

조건이 다른 수직 평행 평판에서 혼합대류 열전달

Mixed Convection Heat Transfer from Two Vertical Parallel Plates with Different Conditions

김 상 영*, 정 한 식**, 권 순 석***
S. Y. Kim, H. S. Chung, S. S. Kwon

Key Words : Mixed Convection(혼합대류), Dimensionless Temperature Ratio(무차원 온도비), Dimensionless Plate Spacing(무차원 평판간격), Vertical Parallel Plate(수직평행평판)

ABSTRACT

A mixed convection heat transfer from two vertical parallel plates has been studied numerically by the finite difference method. Effects of the Grashof number, the relative length, L_2/L_1 , the dimensionless temperature ratio, Φ_2/Φ_1 and the dimensionless plate spacing, b/L_1 are examined for the heat transfer.

Independent of the Grashof numbers and L_2/L_1 , the dimensionless vertical velocity distributions skewed on the left plate as Φ_2/Φ_1 decreased. The dimensionless vertical velocity distribution for $Gr/Re^2 = 1$ and $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ is skewed to the right plate at $L_2/L_1 = 0.5$, symmetric at $L_2/L_1 = 1.0$ and skewed to the left plate at $L_2/L_1 = 1.5$. But for $Gr/Re^2 = 10.0$ and $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ reversed velocity patterns are obtained. Regardless of the Grashof numbers and L_2/L_1 , the mean Nusselt numbers on the inside surface of the left plate decreases and those of the right inside surface increases as Φ_2/Φ_1 increases. Temperature, velocity and mean Nusselt number distributions are apparently not affected by L_2/L_1 .

기호설명

<p>b : 평판 간격</p> <p>Gr : Grashof수 $g\beta L_1^3(T_1 - T_\infty) / \nu^2$</p> <p>$g$: 중력가속도</p>	<p>h : 열전달 계수</p> <p>K_f : 유체의 열전도율</p> <p>L_1 : 왼쪽 평판길이</p> <p>L_2 : 오른쪽 평판길이</p> <p>Nu : Nusselt수 hL_1/K_f</p>
---	--

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 창원기능대 열설비학과

*** 동아대학교 공과대학 기계공학과

- Pr : Prantdl수 ν/α
- Re : Reynolds수 $u_\infty L_1/\nu$
- T_1 : 왼쪽 평판온도
- T_2 : 오른쪽 평판온도
- U : 무차원 수직방향 속도 u/u_∞
- V : 무차원 수평방향 속도 v/u_∞
- W : 무차원 와도 $\omega L_1/u_\infty$
- X : 무차원 수직방향 좌표 x/L_1
- Y : 무차원 수평방향 좌표 y/L_1

그리스 글자

- α : 열확산 계수
- β : 체적팽창 계수
- μ : 점성계수
- ν : 동점성 계수 μ/ρ
- ρ : 밀도
- ω : 와도
- Ψ : 무차원 유동함수 $\Psi/u_\infty L_1$
- Φ : 무차원 온도 $(T-T_\infty)/(T_1-T_\infty)$

하첨자

- max : 최대치
- ∞ : 주위 유체
- 1 : 왼쪽 평판
- 2 : 오른쪽 평판

상첨자

- : 평균

1. 서 론

평판에서의 혼합대류 열전달은 전자장치의 냉각문제, 밀집형 열교환기의 평판핀, 원자로 냉각장치 등과 같은 경우에 있어서는 많은 연구자들에 의하여 관심있는 문제로 취급 되어왔다.

Mercer등⁽¹⁾은 강제대류에 대하여 평판입구 영역에서 평판의 조건을 바꾸어 가며 실험과

수치해를 상호비교 검토하였다. Sparrow와 Faghri⁽²⁾은 수직 배열된 평판에서 두 평판의 상대적인 길이와 온도 및 간격비를 변수로 하여 자연대류 열전달 특성을 연구하였다. Habchi와 Achaya⁽³⁾는 수직 평판의 조건이 대칭과 비대칭인 경우에 혼합대류 열전달 특성을 고찰하였다. Kwon등⁽⁴⁾은 수직 평행 평판에서 상호작용 유동이 대류 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다. 본 연구의 동기는 평판 핀에서 발생하는 열을 효율적으로 방출시켜야 하므로 이 문제를 해결하고자 여러가지 경계조건을 고려하였다.

본 연구에서는 평판 핀에서 발생하는 혼합대류 열전달의 기본형상으로써 수직 평행 평판에서 Gr/Re^2 의 값, 평판간격 및 평판길이 그리고 평판온도를 변수로 하여 수치해석방법으로 혼합대류 열전달 특성을 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

수직 평행 평판의 도식적 형상은 Fig.1과 같다. 평판의 입구에서는 온도 T_∞ 의 공기가 균일속도 u_∞ 로 유입되며, 평판의 온도는 왼쪽 평판이 높고 ($\Phi_1 = 1.0$), 오른쪽 평판은 같거나 낮다 ($\Phi_2 = 0, 2, 0.6, 1.0$). 또한 유체는 Boussinesq근사에 따른다고 가정하였다. 2차원 비압축성 층류혼합대류에 대하여 유동함수(Ψ : Stream function)와 와도(W : Vorticity)를 도입하여 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2 \Psi \dots\dots\dots (1)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{1}{Re} \nabla^2 W - \frac{Gr}{Re^2} \frac{\partial \Phi}{\partial Y} \dots\dots\dots (2)$$

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{Pr Re} \nabla^2 \Phi \dots\dots\dots (3)$$

여기서

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}, U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \dots (4)$$

경계조건은 다음과 같다.

1) 왼쪽 평판 표면

$$U = V = \Phi = 0, \Phi = \Phi_1 = 1,$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial Y^2} \dots \dots \dots (5)$$

2) 오른쪽 평판 표면

$$U = V = 0, \Psi = Y_R, \Phi = \Phi_1,$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial Y^2} \dots \dots \dots (6)$$

3) 유입부

$$U = 1, V = 0, \Psi = Y, \Phi = 0,$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial Y^2} \dots \dots \dots (7)$$

유출부

$$V = \frac{\partial \Psi}{\partial X} = \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0, W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \dots \dots \dots (8)$$

5) 왼쪽, 오른쪽 외부경계

$$U = 1, V = 0, \Psi = \pm Y_{max}, \Phi = 0,$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \dots \dots \dots (9)$$

2.2 수치해석방법

수치해석을 하기 위하여 지배방정식(1)-(4)와 경계조건(5)-(9)를 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도후, S.O.R. 기법으로 수치해석 하였다. 또한 수렴기준은 다음과 같다.

$$MAX | Q^m - Q^{m-1} | / Q^m \leq 10^{-3} \dots \dots \dots (10)$$

여기서 Q는 유동함수 또는 온도를 나타내며, m은 반복회수를 나타낸다. 얻어진 결과로부터 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

1) 국소 Nusselt수

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = -\frac{\partial \Phi}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \dots \dots \dots (11)$$

2) 평균 Nusselt수

$$\bar{Nu} = \frac{1}{L} \int Nu \, dX \dots \dots \dots (12)$$

3. 수치해석 결과 및 고찰

본 연구는 Pr = 0.71에서 Gr/Re² = 1, 10, 무차원 평판길이, L₂/L₁ = 0.5, 1.0, 1.5, 무차원 평판온도, Φ₂/Φ₁ = 0.2, 0.6, 1.0, 및 무차원 평판각, 0.1 ≤ b/L₁ ≤ 1.0 을 변수로하여 수치해석 하였다.

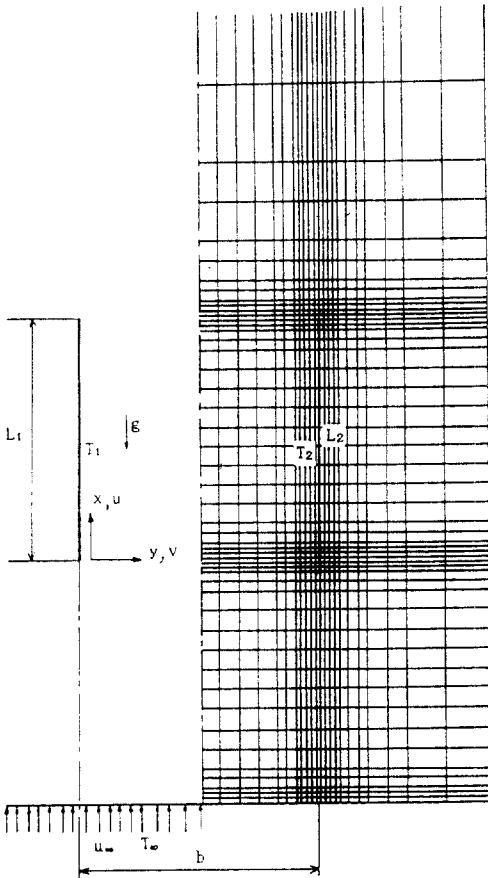


Fig.1 Schematic diagram and grid system.

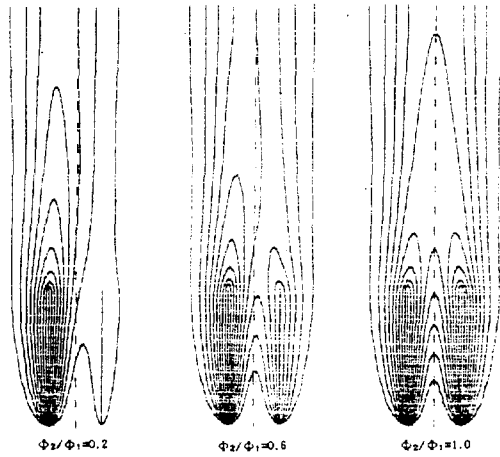


Fig.2 Isotherms for dimensionless temperature ratios at $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $L_2/L_1 = 1.0$, $b/L_1 = 0.4$.

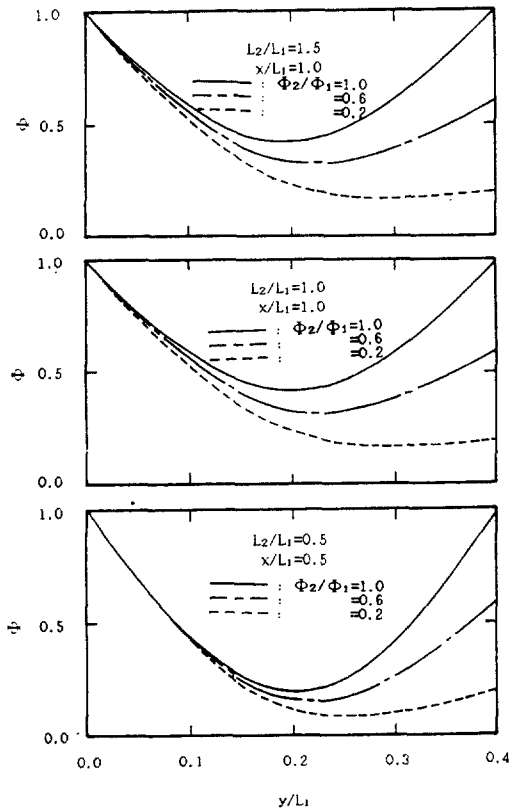


Fig.3 Dimensionless temperature distributions for various temperature ratios at $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $L_2/L_1 = 1.0$, $b/L_1 = 0.4$.

Fig.2는 $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $L_2/L_1 = 1.0$, $b/L_1 = 0.4$ 에서 $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2, 0.6, 1.0$ 에 대한 등온선을 나타낸 것이다. $Gr/Re^2 = 1.0$ 인 경우는 자연대류와 강제대류가 대등한 크기인 경우를 나타내며, 좌우평판에 가해지는 열량이 다른 경우 뜨거운 유체가 차가운 유체쪽으로 이동하므로 인하여 Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 왼쪽 평판에서 생성된 온도 경계층이 오른쪽 평판으로 기울어짐을 알 수 있다. 또한 양 평판에서 생성된 온도 경계층의 증첩은 Φ_2/Φ_1 가 증가함에 따라 평판 입구로 이동하여 강한 Plume Interaction을 나타내었다. 이는 양 평판부근에서 부력상승차에 의한 상호작용유동 때문이다.

Fig.3은 $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $b/L_1 = 0.4$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 무차원 온도분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Φ_2/Φ_1 에 대하여 나타낸

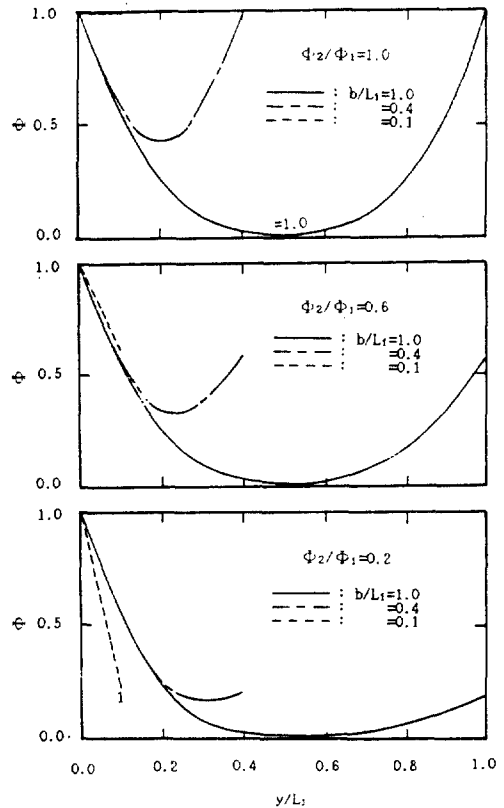


Fig.4 Dimensionless temperature distributions for various plate spacings at $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $L_2/L_1 = 1.0$, $x/L_1 = 1.0$.

것이다. $L_2/L_1 = 1.0$ 와 $(\Phi_2/\Phi_1 = 1.0)$ 인 경우 좌우평판에 가해지는 열량이 동일하므로 인하여 온도분포는 좌우대칭으로 나타났다. L_2/L_1 에 관계없이 오른쪽 평판의 온도가 감소함에 따라 왼쪽 평판의 온도 구배는 증가하여 열전달을 촉진 시킴을 알수 있으며, 오른쪽 평판의 온도 구배는 감소하여 열전달이 둔화되었다. 이는 뜨거운 유체가 차가운 유체쪽으로 이동하여 대류유동을 활발하게 하기 때문이다. 또한 온도 구배는 왼쪽, 오른쪽 평판에 관계없이 $L_2/L_1 = 1.5, 1.0, 0.5$ 순으로 높게 나타났다. 이는 평판길이 짧음으로 인하여 열 경계층의 두께가 얇아짐으로 인한 현상이다.

Fig.4는 $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1, L_2/L_1 = 1.0, x/L_1 = 1.0$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 무차원 온도분포를 여러가지 b/L_1 와 Φ_2/Φ_1 에 대

하여 나타낸 것이다. $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 $b/L_1 = 1.0$ 에서는 양 평판으로 부터 가열된 유체의 열적 간섭이 대류유동을 방해함으로 인하여 거의 열전달이 일어나지 않고 있으며, Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 높은 온도구배를 보였다. 이는 평판간격이 좁고 오른쪽 평판의 온도가 낮음으로 인한 현상이다. 또한 Φ_2/Φ_1 가 증가할수록 평판간격에 관계없이 왼쪽 평판에서는 거의 동일한 분포를 보였으며, 오른쪽 평판에서는 증가하였다. 이는 왼쪽 평판의 온도는 일정하고 오른쪽 평판의 온도가 높기 때문에 열전달을 촉진 시키기 때문이다.

Fig.5 $Pr = 0.71, b/L_1 = 0.4, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 무차원 온도분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Gr/Re^2 수에 대하여 나타낸 것이다. $Gr/Re^2 = 10$ 인 경우는 강제대류보다 자

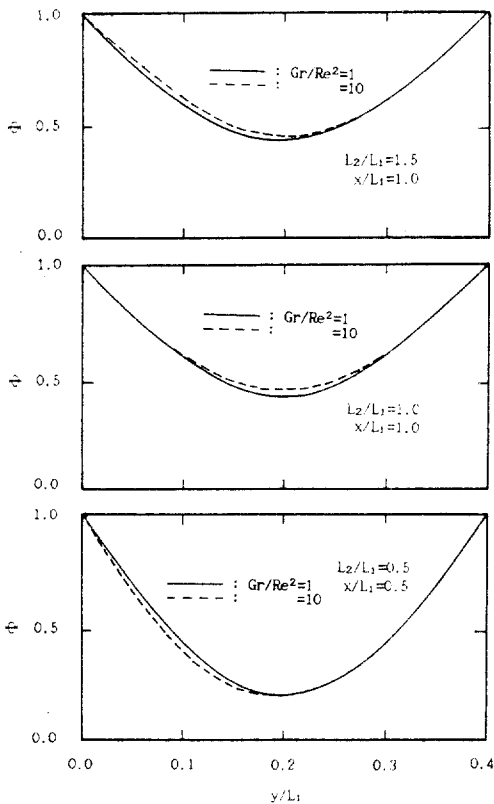


Fig.5 Dimensionless temperature distributions for various Grashof numbers at $Pr = 0.71, b/L_1 = 0.4, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

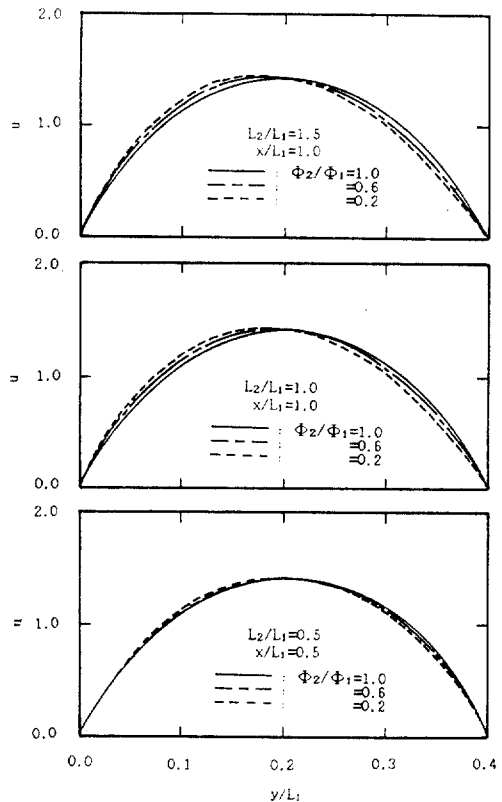


Fig.6 Dimensionless vertical velocity distributions for various temperature ratios at $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1, b/L_1 = 0.4$.

연대류의 영향이 큰 경우를 나타내며, $L_2/L_1 = 0.5$ 일때 왼쪽 평판에서는 오른쪽 평판의 길이가 짧음으로 양 평판의 열적간섭이 대류유동을 활발하게 하여 $Gr/Re^2 = 1$ 보다 10이 높고, $L_2/L_1 = 1.0$ 일때 양 평판의 중간에서는 양 평판의 간격이 좁고 Gr/Re^2 가 큼으로 인하여 $Gr/Re^2 = 10$ 이 낮고, $L_2/L_1 = 1.5$ 일때 왼쪽 평판에서는 오른쪽 평판의 길이가 길어지면 양 평판의 열적간섭이 대류유동을 방해하여 $Gr/Re^2 = 10$ 이 낮은 온도 구배를 보였고, 그 외의 온도 구배는 거의 동일한 분포를 보였다.

Fig.6는 $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 1$, $b/L_1 = 0.4$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 수직방향 속도분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Φ_2/Φ_1 에 대하여 나타낸 것이다. $L_2/L_1 = 1.0$ ($\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$)인 경우 좌우평판에 가해지는 열량이 동일하므로 인하여

속도분포는 좌우대칭으로 나타났다. 수직방향 속도 분포는 L_2/L_1 에 관계없이, 왼쪽 평판에서는 Φ_2/Φ_1 가 증가할수록 감소하였고, 오른쪽 평판에서는 증가하였다. 이는 왼쪽평판 부근과 오른쪽 평판 부근의 밀도 변화에 따른 부력상승차에 의한 상호작용 때문이다. 또한 입구에서 멀리 떨어진 거리에서 속도분포는 관성력과 부력이 동시에 작용함으로 인하여 완전히 발달된 포물선형 속도분포를 보였다.

Fig.7는 Fig.6과 동일한 조건에서 $Gr/Re^2 = 10$ 에 대한 수직방향 속도분포를 나타낸 것이다. Fig.6과 유사한 경향을 보였으며, Gr/Re^2 수가 높음으로 인하여 자연대류 영향이 증가하여 Fig.6보다 높은 속도분포를 보였다. 또한 $L_2/L_1 = 1.0, 1.5$ 에서는 거의 동일한 분포를 보였으며, $L_2/L_1 = 0.5$ 에서는 오른쪽 평판의 열량이 적고 부력

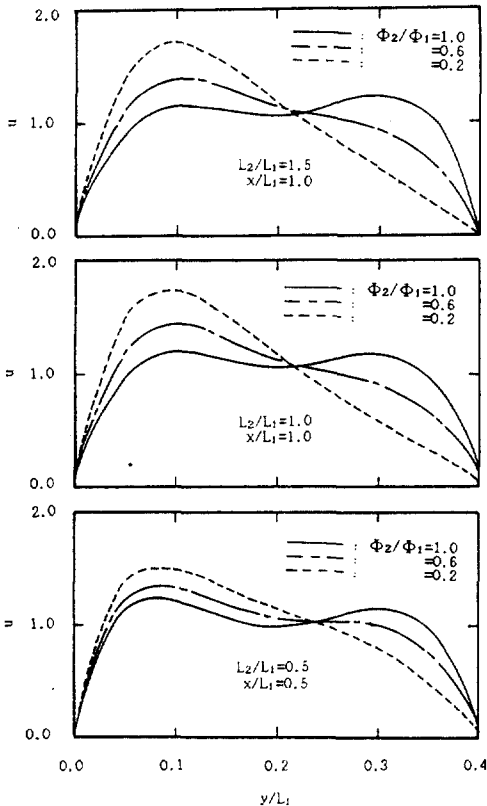


Fig.7 Dimensionless vertical velocity distributions for various temperature ratios at $Pr = 0.71$, $Gr/Re^2 = 10$, $b/L_1 = 0.4$.

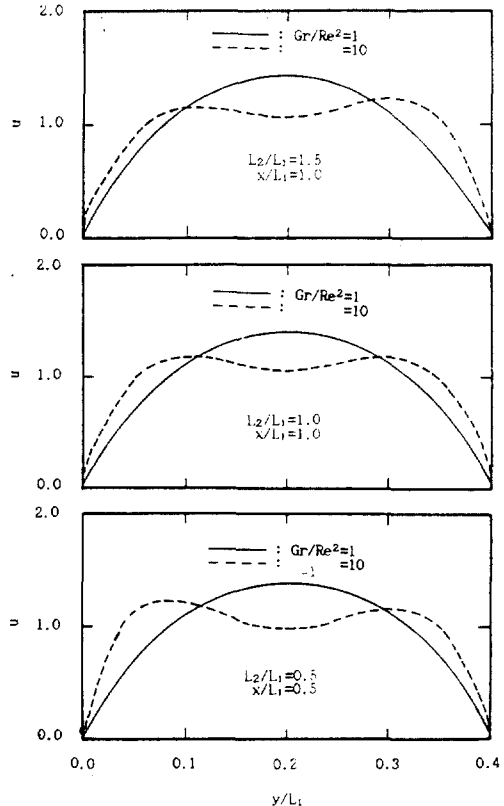


Fig.8 Dimensionless vertical velocity distributions for various Grashof numbers at $Pr = 0.71$, $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$, $b/L_1 = 0.4$.

상승에 의한 상호작용과 자연대류의 영향을 적게 받음으로 인하여 $L_2/L_1 = 1.0, 1.5$ 보다 약간 낮은 속도분포를 보였다.

Fig.8는 $Pr = 0.71, b/L_1 = 0.4, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 무차원 수직방향 속도분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Gr/Re^2 수에 대하여 나타낸 것이다. $Gr/Re^2 = 1$ 일때, $L_2/L_1 = 0.5$ 에서의 속도분포는 오른쪽 평판부분이 열 상승류 임으로 속도가 빨라지기 때문에 증가하였고, $L_2/L_1 = 1.0$ 에서는 양 평판의 열량이 같음으로 인하여 대칭을 이루었고, $L_2/L_1 = 1.5$ 에서는 왼쪽 평판부분이 열 상승류 임으로 속도가 빨라지기 때문에 증가하였고, $Gr/Re^2 = 10$ 에서는 열량이 큰 부근에서 속도가 빨라지기 때문에

반대현상을 보였다. 또한 $Gr/Re^2 = 10$ 에서는 L_2/L_1 에 관계없이 양 평판의 근처에서 높게 나타났으며, 양 평판의 중간에서는 반대현상을 보였다. 이는 자연대류의 영향이 증가함으로 인한 현상이다.

Fig.9는 $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1, L_2/L_1 = 1.0, x/L_1 = 1.0$ 에서 무차원 수평방향 거리에 대한 무차원 수직방향 속도분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Φ_2/Φ_1 에 대하여 나타낸 것이다. Φ_2/Φ_1 에 관계없이, $b/L_1 = 0.1$ 에서는 양 평판간격이 좁기 때문에 거의 동일한 속도분포를 보였으며, Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 차가운 유체보다 뜨거운 유체의 속도가 빨라지기 때문에 $b/L_1 = 0.4, 1.0$ 에서는 왼쪽평판으로 기울어짐을 알수 있었다.

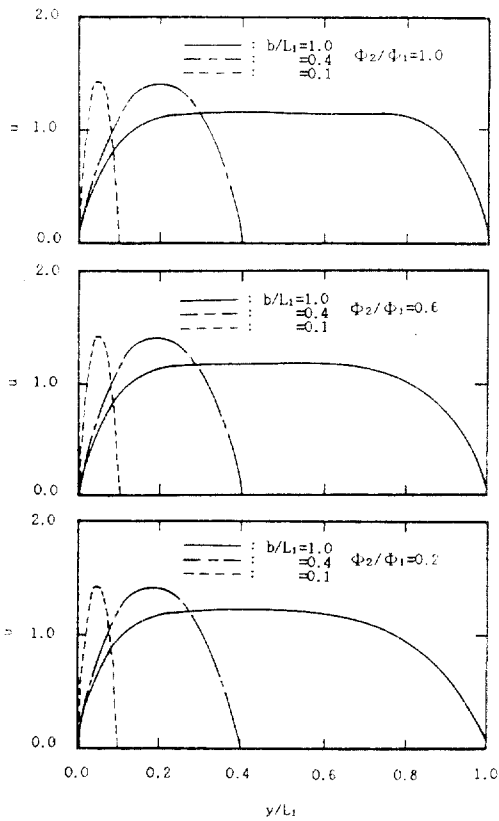


Fig.9 Dimensionless vertical velocity distributions for various plate spacings at $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1, L_2/L_1 = 1.0, x/L_1 = 1.0$.

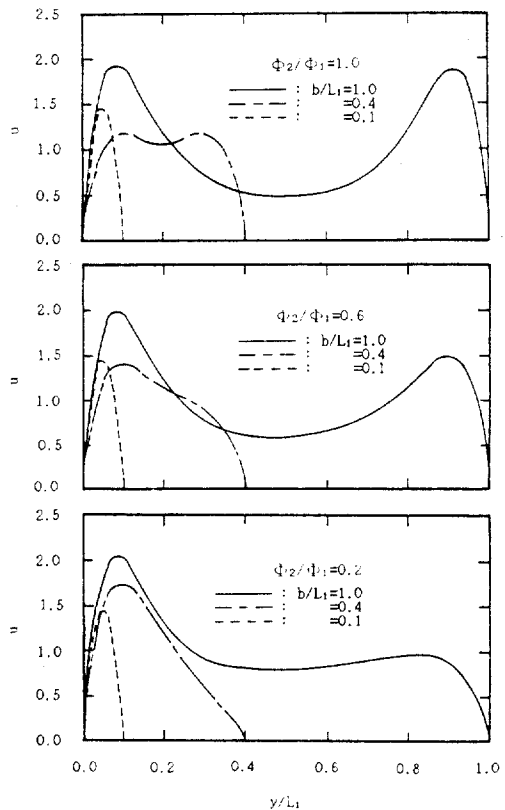


Fig.10 Dimensionless vertical velocity distributions for various plate spacings at $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 10, L_2/L_1 = 1.0, x/L_1 = 1.0$.

또한 $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 평판간격이 넓은 $b/L_1 = 1.0$ 인 속도분포는 발달 되지 못한 입구속도 분포 즉 단일 평판과 유사한 속도 분포를 보이고 있다. 이는 평판간격이 증가 함에따라 온도 경계층이 분리 되므로 인한 현상이다.

Fig.10은 Fig.9와 동일한 조건에서 $Gr/Re^2 = 10$ 에 대한 무차원 수직방향 속도분포를 나타낸 것이다. Fig.9와 유사한 경향을 보였으며, Gr/Re^2 수가 높음으로 인하여 자연대류 영향이 증가하여 Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 Fig.9의 속도분포 보다 더욱더 왼쪽평판으로 기울어짐을 알수 있었다. $b/L_1 = 0.1$ 에서는 Φ_2/Φ_1 에 관계없이 최대속도는 양 평판의 간격이 좁기 때문에 양 평판의 열량에 관계없이 양 평판의 중간에서 나타났고, $b/L_1 = 0.4, 1.0$ 일때 Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 최대속도는 Fig.9와 동일한 이유로 왼쪽 평판의 근

처로 이동하였으며, $b/L_1 = 1.0$ 일때 양 평판의 중간에서는 최대속도가 왼쪽평판의 근처에서 나타났기 때문에 증가하였다. 또한 $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 최대 속도는 $b/L_1 = 0.4, 0.1, 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 일 $b/L_1 = 0.1, 0.4, 1.0$ 순으로 높게 나타났다. 이는 평판간격에 따라 자연대류의 영향으로 인한 현상이며 또한 양 평판의 부력상승차 에 의한 상호 작용 때문이다.

Fig.11은 $Pr = 0.71, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 에서 b/L_1 에 대한 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수 분포를 여러가지 L_2/L_1 와 Grashof수에 대하여 나타낸 것이다. $L_2/L_1 = 1.0, 1.5$ 일때 평판간격이 좁은 경우에는 양 평판으로부터 가열된 유체의 열적 간섭이 열전달을 방해함으로 인하여 Grashof수에 관계없이 거의 동일한 분포를 보였으며, $Gr/Re^2 = 1$ 인 경우에는 평판간격이 증가

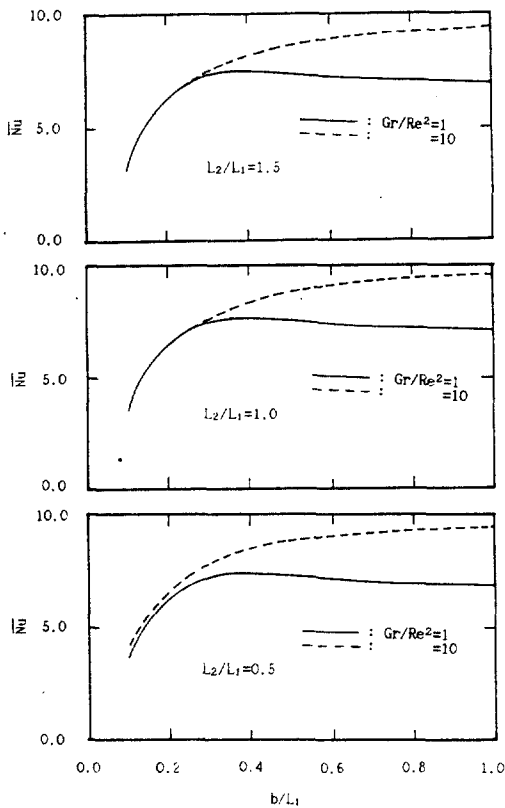


Fig.11 Left inside mean Nusselt number distributions for various Grashof numbers at $Pr = 0.71, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

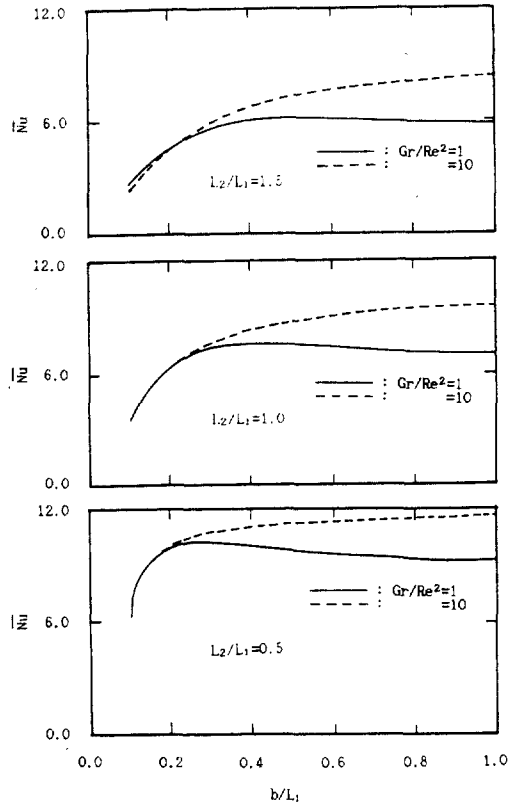


Fig.12 Right inside mean Nusselt number distributions for various Grashof numbers at $Pr = 0.71, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

하면 증가하다 감소하여 최대값을 가지며, $Gr/Re^2 = 10$ 인 경우에는 $b/L_1 > 0.3$ 때 평판사이의 열적간섭이 점차 감소되어 평균Nusselt수는 증가 하였다. $L_2/L_1 = 0.5$ 일때 평판간격이 좁은 경우에는 $Gr/Re^2 = 10$ 의 평균Nusselt수의 값은 $Gr/Re^2 = 1$ 의 값보다 약간 높은 분포를 보였다. 이는 Gr/Re^2 가 증가함에 따라 부력의 영향이 증가하였고, 또한 오른쪽 평판의 길이가 짧음으로 인하여 열적간섭을 적게 받기 때문이다.

Fig.12는 Fig.11과 동일한 조건에서 오른쪽 평판의 내측 평균Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. Fig.11과 유사한 경향을 보였으며, 오른쪽 평판의 내측 평균Nusselt수는 평판의 길에 따라 열 경계층의 두께가 감소하기 때문에 $L_2/L_1 = 1.5, 1,$

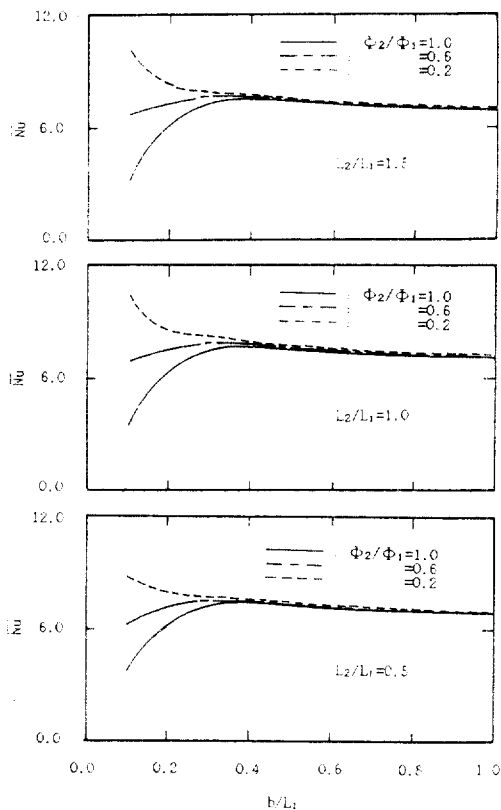


Fig.13 Left inside mean Nusselt number distributions for various temperature ratios at $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1$.

0, 0.5순으로 높게 나타났다.

Fig.13는 $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1$ 에서 b/L_1 에 대한 왼쪽 평판의 내측 평균Nusselt수 분포를 여러가지 Φ_2/Φ_1 와 L_2/L_1 에 대하여 나타낸 것이다. L_2/L_1 에 관계없이 거의 유사한 경향을 보였으며, Φ_2/Φ_1 가 증가할수록 평균Nusselt수는 감소하였다. $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 에서는 평판 간격이 증가할수록 감소하였고, $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 에서는 평판 간격이 증가할수록 감소하였고, $\Phi_2/\Phi_1 = 0.6, 1.0$ 에서는 증가하다 감소하여 최대값을 가진다. 이는 양 평판의 열적간섭이 열전달을 촉진 또는 방해하기 때문이다. 평판간격이 좁고 Φ_2/Φ_1 가 낮은 경우에는 평판주위 유체 온도가 높음으로 인하여 오른쪽 평판으로 빨리 유입되므로 평균Nusselt수는 급격히 증가 하였다. 또한 왼쪽 평판의 내측 평균Nusselt수는 $L_2/L_1 = 0.5, 1.5, 1.0$ 순으로 높게 나타났다. 이는 양 평판의

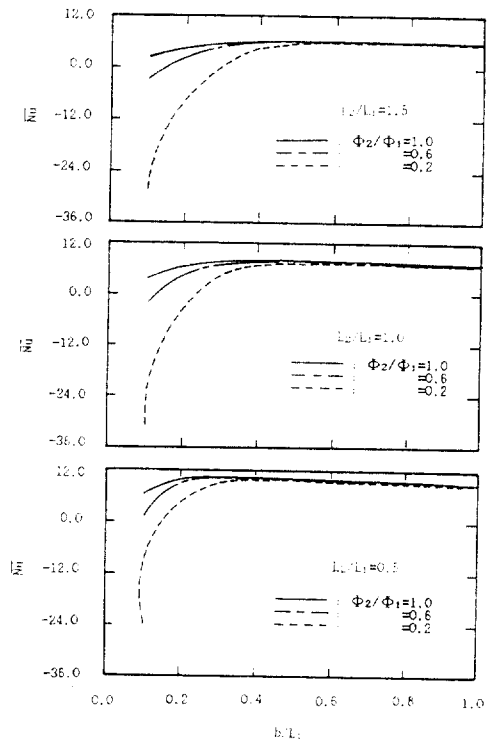


Fig.14 Right inside mean Nusselt number distributions for various temperature ratios at $Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1$.

상호작용은 양 평판의 열량이 다른것보다 같은 경우에서 대류유동이 활발하기 때문이다.

Fig.14은 Fig.13과 동일한 조건에서 오른쪽 평판의 내측 평균Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. L_2/L_1 에 관계없이 거의 유사한 경향을 보였으며, Φ_2/Φ_1 가 증가할수록 평균Nusselt수는 증가하였다. Φ_2/Φ_1 와 L_2/L_1 에 관계없이 b/L_1 가 증가할수록 증가하다 감소하여 최대값을 가진다. 또한 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수는 평판길이가 짧음으로 인하여 열 경계층의 두께가 감소하기 때문에 $L_2/L_1 = 1.5, 1.0, 0.5$ 순으로 높게 나타났다.

4. 결 론

수직 평행 평판에서 혼합대류 열전달을 고찰하기 위하여 $Re = 100, Pr = 0.71, Gr/Re^2 = 1, 10$ 인 경우 무차원 평판길이 $L_2/L_1 = 0.5, 1.0, 1.5$ 및 무차원 평판온도 $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2, 0.6, 1.0$ 및 무차원 평판간격 $0.1 \leq b/L_1 \leq 1.0$ 에 대하여 수치해석한 결과 다음과 같다.

1. 무차원 평판길이와 Gr/Re^2 수에 관계없이 수직방향 속도분포는 무차원 평판온도가 감소할수록 오른쪽 평판보다 왼쪽 평판부분이 증가하였다.
2. $Gr/Re^2 = 1$ 과 $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 $L_2/L_1 = 0.5$ 에서의 속도분포는 오른쪽 평판부분이 증가하였고, $L_2/L_1 = 1.0$ 에서는 대칭을 이루었고, $L_2/L_1 = 1.5$ 에서는 오른쪽 평판보다 왼쪽 평판부분이 증가하였다. 그러나 $Gr/Re^2 = 10$ 과 $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 에서는 반대현상을 보였다.
3. 무차원 평판길이와 Gr/Re^2 수에 관계없이 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수는 무차원 평판온도가 증가할수록 감소하였으며, 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수는 증가하였다.

4. 온도분포, 속도분포 그리고 평균Nusselt수 분포는 무차원 평판길이보다 무차원 평판온도의 영향이 더 크게 나타났다.

참 고 문 헌

1. Mercer W.E., Pearce W.M., and Hitchcock J.E., 1967, "Laminar Forced Convection in the Entrance Region Between Parallel Flat Plates", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, pp. 251-257.
2. Sparrow E.M, and Faghri M., 1980, "Natural Convection Heat Transfer from the Upper Plate of a Coliner, Separated Pair of Vertical Plates", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, pp. 623-629.
3. Habchi S. and Acharya S., 1986, "Laminar Mixed Convection in a Symmetrically or Asymmetrically Heated Vertical Channel", Numerical Heat Transfer, Vol. 9, pp. 605-618.
4. 권순석, 양성환, 이재신, 김상영, 1991, "수직 평행 평판에서 Interactive Flow가 대류열전달에 미치는 영향", 대한기계학회논문집 제15권 제3호, pp. 992-1000.
5. Jaluria Y., 1982, "Thermal Plume Interaction with Vertical Surfaces", Letters in Heat and Mass Transfer, Vol. 9, pp. 107-117.
6. Ramanathan S. and Kumar R., 1991, "Correlations for Natural Convection Between Heated Vertical Plates", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 97-107.
7. Kim S.H., Anand N.K. and Fletcher L.S., 1991, "Free Convection Between Series of Vertical Parallel Plates with Embedded Line Heat Sources", Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer Vol. 113, pp. 108-115.