

〈論 文〉

# 수평격판을 갖는 정사각형 밀폐공간내에서 자연대류 유동 및 열전달

정인기\* · 김점수\*\* · 송동주\*\*\*

(1992년 11월 30일 접수)

## Natural Convective Flow and Heat Transfer in a Square Enclosure with a Horizontal Partition

In Kee Chung, Jum-Soo Kim and Dong-Joo Song

**Key Words :** Oscillatory Motion(진동현상), Natural Convection(자연대류), Square Enclosure(정사각형 밀폐공간), Horizontal Partition(수평격판), Thermal Conductivity(열전도율), Numerical Analysis(수치해석)

### Abstract

Natural convective flow and heat transfer in a two-dimensional square enclosure fitted with a horizontal partition are investigated numerically. The enclosure was composed of the lower hot and the upper cold horizontal walls and the adiabatic vertical walls, and a partition was situated perpendicularly at the one vertical insulated wall. The governing equations are solved by using the finite element method with Galerkin method. The computations were carried out with the variations of length, position and thermal conductivity of the partition, and Rayleigh number based on the temperature difference between two horizontal walls and the enclosure height with water ( $Pr=4.95$ ). As the results, an oscillatory motion of natural convection is resulted in a sudden rise of overall heat transfer, but the increase of length of partition is significantly restrained the increase of Nusselt number. The maximum heat transfer was shown just before the transition of the direction of oscillating flow. An oscillatory motion of flow was perfectly shown the stability with the decrease of the length of partition and Rayleigh number. Also, the heat transfer was raised with the increase of the thermal conductivity in proportion to the increase of the length of partition. The stability and oscillation of flow are affected by the position of partition.

### 기 호 설 명

$b$  : 격판의 두께

$g$  : 중력가속도

$H$  : 밀폐공간의 높이(특성길이)

$k$  : 내부유체의 열전도율

$k_p$  : 격판의 열전도율

$k_r$  : 내부유체에 대한 격판의 열전도율의 비 ( $k_p/k$ )

$L$  : 격판의 길이

$Nu$  : 국소 Nusselt수

$\overline{Nu}$  : 평균 Nusselt수

$p$  : 압력

$P$  : 무차원 압력

$Pr$  : Prandtl수

\*정회원, 영남대학교 기계공학과

\*\*정회원, 현대중공업(주)

\*\*\*정회원, 영남대학교 기계공학과

- $Ra$  : Rayleigh수  
 $S$  : 상부벽에서 격판중심까지의 거리  
 $t$  : 시간  
 $T$  : 온도  
 $u$  : 수평방향의 속도  
 $U$  : 무차원 수평방향의 속도  
 $v$  : 수직방향의 속도  
 $V$  : 무차원 수직방향의 속도  
 $W$  : 밀폐공간의 폭  
 $x, y$  : 직교좌표  
 $X, Y$  : 무차원 직교좌표  
 $\alpha$  : 열확산계수  
 $\beta$  : 열팽창계수  
 $\theta$  : 무차원 온도  
 $\nu$  : 유체의 동점성계수  
 $\rho$  : 유체의 밀도  
 $\tau$  : 무차원 시간  
 $\varphi$  : 유동함수  
 $\Psi$  : 무차원 유동함수

#### 하첨자

- $c$  : 냉각벽  
 $f$  : 유체  
 $h$  : 가열벽  
 $p$  : 격판

## 1. 서 론

격판을 가진 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 유동과 열전달은 건축공간내의 에너지 이동현상, 축열조 및 태양열 집열기 등의 설계, 전자장치의 냉각문제 등 공학의 각 분야에서 나타나는 복잡한 물리적 현상을 이해하기 위하여 광범위한 연구대상이 되어 왔으며, 지금까지 실험적 또는 수치적으로 수많은 연구가 수행되어 왔다. 1969년에 Emery<sup>(1)</sup>가 원자로의 냉각장치를 모델로 4각 밀폐공간의 중앙에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 실험적으로 연구한 이후, Winters<sup>(2)</sup>는 밀면에 수직으로 부착된 격판의 열전도성이 밀폐공간내의 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였고, Nansteel과 Greif<sup>(3,4,5)</sup>는 밀폐공간내의 상부벽에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 흐름의 가시화 실험을 통한 다각적인 연구를 수행하였

다. Bajorek과 Lloyd<sup>(6)</sup>는 상하 단열벽에 각각 수직격판이 부착된 4각 밀폐공간내의 열전달 현상을 간섭계를 이용하여 실험적으로 연구하였으며, Lin과 Bejan<sup>(7)</sup>은 격판에 의해 부분적으로 분리된 4각 밀폐공간내의 자연대류 열전달에 대하여 이론해석과 실험을 동시에 수행하였다. Zimmerman과 Acharya<sup>(8)</sup>는 상하벽과 격판이 열전도성을 가지는 4각 밀폐공간에 대한 연구를 수치해석으로 수행하여 기존의 실험적 연구결과와 비교하였다. 또 Shaw<sup>(9)</sup> 등은 상하 단열벽에 수직으로 부착된 격판의 길이와 위치변화가 밀폐공간내의 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치해석으로 연구한 바 있고, Fu<sup>(10)</sup> 등은 상하벽이 단열된 정사각형 밀폐공간 내의 상부벽에 수직격판이 존재하는 경우에 Rayleigh수와 격판위치의 변화가 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 유한요소법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. Kelker와 Patankar<sup>(11)</sup>는 4각 밀폐공간내의 중앙 및 상하벽에 수직격판이 존재하는 두가지 형태의 모델에 대한 연구를 수치적으로 수행하여 격판의 열전도율과 격판사이의 틈새폭이 공간내의 유동과 열전달에 미치는 영향을 검토하였다. 이외에도 많은 연구가 수행되어 왔으나, 이들 연구는 모두 4각 밀폐공간의 상하벽이 단열이고 측벽이 가열 및 냉각되는 밀폐공간내에 수직으로 격판이 존재하는 경우에 대한 것들이었다.

밀면이 고온, 윗면이 저온으로 유지되고 양쪽 수직벽이 단열인 정4각형 밀폐공간내의 한쪽 측벽의 중앙에 수평격판이 부착된 경우에 정<sup>(12)</sup>등은 상하공간에서 발생한 자연대류 유동이 일정한 주기로 흐름방향이 격판선단에서 상하로 교차하는 진동유동(oscillatory flow)이 발생하는 것을 가시화 실험을 통하여 관찰한 바 있는데, 전보<sup>(13)</sup>에서는 이러한 진동현상을 규명하기 위하여 가시화 실험대상과 같은 모델을 가지고 수치적으로 연구한 바 있다. 지금까지 밀폐공간내에서 정상상태의 주기적 진동 유동이 발생하는 것은 벽면의 열적경계조건<sup>(14)</sup>과 공간내의 열원에 의한 것<sup>(15)</sup>이 발표된 바 있다. 그러나 격판이 부착된 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 유동의 진동현상에 수반되는 열전달 현상에 관한 연구는 보고된 것이 없다.

따라서 본 연구에서는 밀폐공간내에서 발생한 자연대류 유동이 수평격판에 의해서 진동현상을 일으킬 때 공간내에서의 열전달 특성을 수치적으로 검토하였다. 본 연구는 Fig. 1에 나타낸 모델에 대해

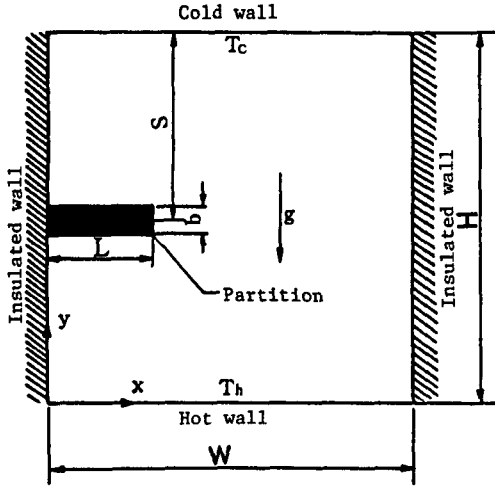


Fig. 1 Schematic diagram of enclosure geometries

여 지배방정식을 Galerkin method를 사용한 2차원 유한요소법으로 수치해석하였는데,<sup>(16)</sup> 내부유체는 Prandtl수가 4.95인 물로 가정하였고, Rayleigh수와 격판의 열전도율 변화에 따른 유동에 수반되는 공간내에서의 온도분포와 열전달계수를 구하였다. 또한 수평격판의 두께와 위치의 변화가 공간내의 자연대류 유동과 열전달 현상에 미치는 영향을 함께 연구하였다.

### 2. 이론해석

Fig. 1과 같은 모델을 해석하기 위하여 밀폐공간 내의 유체는 비압축성, 뉴우튼 유체이고, 고체와 유체의 물성치는 일정하며, 흐름은 2차원 유동으로 가정하였으며, 온도에 대한 밀도의 변화는 Boussinesq 근사를 적용하여 계산하였다. 이상의 가정을 도입하여 무차원화시킨 2차원 비정상상태의 지배방정식은 다음과 같이 주어진다.

연속방정식

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

운동량방정식

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

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} =$$

$$-\frac{\partial P}{\partial Y} + \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Ra}{Pr} \theta \tag{3}$$

에너지방정식

$$\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \tag{4}$$

식(1)~(4)의 무차원화된 지배방정식을 구하기 위하여 사용된 무차원수는 다음과 같이 정의하였다.

$$\begin{aligned} X &= x/H, Y = y/H, U = uH/\nu, V = vH/\nu, \\ \tau &= t\nu/H^2, P = (p + \rho gy)/(\rho\nu^2/H^2), \\ \theta &= (T - T_c)/(T_h/T_c), k_r = k_p/k, \\ Ra &= g\beta(T_h - T_c)H^3/\alpha\nu, Pr = \nu/\alpha \end{aligned} \tag{5}$$

위의 지배방정식을 풀기 위하여 무차원화된 초기조건과 경계조건은 다음과 같다.

초기조건 :  $\tau=0$ 일 때 벽을 포함한 내부공간에서

$$U = V = 0, \theta = 0 \tag{6}$$

경계조건 :  $\tau > 0$ 에서

양측벽,  $X=0$ 과  $X=W$ 에서  $U = V = 0, \partial\theta/\partial X = 0$  (7)

밑면,  $Y=0$ 에서  $U = V = 0, \theta = 1$  (8)

윗면,  $Y=H$ 에서  $U = V = 0, \theta = 0$  (9)

격판이 단열일 때 격판표면에서  $U = V = 0, \partial\theta/\partial X = \partial\theta/\partial Y = 0$  (10)

격판의 열전도율이 고려되는 경우에 격판부분에서의 비정상 열전도 방정식은 다음과 같이 적용된다.

$$\frac{\partial \theta_p}{\partial \tau} = \frac{1}{Pr} \left( \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta_p}{\partial Y^2} \right) k_r \tag{11}$$

격판과 내부유체의 경계면에서 에너지평형은 다음과 같은 조건식이 요구된다.

$$\left( k \frac{\partial \theta}{\partial n} \right) \Big|_{\text{interface}} = \left( k_p \frac{\partial \theta_p}{\partial n} \right) \Big|_{\text{interface}} \tag{12}$$

식(1)~(4) 및 (11)과 (12)의 각 식에 대하여 Galerkin법을 이용한 유한요소 방정식은 weighting functions로서 임의함수  $\delta U, \delta V, \delta \theta$  그리고  $\delta P$ 를 도입하여, 이것을 각 식에 곱하여 요소내에서 적분을 행하였다.

사각형요소를 사용하여 2차 다항식의 shape functions  $M_a, a=1\sim 8$ , 1차 다항식의 shape functions  $N_a, a=1\sim 4$ 로 표시하였다. 이것을 사용하여 유한요소에서 변수들은 다음과 같이 나타내었다.

$$U = \sum_{a=1}^8 M_a U_a, \quad V = \sum_{a=1}^8 M_a V_a$$

$$\theta = \sum_{a=1}^8 M_a \theta_a, \quad P = \sum_{a=1}^4 N_a P_a \quad (13)$$

각 변수들을 요소를 위한 적분식에 대입하고 정리하여 비정상문제 해석을 위한 시간적분식을 구하였다.

### 3. 계산방법

본 계산을 위하여 사용된 격자배열은  $33 \times 33$ 으로 분할하였으며, 유동과 온도의 변화가 심한 격판부근과 벽면근처에서는 조밀하게 배열시켰다. 시간증분에 따른 반복계산으로 얻어지는 비정상상태의 해는 반복되는 계산과정에서 얻어지는 유동함수와 온도에 대한 계산값의 최대오차가  $10^{-3}$ 을 넘지 않을 때 수렴된 것으로 하였으나, 공간내에서 유동의 진동현상이 초래되는 경우는 반복적인 형태로 나타나는 유동함수 값의 최대오차가 0.01 이하인 경우를 수렴한 것으로 판정하였다. 해를 구하기 위한 시간증분에 따른 반복회수는 600~900회 정도이다. 또한 수치계산으로 얻어진 온도값을 사용하여 다음 식과 같이 정의되는 고온면과 저온면의 국소 Nusselt수와 평균 Nusselt수를 계산하였다.

$$Nu_h = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (14)$$

$$Nu_c = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=H} \quad (15)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{W} \int_0^W Nu \Big|_{Y=0,H} dX \quad (16)$$

유동의 진동주기동안에 나타나는 평균 Nusselt수는 다음과 같이 정의하여 얻었다.

$$\overline{Nu}_\tau = \frac{1}{(\tau_2 - \tau_1)} \int_{\tau_1}^{\tau_2} \overline{Nu} \, d\tau \quad (17)$$

식(17)에 사용된  $\tau_1$ 과  $\tau_2$ 는 계산에 고려되는 시작과 끝의 무차원 시간을 나타낸다.

### 4. 결과 및 고찰

밀폐면이 고온, 윗면이 저온으로 유지되고 양쪽 수직벽이 단열인 정사각형 밀폐공간내에서 한쪽 측벽에 수평격판이 부착되어 있는 경우 이 격판에 의하여 정상상태의 자연대류 유동이 격판선단을 따라 상하로 방향이 교차하는 진동현상이 발생하는 것은 이

미 실험적으로나 수치해석으로 규명된 바 있다.<sup>(12,13)</sup> 따라서 본 연구에서는 이러한 진동유동이 밀폐공간내의 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 조사하였다. 또한 수평격판의 열전도율, 두께 및 위치의 변화가 공간내의 유동과 열전달 현상에 미치는 영향을 검토하였다. 본 수치해석에 사용된 밀폐공간은 종횡비(W/H)가 1인 정사각형 단면이고 수평격판의 두께는 공간의 높이에 대한 비(b/H)로 주어졌으며, 내부유체는 양 등온벽의 온도차에 관계없이 밀폐공간 내부의 물의 평균온도를  $35^\circ\text{C}$ 로 유지시킨 가시화 실험<sup>(12)</sup>의 경우와 같이 Prandtl수를 4.95인 물로 하였고, 2차원 유동으로 가정하였다.

#### 4.1 진동유동에 의한 열전달 특성

Fig. 2는 단열된 수평격판이 측벽의 중간높이에 부착된 경우(S/H=0.5), 무차원 격판길이의 변화에 대하여 Rayleigh수를 변화시켜 한 진동주기동안에 고온과 저온의 상하면에 대하여 계산한 열전

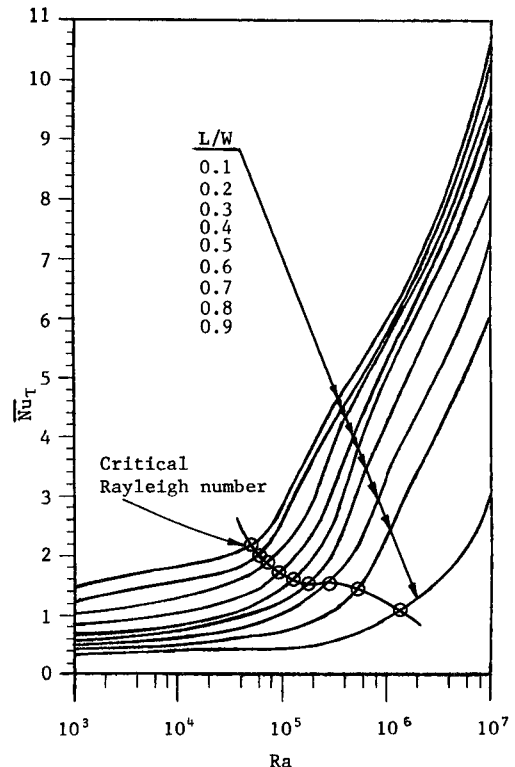


Fig. 2. Average Nusselt number as a function of Rayleigh number for various partition lengths, S/H=0.5

달값을 평균하여 얻어진 평균 Nusselt수의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 자연대류 유동의 진동현상이 시작되는 임계 Rayleigh수 (critical Rayleigh number)보다 낮은 범위에서는 Rayleigh수의 증가와 함께 열전달이 완만하게 증가하는 현상을 보이고 있으나, 임계값 이상에서는 평균 Nusselt수가 급격하게 상승하고 있다. 따라서 일정한 격판길이에 대해서 밀폐공간내 자연대류의 진동현상은 상하벽면에서의 열전달을 향상시키는 작용을 하는 것을 알 수 있다. 한편 격판의 길이가 길어질수록 공간내에서 유동에 대한 저항이 커지게 되어 임계 Rayleigh수가 증가하고 격판이 진동유동을 억제하는 효과로 작용하게 되는데, 격판의 길이가 상당히 길어진 경우에는 Rayleigh수를 높여도 열전달의 증가가 상당히 둔화되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각각  $L=0.4W$ 일 때  $Ra=10^7$ 인 경우에 반복계산으로 얻어지는 공간내의 진동유동에 수반된 유동함수의 천이과정과 이에 따른 공간내의 온도분포를 시간경과에 대해서 일정한 간격 (interval)으로 도시한 것이다. 밀폐공간내 자연대류의 진동유동은 그림과 같이 정상상태에서 주순환유동이 격판선단을 따라 상하로 방향을 교차하면서 반복되는 유동형태로 나타나며, 이 진동유동의 발생원인은 전보<sup>(12,13)</sup>에서 서술한 바와 같이 수평격판의 상부 혹은 하부공간에서 흐름이 정체되거나 국소적으로 2차유동이 일어날 때 이 공간내의 유체가 상하 등온벽과의 열교환으로 유체내부에 에너지가 축적되거나 감소하게 되어 부양력 혹은 하강력과 같은 체적력이 증가하여 생기되는 현상으로 사료된다.

또 Fig. 4에서는 격판선단부근에서 온도의 역전에 의한 등온선의 방향도 진동에 의해 유동의 방향이 교차됨에 따라 상하로 바뀌는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5는 온도분포로부터 계산된 밀면(고온면)에서의 국소 Nusselt수 변화를 보여주고 있는데, Fig. 5에 나타낸 번호 1~6은 Fig. 4에 도시하고 있는 진동유동의 천이과정에서 밀폐공간내의 온도분포를 나타내고 있는 그림(1)~(6)의 순간에 각각 계산된 국소 Nusselt수에 해당된다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 열전달은 수평격판하부에 비해 격판선단의 상하공간이 연결되어 주순환유동이 일어나는 영역에서 상당히 높게 나타나고 있다. 또 그림에서 1은 주순환유동이 상승할 때 얻어진 값이며, 주순환

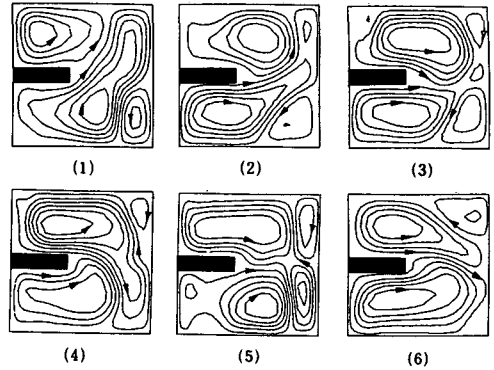


Fig. 3 Streamlines of oscillating flow,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.4W$

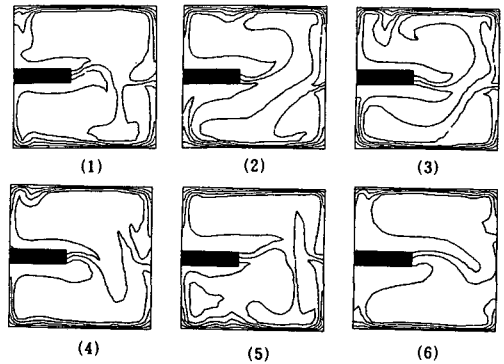


Fig. 4 Isotherms of oscillating flow,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.4W$

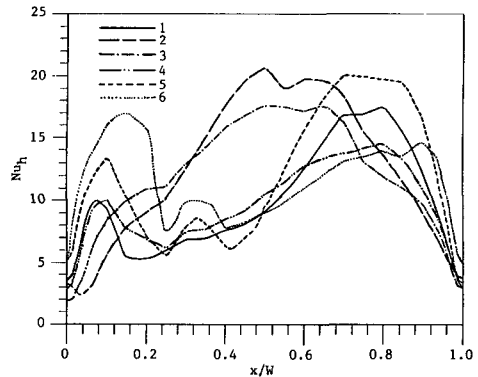


Fig. 5 Variations of local Nusselt number on the bottom hot wall for oscillating flow,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.4W$   $S/H=0.5$

유동의 방향이 위쪽에서 아래쪽으로 변환되는 동안에 하부벽으로부터의 열전달은 증가된후 점차 감소하는 경향을 보이고 있고, 국소 Nusselt수의 극대점도 중심부로 약간 이동하는 것을 알 수 있다. 그

리고 고온면에서 열전달이 가장 활발한 때는 천이 과정의 그림 (2)와 같이 격판상부의 2차유동이 확장하여 주순환유동을 밀폐공간의 하부로 강하게 누르고 있는 시점으로 주순환유동의 방향이 교차되기 직전임을 알 수 있다. 이후 하강유동이 계속되는 동안에는 밀면에서의 열전달은 전체적으로 위축되는 반면 격판 하부공간에서의 국부적인 열전달은 약간 상승하고 있어 이 영역에서 에너지의 재충전이 이루어지고 있음을 보여준다. 이러한 경향은 상부 냉각면의 국소 Nusselt수를 보여주는 Fig. 6의 경우에도 비슷한 형태로 나타났다. Fig. 5와 Fig. 6에서 각각 나타낸 주순환유동이 격판 하부영역에 있는 유체내부에서 부양력이 증가하여 주순환유동이 하강에서 상승으로 바뀌는 번호 4의 경우에도 국소 Nusselt수의 변화는 유동이 상승에서 하강으로 바뀔 때 일어나는 경향과 유사한 형태를 보이는 것을 확인하였다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각  $Ra=10^7$ 일 때 격판의 길이 변화에 따른 공간내의 주기성을 가지고 반복적으로 일어나는 진동유동의 천이과정중에서 대표적인 경우의 유선과 여기에 대응하는 등온선을 도시한 것이다. 격판의 길이가 비교적 짧은 경우에는 격판 선단을 따라 상승과 하강유동의 대칭성이 대체로 유지되고 있는 것을 볼 수 있으나, 격판의 길이가 공간의 반이상으로 길어질 때는 진동유동의 강도는 약해지고 격판 상하부의 공간에서 초래되는 흐름의 정체현상에 의해서 진동유동이 대칭성을 유지하는 것이 어렵게 된다.  $L=0.8W$ 에서와 같이 격판길이 가 상당히 길어진 경우에는 격판선단에서만 상승

및 하강유동이 반복되는 것을 볼 수 있다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 밀폐공간내 유동의 진동에 따른 온도분포는 수평격판의 길이변화에 관계없이 진동유동의 상승과 하강에 따라 격판 선단부근에서 등온선의 방향이 상하로 바뀌는 것을 알 수 있다.

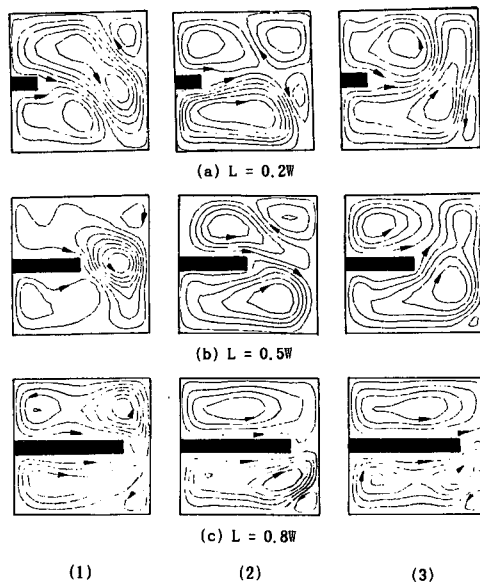


Fig. 7 Streamlines of oscillating flow for various lengths of partition,  $Ra=10^7$

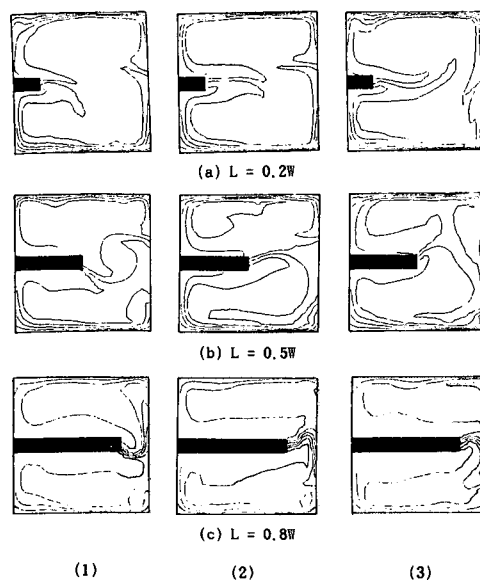


Fig. 8 Isotherms of oscillating flow for various lengths of partition,  $Ra=10^7$

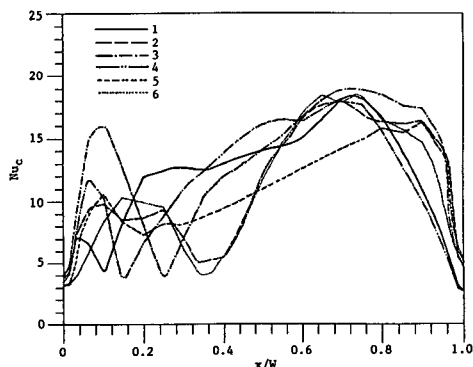


Fig. 6 Variations of local Nusselt number on the upper cold wall for oscillating flow,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.4W$   $S/H=0.5$

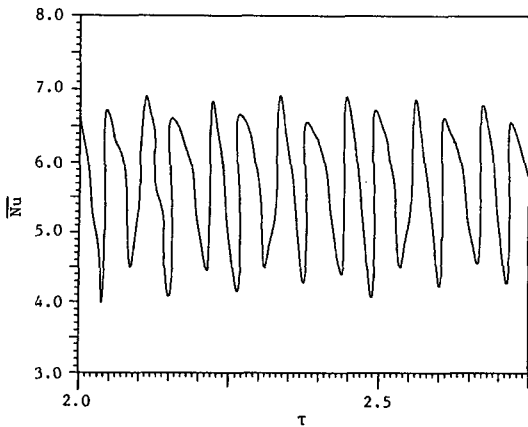
Fig. 9는  $Ra=10^6$ ,  $L=0.2 W$ 일 때 반복계산으로 공간내에서 얻어지는 평균 Nusselt수와 무차원 유동함수의 분포를 시간경과에 따라 도시한 그림이다. Fig. 9(a)는 고온과 저온의 상하면에 대해서 계산한 후 평균한 Nusselt수의 변화를 나타내고 있는데, 완벽한 주기성을 지니지는 못하고 있으나 평균 Nusselt수의 최대값이 시간경과와 함께 지속적인 반복성을 보이는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 9(b)는 같은 경우에 공간내에서 시간경과와 함께 나타나는 무차원 유동함수를 보여주고 있는데, 무차원 유동함수는  $\psi = \varphi/\nu$ 로 정의하여 도시되었다. 주어진 무차원 유동함수는 모두 완전한 주기성을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다. 그림에서 점선으로 주어진 것은 공간의 중간높이에 설치된 수평격판의 선단과 마주하는 단열 수직벽사이의 공간에서

격판선단으로부터 30%되는 지점의 무차원 유동함수를 나타내고 있는데, 시간경과에 따른 유동함수의 최대값과 최소값의 변화에 비해서 변동(fluctuation)폭이 크게 주어지고 있는데 이것은 진동유동의 천이에 의해 흐름방향이 상하로 교차함으로써 나타나는 현상으로 사료된다. 그러나 시간경과와 함께 나타나는 유동함수의 진동(period)현상은 전반적으로 유사한 경향을 보이고 있다. Rayleigh수 및 격판길이의 변화가 유동의 주기성에 미치는 영향을 검토하여 보았는데, 격판길이가 짧고 Rayleigh수가 낮을수록 단순한 진동형태를 지니게되며 주기의 반복성도 완벽하게 재현되는 것을 확인할 수 있었다.

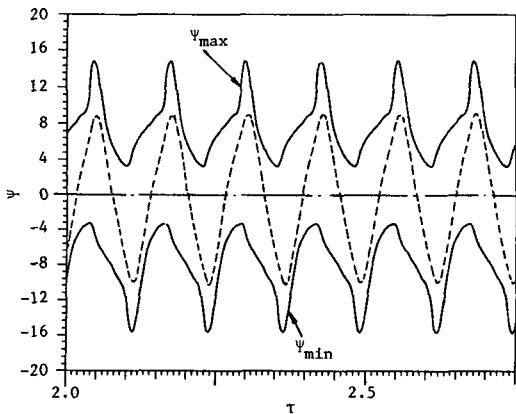
4.2 격판 열전도성의 영향

격판의 열전도율이 공간내의 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 검토하기 위하여, 격판이 단열인 경우와 열전도성을 가지는 경우를 비교하여 보았다.

Fig. 10은 격판의 위치  $S/H=0.5$ 인 경우,  $Ra=10^6$ 과  $Ra=5 \times 10^6$ 일 때 격판의 길이가 각각  $L=0.2 W$ ,  $0.5 W$  및  $0.8 W$ 인 경우에 단열격판과 내부유체에 비하여 매우 높은 열전도성을 가지는  $k_r = \infty$  ( $10^{20}$ )에 대해서 하부고온면에서의 국소 Nusselt수의 분포를 비교한 그림이다. 격판이 비교적 짧을 때는 격판의 열전도성에 관계없이 국소 Nusselt수



(a) Nusselt variation with  $\tau$



(b) stream function variation with  $\tau$

Fig. 9 Periodic solution for  $Ra=10^6$  and  $L=0.2 W$

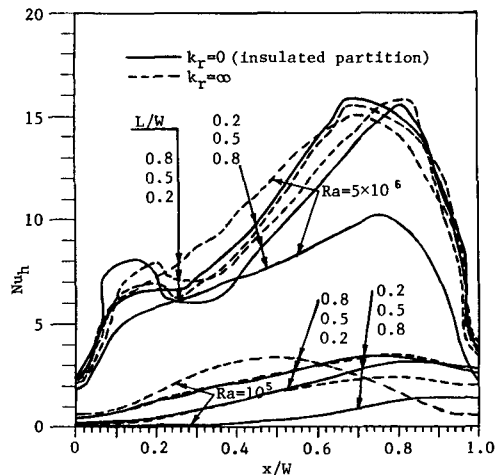


Fig. 10 Effects of thermal conductivity ratio of partition on local Nusselt number over the bottom hot wall,  $S/H=0.5$

$Nu_n$ 의 값의 크기와 분포가 거의 유사한 경향을 보여주고 있으나, 격판의 길이가 공간폭의 반( $L=0.5 W$ )으로 증가한 경우에는 낮은 Rayleigh수( $Ra=10^5$ )에서  $k_r=\infty$ 일 때가 격판이 단열( $k_r=0$ )인 조건보다 다소 낮은 열전달율을 나타내지만 Rayleigh수가 증가하면( $Ra=5 \times 10^6$ ) 격판의 열전도성이 큰 경우가 단열의 경우에 비해 열전달이 더 커지는 현상을 보이고 있다. 이러한 경향은 격판의 길이가 더욱 긴  $L=0.8 W$ 인 경우에는 낮은 Rayleigh수에서도 격판이 단열인 경우보다 높은 열전도성에 의해 국소 Nusselt수가 현저히 큰 값을 보여주게 되며, Rayleigh수의 증가와 함께 훨씬 큰 차이를 보여주고 있다. 따라서 상하등온벽의 온도차에 의해 자연대류 유동과 열전달이 일어나는 밀폐공간내에서 수평격판이 설치되어 있는 경우 격판이 길어질수록 유동이 억제되어 대류작용의 의한 열전달은 감소하는 반면, 격판을 통한 열전도가 상하공간으로의 열전달에 큰 비중을 차지하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 11과 Fig. 12는  $L=0.5 W$ 일 때 공간내의 자연대류가 진동유동으로 천이되기 전의 낮은 Rayleigh수인  $Ra=10^5$ 에서 수평격판의 열전도율 변화가 유동 및 온도분포에 미치는 영향을 보여주는 그림들이다. 수평격판이 단열일 때는 상하부공간에서 격판을 중심으로 상하대칭의 분리된 단일의 유동형태를 나타내다가 격판의 열전도율의 증가와

함께 격판 상하부공간에서 형성되는 2차유동을 가진 다세포유동의 흐름형태로 분리된 후, 열전도성이 매우 높은  $k_r=\infty$ 의 경우에는 격판선단부 공간내의 주순환유동과 격판상부에서 생기는 재순환유동으로 분리된다.

이와 같은 유동형태의 변화에 따라 대응되는 온도분포를 Fig. 12에서 보여주고 있는데 격판 열전도율의 증가와 함께 단열조건에서의 상하대칭의 등온선은 점차 비대칭의 온도분포로 바뀌게 되며,  $k_r$ 이 증가할수록 격판과 상부 냉각벽사이의 온도차가 커지게 되어 수평격판 상부에 발생하는 재순환유동의 강도가 커졌다.

Fig. 13은  $Ra=10^5$ ,  $L=0.5 W$ 인 경우, 격판의 열전도율 변화에 대하여 Fig. 2에서와 같이 고온과

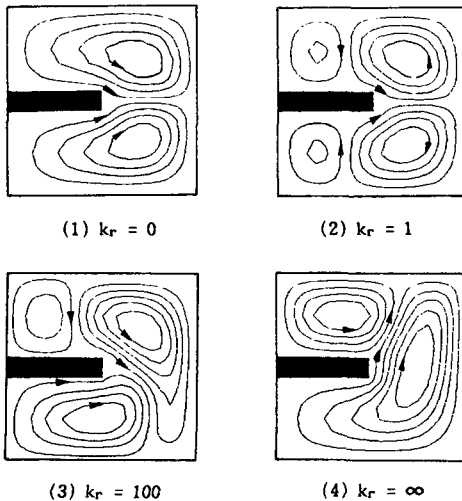


Fig. 11 Effects of thermal conductivity ratio of partition on streamlines.  $Ra=10^5$ ,  $L=0.5 W$

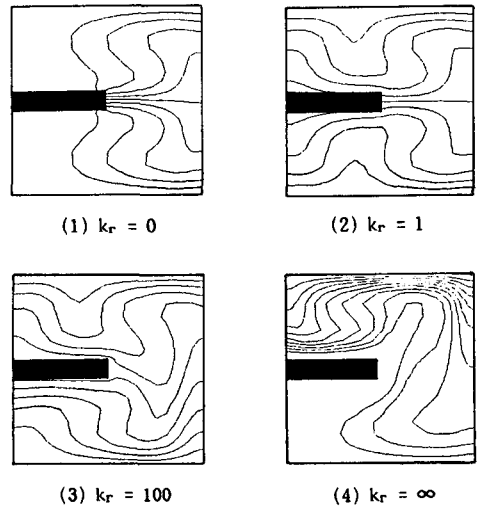


Fig. 12 Effects of thermal conductivity ratio of partition on isotherms,  $Ra=10^5$ ,  $L=0.5 W$

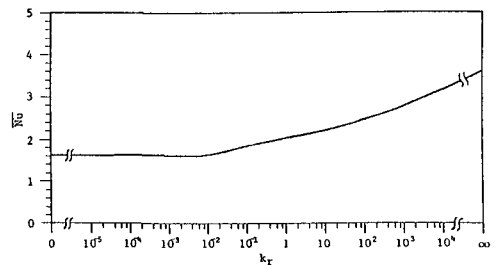


Fig. 13 Average Nusselt number as a function of thermal conductivity ratio,  $Ra=10^5$ ,  $L=0.5 W$ ,  $S/H=0.5$



저온의 상하벽면에 대해 계산한 열전달율의 값을 평균하여 나타낸 평균 Nusselt수의 관계를 도시한 것이다. 격판의 길이와 Rayleigh수가 커질수록, 또한 수평격판의 열전도율이 증가할수록 밀폐공간의 상하벽면사이의 열전달도 증가하게 되는데, 본 계산의 범위에서는 수평격판이 단일인 조건에서부터  $kr=0.01$ 까지는 거의 일정한 값을 유지하다가 그 이상으로 격판의 열전도율이 커짐에 따라 공간내의 평균 Nusselt수도 거의 비례적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 공간내의 자연대류가 진동유동을 일으킬 때도 유사한 경향을 보이는 것을 확인하였다.

4.3 격판의 두께 및 위치영향

Fig. 14와 Fig. 15는  $Ra=10^5$ ,  $L=0.3 W$ 일 때 격판두께와 공간높이의 비( $b/H$ )가 0.001, 0.01, 0.1 및 0.2인 경우에 각각 자연대류 유동과 등온선분포를 나타낸 것이다. 공간내 유동 및 등온선의 분포는 격판의 두께에 무관하게 거의 유사한 형태로 나타나고 있다. 이러한 현상은 Zimmerman<sup>(8)</sup>등의 열전

도성이 있는 수직격판에 대한 수치해석 결과에서도 같은 경향을 나타내고 있어서 격판의 두께가 밀폐공간내의 자연대류 및 열전달에 미치는 영향은 거의 없음을 알 수 있었다.

또한 Fig. 16은 격판두께의 변화에 따른 상하벽면에서의 평균 Nusselt수를 도시한 그림이다. 격판의 길이가 길어질수록 평균 Nusselt수는 감소하고 Rayleigh수가 증가할수록 그 차이가 커지고 있으나 그림에서 알 수 있는 바와 같이 격판두께의 영향은 거의 없다. 다만  $b/H=0.2$ 인 경우, 그리고 Rayleigh수가 클 때 약간 감소하는 경향은 격판두께의 증가에 따른 유동공간의 축소에 의한 영향으로 사료된다.

또 Fig. 17과 Fig. 18은  $Ra=10^7$ ,  $L=0.3 W$ 일 때 격판의 위치변화에 따른 공간내 자연대류 유동과 등온선분포를 나타내고 있다. 격판의 위치가 상하 등온면에 접근할수록 유동의 진동현상은 약하게 나타났는데, 이것은 격판과 상하 등온면사이의 유동이 정체되는 영역이 좁아져서 고온면 혹은 저온면과의 열교환에 의해 격판 상하부공간의 유체내부에

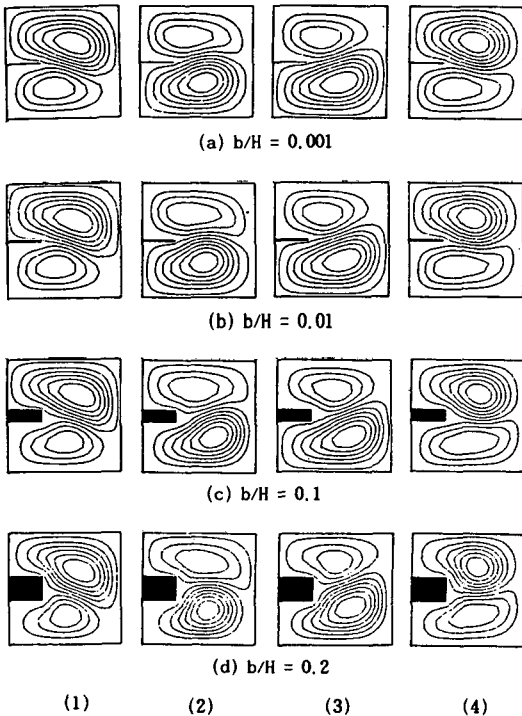


Fig. 14 Effects of partition thickness on streamlines,  $Ra=10^5$ ,  $L=0.3 W$

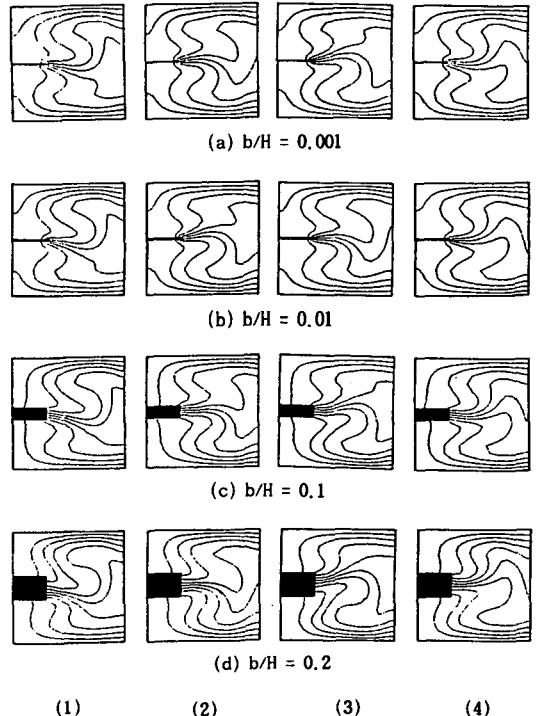


Fig. 15 Effects of partition thickness on isotherms,  $Ra=10^5$ ,  $L=0.3 W$

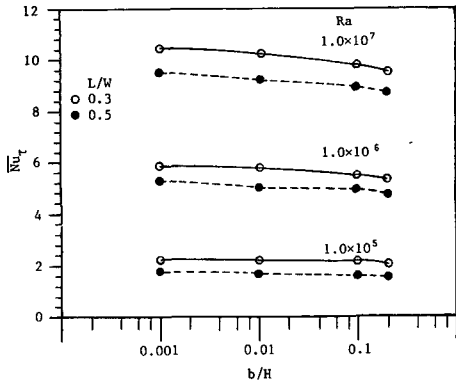


Fig. 16 Effects of partition thickness on the average Nusselt number,  $S/H=0.5$

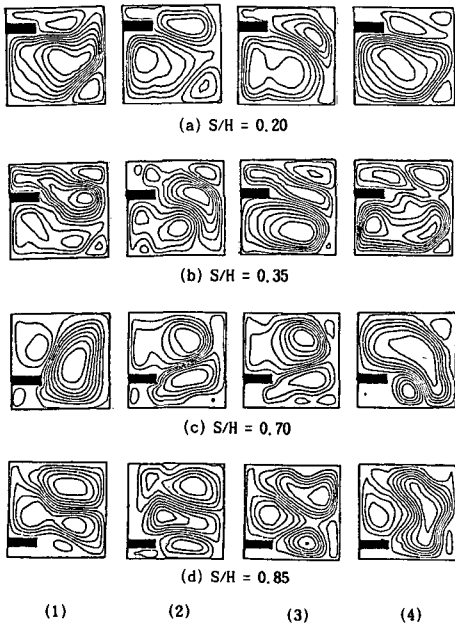


Fig. 17 Streamlines of oscillating flow for various positions of partition,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.3 W$

축적되는 부양력 및 하강력이 약해진 때문으로 사료된다. 격판의 길이가 증가되었을 때는 더욱 그 경향이 현저하여 수평격판에 의한 진동유동이 격판에 의해 분리되는 공간의 비대칭성이 클수록 약해지는 것을 알 수 있었다. 또 Fig. 18에 주어진 공간내 등온선분포는 유동의 진동현상에 따라 상하로 방향이 바뀌는 것을 볼 수 있다.

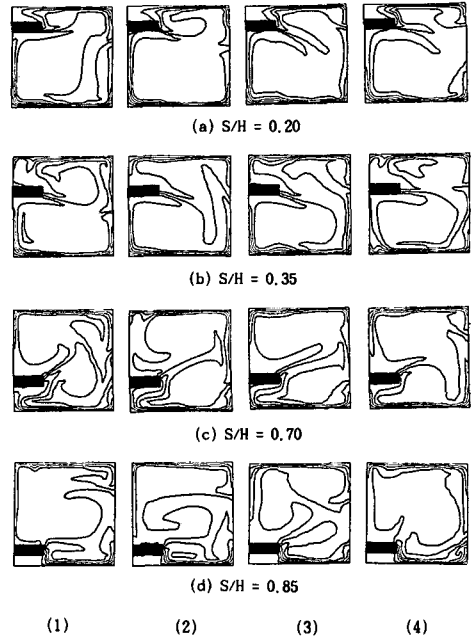


Fig. 18 Isotherms of oscillating flow for various positions of partition,  $Ra=10^7$ ,  $L=0.3 W$

### 5. 결 론

양측벽이 단열로 유지되고 밀면이 고온, 윗면이 저온인 정사각형 밀폐공간내에서 한쪽 측벽에 부착된 수평격판이 공간내부의 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치해석으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 격판의 길이가 일정할 때 Rayleigh수의 증가에 의해 자연대류 유동이 진동현상을 초래하면 공간내부의 열전달은 급격히 상승하나 격판의 길이가 길어질수록 증가는 둔화된다. 또한 각 격판길이에 대하여 진동유동으로 바뀌는 임계 Rayleigh수가 존재한다.

(2) 공간내의 열전달은 진동유동의 천이과정에서 주순환유동의 흐름방향이 상하로 바뀌기 직전에 가장 높은 열전달율의 값을 나타낸다.

(3) 격판길이가 짧고 Rayleigh수가 낮을수록 유동의 진동현상은 안정되고 완벽한 주기성을 지닌다.

(4) 격판의 길이가 증가할수록 격판의 열전도성이 공간의 열전달에 미치는 영향이 커지며, 수평격판의 열전도율이 증가하면 밀폐공간내의 열전달은

격판의 열전도율에 비례하여 커진다.

(5) 격판두께의 변화는 공간내 유동과 열전달 현상에 큰 영향을 미치지 않으나, 격판의 위치가 상하 등온면에 접근할수록 유동의 안정성이 낮아지고 진동현상은 약해진다.

### 참고문헌

- (1) Emery, A.F., 1969, "Expoloratory Studies of Free Convection Heat Transfer through an Enclosed Vertical Liquid Layer with a Vertical Baffle," ASME J. Heat Transfer, Vol. 91, pp. 163~165.
- (2) Winters, K.H., 1982, "The Effect of Conducting Divisions on the Natural Convection of Air in a Rectangular Cavity with Heated Side Walls," ASME Paper, 82-HT-69
- (3) Nansteel, M.W. and Greif, R., 1981, "Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosure," ASME J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 623~629.
- (4) Nansteel, M.W. and Greif, R., 1983, "Natural Convection Heat Transfer in Complex Enclosures at Large Prandtl Number," ASME J. Heat Transfer, Vol. 105, pp. 912~915.
- (5) Nansteel, M.W. and Greif, R., 1984, "An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two-and Three-Dimensional Partitions," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, pp. 561~571.
- (6) Bajorek, S.M. and Lloyd, J.R., 1982, "Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned Enclosures," ASME J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 527~532.
- (7) Lin, N.N. and Bejan, A., 1983, "Natural Convection in a Partially Divided Enclosure," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 12, pp. 1867~1878.
- (8) Zimmerman, E. and Acharya, S., 1987, "Free Convection Heat Transfer in a Partially Divided Vertical Enclosures with Conducting End Walls," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 2, pp. 319~331.
- (9) Shaw, H.J., Chen, C.K. and Cleaver, J.W., 1987, "Cubic Spline Numerical Solution for Two-Dimensional Natural Convection in a Partially Divided Enclosure," Numerical Heat Transfer, Vol. 12, pp. 439~455.
- (10) Fu, W.S., Perng, J.C. and Shieh, W.J., 1989, "Transient Laminar Natural Convection in an Enclosure Partitioned by an Adiabatic Baffle," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 16, pp. 325~350.
- (11) Kelkar, K.M. and Patankar, S.V., 1990, "Numerical Prediction of Natural Convection in Square Partitioned Enclosures," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 17, No. 3, pp. 269~285.
- (12) 정인기, 김중엽, 이효조, 1991, "밀면가열 사각밀폐공간내에서 격판에 의한 자연대류의 진동," 영남대 공업기술연구소 연구보고, 제19권, 제1호, pp. 55~62.
- (13) 김점수, 정인기, 송동주, 1992, "수평격판을 갖는 4각형 밀폐공간내에서 자연대류의 진동유동," 대한기계학회논문집, 제16권, 제10호, pp. 1963~1970.
- (14) Kitamura, K., Komiyama, K. and Saito, T., 1984, "Oscillatory Motion of Natural Convection in Rectangular Cavity," Bull. of JSME, Vol. 27, No. 233, pp. 2463~2469.
- (15) 五十嵐 保, 1977, "密閉空間内 自然對流の振動現象," 日本機械學會論文集, 43卷, 374號, pp. 3839~3847.
- (16) 矢川元基, 1983, "流れと熱傳導の有限要素法入門," 東京, 培風館.