

경사진 평행평판 내 혼합대류 열전달 특성에 관한 수치적 연구

A Numerical Study on the Characteristic of Mixed Convection Between Inclined Parallel Plates

박일용 · 배대석 · 권오봉
R. L. Piao, D. S. Bae and O. B. Kwon

Key Words : Mixed Convection(혼합대류), Two Dimensional Numerical Simulation(2차원 수치해석), Parallel Plates(평행평판), Angle of Inclination(경사각),

Abstract : Two-dimensional numerical simulation has been performed to investigate mixed convection heat transfer between inclined parallel plates with bottom-heated and top-cooled uniformly. The ratio of parallel plate length to height is 9.33, Prandtl number is 909(that of silicone oil at 298K) and Rayleigh number is 8600. In the ranges of the Reynolds number Re from 0 to 1.8 and the angle of inclination θ from 0 to 90 degree. The governing equations are discretized using the finite volume method. In this study, the effects of the Reynolds number, the angle of inclination, and the local and mean Nusselt numbers are presented and discussed. It is found that the periodic flow of mixed convection between inclined parallel plates is shown at $0^\circ \leq \theta < 30^\circ$, $Re < 0.063$, and the flow pattern can be classified into three patterns which depend on Reynolds number and the angle of inclination. The minimum average Nusselt numbers occur at $Re = 0.05$ regardless of the angle of inclination.

기호설명

- | | |
|--|--|
| <p>c_p : 정압 비열</p> <p>Gr : Grashof 수 $\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\nu^2}$</p> <p>$g$: 중력가속도</p> <p>H : 평행평판 높이</p> <p>h : 열전달 계수</p> <p>L : 평행평판 길이</p> <p>Nu : 국소 Nusselt 수 식(5)</p> <p>\overline{Nu} : 평균 Nusselt 수 식(6)</p> <p>Pr : Prandtl 수 $\frac{\mu}{\alpha}$</p> <p>p : 압력</p> <p>Ra : Rayleigh 수 $\frac{g\beta H^3 \Delta T}{\alpha \nu}$</p> <p>$Re$: Renolds 수 $\frac{U_i \cdot H}{\nu}$</p> <p>T : 온도</p> | <p>T_h : 가열벽 온도</p> <p>T_l : 냉각벽 온도</p> <p>T_∞ : 상하부 평균온도 $\frac{T_h + T_l}{2}$</p> <p>ΔT : 상하부 온도차 $T_h - T_l$</p> <p>t : 시간</p> <p>U_i : 입구 평균 속도</p> <p>u : x 방향 속도</p> <p>v : y 방향 속도</p> <p>α : 열확산율</p> <p>β : 체적팽창계수</p> <p>γ : 주기 $t - \tau$</p> <p>θ : 수평방향이 x축과 이루는 각</p> <p>λ : 열전도율</p> <p>μ : 유체의 점성계수</p> <p>ν : 유체의 동 점성계수</p> <p>τ : 정상상태에 이르기까지의 시간</p> |
|--|--|

접수일 : 2005년 10월 17일
 박일용(책임저자) : 부경대학교 에너지시스템공학과 대학원
 E-mail : prlong2000@hanmail.net Tel. 051-620-1616
 배대석 : 부경대학교 기계공학부

1. 서 론

강제대류 및 자연대류가 무시되어 질 수 없는 평행평판 내에서의 혼합대류는 화학기상증착 (Chemical Vapor Deposition), 태양에너지 집열기, 지열에너지 시스템, 원자로 및 전자장비의 냉각 등에서와 같은 많은 공학적인 응용분야에서 자주 나타난다. 따라서 이에 대한 연구는 지난 수십년동안 많은 연구자들에 의해 이론적, 실험적, 수치 해석적 방법으로 다양하게 수행되어져 왔다¹⁻¹⁰⁾.

Ramachandran 등¹⁾은 수직 평행 평판 내 혼합대류 공기유동에 대해 $0 \leq Gr/Re^2 \leq 16$ 범위 내에서의 차분 방정식을 이용한 수치적 계산결과와 실험결과가 잘 일치함을 보여주었다. Lin 등²⁾은 수직 평행 덕트 내 비정상 층류 혼합대류 열전달 특성을 $Pr = 5$, $0 \leq Gr/Re \leq 1000$ 범위 내에서 수치해석적 방법으로 연구하였고, Boulama 등³⁾은 열과 물질전달을 가진 수직 평행평판 내 완전 발달된 정상상태 층류 혼합대류 특성을 해석적인 방법으로 연구하였다. Ostrach 등⁴⁾은 수평 평행평판 내에서의 혼합대류 열전달 특성을 Re 수와 Ra 수를 변수로 하여 실험적 방법으로 연구하였고, Osborne 등⁵⁾은 수평 평행평판 내 혼합대류의 층류, 천이, 난류유동에 대하여 작동유체를 물로 하여 실험적 방법으로 연구하였다. Maughan 등⁷⁾은 하부가 등온으로 가열되는 수평과 경사진 채널 내에서의 혼합대류 공기유동 특성을 $A(\text{폭/높이})=10$, $Pr=0.7$ 인 경우, Re ($125 < Re < 500$)수, Gr ($7 \times 10^3 < Gr < 1 \times 10^6$)수 그리고 경사각 ($0 < \theta < 30^\circ$)을 변수로 하여 실험적으로 연구하였고, Nace 등⁸⁾은 하부가 가열되고 상부가 냉각되는 사각 채널 내에서 $A(\text{폭/높이})=2$, $Ra=22200$, $Re=18.75$, 36, 54일 때의 질소 혼합대류 유동특성을 실험과 수치해석을 동시에 진행하여 그 결과를 비교하여 서로 잘 일치함을 보여주었다. Yu 등⁹⁾은 하부에서 가열되는 수평평행 채널 내에서의 혼합대류유동을 $A(\text{폭/높이})=12$, $Pr=0.7$ 인 경우, Re 수 ($20 \leq Re \leq 50$)와 Ra 수 ($Ra \leq 31000$)를 변수로 하여 3차원 비정상 수치해석을 통해 볼텍스(Vortex) 톨의 생성, 개수, 크기, 위치 등에 대하여 연구하였으며, Gau 등¹⁰⁾은 하부가 가열되는 수평 평행평판 내에서의 혼합대류 유동에 대하여 $A(\text{폭/높이})=6.67$, $Pr=0.7$ 인 경우 Re ($100 < Re < 2000$)수와 Gr/Re^2 ($2.5 < Gr/Re^2 < 907$)를 변수로 하여 2차유동과 열전달의 특성에 관하여 실험적으로 연구하였다.

그러나 이들에 대한 연구의 대부분은 저 점성 유체인 공기나 물을 작동유체로 한 수직 평행평판¹⁻³⁾ 및 수평 평행평판⁴⁻¹⁰⁾ 내의 혼합대류에 국한되어져 있으며, 고 점성 유체나 평판의 경사각의 영향에 대한 연구는 부족하다. 따라서 본 연구에서는 상부가 냉각되고 하부가 가열되는 두 개의 등온 벽으로 구성된 경사진 평행평판 내에서 저 Re ($0 \leq Re \leq 1.8$) 수와 경사각 ($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$)이 고 점성유체 ($Pr=909$)의 혼합대류에 미치는 영향을 수치해석적 방법으로 연구하고자 한다.

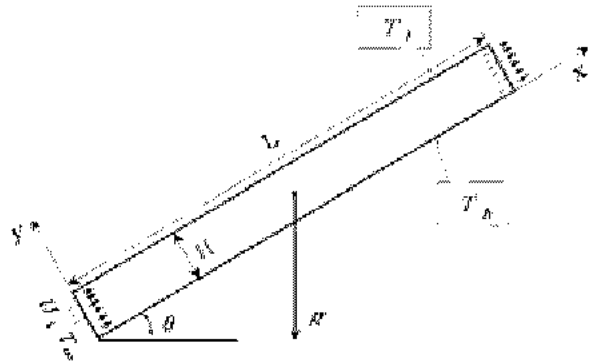


Fig. 1 Schematic diagram of flow geometry

2. 수치해석

본 연구에서 고려된 경사진 평행평판의 2차원 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 상, 하부의 평균온도와 균일속도로 작동유체가 유입되어 평행평판 사이를 통과하여 유출된다. 윗면은 등온으로 냉각되고 아랫면은 등온으로 가열된다. 작동유체는 비압축성 유체로 가정하였고, 유동은 온도 변화에 따른 밀도 변화로 생성되는 부력 항에 Boussinesq 근사 조건을 적용하였으며, 점성에 의한 에너지 소산과 복사는 무시하였다. 본 모델에서의 혼합대류 열전달 특성을 수치해석하기 위한 연속, 운동량 및 에너지방정식은 식 (1)~(4)와 같다.

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

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial p}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta \Delta T \sin \theta \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial p}{\partial y} = \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta \Delta T \cos \theta \quad (3)$$

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

경계조건은 다음과 같다.

1) 입구 ($x=0$)

유속 $u=U_i$ 로 균일한 유속으로 유입한다.

$$u=U_i, \frac{\partial v}{\partial x}=0 \quad (5)$$

유입유체의 온도는 상, 하부면의 평균온도이다.

$$T=T_\infty \quad (6)$$

2) 출구 ($x=L$)

흐름은 충분히 발달하여 흐름방향으로 변화가 적어진다.

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0 \quad (7)$$

3) 상부 벽면 ($y=H$)

흐름은 미끄러지지 않는다.

$$u=0, v=0, T=T_t \quad (8)$$

4) 하부 벽면 ($y=0$)

흐름은 미끄러지지 않는다.

$$u=0, v=0, T=T_b \quad (9)$$

수치해석은 유한체적법(Finite Volume Method)을 기초로 한 상용코드인 STAR-CD 3.22를 사용하였으며, 압력보정은 PISO알고리즘을 사용하였고, 대류 항은 중심차분도식(Central Differencing Scheme)을 사용하였다. 작동유체로는 동 점성계수가 100 cSt인 고 점성유체를 사용하였으며, 표 1에 그 물성치를 나타냈다. 수치해석으로 구한 해를 사용하여 국소 Nusselt 수와 평균 Nusselt 수는 아래의 식 (10)과 (11)로 구하였다.

Table 1 Properties of Silicon oil at 298K

Silicon oil [viscosity, ν]		100 cSt
Density	ρ [kg/m^3]	963.1
Specific heat	c_p [$J \cdot kg/K$]	1507
Thermal conductivity	λ [$W/m \cdot K$]	0.16
Expansion coefficient	β [K^{-1}]	9.5×10^{-4}
Thermal diffusivity	α [m^2/s]	1.1×10^{-7}
Pr number	Pr	909.1

$$Nu = \frac{h \cdot H}{\lambda} = \frac{H}{T_w - T_\infty} \cdot \frac{dT}{dx} \quad (10)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L} \int Nu \cdot dx \quad (11)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구는 상부가 냉각되고 하부가 가열되는 두 개의 등온 벽으로 된 경사진 평행판 내에서, 형상비 A (평판 길이/높이)=9.33, $Re=8600$, $Pr=909$ 일 때 경사각($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$) 및 Re ($0 \leq Re \leq 1.8$)수의 범위에 대하여 수치해석을 진행하였다.

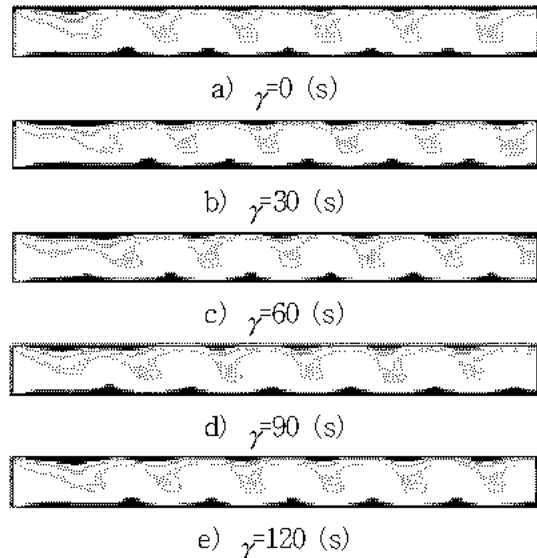


Fig. 2 The temperature patterns for various instants at $Re=8600$, $Re=0.023$, $\theta=15^\circ$

Fig. 2는 $Re=0.023$, $\theta=15^\circ$ 일 때 유동장의 시간별 온도분포를 나타낸다. 여기서 γ 는 전체 시간에서 유동이 정상상태에 이르기까지의 시간(ρ)을 뺀 시간을 나타낸다($\gamma=t-\rho$). 이 경우 셀은 유속에 의해 오른쪽으로 이동하면서 $\gamma=120$ 초인 주기적인 유동특성을

나타낸다. 이 주기적 현상은 입구부분에서 자연대류에 의해 생성된 새로운 셀 유동이 입구에서의 저속 강제유동에 의해 우측으로 이동하면서 우측 끝의 기존유동을 소멸시키면서 일어난다.

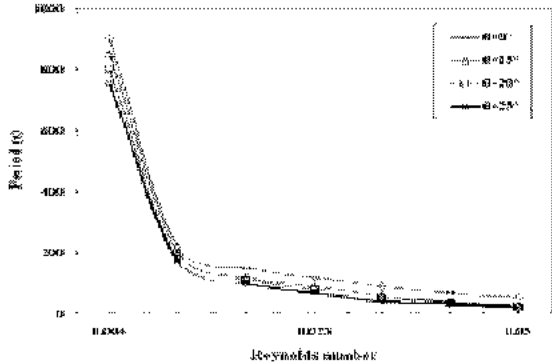


Fig. 3 Effect of angle of inclination and Reynolds number on periodic flows

Fig. 3은 경사각과 입구 유속이 주기에 미치는 영향을 나타낸다. $Re < 0.004$ 에서는 입구유속이 전체 유동형태에 영향을 미치지 못하여 주기적 유동형태는 명확하게 나타나지 않았으나 Re 수가 증가할수록 주기적인 유동형태가 명확하게 나타나며, 그 주기는 경사각이 증가할수록, Re 수가 증가할수록 점점 작아지는 것을 알 수 있다. 그러나 경사각 $\theta \geq 30^\circ$, $Re > 0.05$ 인 경우에는 주기적인 유동형태는 발생하지 않았다. 이는 부력에 의한 y 방향 속도성분의 감소와 입구유속의 증가에 따른 x 방향 유동이 지배적이기 때문이다.

Fig. 4는 $\theta = 0^\circ$ 일 때 Re 수(입구 유속)가 혼합대류의 유동에 미치는 영향을 나타낸다. $Re = 0.004$ 에서는 입구 유속이 상대적으로 작기 때문에 부력에 의한 자연대류가 전체 유동장에서 지배적인 작용을 하여 전형적인 *Rayleigh-Bénard* 대류유동인 다중 셀 유동을 유지한다(Fig. 4 a). 입구 유속이 증가하여 $Re = 0.023$ 에서는 입구유속의 영향으로 자연대류에 의해 생성된 셀은 상하벽면으로 이동하여 전반적으로 사인곡선형 다중 셀 유동형태를 나타내고 입구영역에서는 평행 유동을 나타낸다(Fig. 4 b). $Re = 0.038$ 에서는 강제대류의 영향이 증가하여 입구영역에서는 평행 유동은 더욱 발달하지만 하류방향에서는 여전히 사인곡선형 다중 셀 유동이다(Fig. 4 c). Re 수가 $Re = 0.063$ 에 도달하면 자연대류의 영향이 급격히 줄어들어 강제대류의 영향이 전 유동장 내에서 지배적이어서 한 방향의 평행 유동인 완전 발달된 유동을 나타낸다(Fig. 4 d).

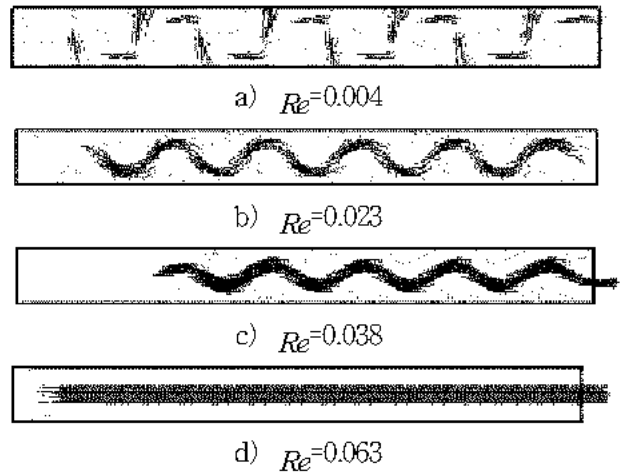


Fig. 4 Velocity vector plots for various Reynolds numbers at $Ra = 8600$, $\theta = 0^\circ$

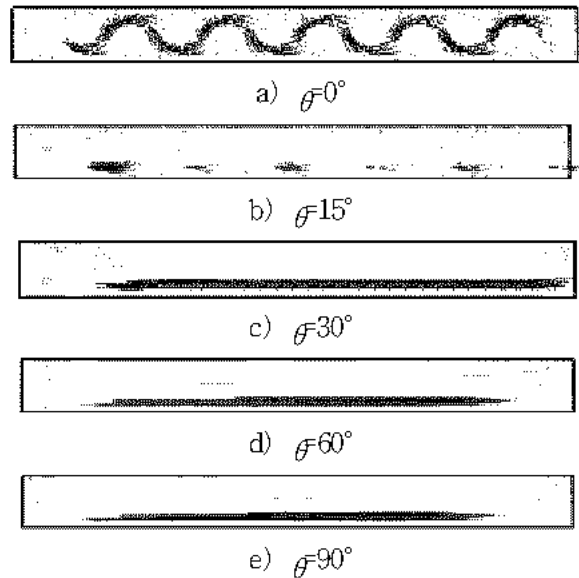


Fig. 5 Velocity vector plots for various angle of inclination at $Ra = 8600$, $Re = 0.013$

Fig. 5는 $Re = 0.013$ 일 때 경사각(θ)이 혼합대류의 유동에 미치는 영향을 나타낸다. 이 경우 입구 유속 ($U_i = 5.2 \text{ mm/min}$)이 매우 작기 때문에 경사각 $\theta = 0^\circ$ 에서는 입구영역을 제외한 전 영역의 유동은 사인곡선형 유동을 나타낸다(Fig. 5 a). 경사각 $\theta = 15^\circ$ 에서는 전반적으로 사인곡선형태를 나타내지만 상부 셀 유동은 하부 셀 유동보다 더 뚜렷하고 크게 나타난다. 이것은 경사각의 원인으로 x 방향 중력의 영향이 증대되기 때문이다(Fig. 5 b). 경사각이 더욱 증가하여 $\theta \geq 30^\circ$ 에서는 평판 내에서의 최대 속도크기는 점차적으로 아래 평판으로 이동하면서 유체가 밖으로 유출되고 위 평판부분에서는 하나의 큰 셀을 형성한다(Fig. 5 c, d, e).

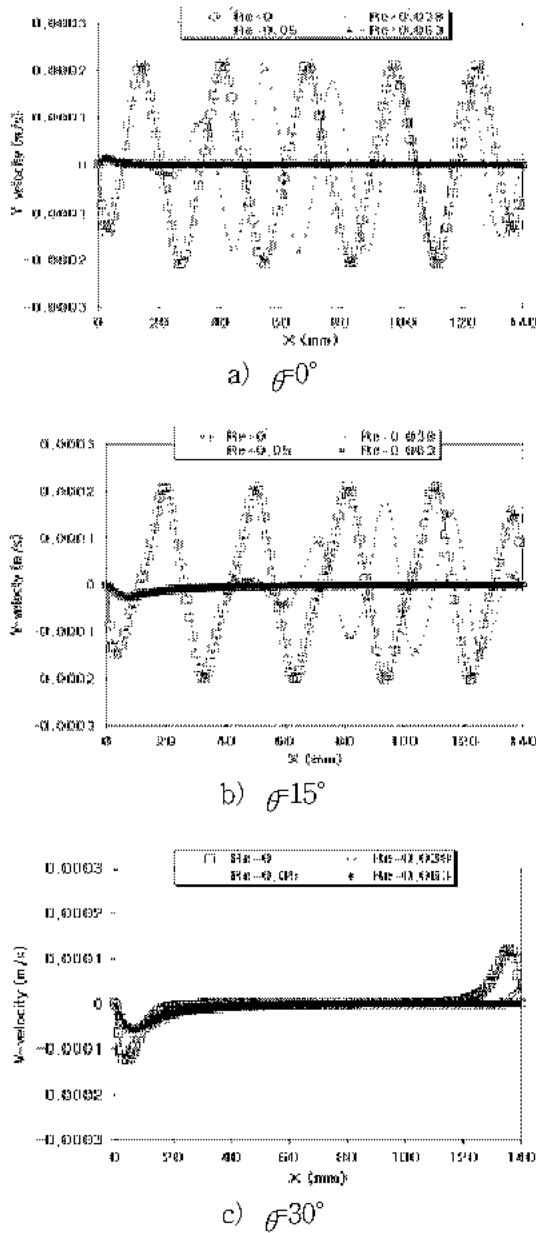


Fig. 6 The effect of Reynolds numbers for various angles of inclination at $Re=8600$, $y=H/2$

Fig. 6은 경사각(θ)이 각각 0° , 15° , 30° 일 때 높이방향 중간부의 속도분포로, 입구유속($0 \leq Re \leq 0.063$)에 따른 수직(v 방향) 속도의 변화를 그래프로 나타내었다. $\theta=0^\circ$ 인 경우(Fig. 6 a), $Re=0$ 에서는 부력에 의한 자연대류가 전 유동장 내에서 지배적인 작용을 하기 때문에 전형적인 Rayleigh-Bénard 유동인 사인곡선형 유동을 나타내지만 Re 수가 증가함에 따라 수직방향 속도의 크기는 점차적으로 작아지면서 $Re=0.063$ 에서는 전부 0에 접근한다. 이것은 입구 유속이 증가함으로써 상하온도차에 의한 자연대류의 영향이 작아지고 관성력에 의한 강제대류가 점차적으로 지배적인 역할을 하기

때문이다. 경사각이 증가하여 $\theta=15^\circ$ 인 경우(Fig. 6 b), $\theta=0^\circ$ 인 경우와 유사한 유동형태를 나타내지만 $Re=0.05$ 에서 수직속도는 전부 0에 접근하였다. 이것은 경사각이 증가함으로써 x 방향 중력의 영향이 증대되어 u 속도가 증가되기 때문이다. 이런 경향은 $\theta=30^\circ$ 인 경우(Fig. 6 c)에 더욱 명확하게 나타난다.

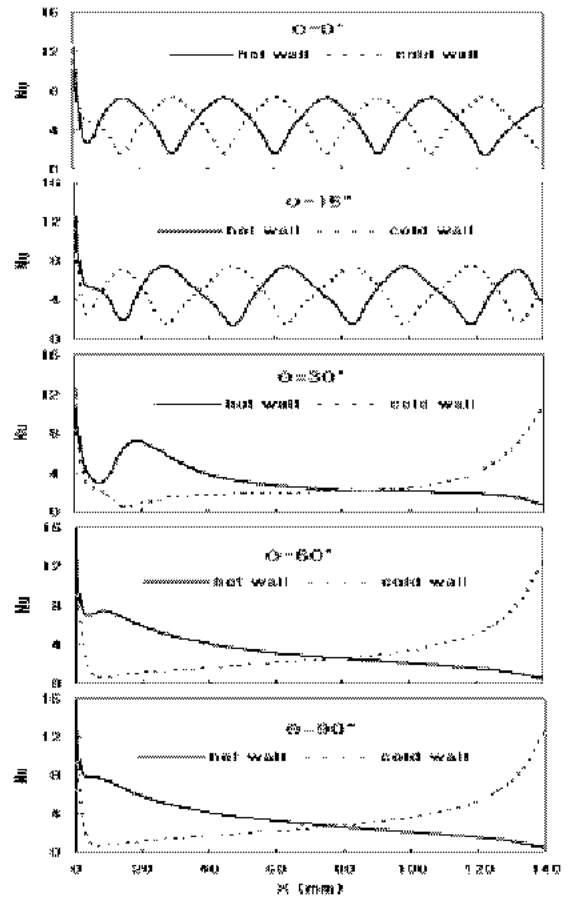


Fig. 7 The local Nu number distributions for various angles of inclination at $Re=8600$, $Re=0.004$

Fig. 7부터 Fig. 9는 Re 수가 각각 0.004, 0.038, 0.45 일 때, 가열 벽과 냉각 벽에서 경사각($0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$)에 따른 국소 Nu 수 분포를 나타낸다. $Re=0.004$ 인 경우(Fig. 7), 경사각 θ 가 0° 와 15° 에서, 부력에 의한 자연대류가 전 유동장 내에서 지배적인 작용을 하여 다중 셀 유동을 형성하기 때문에 가열 벽과 냉각 벽에서의 Nu 수는 주기적으로 변화하는 사인곡선을 나타낸다. 경사각 $\theta \geq 30^\circ$ 에서, 단일 셀 유동의 영향으로 주기적으로 변화하던 사인곡선형은 사라지고 x 방향 거리가 증가함에 따라 가열 벽 Nu 수는 감소하고 냉각 벽 Nu 수는 증가하는 대칭적인 분포를 나타낸다. Re 수가 증가하여 $Re=0.038$ 인 경우(Fig. 8), 입구 유속의 영향으로 경사

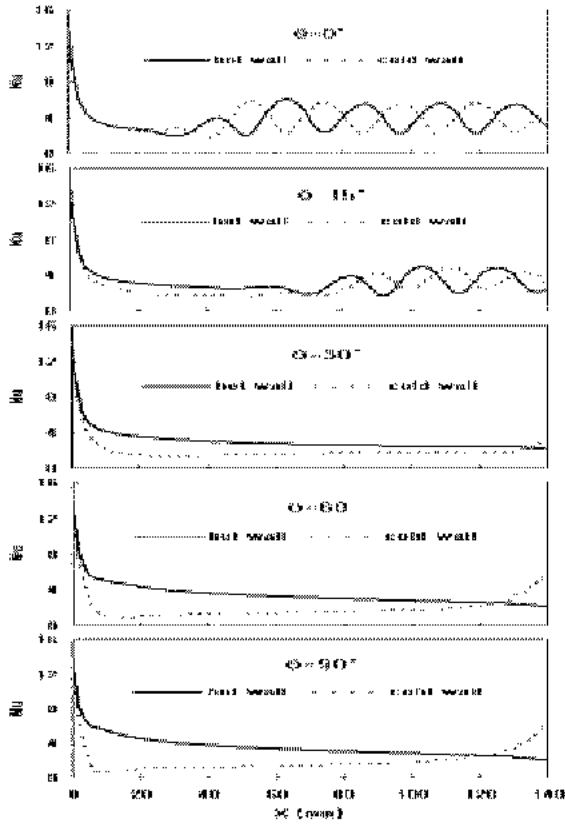


Fig. 8 The local Nu number distributions for various angles of inclination at $Ra=8600$, $Re=0.038$

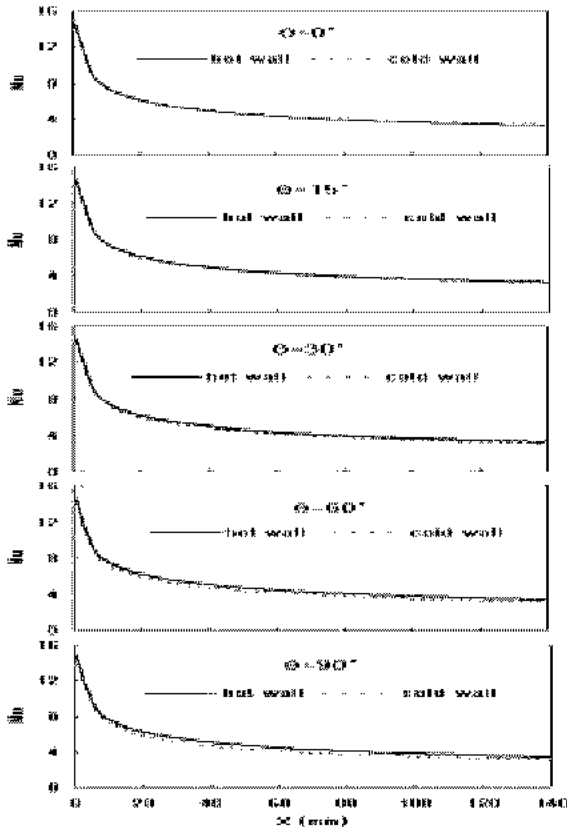


Fig. 9 The local Nu number distributions for various angles of inclination at $Ra=8600$, $Re=0.45$

각 0° 와 15° 에서, 입구 영역에서는 관성력에 의한 강제대류의 열전달 특성을 보이고 하류에서는 여전히 부력에 의한 자연대류의 주기적인 열전달 특성을 보인다. 경사각 $\varphi \geq 30^\circ$ 에서, 가열 벽에서는 전반적으로 강제대류 열전달 특성을 보이지만 냉각 벽의 출구 부근에서는 순환하는 유체의 영향으로 열전달이 상승하는 현상을 나타낸다. Re 수가 더욱 증가하여 $Re=0.45$ 인 경우(Fig. 9), 가열 벽과 냉각 벽에서의 Nu 수는 경사각에 관계없이 거의 같은 값을 나타내며, x 방향 거리가 증가함에 따라 감소하는 전형적인 강제대류 열전달 특성을 나타낸다.

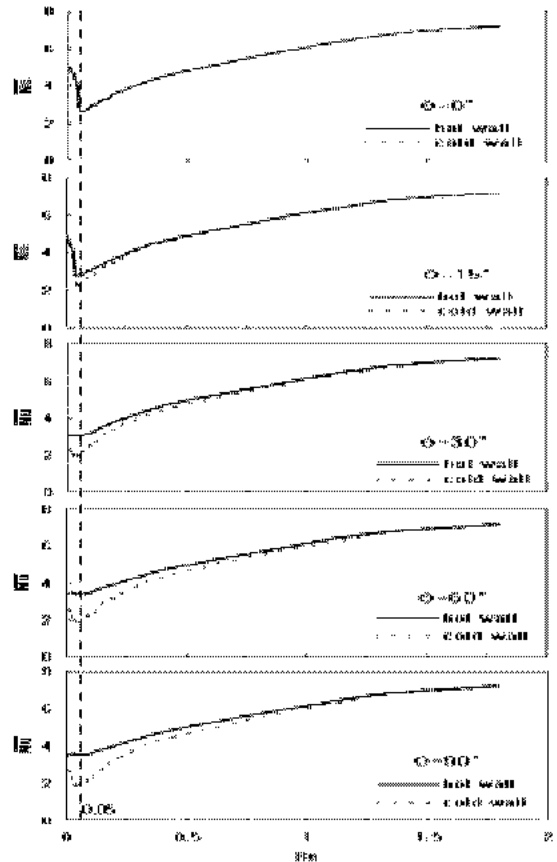


Fig. 10 The average Nu numbers versus Re numbers for various angles of inclination

Fig. 10은 가열 벽과 냉각 벽에서의 $Re(0 \leq Re \leq 1.8)$ 수 및 경사각($0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$)에 따른 평균 Nu 수의 분포를 나타낸다. Re 수 0.05를 기준으로 하여 $Re < 0.05$ 에서는 Re 수가 증가함에 따라 평균 Nu 수는 점차적으로 감소하고, $Re > 0.05$ 에서는 Re 수가 증가함에 따라 평균 Nu 수는 점차적으로 증가하여 모든 경사각에서 $Re=0.05$ 일 때 열전달이 최소가 됨을 알 수 있다. 또한 경사각 $\varphi=0^\circ$ 인 경우는 가열 벽과 냉각 벽에서의 평균 Nu 수의 값은 거의

일치하게 나타나지만 경사각이 증가함에 따라 가열 벽에서의 평균 Nu 수의 값은 냉각 벽에서 보다 크게 나타나다가 $Re > 1$ 에서는 경사각에 관계없이 다시 일치하였다.

5. 결 론

상부가 냉각되고 하부가 가열되는 두 개의 등온 벽으로 된 경사진 평행평판 내에서의 혼합 대류 열 전달 특성에 대하여 수치해석적인 방법으로 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 경사진 평행평판 내의 혼합대류의 주기적인 유동 형태는 경사각 $0^\circ \leq \theta < 30^\circ$, $Re < 0.063$ 인 경우에 나타나고, 그 주기는 Re 수 및 경사각이 증가할 수록 감소하였다.
- 2) 경사진 평행평판 내의 혼합대류 유동을 다중 셀을 형성하는 유동, 단일 셀을 형성하는 유동 그리고 한 방향의 평행 유동으로 분류할 수 있었다.
- 3) 최소 평균 Nusselt 수는 경사각에 관계없이 $Re = 0.05$ 에서 발생하였다.

후 기

본 논문은 한국과학재단지정 부경대학교 친환경 첨단에너지기계연구센터의 지원(과제번호: R12-2003-001-03006-0)에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. N. Ramachandran, B. F. Armaly, T. S. Chen, 1985, "Measurements and predictions of laminar mixed convection flow adjacent to a vertical surface", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 636-641
2. T. F. Lin, C. P. Yin, W. M. Yan, 1991, "Transient laminar mixed convective heat transfer in a vertical flat duct", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 113, pp. 384-390
3. K. Boulama, N. Galanis, 2004, "Analytical solution for fully developed mixed convection between parallel vertical plates with heat and mass transfer", *Journal of Heat Transfer*, Vol.

- 126, pp. 381-388
4. S. Ostrach, Y. Kamotani, 1975, "Heat transfer augmentation in laminar fully developed channel flow by means of heating from below", *Journal of Heat Transfer*, pp. 220-225
5. D. G. Osborne, F. P. Incropera, 1985, "Laminar, mixed convection heat transfer for flow between horizontal parallel plates with asymmetric heating", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 1, pp. 207-217
6. D. G. Osborne, F. P. Incropera, 1985, "Experimental study of mixed convection heat transfer for transitional and turbulent flow between horizontal, parallel plates", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, No. 7, pp. 1337-1344
7. J. R. Maughan, F. P. Incropera, 1987, "Experiments on mixed convection heat transfer for airflow in a horizontal and inclined channel", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, No. 7, pp. 1307-1318
8. T. A. Nace, J. Ouazzani, A. D. Daubin, F. Rosenberger, 1992, "Mixed convection in a horizontal rectangular channel-experimental and numerical velocity distributions", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 6, pp. 1481-1494
9. C. H. Yu, M. Y. Chang, C. C. Huang, T. F. Lin, 1997, "Unsteady vortex roll structures in a mixed convective air flow through a horizontal plane channel: a numerical study", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 505-518
10. 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