

수평격판으로 분리된 정사각형 밀폐공간내의 층류 자연대류 해석

An investigation of laminar natural convection in a square partitioned enclosure

김 점 수*, 정 인 기**
J. S. Kim, I. K. Chung

Key words : Gap width(틈새폭), Natural convective flow(자연대류 유동), Square enclosure(정사각형 밀폐공간), Horizontal partition(수평격판), Numerical analysis(수치해석), Thermal conductivity(열전도율)

Abstract

The natural convective flow in a two-dimensional square enclosure with horizontal partitions is investigated numerically. The enclosure was composed of the lower hot and the upper cold horizontal walls and the adiabatic vertical walls, and two identical partitions were positioned perpendicularly at the mid-height of the right and left walls, respectively. The governing equations are solved by using the finite element method with Galerkin method. Calculations are made for different partition lengths, partition conductivities, and Rayleigh numbers based on the temperature difference between two horizontal walls and the enclosure height with water($Pr=4.95$). An oscillatory motion of the natural convective flow is affected significantly by the variation of the gap width and Rayleigh number. When the gap width is comparatively short, the heat transfer rate is raised with the increase of the thermal conductivity of partitions. However, for sufficiently large gap widths at higher Rayleigh numbers, the average Nusselt numbers of the conductive partitions are smaller than those of the adiabatic partitions.

기 호 설 명

b	: 격판의 두께	k	: 내부유체의 열전도율
D	: 격판사이의 틈새($W-2L$)	k_p	: 격판의 열전도율
g	: 중력가속도	K	: 내부유체에 대한 격판의 열전도율의 비 (k_p/k)
H	: 밀폐공간의 높이(특성길이)	L	: 격판의 길이
		Nu	: 국소 Nusselt수
		\bar{Nu}	: 평균 Nusselt수
		p	: 압력
		P	: 무차원 압력

* 정회원, 경동전문대학 건축설비과

** 정회원, 영남대학교 기계공학부

Pr	: Prandtl수
Ra	: Rayleigh수
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
α	: 열확산계수
β	: 열팽창계수
θ	: 무차원 온도
ν	: 유체의 동점성계수
ρ	: 유체의 밀도
τ	: 무차원 시간

하첨자

c	: 냉각벽
f	: 내부유체
h	: 가열벽
p	: 격판

1. 서 론

격판이 존재하는 밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 유동과 열전달현상은 건축공간내의 에너지 이동현상, 화재안전기, 축열조 및 태양열 집열기등의 설계, 전자장치의 냉각문제, 2중공간내의 단열효과 향상등 공학의 각 분야에서 나타나는 복잡한 물리적 현상으로 이와 관련하여 지금까지 실험적 또는 수치적으로 수 많은 연구가 수행되어 왔다. 1969년에 Emery⁽¹⁾가 원자로의 냉각장치를 모델로 4각형 밀폐공간의 중앙에 하나의 수직격판이 존재하는 경우에 대하여 실험적으로 연구한 이후, Nansteel과 Greif^(2,3)은 밀폐공간내의 상부벽에 하나의 수직격판이 있는 경우에 대하여 흐름의 가시화실험을 통한 다각적인 연구를 수행하였으며, Winters⁽⁴⁾는 밀면에 수직으로 부착된 격판의 열전도성이 밀폐공

간내의 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 연구하였다. Bajorek과 Lloyd⁽⁵⁾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⁽⁶⁾는 상하벽과 수직격판이 열전도성을 가지는 정사각형 밀폐공간에 대한 연구를 수치해석으로 수행하여 실험적으로 얻어진 기존의 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 Rayleigh수와 격판위치의 변화가 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향에 대해서 유한요소법을 이용하여 수치적으로 연구하였다. Kelker와 Patankar⁽¹¹⁾는 4각 밀폐공간내의 중앙 및 상하벽에 수직격판이 있는 두가지 형태의 모델에 대한 연구를 수치적으로 수행하여 격판의 열전도율과 격판사이의 틈새폭이 공간내의 유동과 열전달현상에 미치는 영향을 검토한 바 있다. 이외에도 많은 연구가 수행되어 왔으나, 이들 연구는 모두 상하벽이 단열이고 양쪽 측벽이 가열 혹은 냉각되는 사각형 밀폐공간내에 수직으로 격판이 존재하는 경우에 대한 것들이었다. 아울러 이러한 연구에서는 밀폐공간내의 유동이 모두 정상상태에서 일정한 유동형태를 보이게 되는 것을 확인할 수 있었다.

한편 정4각형 밀폐공간내에서 밀면이 고온, 윗면이 저온으로 유지되고 양쪽 측벽이 단열인 한쪽 수직벽에 수평격판이 부착된 경우에 정등⁽¹²⁾은 상하공간에서 발생한 자연대류 유동이 일정한 주기로 흐름방향이 격판선단에서 상하로 교차하는 진동유동이 발생하는 것을 가시화실험을 통하여 관찰한 바 있고, 이러한 진동현상을 규명하기 위하여 가시화실험 대상과 같은 모델을 가지고 수치적으로 연구한 바 있다.^(13,14)

본 연구에서는 밀폐공간내에 있는 양쪽 단열벽의 중간높이에 두 개의 수평격판이 서로 대칭으로 부

착되어 있을 때 격판이 밀폐공간내의 유동과 열전달에 미치는 영향을 수치적으로 고찰하였다. 본 연구를 위하여 Fig.1에 나타낸 모델을 가지고 지배방정식을 Galerkin method를 사용한 2차원 유한요소법으로 수치해석하였는데⁽¹⁶⁾, 내부유체는 Prandtl수가 4.95인 물로 가정하여 Rayleigh수와 공간폭에 대한 격판길이비(L/W)의 변화에 따른 틈새폭의 변화 및 격판의 열전도율이 공간내 유동과 열전달에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 이론 해석

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

무차원화된 연속방정식

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

무차원화된 운동량방정식

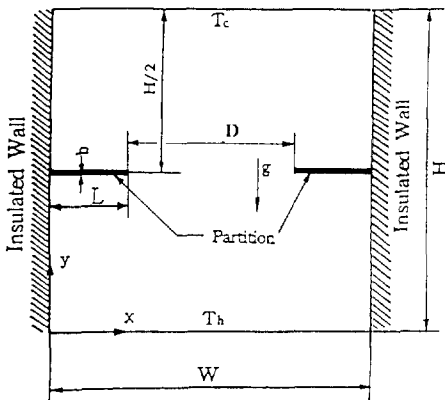


Fig.1 Schematic diagram of a square enclosure

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

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

무차원화된 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 연속방정식, 운동량방정식 그리고 에너지방정식을 무차원화시키기 위하여 다음과 같이 무차원수를 정의하여 사용하였다.

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

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

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

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

같은 방법으로 식(5)에 주어진 무차원수를 이용하여 위의 지배방정식을 풀기 위하여 무차원화된 초기조건과 경계조건은 다음과 같다.

초기조건 : $\tau=0$ 에서

$$0 \leq X \leq W/H, 0 \leq Y \leq 1 \text{에서}$$

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

경계조건 : $\tau > 0$ 에서

$$\text{양측벽, } X = 0 \text{과 } X = W/H \text{에서 } U = V = 0,$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \tag{7}$$

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

$$\text{밑면, } Y = 1 \text{에서 } U = V = 0, \theta = 0 \tag{9}$$

격판이 단열일 때 수평격판의 표면에서

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

격판의 열전도율이 고려되는 경우에 격판부분에서의 비정상 열전도방정식은 다음과 같이 적용된다.

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

격판과 내부유체의 경계면에서는 에너지평형이 이루어져야 하므로 다음의 조건식이 요구된다.

$$k \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{\text{inter face}} = k_p \frac{\partial \theta_p}{\partial n} \Big|_{\text{inter face}} \quad (12)$$

지배방정식 (1)~(4)와 (11) 및 (12)와 각 식에 대하여 Galerkin법(Galerkin weighted residual method)을 이용한 유한요소식을 얻기 위하여 가중 함수(weighting functions), δU , δV , $\delta \theta$, δP 를 고려하고, 이것을 각 식에 곱하여 요소내에서 적분을 행하여 적분식을 얻었다. 계산동안에 지배방정식은 K 요소로 이산화되었는데 속도와 온도항은 사변형의 8개 절점수를 가진 요소로, 압력항은 사변형 4개의 절점수를 가진 요소로 나타내었다. 또한 Gauss-Green 공식에 의해서 부분적분되었다.

따라서 사각형요소를 사용한 계산영역은 속도와 온도를 정의하기 위한 2차 다항식의 형상함수(shape function), M_α , [$\alpha=1\sim 8$]와 압력을 위한 1차 다항식의 형상함수 N_α , [$\alpha=1\sim 4$]로 표시하였다. 이것을 사용하여 유한요소에 대한 변수들은 다음과 같이 나타내었다.

$$\begin{aligned} U &= \sum_{\alpha=1}^8 M_\alpha U_\alpha, & V &= \sum_{\alpha=1}^8 M_\alpha V_\alpha, \\ \theta &= \sum_{\alpha=1}^8 M_\alpha \theta_\alpha, & P &= \sum_{\alpha=1}^4 N_\alpha P_\alpha \end{aligned} \quad (13)$$

각 변수들을 요소들 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 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. 또한 수치계산으로 얻어진 온도값을 사용하여 다음 식과 같이 정의되는 고온면과 저온면의 국소 Nusselt수와 평균 Nusselt수를 계산하였다.

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

$$Nu_n = - \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{y=1} \quad (15)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{2} \left[\frac{H}{W} \left(\int_0^{w/H} Nu_n dX + \int_0^{w/H} Nu_n dX \right) \right] \quad (16)$$

시간경과에 따른 공간내 유동의 진동주기동안에 나타나는 평균 Nusselt수의 진동주기는 다음과 같이 정의하여 얻었다.

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

4. 결과 및 고찰

밀면이 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 이미 실험적으로나 수치적으로 규명된 바 있는데⁽¹²⁻¹³⁾, 이러한 진동유동의 발생은 물리적으로 격판의 하부 혹은 상부공간에서 흐름이 정체되거나 와류가 일어날 때 상하 등온벽과의 열교환으로 유체내부에 에너지가 축적 혹은 감소하므로써 부양력 또는 하강력이 증가하여 생기는 현상으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 공간내 양쪽 단열벽의 중간높이에 두 개의 수평격판이 서로 대칭으로 부착되어 있는 경우에 격판사이 틈새폭의 변화와 격판의 열전도율이 밀폐공간내의 유동과 열전달현상에 미치는 영향을 수치적으로 조사하였다. 본 연구를 위하여 사용된 지배방정식은 무차원 시간을 고려한 비정상상태의 지배방정식을 사용하였지만 자연대류 유동의 진

동현상이 초래되는 경우에도 이미 정의된 수렴조건을 만족할 때 정상상태에 도달된 것으로 하여 정상상태의 값을 계산결과로 나타내었다.

해석에 사용된 밀폐공간은 종횡비(W/H)가 1인 정사각형 단면이고 공간의 높이에 대한 비로 나타낸 수평격판의 두께(b/H)는 0.01로 일정하게 주어졌으며, 내부유체는 양 등온벽의 온도차에 관계없이 밀폐공간 내부의 물의 평균온도를 35°C로 유지시킨 가시화 실험⁽¹²⁾의 경우와 같이 Prandtl수를 4.95인 물로 하였고, 2차원유동으로 가정하였다.

Fig.2는 $Ra=10^5$ 일 때 격판길이에 따라 달라지는 틈새폭의 변화(D/W)와 함께 나타나는 공간내 유동분포를 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 틈새폭이 작은 $D/W=0.2$ 에서는 격판상하에 대칭의 다세포유동이 발생하였는데 흐름은 틈새폭이 증가함($D/W=0.4$)에 따라 공간내에서 대

각의 상하방향으로 순환하는 유동으로 변천되었다. 그러나 틈새폭이 비교적 좁은 경우에는 상대적으로 긴 격판의 유동 억제작용에 의해서 정상상태에서 공간내 유동이 일정한 형태를 유지하였다. 한편 틈새폭이 커지게 되면($D/W=0.6$) 유동은 격판상단을 중심으로 흐름방향이 상하로 교차하는 유동의 진동현상이 나타나게 되는데, 비교적 낮은 Rayleigh수인 $Ra=10^5$ 에서는 대체로 완벽한 진동의 주기성이 주어지는 것을 해석과정을 통하여 확인할 수 있었는데, 이러한 진동유동은 틈새폭이 상당히 커진 $D/W=0.8$ 의 경우에도 유동의 강도가 증가하면서 계속 나타나고 있는 것을 볼 수 있었다. $Ra=10^5$ 에서 유동의 진동현상이 일어나는 틈새폭인 $D/W=0.6$ 과 0.8 을 도시하고 있는 (c)와 (d)에서 그림 (1)과 그림 (3)은 흐름의 순환방향이 반대인 완벽한 대칭성을 나타내는 경우를 보여주고 있으며

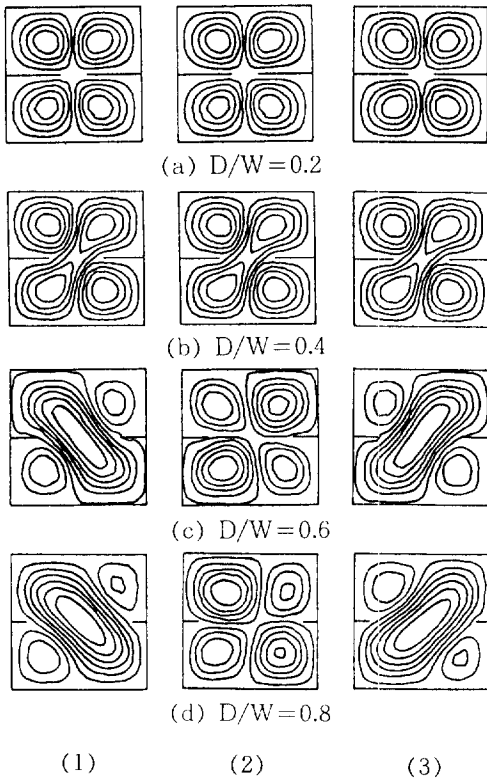


Fig.2 Effect of gap widths on streamlines with $Ra=10^5$

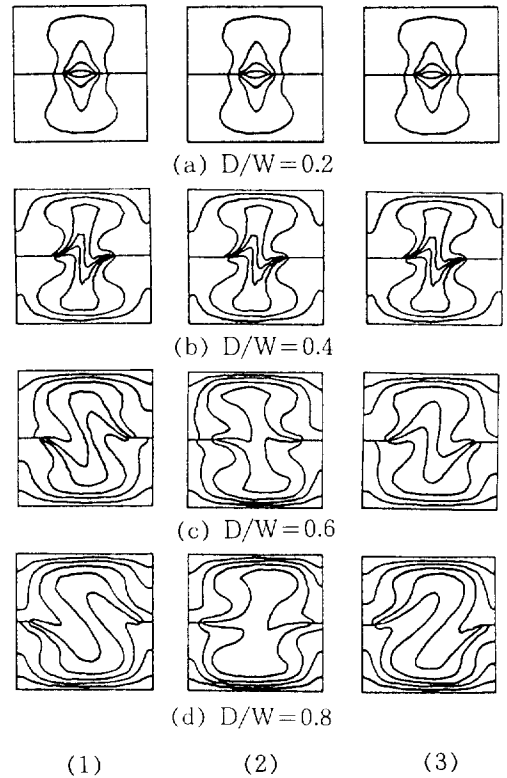


Fig.3 Effect of gap widths on isotherms with $Ra=10^5$

그림 (2)는 진동유동의 천이과정중에서 흐름이 다세포유동으로 변환된 특정한 경우를 도시한 것이다.

Fig.3은 틈새폭의 변화에 따른 유동분포를 도시한 Fig.2에 상응하는 등온선분포의 변화를 나타내고 있는데, 틈새폭이 $D/W=0.2$ 인 경우에는 좁은 틈새사이에서 등온선이 층을 이루며 나타났고 격판을 중심으로 상하대칭인 등온선분포가 주어졌다. 틈새폭이 증가하여 유동의 진동현상이 초래되면 유동방향의 변천에 따라 격판선단에서 등온선이 상하로 방향을 바꾸게 되는 것을 볼 수 있었다.

Fig.4는 $Ra=10^4$ 일 때 틈새폭의 변화에 따른 공간의 하부 고온면에서의 국소 Nusselt수를 보여주고 있다. 바닥의 고온면에서 얻어진 국소 Nusselt 수, Nu_b 는 틈새폭의 증가와 함께 증가하였는데, 틈새폭이 좁은 경우에는 국소 Nusselt수의 극대점이 바닥의 중앙부에 나타났으나 공간의 반 이상인 $D/W=0.6$ 으로 틈새폭이 증가하게 되면 바닥의 국소 열전달율은 큰 폭으로 증가하였으며 틈새폭의 증가와 함께 극대점이 우측벽으로 이동되는 것을 볼 수 있다. 이것은 격판선단을 따라 하강하는 저온의 순환유동이 격판길이의 감소에 따라 우측벽으로 이동되기 때문에 일어나는 현상으로 사료된다. 한편 Fig.5에서 도시한 상부의 저온면에서 얻어진 국소 Nusselt 수, Nu_t 도 틈새폭이 커질수록 증가하는 경향을 보이고 있는데, 고온 바닥면의 경우와는 반

대로 상부 저온면의 국소 Nusselt수의 극대점은 격판길이에 의한 틈새폭의 증가와 함께 공간의 좌측벽으로 이동되는 것을 알 수 있다.

Fig.6은 $D/W=0.4$ 일 때 Rayleigh수의 변화에 따른 유동분포를 나타낸 그림인데, Rayleigh수의 변화에 따른 유동분포의 변화가 잘 도시되어져 있다. $Ra=10^4$ 에서는 공간 좌우측에 있는 격판의 상하부에서 초래되는 흐름의 정체현상에 의해서 공간내 유동은 정상상태에서 다세포유동의 일정한 형태를 나타내고 있으나, Rayleigh수가 10^6 가 증가하면 Fig.2(b)에 이미 도시된 바와 같이 공간의 대각선 방향으로 순환되는 유동으로 변천되었다. 한편 Rayleigh수가 증가하여 $Ra=10^6$ 이 되면 밀폐공간내 유동은 격판선단을 중심으로 흐름방향이 상하로 교차하는 진동유동이 발생하게 되는데, 격판선단부사이에서 상승유동과 하강유동이 교차하게 되므로 좁은 틈새를 통하여 빠른 흐름이 초래되어 유동분포선은 조밀하게 나타났으며 정상상태에서 유동형태의 주기성이 대체로 완벽하게 주어졌다. Rayleigh수가 상당히 증가하여 $Ra=10^7$ 이 되면 공간내 흐름은 강도가 증가하였고 복잡한 유동형태로 변천되어 주기성이 다소 나빠졌다.

Fig.7은 Fig.6에 나타나 있는 공간내 유동분포에 상응하는 등온선분포를 도시한 것으로, 낮은 Rayleigh수에서 등온선분포가 격판을 중심으로 상하대

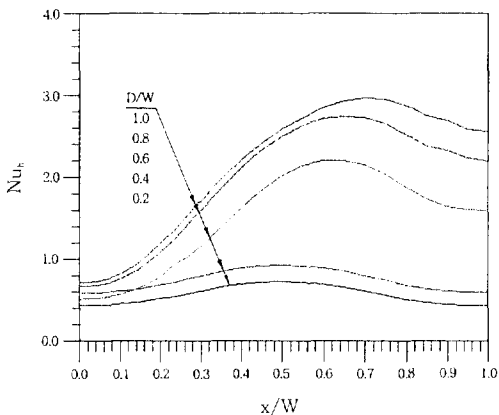


Fig.4 Effect of gap widths of local Nusselt number on the bottom heated wall with $Ra=10^4$

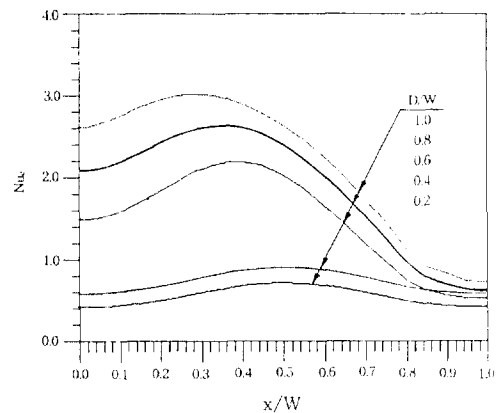


Fig.5 Effect of gap widths of local Nusselt number on the upper cold wall with $Ra=10^4$

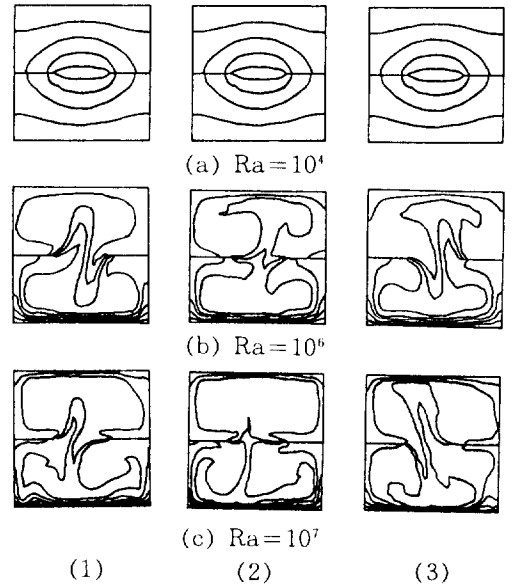
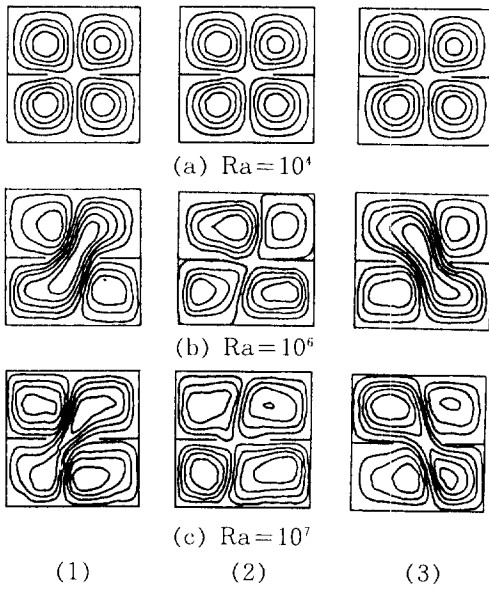


Fig.6 Effect of Rayleigh numbers on streamlines with $D/W=0.4$

Fig.7 Effect of Rayleigh numbers on isotherms with $D/W=0.4$

칭의 일정한 형태에서 Rayleigh수가 증가함에 따라 상하 등온면 근처의 등온선분포가 조밀하게 되어 열전달의 증가가 초래되는 것을 알 수 있었고 유동의 진동현상에 의해서 격판선단을 중심으로 공간의 상하로 등온선의 방향이 바뀌는 것을 볼 수 있었다.

Fig.8은 격판길이에 의해서 주어지는 틈새폭의 변화에 따라 진동주기동안에 얻어진 상하 등온면에 대해서 각각 계산한 후 평균한 평균 Nusselt수를 Rayleigh수의 변화와 함께 나타낸 것이다. Rayleigh수가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 큰 폭으로 상승하게 되는데 틈새폭이 커질수록 열전달율의 상승폭이 확대되는 것을 볼 수 있다. 따라서 Rayleigh수는 물론 틈새폭이 증가할수록 공간내에서 유동은 활발하게 되어 열전달이 강하게 일어나는 것을 알 수 있었다.

Fig.9는 $Ra=10^5$, $D/W=0.4$ 일 때 수평격판이 단열인 경우와 열전도율이 $K=\infty$ 인 경우에 얻어진 정상상태의 유동과 등온선분포를 각각 도시한 그림이다. 수평격판이 단열일 때 좌측격판의 상부와 우측격판의 하부에서 발생하는 작은 정체유동과 공간의 대각선방향으로 크게 순환하는 형태로

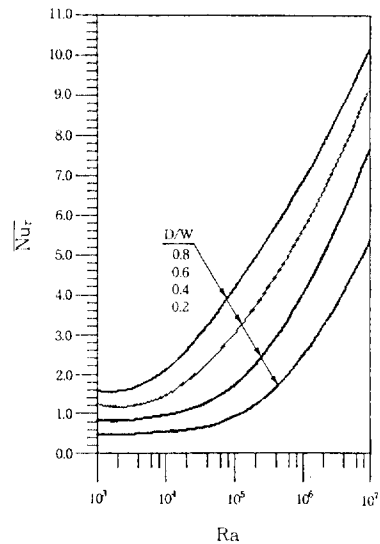


Fig.8 Effect of the gap widths on the average Nusselt numbers for various Rayleigh numbers

주어지는 유동분포가 격판의 열전도율이 매우 높은 무한대의 값으로 증가하게 되면 밀폐공간의 중심에 대하여 좌우로 분리된 대칭의 유동형태로 변천하게

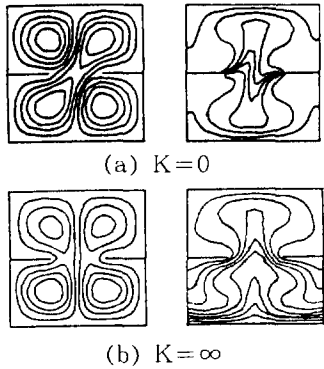


Fig.9 Effect of partition conductivities on streamlines and isotherms with $D/W=0.4$ and $Ra=10^5$

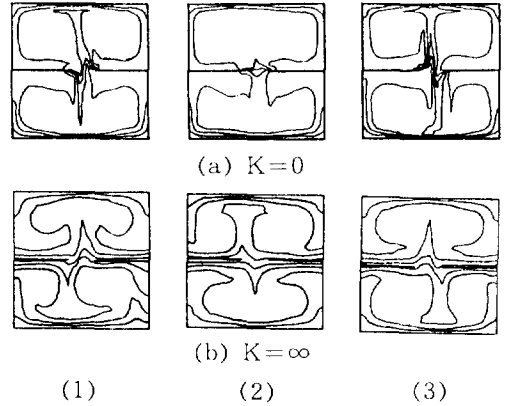


Fig.11 Effect of partition conductivities on isotherms with $D/W=0.2$ and $Ra=10^7$

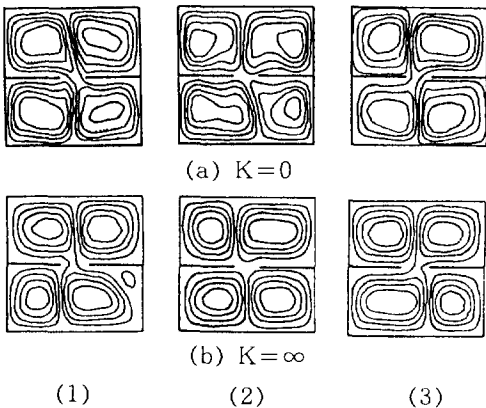


Fig.10 Effect of partition conductivities on streamlines with $D/W=0.2$ and $Ra=10^7$

되고 격판을 통해서 열전달이 일어나기 때문에 유동의 강도는 약해졌다. 이와 같은 유동에 대응하는 온도분포도 격판의 열전도율이 증가할 때 틈새의 중간으로 상승하는 유동형태에 따라 이 부분에서 등온선의 상승이 일어났으며 공간의 중심에 대하여 좌우측으로 대칭인 온도선이 나타났다.

Fig.10은 유동의 진동현상이 초래되는 Rayleigh 수의 범위인 $Ra=10^7$ 에서 틈새폭이 상당히 좁은 $D/W=0.2$ 일 때 수평격판 열전도율의 변화에 따라 얻어진 정상상태의 유동분포를 보여주고 있다. 격판의 열전도율이 높은 경우보다는 단열일 때 유동

은 공간전체에 더 넓게 발생하였고 진동의 주기도 짧은 것을 알 수 있었으며, 이미 앞에서 언급한 바와 같이 격판의 열전도율이 매우 높게 증가하면 유동강도는 약해졌지만 격판의 열전달율의 변화에 무관하게 유동의 진동현상은 여전히 반복성을 나타내었다.

Fig.11은 Fig.10에 도시한 공간내 유동에 상응하는 등온선분포를 보여주고 있는데, 격판이 단열일 때는 좁아진 격판사이의 공간에서 등온선의 상승과 하강이 강하게 일어나고 있는데, 아주 조밀하게 등온선분포가 나타나고 있어 이 틈새에서 열전달이 활발하게 일어나고 있는 것을 알 수 있었다. 한편 격판의 열전도율이 무한대로 증가하게 되면 격판으로의 열전달에 의해서 격판상하에는 등온선이 층을 이루며 나타나지만 격판사이의 틈새에서도 진동유동에 의해서 상하로 등온선의 방향이 바뀌면서 나타났다.

Fig.12는 $Ra=10^5$, $D/W=0.4$ 일 때 격판의 열전도율의 변화에 따른 하부 고온면과 상부 저온면에서의 국소 Nusselt수의 분포를 각각 보여주고 있다. 하부 고온면에서 격판의 열전달율이 무한대로 커지게 되면 국소 Nusselt수는 큰 폭으로 증가하였는데, 격판이 단열일 경우와 비교해 볼 때 공간의 좌우측에 있는 격판에서 상하로 열전달이 일어나게 되므로 이 공간에서 국소 Nusselt수의 극대점이 격판이 주어진 공간의 양쪽에서 나타났다.

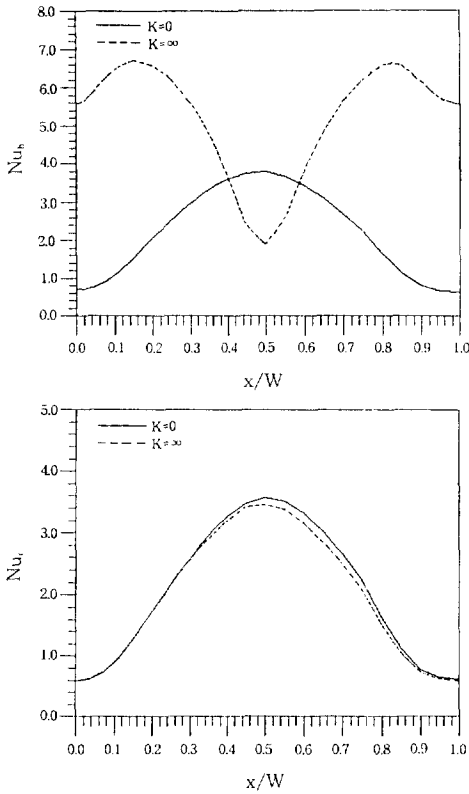


Fig.12 Effect of partition conductivities on local Nusselt numbers with $D/W=0.4$ and $Ra=10^5$

틈새가 존재하는 공간의 중앙에서는 Fig.9에 주어진 유동분포에서 볼 수 있는 바와 같이 양쪽벽에서 중앙으로 유입되어 상승하는 고온유동에 의해서 가장 낮은 열전달율을 보이게 된다. 한편 저온의 상부면에 대해서 계산한 국소 Nusselt수는 격판의 열전도율에 무관하게 거의 같은 값을 보여주고 있는데, 이것은 두 경우의 모두가 상부의 중앙부로 유입되어 양쪽벽으로 하강하는 서로 유사한 유형의 유동형태를 지니고 있기 때문으로 사료된다.

Fig.13은 일정한 Rayleigh수에 대해서 수평격판이 단열인 경우와 열전도율의 비가 무한대인 경우를 가지고 격판길이에 의해서 주어지게 되는 틈새폭을 변화시켜 진동주기동안에 상하 등온면에서 얻어진 평균 Nusselt수의 변화를 나타내고 있다. Rayleigh수가 증가할수록 평균 Nusselt수는 증가

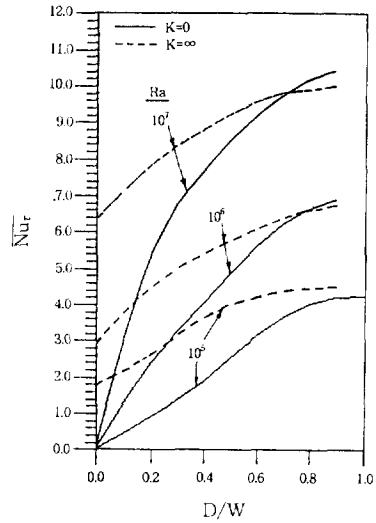


Fig.13 Effect of partition conductivities, gap widths and Rayleigh numbers on average Nusselt numbers

하지만 틈새폭이 커질수록 평균 Nusselt수의 증가폭은 더욱 확대되었다. 아울러 격판의 열전도율이 무한대인 경우가 단열인 경우보다 전반적으로 상당히 높은 열전달율을 보이고 있으며 틈새가 없이 완전히 상하공간이 차단된 경우에도 수평격판의 열전달에 의해서 상당히 높은 값을 보이고 있다. 그렇지만 틈새폭이 커질수록 열전도율에 의한 영향은 적어져서 수평격판이 단열인 경우와 열전도율이 주어진 경우에 대한 평균 Nusselt수의 차이는 작아졌으며, Rayleigh수가 10^6 보다 큰 범위에서 $D/W=0.8$ 이상으로 틈새폭이 증가하면 격판이 단열인 경우에 오히려 더 높은 열전달율을 나타내었다.

5. 결론

정사각형 밀폐공간내의 양쪽에 있는 수직 단열벽의 중간높이에 두 개의 수평격판이 서로 대칭으로 각각 부착되어 있는 경우에 격판길이의 변화에 따른 틈새폭과 격판의 열전도율의 변화가 밀폐공간내의 유동과 열전달현상에 미치는 영향을 조사한 바 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 수평격판의 길이에 따른 틈새폭의 변화는 공

간내 자연대류 유동과 열전달에 상당한 영향을 미쳤는데, 비교적 낮은 Rayleigh수인 $Ra \leq 10^3$ 에서는 틈새폭이 공간의 반이상인 $D/W=0.6$ 으로 증가하면 열전달율은 급격히 상승하였다.

2) 틈새폭이 커지면 공간내의 열전달은 상승하였는데 틈새폭이 커질수록 Rayleigh수의 증가에 따른 평균 열전달율은 거의 직선적으로 증가하였다. 또한 높은 Rayleigh수인 $Ra=10^7$ 에서 D/W 가 0.2로부터 0.4로 커질 때 가장 큰 열전달율의 상승이 주어졌다.

3) 수평격판의 열전도에 의해서 공간내 유동강도의 세기는 약해졌지만 격판의 열전도율 변화에 관계없이 유동의 진동현상은 반복성을 가지고 있다.

4) 격판의 열전도율이 무한대인 경우가 단열인 경우보다 더 높은 열전달율을 보이지만 틈새폭이 커질수록 열전도율에 의한 영향은 적어졌으며, $Ra=10^6$ 이상의 Rayleigh수에서 틈새폭 D/W 가 0.7 이상으로 증가하게 되면 격판이 단열인 경우가 오히려 높은 열전달율을 보였다.

참 고 문 헌

- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 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.
- 정인기, 김중엽, 이효조, 1991, "밀폐공간내 각밀폐공간내에서 격판에 의한 자연대류의 진동", 영남대 공업기술연구소 연구보고, 제19권, 제1호, pp. 55~62.
- 정인기, 김집수, 송동주, 1993, "수평격판을 갖는 정사각형 밀폐공간내에서 자연대류 유동 및 열전달", 대한기계학회논문집, 제17권, 제9호, pp.2304~2314.
- Chung, I. K., Song, D. J. and Kim J. S.,

- 1994, "Natural Convective Flow and Heat Transfer in a Square Enclosure with a Horizontal Partition", the 10th International Heat Transfer Conference, Brighton, England, Vol. 7, pp. 19~24.
15. 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.
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.