

〈論 文〉

수직 평행 평판에서 상호작용 유동이 대류 열전달에 미치는 영향

김상영* · 이재신* · 양성환* · 권순석**

(1991년 1월 23일 접수)

The Effect of the Interactive Flow on Convective Heat Transfer from Two Vertical Parallel Plates

Sang-Young Kim, Jae-Sin Ree, Sung-Hwan Yang and Sun-Sok Kwon

Key Words : Mixed Convection(혼합대류), Interactive Flow(상호작용 유동) Vertical Parallel Plates(수직 평행 평판).

Abstract

The effect of the interactive flow on convective heat transfer from two vertical parallel plates has been studied numerically by the finite difference method and experimentally with Mach-Zehnder interferometer. The dimensionless plate spacing, b/l and the dimensionless right temperature, Φ_R are varied as parameters. Inside mean Nusselt number of the left decreases but inside mean Nusselt number on the right increases as Φ_R increases. Total mean Nusselt numbers increase with increasing dimensionless temperatures and Reynolds numbers. Total mean Nusselt numbers increase and then decrease as b/l increases. Their maximum values at $Re=200$ are 9.44 for $\Phi_R=0.2$ at $b/l=0.39$, 9.64 for $\Phi_R=0.6$ at $b/l=0.22$ and 9.76 for $\Phi_R=1.0$ at $b/l=0.19$. The optimum plate spacings move to the narrow spacing as Φ_R increases. Comparisons between experimental and numerical results show good agreements.

기 호 설 명			
b	: 평판 간격	α	: 열확산 계수
g	: 중력가속도	β	: 체적팽창 계수
Gr	: Grashof수 $g\beta l^3(T_L - T_\infty)/\nu^2$	μ	: 점성계수
l	: 평판길이	ν	: 동점성 계수 μ/ρ
Nu	: 누셀트 수 hl/k	ρ	: 밀도
Pr	: 프란틀 수 ν/α	h	: 열전달 계수
Re	: 레이놀즈 수 $u_\infty l/\nu$	k	: 열전도율
T	: 온도	Ψ	: 무차원 유동함수 $\Psi/u_\infty l$
U	: 무차원 수직방향 속도 u/u_∞	W	: 무차원 와도 $\omega l/u_\infty$
V	: 무차원 수평방향 속도 v/u_∞	Φ	: 무차원 온도 $(T - T_\infty)/(T_L - T_\infty)$
X	: 무차원 수직방향 좌표 x/l	첨 자	
Y	: 무차원 수평방향 좌표 y/l	L	: 왼쪽 평판
		\max	: 최대치
		R	: 오른쪽 평판

* 정회원, 동아대학교 대학원

** 정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

T : 전체
 ∞ : 주위 유체
 $-$: 평균

1. 서 론

일반적으로 대류열전달은 외부 및 내부 경계층 유동에 의한 열전달로 나눌수 있다. 평판의 2차원 유동에서 두개의 평행 평판사이의 간격을 좁힐 경우, 외부경 계층 유동 현상이 내부경계층 유동 현상으로 되며, 이때 두평판에 의한 interactive flow 가 열전달에 중요한 영향을 미친다.

Gebhart와 Pera⁽¹⁾는 두개의 열원을 가진 경우에 간격비에 대한 plume interaction의 영향을 실험적으로 연구하였으며, Jaluria⁽²⁾는 수직평판에서 열원간격에 대한 thermal plume interaction을 연구하였다. Chang등⁽³⁾은 수직으로 배열된 원통사이에서 interactive laminar natural convection에 대한 간격비, Rayleigh 수를 변수로 하여 열전달 특성을 연구하였다. Kwon등⁽⁴⁾은 두개의 수직 등은 평판이 평행으로 배열된 경우의 혼합대류 열전달에 대하여 무차원 평판간격, Grashof 수 및 레이놀즈 수를 변수로 하여, 두평판에서의 열전달특성을 연구하였다.

본 연구에서는 두개의 수직 평행 평판의 혼합대류 열전달에 대하여 평판간격과 평판온도를 변수로 하여 수치해석과 실험을 행하였다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

수직 평행 평판의 도식적 형상은 Fig. 1과 같다. 평판의 입구에서 공기의 속도는 $u_{\infty}(U=1)$ 이고 온도는 $T_{\infty}(\Phi=0.0)$ 이다. 평판의 온도는 왼쪽 평판이 높고, ($\Phi_L=1.0$) 오른쪽평판은 같거나 낮다. ($\Phi_R=1.0-0.2$) 또한, 유체는 Boussinesq 근사에 따른다고 가정하였다.

2차원 비압축성, 층류 혼합대류에 대하여 유동함수(Ψ : stream function)와 와도(W : vorticity)를 도입하여 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2 \Psi \tag{1}$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y}$$

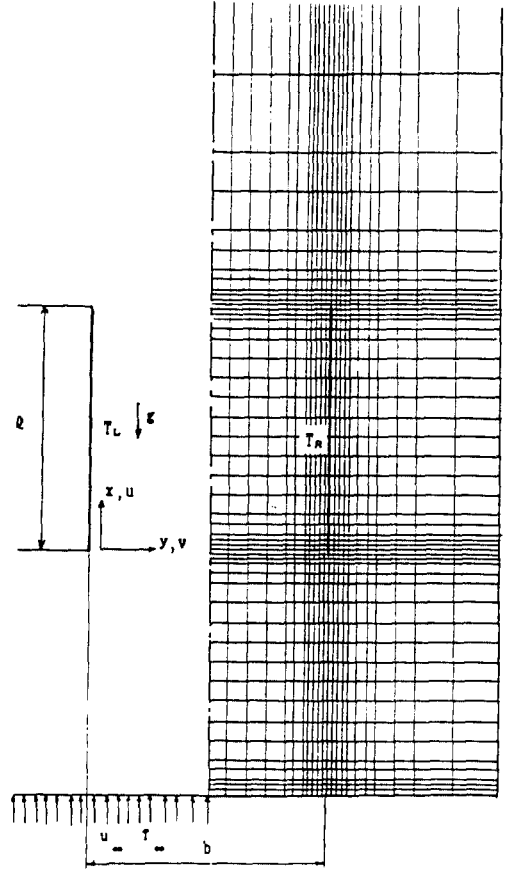


Fig. 1 Schematic diagram and grid system

$$= \frac{1}{Re} \nabla^2 W - \frac{Gr}{Re^2} \frac{\partial \Phi}{\partial Y} \tag{2}$$

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{PrRe} \nabla^2 \Phi \tag{3}$$

여기서

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2},$$

$$U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \tag{4}$$

경계조건은 다음과 같다.

(1) 왼쪽 평판 표면

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

$$W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \tag{5}$$

(2) 오른쪽 평판 표면

$$U = V = 0, \quad \Psi = Y_R, \quad \Phi = \Phi_R$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \tag{6}$$

(3) 유입부

$$U=1, V=0, \Psi=Y, \Phi=0, W=-\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (7)$$

(4) 유출부

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

(5) 외부경계

$$U=1, V=0, \Psi=\pm Y_{max}, \Phi=0, W=-\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (9)$$

2.2 수치해석방법

수치해석을 하기 위하여 식 (1)~(4)와 경계조건 (5)~(9)를 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도후, S.O.R. 기법으로 수치해석 하였다. 또한 수렴 기준은 다음과 같다.

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

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며 m 은 반복회수를 나타낸다. 한 개의 해를 구하는데 소요시간은 32bit 컴퓨터를 사용하여 3시간 정도였다. 얻어진 결과로부터 누셀트수는 다음과 같이 구하였다.

(1) 국소 누셀트 수

(i) 왼쪽 평판 국소 누셀트 수

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

(ii) 오른쪽 평판 국소 누셀트 수

$$Nu = -\frac{1}{\Phi_R} \frac{\partial \Phi}{\partial Y} \Big|_{Y=Y_R} \quad (12)$$

(2) 평균 누셀트 수

$$\overline{Nu} = \frac{1}{l} \int Nu \, dl \quad (13)$$

3. 수치해석 결과 및 고찰

본 연구는 $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $Re=100$ 과 $Re=200$ 에서 무차원 평판간격, $0.1 \leq b/l \leq 1.0$, 오른쪽평판의 무차원온도, $0.2 \leq \Phi_R \leq 1.0$ 의 범위에서 수치해석하였다.

Fig. 2는 $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$ 과 $b/l=0.4$ 에서 오른쪽 평판의 무차원 온도, $\Phi_R=0.2, 0.6, 1.0$ 에 대한 등온선을 나타낸 것이다. Φ_R 의 온도가 감소할수록 왼쪽평판에서 생성된 온도 경계

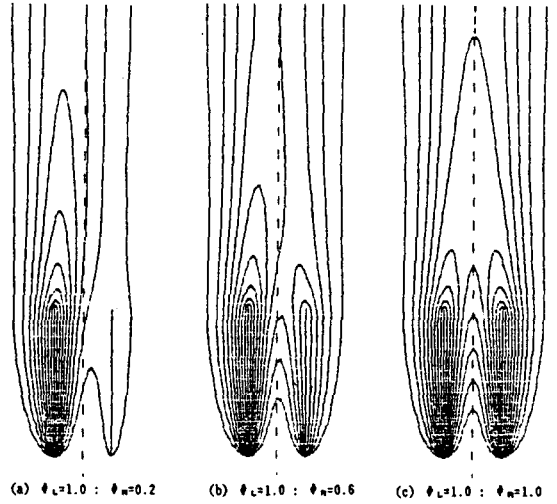


Fig. 2 Isotherms for various right plate temperatures at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/l=0.4$

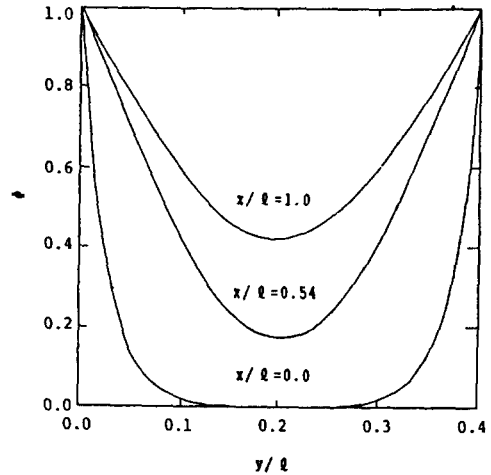


Fig. 3 Temperature distributions for various vertical distances at $\Phi_R=1.0$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

층이 오른쪽평판으로 기울어짐을 알 수 있다. 또한 양평판에서 생성된 온도경계층의 중첩은 Φ_R 가 증가함에 따라 평판의 입구로 이동하여 강한 plume interaction을 나타낸다.

Fig. 3은 $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/l=0.4$ 에서 $\Phi_R=1.0$ 일 때 평판의 입구 $x/l=0.0$, $x/l=0.54$ 와 출구, $x/l=1.0$ 에서 온도분포를 나타낸 것이다. 온도 변화는 출구측으로 갈수록 둔화되며, 상대적으로 입구측이 출구측보다 온도기울기가 크

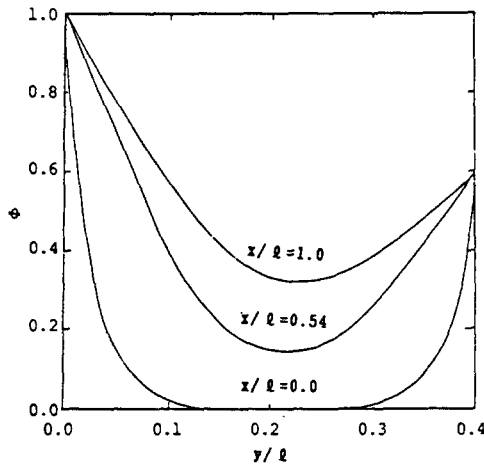


Fig. 4 Temperature distributions for various vertical distances at $\Phi_R=0.6$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

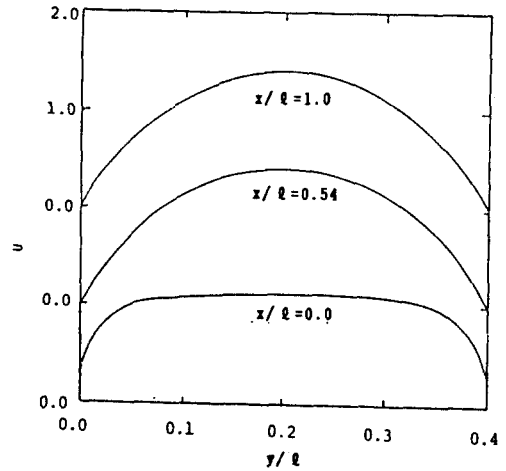


Fig. 6 Vertical velocity distributions for various vertical distances at $\Phi_R=1.0$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

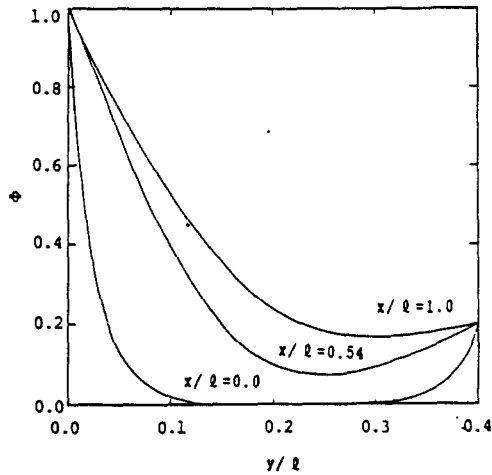


Fig. 5 Temperature distributions for various vertical distances at $\Phi_R=0.2$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

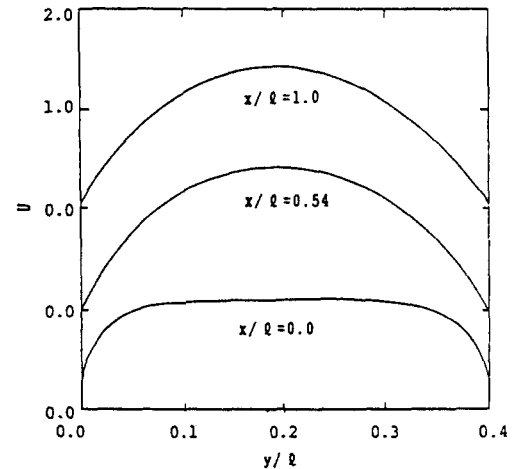


Fig. 7 Vertical velocity distributions for various vertical distances at $\Phi_R=0.6$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 4와 5는 Fig. 3과 동일한 조건에서 $\Phi_R=0.6$ 과 0.2에 대한 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 3의 $\Phi_R=1.0$ 과의 비교에서 왼쪽평판 입구의 온도분포는 Φ_R 에 관계없이 거의 일정하다. 그러나, Φ_R 가 감소함에 따라 출구로 갈수록 온도기울기는 증가하여 Φ_R 가 낮은 경우가 왼쪽평판의 열전달을 촉진시킬 수 있다. 또한 오른쪽평판의 온도기울기는 Φ_R 이 감소함에 따라 감소하여 열전달이 둔

화되며, Fig. 5의 $\Phi_R=0.2$ 의 출구에서는 열전달이 거의 일어나지 않음을 알 수 있다.

Fig. 6과 7 및 8은 Fig. 3과 같은 조건에서 수직방향 속도분포를 $\Phi_R=1.0$, 0.6과 0.2에 대하여 각각 나타낸 것이다. 속도분포는 입구에서 출구측으로 갈수록 발달된 속도분포를 나타낸다. 또한 입구속도분포는 Φ_R 에 관계없이 거의 일정하나, 출구로 갈수록 왼쪽평판으로 기울어짐을 알 수 있다. 이는 왼쪽평판 부근과 오른쪽 평판 부근의 밀도변화에

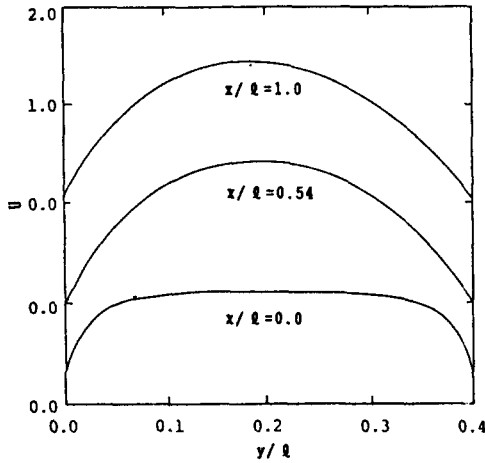


Fig. 8 Vertical velocity distributions for various vertical distances at $\phi_R=0.2$, $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

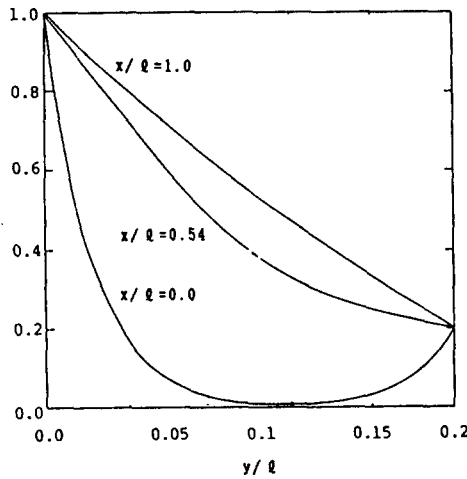


Fig. 9 Temperature distributions for various vertical distances at $\phi_R=0.2$, $b/l=0.2$, $Gr=10^4$

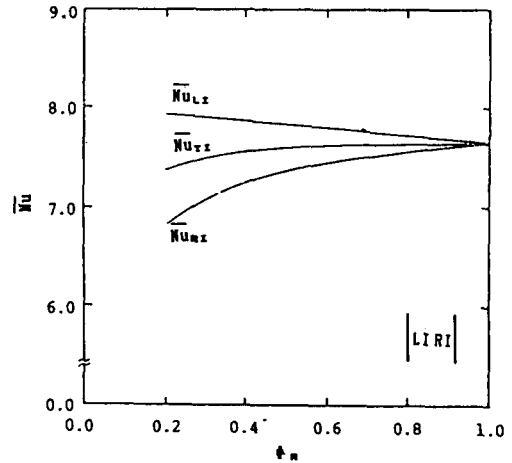


Fig. 10 Inside mean Nusselt number distributions vs. right temperatures at $b/l=0.4$, $Gr=10^4$

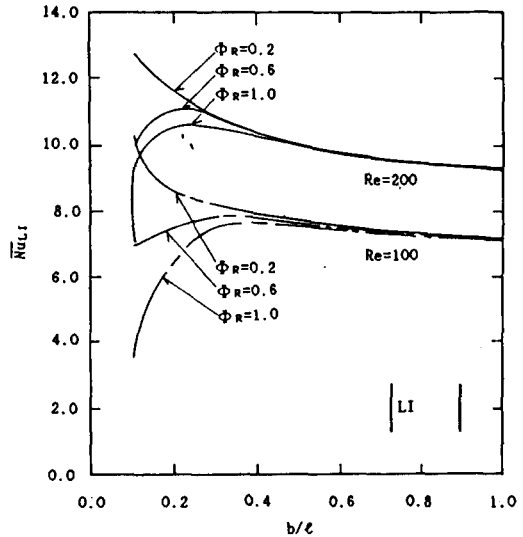


Fig. 11 Left inside mean Nusselt number distributions vs. b/l at $Gr=10^4$

따른 부력상승차에 의한 interactive flow 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 9는 Fig. 3과 같은 조건에서 $b/l=0.2$ 에서 온도분포를 나타낸 것이다. ϕ_R 가 낮고 평판간격이 좁은 경우에는 오른쪽평판의 출구로 갈수록 온도기울기는 점차 감소하여 출구부근에서는 온도기울기가 반대로 나타났다. 이는 왼쪽평판에서 전달된 열이 오른쪽평판 출구측에 영향을 미치기 때문이다.

Fig. 10은 $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$ 과 b/l

$=0.4$ 에서 ϕ_R 의 변화에 대한 왼쪽평판의 내측 평균 누셀트 수, $\overline{Nu}_{L,z}$ 와 오른쪽평판의 내측 평균 누셀트 수, $\overline{Nu}_{R,z}$ 의 분포를 나타낸 것이다. Fig. 3, 4와 5의 온도분포에서 나타난 바와 같이 $\overline{Nu}_{L,z}$ 는 ϕ_R 의 증가에 따라 감소하며, $\overline{Nu}_{R,z}$ 는 ϕ_R 의 증가에 따라 증가함을 알 수 있다. 이들 내측의 전체평균 누셀트 수, \overline{Nu}_m 는 ϕ_R 가 증가함에 따라 증가하였다.

Fig. 11은 $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $Re=100$ 과 Re

=200에서 b/l 에 대한 왼쪽 평판의 내측 평균 누셀트 수 분포를 여러가지 Φ_R 에 대하여 나타낸 것이다. 레이놀즈 수에 관계없이, b/l 가 증가함에 따라, $\Phi_R=0.2$ 일 때는 양평판의 온도차가 크기 때문에 평판 간격이 좁은 곳에서도 오른쪽 평판에서 왼쪽평판으로 대류에 의한 열전달 보다 전도에 의한 열전달이 강하여 \overline{Nu}_{Li} 는 감소하였고 $\Phi_R=0.6, 1.0$ 일 때 증가 하다 감소하였다. 또한 \overline{Nu}_{Li} 의 분포는, Φ_R 가 증가하면 감소하였고 좁은 간격에서 현저한 차이를 나타내었다.

Fig. 12는 Fig. 11과 같은 조건에서 오른쪽 평판의 내측 평균 누셀트 수, \overline{Nu}_{Ri} 의 분포를 나타낸 것이다. 레이놀즈 수에 관계없이, \overline{Nu}_{Ri} 는 b/l 가 증가하면 일반적으로 증가하다 감소하였다. 또한, \overline{Nu}_{Ri} 분포는 \overline{Nu}_{Li} 의 분포와는 반대로 Φ_R 가 증가하면 증가하였다. $Re=100$ 일때, \overline{Nu}_{Ri} 는 간격이 좁은 경우, $\Phi_R=0.2, 0.4$ 에서 $Re=200$ 일때, $\Phi_R=0.2$ 에서 왼쪽평판이 오른쪽 평판의 plume속에 싸여 음의 값을 나타내었다.

Fig. 13은 Fig. 11과 같은 조건에서 b/l 에 대한 왼쪽 평판과 오른쪽 평판의 외부 평균 누셀트 수 분포를 $\Phi_R=1.0, 0.6$ 과 0.2 에 대하여 나타낸 것이다. 레이놀즈 수에 관계없이, 평판의 외측평균 누셀트 수 $\overline{Nu}_{Lo}, \overline{Nu}_{Ro}$, 는 b/l 와 Φ_R 에 관계없이 일

정한 값을 가지며, \overline{Nu}_{Ro} 의 분포는 Φ_R 가 증가하면 증가하였다.

Fig. 14는 Fig. 11과 같은 조건에서 b/l 에 대한 전체 평균 누셀트 수, \overline{Nu}_T 의 분포를 나타낸 것이다. \overline{Nu}_T 는 레이놀즈 수에 관계없이, b/l 가 증가하면 증가하다 감소하여 최대값을 가진다. 이 최대값은 $Re=100$ 인 경우, $\Phi_R=0.2$ 의 $b/l=0.48$ 에서

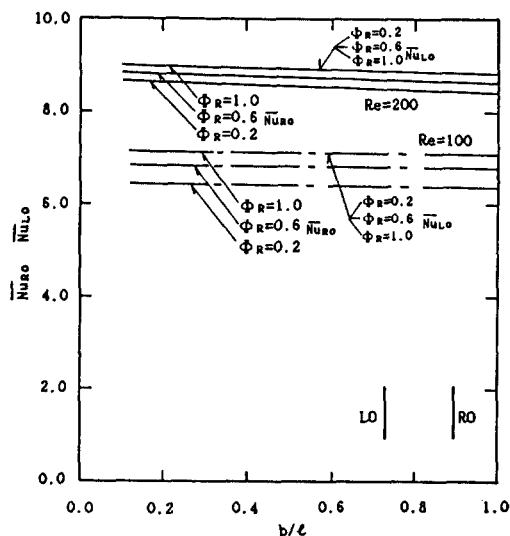


Fig. 13 Outside mean Nusselt number distributions vs. b/l at $Gr=10^4$

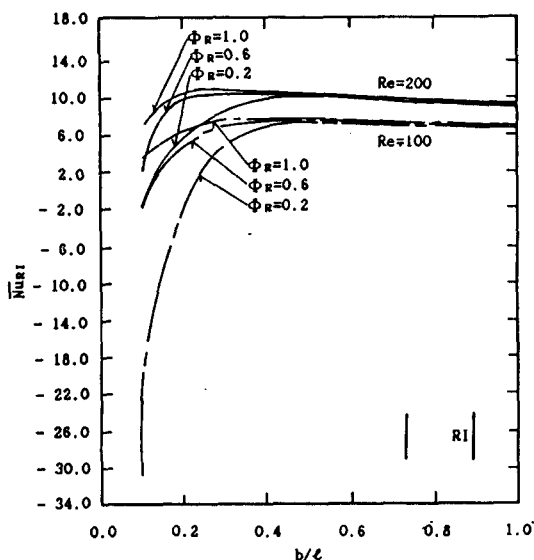


Fig. 12 Right inside mean Nusselt number distributions vs. b/l at $Gr=10^4$

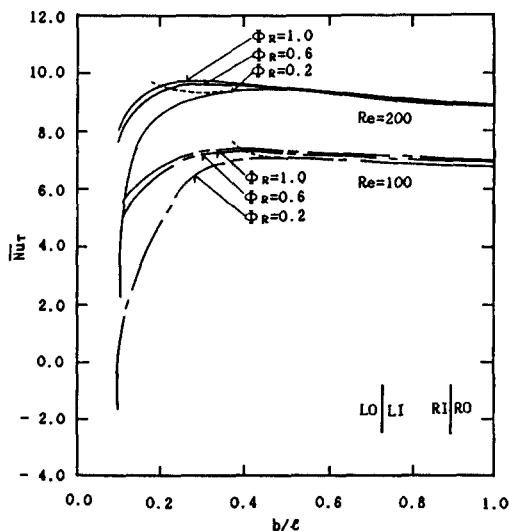


Fig. 14 Total mean Nusselt number distributions vs. b/l at $Gr=10^4$

$\overline{Nu}_T=7.06$, $\phi_R=0.6$ 의 $b/l=0.41$ 에서 $\overline{Nu}_T=7.28$, $\phi_R=1.0$ 의 $b/l=0.39$ 에서 $\overline{Nu}_T=7.37$ 이고, $Re=200$ 인 경우, $\phi_R=0.2$ 의 $b/l=0.39$ 에서 $\overline{Nu}_T=9.44$, $\phi_R=0.6$ 의 $b/l=0.22$ 에서 $\overline{Nu}_T=9.64$, $\phi_R=1.0$ 의 $b/l=0.19$ 에서 $\overline{Nu}_T=9.76$ 이다. 열전달을 최대화 하는 최적 간격은 ϕ_R 가 증가할수록 좁은 곳으로 이동함을 알 수 있다. 또한 \overline{Nu}_T 의 분포는 ϕ_R 가 증가하면 증가 되었고, 레이놀즈 수가 증가하면 증가하였다.

4. 실험해석

4.1 실험장치의 구성

본 연구의 모델인 수직 평행 평판의 실험적 해석을 위한 시험체적은 Fig. 15에서와같이 발열부인 니크롬 박판과 전원의 공급및 지지대로 순동 판을 사용하였으며 이들의 접합은 BAg7(Ag : 56%, Cu : 22%, Zn : 17%, Sn : 5%) 분말을 저온 플럭스에 묻어 스파크 용접 하였다.

공기의 유동을 강제적으로 변화시키기 위하여 가변형 로타리 모터를 장착한 풍동(wind-tunnel)을 사용하였으며 풍동의 입구는 공기의 유동을 안정화시키기 위하여 지름 4mm인 스트로그 다발로 HONEY-COMB을 만들었고 발열부의 온도는 각각 5개씩의 K형 열전대를 사용하였고 유속은 열선 풍속계로 측정하였다.

Fig. 16는 수직 평행 평판의 온도분포를 가시화하기 위하여 사용된 Mach-Zehnder 간섭계와 그 주변 기기들의 배치를 나타내고 본 실험에서 관심 있는 시험 체적은 G에 위치한다.

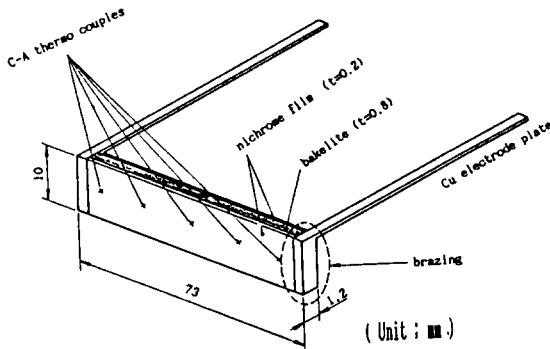
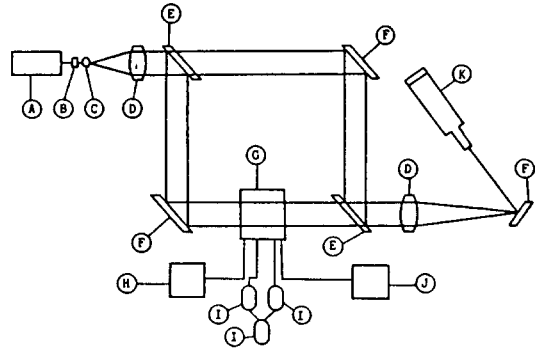


Fig. 15 Schematic diagram of the test part

4.2 실험방법

실험 시작전에 Fig. 16의 간섭장치에서 A방향의 목적광과 B방향의 기준광이 만나서 이루는 간섭무늬가 무한프린지 형상이 되도록 간섭계를 조정한다. 공기의 유동은 풍동을 이용하여 강제적으로 원하는 속도를 얻은 후 일정시간이 지나 공기의 유동이 정상상태가 된후 수직 평행 평판의 표면온도가 원하는 온도에 도달할 때까지 슬라이드스로 연속적



- | | |
|---------------------------|------------------------|
| A: He-Ne Laser | G: test apparatus |
| B: beam expander | H: thermometer |
| C: pin hole | I: slidax |
| D: convex lens | J: hot-wire anemometer |
| E: beam splitter | K: long focus camera |
| F: full reflection mirror | |

Fig. 16 Overall experimental system for the temperature distribution measurement.

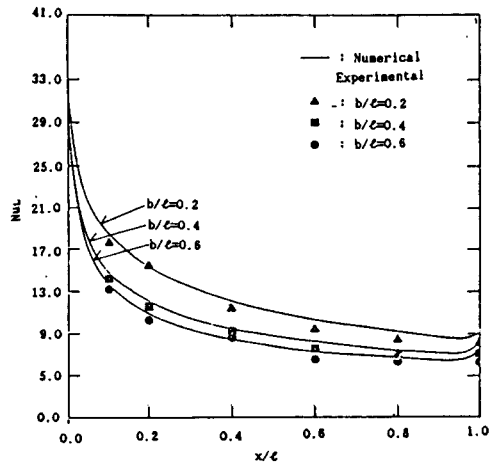


Fig. 17 Comparison of the left inside local Nusselt number distribution vs. b/l at $Re=200$, $Gr=6124$, $Pr=0.71$, $\phi_R=0.4$

으로 전원을 공급한다.

발열부의 간섭무늬가 변하지 않을 때 정상상태로 간주하여 Fig. 16의 F 에 위치한 간섭무늬, 즉 등온선을 촬영한다. 이때 간섭무늬의 기록장치로는 초점거리 500mm인 Nikon 카메라를 사용하였고 필름은 간섭 무늬의 명암 대비를 높이기 위해 마이크로필름으로 노출시간은 5~6초를 주었다.

5. 수치해석과 실험해석과의 비교

Fig. 17과 Fig. 18은 $Re=200$, $Gr=6124$, $Pr=$

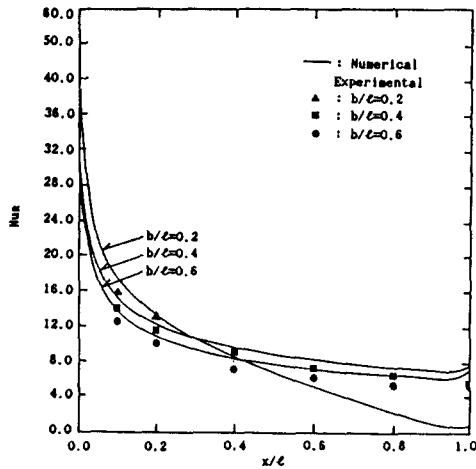


Fig. 18 Comparison of the right inside local Nusselt number distribution vs. b/l at $Re=200$, $Gr=6124$, $Pr=0.71$, $\Phi_R=0.4$

0.71, $\Phi_R=0.4$ 일 때 무차원 수직방향 거리, x/l 에 대한 왼쪽평판과 오른쪽평판의 내측국소 누셀트 수 분포를 각각 나타내어 실험적해석결과와 비교한 것이다. 수치해석결과와 실험결과는 정성적으로는 일치하였으나, 정량적으로는 평판의 상부 영역보다는 하부영역에서 잘 일치하였다.

Fig. 19는 실험으로 얻은 간섭무늬 사진과 수치해석으로 구한 등온선을 비교한 것이다. 대체적으로 평판간격이 넓은, $b/l=0.4$ 와 $b/l=0.6$ 에서는 잘 일치하였으나, 평판간격이 좁은, $b/l=0.2$ 에서는 양평판에 의한 interactive flow의 영향이 커, 양평판의 사이에서 다소 불일치함을 보였다.

6. 결 론

수직 평행 평판의 혼합대류 열전달에 대하여 $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $Re=100$ 과 $Re=200$ 에서 평판 간격과 오른쪽 평판의 온도를 변화 시켜 수치해석 및 실험적인 방법으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) \overline{Nu}_{LI} 는 b/l 가 증가하면 $\Phi_R=0.2$ 일 때 감소하였고, $\Phi_R=0.6, 1.0$ 일때 증가하다 감소하였다. 또한 \overline{Nu}_{LI} 의 분포는, Φ_R 가 증가하면 감소하였고, 좁은 간격에서 현저한 차이를 나타내었다.
- (2) \overline{Nu}_{RI} 는 b/l 가 증가하면 일반적으로 증가하다가 감소하였다. 또한, \overline{Nu}_{RI} 분포는 \overline{Nu}_{LI} 의 분포와는 반대로 Φ_R 가 증가하면 증가하였다.
- (3) 평판의 외측평균 누셀트 수 \overline{Nu}_{LO} , \overline{Nu}_{RO} 는

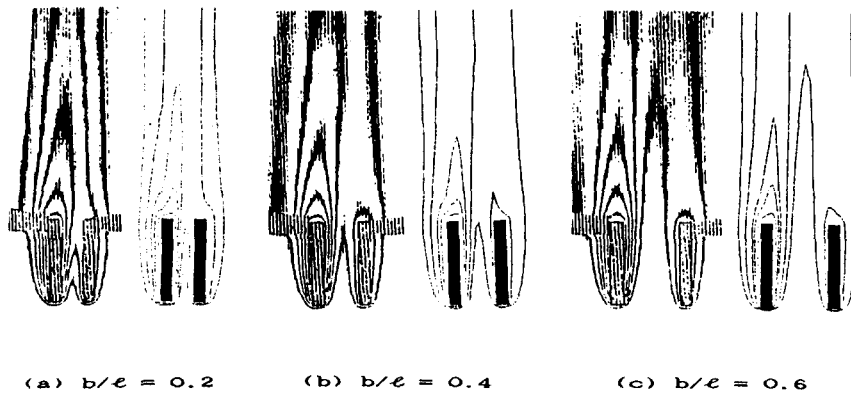


Fig. 19 Comparisons of the experimental and numerical isotherms vs. b/l at $Re=200$, $Gr=6124$, $Pr=0.71$, $\Phi_R=0.4$

Φ_R 에 관계없이 일정한 값을 가지며, $\overline{Nu_{ro}}$ 의 분포는 Φ_R 가 증가하면 증가하였다.

(4) b/l 가 증가하면, $\overline{Nu_T}$ 는 증가하다 감소하여 최대값이 존재하고, 이 최대값은 $Re=200$ 인 경우, $\Phi_R=0.2$ 의 $b/l=0.39$ 에서 $\overline{Nu_T}=9.44$, $\Phi_R=0.6$ 의 $b/l=0.22$ 에서 $\overline{Nu_T}=9.64$, $\Phi_R=1.0$ 의 $b/l=0.19$ 에서 $\overline{Nu_T}=9.76$ 이다. 열전달을 최대로 하는 최적 간격은 Φ_R 가 증가할수록 좁은 곳으로 이동함을 알 수 있다. 또한 $\overline{Nu_T}$ 의 분포는 Φ_R 가 증가하면 증가되었고 레이놀즈 수가 증가하면 증가하였다.

(5) 수치해석 결과와 실험결과는 대체적으로 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- (1) Gebhart, B. and Pera, L., 1975, "Laminar Plume Interactions", J. of Fluid Mechanics, Vol.68, pp.259~271.
- (2) Jaluria, Y., 1982, "Thermal Plume Interaction with Vertical Surfaces", Natural Convection Heat and Mass Transfer, Vol.9, pp.167~117.
- (3) Park, S.K. and Chang, K.S. "Numerical Study on Interactive Laminar Natural Convection from a Pair of Vertically Separated Horizontal Cylinders", Department of Mechanical Engineering Korea Advanced Institute of Science and Technology.
- (4) 권순석, 양성환, 이재신, 박문길, 1990, "등온 수직 평판에서의 혼합대류 열전달", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제6호, pp.1645~1651.
- (5) Sparrow, E.M. and Gregg, J.L., 1959, "Buoyancy Effects in Forced Convection Flow and Heat Transfer", ASME J. of Applied Mechanics, Vol.13, pp.133~134.

(1) Gebhart, B. and Pera, L., 1975, "Laminar Plume