

개방된 캐비티를 가진 채널 내에서의 혼합대류 유동과 열전달 특성 Characteristics of the Mixed Convection Flow and Heat Transfer in a Channel with Open Cavity

고영창 · 배대석 · 김남식

Y. C. Ko, D. S. Bae and N. S. Kim

Key Words : Mixed Convection(혼합대류), Numerical Simulation(수치해석), Rectangular Cavity(사각 캐비티)

Abstract : A numerical simulation is carried out mixed convection in horizontal channel with a heat source from below of rectangular cavity. Finite volume method was employed for the discretization and PISO algorithm was used for calculating pressure term. The parameters governing the problem are the Reynolds number ($10^{-2} \leq Re \leq 50$), the Rayleigh number ($10^3 \leq Ra \leq 2.06 \times 10^5$), the Prandtl number ($0.72 \leq Pr \leq 909$), the aspect ratio ($0.5 \leq AR = W/H \leq 2$) and the angle of inclination ($0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$). Mean Nusselt number distributions were obtained and effect of Reynolds number, Rayleigh number and Prandtl number on mixed convection in the horizontal channel with rectangular cavity were investigated.

기호 설명

AR : 형상비, W/H
 c_p : 정압비열 [J/kg·K]
 g : 중력 가속도 [m/s²]
 Gr : Grashof 수, Ra/Pr
 H : 캐비티 높이 [m]
 H' : 채널 높이 [m]
 h : 열전달 계수 [w/m² · K]
 L : 채널 길이 [m]
 Nu : 국소 Nusselt 수, hH/k
 Nu : 평균 Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수, ν/a
 p : 압력 [kg/m²]
 Ra : Rayleigh 수, $g\beta\Delta TH^3/av$
 Re : Reynolds 수, $U_{in}(H'-H)/\nu$
 T : 온도 [°C]
 T_c : 입구평균 온도 [°C]
 T_h : 가열평균 온도 [°C]
 U_{in} : 입구속도 [m/s]

u : x 방향 속도 [m/s]
 v : y 방향 속도 [m/s]
 W : 캐비티 길이 [m]
 a : 열확산 율 [m²/s]
 β : 체적팽창계수 [1/K]
 k : 열전도율 [W/m·K]
 μ : 유체의 점성계수 [N·s/m²]
 ν : 유체의 동 점성계수 [m²/s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 θ : 경사각 [°]

1. 서 론

캐비티 형상에 대한 연구는 지난 20년간 꾸준히 진행되어져 왔다. 그 이유는 캐비티 형상은 공학의 관심이 되는 여러 분야에서 나타나고, 여러 제품에 적용 가능한 형태이기 때문이다. 이 형상에 대한 연구는 주로 캐비티 내의 자연대류 및 강제대류에 관한 것이 대부분 이였으나, 최근에는 캐비티 내의 혼합대류에 관한 연구도 활발히 진행되고 있다. 이는 컴퓨터 및 전자장비의 냉각에 혼합대류가 응용되고, 캐비티 형상이 컴퓨터 및 전자장비에 많이 나타나기 때문이다. 캐비티의 하부 면이 가열되는 평행판 내에서의 혼합대류는 그 외에도 여러 공학적 응용분야에서 중요한 역할을 한다. 따라서 이들에 관

접수일 : 2007년 7월 27일, 채택일자 : 2007년 11월 19일
 배대석(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
 E-mail : dsbae@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1616
 고영창 : 부경대학교 대학원
 김남식 : 부경대학교 기계공학부

한 연구는 Re 수, Ra 수, Pr 수, 경사각 그리고 형상비 등의 영향에 대해 이론적, 실험적, 수치적으로 다양하게 연구되어져 왔다.¹⁻⁹⁾

Kennedy and Zebib¹⁾는 하부 또는 상부에 열원을 가진 수평채널 내에서의 층류 혼합대류에 대해 수치적으로 연구하였으며 열원이 하부 벽에 위치할 때 보다 상부 벽에 위치할 때 온도는 거의 두 배가 됨을 보였다. C. Gau 등²⁾은 하부가 가열되는 수평 평행판 내에서의 혼합대류유동에 대하여 AR (폭/높이)=6.67, $Pr=0.7$ 인 경우 Re 수($100 < Re < 2000$)와 Gr/Re^2 ($2.5 < Gr/Re^2 < 907$)를 변수로 하여 2차유동과 열전달의 특성에 관하여 실험적으로 연구하였다. Yu 등³⁾하부에서 가열되는 수평채널 내에서의 혼합대류 유동을 $AR=12$, $Pr=0.7$ 인 경우 Re 수($20 \leq Re \leq 50$)와 Ra 수($Ra \leq 3.1 \times 10^4$)를 변수로 하여 볼텍스 롤의 생성, 크기 위치 등에 대하여 비정상 수치해석적 방법으로 연구하였으며, Chang 등⁴⁾은 하부에서 가열되는 수평채널 내에서의 혼합대류 유동을 $AR=12$, $Pr=0.7$ 인 경우 Re 수($20 \leq Re \leq 50$)와 Ra 수($Ra \leq 3.1 \times 10^4$)를 변수로 하여 혼합대류에 대해 실험적으로 연구하였다. McEntire 등⁵⁾은 2차원 돌출열원으로 부터 강제대류에 의한 열전달계수를 측정하였고, Garimella 등⁶⁾은 열원의 배열변화에 따른 열전달 특성을 조사하였다. Hasnaoui 등⁷⁾은 하부에서 주기적으로 가열되는 수평채널내의 혼합대류를 연구하였다. 열원의 크기와 Ra 수가 주어질 때, Re 수가 증가함에 따라 복잡한 해 구조가 관찰됨을 보고하였다. A. Amahmid 등⁸⁾은 하부 벽에 가열 블록을 가진 수평채널에 대해 자연대류를 연구하였고, Najam 등⁹⁾은 Re 수($0.1 \leq Re \leq 200$)와 Ra 수($10^4 \leq Ra \leq 10^6$) 그리고 블록의 높이를 변수로 혼합대류 유동을 수치적으로 연구 하여 상대적으로 작은 Re 수에서 유동은 블록의 수직한 면에서 열전달이 증가됨을 보였다.

그러나 이들의 연구는 $Pr=0.7$ 인 저 점성유체인 공기에 대한 것이 대부분이고 오일과 같은 고 점성 유체에 대한 연구는 미흡하며, 또한 저 Re 수영역에 대한 연구도 매우 미흡하여 이에 대한 더 많은 연구가 필요하다. 또한 이 형상은 관의 연결부위나 부품의 불완전한 체결부위에서도 나타나며, 산업생산 공정 중에 발생하는 오염물질이 이 부위에 침전하여 제품의 질을 저하시킨다. 이를 방지하기 위하여 솔벤트(solvents)를 이용하여 세척하여 왔지만, 세척제로 사용되는 솔벤트는 환경을 오염시키는 물질이므로 사용상 제약이 따른다. 따라서 최근에 유체역학적 유동 특성을 이용하여 관의 연결부위나 불안한

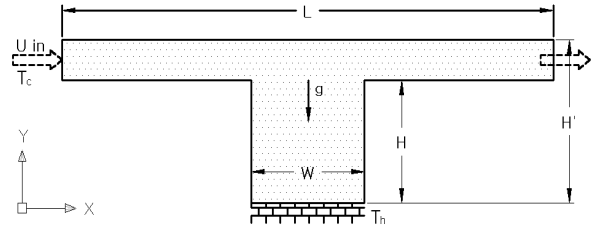


Fig. 1 Schematic diagram of flow geometry

체결부위가 만드는 캐비티 내에 침전된 오염물질을 제거하는 연구가 진행되었다¹²⁾. 그러나 이 방법은 캐비티 내에서 형성되는 재순환 와동의 존재로 캐비티 내에 침전된 오염물질 전부를 제거할 수 없는 것으로 판명되어 이에 대한 개선책이 요구되었다.

따라서 본 연구에서는 관 내부유동에 의한 캐비티 내의 오염물질을 제거하는 유체역학적 오염제거법에 온도차에 의한 혼합대류 유동의 영향을 더하여서 그 효과를 검토하고, 고 점성유체로 채워진 캐비티 내에서 저 Re 수($10^{-2} \leq Re \leq 50$)영역에서 Ra 수($10^3 \leq Ra \leq 2.06 \times 10^5$), 형상비($0.5 \leq AR \leq 2$) 그리고 경사각($0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$)의 변화가 혼합대류의 유동 특성에 미치는 영향을 수치해석적 방법으로 고찰하고자 한다.

2. 수치해석

2.1 수치모델

본 연구에서 고려된 캐비티를 가진 수평채널의 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 캐비티의 종횡비 AR (폭/높이)=1이다. 균일온도(T_c)와 균일속도(U_{in})로 작동유체가 유입되어 캐비티를 통과하여 유출된다.

본 연구에서 고려되어진 유동은 정상상태 2차원 비압축성 층류이며, 유체의 마찰에 의한 점성소산은 무시하고, 운동량 방정식의 부력항에 나타나는 밀도 변화를 제외한 모든 물성치는 온도와 압력에 관계없이 일정하고, 부력항에 대해서는 Boussinesq 근사를 사용하였다. 본 수치해석에서 적용된 연속, 운동량, 에너지 방정식은 식(1)부터 식(4)와 같다.

연속방정식:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식:

[x-방향 운동량 방정식]

$$\begin{aligned} & \rho(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y}) \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}) + \rho g \beta \Delta T \end{aligned} \quad (2)$$

[y-방향 운동량 방정식]

$$\begin{aligned} & \rho(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y}) \\ & = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}) + \rho g \beta \Delta T \end{aligned} \quad (3)$$

에너지방정식:

$$\rho c_p (u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y}) = k(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}) \quad (4)$$

이상의 방정식에서 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

입구면에서

$$u=U_{in}, v=0, T=T_c \text{ 이고,}$$

출구면에서

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0, \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \text{ 이다.}$$

가열면은

$$T=T_h, u=v=0 \text{ 이고,}$$

캐비티의 하부만 등온으로 가열되며 나머지 경계 벽은 단열 조건이다.

2.1 수치해석 방법

Fig. 2는 실제 수치해석에 사용할 기하학적 형상의 격자분포를 나타낸다. 물리량의 구배가 클 것으로 예상되는 가열벽 근처의 격자는 조밀하게 하였다.

Fig. 3은 해의 격자계 의존성을 확인하기 위하여 $Re=0.1$, $Ra=6.86 \times 10^4$ 그리고 $Pr=909$ 일 때 캐비티의 격자수에 대한 평균 Nu수의 분포를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 격자수가 45×55, 50×60일 때 평균 Nu수의 값은 2.180, 2.179로 오차는 최대 0.02% 이내에 있다. 따라서 본 연구에서는 격자수를 45×55로 하여 수치해석을 진행하였다. 수치해석은 유한체적법(Finit Volume Method)을 기초로 한 상용코드인 STAR CD 3.22A를 사용하였으며,

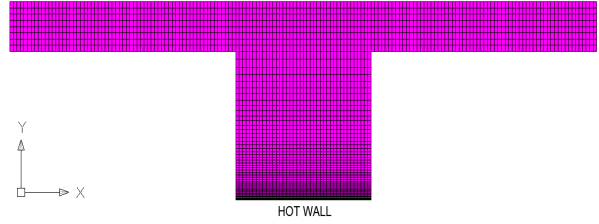


Fig. 2 Schematic illustration of the computational grid distributions

압력보정은 PISO(The Pressure Implicit with Splitting of Operators)알고리즘을 사용하였고, 대류항은 중심 차분도식(Central Differencing Scheme)을 사용하였다. 수렴판정은 운동량방정식 및 에너지 방정식의 Residual 값이 10^{-4} 이하가 되면 수렴한 것으로 판정하였다.

가열벽면에서의 열전달에 대하여 유동의 열전달 특성을 나타내는 국소 Nu수(Local Nusselt Number)와 평균 Nu수(Mean Nusselt Number)는 다음과 같이 정의하여 사용하였다.

$$Nu = \frac{hH}{k} = \frac{H}{T_h - T_c} \cdot \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (5)$$

$$\bar{Nu} = \frac{1}{W} \int_0^w Nu \cdot dx \quad (6)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구는 캐비티의 하부면이 가열되는 사각 캐비티를 가진 수평채널 내에서의 혼합대류유동에 대하여, Ra 수($10^3 \leq Ra \leq 2.06 \times 10^5$), 형상비 ($0.5 \leq AR \leq 2$), $L=130$ mm, $H=30$ mm, $W=30$ mm일 때 여러 가지

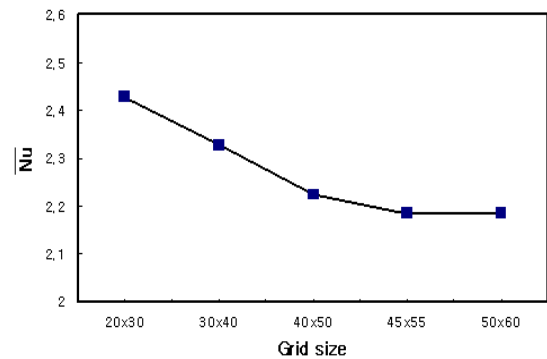


Fig. 3 Examination of grid independence of numerical solution at $Pr=909$, $Re=0.1$, $Ra=6.86 \times 10^4$, and $AR=1$

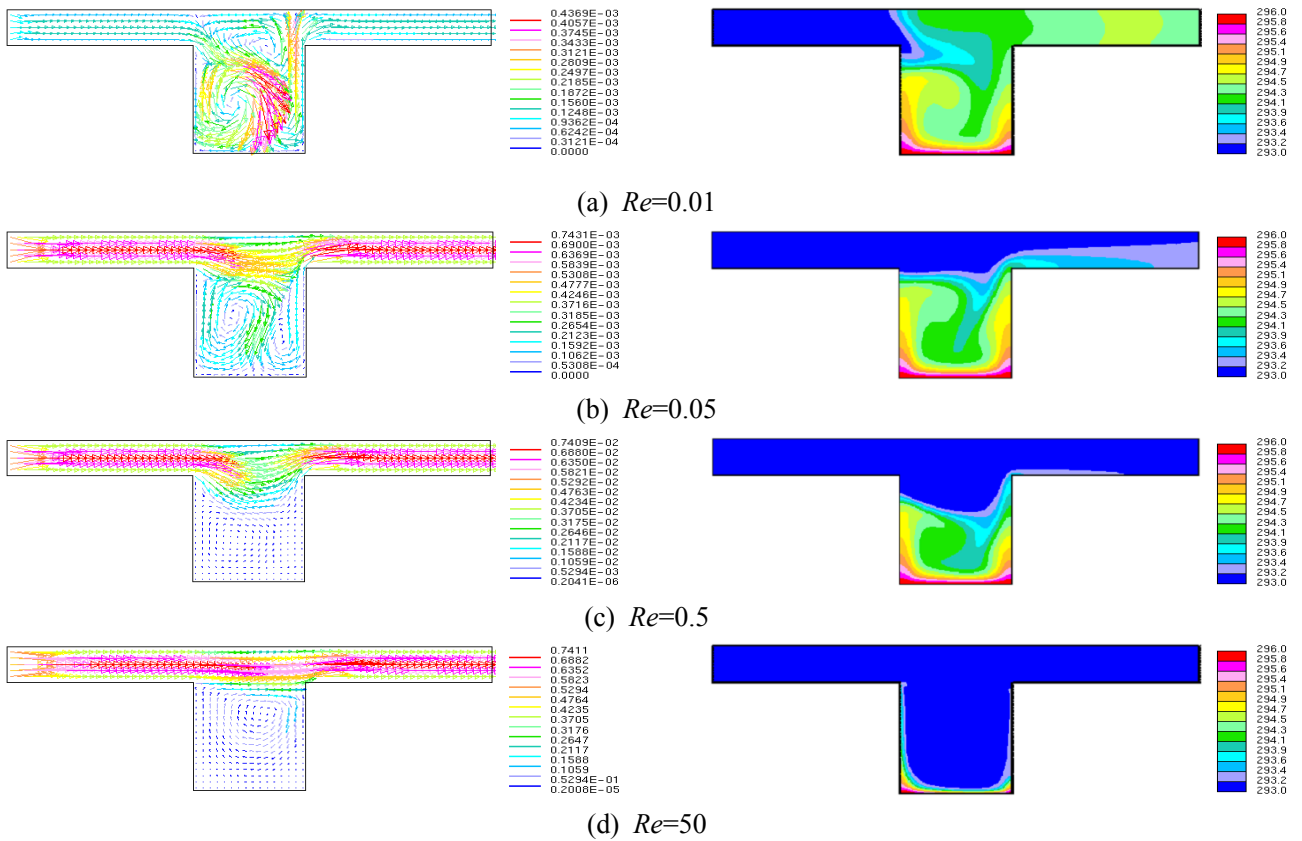


Fig. 4 Velocity vectors and temperature patterns for various Re number at $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$, $AR=1$ and $\theta=0^\circ$

Pr 수 (0.72, 9.3, 112.4, 909), Re 수 ($10^{-2} \leq Re \leq 50$) 그리고 경사각($0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$)의 범위에 대하여 2차원 수치해석을 진행하였다.

Fig. 4는 $Ra=6.86 \times 10^4$, $AR=1$, $Pr=909$ (실리콘 오일)일 때 여러 가지 Re 수($0.01 \leq Re \leq 50$)에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 먼저 속도벡터로 표시된 속도장을 살펴보면 $Re \leq 0.05$ 인 경우 작은 입구 유속에 의한 유동과 캐비티 내에서 발생한 자연대류 유동이 서로 영향을 미쳐 복잡한 셀 유동을 보이나(a, b), Re 수가 증가하여 $Re=0.5$ 인 경우는 점차적으로 자연대류의 영향에 의한 셀 유동이 사라지고(c), Re 수가 더욱 증가하여 $Re=50$ 일 때에는 강제대류의 영향이 지배적인 경우로 유입속도가 커서 유입구에서 유입된 유체는 캐비티에서 정체하지 않고 바로 유출구로 배출되면서 유체의 점성의 영향으로 캐비티에서 셀이 생성됨을 알 수 있다. 이러한 현상은 Re 수가 커질수록 확실하게 나타났다. 또한, 색으로 온도분포를 나타낸 온도장을 살펴보면 Re 수가 증가할수록 캐비티 밑면의 온도경계층이 얇아져 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 5는 $Re=0.1$, $AR=1$, $Pr=909$ (실리콘 오일)일

때 여러 가지 Ra 수($10^3 \leq Ra \leq 2.06 \times 10^5$)에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 그림에서 나타난 속도장을 살펴보면 $Ra=10^3$ 인 경우 캐비티에서 셀은 생성되지 않으나(a), Ra 수가 증가하여 $Ra=6.86 \times 10^4$ 인 경우에는 점차적으로 캐비티에서 발생한 자연대류의 영향에 의해 캐비티의 좌, 우측에 셀이 생성되며(b), $Ra=2.06 \times 10^5$ 으로 증가하면 캐비티에서의 셀은 더욱 발달한다. 또한, 온도장을 살펴보면 $Ra=10^3$ 인 경우 온도가 층상구조를 형성한다. 이는 자연대류 유동이 미약하기 때문이며, 열전달은 주로 전도에 의해 이루어짐을 알 수 있다(a). Ra 수가 증가할수록 자연대류가 활발하게 일어나 가열면 근처에서 온도가 조밀하게 나타나므로 열전달이 촉진됨을 알 수 있다(b, c).

Fig. 6은 $Re=0.01$, $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$ (실리콘 오일)일 때 여러 가지 형상비 AR 에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 캐비티에서 생성된 좌, 우 셀 유동이(a, b) 형상비가 증가할수록 캐비티의 상, 하 셀 유동으로 변형됨을 알 수 있다(c, d).

개방된 캐비티를 가진 채널 내에서의 혼합대류 유동과 열전달 특성

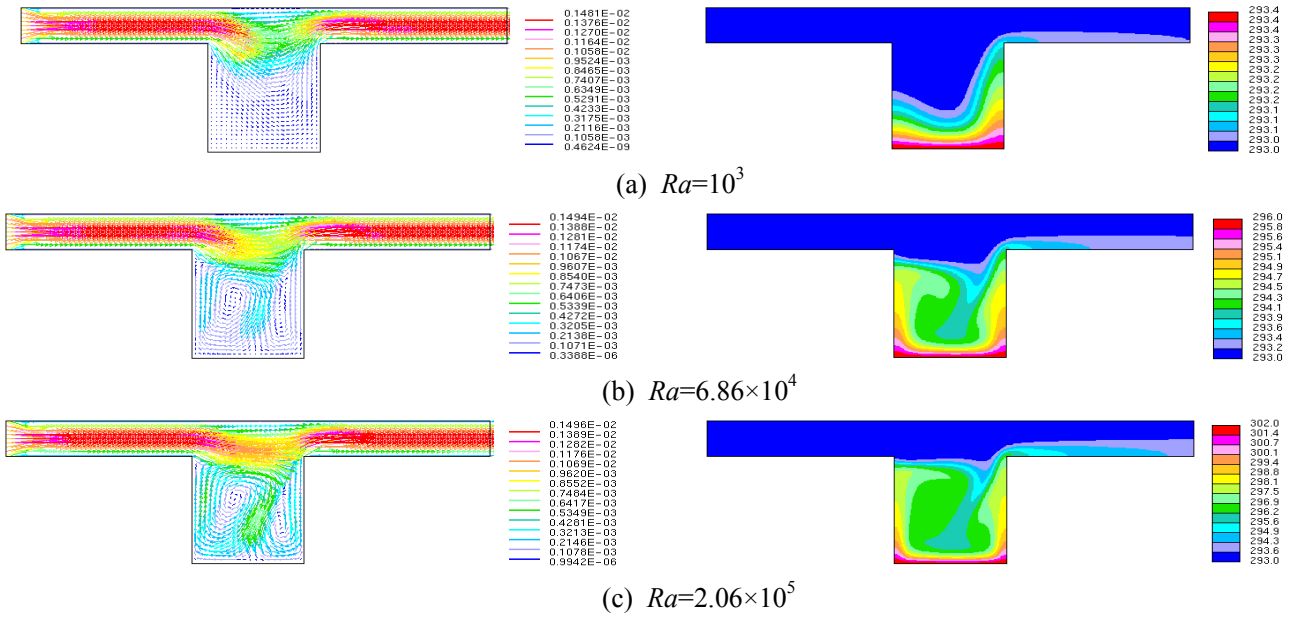


Fig. 5 Velocity vectors and temperature patterns for various Ra number at $Re=0.1$, $Pr=909$, $AR=1$ and $\theta=0^\circ$

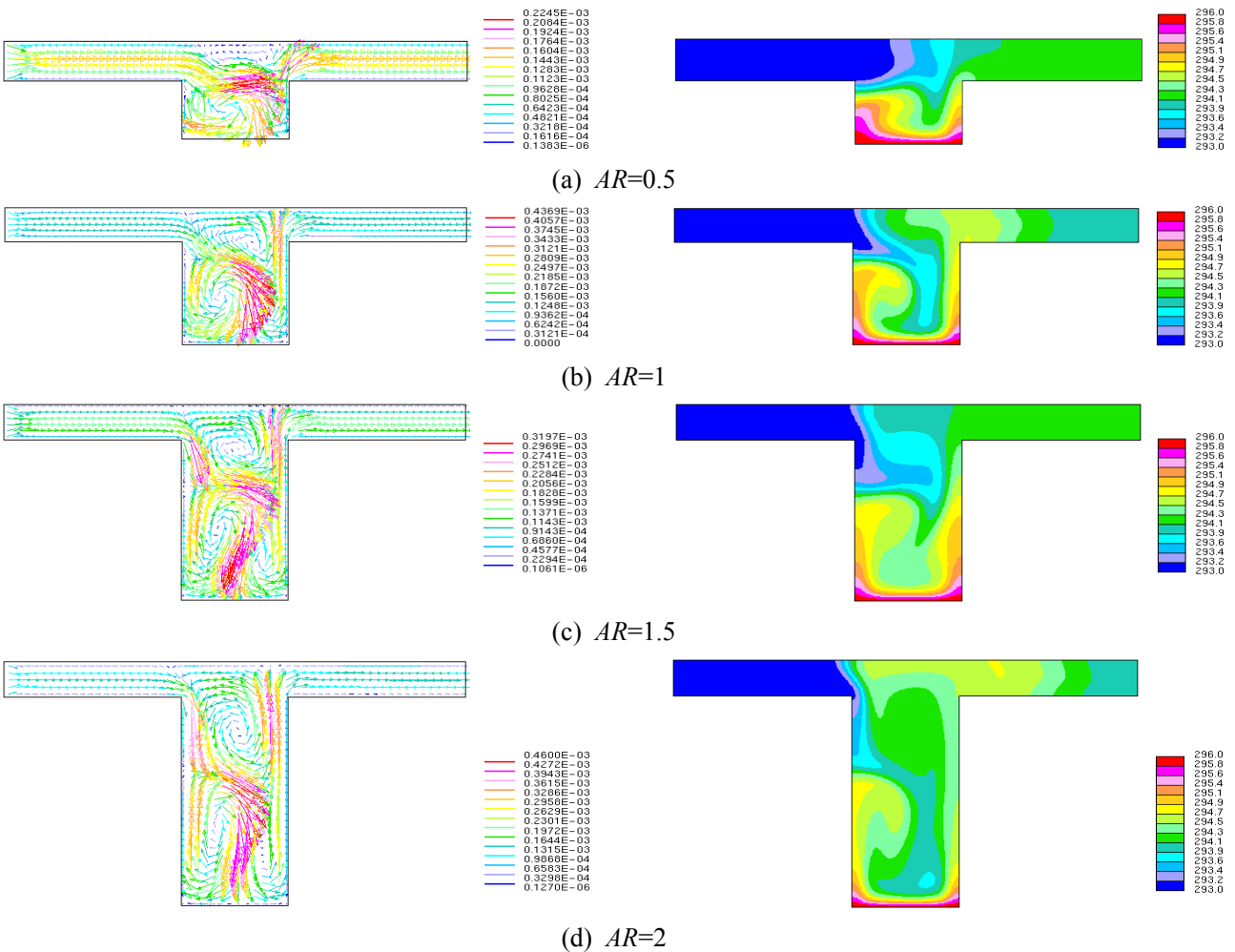


Fig. 6 Velocity vectors and temperature patterns for various AR at $Re=0.01$, $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$ and $\theta=0^\circ$

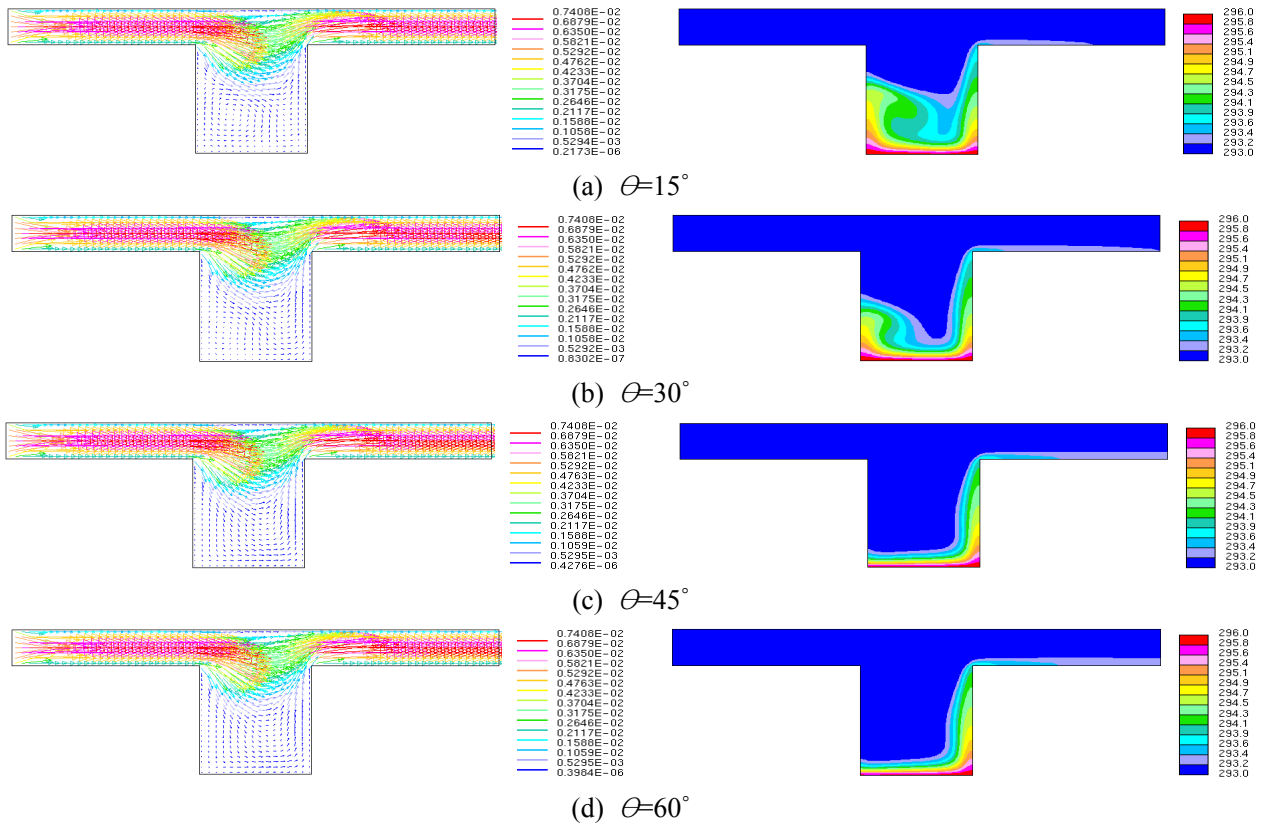


Fig. 7 Velocity vectors and temperature patterns for various θ at $Re=0.5$, $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$ and $AR=1$

Fig. 7은 $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$ (실리콘 오일), $AR=1$ 일 때 여러 가지 경사각 θ 에 대한 혼합대류의 속도분포와 온도분포를 나타낸다. 속도장을 살펴보면 경사각 증가할수록 캐비티의 벽면을 따라서 유동이 형성되는 것을 알 수 있고, 온도장을 살펴보면 $\theta=15^\circ$ 에서는 경사각의 영향은 미약하여, $\theta=0^\circ$ 의 온도장과 비슷한 온도분포를 나타내지만, 경사각이 증가할수록 캐비티의 좌측 벽면에서 온도 경계층이 얇아져 열전달이 촉진됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 강제대류와 자연대류의 상대적 크기를 비교하기 위하여 $Pr=909$, $AR=1$, $\theta=0^\circ$ 그리고 10^5 일 때 Gr/Re 의 증가에 따라 캐비티에서 형성되는 유동장의 변화를 보여준다. $Gr/Re=1.1 \times 10^2$ 인 경우 입구유속에 의한 강제대류가 부력에 의한 자연대류보다 훨씬 크게 작용한다. $Gr/Re=1.1 \times 10^3$ 인 경우에는 입구유속에 의한 강제대류와 캐비티에서 발생하는 자연대류의 영향이 서로 작용하여 캐비티 좌, 우측에 셀유동이 형성되는 것을 볼 수 있고, $Gr/Re=1.1 \times 10^4$ 인 경우에는 자연대류의 영향이 강제대류의 영향보다 더욱 지배적인 경우로 캐비티 상, 하부에서 셀 유동이 관찰된다. 따라서 Pr수가 높은 고 점성유체의 대류유동형태는 $Gr/Re \leq 10^2$ 이

면 자연대류의 영향 보다 입구유속에 의한 강제대류유동이 지배적인 유동형태를 보이지만, $Gr/Re \geq 10^4$ 이면, 자연대류가 지배적인 유동을 형성되는 것을 알 수 있다.

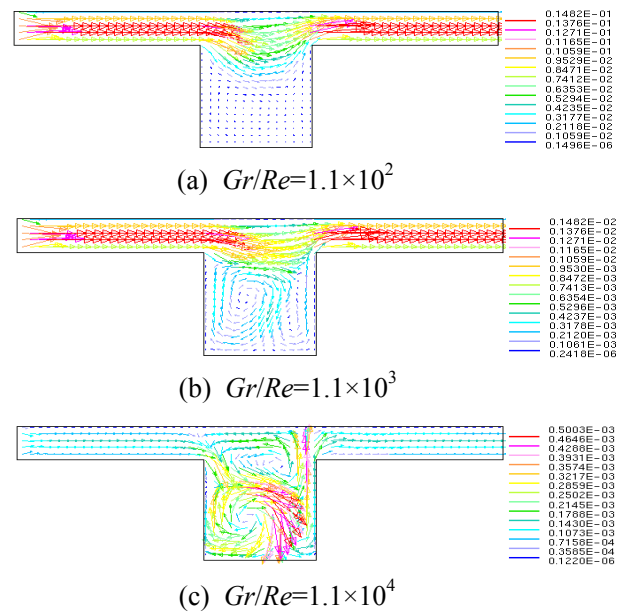


Fig. 8 Velocity vectors plots for various Gr/Re at $AR=1$ and $\theta=0^\circ$

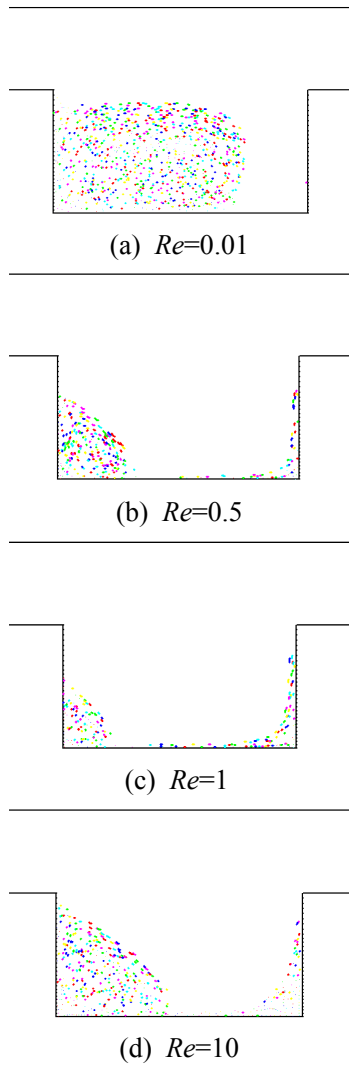


Fig. 9 Particle tracks for various Re numbers $Ra=10^5$, $Pr=909$, $AR=0.5$ and $\Theta=0^\circ$

Fig. 9는 $Ra=10^5$, $AR=0.5$, $Pr=909$ $\Theta=0^\circ$ 일 때 여러 가지 Re 수($0.01 \leq Re \leq 10$)에 대한 추적 입자 궤적을 나타낸다. 캐비티에서 입자를 1600개를 생성하였다. Re 수가 $Re=0.01$ 일 때에는 자연대류 영향이 지배적인 경우로 캐비티 좌측에 형성되는 셀 유동에 의해서 다수의 입자가 캐비티에 존재하며, Re 수가 증가하여 $Re=0.5$ 일 때에는 증가한 입구 유속의 영향으로 캐비티에 생성된 입자들이 출구로 빠져 나가고 캐비티 좌측에 작은 셀 유동으로 인해 입자가 형성됨을 볼 수 있다. Re 수가 더욱더 증가하여 $Re=1$ 일 때에는 캐비티 하부 좌측에 소수의 입자들만이 존재하며 대부분 입자들이 출구로 빠져 나가서, $Re=1$ 에서 최소값을 가짐을 알 수 있다. Re 수가 $Re=10$ 일 때에는 빠른 입구 유속으로 인해 캐비티에서 발생하는 자연대류의 영향이 미약해져 상부 유체는 채널 출구로 빠져 나가게 되고, 강제대

류의 영향으로 인해 캐비티 좌측에서 셀 유동이 발달하여 입자수가 다시 증가한다.

Fig. 10은 $AR=1$, $Pr=909$ 일 때 Re 수에 대한 가열벽 평균 Nu 수의 분포를 여러 가지 Ra 수에 대하여 나타낸 것이다. 전반적으로 Re 수 및 Ra 수가 증가함에 따라 평균 Nu 수는 $0.01 \leq Re \leq 0.5$ 일 때에는 급격하게 $0.5 \leq Re \leq 50$ 일 때에는 완만하게 증가하였다.

Fig. 11은 $Ra=6.86 \times 10^4$, $Pr=909$ 일 때 형상비 AR 에 대한 가열벽 평균 Nu 수의 분포를 여러 가지 Re 수에 대하여 나타낸 것이다. 모든 형상비에서 Re 수가 증가함에 따라 평균 Nu 수가 증가하였고, $10^{-2} \leq Re \leq 1$ 인 경우 최대 평균 Nu 수는 $AR=1.5$ 에서 나타났으며 $10 \leq Re \leq 50$ 인 경우에는 $AR=1$ 일 때 나타났다.

Fig. 12는 $AR=1$, $Ra=6.86 \times 10^4$ 일 때 Re 수에 대한 가열벽 평균 Nu 수의 분포를 여러 가지 Pr 수에 대하여 나타낸 것이다. Pr 수 및 Re 수가 증가함에

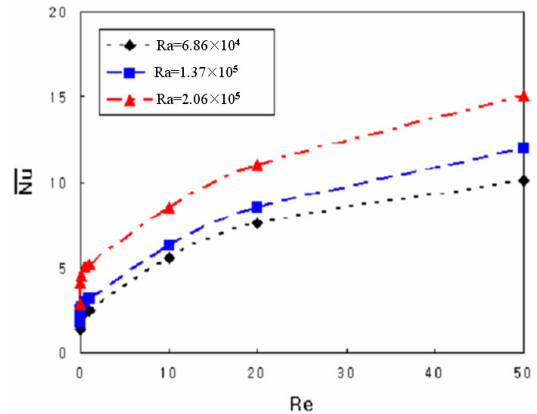


Fig. 10 Mean Nu number of hot wall versus Re number for various Ra numbers at $AR=1$ and $Pr=909$

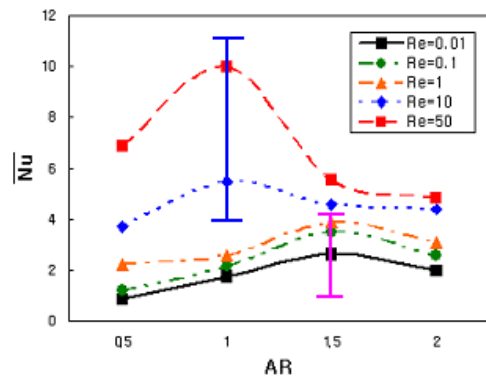


Fig. 11 Mean Nu number of hot wall versus AR for various Re numbers at $Ra=6.86 \times 10^4$ and $Pr=909$

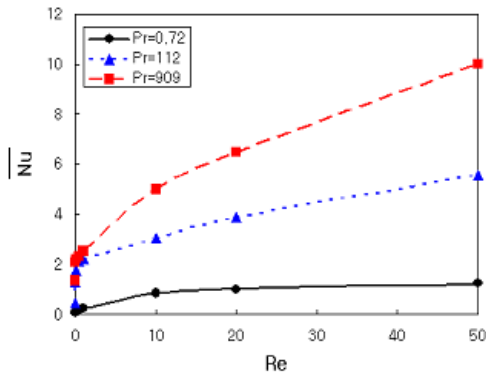


Fig. 12 Mean Nu number of hot wall versus Re number for various Pr numbers at $AR=1$ and $Ra=6.86 \times 10^4$

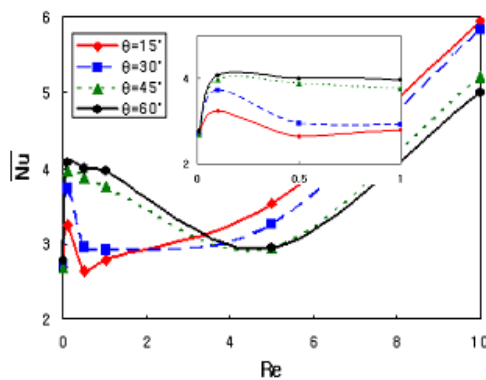


Fig. 13 Mean Nu number of hot wall versus Re number for various θ at $Ra=6.86 \times 10^4$, $AR=1$ and $Pr=909$

따라 평균 Nu수가 증가하였으나, $Pr=0.72$ 인 경우 $10 \leq Re \leq 50$ 에서는 Re 수의 변화가 평균 Nu수에 미치는 영향은 미약하였다.

Fig. 13은 $AR=1$, $Ra=6.86 \times 10^4$ 인 경우에 Re 에 대한 가열벽 평균 Nu수의 분포를 여러 가지 경사도에 대하여 나타낸 것이다. $10^{-2} \leq Re \leq 1$ 에서는 경사각 θ 가 증가함에 따라 평균 Nu수는 증가하였고, $5 \leq Re \leq 10$ 에서는 감소하였지만, $1 \leq Re \leq 5$ 에서는 경사각의 변화에 따라 평균 Nu수는 불규칙하게 변화하였다.

4. 결 론

캐비티의 하부에 열원을 가진 수평채널 내에서 Re 수($10^{-2} \leq Re \leq 50$), Ra 수($10^3 \leq Ra \leq 2.06 \times 10^5$), 형상비($0.5 \leq AR(W/H) \leq 2$), Pr 수($0.72 \leq Pr \leq 909$) 그리고 경사각($0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$)이 혼합대류에 미치는 영향을 2차원 수치해석적 방법으로 연구한 결과 다음

과 같은 결론을 얻었다.

- (1) Re 수 및 Ra 수 그리고 Pr 수가 증가함에 따라 평균 Nu수는 증가하였다.
- (2) 혼합대류가 고 점성유체로 채워진 캐비티 내의 오염물질 세척에 미치는 영향은 미흡하였고, 혼합대류의 영향을 고려한 경우 캐비티 내의 오염물질 입자 수는 $Re=1$ 에서 가장 적었다.
- (3) $0.01 \leq Re \leq 1$ 의 범위에서는 형상비 $AR=1.5$ 에서, $10 \leq Re \leq 50$ 의 범위에서는 $AR=1$ 에서 열전달의 최대값을 나타내었다.
- (4) 경사각이 증가할수록 평균 Nu수는 $0.01 \leq Re \leq 1$ 의 범위에서는 증가하였지만, $5 \leq Re \leq 10$ 의 범위에서는 감소하였다.
- (5) 고 점성유체에서의 유동형태는 $Gr/Re \leq 10^2$ 범위에서는 강제대류가 지배적인 유동형태이고, $Gr/Re \geq 10^4$ 범위에서는 자연대류가 지배적인 유동형태이다.

후 기

이 논문은 2004년도 부경대학교발전기금재단의 지원에 의하여 지원되었음.

참고 문헌

1. K. J. Kennedy, A. Zebib, 1983, "Combined Free and Forced Convection between Horizontal Parallel Plates", Int. J. Heat Mass Transfer 26, pp. 471~474.
2. J. R. Maughan and F. P. Incropera, 1987, "Periments on Mixed Convection Heat Transfer for Airflow in a Horizontal and Inclined Channel", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 6, pp. 1307~1318.
3. C. H. Yu, M. Y. Chang, C. C. Huang, T. F. Lin, 1997, "Unsteady Vortex Roll Structures in Mixed Convective Air Flow Through a Horizontal Plane Channel: a Numerical Study", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 505~518.
4. C. Gau, C. W. Liu, T. M. Huang, W. Aung, 1999, "Secondary Flow and Enhancement of Heat Transfer in Horizontal Parallel-plate

- and Convergent Channels Heating from below”, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 42, pp. 2629~2647.
5. A. B. McEntire, B. W. Webb, 1990, “Local Forced Convection Heat Transfer from Protruding and Flush-mounted Two Dimensional Discrete Heat Source”, *Int. J. Heat Mass Transfer* vol. 33, No. 7, pp. 1521~1533.
 6. S. V. Garimella, P.A. Elbeck, 1990, “Heat Transfer Characteristics of an Array of Protruding Elements in Single Phase Forced Convection”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 12, pp. 2659~2669.
 7. M. Hasnaoui, E. Bilgen, P. Vasseur, L. Robillard, 1991, “Mixed Convective Heat Transfer in a Horizontal Channel Heated Periodically from below”. *Num. Heat Transfer*, part A 20, pp. 297~315.
 8. A. Amahmid, M. hasnaoui, P. Vasseur, 1997, “Multiplicité des Solutions en Convection Naturelle dans une Géométrie Répétitive”, *Int. J. Heat Mass Transfer* 40, pp. 3805~3818.
 9. M. Najam, A. Amahmid, M. hasnaoui, M. ElAlami, 2003. “Unsteady Mixed Convection in a Horizontal Channel with Rectangular Blocks Periodically Distributed on Its Lower Wall”, *International Journal of Heat and Fluid flow* 24, pp. 726~735.
 10. Sonia Besbes, Hatem Mhiri, Salem ElGolli, 2001, “Numerical Study of a Heated Cavity Insulated by a Horizontal Laminar Jet”, *Energy Conversion and Management* 42, pp. 1417~1435.
 11. B. Abourida, M. hasnaoui, 2005, “Numerical Study of Partitions Effect on Multiplicity of Solutions in an Infinite Channel Periodically Heated from Below”, *Energy Conversion and Management* 46, pp. 2697~2717.
 12. L. C. Fan, D. Nicolaou, J. W. Cleaver, 1999, “Transient Removal of a Contaminated Fluid from a Cavity”, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 605~613.