

경사진 사각형 공간내의 자연대류 열전달

장병훈[†]

인천대학교 공과대학 기계시스템공학부

(2010년 6월 30일 접수, 2011년 1월 25일 수정, 2011년 1월 25일 채택)

Natural Convection Heat Transfer in Inclined Rectangular Enclosures

Byong Hoon Chang[†]

School of Mechanical System Engineering, Incheon University, Incheon, Korea

(Received 30 June 2010, Revised 25 January 2011, Accepted 25 January 2011)

요 약

본 논문에서는 마주보는 두 벽면들이 서로 다른 온도로 유지되는 2차원 사각형 공간 내 공기의 층류 자연대류를 수치해석 방법을 사용하여 10^6 의 Rayleigh 수까지 조사하였다. 사각공간의 폭과 높이의 비가 1, 2, 4인 경우와 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 의 경사각도 범위에서 계산을 수행하였다. $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ 의 범위에서 공간의 경사각도가 유동 구조와 열전달에 미치는 영향을 각 종횡비에 대하여 조사하였다. 작은 종횡비의 경우에는 공간 구석에서 발달되는 2차 유동 셀들이 총괄 열전달의 감소를 초래하는 것으로 나타났으며, 큰 종횡비의 경우에는 3개의 유동 셀이 1개로 전이되는 과정에서 스텝모양과 비슷한 열전달의 급 감소가 일어났다. 수직의 경우인 $\theta = 90^\circ$ 에 대해서 새로운 평균 Nusselt 수 상관식이 제공되었다.

주요어 : 자연대류, 사각형 공간, 경사각

Abstract— The laminar natural convection of air in 2-D rectangular enclosure in which two opposing isothermal walls were kept at different temperatures is investigated numerically for Rayleigh number up to 10^6 . Computations were performed for the width-to-height ratios of 1, 2, and 4, and for the inclination angle range of $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$. For each aspect ratio, the influence of the inclination angle on the flow patterns and heat transfer rates were examined for $10^3 \leq Ra \leq 10^6$. It is found that the growth of secondary flow in the corners led to the decrease in overall heat transfer for small aspect ratio case, and the transition from a three-cell structure to a unicell flow pattern in large aspect ratio led to a step-like change in heat transfer. A new correlation of mean Nusselt number is presented for the vertical case of $\theta = 90^\circ$.

Key words : Natural convection, Rectangular enclosure, Inclination angle

1. 서 론

유체 층의 자연대류 열전달은 태양광 발전소, 결정 성장, 원자로 해석, 전자 부품 설계, 건물 등 많은 공학분야와 관계가 있다. 사각형 공간의 자연대류에 대

한 실험연구는 많이 수행되었으나, 사각형 공간에서 경사도와 종횡비가 열전달 및 유동현상에 미치는 영향을 조사한 연구는 상대적으로 미흡하다. Dropkin과 Somerscales [1]은 종횡비가 3.5~14인 사각형 공간에 물, 실리콘오일, 수은을 사용하여 $5 \times 10^4 \sim 7.17 \times 10^8$ 의 Raleigh 수와 $0^\circ \sim 90^\circ$ 의 경사도 범위에서 실험을 수행하였다. 그러나 물과 캐스터 오일을 사용한 Emery와 Chu [2]의 수직공간과, 공기를 사용한 Eckert와

[†]To whom corresponding should be addressed.
School of Mechanical System Engineering University of
Uncheon 12-1 Songdo-dong, Yeonsu-gu Incheon, 406-772 Korea
E-mail : bhchang@incheon.ac.kr

Carlson [3]의 수직공간의 결과와 달리 평균 Nusselt 수 상관식에 종횡비의 영향을 포함하지 않았다. Arnold et al. [4]은 물과 실리콘오일을 사용하여 1, 3, 6, 12의 종횡비를 가지는 사각형 공간에서 $10^3 \sim 10^6$ 의 Raleigh 수 범위에 대하여 경사도의 영향을 조사하였다. $\theta=0^\circ$ 와 90° 에서의 Nusselt 수를 사용하여 다른 경사도에서의 평균 Nusselt 수를 예측하는 상관식을 유도하였으나 종횡비의 영향은 상관식에 포함되지 않았다. Ozoe et al. [5]은 공기와 실리콘오일을 사용하여 $1 \leq AR \leq 15.5$ 의 사각공간에서 Nusselt 수에 미치는 경사도의 영향을 실험 조사하였다. $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 정도의 경사도와 $8.4 \leq AR \leq 15.5$ 에 대해서는 아래의 상관식 (1), 그리고 $AR = 1, 2, 3$, 그리고 4의 경우에는 아래의 상관식 (2)를 제시하였다. 그러나 식 (2)의

$$\overline{Nu} = 0.109Ra^{1/3}(\cos\theta)^{1/3} \quad (1)$$

$$\overline{Nu} = ARa^B \quad (2)$$

경우, 각 종횡비에서 $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ 의 다섯 각도에 대하여 각각 다른 상수 A와 B의 값을 제공하였으며 종횡비를 포함하는 상관식은 유도하지 않았다. 종횡비의 범위가 5~83인 Inaba [6]의 사각형 공기층 실험 결과에서는 $60^\circ < \theta \leq 120^\circ$, $5 \times 10^3 \leq Ra \sin\theta \leq 1.2 \times 10^6$ 의 층류영역에서 평균 Nusselt 수가 종횡비의 함수인 것으로 나타났다. Hamady et al. [7]은 $10^4 \sim 10^6$ 의 Raleigh 수 범위에서 경사도가 국소 열전달에 미치는 영향을 조사하였고, 경사도에 따른 등온선의 간섭무늬가 제공되었으나, 종횡비는 1에 국한되었다. 실험에 비하여 수치해석을 사용한 유동 모드와 경사도에 대한 조사는 많이 보고되지 않았다. Soong et al. [8]은 경사도가 유동 모드 전이에 미치는 영향을 수치해석 방법을 사용하여 조사하였다. $10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^4$ 와 4의 종횡비에서 경사도의 증가 또는 감소에 따른 이력현상에 대한 조사도 하였으나 Nusselt 수의 상관식은 유도되지 않았다. $10^3 \leq Ra \leq 2 \times 10^6$ 와 $0.5 \leq AR \leq 0.17$ 에서 상대적으로 높은 수평 공간을 대상으로 계산된 D'Orazio [9]의 결과에서는 1개의 유동 셀에서 3개의 유동 셀, 그리고 다시 1개의 유동 셀로 반복되어 변하는 유동 진동 현상을 볼 수 있었다. 초기 현상에 따라 각각 1개의 유동 셀과 2개의 유동 셀을 가지는 2개의 해가 존재하였으며, Rayleigh 수의 증가 또는 감소에 따른 이

력현상도 조사되었다. Corcione [10]은 $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ 과 $0.66 \leq AR \leq 8$ 의 공간에서 6개의 수직벽면 경계조건에 따른 유동 및 열전달의 변화를 조사하였다. 경사도의 영향은 조사되지 않았으며 수평조건에서 각 경계조건에 대한 Nusselt 수의 상관식이 제공되었다. Wang과 Hamed [11]는 4개의 수직벽면 경계조건과 $0^\circ \sim 90^\circ$ 의 경사도가 $10^3 \leq Ra \leq 10^4$ 에서 유동 및 열전달에 미치는 영향과, 경사도의 증가 및 감소에 따른 이력현상을 조사하였다. Bairy et al. [12]은 $10^3 \leq Ra \leq 10^8$ 의 범위에서 0.67과 1.33의 종횡비에 대한 실험과 수치해석을 수행하였으며, $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ 의 실험에서 9개의 각도에 대해 4개의 평균 Nusselt 수 상관식이 제공되었다. 본 연구에서는 기존의 연구에서 다루지 않은 $1 \leq AR \leq 4$ 와 $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ 의 범위에서 유동뿐만 아니라 평균 Nusselt 수에 미치는 경사도의 영향을 자세히 조사하고자 한다.

2. 해 석

본 수치해석의 물리적 모형은 아래의 그림 1과 같다. 폭 L과 높이 H의 사각형 공간의 아랫면과 윗면은 각각 T_H 와 T_C 의 일정한 온도를 가지며 양쪽의 측면은 절연 경계조건을 가진다.

운동량방정식에서 밀도변화에 의한 체적력 외에는 유체 성질 변화를 무시하였으며, Boussinesq 근사를 적용하면 다음의 방정식들이 적용된다 [13].

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + g\beta(T - T_0)\sin\theta \quad (4)$$

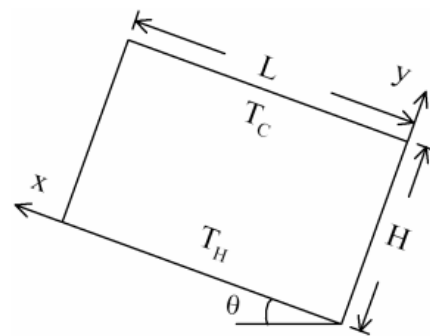


Fig. 1. Schematic of the computational domain.

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v + g\beta(T - T_0)\cos\theta \quad (5)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \nabla^2 T \quad (6)$$

차분된 위의 방정식들은 PHOENICS [14]로 풀이 되었으며 압력과 속도의 관계식에는 SIMPLEST [15] 알고리즘이 사용되었고 대류항은 하이브리드 도식을 적용하였다. 식 (2)와 (3)에서 부력항은 PHOENICS의 제공된 방법을 사용하지 않고 프로그램에 소스항으로 직접 추가하였다. 본 해석의 수렴여부를 확인하기 위하여 차분화된 방정식의 전체 잉여치 및 공간 임의의 위치에서 변수들의 변화를 감시하였고, 비정상 유동을 제외하고는 평균 Nusselt 수의 변화가 없는 것을 확인하였다. 국소 Nusselt 수의 계산에는 아래의 식 (7)이 사용되었고, 평균 Nusselt 수는 식 (8)에 의해 계산되었다.

$$Nu = -\frac{H}{\Delta T} \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (7)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, dx \quad (8)$$

3. 결 과

프로그램을 검증하기 위하여 정사각형 공간의 수직 벽면이 일정한 온도로 유지되고 윗면과 아랫면은 절연 경계조건을 가지는 문제를 $Ra=10^3$, 10^4 , 10^5 , 10^6 에 대하여 계산하였다. Barakos et al. [16]과 같이 수직벽면의 온도 차이는 20° , 공기의 기준 온도는 20°C 로 유지되었다. 본 연구에서 계산된 유선 및 등온선의 결과는 그림 2에서 볼 수 있다.

계산된 평균 Nusselt 수 및 최대속도와 최대속도의 위치를 기존에 발표된 값과 표 1에 비교하였다. 본 연구에서 계산된 결과는 $Ra=10^5$ 의 u_{\max} 만 제외하고 거의 모든 값이 De Vahl Davis [18]의 결과와 비슷하며 최대 차이는 0.8% 이하이다. $Ra=10^5$ 에서 u_{\max} 는 De Vahl Davis [18]의 결과에 비해 15.7% 정도 작게 계산되었으나, 표 1의 다른 연구자 [16,17]들의 계산 결과도 De Vahl Davis [18] 값보다 13.7~14.4% 정도 작다. 본 조사에서는 $Ra=10^6$ 의 경우 60×60 의 격자와 80×80 격자의 평균 Nusselt 수 차이는 0.2%이었다. 표 1의 본 연구 결과는 모두 80×80 의 불균일 격자를 사용하여 얻었다.

그림 3에는 $AR=1$, $Ra=10^5$ 인 경우에 여러 경사각도에서 계산된 유선 및 등온선의 결과를 보여준다. 경사진 공간의 계산은 그 전의 각도에서 계산된 유동

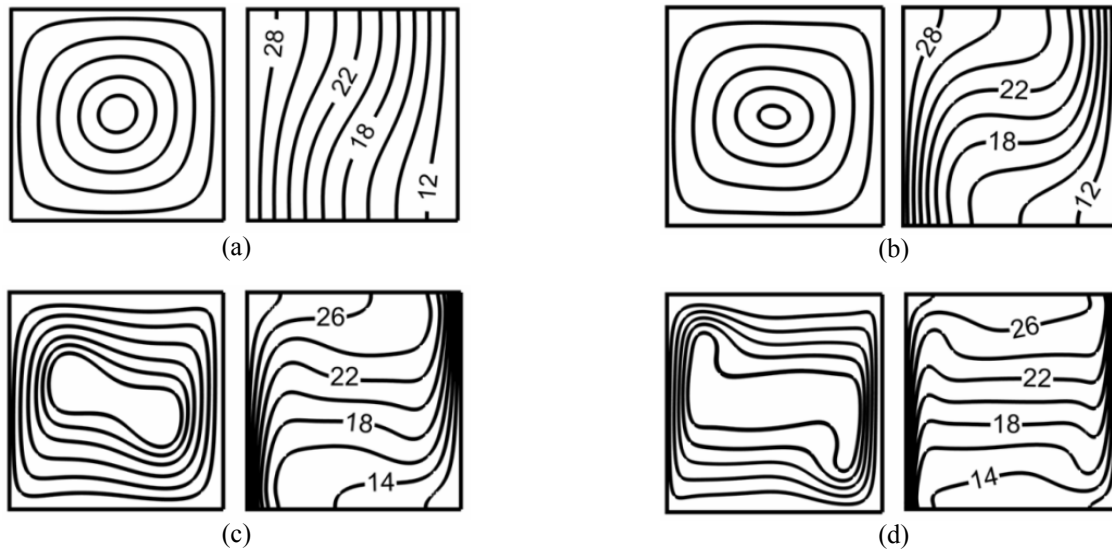
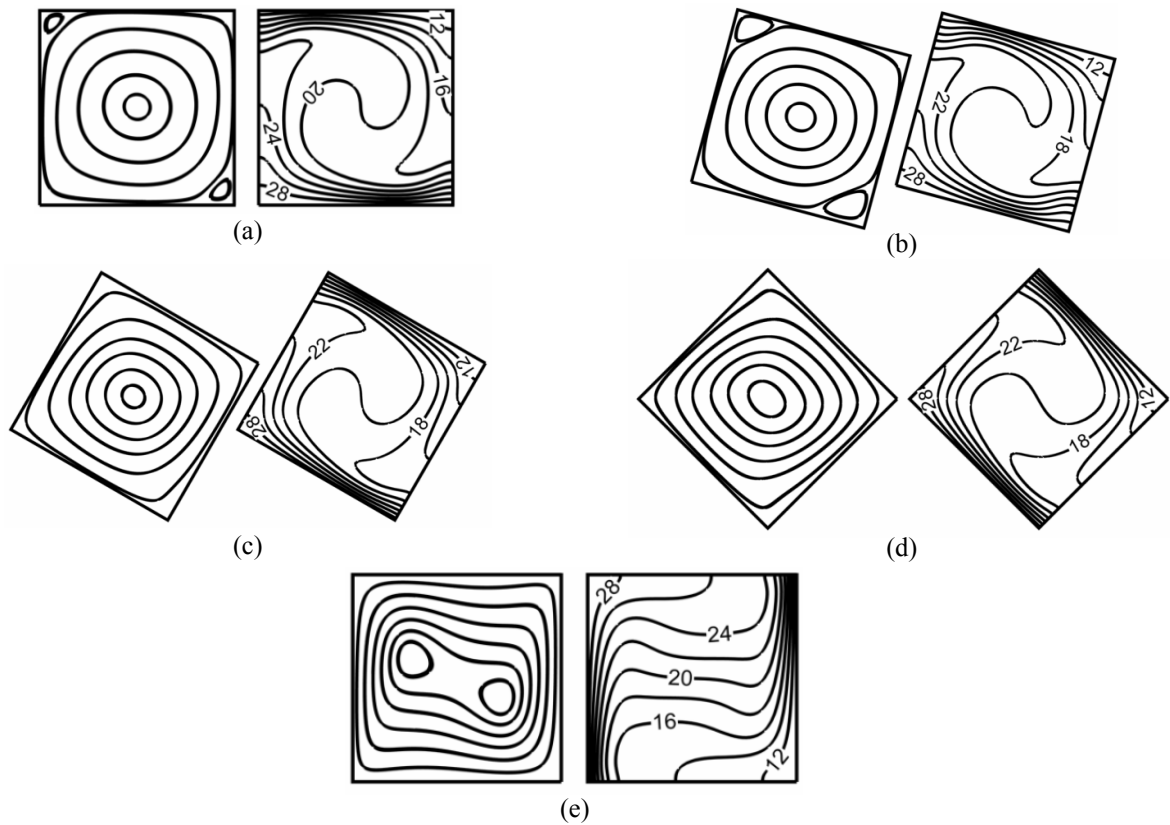


Fig. 2. Calculated streamlines and isotherms for Raleigh values of (a) 10^3 , (b) 10^4 , (c) 10^5 , (d) 10^6 .

Table 1. Comparison of laminar solution with previous works at different Rayleigh numbers.

	Present study	Khanafar et al. [17]	Barakos et al. [16]	De Vahl Davis [18]
$Ra = 10^3$				
Nu_{mean}	1.118	1.118	1.114	1.118
u_{max} (at y/H)	0.137 (0.813)	0.137 (0.812)	0.153(0.806)	0.136(0.813)
v_{max} (at y/H)	0.139 (0.178)	0.139 (0.173)	0.155(0.181)	0.138(0.178)
$Ra = 10^4$				
Nu_{mean}	2.241	2.245	2.245	2.243
u_{max} (at y/H)	0.192 (0.823)	0.192 (0.827)	0.193 (0.818)	0.192 (0.823)
v_{max} (at y/H)	0.234 (0.119)	0.233 (0.123)	0.234 (0.119)	0.234 (0.119)
$Ra = 10^5$				
Nu_{mean}	4.532	4.522	4.510	4.519
u_{max} (at y/H)	0.129 (0.853)	0.131 (0.854)	0.132 (0.859)	0.153 (0.855)
v_{max} (at y/H)	0.259 (0.0654)	0.258 (0.065)	0.258 (0.066)	0.261 (0.066)
$Ra = 10^6$				
Nu_{mean}	8.848	8.826	8.806	8.799
u_{max} (at y/H)	0.077 (0.847)	0.077 (0.854)	0.077 (0.859)	0.079 (0.850)
v_{max} (at y/H)	0.263 (0.0373)	0.262 (0.039)	0.262 (0.039)	0.262 (0.038)

**Fig. 3.** Calculated streamlines and isotherms for $AR=1$, $Ra=10^5$, and tilted angle of (a) 0° , (b) 15° , (c) 30° , (d) 45° , (e) 90° .

및 온도장을 초기 조건으로 사용하였다. 우선 $\theta = 0^\circ$ 의 경우에 대한 계산을 마친 후 5° 의 간격으로 경사도를 증가하며 유동장을 계산하였으나, 유동의 전이점 부근에서는 0.5° 또는 1° 의 간격으로 계산을 수행

하였다. 그림 3(a)의 $\theta = 0^\circ$ 결과에서는 오른쪽 아래 구석과 왼쪽 위 구석의 작은 유동 셀이 있으나 (b)의 15° 결과에서는 구석의 유동 셀들이 많이 커진 것을 관찰할 수 있다. 그림 4의 $Ra=10^5$ 결과에서 이러한

유동 셀의 발달이 총체적 열전달의 감소를 초래하는 것으로 나타난다. 사각공간의 경사도가 더 증가함에 따라 아래 면 유동이 가속화되고 구석의 유동 셀들이

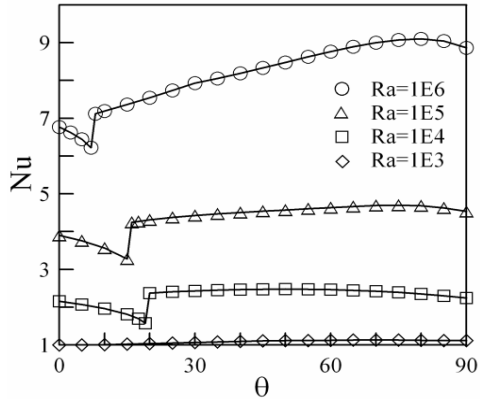


Fig. 4. Calculated average Nusselt numbers for AR=1.

사라지며 Nusselt 수의 스텝 변화가 생기는 것을 그림 4에서 볼 수 있다. $\theta = 90^\circ$ 인 그림 3(e)는 수직벽면이 각각 고온과 저온인 그림 2(c)와 같은 결과이다.

Hamady et al. [7]과 Kuyper et al. [19]은 $AR=1$, $Ra=10^6$ 에 대하여 각각 QUICK과 중앙차분법을 사용하고, $\theta = 180^\circ$ 부터 경사각을 감소시키며 유동장을 계산하였으나 $20^\circ \sim 25^\circ$ 부근에서 수렴의 어려움으로 더 작은 각도에 대해서는 계산을 수행하지 않았다. 본 조사에서 hybrid 차분법을 사용한 경우 $Ra=10^6$, $\theta = 0^\circ$ 의 유동장이 비정상적으로 수렴의 어려움이 있었으나 수치적 불안정성을 제거하는 Van Leer [20]의 TVD 방법을 사용하여 정상상태 해를 얻을 수 있었다. $\theta = 20^\circ$ 에서 Van Leer의 방법과 중앙차분법에서 계산된 평균 Nusselt 수의 차이는 0.13% 정도였다. D’Orazio [9]의 비교적 높은 공간($AR=0.5$, $Ra=2 \times 10^6$)에서는 초

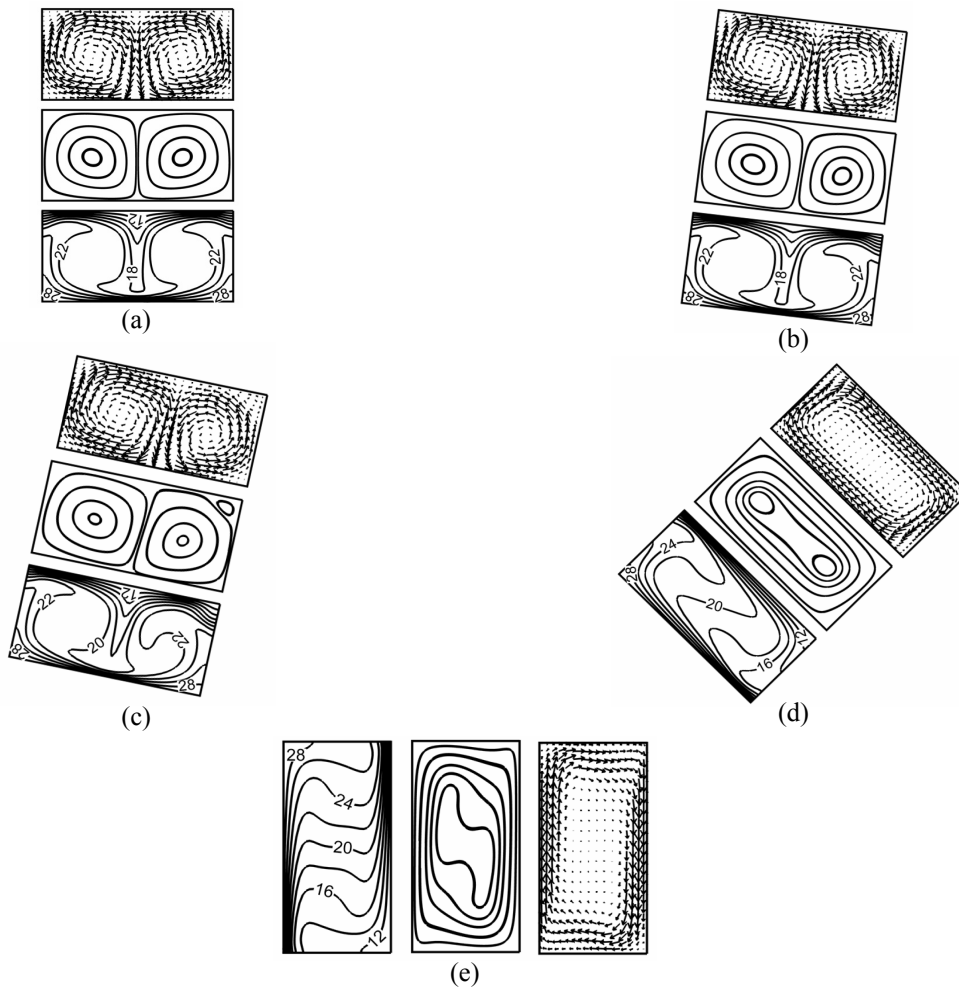


Fig. 5. Calculated isotherms, streamlines, and vector plots for $AR=2$, $Ra=10^5$, and tilted angle of (a) 0° , (b) 7.5° , (c) 12.5° , (d) 45° , (e) 90° .

기에 1개의 유동 셀이 전체 공간을 차지하지만, 위와 아래 반대 구석에서 2개의 2차 유동 셀이 발달되면서 위, 아래 그리고 중간에 3개의 유동 셀로 분기되고 그 후 다시 1개의 유동 셀로 바뀌는 주기적 현상이 관찰되었다. $AR=1$, $Ra=10^6$ 의 경우에 대한 유동분기 현상은 보다 더 자세한 비정상 유동해석이 요구된다고 사료된다. $20^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 범위에서 계산된 본 조사의 평균 Nusselt 수는 Kuyper et al. [19]의 결과와 거의 일치하였다. 경사각을 증가시키는 경우와 감소시키며 계산하는 경우에 이력현상(hysteresis)이 기존의 연구에서 [8,11,19] 관찰되었으나 본 조사에서는 경사각을 증가시키며 모든 계산을 수행하였고 이력현상은 검토하지 않았다. Hamady et al. [7]의 $Ra=8.7 \times 10^5$ 실험 데이터에서는 0° 의 Nusselt 수가 8.7 정도로 그림 4의 $Ra=10^6$ 의 결과보다 높게 측정되었으나, Hamady et al. [7]의 실험에서는 연결 벽에서의 열전도 현상이 있으며 [19], 3차원 난류 유동으로의 천이도 가능하고, 또한 실험에서의 초기조건 및 이력현상에 대해서도 조사가 필요하다고 사료된다. Hamady et al. [7]의 실험에서 $Ra=10^6$, $\theta=90^\circ$ 의 Nusselt 수는 7.8 정도이나 이 값은 De Vahl Davis [18]의 벤치마크 값인 8.799에 비해 많이 낮다. 그러나 실험의 경계조건을 사용하면 단열조건을 사용한 계산에 비해 $\theta=90^\circ$ 에서 Nusselt 수가 19% 정도 낮게 계산된 결과도 있다 [7]. 그러므로 실험에서 다른 조건으로 측정된 Nusselt 수 결과와 수치해석의 결과를 비교하는 것에는 주의가 요구된다.

$AR=2$, $Ra=10^6$ 의 경우 34×68 의 격자와 50×100 격자의 평균 Nusselt 수 차이는 0.05%이었으며, $AR=2$ 의 경우 모든 계산에서는 34×68 의 격자가 사용되었다. 그림 5(a)의 0° 에서 경사각이 증가되면서 그림 5(b)의 $\theta=7.5^\circ$ 경우에는 위의 유동 셀의 크기가 아래 셀보다 15% 정도 증가하였다. 그림 5(c) $\theta=12.5^\circ$ 의 유선그림에서는 오른쪽 위 구석에 2차 유동 셀이 발달되었으며, 이 각도에서 최소 열전달이 일어나는 것을 그림 6의 $Ra=10^5$ 결과에서 볼 수 있다. 그림 5(d) $\theta=45^\circ$ 의 유선그림에 표시되지 않았지만 공간 중앙에서 1차 유동과 동일한 방향으로 회전하는 2개의 3차 유동 셀을 볼 수 있었으며, 그림 5(e)에서도 공간 중앙에 약한 2개의 유동 셀이 관찰되었다. 벡터는 유동형태를 잘 알아볼 수 있도록 모든 격자에서 그려지지는 않았다. $Ra=10^5$ 에서의 점차적인 유동 전이에 비해 $Ra=10^6$ 의 경우에는 4° 에서 2개의 유동 셀이 하나의 셀로 전

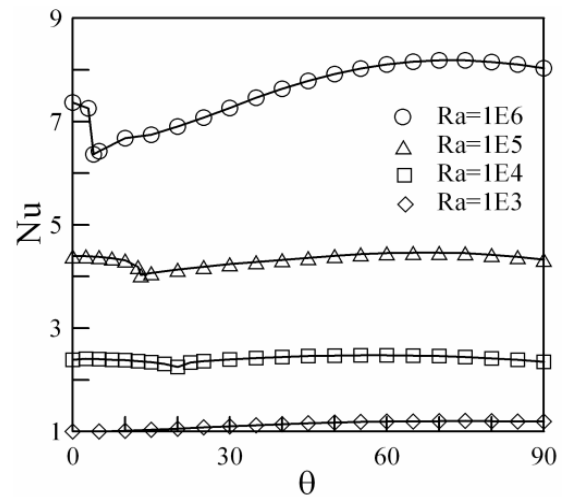


Fig. 6. Calculated average Nusselt numbers for $AR=2$.

이되며 급격한 평균 Nusselt의 감소로 이어지는 것을 그림 6에서 볼 수 있다. 4° 에서는 공간 전체를 거의 차지하는 셀 외에 구석에 작은 2차 유동 셀들이 형성되나 경사각이 증가할수록 2차 유동 셀들은 약해지고 벽면근처의 경계층이 얇아지면서 총괄 열전달의 증가가 일어난다.

$AR=4$, $Ra=10^5$ 의 경우 계산된 등온선, 유선과 벡터 장을 그림 7에 나타내었다. 그림 7(a)의 0° 에서는 4개의 유동 셀이 형성되었으며 (b)의 15° 에서는 경사각이 증가함에 따라 셀 크기의 변화와 오른쪽 위 구석에서 2차원 유동이 형성된 것을 볼 수 있다. 4개의 유동 셀 구조는 $\theta=15^\circ$ 까지 유지되었으며 $\theta=15.5^\circ$ 에서는 1.96 : 1 : 1.86 크기의 비를 가지는 3개의 유동 셀로 바뀌었다. 3개의 유동 셀은 $\theta=40^\circ$ 까지 유지되었으나 경사각이 증가함에 따라 맨 위 유동 셀의 크기는 27% 증가하였고 중간 셀의 크기는 55% 감소하였다. 그림 8의 $Ra=10^5$ 결과에서 Nusselt 수가 급감하는 위치가 3개의 유동 셀이 1개로 전이되는 각도이다. 그림 7(e) ($\theta=90^\circ$) 벡터 장에서는 보기가 어렵고, 유선그림에서도 나타나지 않으나 사각공간 중앙에서는 Linthorst et al. [21]의 실험에서 관찰된 약한 3번째 유동 셀도 관찰할 수 있었다. Soong et al. [8]의 $Ra=10^4$ 계산결과에서는 $\theta=20^\circ$ 에서 2.4% 정도의 일시적 Nusselt 수 감소가 있으며, 3개의 유동 셀이 1개로 변하는 전이 각도가 본 결과보다 1° 정도 작은 것으로 보이지만, 그 외에는 그림 8에 나타낸 $Ra=10^4$ 의 본 조사 결과와 거의 일치하였다.

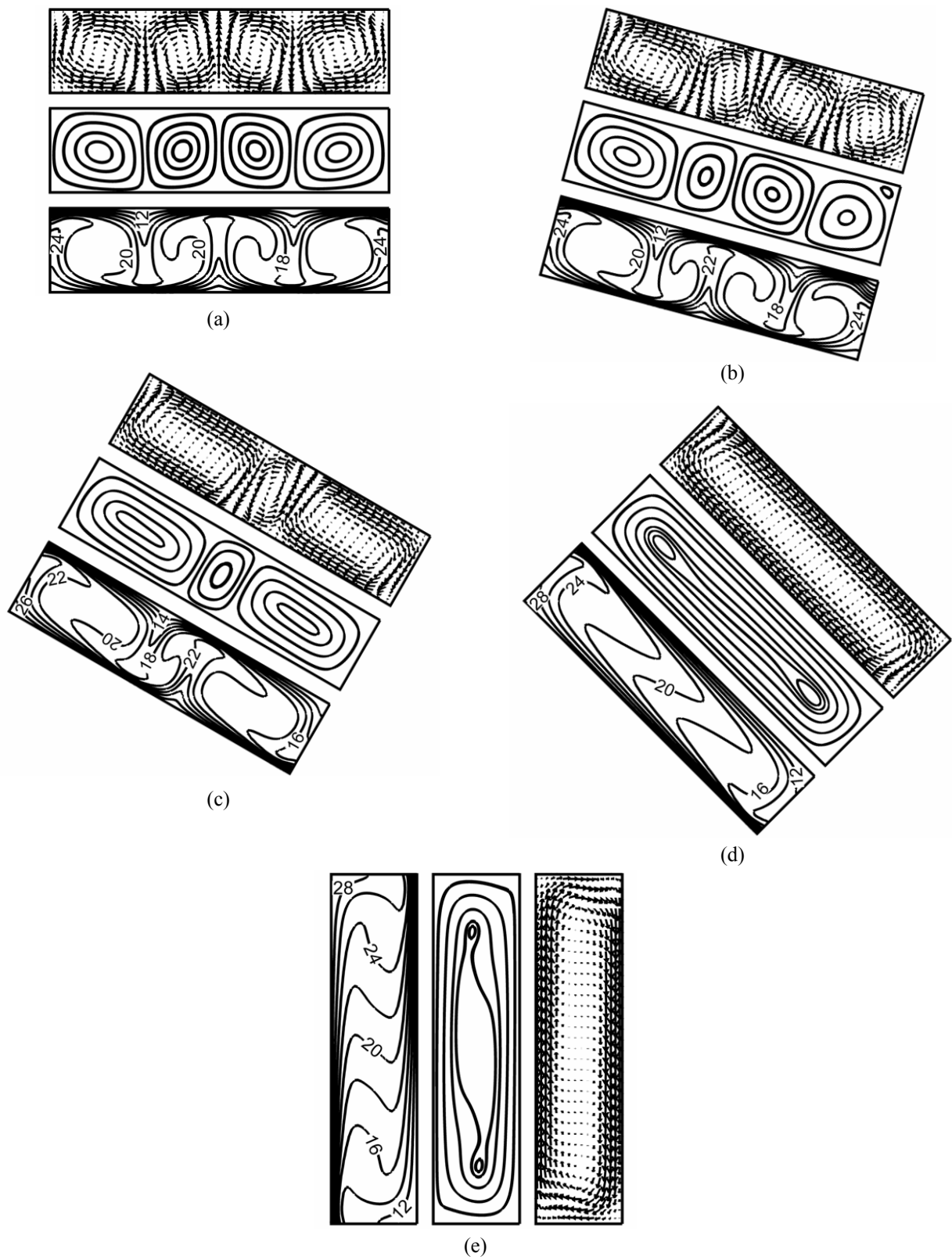


Fig. 7. Calculated isotherms, streamlines, and vector plots for $AR=4$, $Ra=10^5$, and tilted angle of (a) 0° , (b) 15° , (c) 30° , (d) 45° , (e) 90° .

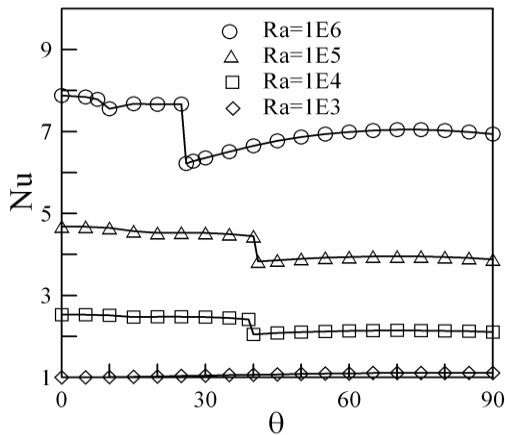


Fig. 8. Calculated average Nusselt numbers for AR=4.

그림 9는 AR = 4, Ra=10⁵의 경우 고온 벽면에서의 국소 Nusselt 수 분포를 여러 경사각도에 대해 보여 준다. θ = 0°인 경우, 그림 7(a)에서 볼 수 있듯이 중앙에 위치한 인접한 두 개의 유동 셀 사이의 유동은 공간 양 끝과 동일하게 위쪽 저온 벽면으로 향하며, 이 세 곳의 벽면 열전달은 최저 값을 가진다. 그림 7(a)에서 첫 번째와 두 번째 유동 셀 사이와 세 번째와 네 번째 유동 셀 사이에는 상대적으로 저온의 유체가 고온 벽면쪽으로(즉, 아래 방향으로) 움직이며 열 경계층 두께의 감소와 함께 최대 열전달이 일어난다. 경사각이 15°(그림 7(b))에서 30°(그림 7(c))로 바뀌는 과정에서 15°의 네 번째 유동 셀(그림에서 제일 왼쪽)이 커지면서 세 번째 유동 셀은 작아지고 아래 오른쪽으로 밀려난 것을 볼 수 있다. 경사각이 증가하면서 두 번째 유동 셀(그림 7(b) 오른쪽에서 두 번째)도 아래쪽으로 밀리며 첫 번째(그림 7(b)에서 제일 오른쪽) 유동 셀과 합쳐지면서 30°에서는 시계방향의 한 개의 유동 셀로 전환되었다. 그림 9의 30° 분포에서 x/L = 0은 그림 7(c)의 사각형 공간에서 얇은 열 경계층을 가지는 오른쪽 제일 아래 구석에 해당된다. 그림 7(c)의 벡터 그림에서 중간 셀과 위쪽의 셀 사이의 아래 방향 유동 영역은 그림 9의 30° 분포에서 x/L = 0.57 정도에 해당되며 최대 열전달이 일어나는 두 번째 위치이다. 그림 9의 90° 분포에서 x/L = 0은 그림 7(e)의 왼쪽 아래 구석에 해당된다. θ = 90°인 경우에는 그림 7(e)의 등온선 결과에서 볼 수 있듯이 고온의 벽면을 따라 열 경계층의 두께가 계속 증가하며, 따라서 x/L가 증가할수록 Nusselt 수가 계속 감소하는 것으로 그림 9에 나타난다. 그림 9에서 θ = 0°인 경우

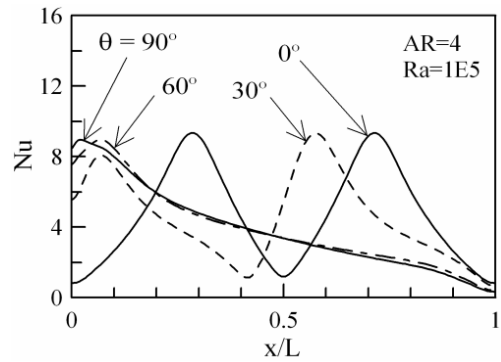


Fig. 9. Nusselt number profile for for AR=4, Ra=10⁵ at various inclination angles.

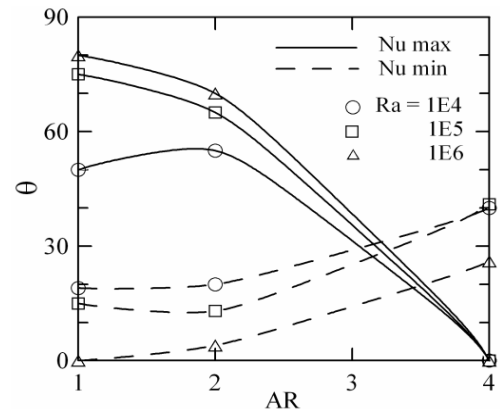


Fig. 10. Effect of aspect ratio on the inclination angle of the maximum and minimum Nusselt numbers.

에는 다중 셀에 의해 최대 열전달이 두 곳, 최소 열전달은 세 곳에서 일어나지만 총괄 열전달은 θ = 90°인 경우보다 21% 정도 높다.

그림 10에는 본 조사에서 계산된 최대 Nusselt 수와 최소 Nusselt 수가 일어나는 경사각도를 3개의 종횡비에 대하여 나타내었다. 정사각형의 공간에서는 50°~80° 사이에서 최대 열전달이 일어나지만 종횡비가 증가할수록 최대 열전달이 일어나는 각도는 모두 0°에 가까워지는 것을 볼 수 있다. 반대로, 최소 열전달이 일어나는 각도는 정사각형의 공간의 경우 0°~19°로 나타났지만, 종횡비가 4인 경우에는 26°~40° 사이에서 최소 열전달이 나타났다. 또한 Rayleigh 수가 클수록 더 낮은 경사각에서 3개의 유동 셀이 1개로 전이되므로 Rayleigh 수가 작은 경우에 비하여 더 작은 경사도에서 최소 열전달이 발생한다.

Corcione [10]은 θ = 0°의 사각공간에 대하여 10³ ≤ Ra ≤ 10⁶과 0.66 ≤ AR ≤ 8의 범위에서 수치해석을 수

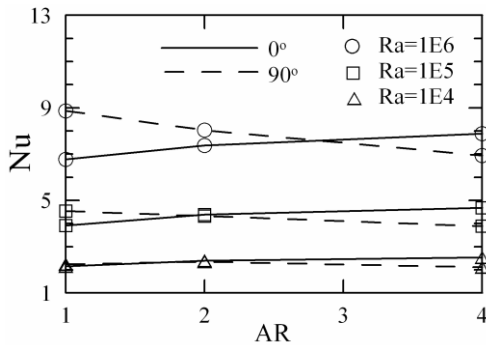


Fig. 11. Nusselt numbers for horizontal and vertical configurations.

행하였으며, 다음의 평균 Nusselt 수 상관식을 제공하였다.

$$\overline{Nu} = 0.21AR^{0.09} Ra^{0.25}, \quad \theta = 0^\circ \quad (9)$$

위의 Corcione [10]의 식을 본 $\theta = 0^\circ$ 의 데이터와 비교한 결과 모든 종횡비에 대하여 $-9.5\% \sim +10.8\%$ 이내로 예측하였다. 본 조사에서 90° 의 데이터는 아래의 상관식 (10)을 사용하여 $-7.9\% \sim +7.5\%$ 이내로 예측할 수 있다. 식 (10)의 평균 Nusselt 수는 식 (9)와 달리 종횡비의 0.09승에 반비례하는데, 그림 9에서 볼 수 있듯이 수직벽면에서 열 경계층 두께의 증가로 인한 총괄 열전달의 감소 때문이다. 본 연구에서 계산된 평균 Nusselt 수를 나타낸 그림 11에서 사각형 공간이 수평인 경우에는 종횡비가 증가함에 따라 평균 Nusselt 수가 증가하며, 사각형 공간이 수직인 경우에는 종횡비가 증가함에 따라 평균 Nusselt 수가 감소하는 것을 볼 수 있다.

$$\overline{Nu} = 0.21AR^{-0.09} Ra^{0.265}, \quad \theta = 90^\circ \quad (10)$$

4. 결 론

공기로 채워지고 단열조건인 측면 벽을 가지는 2차원 사각형 공간내의 자연대류 해석을 $1 \leq AR \leq 4$, $10^3 \leq Ra \leq 10^6$, 그리고 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 의 경사도 범위에서 수행하였다. 최소 열전달이 일어나는 경사각도는 유동 셀의 구조의 전이와 밀접한 관계가 있는 것으로 나타났다. $AR = 1$ 과 2의 작은 종횡비의 경우에는 경사

도가 증가함에 따라 사각공간 구석에서 발달되는 2차 유동들이 총괄 열전달의 감소를 초래하였다. $AR = 4$ 의 경우에는 경사도가 증가함에 따라 0° 에서 존재하던 4개의 유동 셀이 3개로, 그리고 다시 1개로 변하는 유동모드의 전이를 볼 수 있었으며, 3개에서 1개의 유동 셀의 구조로 변환될 때에는 평균 Nusselt 수의 급 감소가 일어났다. $AR = 1$ 의 정사각형 공간의 경우 최대 열전달은 일반적으로 90° 근처에서 일어나지만, 사각공간의 종횡비가 증가할수록 최대 열전달이 일어나는 경사각도가 0° 에 가까워지는 것을 알 수 있었다. 수직 벽면이 단열인 $\theta = 90^\circ$ 의 경우 평균 Nusselt 수 상관식은 $\theta = 0^\circ$ 의 경우와 비슷하지만 종횡비의 증가에 따라 평균 Nusselt 수가 완만하게 감소함을 보이고 있다.

후 기

본 연구는 인천대학교 2010년도 자체내연구비 지원에 의하여 수행되었다.

기호설명

- AR : 종횡비, L/H
- H : 고온 벽과 저온 벽 사이의 간격
- L : 사각공간의 폭
- Nu : Nusselt 수
- Ra : Raleigh 수, $g\beta(T_H - T_C)H^3/(v\alpha)$
- T : 온도
- T_0 : 기준 온도, $(T_H + T_C)/2$
- u : x 방향 속도
- v : y 방향 속도
- α : 열확산율
- β : 열팽창계수
- ν : 동점성계수
- θ : 사각공간의 경사도

하첨자

- H : 고온
- C : 저온

참고문헌

1. Dropkin, D., Somerscales, E.: "Heat transfer by natural convection in liquids confined by two parallel plates which are inclined at various angles with respect to the horizontal", *J. Heat Transfer*, 77-84, (1965).
2. Emery, A., Chu, N.C.: "Heat transfer across vertical layers", *J. Heat Transfer*, 110-116, (1965).
3. Eckert, E.R.G., Carlson, W.O.: "Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.2, No.2, 106-120, (1961).
4. Arnold, J.N., Catton, I., Edwards, D.K.: "Experimental investigation of natural convection in inclined rectangular regions of differing aspect ratio", *J. Heat Transfer*, 67-70, (1976).
5. Ozoe, H., Sayama, H., Churchill, S.W.: "Natural convection in an inclined rectangular channel at various aspect ratios and angles-experimental measurements", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.18, 1425-1431, (1975).
6. Inaba, H.: "Experimental study of natural convection in an inclined air layer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.27, No.8, 1127-1139, (1984).
7. Hamady, F.J., Lloyd, J.R., Yang, H.Q., Yang, K.T.: "Study of local natural convection heat transfer in a inclined enclosure", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.32, No.9, 1697-1708, (1989).
8. Soong, C.Y., Tzeng, P.Y., Chinag, D.C., Sheu, T.S.: "Numerical study on mode-transition of natural convection in differentially heated inclined enclosures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.39, No.14, 2869-2882, (1996).
9. D'Orazio, M.C., Cianfrini, C., Corcione, M.: "Rayleigh-Benard convection in tall rectangular enclosures", *Int. J. Thermal Sciences*, V.43, 135-144, (2004).
10. Corcione, M.: "Effects of the thermal boundary conditions at the sidewalls upon natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled from above", V.42, 199-208, (2003).
11. Wang, H., Hamed, M.S.: "Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to bidirectional temperature gradients", *Int. J. Thermal Sciences*, V.45, 782-792, (2006).
12. Bairi, A., Laraqi, N., de Maria, J.M.G.: "Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Raleigh numbers", *Experimental Thermal and Fluid Science*, V.31, 309-324, (2007).
13. Ozoe, H., Yamamoto, K., Sayama, H., Churchill, S.: "Natural convection patterns in a long inclined rectangular box heated from below", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.20, 131-139, (1977).
14. Concentration, Heat and Momentum Limited, Bakery House, 40 High Street, Wimbledon Village, London SW19 5AU, England.
15. Spalding, D.B.: "Mathematical modelling of Fluid-mechanics, Heat-transfer and Chemical-reaction Processes", CFDU Report HTS/80/1, Imperial College, London, (1980).
16. Barakos, G., Mitsoulis, E., Assimacopoulos, D.: "Natural convection flow in a square cavity revisited: laminar and turbulent models with wall functions", *Int. J. for Numerical Methods in Fluids*, V.18, 695-719, (1994).
17. Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M.: "Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.46, 3639-3653, (2003).
18. De Vahl Davis, G.: "Natural convection of air in a square cavity, a bench-mark numerical solution", *Int. J. Numerical Methods in Fluids*, V.3, 249-264, (1983).
19. Kuyper, R.A., Van der Meer, Th.H., Hoogendoorn, C.J., Henkes, R.A.W.M.: "Numerical study of laminar and turbulent natural convection in an inclined square cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V.36, No.11, 2899-2911, (1993).
20. Van Leer, B.: "Towards the ultimate conservative difference scheme II", *J. Comp. Phys.* V.14, 361-370, (1974).
21. Linthorst, S.J.M., Schinkel, W.M.M., Hoogendoorn, C.J.: "Flow structure with natural convection in inclined air-filled enclosures", *J. Heat Transfer*, V.103, 535-539, (1981).