온물체
- T : 전체
- : 평균

### 1. 서 론

밀폐공간에서의 자연대류 열전달 현상은 원자로 및 전자장비의 냉각장치, 태양열 집열기 등에서 볼 수 있으며 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Poulikakos<sup>(1)</sup>는 수직벽의 일부는 가열되고 일부는 냉각되는 건물의 외부 벽면을 가정하여 형상비와 Rayleigh수를 변수로 하여 열전달 특성을 고찰하였고, 김 등<sup>(2)</sup>은 코어영역에서의 유동은 Prandtl수가 낮을수록 비선형으로 나타나고 Prandtl수가 10<sup>10</sup>인 경우는 두 셀을 잇는 축에 거의 수평을 이루었다고 보고하였다.

공간내부에 차폐막 등의 유동방해물이 부착된 경우에는 Emery<sup>(3)</sup>가 원자로의 냉각장치를 모델로 한 개의 수직 차폐막이 공간 내부에 부착되었을 때 차폐막의 길이를 변수로 하여 온도분포 등을 보고한 후, Olson<sup>(4)</sup>은 R114 가스를 작동유체로 하고 Rayleigh수가 1×10<sup>10</sup>상태에서 밀면의 단열벽면에 수직 차폐막이 부착된 경우에 벽면 가까이에서 난류가 형성되고 코어에서 2차유동의 층류가 생성된다고 보고하였다.

밀폐공간 내의 내부발열체 및 고온물체에 관한 연구로서 Exeter 등<sup>(5)</sup>이 유한요소법으로 공간내에 존재하는 작은 돌기 발열체의 열전달에 관하여 속도와 온도분포 등을 보고하였고, 이<sup>(6)</sup>는 고립된 발열물체를 가지는 정사각형 밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동특성에 관하여 연구하였고, House 등<sup>(7)</sup>은 정사각형 밀폐공간 내부에 고체가 존재하는 경우 고체부분의 열전도율과 크기의 변화로 전열 특성을 보고하였다.

Acharya와 Tsang<sup>(8)</sup>은 격판이 중앙에 위치할 때 종횡비와 경사의 변화에 따라서 이차유동(secondary flow)과 삼차유동(tertiary flow)를 보고하였고 이어서 격판의 이치를 이동시켜 연구하였다.

본 연구는 방으로부터의 열손실 및 특수공간 내에서의 열전달에 응용할 수 있는 자료를 얻기 위하여 고온부가 존재하는 밀폐공간 내의 자연대류 열전달을 밀폐공간의 경계조건을 좌, 우측이 단열벽면

이고 상, 하면이 단열인 경우와 좌, 우측이 단열벽면이고 상, 하면이 저온인 경우에 있어서 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, 0.2~0.8까지 이동하여 수치해석하였고 실험과 비교 고찰하였다.

### 2. 지배방정식 및 수치해석방법

연구대상으로 취한 밀폐공간과 고온부의 기하학적 형상은 Fig.1과 같다. 밀폐공간의 벽면 중에서 (a)의 경우에는 좌, 우측이 저온, T<sub>0</sub>이며 상, 하면은 단열로, (b)의 경우에는 상, 하면을 저온, 좌, 우측을 단열로 두었으며 내부 유체는 공기로서 300 K를 물성치로 채택하였고 내부의 고체는 고온, T<sub>s</sub>로 가정하였다.

본 연구에서의 유체는 2차원 정상상태 층류유동이고 Boussinesq 근사에 적용되며 복사열전달 및 점성소산은 무시하는것으로 가정하였으며 이를 이용한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{1}$$

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

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

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

경계조건은 다음과 같다.

- (a) 좌, 우측이 저온벽면인 밀폐공간인 경우  
저온벽면 : X=0, 1 (0 < Y < 1) ; U=V=Φ=0  
단열벽면 : X=0, 1 (0 < X < 1) ; U=V=Γ=0,  
∂Φ/∂X=0

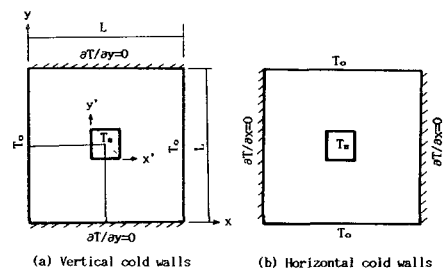


Fig. 1 Schematic diagram of a square enclosure with a hot square

(b) 상, 하면이 저온벽면인 밀폐공간인 경우  
 저온벽면 :  $X=0, 1 (0 < X < 1) ; U=V=\Phi=0$   
 단열벽면 :  $X=0, 1 (0 < Y < 1) ; U=V=\Gamma=0,$   
 $\partial\Phi/\partial X=0$

- 고온부 고체부분  
 $U=V=0, \Gamma=\infty, KR=k_s/k_f, F=1$
- 유체 유동부분  
 $\Gamma=1, KR=1, F=0$  (5)

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

지배방정식은 제어체적방식으로 차분화하였고, 격자수는  $48 \times 48$ 로 엇갈린 격자를 사용하였으며 각 변수에 대한 경계 내부점의 반복 계산시에는 선순법을 이용한 TDMA를 적용하였다.

본 해석의 수렴조건은 고온부에서 유입되는 열량과 저온부 벽면으로 유출되는 열량의 열평형오차가 0.01% 이내로 하였다. 밀폐공간에서의 속도, 온도를 수치해석에 의하여 해석한 후, 이의 결과에 의하여 유동함수 분포를 구하였고 Nusselt수는 고온부의 경우 유한 두께에 일정한 열전도율을 가지는 경우이므로 다음과 같이 고체의 열전도율을 고려하여 구한다.

- 좌, 우측면 국소 Nusselt수  
 $Nu_H = h_H L / k_f$   
 $= -[2KR / (1 + KR)] (1 / \Phi_H) [\partial\Phi / \partial X]$  (6)

- 좌, 우측면 평균 Nusselt수  
 $\bar{N}u_H = \bar{h}_H L / k_f = [1 / 0.2] \int Nu_H \Phi_H dY'$  (7)

고온부 상, 하면 국소 및 평균 Nusselt수는 식(6) 및 식(7)과 유사한 방법으로 구한다.

저온벽면의 Nusselt수는 다음과 같다.

- 좌, 우측면 국소 Nusselt수  
 $Nu_o = h_o L / k_f = (\partial\Phi / \partial X)$  (8)

- 좌, 우측면 평균 Nusselt수  
 $\bar{N}u_o = \bar{h}_o L / k_f = \int Nu_o dY$  (9)

상, 하면 국소 및 평균 Nusselt수는 식(8) 및 식(9)과 유사한 방법으로 구한다.

### 3. 결과 및 고찰

$Gr=1.5 \times 10^5, Pr=0.71$  그리고  $K_s/K_f=14710$ 인 상태에서, 밀폐공간의 경계조건이 상, 하면이 단

열이고 좌, 우측면이 저온인 경우와 상, 하면이 저온이고 좌, 우측면이 단열인 두가지 경우에 있어서의 밀폐공간 내에 존재하는 고온부로부터의 열전달 및 유체유동 특성을 고온부의 중심위치를 변수로 하여 고찰하였다.

일반적으로 수평평판이나 수직평판을 가열하면 벽면 주위에 경계층이 형성되고 하류에서는 열상승류가 생긴다. 인접한 두개의 발열체로부터 발생하는 열상승류는 하류에서 합쳐져서 하나의 열상승류를 형성한다. 이는 두 발열체 사이로 유체의 유속이 외부보다 커지고 압력이 낮아져서 두 열상승류는 하나로 합쳐진다.<sup>(9)</sup> 고온부는 2개의 수직평판과 2개의 수평평판으로 구성된 것으로 본다면 가열된 수평평판의 경계층은 양쪽끝에서 시작되어 평판의 중앙으로 가면서 구동력이 약해짐에 따라 부력의 영향을 크게 받아 평판으로부터 박리되어 열상승류가 형성되고 이 박리점 주위에서는 열상승류의 존재로 인해 차가운 공기의 유입이 제한된다. 가열된 수직평판의 경계층이 하류로 진행함에 따라 두께가 증가하나 모서리 부근에서는 열상승류의 상호작용에 의해서 경계층이 벽면으로 상당히 당겨져 있는데 이것은 유동의 상승으로 인한 공백을 메우기 위해 이곳으로 유입유량이 증가하기 때문이다.

#### 3.1 좌, 우측면이 저온이고 상, 하면이 단열

Fig. 2는 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이고  $X_c=0.2, 0.3, 0.4$  및  $0.5$ 로 이동하는 경우의 등온선과 유선의 분포를 나타내었다. 등온선은 가열된 상승류가 단열인 밀폐공간의 윗면에 부딪쳐 분리되어 좌, 우측 저온벽면 부근에서 냉각되어지므로 고온부 주위와 좌, 우측 저온벽면 부근에서 조밀하게 나타났다.  $X_c=0.2$ 인 경우에는 고온부 우측 공간 내에서 저온벽면을 따라 냉각되면서 하강하는 유체의 유동중심과 고온부 주위에서 가열되어 상승하는 유체 사이의 유속이 외부보다 커져서 밀폐공간의 중앙으로 향하는 유동이 발생하여 온도 역전현상을 나타내었다. 고온부 좌측면과 좌측 저온벽면 사이의 공간내에서는  $X_c=0.2$ 의 경우에는 고온부와 저온벽면과의 간격이 좁아서 유사전도현상을 나타내었다.  $X_c \geq 0.3$ 에서는 대류 유동이 증가하는 경향을 나타내었다.

유선은 고온부 주위에서 상승하여 좌, 우 저온벽면을 따라 하강하였으며  $X_c=0.2$ 인 경우에는 고온부 좌측면과 좌측 저온벽면 사이의 간격이 좁아서

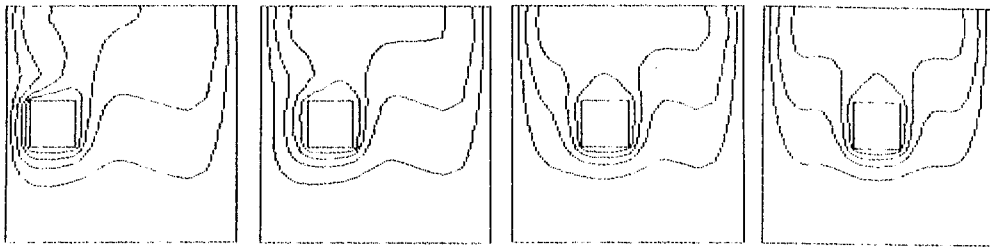
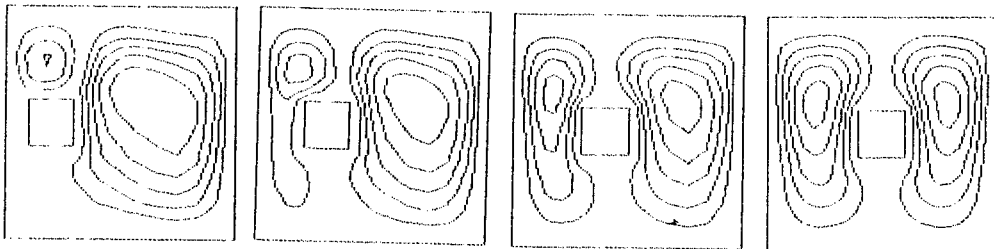
(a) Isotherms,  $\Delta\phi=0.2$ .(b) Streamlines,  $\Delta\psi=2.0$  $X_c=0.2$  $X_c=0.3$  $X_c=0.4$  $X_c=0.5$ 

Fig. 2 Isotherms and streamlines for various central positions at  $Gr=1.5\times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

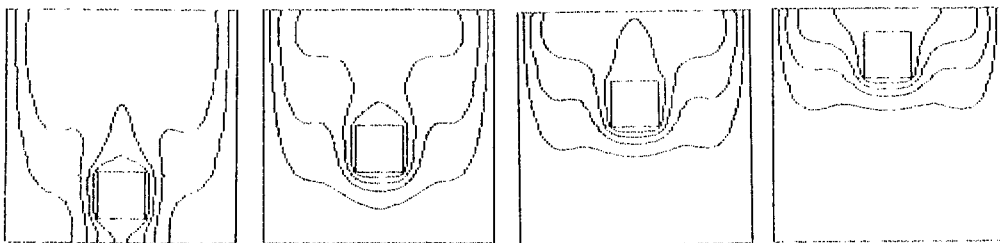
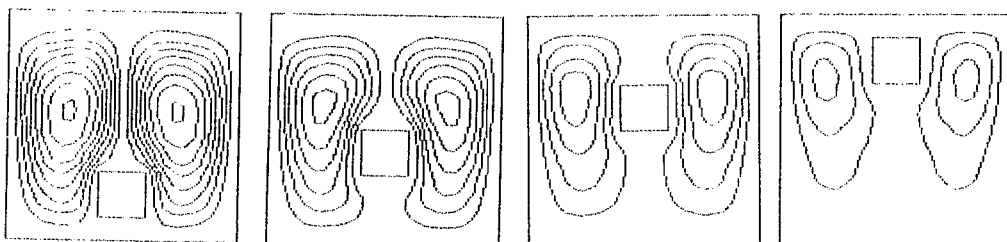
(a) Isotherms,  $\Delta\phi=0.2$ .(b) Streamlines,  $\Delta\psi=2.0$  $Y_c=0.2$  $Y_c=0.4$  $Y_c=0.6$  $Y_c=0.8$ 

Fig. 3 Isotherms and streamlines for various central positions at  $Gr=1.5\times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

미약한 유동을 나타내었고, 오른쪽 공간에서는 고온부와 저온벽면과의 간격이 큰 경우에 유동폭이 커져서 대류운동이 활발하였으며,  $X_c$ 가 증가함에 따라 유체의 순환거리가 짧아져서 최대 유동합수는 감소하였다.

Fig. 3은 고온부 중심위치가  $X_c=0.5$ 이고  $Y_c=0.2, 0.4, 0.6$  및  $0.8$ 로 이동하는 경우의 등온선과 유선의 분포를 나타내었다.  $Y_c=0.2$ 인 경우 고온부 아랫면에서는 단열인 벽면으로 인하여 열전달이 둔화되었고,  $Y_c \geq 0.4$ 인 경우 고온부 아랫면 부근에서 열경계층이 발달되었으며 고온부의 영향을 받지 않는 영역이 커졌다.

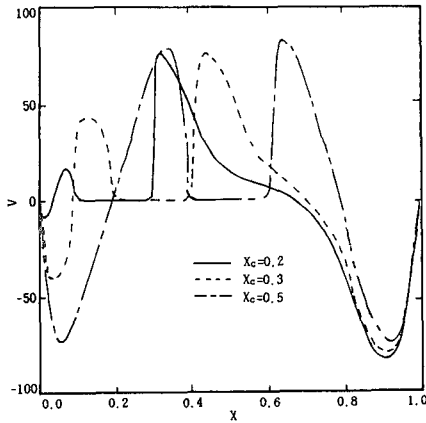


Fig. 4 Vertical velocity distributions at  $Y=0.5$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

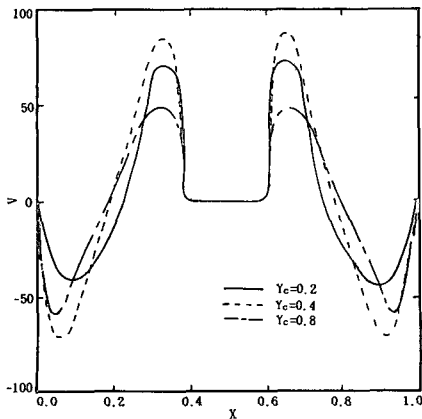


Fig. 5 Vertical velocity distributions at  $Y=0.2, 0.4$  and  $0.8$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

$Y_c$ 가 증가함에 따라 유선은 감소되고 상부쪽으로 이동하였으며 대류유동은 점차 둔화되었다. 이는 가열된 유체가 열상승류로서 이동하는 거리가 짧아지기 때문이다.

Fig. 4는 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 인 경우  $Y=0.5$ 에서 수평거리에 대한 수직방향 속도분포를 나타내었다. 고온부의 좌측 공간내에서는  $X_c=0.2$ 의 경우는 미약한 유동을 보였고  $X_c$ 가 증가하면 속도분포가 증가하였다. 속도분포는 고온부 주위에서 가열 유체로 인하여 상승을, 저온벽면 부근에서는 냉각되어 하강을 나타내었다.

Fig. 5는 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 인 경우  $Y=0.2, 0.4$  및  $0.8$ 에서 수평거리에 대한 수직방향 속도분포를 나타내었다. 고온부와 저온벽면 부근에서  $Y_c=0.4$ 의 경우가 가장 활발한 대류운동을 나타내었다.

Fig. 6은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이면서  $X_c=0.2, 0.3$  및  $0.5$ 인 경우의 고온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 고온부 밀면의 경우  $X_c=0.2$ 와  $0.3$ 에서는 고온부 우측면의 강한 상승류로 인하여 우측에서 약간 증가하였고, 뒷면에서는 열상승류의 중심이 크게 기울어진  $X_c=0.2$ 에서 가장 높게 나타났으며, 좌측면과 우측면에서는 대체로 하루에서 낮게 나타났으나 좌측면의  $X_c=0.2$ 에서는 유로가 좁아 벤츄

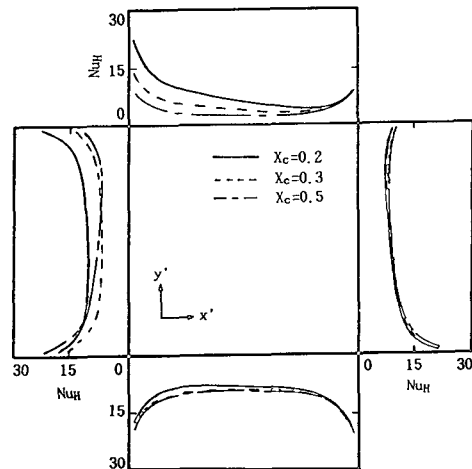


Fig. 6 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

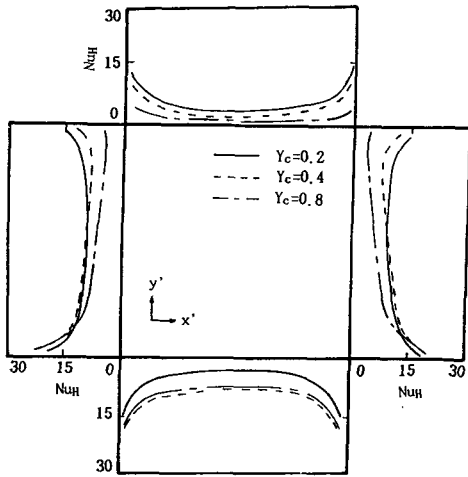


Fig. 7 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

리 작용을 하는 하류에서 높게 나타났다. 각각의 경우 수평평판과 수직평판의 결합된 단에서 유동의 상호작용에 의하여 높은 값을 나타내었다.

Fig. 7은 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.2, 0.4$  및  $0.8$ 인 경우의 고온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 나타낸다. 국소 Nusselt수 분포는 고온부 밀면의 경우  $Y_c=0.2$ 에서 단열벽면과 인접하여 대류유동이 둔화되어 낮게 나타났고  $Y_c=0.4$ 와  $0.8$ 은 비슷한 양상을 보였다. 좌, 우측면의 경우에는 이 분포는 좌, 우 대칭으로 나타났고  $Y_c=0.8$ 인 경우에는 고온부가 가열유체에 쌓이게 되어 낮게 나타났으나  $Y_c=0.4$ 인 경우에는 고온부 좌, 우의 유동이 활발하여 가장 높은 값을 보였다. 뒷면에서는  $Y_c$ 가 증가할 수록 가열유체의 정체로 인하여 고온부와 순환유체와의 온도차가 작아져서 이 분포는 낮은 값을 나타내었다.

Fig. 8은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 에서 좌, 우 저온벽면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 좌측벽면의 경우에는  $X_c=0.2$ 에서 고온부와 가까운  $Y=0.5$ 에서 최대값을 갖는 반면에  $X_c=0.3$ 과  $0.5$ 에서는 가열유체가 냉각부와 부딪치는  $Y=0.9$ 에서 최대값을 보였고, 우측벽면의 경우 고온부와 가까운  $X_c=0.5$ 에서 가장 높게 나타났고 순환유체가 부딪치는  $Y=0.9$ 에서 최대값을 나타내었다.

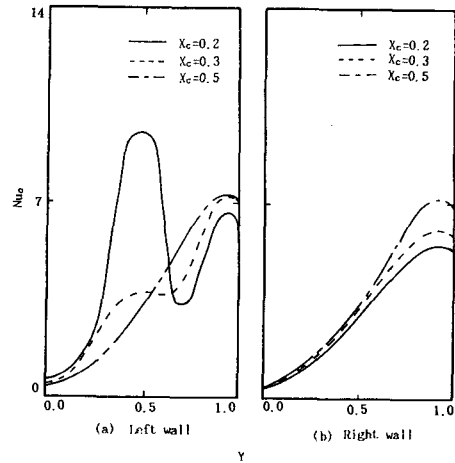


Fig. 8 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

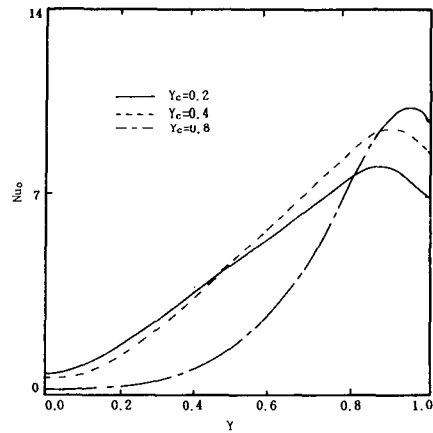


Fig. 9 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

Fig. 9는 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 에서 좌, 우 저온벽면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 좌, 우 대칭으로 나타났고,  $Y_c$ 가 증가하면 유동의 중심이 상부로 이동함으로 대류운동이 둔화되어  $Y_c$ 가 증가하면 유동의 중심이 상부로 이동함으로 대류운동이 둔화되어  $Y=0.8$ 이하에서는  $Y_c=0.8$ 인 경우가  $Y_c=0.2$ 와  $0.4$ 인 경우보다 낮은 값을 나타내었고 모든 경우에서 가열유체와 부딪치는  $Y=0.9$ 에서 최대값을 나타내

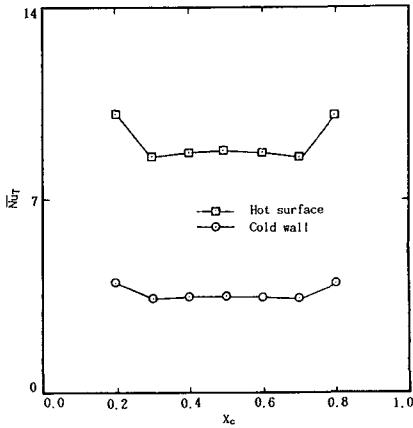


Fig. 10 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

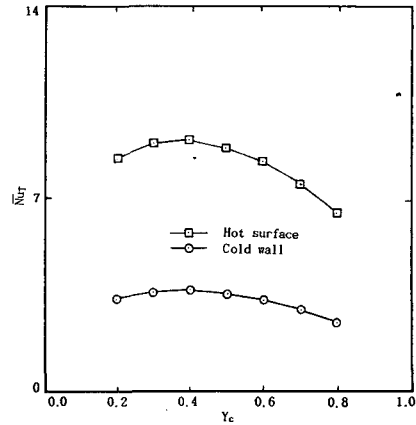


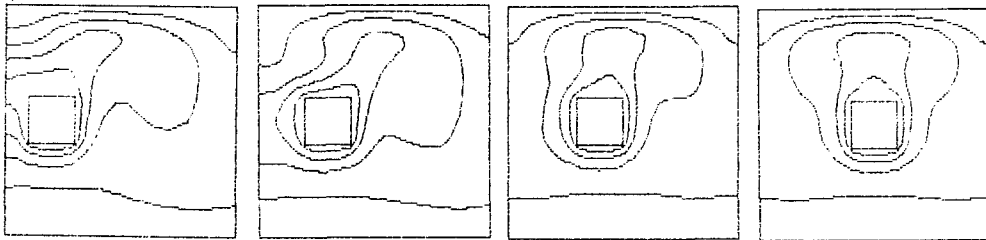
Fig. 11 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-vertical cold walls)

었다.

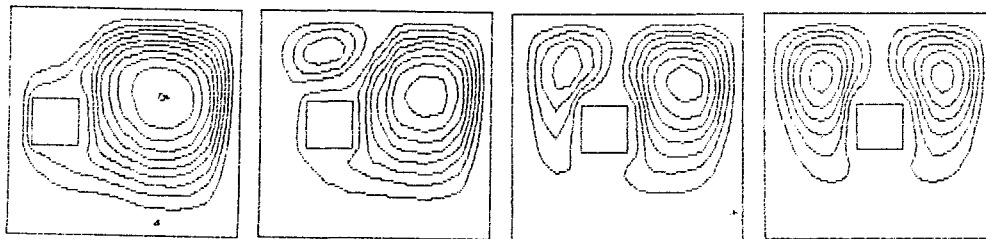
Fig. 10은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 에서 고온부와 저온벽면의 전체평균 Nusselt수 분포를 나타내었다. 두 경우의 전체평균 Nusselt수는 저온부로의 냉각이 잘되는  $X_c=0.2$ 와  $0.8$ 에서 높은값을 나타내었고, 고온부 주위에서 약한 유동을 하는

$X_c=0.3$ 과  $0.7$ 에서 최소값을 나타내었으며,  $X_c=0.2$ 의 경우가  $X_c=0.3$ 의 경우보다 15.1% 높게 나타났다.

Fig. 11은 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 에서 고온부와 저온벽면의 전체평균 Nusselt수 분포를 나타내었다. 두 경우의 전체평균 Nusselt수는 고온부



(a) Isotherms,  $\Delta\phi=0.2$ .



(b) Streamlines,  $\Delta\psi=2.0$

$X_c=0.2$

$X_c=0.3$

$X_c=0.4$

$X_c=0.5$

Fig. 12 Isotherms and Streamlines for various central positions at  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

주위에서 가장 활발한 대류운동을 보인  $Y_c=0.4$ 에서 최대값을 보였고, 고온부가 가열유체에 쌓여 유체와 온도차가 작은  $Y_c=0.8$ 에서 낮은값을 나타내었으며  $Y_c=0.4$ 의 경우가  $Y_c=0.8$ 의 경우보다 30.0% 높게 나타났다.

두 경우의 전체평균 Nusselt수는 고온부의 중심이  $Y_c=0.5$ 이면서  $X_c=0.2$ 의 경우가  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.4$ 의 경우보다 9.8% 높게 나타났다.

3.2 좌, 우측면이 단열이고 상, 하면이 저온

Fig. 12는 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이고  $X_c=0.2, 0.3, 0.4$  및  $0.5$ 로 이동하는 경우의 등온선과 유선의 분포를 나타내었다. 등온선은 가열된 고온 유체가 저온벽면인 밀폐공간의 윗면에 도달하여 냉각되어지므로 고온부 주변과 밀폐공간의 윗면에서 조밀하게 나타났다.  $X_c=0.2$ 에서는 고온부 좌측면과 좌측 단열벽면 사이의 유동폭이 좁아서 고온부 좌측면과 윗면 부근에서 가열된 유체의 정체 현상을 나타내었고,  $X_c$ 가 증가함에 따라 고온부 수직면에서 등온선이 조밀함을 나타내었다.

유선은  $X_c$ 가 증가함에 따라 단일 유동에서 좌, 우 2개의 유동으로 분리되었고 최대 유동함수 값은 감소하였다. 단열벽면과 가까운  $X_c=0.2$ 인 경우에

고온부 좌측면과 좌측 단열벽면 사이에서 비교적 강한 상향류가 나타났다.

Fig. 13은 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이고  $Y_c=0.2, 0.4, 0.6$  및  $0.8$ 로 이동하는 경우의 등온선과 유선의 분포를 나타내었다.  $Y_c=0.6$ 인 경우에는 고온부 상부의 정체된 열상류가 좌, 우측면의 비교적 강하게 상승하는 유동의 영향을 받아 2차유동이 생겨서 윗면 저온부의 중앙 부근에서 등온선이 하강하는 양상을 보였다.

$Y_c$ 가 증가함에 따라 유선은 상부쪽으로 이동하여 고온부와 유선의 중심이 같은 선상에 위치하였으며 유동은 점차 둔화되었다.  $Y_c=0.2$ 인 경우에는 고온부가 하부에 위치하여 열상승류의 유동이 촉진되어 전 공간에 걸쳐 대류가 활발하였다.  $Y_c=0.6$ 에서는 고온부 윗면 부근에 2개의 와류가 생성되었다.

Fig. 14는 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 인 경우  $Y_c=0.5$ 에서 수평거리에 대한 수직방향 속도분포를 나타내었다. 고온부 좌측면과 단열인 좌측벽면 사이의 공간에서  $X_c=0.2$ 의 경우는 상향류만 강하게 나타났고  $X_c \geq 0.3$ 에서는 상, 하 향류가 비슷한 세기로 나타났다. 우측공간에서는 고온부 주위가 가열 유체로 인한 상향류와 밀폐공간의 윗면에서

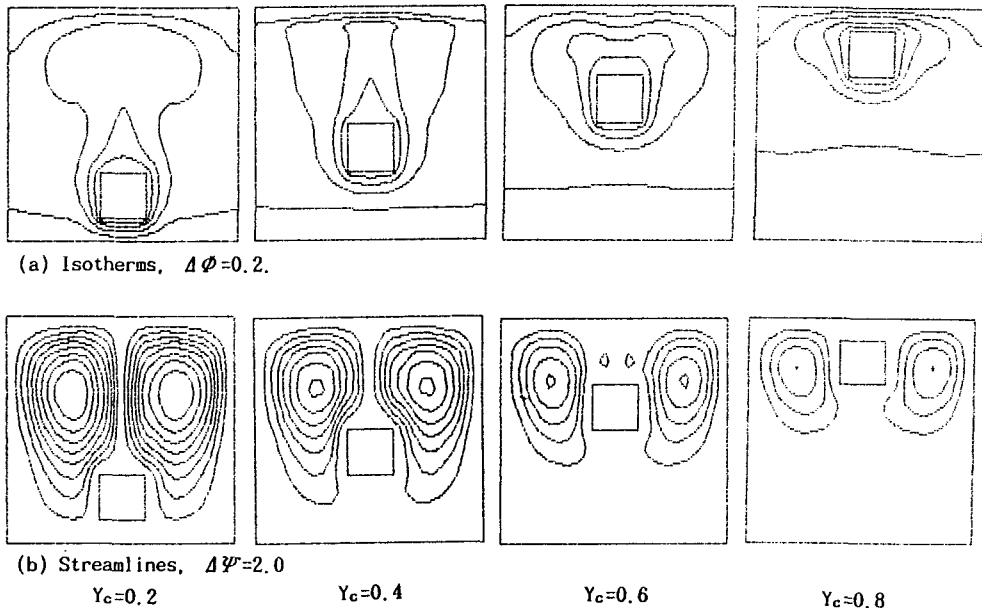


Fig. 13 Isotherms and Streamlines for various central positions at  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)



냉각되어 우측 단열벽면을 따라 하강하는 하향류가 동시에 나타났으며, 우측벽면 부근에서 단일유동으로 인하여  $X_c=0.2$ 에서 가장 강한 유동을 보였다.

Fig. 15는 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.2, 0.6$  및  $0.8$ 에서 수평거리에 대한 수직방향 속도분포를 나타내었다. 속도는  $Y_c=0.2$ 인 경우에는 유동중심과 가장 멀기 때문에 제일 약한 유동을 보였고,  $Y_c=0.6$ 인 경우에는 고온부 윗면의 상부에서 생성된 와류동으로 인하여 가장 강한 유동을 보였다.

Fig. 16은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 이면서  $X_c=0.2, 0.3$  및  $0.5$ 인 경우의 고온부 4개면의 국

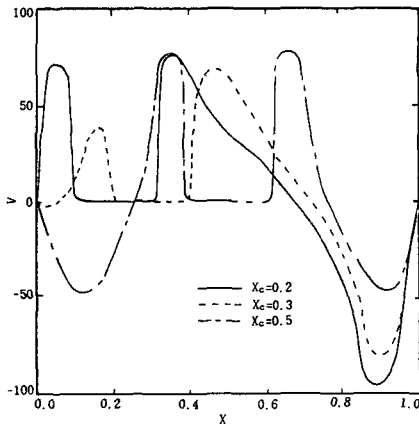


Fig. 14 Vertical velocity distributions at  $Y=0.5$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

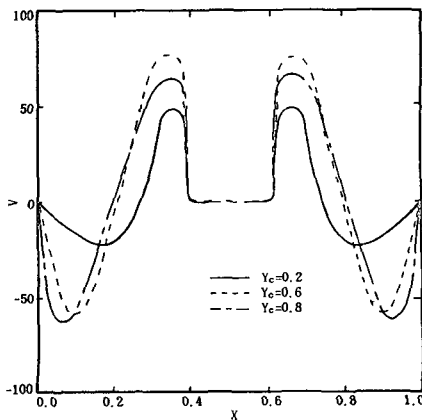


Fig. 15 Vertical velocity distributions at  $Y=0.2, 0.6$  and  $0.8$  for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 고온부 밀면에서  $X_c=0.2$ 와  $0.3$ 의 경우에는 고온부 우측공간에서의 강한 상승류로 인하여 우측에서 높게 나타났고, 우측면에서는 우측 공간이 크고 유동의 변화가 작아서 각각의 경우 유사한 분포를 보였고 하류에서 낮게 나타났고, 윗면에서는  $X_c=0.2$ 의 경우 좌측에서 단열벽면의 영향으로 가열된 열이 정체되어 낮게 나타났으며  $X_c=0.3$ 에

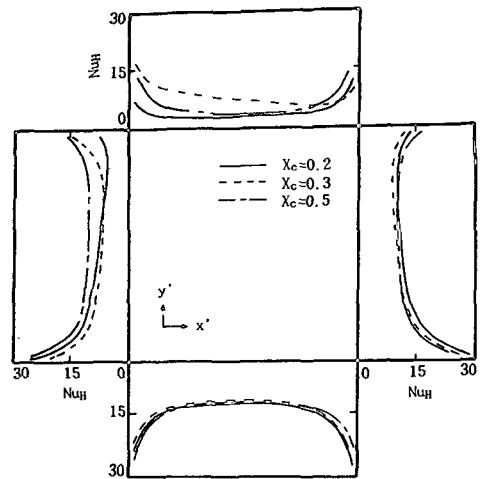


Fig. 16 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

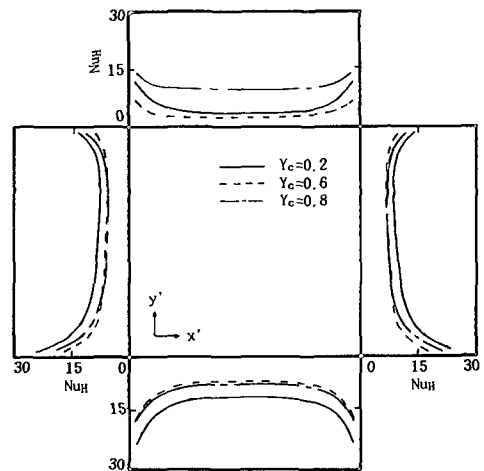


Fig. 17 Local Nusselt number distributions on surfaces of a hot square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

서는 열상승류의 중심이 우측으로 이동하여 좌측에서 높게 나타났으며, 좌측면에서는  $X_c=0.2$ 의 경우 상부에서 단열벽면으로 인하여 열이 쌓여서 낮게 나타났으며, 각각의 경우 수평면과 수직면이 결합된 단에서 유동의 상호작용에 의해서 높은 값을 나타내었다.

Fig. 17은 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.2, 0.6$  및  $0.8$ 인 경우의 고온부 4개면의 국소 Nusselt수 분포를 나타낸다. 국소 Nusselt수 분포는 고온부 밀면에서  $Y_c=0.2$ 의 경우에는 저온벽면과 가까워 냉각이 잘되어 가장 높게 나타났고,  $Y_c$ 가 증가함에 따라 고온부의 영향을 거의 받지 않는 영역이 커짐에 따라 유사하였다. 좌, 우측면에서는  $Y_c$ 가 증가함에 따라 저온부 윗면 부근에서 부력의 영향을 받아 열적간섭이 발생하여 열상승류의 폭이 넓어져 열전달이 둔화되었고, 윗면에서  $Y_c=0.6$ 인 경우에는 중앙부근에서 전체영역이 plume의 압박으로 줄어들어 약간 증가하는 경향을 나타내었고  $Y_c=0.8$ 인 경우에는 저온벽면과 다시 가까워져 높게 나타났다.

Fig. 18은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 에서 상, 하 저온벽면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 윗면 저온벽면의 경우  $X_c$ 가 중앙으로 이동할수록 가열된 상승류가 저온벽면과 부딪쳐 최대값을 갖는 지점도 중앙으로 이동하

였고, 아랫면 저온벽면에서는  $X_c=0.2$ 와  $0.3$ 의 경우 냉각중인 유체가 아랫면 저온부와 부딪치는  $X \approx 0.8$ 에서 최대값을 나타내었고  $X_c \geq 0.5$ 에서는 변화가 적었다.

Fig. 19는 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 에서 저온벽면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내었다. 국소 Nusselt수 분포는 윗면 저온벽면의 경우  $Y_c=0.2$ 의 중앙에서는 고온부의 위치가 상대적으로 낮기 3배 분에 최대값을 갖는 반면에  $Y_c=0.6$ 에서는  $X =$

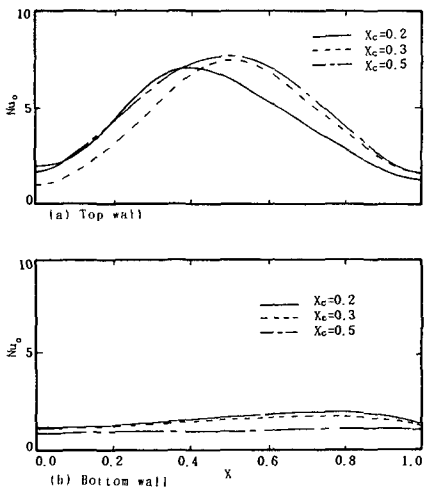


Fig. 18 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

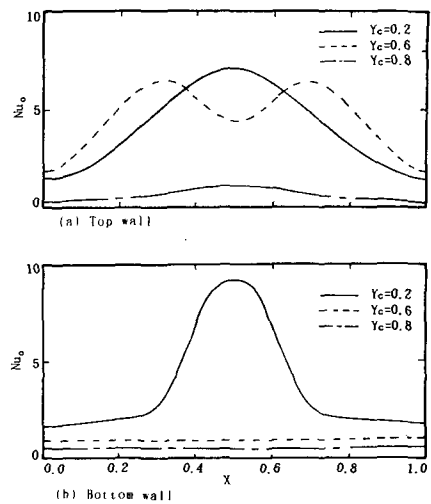


Fig. 19 Local Nusselt number distributions on surfaces of a cold square for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

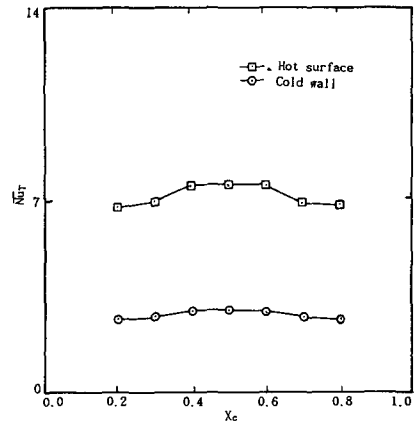


Fig. 20 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $Y_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)

0.5에서 가열유체의 정체로 인하여 와류가 생성되어 2개의 최대값이 대칭적으로 나타났고  $Y_c=0.8$ 에서는 고온유체의 미약한 유동으로 낮게 나타났으며, 아랫면 저온벽면의 경우는 고온부와 가까운  $Y_c=0.2$ 의 중앙에서 가장 높게 나타났고  $Y_c$ 가 증가함에 따라 고온부의 영향을 거의 받지 않는 부분이 커짐에 따라  $Y_c=0.6$ 과  $0.8$ 에서는 일정한 분포를 나타내었다.

Fig. 20은 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.5$ 에서 고

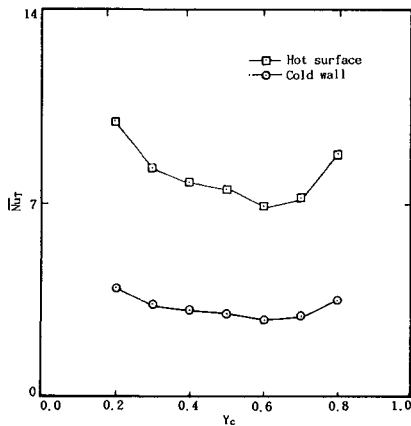
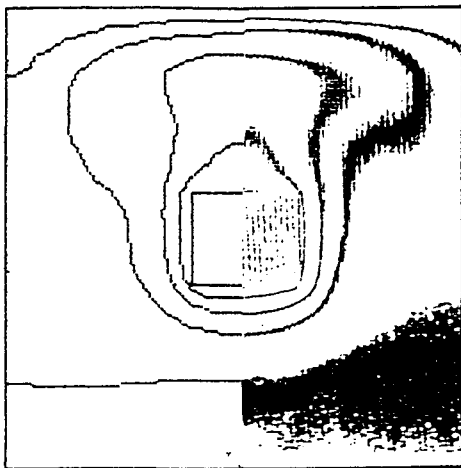


Fig. 21 Total mean Nusselt number distributions on surfaces of a hot square and a cold enclosure for  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  and  $X_c=0.5$  (2-horizontal cold walls)



Numerical Experimental

Fig. 22 Comparison of the numerical and experimental isotherms at  $Gr=1.5 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=14710$  (2-horizontal cold walls)

온부와 저온벽면의 전체평균 Nusselt수 분포를 나타내었다. 두 경우의 전체평균 Nusselt수는  $X_c$ 가 중앙으로 이동할수록 좌, 우의 단열벽면의 영향이 줄어들었고, 고온 온도분포를 나타내어 증가하였고  $X_c=0.5$ 의 경우가  $X_c=0.2$ 의 경우보다 9.0% 높게 나타났다.

Fig. 21은 고온부의 중심위치가  $X_c=0.5$ 에서 고온부와 저온벽면의 전체평균 Nusselt수 분포를 나타내었다. 두 경우는 전체평균 Nusselt수는  $Y_c=0.6$ 까지는 유동이 둔화되어 낮게 나타났고 이 이상에서는 다시 저온벽면과 가까워져서 증가하는 현상을 보였고  $Y_c=0.2$ 의 경우가  $Y_c=0.6$ 의 경우보다 30.3% 높게 나타났다.

두 경우의 전체평균 Nusselt수는 고온부의 중심이  $X_c=0.5$ 이면서  $Y_c=0.2$ 의 경우가  $Y_c=0.5$ 이면서  $X_c=0.5$ 의 경우보다 24.2% 높게 나타났으며, 고온부의 중심을 수평방향보다는 수직방향으로 이동시켰을 때가 열전달 및 유체유동 특성은 많은 영향을 가져왔다.

Fig. 22는 밀폐공간의 경계조건이 상, 하면이 저온이고 좌, 우측면이 단열인 경우에 대한 수치해석 결과를 확인하기 위하여 수치해석과 같은 조건에서 Mach-Zehender 간섭계로 촬영한 등온선을 나타내었다. 두 경우의 등온선을 비교하여 보면 정상적으로 유사한 경향을 나타내었다.

### 결론

서로 다른 경계조건을 갖는 밀폐공간 내에 있는 고온부로부터의 층류 자연대류 열전달에 관하여  $Gr=1.5 \times 10^5$ 과  $Pr=0.71$ 의 상태에서 고온부의 중심위치를 수직과 수평방향으로 이동시켜 고찰한 결과는 다음과 같다.

(1) 좌, 우측면이 저온이고 상, 하면이 단열인 경우, 두 벽면의 전체평균 Nusselt 수는 고온부의 중심이  $Y_c=0.5$ 에서  $X_c$ 가 변하는 경우에는  $X_c=0.2$ 의 경우가  $X_c=0.3$ 의 경우보다 15.1% 높게 나타났다.

(2) 좌, 우측면이 단열이고 상, 하면이 저온인 경우, 두 벽면의 전체평균 Nusselt수는 고온부의 중심이  $X_c=0.5$ 에서  $Y_c$ 가 변하는 경우에는  $Y_c=0.2$ 의 경우가  $Y_c=0.6$ 이 경우보다 30.3% 높게 나타났고, 고온부의 중심위치가  $Y_c=0.6$ 인 경우에는 고온부 상부에서 와류가 생성되었다.

(3) 각각의 경우에 고온부의 중심위치를 수평보다는 수직방향으로 이동시켰을 때가 열전달 및 유체유동 특성은 많은 영향을 가져왔다.

(4) 수치해석과 시험의 결과는 정상적으로 유사한 경향을 나타내었다.

### 참고문헌

- (1) Poulidakos, D., 1985, "Natural Convection in a Confined Fluid-Filled Space Driven by a Single Vertical Wall with Warm and Cold Regions," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 867~875.
- (2) 김무현, 이진호, 강신형, 손영석, 1988, "유한 요소법을 이용한 정방형 밀폐용기내의 플란틀수가 낮은 유체의 자연대류에 관한 연구," 대한기계학회논문집 제12권 제3호, pp. 541~550.
- (3) 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.
- (4) Olson, D. A., Glicksman, L. R. and Ferm, H. M., 1990, "Steady-State Natural Convection in Empty and Partitioned Enclosures at High Rayleigh Rayleigh Numbers," *Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 640~647.
- (5) Exeter, M. K., Hay, H. and Webster, J. J., 1982, "Finite Element Solutions for Free Convection Flow Around an LMFBR Debris Tray," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 25, No. 7, pp. 999~1011.
- (6) 이재현, 1984, "고립된 발열물체를 가지는 정사각형 밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동 특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집 제8권 제4호, pp. 360~367.
- (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, Part A*, Vol. 18, pp. 313~225.
- (8) Acharya, S. and Tsang, C. H., 1985, "Natural Convection in a Fully Partitioned, Inclined Enclosure," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 407~428.
- (9) Pera, L. and Gebhart, B., 1985, "Laminar Plume Interactions," *J. Fluid Mech.*, Vol. 68, Part 2, pp. 259~271.