

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 14, No. 2, 1994

한 개의 등온사각빔이 부착된 채널에서의 대류열전달

권순석* · 이재신**

*동아대학교 공과대학 기계공학과 교수

**동아대학교 대학원 기계공학과

Convective Heat Transfer in a Channel with an Isothermal Rectangular Beam

Kwon, Sun-Sok* · Ree, Jae-Shin

**Dong-A University*

***Graduate School, Dong-A University*

요 약

본 연구에서는 한 단역벽에 한개의 등온사각빔이 부착된 2차원 수평과 수직단열채널에서의 열 에너지 이송에 대하여 수치해석적으로 연구하였다. 빔의 형상비는 $H/B=0.25\sim 4$, Reynolds 수는 $Re=50\sim 500$ 그리고 Grashof 수는 $Gr=0\sim 5\times 10^4$ 범위에서 해를 구하였다.

$Re=100$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수는 $Gr=0$ 에서는 같은 값을 나타내며, Grashof 수가 증가할수록 증가하였으며, 형상비가 증가할수록 감소하였다.

$Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수는 수직채널이 수평채널에 비하여 $0.25\leq H/B<1.1$ 에서는 높게, $1.1\leq H/B\leq 4.0$ 에서는 낮게 나타났다.

$Re=100$, $0<Gr\leq 5\times 10^4$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 수직채널이 수평채널에 비하여 $H/B=0.25$ 에서는 높고 $H/B=4.0$ 에서는 낮으며 H/B

=1.0에서는 다소 높게 나타났다.

실험으로 얻은 간섭사진의 등온선과 수치계산으로 구한 등온선이 비교적 잘 일치하여 수치해석의 타당성을 입증하였다.

ABSTRACT

Thermal energy transport in a two-dimensional horizontal and vertical channel with an isothermal rectangular beam attached to one adiabatic wall is investigated from the numerical solution of Navier-Stokes and energy equations. The solutions have been obtained for dimensionless aspect equations. The solutions have been obtained for dimensionless aspect ratios of beam, $H/B=0.25\sim 4$, Reynolds numbers, $Re=50\sim 500$ and Grashof numbers, $Gr=0\sim 5\times 10^4$.

The mean Nusselt number, \overline{Nu} for horizontal and vertical channels shows same value at $Gr=0$ and increases as Gr increases and decreases as H/B increases at $Re=100$.

\overline{Nu} of vertical channel shows higher in $0.25\leq H/B < 1.1$ and lower in $1.1\leq H < 4.0$ than that of horizontal channel at $Gr=10^4$, $Re=100$.

\overline{Nu} of vertical channel shows higher in $0.25\leq H/B < 1.1$ and lower in $1.1\leq H/B=1.0$ than that of horizontal channel at $Re=100$, $0 < Gr \leq 5\times 10^4$.

A comparison between the experimental and numerical results shows good agreement.

기 호

B	: 빔폭	Re	: Reynolds 수, $u_\infty L/\nu$
C	: 채널폭	Nu	: Nusselt 수, hL/k
g	: 중력가속도	s	: 빔의 표면거리
h	: 열전달계수	T	: 온도
H	: 빔높이	U	: 무차원 수평방향 속도, u/u_∞
k	: 열전도율	V	: 무차원 수직방향 속도, v/u_∞
L	: 특성길이, $L=(B+2H)/3$	ω	: 와도
L_1	: 입구에서 빔 전면까지의 거리	W	: 무차원 와도, $\omega L/u_\infty$
L_2	: 빔 후면에서 출구까지의 거리	x	: 수평방향좌표
n	: 빔표면에서 수직방향좌표	X	: 무차원 수평방향좌표, x/L
Gr	: Grashof 수, $g\beta L^3 \Delta T/\nu^2$	y	: 수직방향좌표
Pr	: Prandtl 수, ν/α	Y	: 무차원 수직방향좌표, y/L

- α : 열확산계수
- β : 체적팽창계수
- μ : 점성계수
- ν : 동점성계수, μ/ρ
- ρ : 밀도
- ψ : 유동함수
- Ψ : 무차원 유동함수, $\psi/u_{\infty}L$
- Φ : 무차원 온도, $(T-T_{\infty})/(T_s-T_{\infty})$

하첨자

- f : 유체
- LP : 하평판
- s : 표면
- UP : 상평판
- ∞ : 주위유체
- MAX : 최대

상첨자

- : 평균

I. 서 론

전자산업에서 전자부품의 소형화로 인하여 전자부품의 냉각기술에 관한 문제가 대두되게 되었다. 대부분의 전자부품은 정해진 온도합계를 넘어서면 그 신뢰성을 보증할 수 없을 뿐만 아니라 수명도 짧아지므로 이 냉각기술의 중요성은 이미 널리 알려진 사실이다. 따라서 전자계산기 및 통신기기 등의 전자장치에서의 냉각기술에 관한 연구는 계속 진행될 것이다. 이러한 냉각기술은 비교적 학문적인 접근이 용이해서 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 다수의 전자부품이 사용되는 전자기기와 같은 경우는 다른 전자부품들간의 온도차가 크지 않아야 하

며, 적정온도를 유지시켜야 한다. 그러므로 대부분의 전자기기나 마이크로칩을 사용하는 전자계산기는 냉각효율이 낮은 자연냉각방식보다는 경제적인 면에서는 불리하지만 냉각효율이 좋은 강제 및 혼합대류를 이용한 냉각방식을 채택하고 있다.

Y. Bayazitoglu 등^(1,2)은 수평채널에서 강제대류에 대하여 평판이 단열인 경우와 전도되는 경우에 블럭의 열발생률과 열전달증가를 위한 블럭사이의 최적간격을 수치해석과 실험적으로 연구하였으며, B.H.Kang 등⁽³⁾은 사각형 발열체가 부착된 수평평판에서 혼합대류에 대하여 실험으로 연구한 결과 발열체 각면에서의 평균 Nusselt 수를 Reynolds 수와 Grashof 수의 함수로 상관식을 나타내었다. S.Y.Kim 등⁽⁴⁾은 다중채널에서 혼합대류에 대하여 평판이 전도되는 경우에 블럭의 최대온도와 부력의 영향을 수치해석으로 연구하였으며, C.Y.Choi 등⁽⁵⁾은 혼합대류에서 국소열원을 가진 채널에서 경사각이 열전달률에 미치는 영향에 대하여 수치해석으로 연구하였다. S.Habachi 등⁽⁶⁾은 블럭이 부착된 수직채널에서 블럭이 부착된 평판은 일정한 온도를 유지하며 반대편 평판이 단열인 경우와 일정한 온도를 유지하는 경우에 대하여 Reynolds 수, Grashof 수와 블럭의 형상비에 대한 재부착길이와 매끄러운 수직채널에서의 평균 Nusselt 수를 비교하였다.

본 연구에서는 한 개의 등온사각빔이 한 단열벽에 부착된 단열채널에서의 열 에너지 이송을 고찰하기 위하여 Grashof 수, Reynolds 수, 빔의 형상비(H/B) 그리고 채널의 위치를 변수로 하여 수치해석하였다.

II. 이론해석

2-1. 지배방정식

연구대상으로 취한 사각빔의 도식적 형상

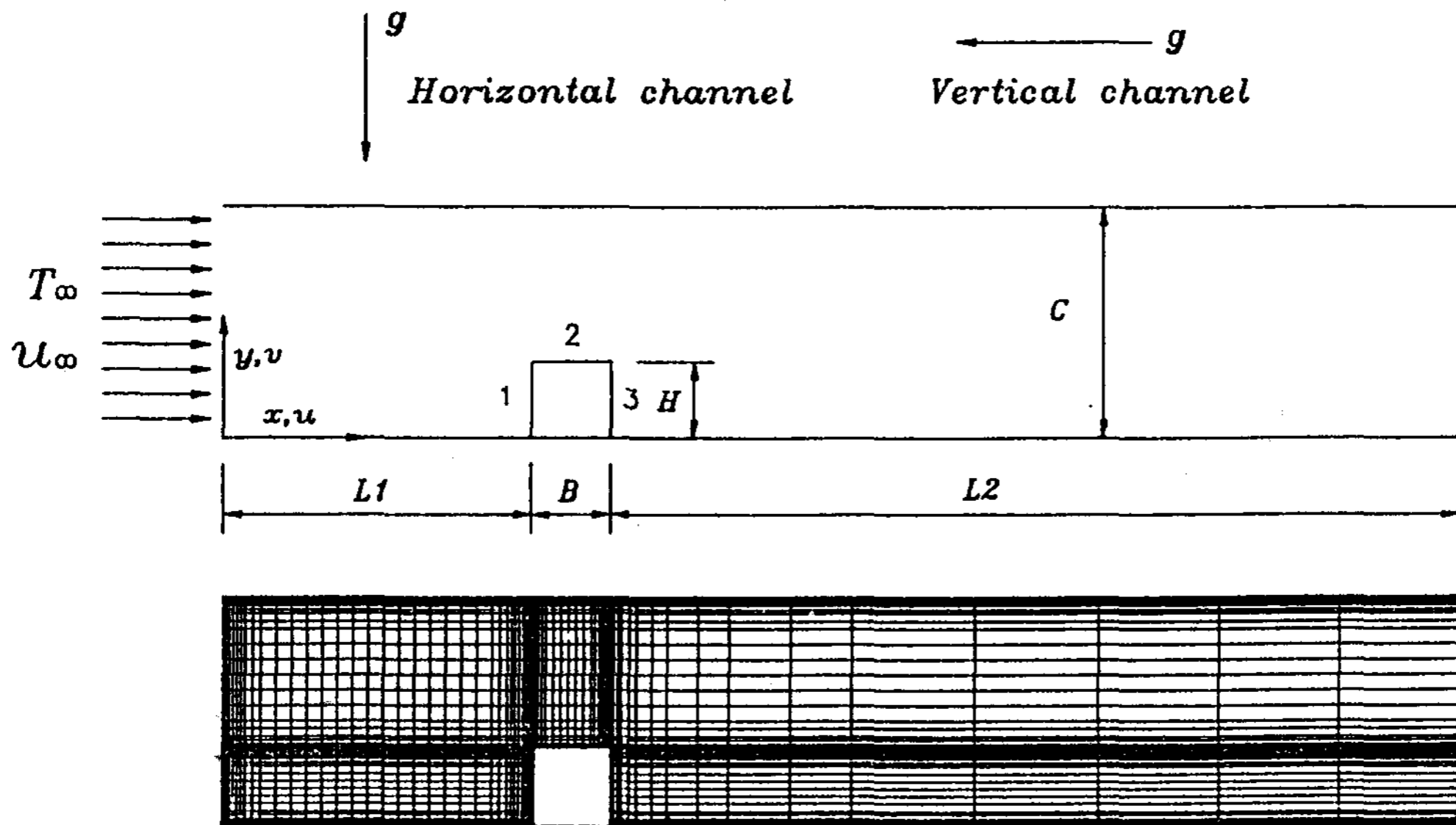


Fig. 1. Schematic diagram of single square beam and grid system.

과 격자계는 Fig. 1과 같다. 단열된 평행벽면의 한쪽면에 표면온도가 일정한 사각빔을 부착하였고, 유입부에서는 온도, T_∞ 의 공기가 균일 속도, U_∞ 로 유입되는 것으로 가정하였다. 도식적 형상의 무차원 치수는 $L1/L=4.0$, $B/L=1.0$, $H/L=1.0$, $L2/L=10.0$, $C/L=3.0$ 이며, 격자계는 온도와 속도의 변화가 심한 부분에서는 격자를 조밀하게 하여 불균일하게 구성하였으며, 격자수는 72×41 로 하였다. 벽면과 빔표면에서는 no-slip을 적용하였으며, 유체의 각종 열물리치는 온도에 따른 밀도변화를 제외하고는 일정한 것으로 가정하였고, 점성소산과 복사에 의한 열전달은 무시하였다.

위의 가정에 따른 2차원, 정상, 층류 혼합대류에 대한 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식에 유동함수와 와도를 도입한 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

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

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

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

또한 여기서 사용된 무차원 변수들은 다음과 같다.

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}, U = \frac{\partial \psi}{\partial Y}, V = -\frac{\partial \psi}{\partial X}, W = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y}$$

2-2. 경계조건

식 (1), (2) 및 (3)의 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

1) 유입부

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

$$\Psi=Y, W=0 \dots\dots\dots(4)$$

2) 평판 표면

$$U=V=\frac{\partial\Phi}{\partial Y}=0, \psi_{LP}=0, \psi_{UP}=Y_{MAX},$$

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

3) 사각빔 표면

$$U=V=0, \Phi=1, W=-\frac{\partial^2\psi}{\partial n^2} \dots\dots(6)$$

4) 유출부

$$\left. \begin{aligned} V=\frac{\partial\psi}{\partial X}=\frac{\partial\Phi}{\partial X}=0, \\ W=-\frac{\partial^2\psi}{\partial X^2} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(7)$$

2-3. 수치해석

수치해석을 하기 위하여 재배방정식 (1)~(3) 과 경계조건 식 (4)~(7)을 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도한 후, S.O.R. 기법으로 수치해석하였으며, 수렴기준은 다음과 같다.

$$\text{MAX} |(Q^m - Q^{m-1}) / Q^m| < 10^{-4}$$

여기서 Q는 유동함수 또는 온도를 나타내며, m은 반복회수를 나타낸다. 계산기는 80486(66Mz) 퍼스널 컴퓨터를 사용하였으며, 한 해를 구하는데는 보통 1시간 정도 소요되었다. 얻어진 결과로부터 다음의 식에 의하여 Nusselt 수를 구하였다.

1) 국소 Nusselt 수

$$Nu = \frac{hL}{K_f} = -\frac{\partial\Phi}{\partial n}$$

2) 평균 Nusselt 수

$$\overline{Nu} = \frac{1}{3L} \int_0^{3L} Nu \, ds$$

III. 결과 및 고찰

본 연구에서는 Pr=0.71, 0.25 ≤ H/B ≤ 4, 50 ≤ Re ≤ 500, 0 ≤ Gr ≤ 5 × 10⁴의 범위에서 수평과 수직채널의 경우에 대하여 연구하였다.

Fig. 2와 Fig. 3은 정사각빔인 경우 Gr=10⁴인 경우 Reynolds수에 따른 수평채널에서의 유선, 등온선을 나타낸 것이다. Reynolds수가

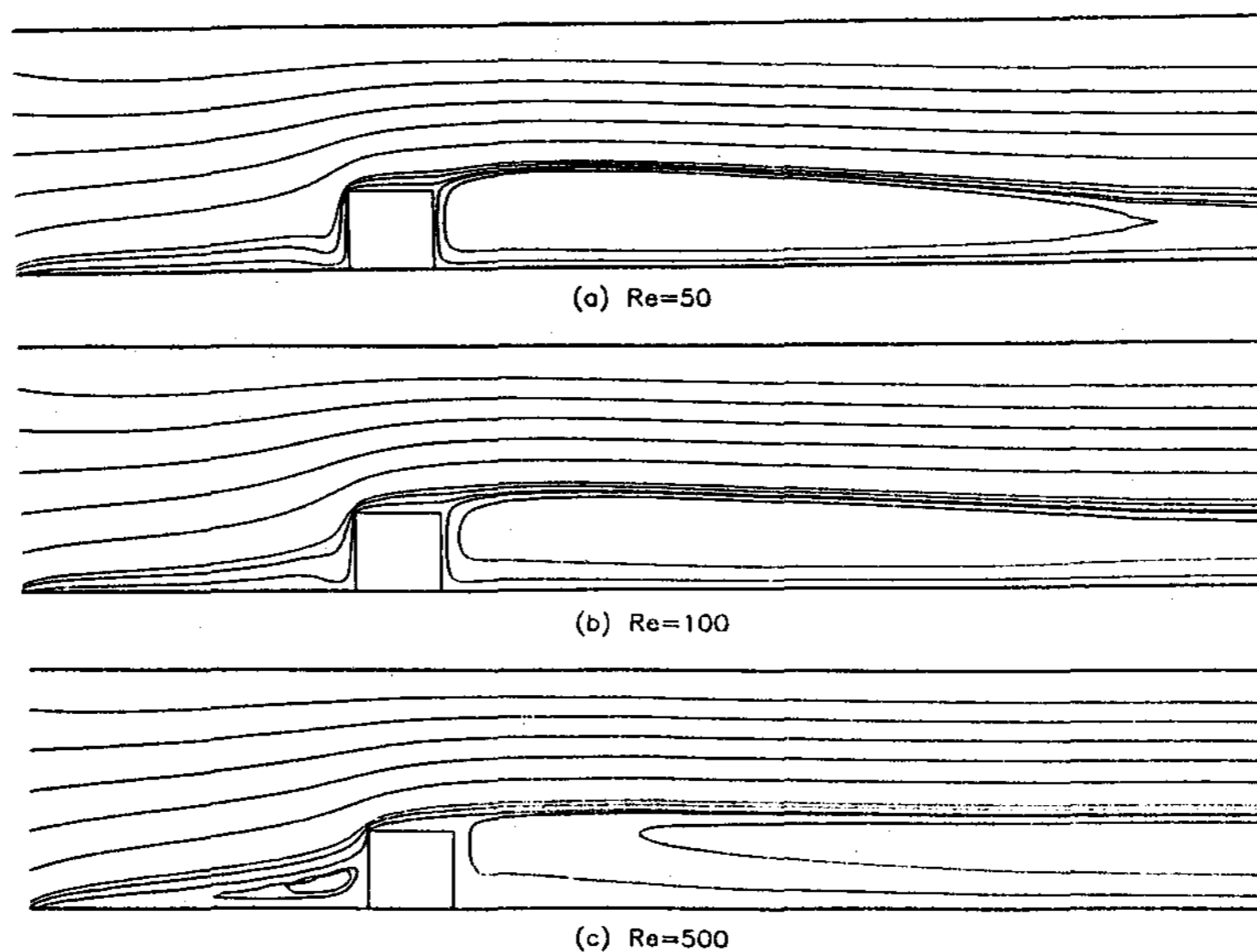


Fig. 2. Streamlines for various Reynolds numbers at H/B=1.0, Gr=10⁴ and Pr=0.71. (Horizontal channel)

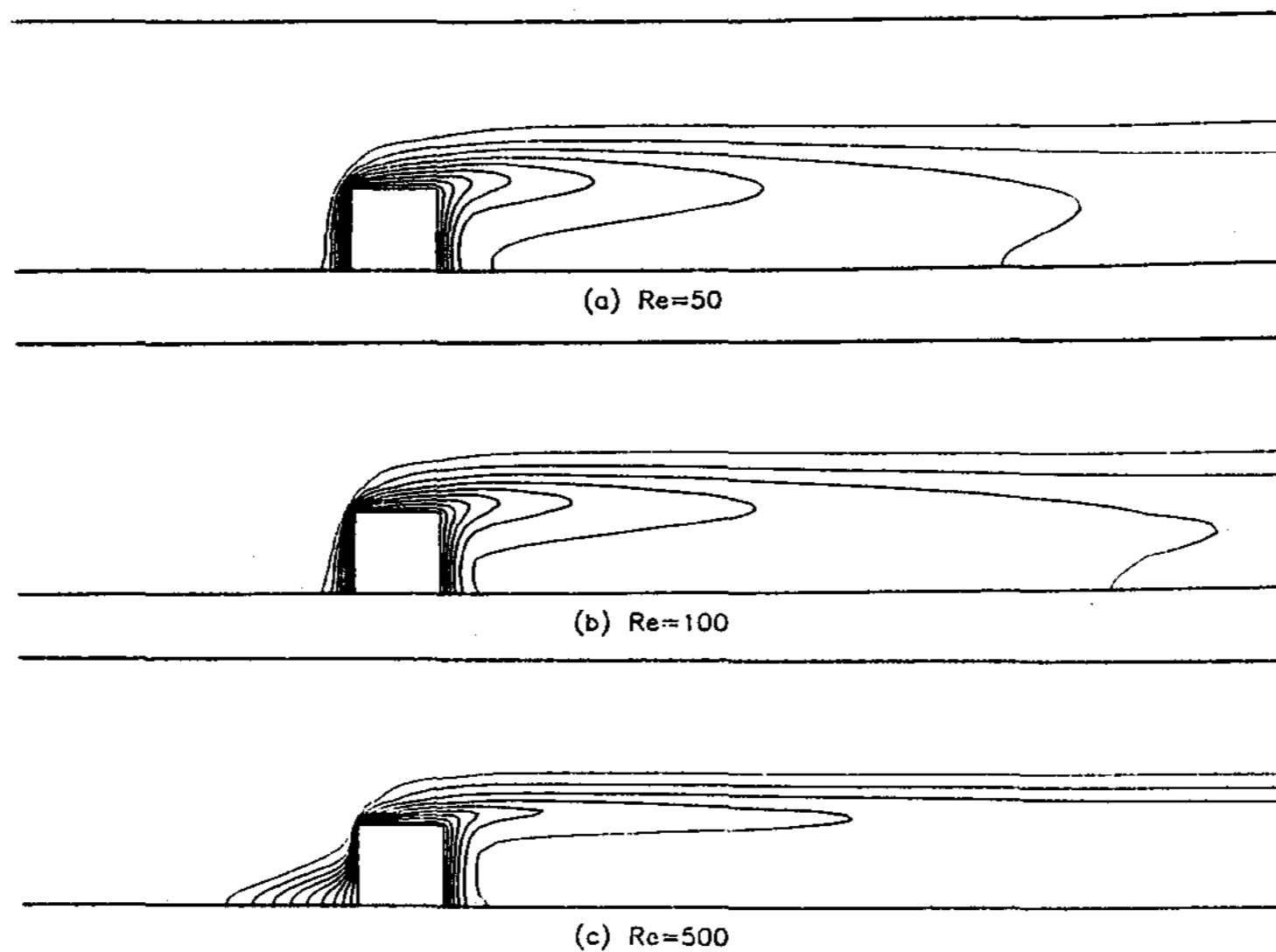


Fig. 3. Isotherms for various Reynolds numbers at $H/S=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

증가할수록 유선은 빔 후류의 재순환영역의 크기가 증가하였으며, 빔 1면의 구석진 부분에서는 정체현상으로 인하여 $Re=500$ 에서 재순환영역이 발생하였다. Reynolds수가 증가하면 등온선은 빔의 2면과 3면에서는 조밀해지면서 열전달이 촉진되었으나, Fig. 2에서 나타난 바와 같이 빔 1면의 구석진 부분에서는 정체현상으로 열전달이 둔화되었다.

Fig. 4는 수평채널에 부착된 정사각빔에서의 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $Gr=10^4$ 인 경우 여러가지 Reynolds수에 대한 각면의 국소 Nusselt 수의 분포를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt 수 분포는 Reynolds수가 증가하면 전반적으로 증가되었으나, 1면의 하부에서는 정체현상이 심화됨으로 인하여 감소되었고, 1면의 상부에서는 현저히 증가되었으며, 2와 3면에서는 다소 증가된 분포를 보였다. 그리고 빔의 각 모서리에서는 단 효과(end effect)로 높은 값을 나타내었다.

Fig. 5는 수평채널에 부착된 정사각빔에서

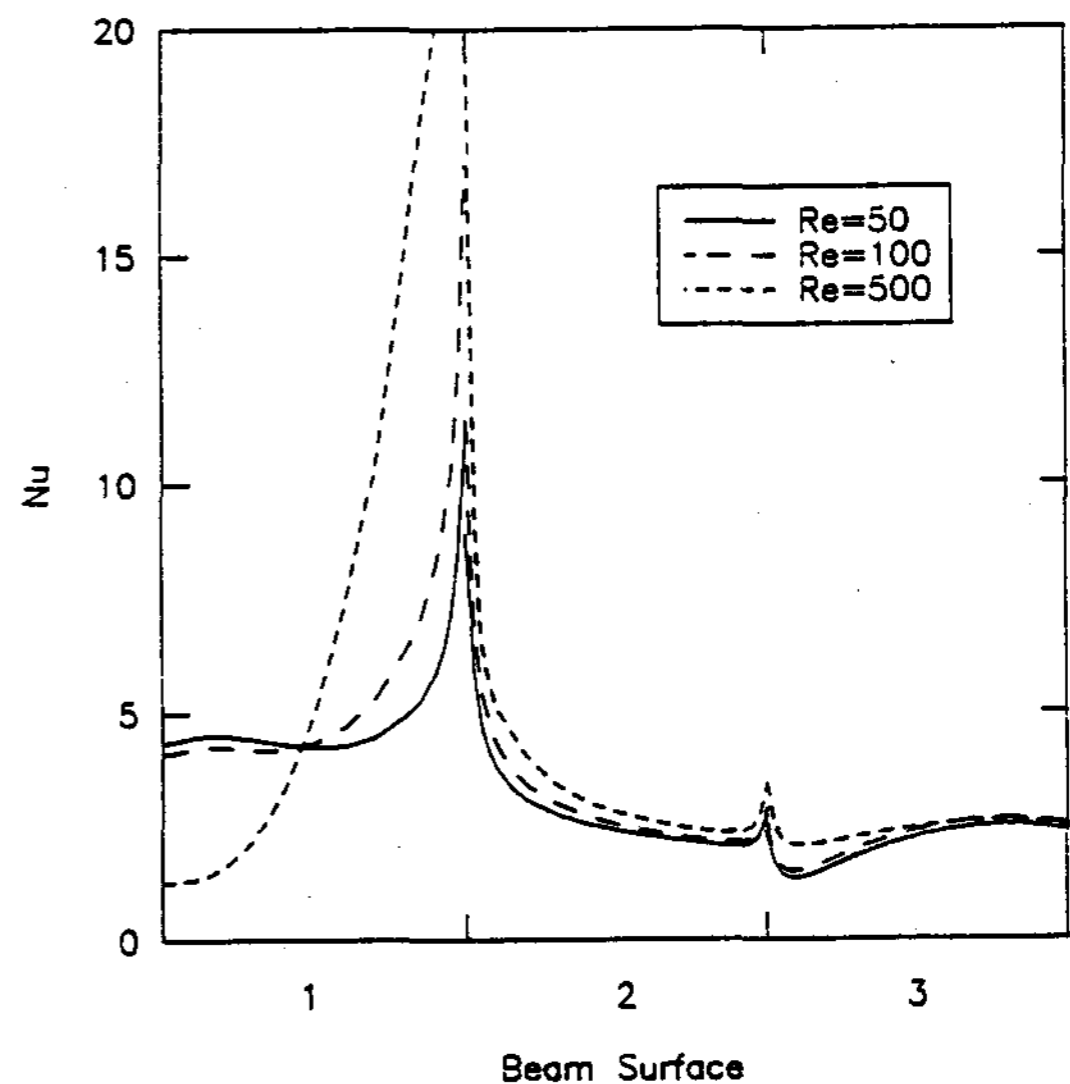


Fig. 4. Local Nusselt number distributions along the beam surfaces for various Reynolds numbers at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

부력의 영향에 따른 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $Re=100$ 인 경우 여러가지 Grashof

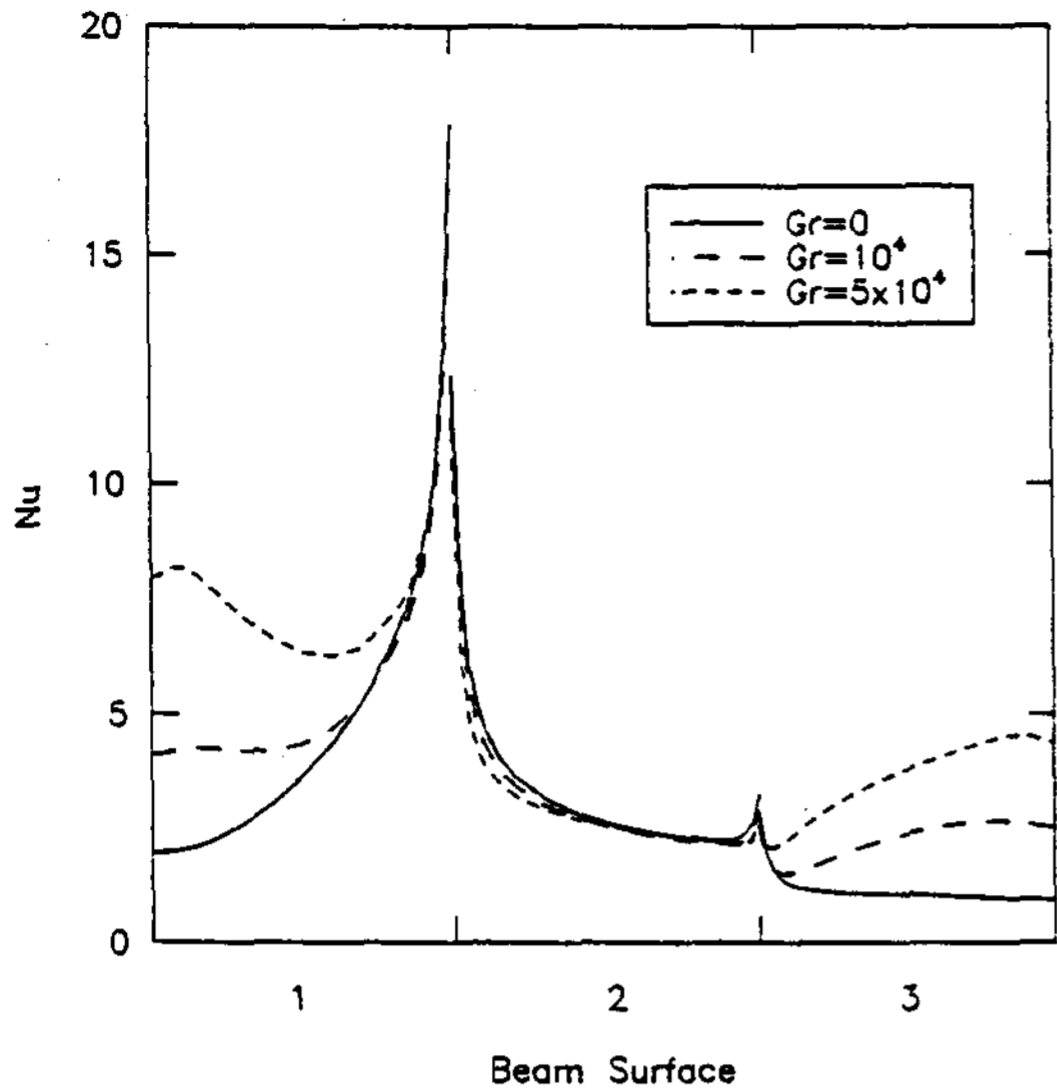


Fig. 5. Local Nusselt number distributions along the beam surfaces for various Grashof numbers at $H/B=1.0$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

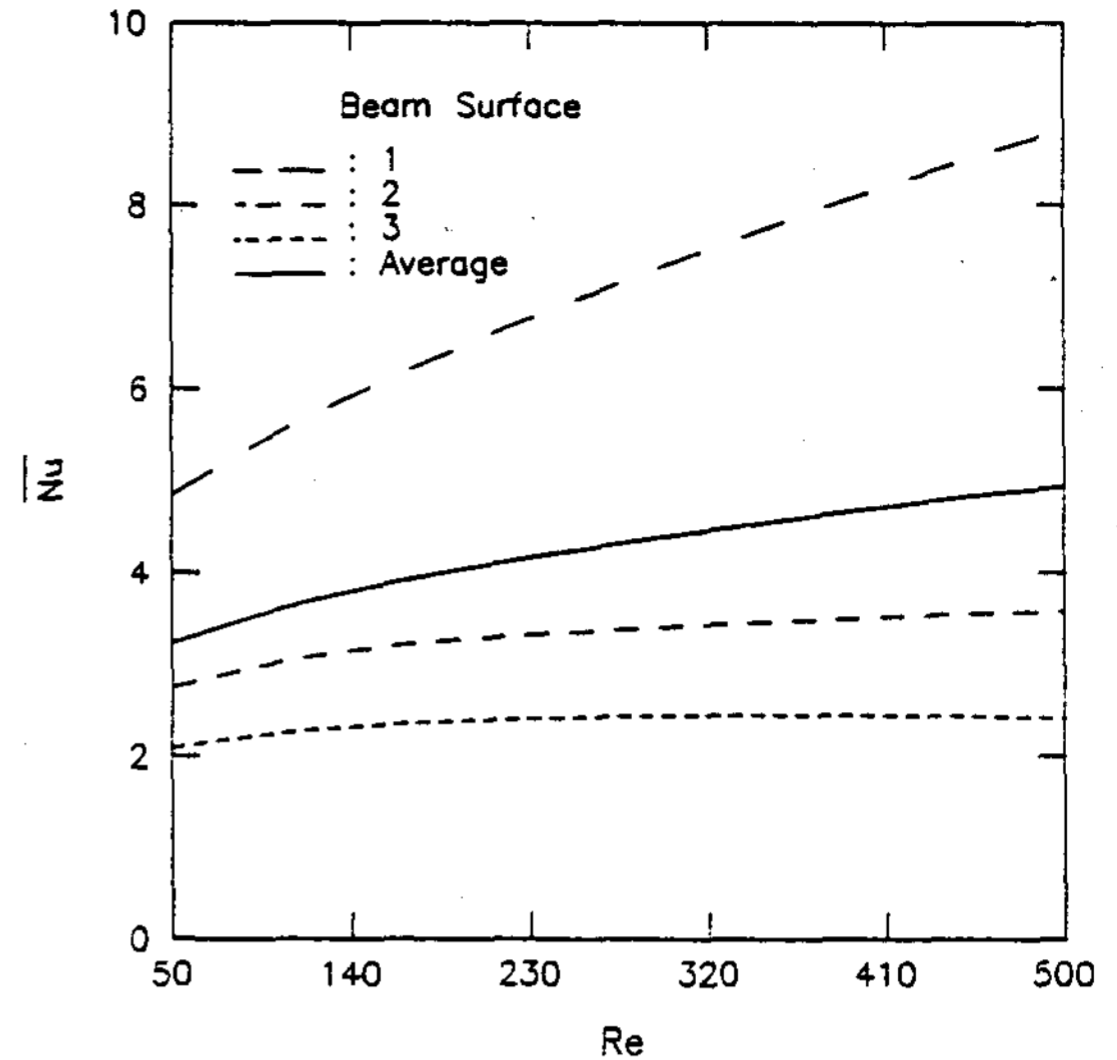


Fig. 6. Mean Nusselt number distributions for various beam surfaces at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)



Fig. 7. Mean Nusselt number distributions for various beam surfaces at $H/B=1.0$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

수에 대한 빔 각면의 국소 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔 각면의 국소 Nusselt 수 분포는 Grashof 수의 증가하면 빔의 1면과 3면에서는 부력의 영향이 증가하여 크게 나타났으며, 2면은 1면에서 가열된 유체의 영향으로 다소 감소된 분포를 보였다.

Fig. 6은 $Gr=10^4$ 인 경우 Reynolds 수에 따른 수평채널에서 정사각빔 각면의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔 각면의 평균 Nusselt 수는 Reynolds 수가 증가하면 전반적으로 증가하였으며, 차가운 유체와 만나는 1면은 급격히 증가하였다. 또한 빔 각면의 평균 Nusselt 수 분포는 1, 2, 3면 순으로 크게 나타났다. 빔의 전체 평균 Nusselt 수 분포는 1면의 평균 Nusselt 수 분포보다 작게 2면과 3면의 평균 Nusselt 수 분포보다 크게 나타났다.

Fig. 7은 $Re=100$ 인 경우 Grashof 수에 따른 수평채널에서 정사각빔 각면의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔 각면의 평균

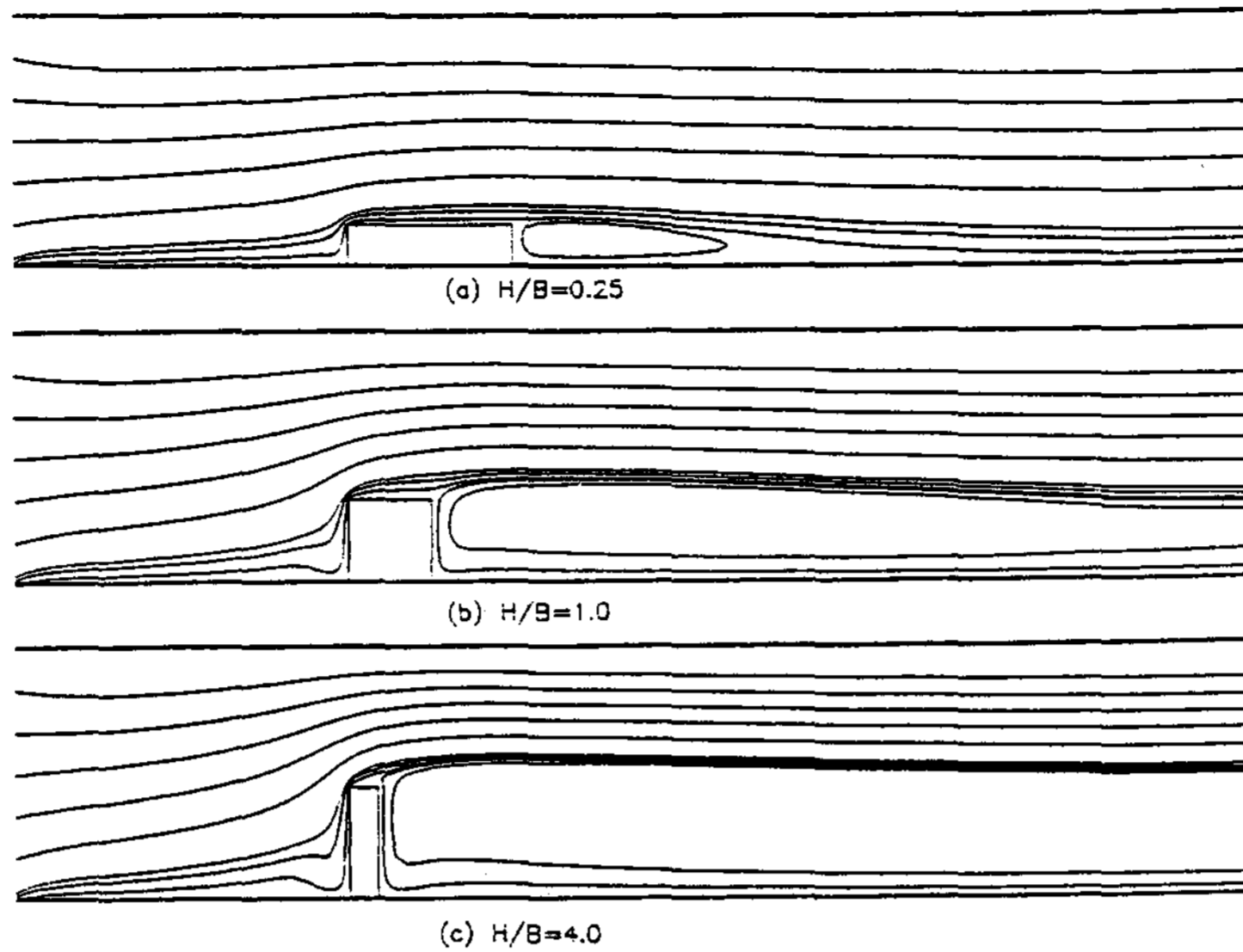


Fig. 8. Streamlines for various aspect ratios at $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

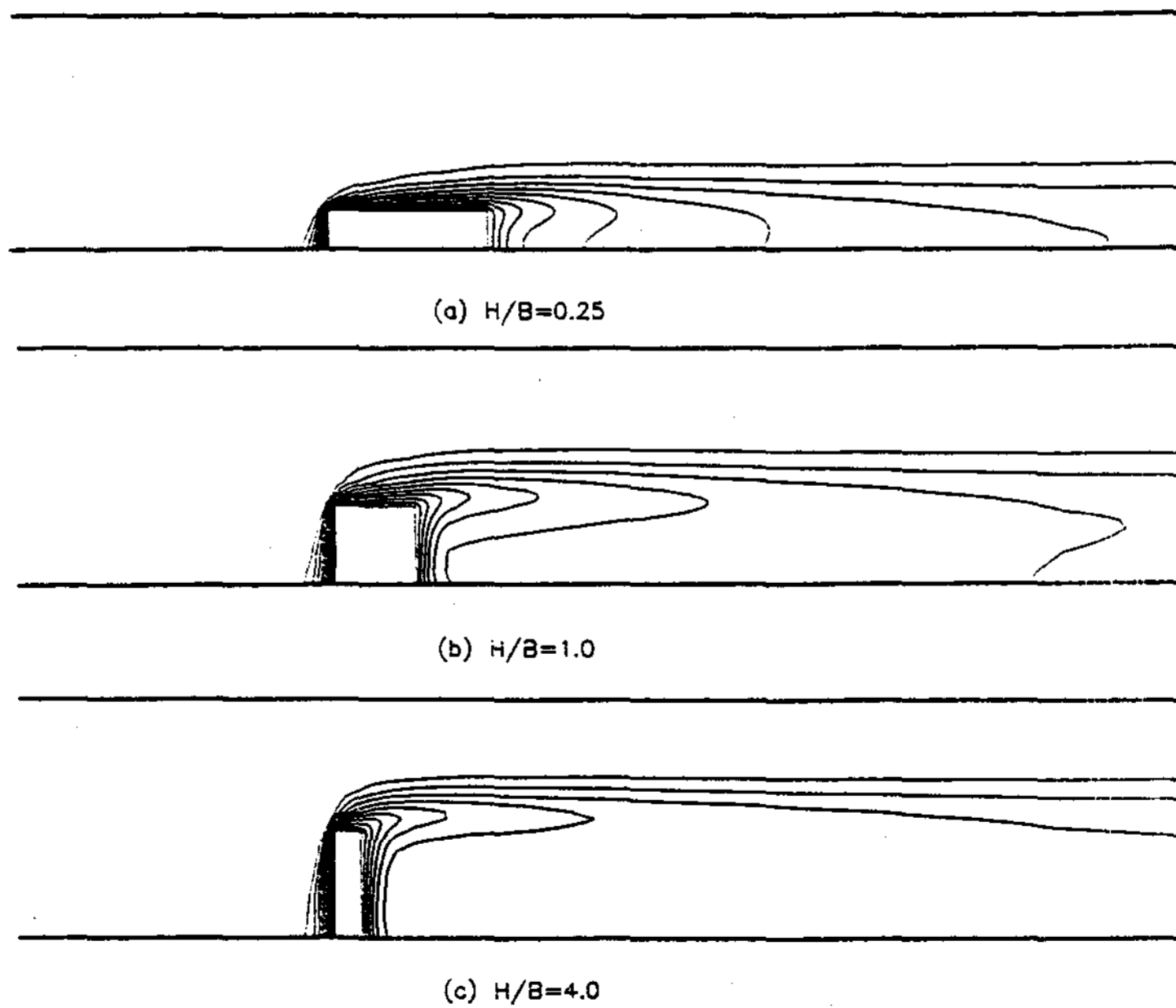


Fig. 9. Isotherms for various aspect ratios at $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Horizontal channel)

Nusselt 수는 Grashof 수가 증가하면 1, 3 면은 증가하였으며, 2 면은 1 면에서 데워진 유체의 유입으로 다소 감소하였다. 또한 평균 Nusselt

수는 $Gr \geq 2.4 \times 10^4$ 에서는 3 면이 2 면보다 높게 나타났다.

Fig. 8 과 Fig. 9 는 $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경

우 빔의 형상비 변화에 따른 수평채널에서의 유선, 등온선을 나타낸 것이다. 형상비가 증가할수록 유선은 빔 후류의 재순환영역의 크기가 증가하였다. 등온선은 형상비가 증가하면 재순환의 발달로 인하여 빔의 3면에서 열전달이 촉진되었다.

Fig. 10은 $Re=100$ 인 경우 빔의 형상비에 따른 수평채널에서 빔의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 Grashof수가 증가할수록 증가하였으며, 형상비가 증가할수록 감소하였다. 이는 1면 하부에서의 정체영역이 커지며, 2면은 3면의 영향으로 인하여 열전달이 둔화되기 때문이다.

Fig. 11과 Fig. 12는 정사각빔인 경우 $Gr=10^4$ 인 경우 Reynolds수에 따른 수직채널에서의 유선, 등온선을 나타낸 것이다. Reynolds

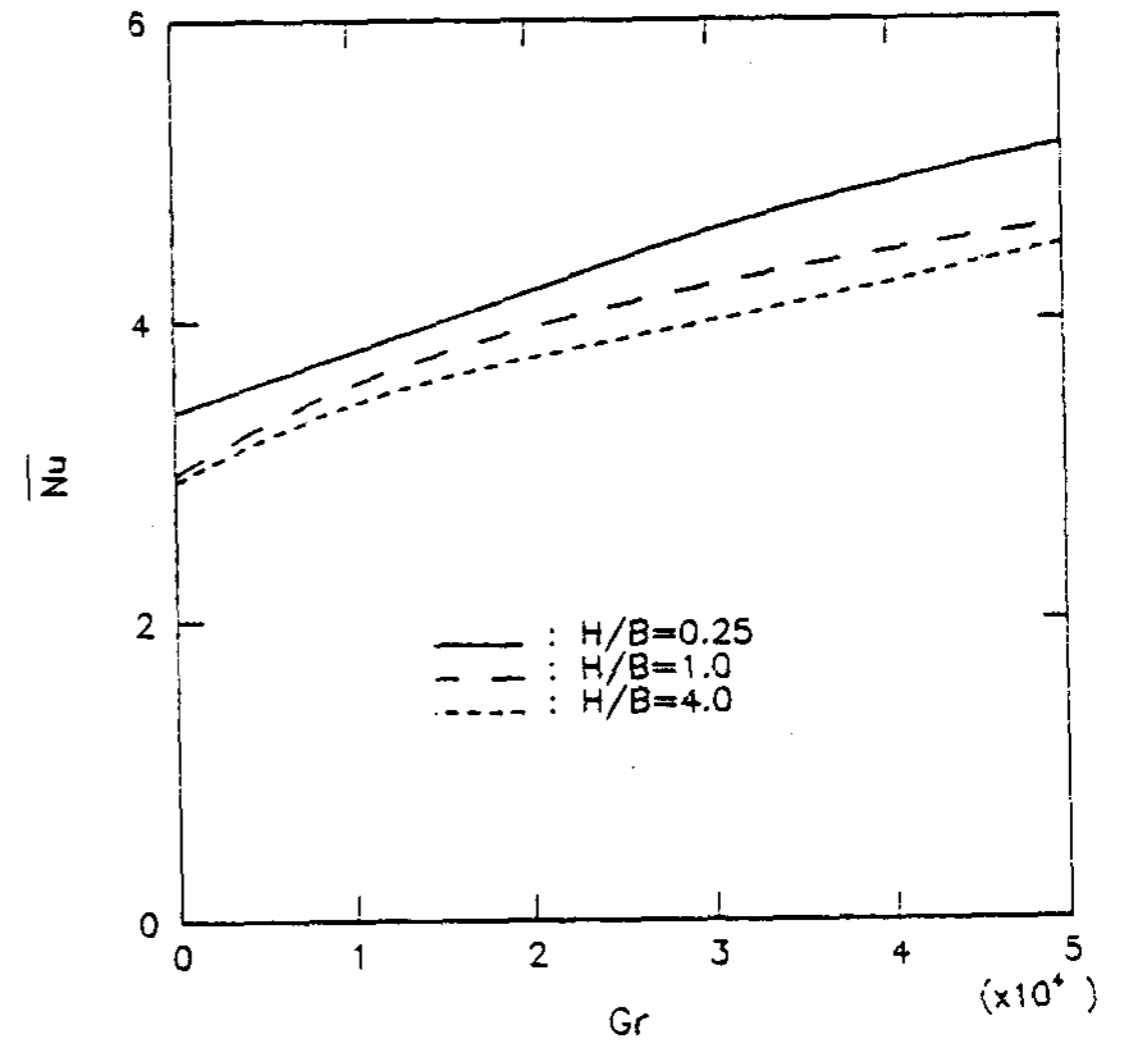


Fig. 10. Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Re=100$, $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

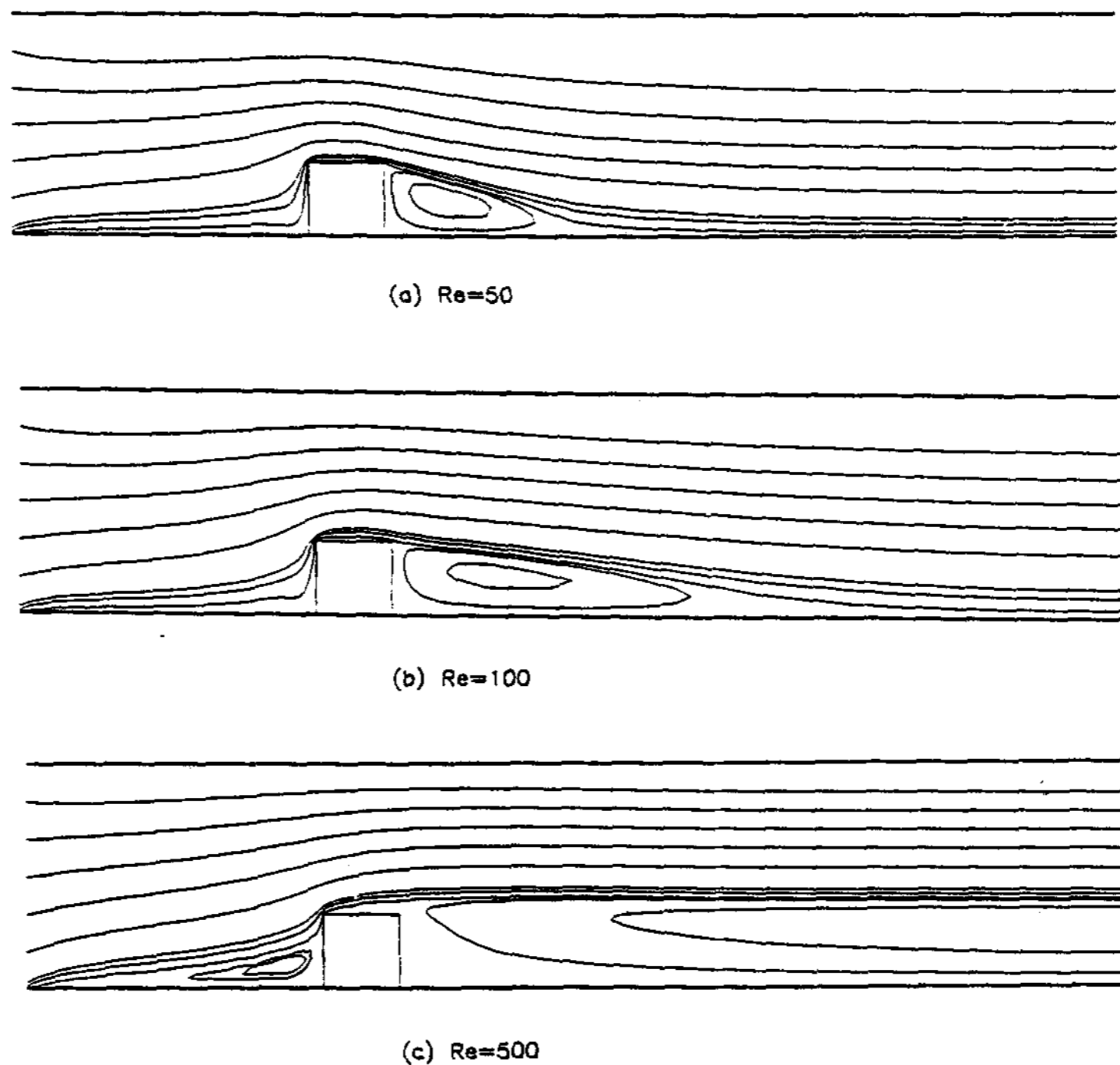


Fig. 11. Streamlines for various Reynolds numbers at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

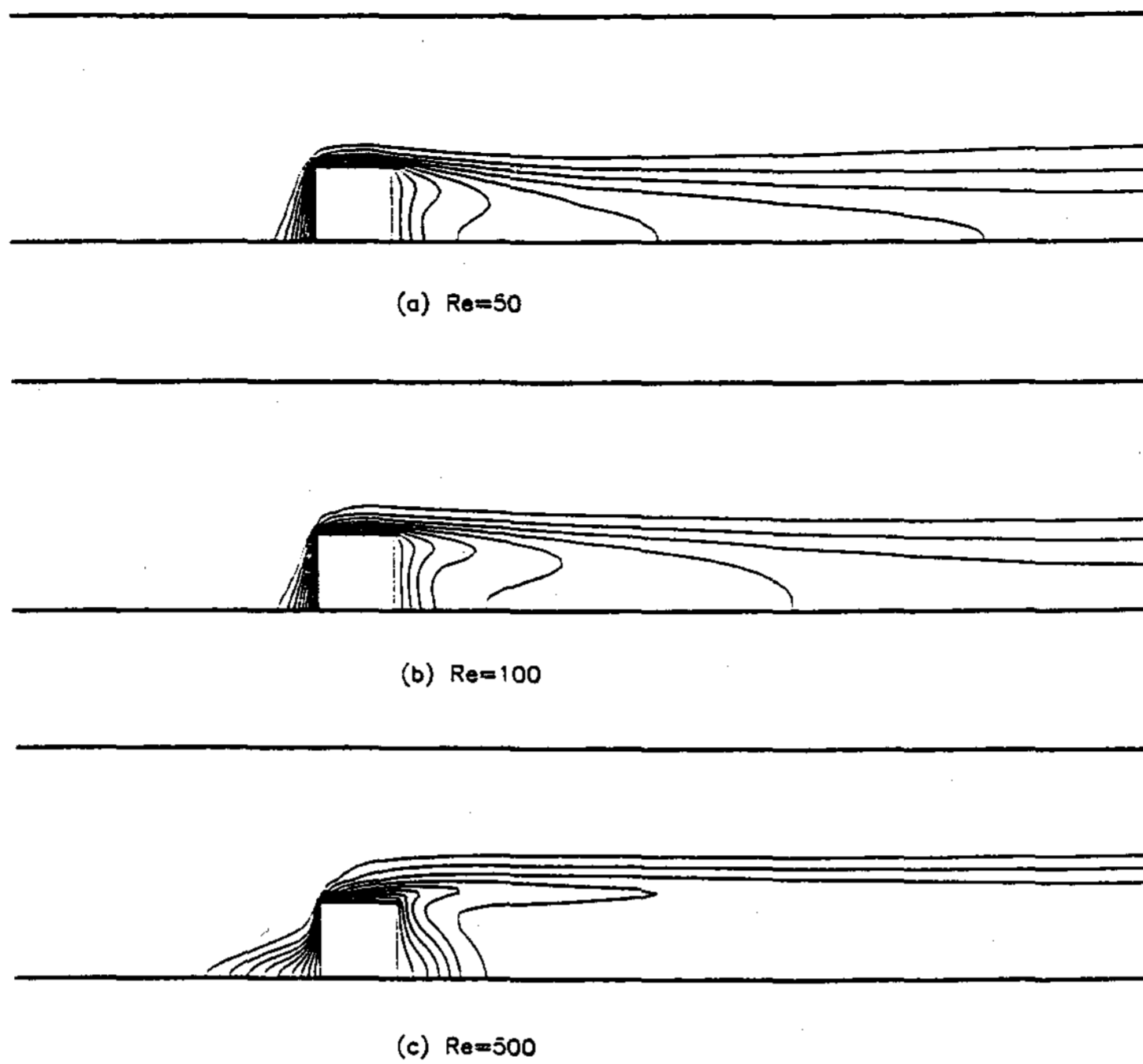


Fig. 12. Isotherms for various Reynolds numbers at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

수가 증가할수록 유선은 후류의 재순환영역의 크기가 증가하였으며, 빔 1면의 구석진 부분에서는 Fig. 2와 같이 $Re=500$ 에서 재순환영역이 발생되었고, 수평채널에 비하여 부력의 상승이 억제되어 재순환영역의 크기가 증가하였다. Reynolds수가 증가하면 등온선은 빔 1면의 구석진 부분과 2면에서는 열전달이 둔화되었다.

Fig. 13은 수직채널에 부착된 정사각빔에서 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $Gr=10^4$ 인 경우 여러가지 Reynolds수에 대한 빔 각면의 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt수 분포는 Reynolds수가 증가할수록 1면의 하부에서는 정체현상이 심화됨으로 인하여 감소되었고, 1면의 상부에서는 현저히 증가되었다. 2면에서의 국소 Nusselt수 분포는 수평채널과는 반대로 Reynolds수가 증

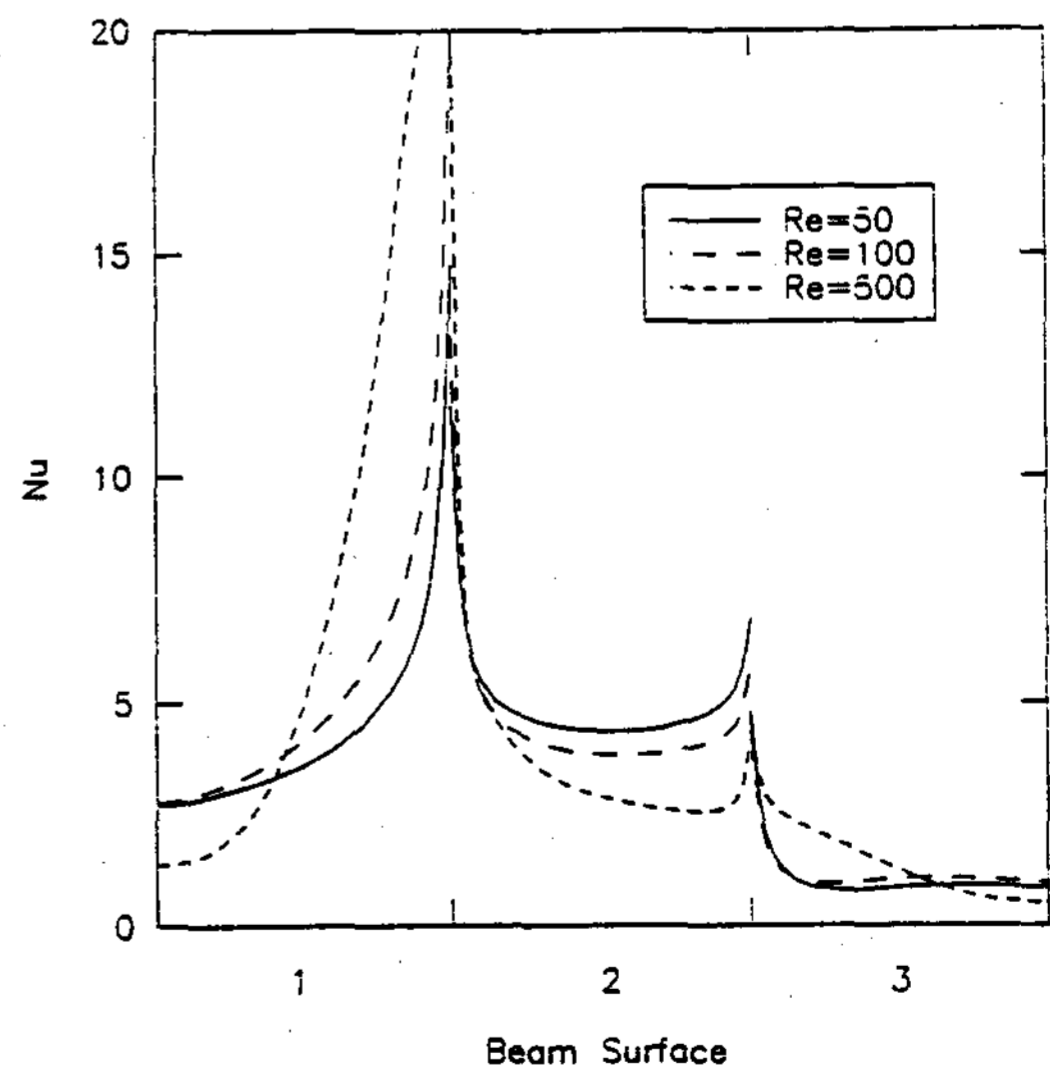


Fig. 13. Local Nusselt number distributions along the beam surfaces for various Reynolds numbers at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

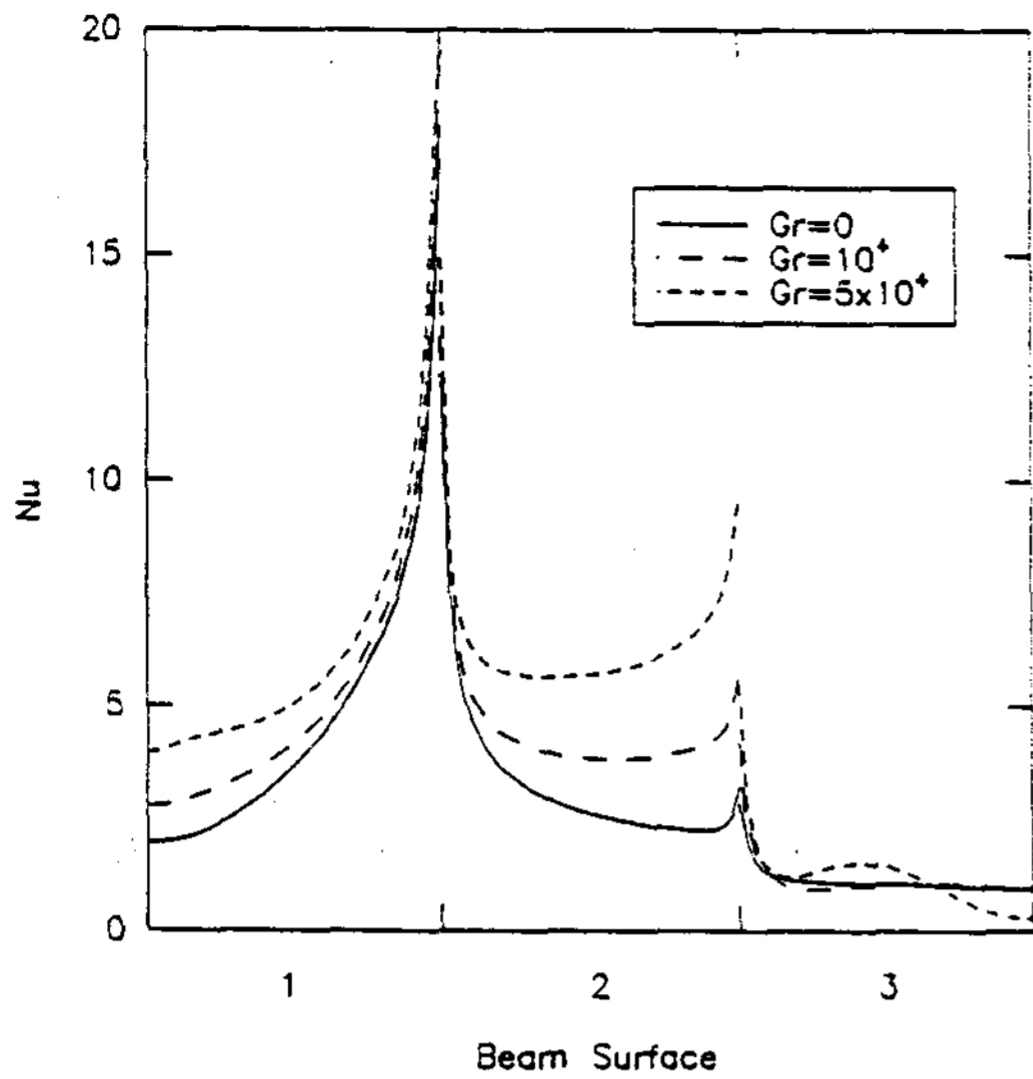


Fig. 14. Local Nusselt number distributions along the beam surfaces for various Grashof numbers at $H/B=1.0$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Vertical channel)

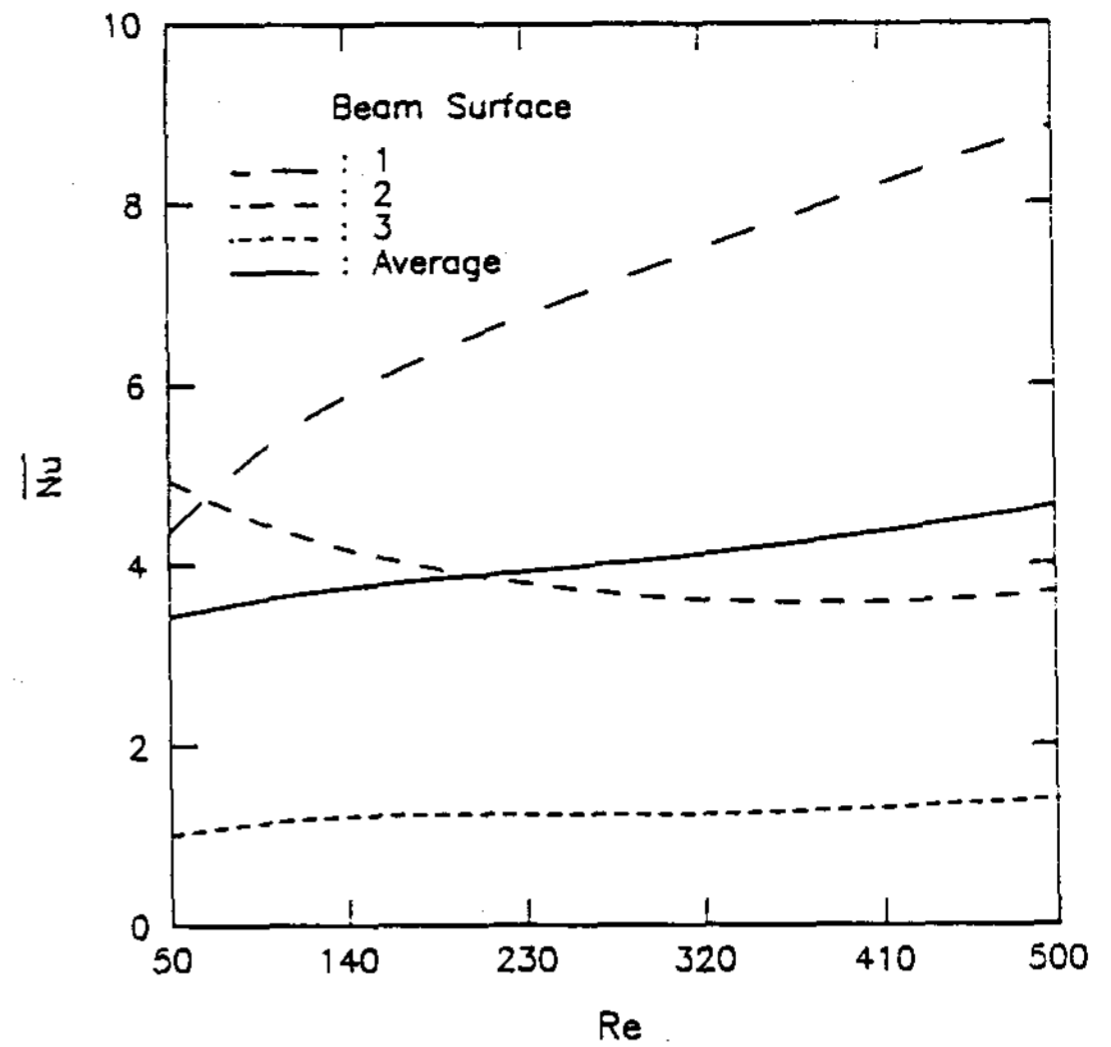


Fig. 15. Mean Nusselt number distributions for various beam surfaces at $H/B=1.0$, $Gr=10^4$ and $Pr=0.71$.(Vertical channel)

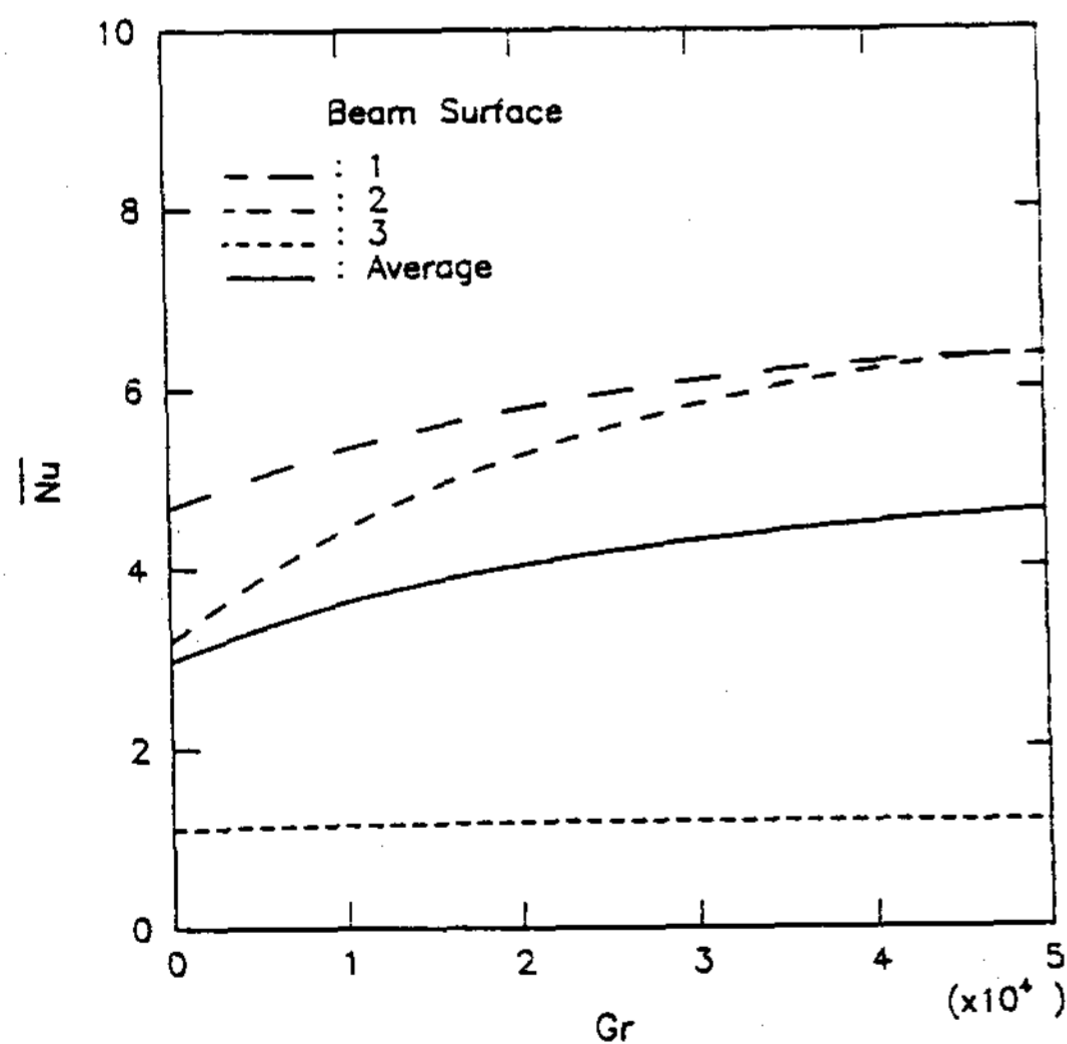


Fig. 16. Mean Nusselt number distributions for various beam surfaces at $H/B=1.0$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Vertical channel)

가할수록 감소하였다. 이는 Reynolds수가 낮을수록 부력의 영향이 크게 나타나며, 수직채널의 경우 유속이 부력의 상승효과를 촉진시키

기 때문이다. 그리고 빔의 각 모서리에서는 단효과(end effect)로 높은 값을 나타내었다.

Fig. 14는 수직채널에 부착된 정사각빔에서 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $Re=100$ 인 경우 여러가지 Grashof수에 대한 빔 각면의 국소 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt수 분포는 Grashof수가 증가할수록 빔의 1, 2면에서는 증가하였으며, 3면에서는 유사한 분포를 나타내었다. 특히 2면에서는 유속이 부력의 상승효과를 촉진시키기 때문에 영향이 크게 나타났다.

Fig. 15는 $Gr=10^4$ 인 Reynolds수에 따른 수직채널에서 정사각빔 각면의 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 빔 각면의 평균 Nusselt수는 Reynolds수가 증가할수록 차가운 유체와 만나는 1면은 급격히 증가하였으며, 2면은 감소하였고, 3면은 유사한 분포를 보였다. 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포는 1면의 평균 Nusselt수 분포보다 작게 3면의 평

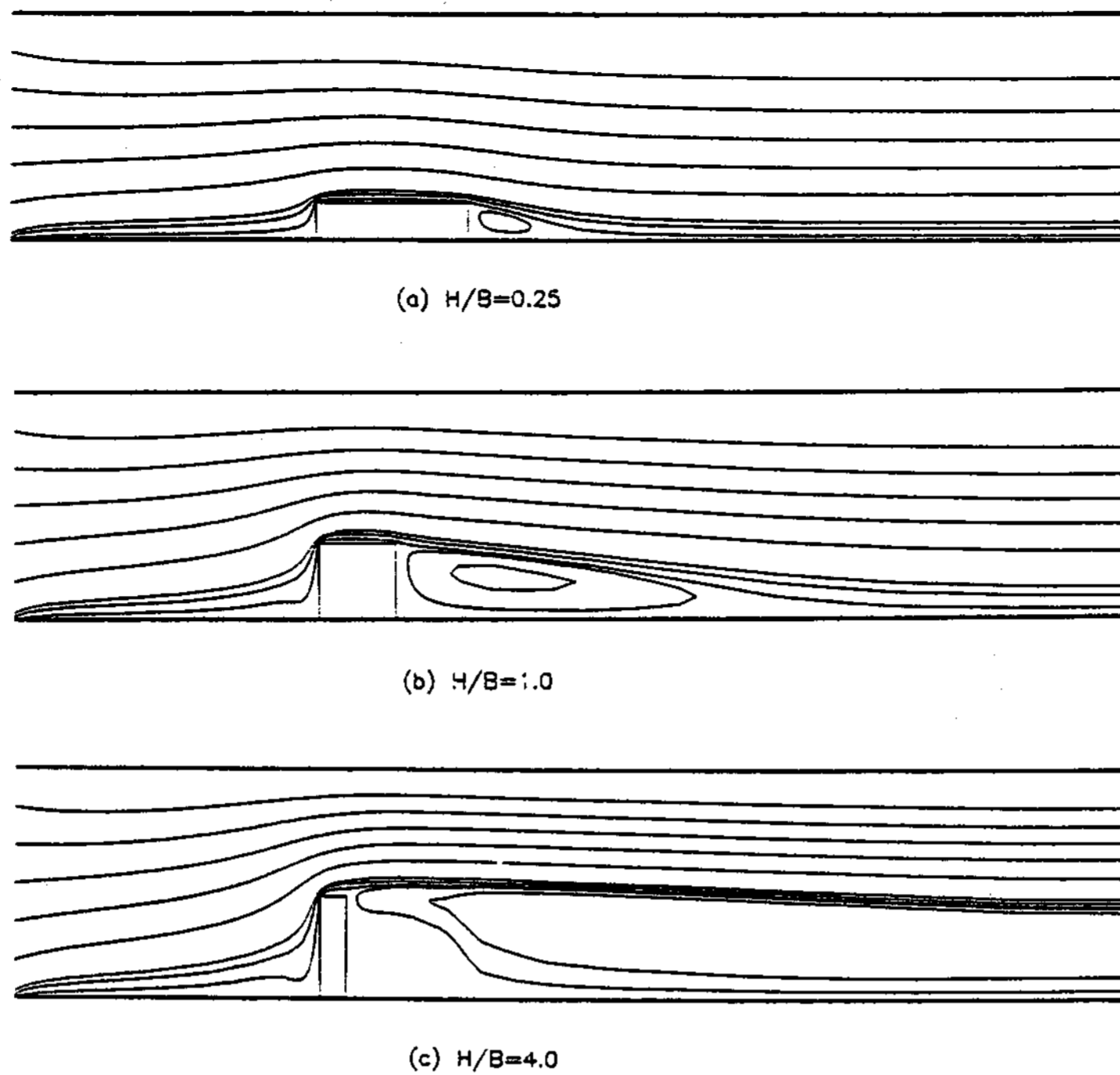


Fig. 17. Streamlines for various aspect ratios at $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Vertical channel)

균 Nusselt 수 분포보다 크게 나타났으며, 2면의 평균 Nusselt 수 분포보다 $50 \leq Re < 200$ 에서는 낮게 $200 \leq Re \leq 500$ 에서는 높게 나타났다.

Fig. 16은 $Re=100$ 인 경우 Grashof수에 따른 수직채널에서 정사각빔 각면의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔 각면의 평균 Nusselt 수는 Grashof수가 증가할수록 1, 2면은 증가하였으며, 3면은 유사한 분포를 보였다. 그리고 $Gr=5 \times 10^4$ 부근에서 2면과 3면이 동일한 값을 보인다. 이는 2면에서는 유속이 부력과 같은 방향으로 부력의 상승효과를 촉진시키기 때문이다. 빔의 전체 평균 Nusselt 수 분포는 1면과 2면의 평균 Nusselt 수 분포보다 작게 3면의 평균 Nusselt 수 분포보다 크게 나타났다.

Fig. 17 과 Fig. 18은 $Gr=100$ 인 경우 빔

의 형상비 변화에 따른 수직채널에서의 유선, 등온선을 나타낸 것이다. 형상비가 증가할수록 유선은 빔 후류의 재순환 영역의 크기가 증가하였다. 형상비가 증가할수록 유선은 빔 후류의 재순환 영역의 크기가 증가하였다. 형상비가 증가하면 등온선은 1면과 2면 그리고 3면의 하부에서 열전달이 둔화되었으며, 3면의 상부에서는 열전달이 촉진되었다.

Fig. 19는 $Re=100$ 인 경우 여러가지 형상비에 대한 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 Grashof수가 증가할수록 증가하였으며, 형상비가 증가할수록 감소하였다. 이는 1면에서는 부력의 상승효과가 저지되어 정체영역은 커지고 유속이 부력의 상승효과를 촉진시키는 2면이 감소하기 때문이다.

Fig. 20은 $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 형상

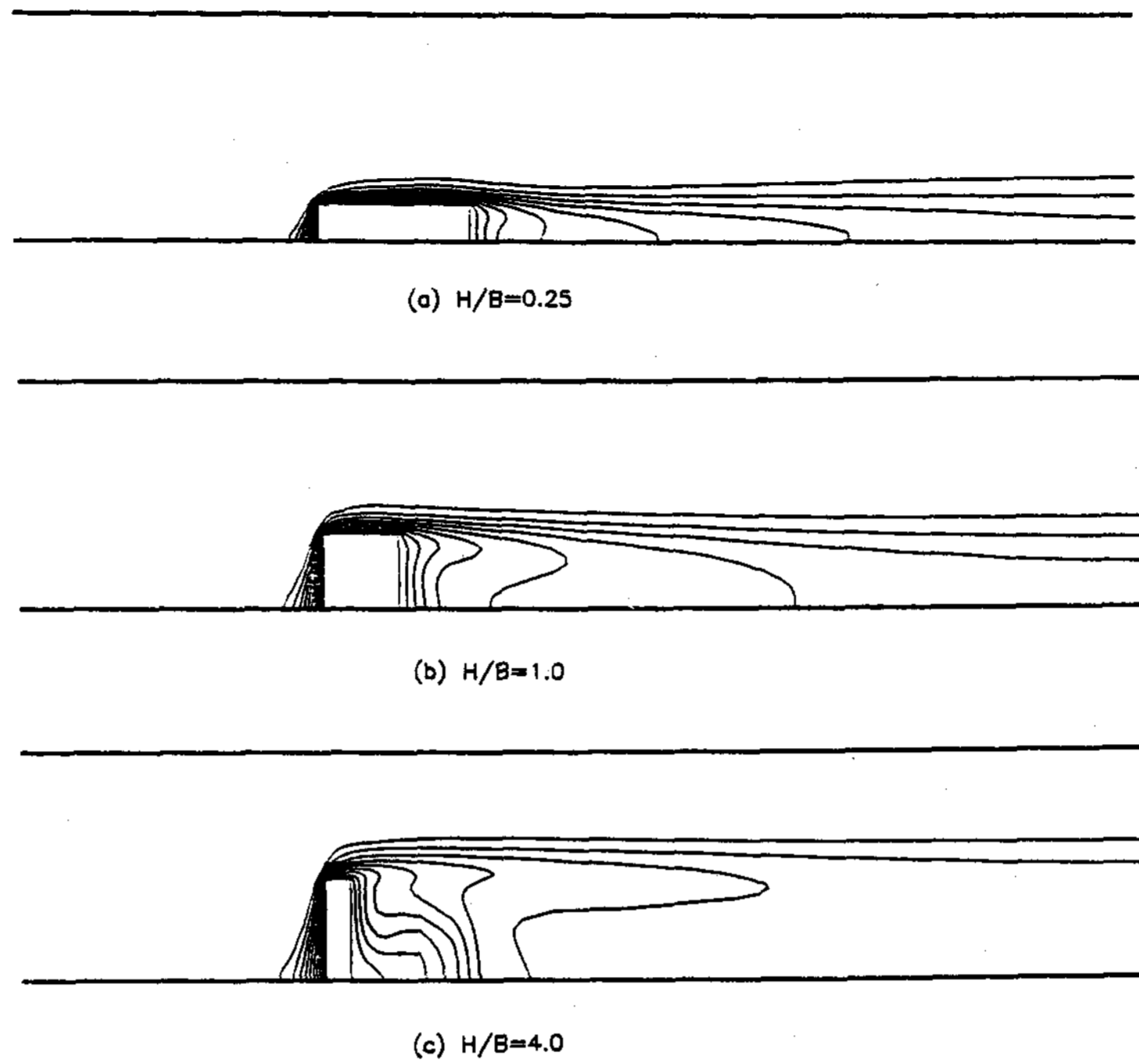


Fig. 18. Isotherms for various aspect ratios at $Gr = 10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.(Vertical channel)

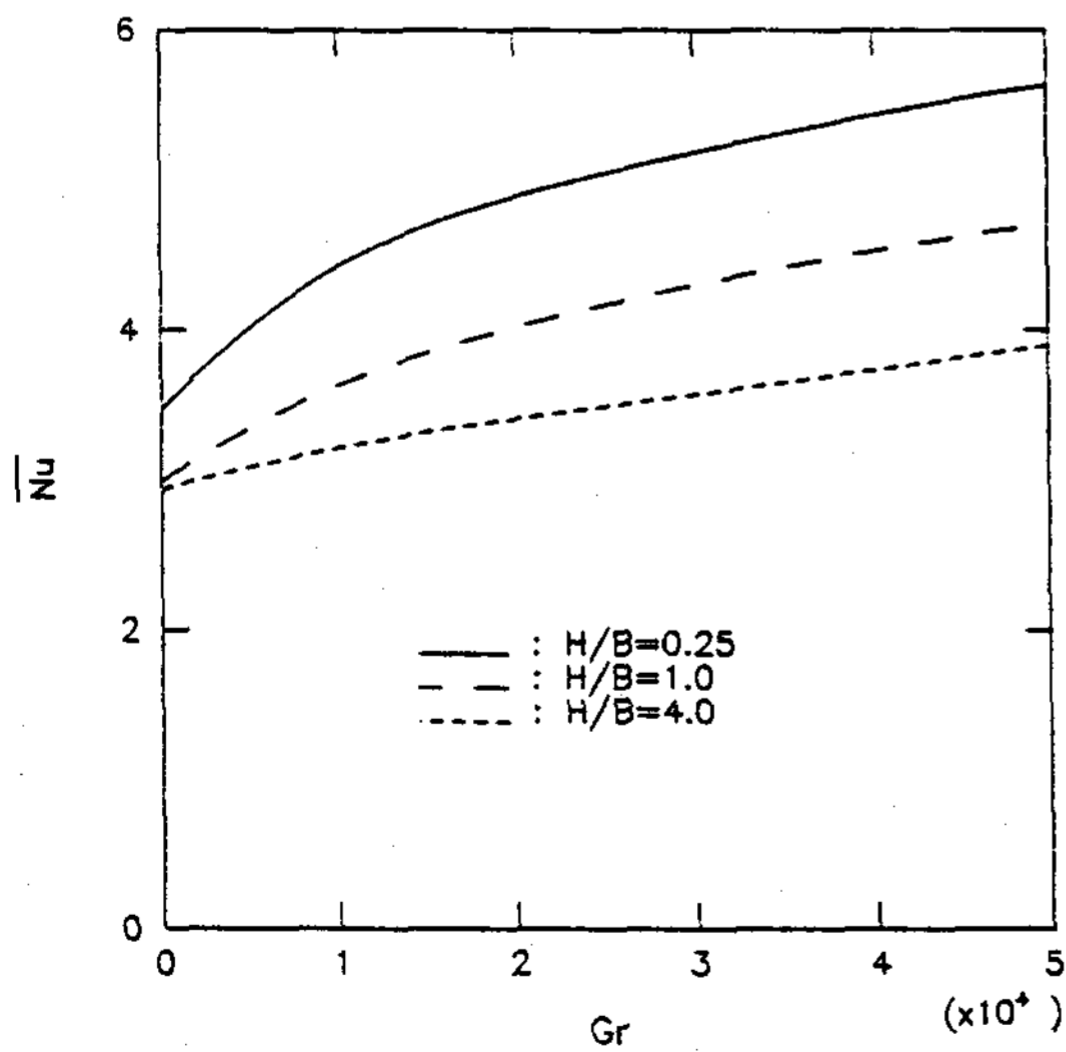


Fig. 19. Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Re=100$, $Pr=0.71$.(Vertical channel)

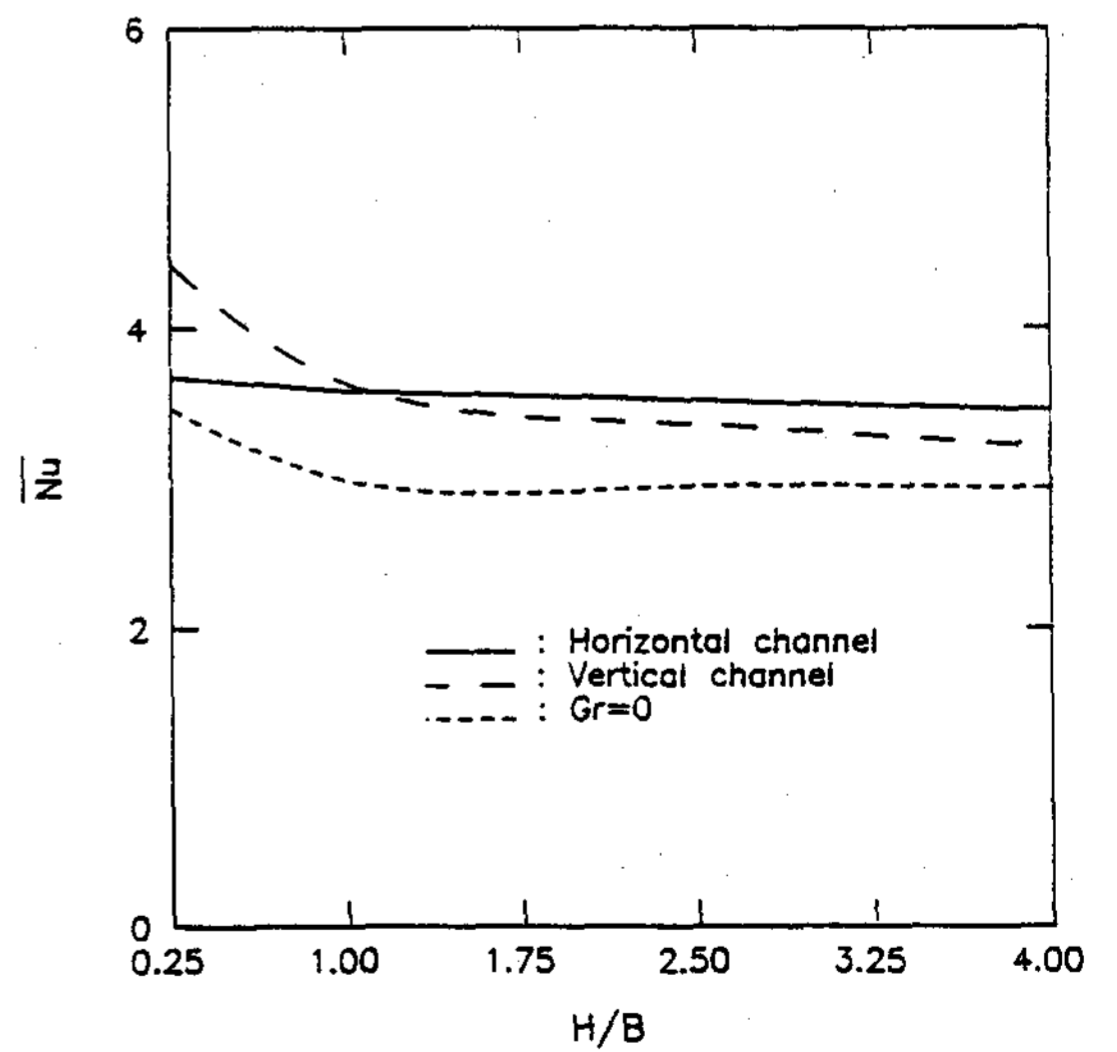


Fig. 20. Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.

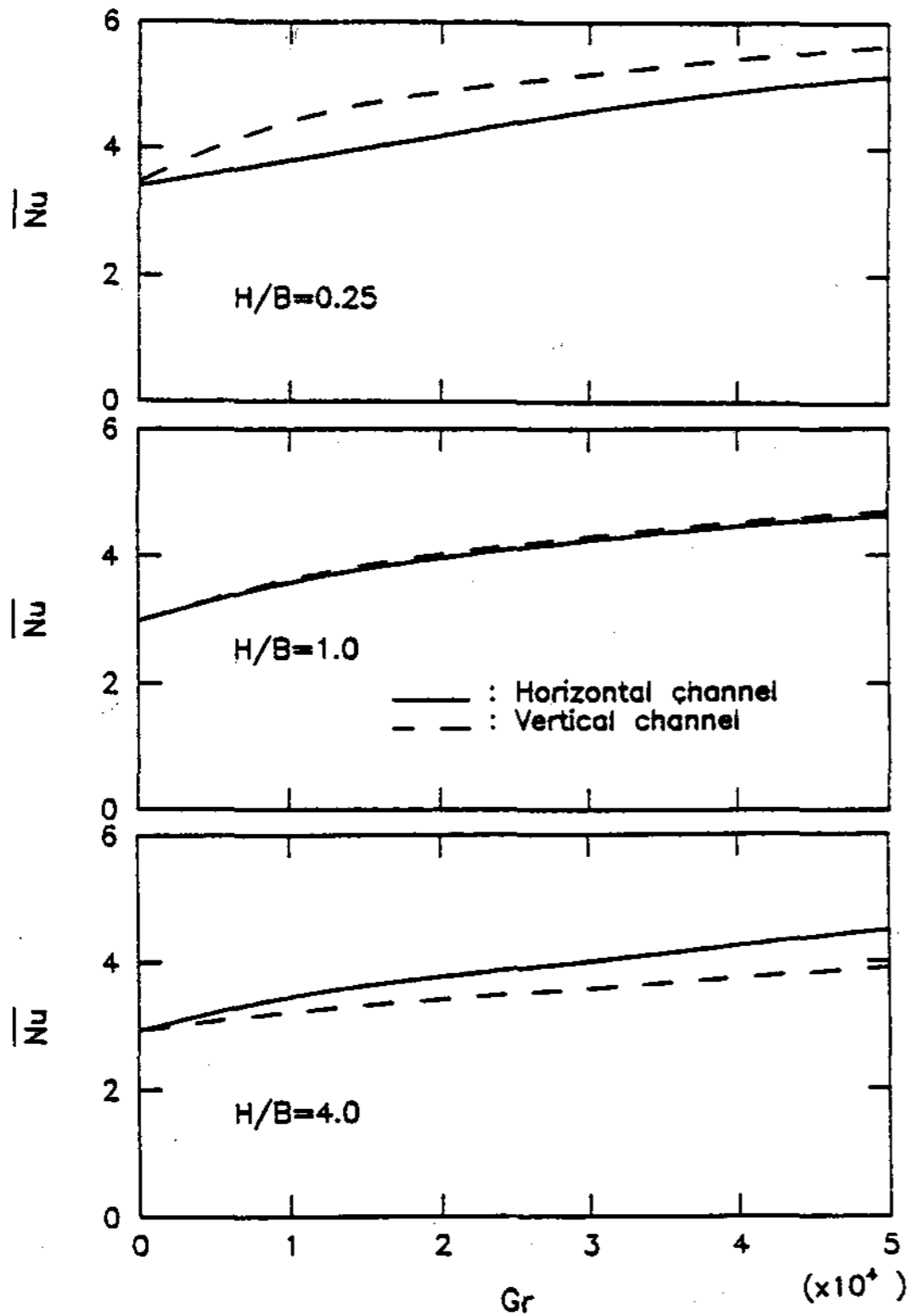


Fig. 21. Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios $Re=100, Pr=0.71$.

비에 따른 수평, 수직채널에서의 빔의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 형상비가 증가할수록 전반적으로 감소하였으며, 수직채널이 수평채널에 비하여 $0.25 \leq H/B < 1.1$ 에서는 높게, $1.1 \leq H/B \leq 4.0$ 에서는 낮게 나타났다. 형상비에 관계 없이 부력을 고려하지 않은 순수강제대류($Gr=0$)가 가장 낮은 분포를 보였다.

Fig. 21은 $Re=100$ 인 경우 여러가지 빔의 형상비에 대한 수평, 수직채널에서의 빔의 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸 것이다. 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 $Gr=0$ 에서는 채널의 위치에 관계없이 같은 값을 보인다. Grashof 수가 증가할수록 증가하였으며, 수직채널이 수평

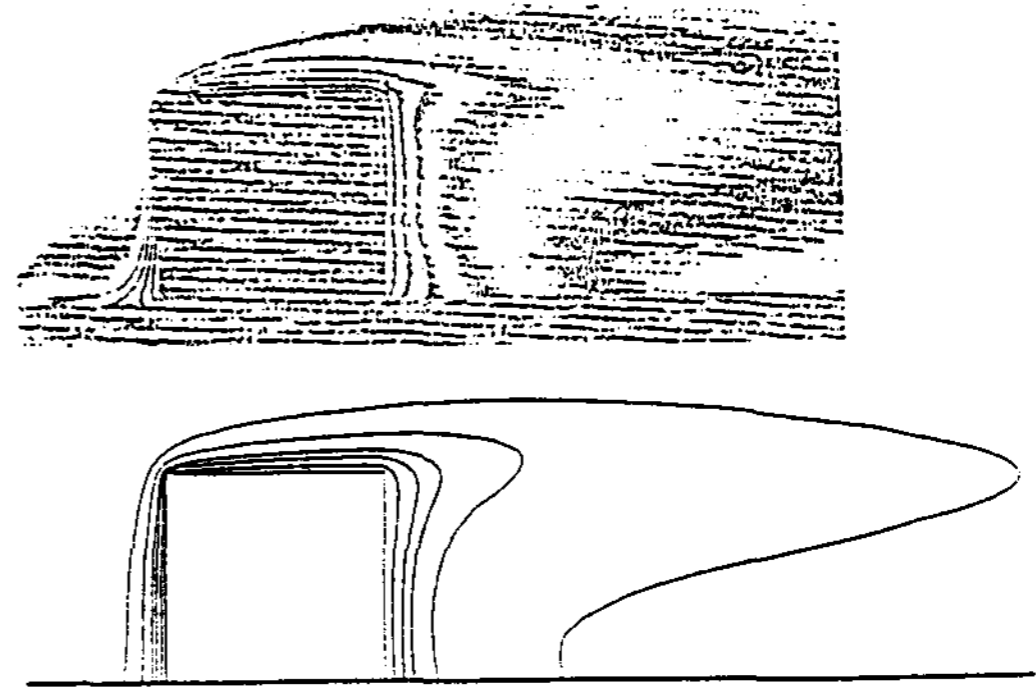


Fig. 22. Comparison of the experimental and numerical isotherms at $Gr=4871, Re=50$ and $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

채널에 비하여 $H/B=0.25$ 에서는 높고 $H/B=4.0$ 에서는 낮으며 $H/B=1.0$ 에서는 다소 높게 나타났다.

Fig. 22는 $Gr=4871, Re=50$ 의 단일빔을 가진 수평채널에서의 수치계산으로 구한 등온선과 실험으로 얻은 간섭사진의 등온선 비교이다. 완전한 단열판의 제작이 불가능하므로 1면과 3면의 하부에서 단열판으로 열이 전도되어 다소 차이를 보이나, 실험과 수치해석에서 생기는 오차를 고려할 때 실험에서 얻은 등온선과 수치계산으로 구한 등온선은 비교적 잘 일치하고 있다.

IV. 결론

한 단열벽에 한 개의 등온사각빔이 부착된 수평, 수직채널에서의 열 에너지 이송에 대하여 $Pr=0.71, 0.25 \leq H/B \leq 4, 50 \leq Re \leq 500, 0 \leq Gr \leq 5 \times 10^4$ 의 범위에서 수치해석한 결과는 다음과 같다.

(1) $Re=100$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수는 $Gr=0$ 에서는 같은 값을 나타내며, Grashof 수가 증가할수록 증가하

였으며, 형상비가 증가할수록 감소하였다.

(2) $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수는 수직채널이 수평채널에 비하여 $0.25 \leq H/B < 1.1$ 에서는 높게 $1.1 \leq H/B \leq 4.0$ 에서는 낮게 나타났다. 형상비에 관계없이 부력을 고려하지 않은 순수강제대류($Gr=0$)가 가장 낮은 분포를 보였다.

(3) $Re=100$, $0 < Gr \leq 5 \times 10^4$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 평균 Nusselt 수 분포는 수직채널이 수평채널에 비하여 $H/B=0.25$ 에서는 높고 $H/B=4.0$ 에서는 낮으며, $H/B=1.0$ 에서는 다소 높게 나타났다.

(4) 실험으로 얻은 간섭사진의 등온선과 수치계산으로 구한 등온선이 비교적 잘 일치하여 수치해석의 타당성을 입증하였다.

V. References

1. J.Davalath, Y.Bayazitoglu, "Combined Forced and Free Convection Cooling of Heated Blocks", AIAA Paper No.89-0425, 1989
2. H.T.Than, Y.Bayazitoglu, "An Experimental Study of Forced Cooling over Heated Rectangular Blocks", Proc. of the 1st World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Dubrovnik, Yugoslavia, pp.1228-1234, 1988
3. B.H.Kang, Y.Jaluria, S.Tewari, "Mixed Convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Horizontal Plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 112, pp.653-661, 1990
4. S.Y.Kim, H.J.Sung, J.M.Hyun, "Mixed Convection from Multiple-Layered Boards with CrossStreamwist Periodic Boundary Condition", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, No.11, pp.2941-2952, 1992
5. C.Y.Choi, A.Ortega, "Mixed Convection in a Inclined Channel with a discrete Heat Source", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.12, pp.3119-3134, 1993
6. S.Habachi, S.Acharay, "Laminar Mixed Convection in a Partially Blocked Vertical Channel", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.29, pp.934-940, 1986
7. Y.Jaluria, "Mixed Convection Flow over Localized Multiple Thermal Sources on a Vertical Surface", Physics of Fluids, Vol.29, PP.934-940, 1986
8. K.J.Kennedy, A.Zebib, "Combined Forced and Free Convection Between Parallel Plates", Proc. of the 7th Int. Heat Transfer Conference. Vol.3, PP.447-451, 1982
9. K.J.Kennedy, A.Zebib, "Combined Free and Forced Convection between Horizontal Parallel Planes:Some Case Studies", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, pp. 471-474, 1983
10. K.V.Rao, B.F.Armaly, T.S.Chen, "Analysis of Laminar Mixed Convection Plumes Along Vertical Adiabatic Surfaces", ASME Journal of Heat Transfer, Vol.106, pp.552-557, 1984
11. Y.M.Chen, Y.Kuo, "Interferometric Studies on Fprced Convection Cooling Across Rectangular Blocks". 3rd Int. Symp. on Transport Phenomena in Thermal control. pp.85-96, 1988
12. J.R.Maughan, F.P.Incropera, "Experiments on Mixed Convection Heat Transfer for Airflow in a Horizontal and Inclined Channel", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30,

- pp.1307-1318, 1987
13. C.Y.Choi, A.Ortega, "Mixed Convection in an Inclined Channel with a Discrete Heat Source", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.36, No.12, pp.3119-3134, 1993
14. S.Tewari, Y.Jaluria, S.Goel, "Natural and Mixed Convective Transport from Finite -Size Heat Sources on a Flat Plate in Cooling of Electronic Equipment", *ASME HTE*, Vol.89, pp.1-9, 1987
15. L.Pera, B.Gebhart, "Laminar Plume Interactions", *J.Fluid Mech*, Vol.68, part 2, pp. 259-271, 1975

$Do=1.58$ than $p/Do=4.75$.

3) Mean Nusselt number can be expressed by the following equation,

$$Nu_{mean}=C Re^m Pr_g^{0.4} (p/dp)^n.$$

A Study on the Atmospheric Clearness of Major Cities in Korea

Jo, Dok-Ki · Kim, Eun-Il · Lee, Tae-Kyu · Park, Kyung-Ho · Chun, Il-Soo · Jeon, Hong-Seok · Ahn, Chung-Moo

Korea Institute of Energy Resources

Since the atmospheric clearness index is main factor for evaluating atmosphere circumstance, it is necessary to estimate its characteristics all over the cities in Korea.

We have began collecting clearness index data since 1982 at 16 different cities and considerable effort has been made for constructing a standard value from measured data at each city.

The new clearness index data will be extensively used by evaluating atmospheric circumstance analysies as well as by solar application system designer or users.

From the results, we can conclude that

- 1) Yearly mean 63 % of the atmospheric clearness index was evaluated for clear day all voer 16 cities in Korea.
- 2) Atmospheric clearness index of spring and summer were 63 % and 64 % and for fall and winter their values wre 61 % and 59 % respectively. So, spring and summer were higher, and fall and winter were lower then the yearly value.
- 3) A significant difference of atomospheric clearness index is observed between 1982 ~ 1987 and 1988~ 1993 through 16 different cities in Korea.

Convective Heat Transfer in a Channel with an Isothermal Rectangular Beam

Kwon, Sun-Sok* · Ree, Jae-Shin

*Dong-A University

**Graduate School, Dong-A University

Thermal energy transport in a two-dimensional horizontal and vertical channel with an isothermal rectangular beam attached to one adiabatic wall is investigated from the numerical solution of Navier-Stokes and energy equations. The solutions have been obtained for dimensionless aspect equations. The solutions have been obtained for dimensionless aspect ratios of beam, $H/B=0.25\sim 4$, Reynolds numbers, $Re=50\sim 500$ and Grashof numbers, $Gr=0\sim 5\times 10^4$.

The mean Nusselt number, \overline{Nu} for horizontal and vertical channels shows same value at $Gr=0$ and increases as Gr increases and decreases as H/B increases at $Re=100$.

\overline{Nu} of vertical channel shows higher in $0.25\leq H/B < 1.1$ and lower in $1.1\leq H < 4.0$ than that of horizontal channel at $Gr=10^4$, $Re=100$.

\overline{Nu} of vertical channel shows higher in $0.25\leq H/B < 1.1$ and lower in $1.1\leq H/B=1.0$ than that of horizontal channel at $Re=100$, $0 < Gr \leq 5\times 10^4$.

A comparison between the experimental and numerical results shows good agreement.

Rate Augmentation of Exothermic Hydration in the CaO Packed Bed

Soo-Yull Chung · Jong-Shik Kim

Dept. of Chem. Eng., Keimyung University

Heat release characteristics of a CaO packed bed reactor which is used for a chemical heat storage device has been studied.

We employed Cu-plate fins to release the heat of reaction of the CaO packed bed inside the reactor fast and effectively.

Two-dimensional analysis of unsteady state heat flow inside the bed was performed as a function of time and under various conditions of the Cu-plates.

It is noted that the time required to release the heat of reaction with Cu fins is reduced more than twice fast compared to that without Cu fins. That was largely dependent upon the number of Cu-plate, as well.