

# 밀면에 열원이 존재하는 밀폐공간에서의 자연대류

## Natural Convection in a Rectangular Enclosure with Heat Sources at the Bottom

권 용 일\*, 김 선 정\*\*, 권 순 석\*\*\*  
Y. I. Kwon, S. J. Kim, S. S. Kwon

Keywords : Heat source (열원), Heat source length (열원길이),  
Rectangular enclosure (사각 밀폐공간)

### ABSTRACT

A numerical study has been performed to investigate two dimensional natural convection heat transfer in a rectangular enclosure with heat sources of constant temperature at the bottom.

Calculations were made for various dimensionless heat source lengths,  $W/L=0.1-0.5$ , and positions of heat sources at  $Gr=2.57 \times 10^6$ ,  $Pr=0.71$  and  $K_s/K_f=28.98$ .

For various positions of heat sources, the maximum local Nusselt numbers generally show  $X=0.81-0.85$  at the bottom and  $X=0.23$  at the top.

For various dimensionless heat source lengths, the maximum local Nusselt numbers at the bottom show  $W/L=0.4$  for one heat source,  $W/L=0.2$  for two heat sources with fixed centers,  $W/L=0.5$  for two heat sources with moved centers.

Finally the maximum heat transfer at the bottom exhibits in condition of  $W/L=0.4$  for two heat sources with moved centers.

### 기 호 설 명

|  |                                   |
|--|-----------------------------------|
| $CP$ : 무차원 열전달 계수비 ( $K_s/K_f$ )                   | $k$ : 열전도율                        |
| $F$ : 부력항 제어상수                                     | $L$ : 수평거리                        |
| $Gr$ : Grashof 수 ( $g\beta L^3(T_h - T_c)/\nu^3$ ) | $Nu$ : Nusselt 수 ( $hL/k$ )       |
| $g$ : 중력가속도  | $Pr$ : Prandtl 수 ( $\nu/\alpha$ ) |
| $H$ : 수직거리   | $T_c$ : 저온부온도                     |
| $h$ : 열전달계수  | $T_h$ : 고온부온도                     |
|  | $U$ : 무차원 수평방향 속도 ( $uL/\nu$ )    |
|  | $V$ : 무차원 수직방향 속도 ( $vL/\nu$ )    |
|  | $W/L$ : 열원의 무차원길이                 |

\* 東亞大學校 大學院 機械工學科

\*\* 大田 工業大學校 建築設備科

\*\*\* 東亞大學校 工科大學 機械工學科

- $X$  : 무차원 수평방향 좌표( $x/L$ )  
 $Y$  : 무차원 수직방향 좌표( $y/L$ )  
 $\Phi$  : 무차원 온도( $(T-T_c)/(T_h-T_c)$ )  
 $\alpha$  : 열확산계수  
 $\beta$  : 체적팽창계수  
 $\rho$  : 밀도  
 $\nu$  : 동점성계수  
 $\delta$  : 밀면의 두께  
 $\Gamma$  : 무차원 확산계수

<하첨자>

- $B$  : 밀면  
 $f$  : 유체부  
 $R$  : 우측면  
 $s$  : 고체부  
 $T$  : 윗면

<상첨자>

- : 평균

## 1. 서론

밀폐공간내에서 자연대류 문제는 열에너지의 저장, 건물의 에너지 유용, 핵반응로의 안정성, 전자장비의 냉각 그리고 건물의 화재에서 확산되어지는 화염에서 많이 응용되어 연구되고 있다.<sup>1,2,3)</sup>

Anderson<sup>4)</sup>은 밀폐공간내에서 밀면이 가열되고 우측면이 냉각될때 유체의 물성치, Rayleigh수 및 가열면의 경계조건을 변수로 하여 수치해석으로 연구하였다. Incropera 등<sup>5)</sup>은 Channel에서 밀부분이 불연속 가열면을 가지고 불연속면에서 전도에 의한 열전달이 발생할때 열원의 크기와 열원의 간격, 열전도율을 변수로 하여 수치해석으로 연구하였다. Paulikakos 등<sup>6)</sup>은 밀폐공간내에서 수직면이 가열부와 냉각부가 존재할때 유체의 물성치, Rayleigh수, 형상비를 변수로 하여 표면의 가열 및 냉각효과를 연구하였다. Keyhani 등<sup>7)</sup>은 좁은 수직밀폐공간에서 수직면이 분리되어 동열유속으로 가열될때 가열면의 간격과 형상비 및 Rayleigh수를 변수로 하여 실험적으로

유동을 가시화하여 연구하였다. Kwon 등<sup>8)</sup>은 직각 밀폐공간내에서의 아랫면이 등온가열면이고 우측면일부와 윗면이 냉각면일때 아랫면의 열원의 길이, 우측저온부의 위치 및 Grashof 수를 변수로 하여 밀폐공간내에서의 유동현상을 수치해석으로 연구하였다.

본 연구에서는 직각밀폐공간에서 윗면과 우측면일부가 저온부이며, 밀면에 열원이 1개 또는 2개인 경우, 열원의 무차원길이( $W/L$ )를 변수로 하여 유한차분법으로 수치해석하였다. 열원이 2개인 경우, 열원의 중심위치는 고정 또는 이동하는 조건으로 되어있다. 각 열원의 위치조건에서 열원의 무차원길이( $W/L$ )를 변수로 하여 자연대류 열전달특성을 고찰하였다.

## 2. 지배방정식 및 수치해석방법

연구대상으로 취한 유체의 유동을 포함하는 밀폐공간내의 기하학적 형상은 Fig.1 과 같다. 밀면의 열원은 등온  $T_h$ 이고 밀면의 중앙에 위치한 1개의 열원과 대칭축을 중심으로 좌,우로 2개가 존재하는 경우가 있다. 열원의 중심위치는 1개의 열원에서  $x_3/L=0.5$ 이고 2개의 열원에서  $x_1/L=0.25$ 와  $x_2/L=0.75$ 인 경우와 중심위치가 변경되는 경우로 구분된 밀

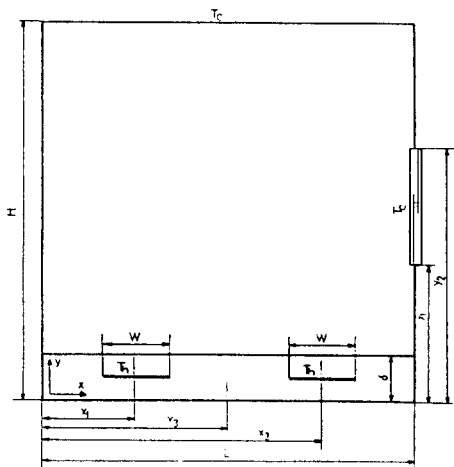


Fig.1 Schematic diagram of geometry investigate

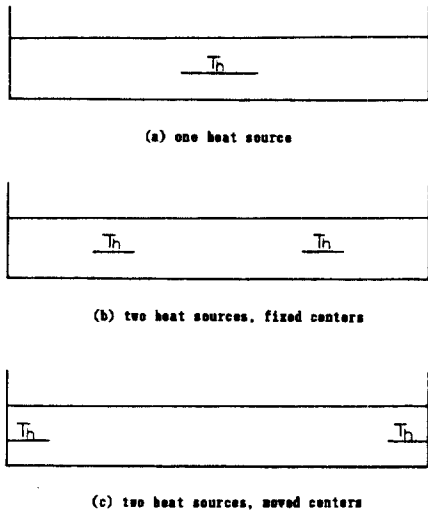


Fig.2 Position of heat sources in bottom

면에서의 열원의 위치는 Fig. 2와 같다. 열원의 무차원길이  $W/L=0.1, 0.2, 0.3, 0.4$  및  $0.5$ 로 되어있다. 밑면의 열원이 존재하지 않는 부분은 일정한 열전도율( $K_s/K_f=28.98$ )로 열전달이 이루어진다고 가정하였다. 윗면과 우측일부는 저온부 등온  $T_c$ 라 가정하였다. 또한 밑폐공간의 좌측면과 우측면 일부면은 완전한 단열벽이라 가정하였다. 밑폐공간의 내부유체는 공기라 가정하였으며 모든 물성치의 기준온도는  $10^\circ\text{C}$ 를 기준으로 하였다.

본 연구에서 유체는 2차원 층류유동이고 Boussinesq 근사에 적용되며 복사열 전달 및 점성소산은 무시하는 것으로 가정하였다. 위의 조건을 이용한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

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

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

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

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

경계조건은 다음과 같다.

$$X=0 : U=V=0, \partial\Phi/\partial X=0 \dots\dots\dots (5)$$

$$Y=0 : U=V=0, \partial\Phi/\partial Y=0 \dots\dots\dots (6)$$

$$Y=1 : U=V=0, \Phi=0 \dots\dots\dots (7)$$

$$X=1, y_1 < Y < y_2 : U=V=0, \Phi=0 \dots\dots\dots (8)$$

$$X=1, Y > y_2, Y < y_1 : U=V=0, \partial\Phi/\partial X=0 \dots\dots\dots (9)$$

밑면 열전도되는 부분 :

$$CP=K_s/K_f, U=V=0, \Gamma=0, F=1(10)$$

$$\text{밑면의 등온열원 부분} : CP=0 \dots\dots\dots (11)$$

$$\text{주위 유체 부분} : CP=1, \Gamma=1, F=0(12)$$

Grashof 수는  $\Delta T=60^\circ\text{C}$ 로 가정하여  $\text{Gr}=2.57 \times 10^6$ 로 고정하였다. 본 수치해석은 Patankar의 방법을 사용하였고 유체유동장의 계산에서는 SIMPLE 방법을 사용하여 계산하였다. Grid는 staggered grid를 사용하였고 각 변수에 대해 경계면을 제외한 모든 격자점에서 선순법(Line by Line)을 적용하여 TDMA를 사용한 반복계산방법으로 해를 구하였다. 이 과정에서 안정된 해의 수렴을 위하여 하향이완계수를 사용하였다.

본 해석의 직각 계산영역은 형상비( $H/L$ )가 1.0이므로 격자는  $26 \times 33$ 으로 하였고 같은 조건을 선택하여 격자수를  $33 \times 33, 41 \times 41$ 로 증가시켜 계산하여 비교한 결과에서 격자수에 관계없이 유사한 값을 나타내었다. 또한 고체 경계면에서 경계층흐름 특성을 효과적으로 관찰하기 위하여 비균일 격자계를 사용하였다.

본 해석의 수렴조건은 고온부에서 유입되는 열량과 각 저온부로 유출되는 열량의 열평형이 0.1% 이하로 하였다.

수치해석한 결과로 열전달계산은 다음과 같이 Nusselt를 계산하였다.

국소 밑면 Nusselt 수 : 유한의 두께에 일정한 열전도율을 가진 경우는 다음과 같이 열전도율을 고려하여 Nusselt 수를 구하였다.

$$\text{Nu}_B = h_B L / K_f = -[2CP / (1+CP)] (1/\Phi_p) [\partial\Phi/\partial Y]_{y=\delta} \dots\dots\dots (13)$$

평균 밑면 Nusselt 수 :  $\overline{Nu}_B = \int_0^1 Nu_B \Phi_B dX = h_B L / K_f \dots\dots\dots (14)$

국소 윗면 Nusselt 수 :  $Nu_T = h_T L / K_f = -[\partial\Phi/\partial Y]_{y=1} \dots\dots\dots (15)$

평균 윗면 Nusselt 수 :  $\overline{Nu}_T = \int_0^1 Nu_T dX = h_T L / K_f \dots\dots\dots (16)$

국소 우측면 Nusselt 수 :  $Nu_R = h_R L / K_f = -[\partial\Phi/\partial X]_{x=1} \dots\dots\dots (17)$

평균 우측면 Nusselt 수 :  $\overline{Nu}_R = (1/0.33) \int_{y_1}^{y_2} Nu_R dY = h_R L / K_f \dots\dots\dots (18)$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서  $Gr=2.57 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=28.98$ 로 고정하고 변수는 열원의 무차원길이  $W/L=0.1 \sim 0.5$ 와 열원의 수와 위치이고 열원은 1개 또는 2개인 경우로 구분하였다. 1개의 열원의 중심위치는  $x_3/L=0.5$ 이고 2개의 열원의 중심위치는  $x_1/L=0.25$ ,  $x_2/L=0.75$ 이며 2개의 열원의 중심위치가 이동하는 경우가 있다.

Fig. 3는 열원이 2개이고 중심이 이동할때 여러가지 열원의 무차원길이  $W/L=0.1 \sim 0.5$ 에 대한 등온선과 유선을 나타내고 있다. 등온선간격은  $\Delta\Phi=0.1$ 이고 온도경계층은 우측면 저온부에 의한 영향으로 밀폐공간의 하부

의 경우 좌측면에서는 상향온도경계층이 형성되고 우측면에서는 하향온도경계층이 형성된다. 무차원 열원의 길이가 증가함에 따라 고온부우측, 저온부좌측에서 등온선이 조밀하게 나타나고 있다.  $W/L \leq 0.2$ 의 경우는 열원이 좌, 우 측면에 존재하여 밀면중앙의 부력의 영향이 작아서 열전달이 둔화되고 열원이 존재하는 근방에서의 온도분포는 열원이 좌, 우측 단열면에서부터 시작하여 우측저온부에 의한 영향으로 시계방향으로 유동이 형성되기 때문에 미소하게 좌측 열원부근이 우측 열원부근보다 높은온도를 유지하고 있다.

유선간격은  $\Delta\Psi=6.0$ 이고 열원의 무차원길이에 관계없이 단일유동이며 열원의 무차원길이가 증가함에 따라 좌, 우측면근방에서 유선간격이 조밀해짐을 나타내고 있다.  $W/L=0.4$ 와  $W/L=0.5$ 인 경우는 유동함수의 최대값이 거의 유사하게 나타났다.

Fig. 4은 열원이 1개인데 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 대하여 밀면 온도분포를 나타내고 있다. 밀면의 온도는 무차원 수평거리가 증가함에 따라 좌, 우측에서 낮은 값을 나타내고 열원이 존재하는 중앙에서 높은 값을 나타내었다. 특히 우측이 좌측보다 좀 더 낮은 값을 나타내는 것은 우측면의 저온부에 의한 영향이며 열원의 무차원길이가 작아질수록 밀면의 온도분포는 현저히 낮게 나타내고 있으며  $W/L \leq 0.4$ 인 경우는 열원이 존재하는

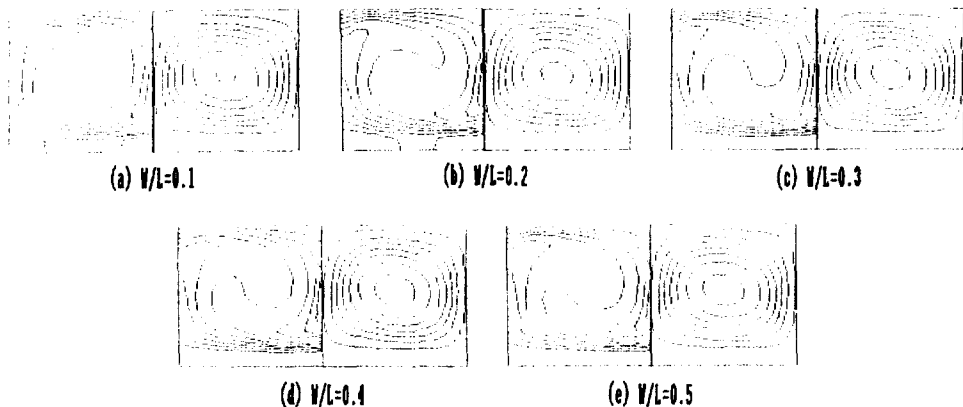


Fig. 3 Streamlines and isotherms for two heat sources, moved centers at  $Gr=2.57 \times 10^5$ ,  $Pr=0.71$ ,  $K_s/K_f=28.98$  ( $\Delta\Phi=0.1$ ,  $\Delta\Psi=6.0$ )

부분에서도 현저한 온도차이가 나타나고 있다. 이는 밑면에서의 열전도율이 낮고 주위유체의 대류열전달에 영향을 크게 받기 때문이다.

Fig. 5는 열원이 1개일때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 국소 밑면 Nusselt 수 분포를 나타내고 있

다. 국소 밑면 Nusselt 수는 열원의 무차원길이 변화에 관계없이 전체적으로 우측면에서 높은 값을 나타내고 있으며 열원의 무차원길이가 작은  $W/L \leq 0.3$ 의 경우는  $0.52 \leq X \leq 0.82$  지점에서 미소한 증가를 나타내고 있다. 이는 열원이 중앙부분에서부터 증가하기 때문에 전도

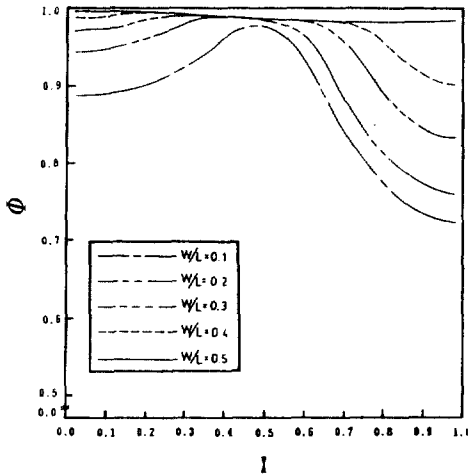


Fig. 4 Bottom temperature distributions at  $y = \delta$  for one heat source at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

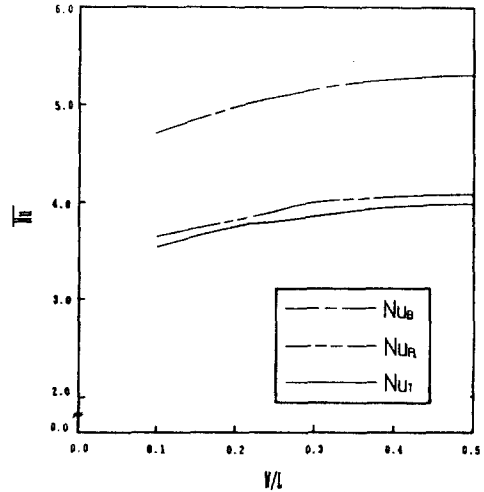


Fig. 6 Mean Nusselt numbers versus various dimensionless lengths of heat source as one heat source at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

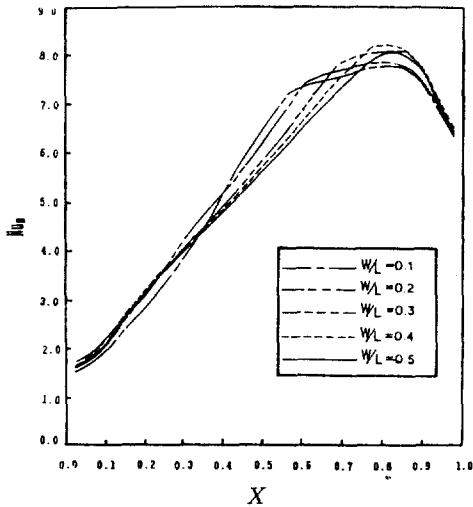


Fig. 5 Local bottom Nusselt numbers versus dimensionless horizontal distance for various dimensionless lengths of heat source as one heat source at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

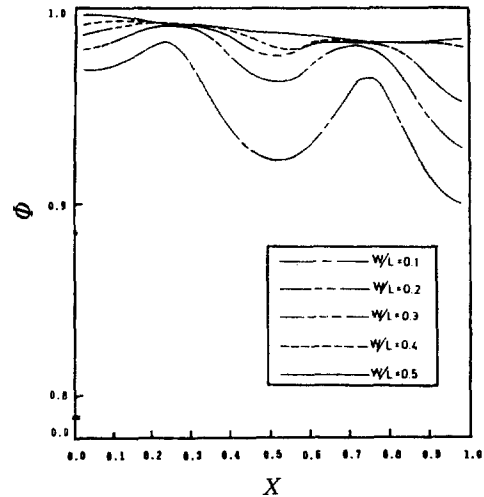


Fig. 7 Bottom temperature distributions at  $y = \delta$  for two heat sources, fixed centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

가 발생하는 곳에서는 우측저온부의 영향이 크기 때문이다. 최대 국소 밀면 Nusselt 수는  $W/L \leq 0.4$ 인 경우는  $X=0.81$ 에서,  $W/L = 0.5$ 인 경우는  $X=0.85$ 에서 나타났다. 또한 국소 최대열전달이 일어나는 열원의 무차원길이는  $W/L=0.5$ 인 경우보다  $W/L=0.4$ 인 경우이다. 이는  $W/L=0.5$ 인 경우가 밀면에서의 부력이 커서 우측 저온부의 영향을 작게 받기 때문이다.

Fig. 6은 열원이 1개일때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 대한 평균 밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수를 나타내고 있다. 평균밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수는 열원의 무차원길이가 증가함에 따라 증가하였다.

Fig. 7은 열원이 2개이고 중심이 고정된 때 여러가지 무차원 수평거리 변화에 대하여 밀면 온도분포를 나타내고 있다. 밀면의 온도분포는 열원의 무차원길이가 감소함에 따라 감소되었다. 또한 무차원 수평거리가 증가함에 따라 열원이 존재하지 않는 부근에서 낮은값을 나타내고 있으며 전체적으로 시계방향으로 형성된 유동에 의하여 우측이 좌측보다 낮은 값을 나타내고 있다. 온도분포가 열원이 1개인 경우보다 전반적으로 높게 나타나고 있다. 이는 열원이 중앙을 기준으로 좌, 우측에 존재하기 때문에 열원과 열원간의 간격이 좁기 때문이다.

Fig. 8은 열원이 2개이고 중심이 고정된 때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 국소 밀면 Nusselt 수 분포를 나타내고 있다. 국소 밀면 Nusselt 수는 전체적으로 우측부근에서 높은값을 나타낸다. 좌, 우측 단열벽 부근에서는 무차원 열원의 길이가 증가함에 따라 유사한 현상을 나타내고 있으며  $X=0.5$ 에서는 무차원열원의 길이가 증가함에 따라 열원의 간격이 좁아지기 때문에 열전달이 증가하고 있음을 나타내고 있다.  $W/L=0.1$ 인 경우는 열원이 존재하는 부분에서 열전달이 현저히 증가하고 있다. 이는 열원이 존재하는 부분의 온도가 주위 유체 온도보다 상대적으로 높기 때문이며  $X=0.5$  부근에서 열전달의 증가폭이 감소하는 것은 열

원의 간격에 비해서 길이가 상대적으로 작기 때문에 열원과 열원사이에서 열전도가 잘되지 않기 때문이다. 최대 국소밀면 Nusselt 수는  $W/L \leq 0.2$ 인 경우는  $X=0.81$ 에서,  $W/L > 0.2$ 인 경우는  $X=0.85$ 에서 나타났다. 또한 그

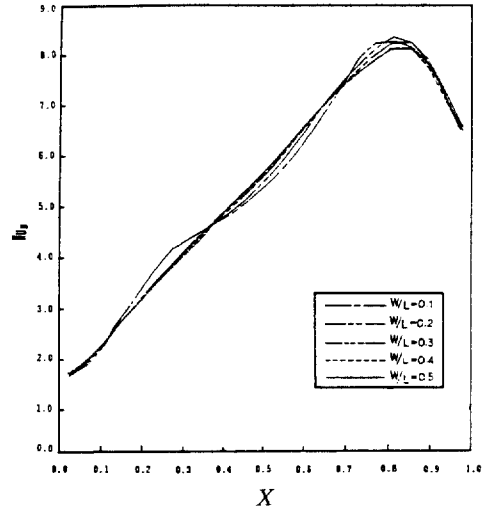


Fig. 8 Local bottom Nusselt numbers versus dimensionless horizontal distance for various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, fixed centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

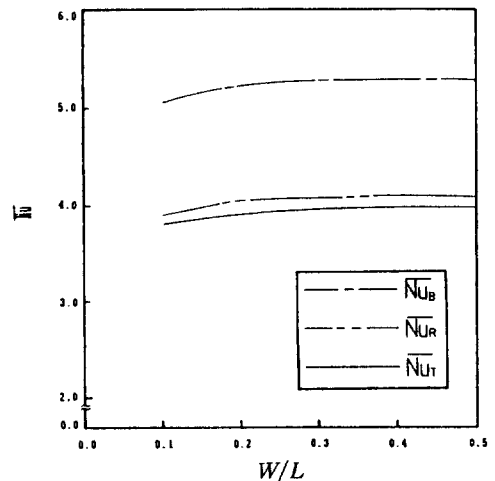


Fig. 9 Mean Nusselt numbers versus various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, fixed centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

값이  $W/L < 0.4$  인 경우가  $W/L = 0.5$  인 경우보다 우측부근에서 높게 나타났으며  $W/L = 0.2$  인 경우가 최대값을 나타내었다. 이는 열원의 무차원길이의 변화에 따라 열원의 길이와 우측면 저온부의 상호관계에 의하여 유동에 큰 영향을 주기 때문이다.

Fig. 9는 열원이 2개이고 중심이 고정된때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 대한 평균 밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수를 나타내고 있다. 평균 밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수는 열원의 무차원길이가 증가함에 따라 미소한 증가를 나타내고 있다.

Fig. 10은 열원이 2개이고 중심이 이동된때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 밀면의 온도분포를 나타내고 있다. 밀면의 온도분포는 무차원 열원의 길이가 감소함에 따라 현저히 감소하고 있으며 열원의 무차원길이가 감소하면 열원이 밀면의 양단으로 이동하기 때문에 중앙에서 현저한 감소를 나타내고 있다.

Fig. 11은 열원이 2개이고 중심이 이동된때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 국소밀면 Nusselt 수 분포를 나타내고 있다. 국소 밀면 Nusselt 수는

$W/L = 0.1$  인 경우  $X = 0.85$  에서,  $0.1 \leq W/L \leq 0.4$  인 경우  $X = 0.81$  에서,  $W/L = 0.5$  인 경우  $X = 0.85$  에서 나타난다.  $X \leq 0.2$  에서는 무차원 열원의 길이가 증가함에 따라 열전달이 현저히 감소하고 열원의 길이에 따라서 차이는

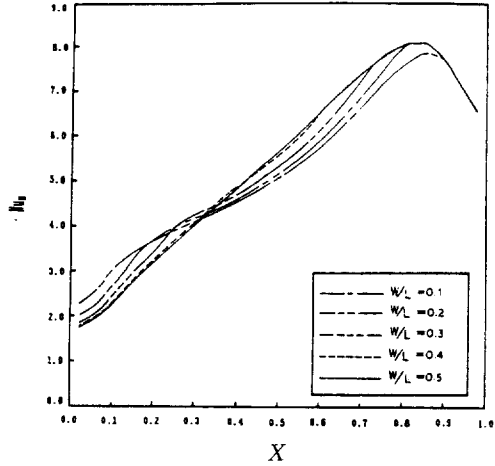


Fig. 11 Local bottom Nusselt numbers versus dimensionless horizontal distance for various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, moved centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

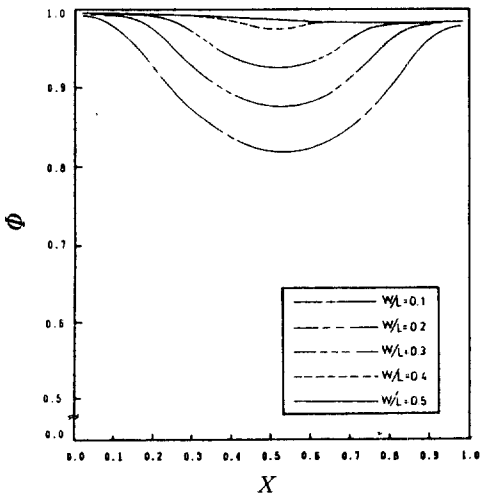


Fig. 10 Bottom temperature distributions at  $y = \delta$  for two heat sources, moved centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

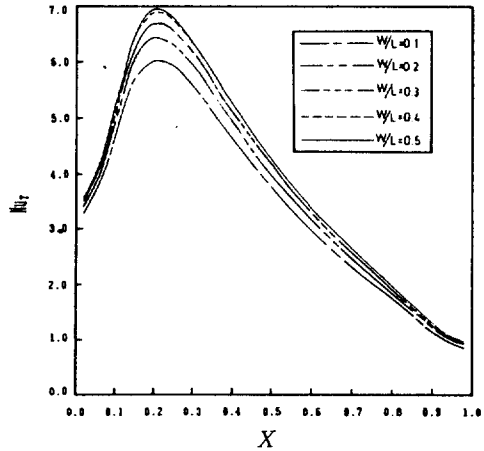


Fig. 12 Local top Nusselt numbers versus dimensionless horizontal distance for various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, moved centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

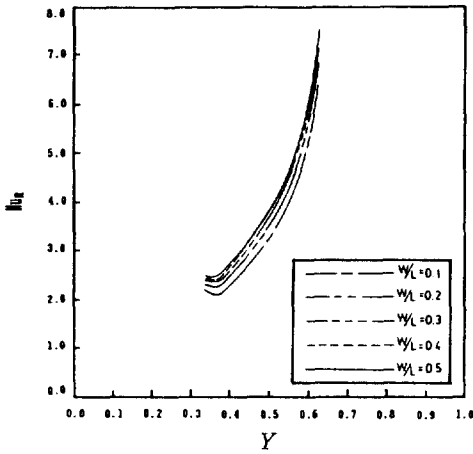


Fig. 13 Local right Nusselt numbers versus dimensionless horizontal distance for various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, moved centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

있지만  $X \approx 0.2 \sim 0.43$ 에서는 반전되는 현상을 나타내고 있다. 이는 열원의 시작위치가  $X = 0$ .  $X = 1$ 이므로  $W/L = 0.5$ 의 경우를 제외하고 밀면의 중앙이 온도가 낮기 때문이다. 또한  $W/L = 0.4$ 의 경우는 중앙의 전도부분에 의한 열전달이 반전됨에도 불구하고 전반적으로 열전달은 유사하게 나타났다.

Fig. 12는 열원이 2개이고 중심이 이동된때 열원의 무차원길이 변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 국소 윗면 Nusselt 수 분포를 나타내고 있다. 국소 윗면 Nusselt 수는 열원이 1개인 경우와 열원이 2개이고 중심이 고정된 경우는 그 값의 크기를 제외하고 유사한 경향을 나타내고 있다. 국소 윗면 Nusselt 수는 열원이 열원의 길이가 증가함에 따라 열전달이 증가하고 있다. 또한 무차원 열원의 길이에 관계없이 무차원 수평거리가 증가함에 따라  $X = 0.23$ 까지는 증가하고  $X > 0.23$ 에서는 급격히 감소하였다. 이는 밀면에서 가열되어진 공기가 시계방향으로 유동하여 단일인 좌측면을 거쳐 냉각면인 윗면에 마주치기 때문이다.

Fig. 13은 열원이 2개이고 중심이 이동된때 여러가지 열원의 무차원 길이변화에 관하여 무차원 수평거리에 대한 국소 우측면 Nusselt 수

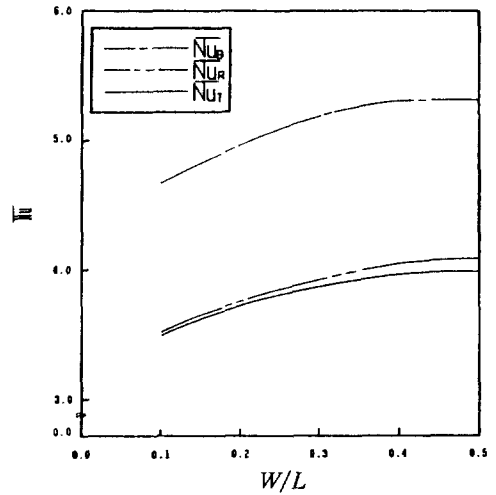


Fig. 14 Mean Nusselt numbers versus various dimensionless lengths of heat source as two heat sources, moved centers at  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $Pr = 0.71$ ,  $K_s/K_f = 28.98$

분포를 나타내고 있다. 국소 우측면 Nusselt 수는 열원이 1개인 경우와 열원이 2개이고 중심이 고정된 경우는 그 값의 크기를 제외하고 유사한 경향을 나타내고 있다. 국소우측면 Nusselt 수는 열원의 무차원길이가 증가함에 따라 전체적으로 우측면 저온부의 상부에서 높은 값을 나타내며  $Y = 0.37$ 에서 최소값을 나타내고 있다. 이는 유동이 시계방향으로 형성되어 아랫부분에서는 단일면과 접하고 있어 단효과에 의한 영향이다.

Fig. 14는 열원이 2개이고 중심이 이동된때 여러가지 열원의 무차원길이 변화에 대한 평균 밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수를 나타내고 있다. 평균밀면, 윗면, 우측면 Nusselt 수는  $W/L < 0.4$ 인 경우에 열원의 무차원길이가 증가함에 따라 증가하였다. 그러나  $W/L \geq 0.4$ 인 경우는 거의 같은 값을 나타내었다. 이는 열원의 최적배열이  $W/L = 0.4$ 임을 나타내는 것이다.

#### 4. 결 론

밀면에 열원이 존재하는 밀폐공간에서의 자연대류 열전달을  $Gr = 2.57 \times 10^6$ ,  $K_s/K_f =$



28.98,  $Pr = 0.71$ 로 고정하고 열원의 수와 위치 및 열원의 길이를 변수로 하여 수치해석한 결과는 다음과 같다.

1) 열원이 1개인데 밑면의 최대열전달은  $W/L \leq 0.4$ 인 경우  $X = 0.81$ 에서,  $W/L > 0.4$ 인 경우는  $X = 0.85$ 에서 나타났다.

2) 열원이 2개고 중심이 고정될때 밑면의 최대열전달은  $W/L = 0.2$ 인 경우  $X = 0.81$ 에서,  $W/L > 0.2$ 인 경우는  $X = 0.85$ 에서 나타났다.

3) 열원이 2개이고 중심이 이동될때 밑면의 최대열전달은  $W/L = 0.1$ 인 경우  $X = 0.85$ 에서,  $0.2 \leq W/L \leq 0.4$ 인 경우  $X = 0.81$ 에서,  $W/L > 0.4$ 인 경우는  $X = 0.85$ 에서 나타났다.

4) 윗면의 최대 국소 Nusselt 수는 열원의 수와 위치 및 열원의 무차원길이 변화에 관계없이  $W/L = 0.23$ 에서 나타났다.

5) 밑면의 최대열전달은 열원이 2개이고 중심이 이동되는 경우  $W/L \geq 0.4$ 에서 나타났고 최적열원의 길이는  $W/L = 0.4$ 이다.

6) 열원이 1개인데 밑면의 국소 최대열전달은  $W/L = 0.4$ 인 경우, 열원이 2개이고, 중심이 고정될때 밑면의 국소 최대열전달은  $W/L = 0.2$ 인 경우, 열원이 2개이고 중심이 이동될때 밑면의 국소 최대열전달은  $W/L = 0.5$ 에서 나타났다.

### 참 고 문 헌

1. Landis, F., and Yanowitz, H., 1966, "Transient Natural Convection in a Narrow Vertical Cell", Transaction, International Heat Transfer Conf., pp. 139-151.
2. De Vahl Davis, G., 1968, "Laminar Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1675-1693.
3. Elder, J.W., 1965, "Laminar Free Convection in a Vertical Slot", Journal of Fluid Mechanics, Vol. 23, pp. 77-79.
4. Anderson, R., Lauriot, G., 1986, "The Horizontal Natural Convection Boundary Layer Regime in A Closed Cavity", 8th Int. Heat Transfer Conf., pp. 1-6.
5. Moffatt, D.F., Incropera, F.P., 1985, "Conjugate Heat Transfer from small isothermal Heat Sources embedded in a large Substrate", Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol. 28, No. 10, pp. 1945-1952.
6. Poulidakos, D., 1985, "Natural Convection in a Confined Fluid-Filled Space Driven by a Single Vertical wall with Warm and Cold Regions", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 567.
7. Keyhani, M., Prasad, V. and Cox, R., 1987, "An Experimental Study of Natural Convection in a Vertical Cavity with Discrete Heat Source", National Heat Transfer Conf., pp. 2-11.
8. 권순석, 김선정, 권용일, 1991. "밑면에 2개의 열원을 가진 밀폐공간에서의 자연대류", 공기조화냉동공학회 부산지부 초록집, Vol. 1. pp. 16~21.