

수평격판을 갖는 상부가 부분 개방된 밀폐공간내의 자연대류

Natural Convection in a Partially Opened Enclosure with a Horizontal Divider

김 접 수*, 정 인 기**, 송 동 주**

J. S. Kim, I. K. Chung, D. J. Song

Key words : Oscillatory Motion(진동현상), Natural Convection(자연대류), Enclosure(밀폐공간), Partial Open(부분 개방), Divider(격판), Numerical Analysis(수치해석)

Abstract

Natural convective flow and heat transfer characteristics in a partially opened enclosure fitted with a horizontal divider are investigated numerically. The enclosure is composed of a lower hot and a upper cold horizontal walls and adiabatic vertical walls. A divider is attached perpendicularly to the vertical insulated wall. The governing equations are solved by using the finite element method with Galerkin method. The computations have been carried out by varying the length of divider, the opening size, and the Rayleigh number based on the temperature difference between two horizontal walls and the enclosure height for air($Pr=0.71$). As result, when the opening size is fixed, the intensity of the secondary flow is weaken as the length of divider increases. The maximum heat transfer rate over the upper cold wall occurs at a position bounded on the opening. However, when the length of divider is increased considerably, its maximum occurs at the right wall. The stability and frequency of oscillation are affected by the Rayleigh number and length of divider. The Nusselt number is increased with the increase of the opening size and the increase of Rayleigh number.

기 호 설 명

b : 격판의 두께

D : 개방부의 폭

g : 중력가속도

H : 밀폐공간의 높이(특성길이)

L : 격판의 길이

Nu : 국소 Nusselt 수

\bar{Nu} : 평균 Nusselt 수

p : 압력

P : 무차원 압력

Pr : Prandtl 수

Ra : Rayleigh 수

t : 시간

T : 온도

u : 수평방향의 속도

U : 무차원 수평방향의 속도

v : 수직방향의 속도

V : 무차원 수직방향의 속도

W : 밀폐공간의 폭

* 정회원, 경동전문대학 건축설비과

** 정회원, 영남대학교 기계공학과

x, y : 직교좌표
 X, Y : 무차원 직교좌표
 α : 열확산계수
 β : 열팽창계수
 θ : 무차원 온도
 ν : 유체의 동점성계수
 ρ : 유체의 밀도
 τ : 무차원 시간

하첨자

c : 냉각벽
 h : 가열벽
 in : 개방부에서 유입
 out : 개방부에서 유출

1. 서 론

격판이 존재하는 밀폐공간내의 자연대류 문제는 공학적인 중요성 때문에 많은 관심을 받아 왔는데, 이러한 격판을 가진 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 열전달 현상은 축열조 및 태양열 집열기, 화재안전기, 핵반응기의 안전해석, 건축공간내의 에너지 이동현상, 전자장치의 냉각문제등 공학의 각 분야에서 나타나는 복잡한 물리적 현상을 이해하기 위하여 광범위한 연구대상이 되어 왔다. 따라서 지금까지 하나 혹은 두개의 격판을 가진 밀폐공간에 대하여 실험적 및 수치적으로 수 많은 연구가 수행되어 왔다. Emery¹⁾가 원자로의 냉각장치를 모델로 사각 밀폐공간의 중앙에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 실험적으로 연구한 이후, Nansteel과 Greif^{2)~4)}는 공간내의 상부벽에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 흐름의 가시화실험을 통한 다각적인 연구를 수행하였고, Lin과 Bejan⁵⁾은 격판에 의해서 부분적으로 분리된 4각 밀폐공간내의 자연대류 열전달에 대하여 이론해석과 실험을 동시에 수행하였다. Zimmerman과 Acharya⁶⁾는 상하벽과 격판이 열전도율을 가지는 4각 밀폐공간에 대한 연구를 수치해석으로 수행하여 기존의 실험적 연구결과와 비교하였다. 또 Acharya와 Jetli⁷⁾는 바닥으로부터 수직방향으로 돌출된 격판을 가지는 밀폐공간내의 자연대류에서 격판의 위치 및 높이의

영향을 검토한 바 있다. Kelker와 Patankar⁸⁾는 공간의 중앙 및 상하벽에 수직격판이 존재하는 두 가지의 다른 형태로 주어진 모델에 대한 연구를 수치적으로 수행하여 밀폐공간내 유동과 열전달 현상에 격판의 열전도율과 격판사이의 틈새폭이 미치는 영향을 검토하였다. 밀폐공간내에 수직격판이 부착된 연구와는 달리 양쪽 수직벽이 단열이고 바닥이 가열, 천정이 냉각되는 밀폐공간내의 수직벽에 부착된 수평격판에 의해서 나타나는 자연대류에 대해서 가시화실험을 통하여 연구를 수행한 것이 있으며⁹⁾, 같은 모델을 가지고 해석적으로 연구하여 결과를 서로 비교한 것이 있다¹⁰⁾. 한편 Angirasa 등¹¹⁾이 수직벽의 한쪽이 완전히 개방된 단순 사각 밀폐공간의 자연대류 열전달 현상을 연구한 바 있고, Xia와 Zhon¹²⁾은 단열된 바닥에 수직으로 격판이 부착되어 있으며 가열벽의 하부가 부분 개방된 밀폐공간내의 자연대류 열전달 현상을 수치적으로 연구하여 격판의 길이와 개방부의 크기가 유동과 열전달에 미치는 영향을 검토하였다. 이러한 한쪽 벽이 전부 혹은 부분적으로 개방된 구조를 지닌 밀폐공간내의 자연대류 해석은 공간의 일부가 열린 지하공간이나 건물내에서 발생하는 화재 혹은 자연대류에 의한 통풍등 실제 물리적인 현상에서 공기나 연소시에 발생하는 가스의 유동과 열전달 현상을 파악할 수 있다. 아울러 본 연구에서 채택한 상부가 부분적으로 개방되고 한쪽 측벽에 수평격판이 부착된 공간내에서 자연대류에 의해서 초래되는 유동과 열전달 현상은 공간내 화재감지기의 설치위치 선정 및 실내 공기를 순환시키기 위해서 필요한 통풍구의 적당한 크기를 고려하는데 상당한 도움이 된다.

따라서 본 연구에서는 단열된 한쪽 수직벽의 중간높이에 수평격판이 부착되어 있고 저온의 상부벽이 부분적으로 개방된 밀폐공간내에서 발생하는 자연대류 문제를 2차원 유한요소법을 이용하여 수치적인 방법으로 연구하였는데¹³⁾, 내부유체는 Prandtl수가 0.71인 공기로 가정하였고, 공간내 열전달과 유동에 격판길이와 Rayleigh수의 변화 및 개방부의 크기가 미치는 영향을 검토하였다.

2. 수치해석

Fig.1은 본 연구에서 채택한 상부가 부분적으로

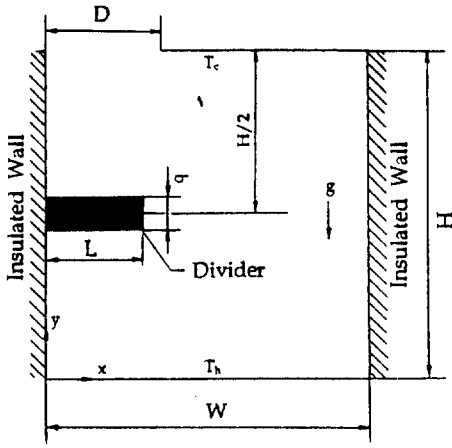


Fig.1 Schematic diagram of the geometry investigated

개방된 해석모델을 나타내고 있는데, 밀폐공간내의 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 연속, 운동량과 에너지방정식은 다음과 같이 주어진다.

무차원 연속방정식

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

무차원 운동량방정식

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

$$\begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial \tau} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = & -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{Ra}{Pr} \theta \\ & + \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \end{aligned} \tag{3}$$

무차원 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.

$$X = x/H, \quad Y = y/H, \quad U = uH/\nu, \quad V = vH/\nu$$

$$\tau = t\nu/H^2, \quad P = (p + \rho g y)/(\rho\nu^2/H^2),$$

$$\theta = (T - T_c)/(T_h - T_c) \tag{5}$$

$$Ra = g\beta(T_h - T_c)H^3/\alpha\nu, \quad Pr = \nu/\alpha$$

위의 지배방정식을 풀기 위하여 무차원화된 초기 조건과 경계조건은 다음과 같다.

초기조건 : $\tau = 0$ 일 때 벽을 포함한 내부공간에서

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

경계조건 : $\tau > 0$ 에서

양측벽, $X = 0$ 과 $X = W/H$ 에서

$$U = V = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \tag{7}$$

$$\text{밑면, } Y = 0 \text{에서 } U = V = 0, \quad \theta = 1 \tag{8}$$

윗면, $Y = 1$ 의 $0 < X < D/H$ 에서

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial U}{\partial X}, \quad \theta_{in} = 0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{out} = 0$$

$$\frac{D}{H} \leq \frac{X}{H} \leq \frac{W}{H} \text{에서 } U = V = 0, \quad \theta = 0 \tag{9}$$

단열된 격판의 표면에서 $U = V = 0,$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0 \tag{10}$$

공간내 상부벽의 경계조건을 나타낸 식(9)에 주어진 개방부로는 자연대류에 의해서 유동의 유입과

유출이 일어나게 되는데, 공간의 외부에서 유입되는 외기는 상부 저온벽과 같은 온도를 가지고 하부의 고온에 의해서 가열된 공기가 개방부를 통하여 외부로 유출된다고 가정하였다. 따라서 개방부가 있는 경계면에서 유입되는 공기의 무차원 온도는 0이 되고 유출되는 공기는 공간내로 이웃한 격자점의 온도에 영향을 받게 된다.

식(1)~(4)의 각 식에 대하여 Galerkin법을 이용한 유한요소방정식은 가중함수로서 임의함수 δU , δV , $\delta \theta$ 그리고 δP 를 도입하여, 이것을 각 식에 곱하여 요소내에서 적분을 행하였다.

밀폐공간내 계산영역은 사각형요소를 사용하여 2차 다항식의 형상함수 M_a [$a=1\sim 8$], 1차 다항식의 형상함수 N_a [$a=1\sim 4$]로 표시하였다. 이것을 사용하여 유한요소에서 변수들을 다음과 같이 나타내었다.

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

$$\theta = \sum_{a=1}^8 M_a \theta_a, \quad P = \sum_{a=1}^4 M_a P_a \quad (11)$$

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

3. 계산방법

본 계산을 위하여 사용된 격자배열은 33×33 으로 분할하였으며, 유동과 온도의 변화가 심한 격판 부근과 벽면근처에서는 조밀하게 배열시켰다. 시간 증분에 따른 반복계산으로 얻어지는 비정상상태의 해는 시간증분에 의한 계산과정에서 얻어지는 유동함수와 온도에 대해서 반복적인 형태로 나타나는 계산값의 최대오차가 10^{-3} 이하인 경우를 수렴한 것으로 하였으나, 공간내부에서 유동의 진동현상이 초래되는 경우에는 반복적인 형태로 나타나는 계산값의 최대오차가 10^{-2} 이하인 경우를 수렴한 것으로 판정하였다. 또한 수치계산으로 얻어진 온도값을 사용하여 다음 식과 같이 정의되는 고온면과 저온면의 국소 Nusselt수와 평균 Nusselt수를 계산하였다.

$$Nu_h = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (12)$$

$$Nu_c = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=1} \quad (13)$$

$$\bar{Nu} = \frac{H}{W} \int_0^W Nu \Big|_{Y=0.1} dx \quad (14)$$

한편 자연대류 유동이 진동현상을 일으킬 때는 유동의 진동주기동안에 평균 Nusselt수를 다음과 같이 정의하여 얻었다.

$$\bar{Nu}_r = \frac{1}{(\tau_2 - \tau_1)} \int_{\tau_1}^{\tau_2} \bar{Nu} dt \quad (15)$$

식(15)에서 사용된 τ_1 과 τ_2 는 계산에 고려되는 시작과 끝의 무차원 시간을 나타낸다.

4. 결과 및 고찰

단열된 한쪽 수직벽의 중간높이에 수평격판이 부착되어 있고 저온의 상부벽이 부분적으로 개방된 밀폐공간내에서 발생하는 자연대류 문제를 수치적인 방법으로 연구하였는데, 해석에 사용된 밀폐공간은 종횡비(W/H)가 1인 정사각형 단면이고 격판의 두께는 공간의 높이에 대한 비(b/H)인 0.1로 일정하게 유지시켰다. 따라서 본 연구에서는 격판의 길이와 개방부와 크기 및 Rayleigh수의 변화가 공간내 유동과 열전달 현상에 미치는 영향을 2차원 유한요소법을 이용하여 수치적으로 조사하였다.

해석을 위하여 사용된 지배방정식은 평균 Nusselt수와 무차원 유동함수의 분포를 시간경과에 따라 나타낸 이전의 연구¹⁰⁾에서와 같이 무차원 시간을 고려한 비정상상태의 지배방정식을 사용하였지만 유동의 진동현상이 초래되는 경우에도 앞에서 정의된 바와 같은 정상상태의 조건에서 얻어진 값을 가지고 결과를 나타내었다. 따라서 본 연구는 상당한 시간이 경과한 후에 계산을 위한 시간경과와 함께 반복적으로 나타나는 유동함수 및 온도분포가 주어질 수렴조건을 만족할 때 정상상태에 도달된 것으

로 채택하였다. 한편 밀폐공간내에 부착된 수평격판에 의해서 유동이 진동현상을 일으키는 원인에 대해서는 실험적 및 수치적으로 규명된 바 있다^{9)~10)}.

Fig.2와 Fig.3은 $Ra=10^6$, $D/W=0.5$ 일 때 격판길이의 변화에 따라 정상상태에서 시간경과에 따른 반복계산으로 얻어지는 유동과 등온선분포를 각각 나타낸 것이다. Fig.2에 도시된 바와 같이 격판의 길이가 길어질수록 수평격판에 의해서 공간하부에 생기는 재순환유동의 강도가 약해져서 천정의 개방부를 통해서 초래되는 주순환유동을 위로 밀어 올리는 힘이 작아졌다. 그리고 격판길이가 짧을수록 시간경과에 따라 발생하는 유동의 진동성이 완벽하게 나타났으며, 격판의 길이가 상당히 길어진 $L/W=0.8$ 에서는 격판을 중심으로 상하에 생기는 유동이 서로 평형을 이루어 공간내 유동은 진동현상을 일으키지 않고 일정한 형태를 보이고 있다.

한편 Fig.3에 주어진 유동에 상응하는 등온선분포에서는 유동의 진동현상에 의해서 등온선이 공간의 상하로 방향을 바꾸게 되는 것을 볼 수 있다. 또한 격판이 유동의 억제효과로 작용하게 되어 격판길이가 공간의 반이상으로 길어지면 상하벽 근처에서 등온선사이의 간격이 넓어져 열전달율이 낮아지게 되는 것을 볼 수 있다.

Fig.4는 $D/W=0.5$ 일 때 공간내의 자연대류가 진동현상을 초래하기 전의 낮은 Rayleigh수인 $Ra=10^4$ 에서 격판길이의 변화에 따른 공간의 상하부 등온면에서의 국소 Nusselt수를 각각 보여주고 있는데, 바닥의 고온면에서 얻어진 국소 Nusselt수, Nu_b 의 극대점은 모두 수평격판이 없는 넓은 공간에서 나타났다. 격판의 길이가 길어질수록 국소 Nusselt수의 분포는 전공간에 걸쳐 낮아졌고 극대점도 우측벽으로 이동되고 있는 것을 알 수 있었는

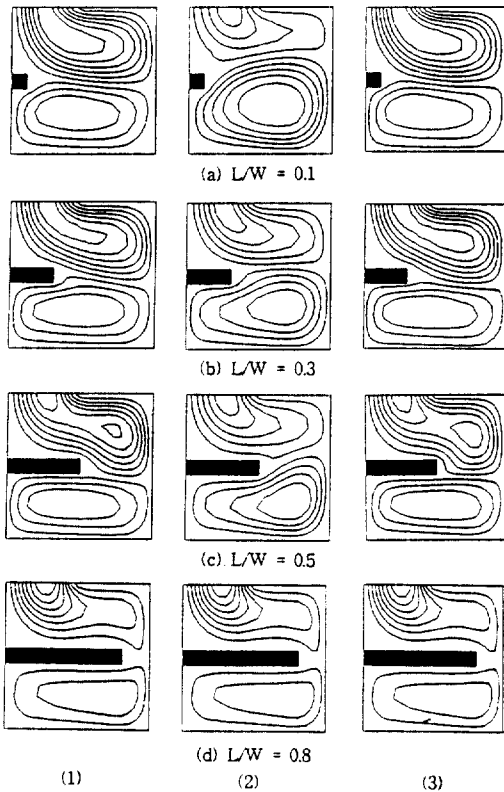


Fig.2 Streamlines for various lengths of divider, $Ra=10^6$, $D/W=0.5$

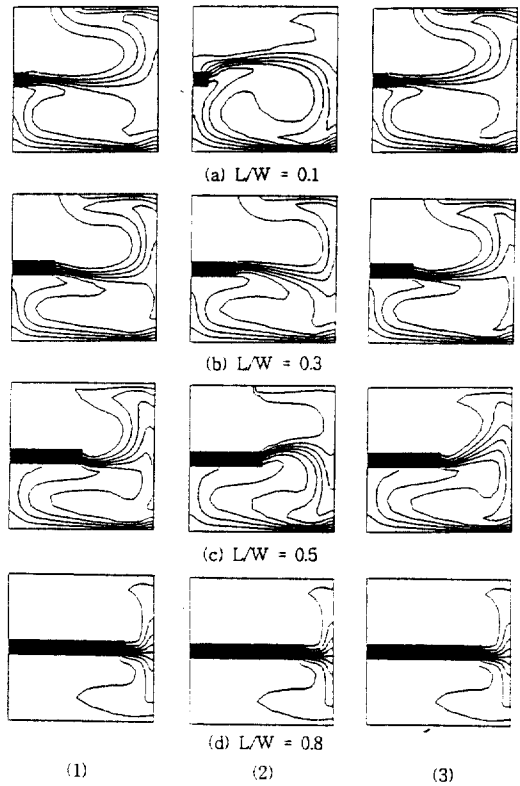


Fig.3 Isotherms for various lengths of divider, $Ra=10^6$, $D/W=0.5$

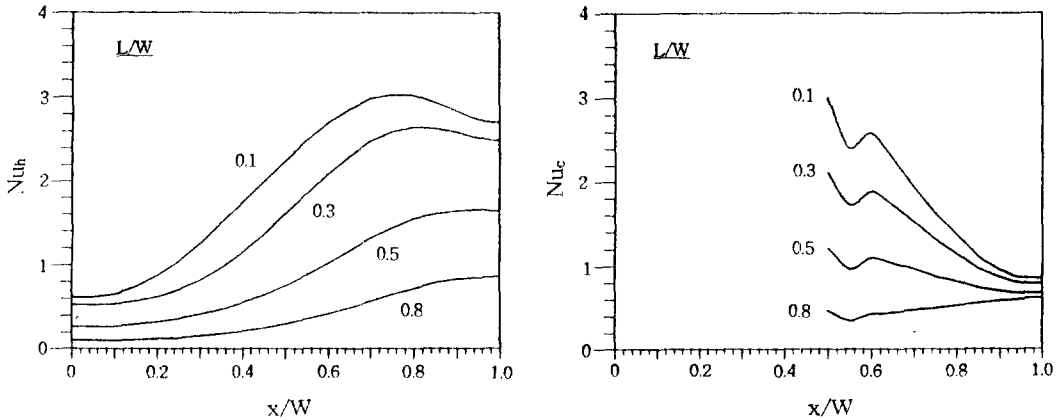


Fig.4 Effects of the length of divider on the local Nusselt number, $Ra = 10^4$, $D/W = 0.5$

데, 이것은 저온의 주순환유동과 고온의 재순환유동이 격판이 없는 공간에서 활발한 에너지의 교환 작용을 행하기 때문에 일어나는 현상으로 사료된다. 한편 상부 저온면에서 얻어진 국소 Nusselt수, Nu_c 도 격판길이의 증가와 함께 낮아지는 경향을 보이고 있다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 공간의 상부에 개방부가 존재하기 때문에 국소 Nusselt수는 공간의 우측 반에서만 나타났는데, 격판의 길이가 짧을수록 개방부에 접한 위치에서 가장 높은 열전달이 일어나고 있으며 격판의 길이가 길어질수록 이 위치에서의 열전달율은 점점 낮아지고 있다. 또한 격판의 길이가 상당히 길어지게 되면 개방부와 접한 위치의 열전달율은 낮아지게 되고 오히려 우측 수직벽에서 가장 큰 값이 나타났다. 격판길이가 짧을수록 개방부로부터 유입된 저온의 외기가 하부의 고온유체와 넓은 공간에 걸쳐서 에너지 교환을 초래하여 높은 온도로 상승된 유동이 상부의 개방부로 유출하게 되는데, 이러한 고온의 유동이 유출될 때 개방부에 바로 인접한 저온부와 열교환을 초래하게 되어 이 위치에서 열전달율의 극대점을 보이게 된다. 그러나 수평격판의 길이가 길어질수록 상부의 저온유동과 하부의 고온유동의 에너지 교환 작용은 격판에 의한 저항이 커지게 되며, 격판이 상당히 길어지면 수평격판의 선단과 마주하는 단열 수직벽사이의 공간을 통한 열교환으로 발생하는 고온유동이 우측의 단열벽을 따라 상부로 상승하게 될 때 이 유동과 먼저 접하게 되는 저온부의 우측

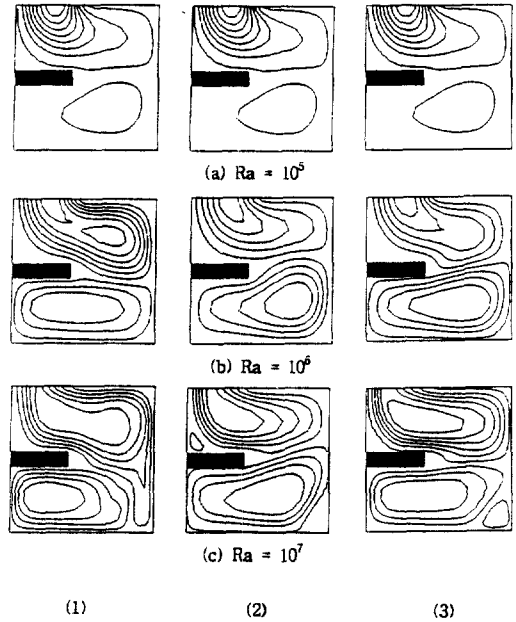


Fig.5 Streamlines for various Rayleigh numbers, $L/W = 0.4$, $D/W = 0.5$

면에서 국소 Nusselt수의 극대점이 초래되고, 외부로 유출되기 위하여 좌측에 있는 개방부로 유동이 흐르면서 열교환은 약해지게 되어 상부의 저온면에서는 Fig.4와 같은 현상이 나타나게 된다.

Fig.5는 격판의 길이 $L/W = 0.4$ 일 때 Rayleigh 수의 변화에 따른 공간내 유동분포의 변화를 보여

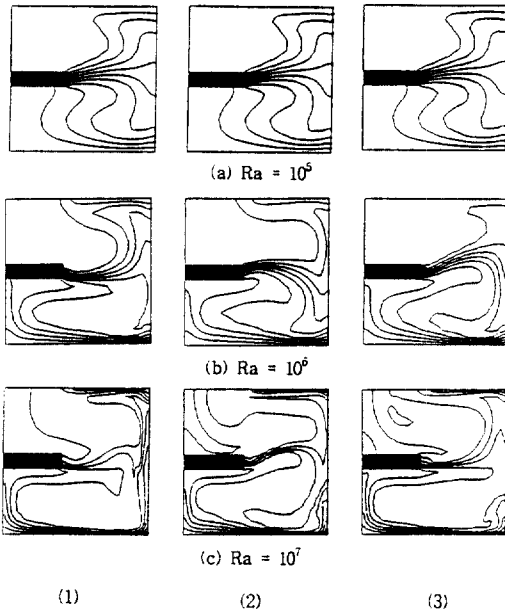


Fig.6 Isotherms for various Rayleigh numbers, $L/W=0.4$, $D/W=0.5$

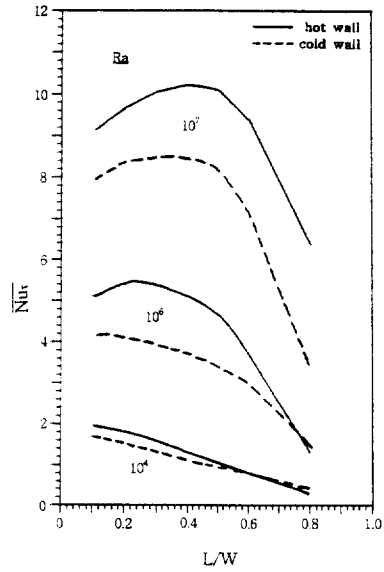


Fig.7 Average Nusselt number as a function of length of divider for various Rayleigh numbers, $D/W=0.5$

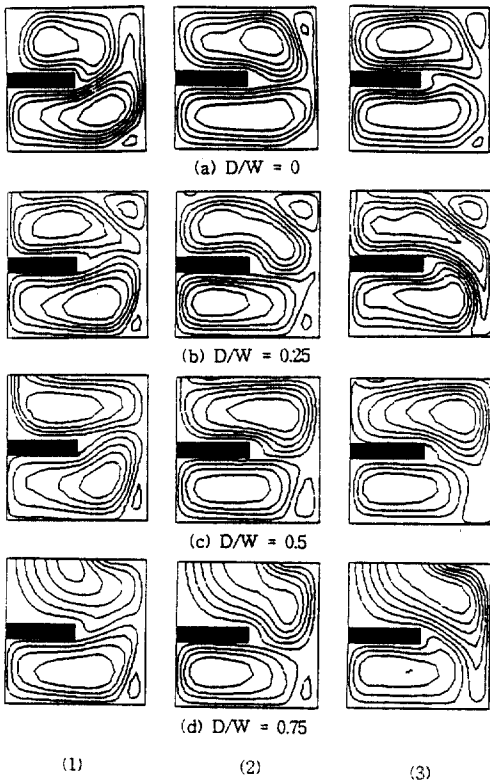


Fig.8 Streamlines for various sizes of opening, $Ra=10^6$, $L/W=0.5$

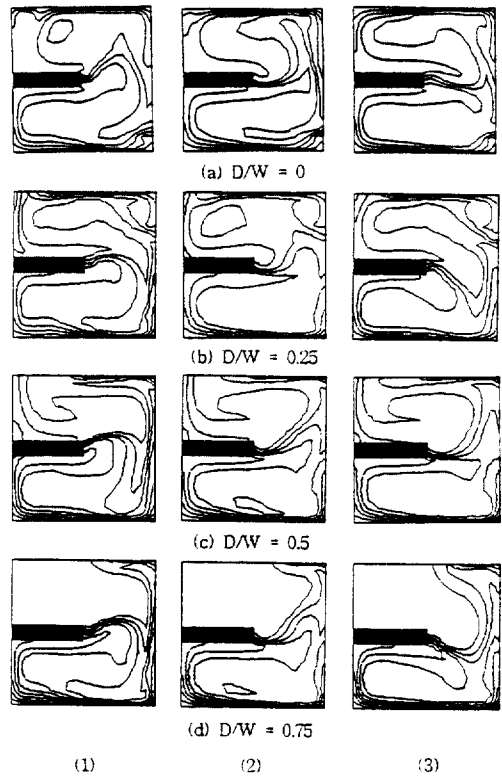


Fig.9 Isotherms for various sizes of opening, $Ra=10^6$, $L/W=0.5$

주고 있는 그림이다. Rayleigh수가 낮은 경우에는 정상상태에서 주순환유동과 재순환유동이 일정한 형태를 보이게 되나, Rayleigh수가 증가함에 따라 고온과 접한 하부의 재순환유동에 에너지 축적이 일어나서 유동의 강도가 커지게 되어 진동현상을 초래하게 된다. 이러한 진동현상을 일으키는 유동은 Rayleigh수가 커질수록 공간 상하부에 걸쳐 넓게 분포되어 나타났다. 또한 유동의 강도가 커져서 진동유동은 더 복잡해지고 진동주기도 빨라졌다.

Fig.6은 유동에 상응하는 등온선분포를 나타내고 있는데, Rayleigh수의 증가와 함께 등온선도 복잡하게 나타나고 벽면근처에서 조밀해졌다.

Fig.7은 $D/W=0.5$ 일 때 격판길이의 변화에 대해서 Rayleigh수를 변화시켜 진동주기동안에 얻어진 고온과 저온의 상하면에 대해서 각각 계산한 평균 Nusselt수의 변화를 나타내고 있다. Rayleigh수가 커질수록 상하 등온면에서 얻어진 평균 Nusselt수는 큰 폭으로 증가하게 되며 최대값이 나타나는 격판의 길이가 $L/W=0.4$ 에 접근하는 것을 볼 수 있다. 그러나 격판의 길이가 공간의 반 이상으로 길어지게 되면 격판길이의 증가와 함께 격판에 의한 유동억제효과가 나타나서 평균 Nusselt수는 상당히 감소하였다.

Fig.8은 $Ra=10^6$, $L/W=0.5$ 일 때 개방부 크기의 변화에 따른 유동분포의 변화를 나타낸 그림인데, 개방부 크기에 따른 유동분포의 변화가 잘 도

시되어져 있다. 따라서 공간이 완전히 밀폐된 공간, 즉 $D/W=0$ 에서는 격판하부의 재순환유동이 공간상부까지 높게 상승하는 유동의 진동현상이 일어나지만, 개방부가 넓을수록 격판하부에 생기는 재순환유동의 강도가 약해져서 상부로의 상승이 어려워졌고 재순환유동의 중심도 격판하부로 점점 이동되었다. 또한 개방부가 넓어질수록 주순환유동이 재순환유동을 격판하부로 밀며 하부공간까지 넓게 퍼지는 것을 볼 수 있었다.

Fig.9는 Fig.8에 나타낸 공간내 유동에 상응하는 등온선분포를 도시한 것으로, 개방부의 크기가 증가함에 따라 바닥 고온면 근처의 등온선이 조밀하게 되어 열전달의 증가가 초래되는 것을 알 수 있었다. 공간내 등온선분포도 유동의 진동현상에 의해 격판선단을 중심으로 공간의 상하로 방향이 바뀌는 것을 볼 수 있었다.

Fig.10은 $Ra=10^4$ 이고 격판길이가 $L/W=0.5$ 일 때 개방부의 크기에 따른 고온면에서의 국소 Nusselt수를 보여주고 있다. 국소 Nusselt수는 개방부의 크기에 비례적하여 증가하고 있는데, 개방부가 넓을수록 열전달율의 증가가 더욱 확대되는 것을 볼 수 있다. 또한 고온면에 대해서 계산된 국소 Nusselt수의 극대값은 격판이 없는 공간에서 모두 나타나고 있다. 저온의 상부면에 대해서 계산한 국소 Nusselt수를 Fig.11에 나타내고 있는데, 개방부가 넓을수록 개방부에 접한 위치에서는 고온

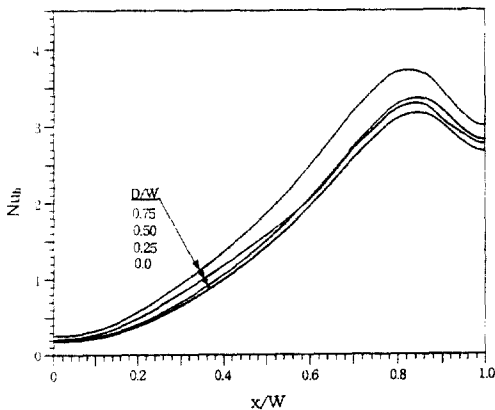


Fig.10 Effects of the size of opening on local nusselt number over the bottom hot wall, $Ra=10^4$, $L/W=0.5$

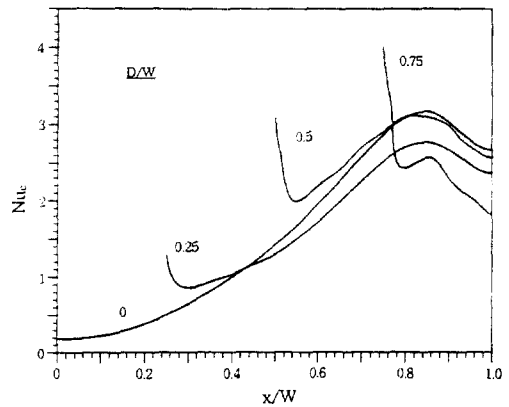


Fig.11 Effects of the size of opening on local nusselt number over the upper cold wall, $Ra=10^4$, $L/W=0.5$

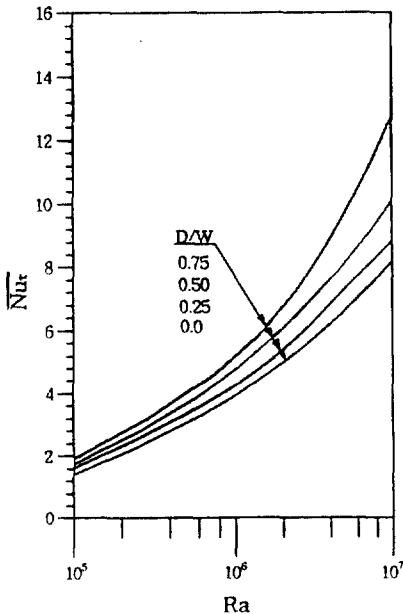


Fig.12 Average Nusselt number of the hot wall as a function of the size of opening, $L/W=0.5$

의 바닥부로부터 상승하는 높은 온도를 가진 유체와의 에너지교환으로 국소 Nusselt수가 크게 증가하게 되는 것을 볼 수 있다.

Fig.12는 $L/W=0.5$ 일 때 개방부의 크기에 따른 공간내 평균 Nusselt수를 Rayleigh수의 변화에 따라 도시한 것이다. 이것은 수평격판의 길이가 일정할 때 Rayleigh수와 개방부의 크기에 따른 열전달율의 변화를 고찰한 것으로 한 진동주기동안에 하부의 고온면에서 얻어진 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. 평균 Nusselt수는 개방부의 크기가 증가할수록 상승하게 되어 개방부의 증가는 공간내 하부 고온면의 열전달을 향상시키는 효과로 작용하며 Rayleigh수가 커질수록 열전달율의 상승폭이 확대되었다. 따라서 개방부의 크기가 커질수록 Rayleigh수가 증가할수록 열전달이 활발하게 일어나는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

밀면이 고온, 윗면이 저온이고 양측벽이 단열인

정사각형 밀폐공간내에서 한쪽 수직벽의 중간높이에 수평격판이 부착되어 있고 저온의 상부벽이 부분적으로 개방된 밀폐공간내에서 발생하는 자연대류 유동과 열전달 현상을 수치해석을 통하여 고찰한 바 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 격판의 길이가 길어질수록 공간하부에 생기는 재순환유동의 강도가 약해져서 개방부를 통해서 생기는 주순환유동을 위로 밀어 올리는 힘이 작았다.
- 2) 격판의 길이가 짧을 때는 개방부에 접한 위치에서 열전달율이 가장 높게 나타났지만 격판길이가 상당히 길어지면 오히려 우측 수직벽에서 열전달율이 가장 크게 나타났다.
- 3) Rayleigh수가 증가할수록 공간내 유동은 복잡하게 되었고 유동의 진동주기도 짧아졌다.
- 4) 개방부의 크기가 커질수록 공간내 열전달율은 상승하였는데 Rayleigh수가 증가할수록 상승폭이 확대되어 개방부가 넓어질수록 Rayleigh수가 증가할수록 공간내에서는 열전달이 활발하게 일어난다.

참 고 문 헌

1. Emery, A. F., 1969, "Exploratory 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. 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.
3. 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.
4. Nansteel, M. W. and Greif, R., 1984, "An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two- and Three-Dimensional Partitions", Int. J. Heat Transfer, Vol.27, No.4, pp. 561~571.

5. 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.
6. 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.
7. Acharya, S. and Jetli, R., 1990, "Heat Transfer Due to Buoyancy in a Partially Divided Square Box", *Int J. Heat Mass Transfer*, Vol.33, No. 5, pp. 931~942.
8. 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.
9. 정인기, 김중엽, 이효조, 1991, "밀면가열 사각밀폐공간내에서 격판에 의한 자연대류의 진동", *영남대 공업기술연구소 연구보고*, 제19권, 제1호, pp. 55~62.
10. 정인기, 김점수, 송동주, 1993, "수평격판을 갖는 정사각형 밀폐공간내에서 자연대류 유동 및 열전달", *대한기계학회 논문집*, 제17권, 제9호, pp. 2304~2314.
11. Angirasa, D., Pourqu . M. J. B. M. and Nieuwstadt, F. M. T., 1992, "Numerical Study of Transient and Steady Laminar Bouyancy-Driven Flows and Heat Transfer in a Square Open Cavity", *Numerical Heat Transfer, Part A, Vol.22*, pp. 223~239
12. Xia, J. L. and Zhon, Z. W., 1992, "Natural Convection in a Partially-Open Cavity with a Divider", *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol.19, pp. 447~460.
13. 矢川元基, 1983, "流れと熱傳導の有限要素法入門", 東京, 培風館.