

정사각형 밀폐공간내에서 수평격판에 의한
자연대류의 진동현상
Oscillatory Motion of Natural Convection in a Square
Enclosure with a Horizontal Partition

김 점 수*, 정 인 기**, 송 동 주**
J. S. Kim, I. K. Chung, D. J. Song

Key words: Oscillatory Motion(진동현상), Natural Convection(자연대류), Square Enclosure(정사각형 밀폐공간), Horizontal Partition(수평격판), Frequency(진동수), Periodicity(주기성) Numerical Analysis(수치해석)

Abstract

An oscillatory motion of natural convection in a two-dimensional square enclosure fitted with a horizontal partition is 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 positioned perpendicularly at the mid-height of 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 the partition length 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 has perfectly shown the periodicity with the decrease of Rayleigh number, and the stability was reduced to a chaotic state with the increase of Rayleigh number. The period of oscillation gets shorten with the decrease of the partition length and the increase of Rayleigh number. The frequency of oscillation obtained by the variations of stream function is more similar to the experimental results than that of the average Nusselt number. The stability of oscillation grows worse with the increase of Rayleigh number. The transition Rayleigh number for the chaos is gradually decreased with the increase of the partition length.

기호설명

b : 격판의 두께	\overline{Nu} : 평균 Nusselt수
f : 진동수 ($1/t$)	p : 압력
F : 무차원 진동수 ($1/\tau$)	P : 무차원 압력
g : 중력가속도	Pr : Prandtl수
H : 밀폐공간의 높이(특성길이)	Ra : Rayleigh수
L : 격판의 길이	S : 상부벽에서 격판중심까지의 거리
Nu : 국소 Nusselt수	t : 시간
	T : 온도
	u : 수평방향의 속도
	U : 무차원 수평방향의 속도

*현대중공업(주)

**영남대학교 공대 기계공학과

v	: 수직방향의 속도
V	: 무차원 수직방향의 속도
W	: 밀폐공간의 폭
x, y	: 직교좌표
X, Y	: 무차원 직교좌표
α	: 열확산계수
β	: 열팽창계수
θ	: 무차원 온도
ν	: 유체의 동점성계수
ρ	: 유체의 밀도
τ	: 무차원 시간
ψ	: 유동함수
Ψ	: 무차원 유동함수

하첨자

c	: 냉각벽
f	: 유체
h	: 가열벽
p	: 격판

1. 서 론

격판을 갖는 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류에 관한 연구는 공학적인 중요성 때문에 많은 관심을 받아 왔다. 이러한 격판을 가진 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 유동과 열전달은 건축공간내의 에너지 이동현상, 축열조 및 태양열 집열기등의 설계, 전자장치의 냉각문제등 공학의 각 분야에서 나타나는 복잡한 물리적 현상을 이해하기 위하여 광범위한 연구대상이 되어 왔으며, 지금까지 실험적 또는 수치적으로 수많은 연구가 수행되어 왔다. 1969년에 Emery⁽¹⁾가 원자로의 냉각장치를 모델로 4각 밀폐공간이 중앙에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 실험적으로 연구한 이후, Nansteel과 Greif⁽²⁻⁴⁾는 밀폐공간내의 상부벽에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 흐름의 가시화실험을 통한 다각적인 연구를 수행하였으며, Winters⁽⁵⁾는 밀면에 수직으로 부착된 격판의 열전도성이 밀폐공간내의 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. Bajorek과 Lloyd⁽⁶⁾는 상하 단열벽에 각각 수직격판이 부착된 4각 밀폐공간내의 열전달현상을 간섭계를 이용하여 실험적으로 연구하였으며, Lin과 Bejan⁽⁷⁾은 격판에 의해 부분적으로 분리된 4각 밀폐공간내의 자연대류 열전달에

대하여 이론해석과 실험을 동시에 수행하였다. Zimmerman과 Acharya⁽⁸⁾는 상하벽과 격판이 열전도성을 가지는 4각 밀폐공간에 대한 연구를 수치해석으로 수행하여 기존의 실험적 연구결과와 비교하였다. 또 Shaw등⁽⁹⁾은 상하 단열벽에 수직으로 부착된 격판의 길이와 위치변화가 밀폐공간내의 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치해석으로 연구한 바 있고, Fu등⁽¹⁰⁾은 상하벽이 단열된 정사각형 밀폐공간내의 상부벽에 수직격판이 존재하는 경우에 Reyleigh수와 격판위치의 변화가 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 유한요소법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. Kelkar와 Patankar⁽¹¹⁾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. 그리고 Xia와 Zhon⁽¹²⁾은 상하벽이 단열된 공간의 하부벽에 열전도성을 갖는 수직격판이 부착되어 있고, 가열벽 하부에 오프닝(opening)이 존재할 때 격판이 공간내의 자연대류 열전달과 유동에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. 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 정등⁽¹³⁾은 상하 공간에서 발생한 자연대류 유동이 일정한 주기로 흐름방향이 격판선단에서 상하로 교차하는 진동유동(oscillatory flow)이 발생하는 것을 가시화실험을 통하여 관찰한 바 있고, 이러한 진동현상을 규명하기 위하여 가시화실험 대상과 같은 모델을 가지고 수치적으로 연구한 바 있다.⁽¹⁴⁾ 지금까지 밀폐공간내에서 정상상태의 주기적 진동유동이 발생하는 것은 벽면의 열적 경계조건⁽¹⁵⁾과 공간내의 열원에 의한 것⁽¹⁶⁾이 발표된 바 있으며, Hasnaoui등⁽¹⁷⁾은 배열이 일정한 형태로 유지되는 공간에서 밀면의 가열에 의해 자연대류 유동이 진동현상을 일으키는 공간의 형상에 의해 발생하는 진동유동을 발표하였다.

본 연구에서는 밀폐공간내에서 발생한 자연대류 유동이 수평격판에 의해서 진동현상을 일으킬 때 공간내에서 초래되는 자연대류 유동과 열전달의 진

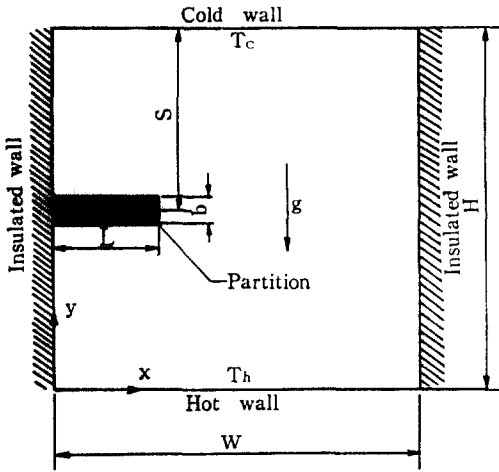


Fig. 1 Geometry and coordinate system of square enclosure

동특성을 수치적으로 고찰하여 보았다. 본 연구를 위하여 Fig. 1에 나타낸 모델을 가지고 지배방정식을 Galerkin method를 사용한 2차원 유한요소법으로 수치해석하였는데, (18) 내부유체는 Prandtl수가 4.95인 물로 가정하였고, Rayleigh수와 공간폭에 대한 격판길이비 (L/W)의 변화가 자연대류 유동과 열전달의 진동현상에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 이론 해석

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.

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

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

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

에너지방정식

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

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

$$X = x/H, Y = y/H, \\ U = uH/\nu, V = vH/\nu, \\ \tau = t\nu/H^2, P = (p + \rho gy)/(\rho\nu^2/H^2), \\ \theta = (T - T_c)/(T_h - T_c), \\ Ra = g\beta(T_h - T_c)H^3/\alpha\nu, Pr = \nu/\alpha \quad (5)$$

위의 지배방정식을 풀기 위하여 무차원화된 초기 조건과 같은 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{초기조건 : } \tau=0 \text{ 일 때 벽을 포함한 내부공간에서} \\ U = V = 0, \theta = 0 \quad (6)$$

경계조건 : $\tau > 0$ 에서

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

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

$$\text{윗면, } Y=H \text{에서 } U = V = 0, \theta = 0 \quad (9)$$

$$\text{단열된 격판의 표면에서 } U = V = 0, \\ \partial\theta/\partial X = \partial\theta/\partial Y = 0 \quad (10)$$

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

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

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

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

3. 계산방법

본 계산을 위하여 사용된 격자배열은 33×33으로 분할하였으며, 유동과 온도의 변화가 심한 격판부근과 벽면근체에서는 조밀하게 배열시켰다. 시간증분에 따른 반복계산으로 얻어지는 비정상상태의 해는 시간증분에 의한 계산과정에서 얻어지는 유동함수와 온도에 대해서 반복적인 형태로 나타나는 계산값의 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.

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

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

$$\overline{Nu} = \frac{1}{W} \int_0^W Nu \Big|_{Y=0, H} dX \quad (13)$$

4. 결과 및 고찰

밀면이 고온, 윗면이 저온으로 유지되고 양쪽 수직면이 단열인 정사각형 밀폐공간내에서 한쪽 측벽의 중앙에 수평격판이 부착되어 있는 경우 이 격판에 의하여 정상상태의 자연대류 유동이 격판선단을 따라 상하로 방향이 교차하는 진동현상이 발생하는 것은 이미 실험적으로나 수치해석으로 규명된 바 있다.^(13,14) 따라서 본 연구에서는 이러한 진동유동이 밀폐공간내의 열전달과 유동의 진동특성에 미치는 영향을 수치적으로 조사하였다. 본 수치해석에 사용된 밀폐공간은 중형비(W/H)가 1인 정사각형 단면이고, 공간의 높이에 대한 비로 나타낸 수평격판의 두께(b/H)는 0.1로 주어졌으며, 내부유체는 양 등온벽의 온도차에 관계없이 밀폐공간 내부의 물의 평균온도를 35℃로 유지시킨 가시화실험⁽¹³⁾의 경우와 같이 Prandtl수를 4.95인 물로 하였고, 2차원 유동으로 가정하였다.

Photo. 1은 정동⁽¹³⁾이 본 연구와 동일한 모델에 대해서 실험을 통하여 촬영한 가시화사진인데, 공간내에서 자연대류 유동이 진동현상을 일으킬 때 관찰된 진동유동의 천이과정에서 주순환유동이 격

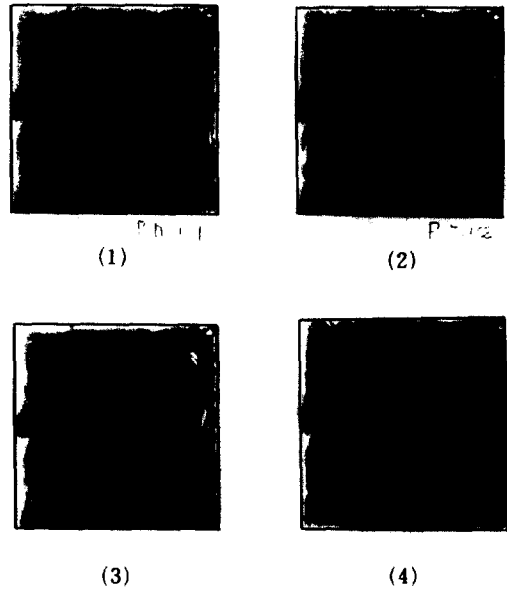


Photo. 1 Visualization of oscillating flow, Ra=9.84 × 10⁶, L/W=4/13, k_p=0.14W/m²℃⁽¹³⁾

판선단을 따라 하강하는 순간인 사진(a)로부터 격판선단을 따라 유동이 상승하는 순간(c)를 순서에 따라 사진으로 보여주고 있다.

Fig. 2는 가시화실험에 의해서 얻어진 Photo. 1과 비교해 보기 위하여 Ra=9.84×10⁶, L/W=0.3의 경우에 반복계산으로 얻어지는 공간내의 진동현상에 수반된 유동함수의 천이과정을 나타내고 있는데, Photo. 1에 상승하는 유동순간을 Fig.2(a)~(d)로 나타내었다. 가시화실험의 결과와 비교해 볼 때 유사한 유동형태를 나타내고 있다고 사료되나, 본 연구에서는 수평격판이 단열인 조건에서 일어났기 때문에 격판의 열전도율이 고려되는 실험과의 일치성을 검증하는 것이 불가능하였고 정성적인 유사성만 확인하였다.

Fig. 3은 진동유동에 수반되어 나타나는 온도분포를 나타낸 등온선을 도시한 것이다. 격판선단에서 등온선분포가 유동의 천이과정에서 나타난 진동현상에 의해 상하로 방향이 바뀌는 것을 볼 수 있다.

공간내에 격판이 없는 경우에는 비교적 낮은 Rayleigh수에서 정상상태의 일정한 유동형태를 나타내게 되며 Rayleigh수가 증가함에 따라 공간의 상하 모서리에서 약한 2차유동의 발생과 소멸이 반복적으로 일어나는 유동형태로 변천하고,

Rayleigh수가 더욱 증가하게 되면 공간내 흐름이 다세포의 유동으로 발전하게 되며 시간경과와 함께 불안정한 유동형태가 지속적으로 나타나게 되는 것에 비해서 수평격판에 의해서 초래되는 밀폐공간내

자연대류의 진동유동은 그림에서 보는 바와 같이 정상상태에서 주순환유동이 격판선단을 따라 상하로 방향을 교차하면서 반복되는 유동형태로 나타나며, 이 진동유동의 발생원인은 이미 서술한 바와 같이^(13,14) 수평격판의 상부 혹은 하부공간에서 흐름이 정체되거나 국소적으로 2차유동이 일어날 때 이 공간내의 유체가 상하 등온벽과의 열교환으로 유체 내부에 에너지가 축적되거나 감소하게 되어 부양력 혹은 하강력과 같은 체적력이 증가하여 생기게 되는 현상으로 사료된다.

Fig. 4는 $Ra=10^6$, $L/W=0.5$ 일 때 반복계산으로 공간내에서 얻어지는 평균 Nusselt수와 무차원 유동함수의 분포를 시간경과에 따라 도시한 그림이다. Fig. 4(a)는 고온과 저온의 상하면에 대해서 계산한 후 평균한 Nusselt수의 변화를 나타내고 있는데, 시간경과에 따라 평균 Nusselt수의 최대값이 반복적으로 나타나고 있으나 완전한 주기성을 지니지 못하고 있다. 그러나 이 평균 Nusselt수의 최대값이 시간경과와 함께 지속적인 반복성을 보이는 것은 확인할 수 있었다. Fig. 4(b)는 같은 경우에

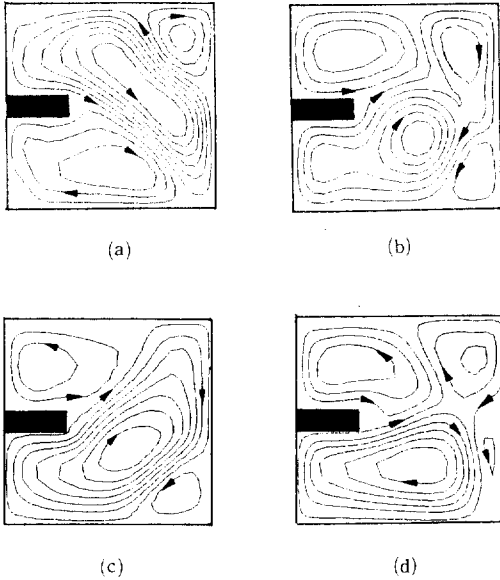


Fig. 2 Streamlines of oscillating flow for comparison with the experimental results⁽¹³⁾, $Ra=9.84 \times 10^6$, $L/W=0.3$

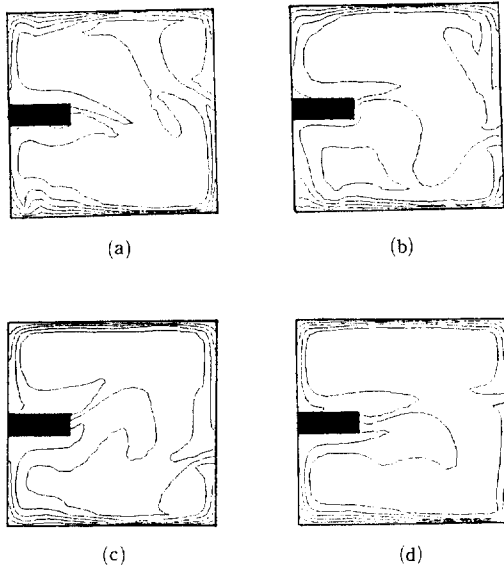


Fig. 3 Isotherms of oscillating flow, $Ra=9.84 \times 10^6$, $L/W=0.3$

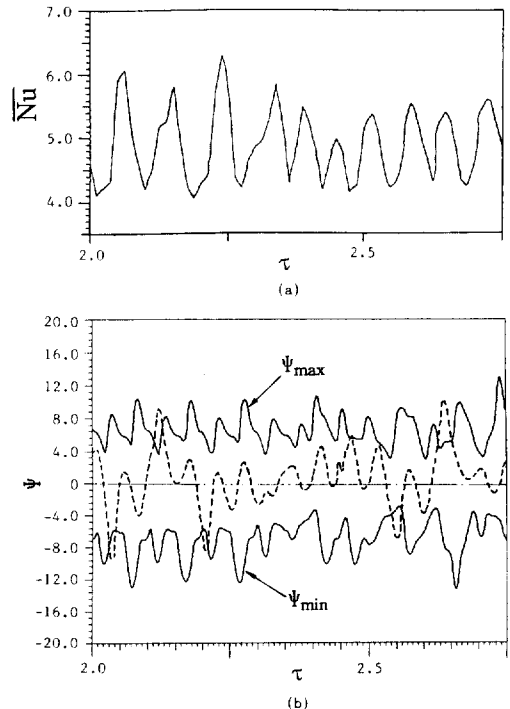


Fig. 4 Chaotic solution for $Ra=10^6$ and $L/W=0.5$: (a) Nusselt variation with τ , (b) stream function variation with τ

공간내에서 시간경과와 함께 나타나는 무차원 유동 함수를 보여주고 있는데, 무차원 유동함수는 $\Psi = \psi/\nu$ 로 정의하여 도시하였다. 그림에서 점선으로 주어진 것은 공간의 중간높이에 설치된 수평격판의 선단과 마주하는 단열 수직벽사이의 공간에서 격판 선단으로부터 30%되는 지점의 무차원 유동함수를 나타내고 있는데, 시간경과에 따른 유동함수의 최대값과 최소값의 변화에 대해서 요동(fluctuation) 폭이 크게 주어지고 있는데 이것은 진동유동의 천이에 의해 흐름방향이 상하로 교차함으로써 나타나는 현상으로 사료된다. 그러나 시간경과와 함께 나타나는 유동함수의 혼돈(chaos)현상은 전반적으로 유사한 경향을 보이고 있다.

Fig. 5에서는 $Ra=10^5$, $L/W=0.4$ 일 때 얻어진 평균 Nusselt수와 중간높이의 격판선단으로부터 30%되는 지점의 무차원 유동함수가 모두 완전한 주기성을 나타내고 있는 것을 볼 수 있는데, 비교적 Rayleigh수가 낮은 경우인 $Ra=10^5$ 에서는 시간

경과에 따른 평균 열전달값과 유동함수의 변화가 거의 완벽한 주기성을 지니고 있는 것을 알 수 있다. 같은 Rayleigh수, $Ra=10^5$ 에 대해서 격판길이의 변화가 유동의 주기성에 미치는 영향을 검토하여 보았는데, 격판의 길이가 짧을수록 진동의 모양은 단순한 형태를 지니게 되며 주기의 반복성이 완벽하게 재현되는 것을 확인하였다.

Fig. 6은 $Ra=10^6$, $L/W=0.3$ 에서 얻어진 평균 Nusselt수와 공간내 중간높이의 격판선단으로부터 30%되는 지점의 무차원 유동함수를 나타내고 있는데, 평균 열전달값의 변화를 나타내는 Fig. 6(a)의 결과를 가지고 $Ra=10^5$ 일 때의 결과와 비교해 보면 Rayleigh수가 증가하여도 진동유동에 의한 주기는 반복성을 계속 보여주고 있으나 시간경과에 따른 반복형태는 완전한 일치성을 보이지 못하고 있는 것을 알 수 있다. Fig. 6(b)에 주어진 시간경과와 함께 도시된 무차원 유동함수는 주기의 안정성을 잃어 혼돈된 형태를 보이고 있다. 이러한 혼

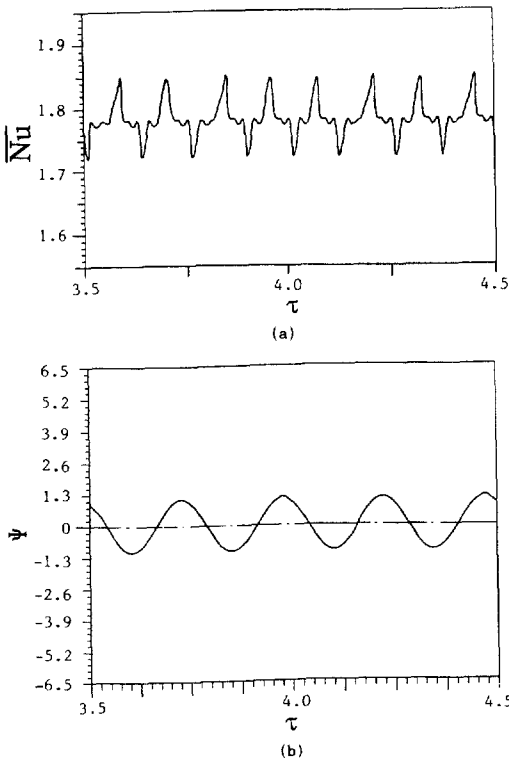


Fig. 5 Periodic solution for $Ra=10^5$ and $L/W=0.4$: (a) Nusselt variation with τ , (b) stream function variation with τ

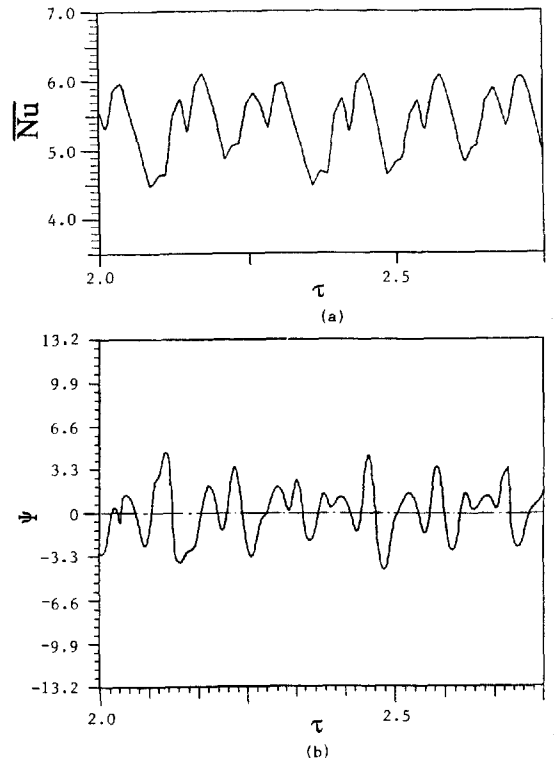


Fig. 6 Periodic solution for $Ra=10^6$ and $L/W=0.3$: (a) Nusselt variation with τ , (b) stream function variation with τ

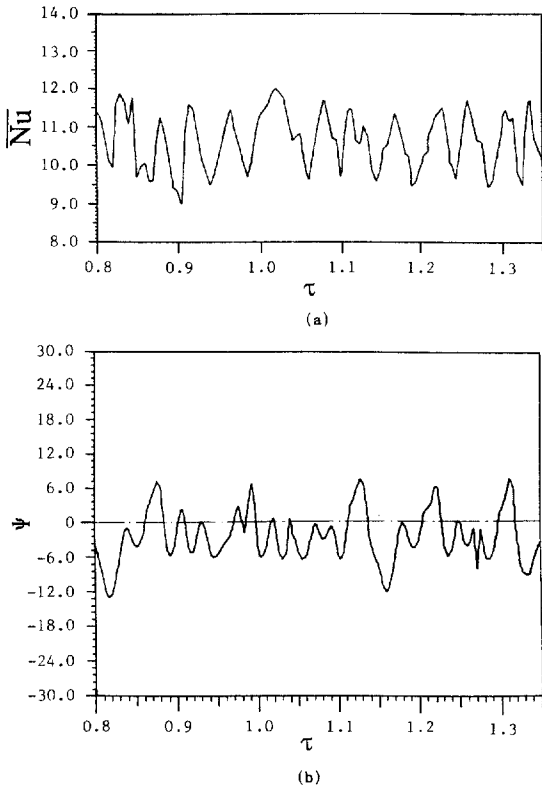


Fig. 7 Chaotic solution for $Ra=10^7$ and $L/W=0.4$: (a) Nusselt variation with τ , (b) stream function variation with τ

돈된 형태는 Rayleigh수가 비교적 큰 $Ra=10^7$ 일 때 얻어진 Fig. 7에서 더욱 확실하게 보여주고 있는데, 시간경과와 함께 나타난 평균 Nusselt수와 유동함수의 변화는 완전히 주기의 안정성을 잃어 더욱 혼돈된 형태로 발전되었으며, 요동폭의 크기도 활발한 공간내의 대류현상에 의하여 상당히 증가되었다.

Fig. 8은 격판길이의 영향을 고찰해보기 위하여 $Ra=10^6$ 에서 격판길이가 각각 0.2 W, 0.8 W일 때 반복계산으로 공간내에서 얻어지는 평균 Nusselt수의 변화를 시간경과에 따라 도시하고 있는데, 격판의 길이가 짧은 0.2 W의 Fig. 8(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 유동의 진동현상은 완벽하게 주기성을 지니지는 못하고 있지만 시간경과에 따라 지속적으로 주기의 반복성이 나타나고 있는 것을 확인할 수 있다. 한편 Fig. 8(b)에 도시한 격판의 길이가 비교적 긴 0.8 W의 경우에 시간경과에 대해서

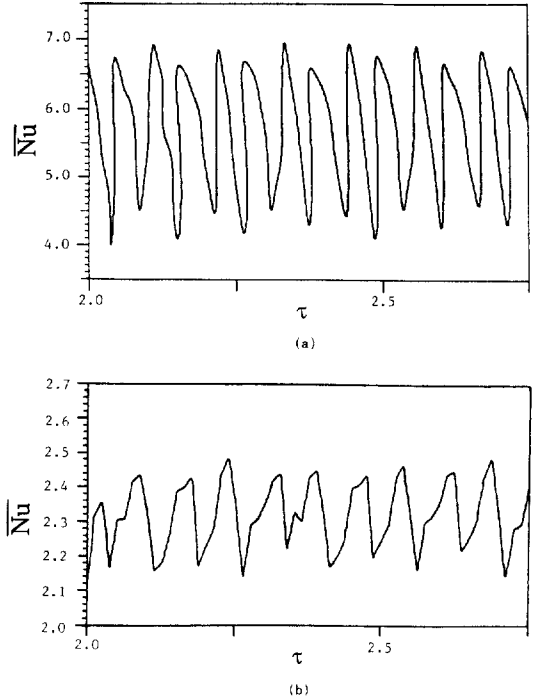


Fig. 8 Periodic and chaotic behaviors of Nusselt number variation for $Ra=10^6$: (a) $L/W=0.2$ and (b) $L/W=0.8$

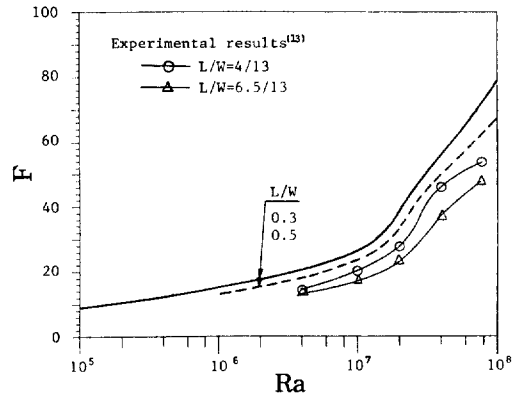


Fig. 9 Variation of frequency by Nusselt number vs. Rayleigh number for oscillating flow

평균 Nusselt수의 최대값은 반복성을 나타내지만 시간경과와 함께 불안정한 주기성을 보이는 것을 알 수 있다. 또 무차원 유동함수에 의해서 얻어지는 진동주기의 경우에는 앞의 Fig. 4에 도시한 바와 같이 격판길이가 더 짧은 0.5 W에서 이미 진동의 불안정성이 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서

같은 Rayleigh수의 경우에도 격판의 길이가 증가할수록 공간내 진동유동의 안정성은 떨어지고 일정한 무차원 시간 범위에서 도시된 Fig. 8에서 볼 수 있는 바와 같이 진동주기가 길어져서 진동수의 감소가 초래되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 Rayleigh수의 증가에 의한 무차원 진동수의 변화를 나타내고 있는데, 가시화실험⁽¹³⁾에 의해서 관찰된 무차원 진동수($F=fH^2/\nu$)를 그림에 함께 도시하여 보았다. 본 연구에서 나타난 진동수는 일정한 시간경과동안 반복적으로 주어지는 진동주기를 평균하여 얻어진 값을 도시한 것인데, 평균 Nusselt수의 변화를 가지고 구한 진동수를 Fig. 9에 보여주고 있다. 진동수는 실험결과에 비해서 다소 높게 나타나는 것을 알 수 있다. 한편, 무차원 유동함수의 변화에 의해서 얻어진 진동수는 Fig. 10에서 볼 수 있는 바와 같이 실험결과에 대해서는 정량적으로 더 유사한 값을 지니고 있다.

Fig. 11은 격판길이의 변화에 따른 평균 Nusselt수의 변화를 가지고 구한 진동유동의 진동수를 보여주는 그림이다. 여기에서도 가시화실험에 의해 관찰된 진동유동의 진동수가 비교를 위하여 도시되어 있는데, 진동수의 변화가 실험결과와 전반적으로 유사한 경향을 보이는 것을 확인할 수 있었다. 그림에서 보는 바와 같이 격판길이의 증가는 유동의 진동수를 선형적으로 감소시키고 있는데, Rayleigh수가 커질수록 진동수의 감소는 더욱 확대되는 것을 볼 수 있다. 주어진 결과중에서 Rayleigh수가 $Ra=10^5$ 의 경우에는 격판의 길이를

0.4 W 이상으로 증가시키면 공간내에서 유동의 진동현상은 사라지고 상하대칭의 일정한 유동형태를 보이게 되는데, 이것은 Rayleigh수가 자연대류 유동이 진동을 일으키는 임계 Rayleigh수보다 낮은 영역에 존재하기 때문에 나타나는 현상이다. 따라서 $Ra=10^5$ 에서 $L/W=0.4$ 이상의 격판길이에 대해서는 진동현상이 일어나지 않는다. 무차원 유동함수의 변화에 의해서 얻어진 진동수는 Fig. 12에 도시하였는데 평균 Nusselt수의 변화에 의한 것보다 가시화실험을 통하여 관찰된 결과에 더 유사한 경향을 보이는 것을 알 수 있었고, 유동의 진동주

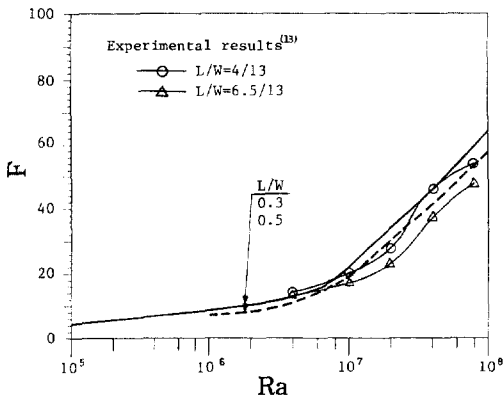


Fig. 10 Variation of frequency by stream function vs. Rayleigh number for oscillating flow

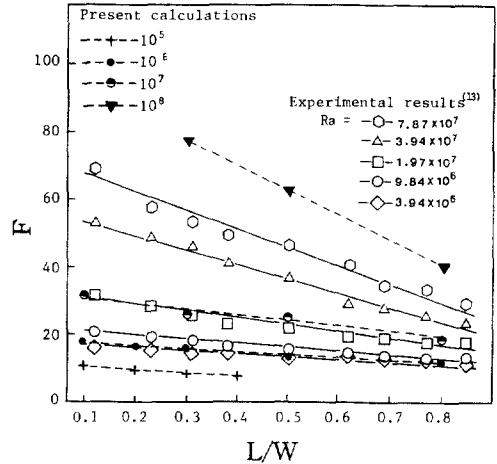


Fig. 11 Frequency by Nusselt number for various Rayleigh number and partition lengths in a square enclosure

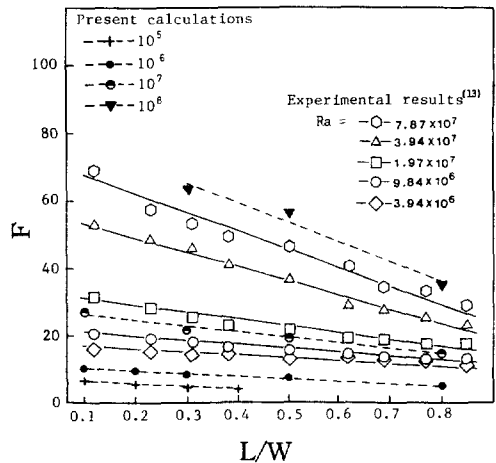


Fig. 12 Frequency by Nusselt number for various Rayleigh number and partition lengths in a square enclosure

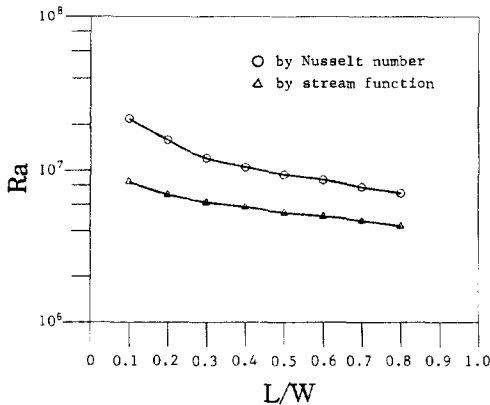


Fig. 13 Transition Rayleigh number for various partition lengths in a square enclosure

기는 격판길이 짧을수록, Rayleigh수가 증가할수록 빨라지게 되며, Rayleigh수의 증가와 함께 유동의 진동은 혼돈이 일어나서 주기의 안정성을 잃게 되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 13은 Rayleigh수가 증가함에 따라 밀폐공간내 자연대류 유동의 진동현상이 안정성을 잃어 혼돈의 형태로 변천되는 천이 Rayleigh수를 격판길이의 변화와 함께 도시한 그림이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 격판의 길이가 커짐에 따라 천이 Rayleigh수도 점차 감소하는 경향을 보이고 있는데, 격판의 길이가 비교적 짧은 영역에서는 격판길이의 증가에 대해서 천이 Rayleigh수가 비교적 큰 폭의 감소를 나타내고 있다. 또한 시간경과에 따른 평균 Nusselt수의 변화를 가지고 얻은 천이 Rayleigh수가 유동함수의 변화에 의해서 구해진 경우보다 더 큰 값의 천이 Rayleigh수를 나타내는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

밑면이 고온, 윗면이 저온이고 양측벽이 단열인 정사각형 밀폐공간내에서 한쪽 측벽의 중앙에 부착된 수평격판이 공간내부의 자연대류 유동의 진동현상에 미치는 영향을 수치해석을 통하여 고찰한 결과 다음의 결론을 얻었다.

1. 수평격판에 의해서 초래되는 공간내 자연대류 유동의 진동현상은 Rayleigh수가 낮을수록 완벽한 주기성을 지닌다.
2. 진동주기는 격판길이가 짧을수록, Rayleigh

수가 증가할수록 짧아지게 되며, 낮은 Rayleigh수에서는 진동의 안정성이 양호하며 Rayleigh수의 증가와 함께 진동유동은 주기의 안정성을 잃어 혼돈된다.

3. 유동함수의 변화를 가지고 구한 진동수는 평균 Nusselt수의 변화에 의한 진동수에 비해서 더 낮은 값을 나타내지만 가시화실험을 통하여 관찰된 결과와는 더 유사한 경향을 보인다.

4. Rayleigh수가 증가함에 따라 진동의 주기는 안정성을 잃어 혼돈의 형태로 변천되며 격판의 길이가 커질수록 천이 Rayleigh수는 감소하였다.

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) 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 Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, pp. 561 ~571.
- (5) 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.
- (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) 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) 정인기, 김중엽, 이효조, 1991, "밀면가열 사각밀폐공간내에서 격판에 의한 자연대류의 진동," 영남대 공업기술연구소 연구보고, 제19권, 제1호, pp. 55~62.
- (14) 김점수, 정인기, 송동주, 1992, "수평격판을 갖는 4각형 밀폐공간내에서 자연대류의 진동유동," 대한기계학회논문집, 제16권, 제10호, pp. 1963~1970.
- (15) 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.
- (16) 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.
- (17) Hasnaoui, M., Bilgen, E. and Vasseur, 1990, "Natural Convection above an Array of Open Cavities Heated from Below," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 18, pp. 463~482.
- (18) 矢川元基, 1983, "流れと熱傳導の有限要素法入門," 東京, 培風館.