[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 12, No. 1, 1992

부채형 밀폐 공간 내에서의 자연대류 열전달에 대한 공간각의 영향

배 태 열* · 권 순 석**

*동아대학교 대학원 기계공학과
**동아대학교 공과대학 기계공학과

Effect of Sectorial Angle on Natural Convection in Circular Trapezoidal Enclosures

Bae, Tae-Yeol · Kwon, Sun-Suk

Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

요 약

온도가 다른 평행한 원형 벽과 2개의 단열 벽으로 구성된 부채형 밀폐 공간 내 에서의 자연대류 열전달 현상을 유한 차분법으로 수치해석 하였다. Rayleigh수 10^3-10^5, 공간각 30°~180°의 범위에서 온도 분포 및 속도 분포를 나타내고 평균 Nusselt수를 $\overline{Nu}=C(Ra_L)^m$의 형태로 나타 내었다.

ABSTRACT

A numerical study of natural convection heat transfer confined by circular parallel walls at different temperatures and flat adiabatic walls is investigated for Rayleigh numbers from 10^3 to 10^5 and sectorial angles from 30° to 180°. It is used by a finite difference method to solve the governing equations. The results show velocity and temperature distributions.
Mean Nusselt numbers are shown by $\overline{Nu}=C(Ra_L)^m$.

기호설명

A : 단면적
g : 중력 가속도
h : 대류 열전달 계수
k : 열 전도율
L : 기준간격 길이, r_o-r_i

Nu : Nusselt수
Pr : Prandtl수
R : 무차원 반경 방향 좌표
Ra : Rayleigh수
S : 무차원 원주 방향 좌표
V : 무차원 속도
α : 열 확산율
β : 체적 팽창 계수
θ : 원주 방향 좌표
ν : 동점성 계수
Φ : 무차원 온도
Ψ : 무차원 유동 함수
ω : 무차원 와도

첨 자

i : 고온 등온벽
L : 기준 간격 길이
max : 최대값
o : 저온 등온벽
r : 반경 방향
T : 부채형
θ : 원주 방향
$-$: 평균

1. 서 론

기체로 채워진 밀폐 공간 내의 자연대류 열전달은 건물의 단열, 2중창, 핵 반응로, 저온 저장고의 설계등에 있어서 중요하게 다루어진다. 수 많은 실험적 및 해석적인 방법으로 밀폐 공간 내의 자연대류 열전달을 연구하여 실제적으로 나타나는 열전달 현상에 대하여 적용하였다. 환상형[1, 2] 및 사각형[3~5]의 밀폐 공간은 그 형상의 중요성과 적용성 등으로 많은 연구가 진행되었다. 이들 공간에 대한 수치 해석적 연구에서는 열전달 뿐만 아니라 유선, 등온선, 속도 분포등[2, 6, 7]도 제시하고 있다. 공기로 채워진 사각형 공간에서 한쪽의 수직벽이 가열되고 다른 한쪽 수직벽 과의 온도차가 유지 된다면 고온 벽에서 저온 벽으로 열전달이 일어 나는데, 양 벽간의 간격이 좁고, 작은 온도차에서는 기체적 전도에 의한 열전달이 지배적이다. 그러나 온도차가 커지고, 양 벽간의 간격이 증가되면 고온 벽면 부근에서의 공기는 상승하고 저온 벽면 부근의 공기는 하강하는 자연 대류가 일어난다. 선행의 연구[9, 10]에서 보면 양 벽간의 온도차로 인한 열전달 현상을 3가지 영역으로 구분하고 있는데, $Ra<2.1\times10^3$에서는 공기층 내에서의 온도 구배는 일정하고 기체 전도에 의한 열전달 현상이 지배적이다. Rayleigh수가 증가하면 대류 현상이 증가하며 온도구배의 선형성이 사라지는데 이때를 천이 영역이라고 한다. $Ra>5.7\times10^3$에서는 고온 벽과 저온 벽에서 각각 열 경계층이 형성되는데 이때를 경계층 유동이라 부르고 이때에는 층류 자연대류 열전달이 지배적이다.

본 연구는 벳치(Batch)형 태양열 집열기 내에서의 자연대류 열전달 현상을 고찰하기 위하여, 공간을 2개의 평행한 원형 벽과 2개의 단열 벽으로 단순화하고, 공간내의 유체가 공기인 경우 공간각의 크기가 30°에서 180°로 변화고 Rayleigh수 10^3-10^5 범위에 대하여 유한 차분법으로 수치 해석하여 온도장, 유동장, 속도장을 해석하고, 평균 Nusselt수를 $\overline{Nu}=C(Ra_L)^m$로 나타내었다.

2. 수치해석

본 연구에서 고려된 2차원 공간의 도식적 형상은 Fig.1과 같다. 좌측 원형 벽은 고온 등온이고 우측 원형 벽은 저온 등온이며, 상하의 직선 벽은 단열적이다. 공간내의 유체는 밀도를 제외한 다른 물리적 성질은 일정한 것으로 가정 하였으며 Boussinesq근사[8]를 따른다. 공간내의 유체 유동은 정상 층류 유동인 것으로 가정하고 복사에 의한 열전달은 무시 하였으며, 무차원 변수들은 다음과 같이 정의 한다.

$$R=(r-r_i)/L,\ S=\theta/\theta\ \Phi=(T-T_o)/(T_i-T_o) \quad \cdots\cdots(1a)$$

$V_r = v_r L/\alpha,\ V_\theta = v_\theta L/\alpha$ ……(1b)

$\Psi = \psi/\alpha,\ \omega = WL^2/\alpha$ ……(1c)

$Ra_L = g\beta\Delta TL^3/\upsilon\ \alpha,\ Pr = \upsilon/\alpha,\ Nu = hL/k$ …(1d)

유동함수와 와도를 도입한 무차원 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla^2\Psi = -\omega \quad \cdots\cdots(2)$$

$$\nabla^2\omega = \frac{1}{Pr}\left(V_r\frac{\partial\omega}{\partial R} + \frac{V_\theta\partial\omega}{R\partial\theta} + Ra_L\left(\sin\theta\frac{\partial\Phi}{\partial R} + \frac{\cos\theta}{R}\frac{\partial\Phi}{\partial\theta}\right)\right) \quad \cdots\cdots(3)$$

$$\nabla^2\Phi = V_r\frac{\partial\Phi}{\partial R} + \frac{V_\theta\partial\Phi}{R\partial\theta} \quad \cdots\cdots(4)$$

경계 조건은 다음과 같다.

1) $r = r_i$에서

$$V_r = V_\theta = o, \omega = -\frac{\partial_2\Psi}{\partial R^2},\ \Phi = 1 \quad \cdots\cdots(5)$$

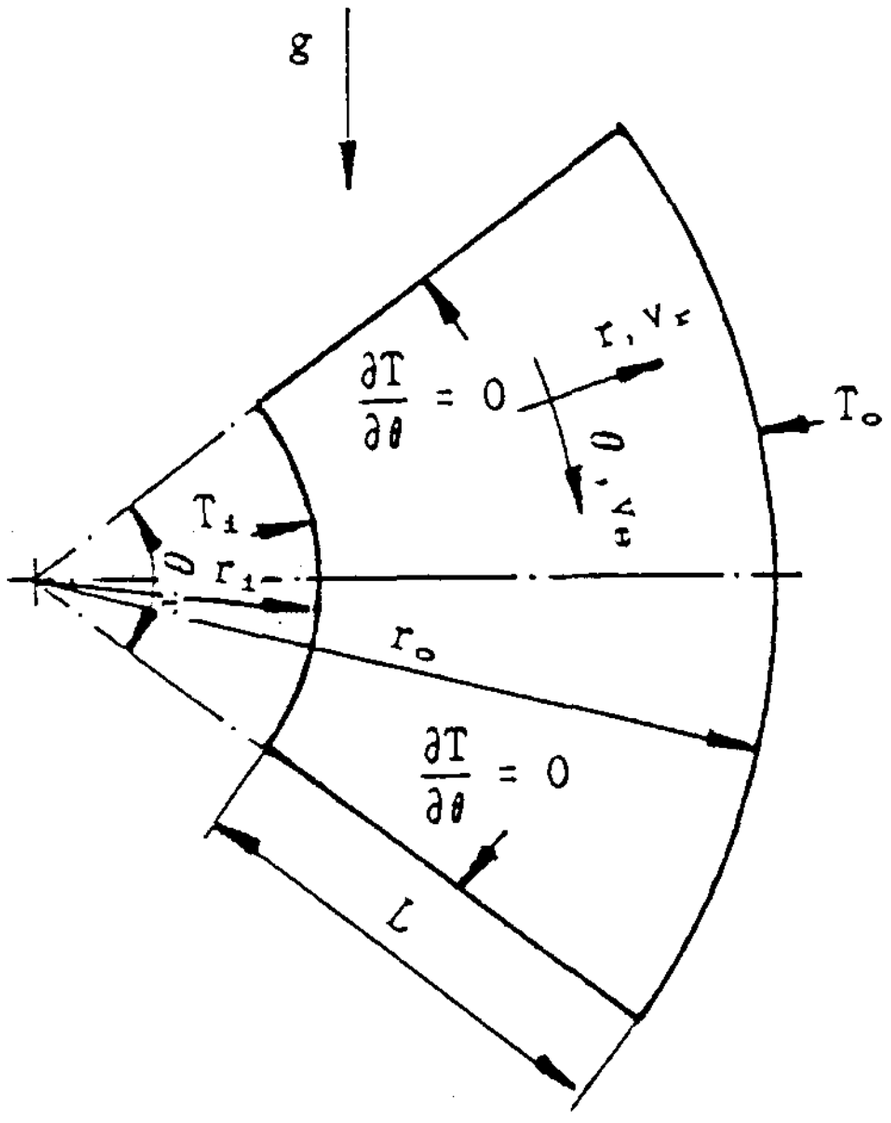

Fig. 1. Schematic diagram of the geometry investigated.

2) $r = r_o$에서

$$V_r = V_\theta = 0,\ \omega = -\frac{\partial^2\Psi}{\partial R^2},\ \Phi = 0 \quad \cdots\cdots(6)$$

3) $\theta = 0,\ \theta = \theta_T$에서

$$\Psi = V_r = V_\theta = \omega = 0,\ \frac{\partial\Phi}{\partial\theta} = 0 \quad \cdots\cdots(7)$$

수치 해석을 위하여 (2)-(4)의 편미분 방정식에 유한 차분법을 적용 하였으며, 수렴 속도와 계산의 안정성을 위하여 중심 차분법, hybrid 법을 사용하였다. 격자의 형상은 벽면 부근에서의 온도 구배 계산을 보다 정확히 하기위하여 이곳의 격자 간격은 중앙 부분의 격자 간격보다 미소하게 취하였으며, 전체 격자수는 $\theta_T < 60^\circ$에서는 $16\times18=228$, $90^\circ \le \theta_T \le 120^\circ$에서는 $16\times35=560$, $\theta_T > 150^\circ$에서는 $16\times69=1104$개 이며, 이때 수렴 기준은 다음과 같다.

$$\frac{Q^n - Q^{n-1}}{Q^n} \le 10^{-4} \quad \cdots\cdots(8)$$

여기서 Q는 유동 함수 또는 온도를 나타내며 n은 반복 회수를 나타낸다.
계산하여 얻어진 결과로 부터 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

1) 국소 Nusselt수

$$Nu_i = -\frac{\partial\Phi}{\partial R})\ r = r_i \quad \cdots\cdots(9)$$

$$Nu_o = -\frac{\partial\Phi}{\partial R})\ r = r_o \quad \cdots\cdots(10)$$

2) 평균 Nusselt수

$$\overline{Nu_i} = \frac{1}{A}\int Nu_i\ dA \quad \cdots\cdots(11)$$

$$\overline{Nu_o} = \frac{1}{A}\int Nu_o\ dA \quad \cdots\cdots(12)$$

3. 결과 및 고찰

Prandtl수 $Pr=0.71$, 공간각 $\theta_T=30^\circ-180^\circ$, Rayleigh수 $Ra_L=10^3$-10^5, $r_o=1.625$, $L=1.0$에 대하여 수치 해석한 결과는 다음과 같다.

Fig.2는 $Pr=0.71$, $Ra_L=10^3$에서 θ_T의 변화에 대한 등온선을 나타낸다. 대류 유동이 매우 적어 등온선 간격은 θ_T에 관계없이 거의 일정하다.

Fig.3은 $Pr=0.71$, $Ra_L=5\times10^3$에서 θ_T의 변화에 대한 등온선을나타낸다. 대류 유동의 발달로 등온선 간격은 원주 방향의 위치에 따라 큰 차이를 보이고 있다. $\theta_T\leq60^\circ$에서는 온도 반전 현상이 나타나지 않고, $\theta_T=90^\circ$및 120°에서 최초로 온도 반전 현상이 나타나며, $\theta_T\geq150^\circ$에서는 θ_T가 증가하여 유동 공간이 증가 하여도 온도 반전 현상은 나타나지 않는다.

Fig.4는 $Pr=0.71$, $Ra_L=5\times10^4$에서 θ_T의 변화에대한 등온선을 나타낸다. 활발한 대류 유동으로 온도 반전 현상이 나타나며, θ_T의 증가에 따라 온도 반전 폭도 증가하고, 고온 벽 하단부 및 저온 벽의 상단부에서는 등온선이 조밀하여 온도 구배가 크게 나타나서 열전달이 활발하게 일어난다.

Fig.5는 $Pr=0.71$, $Ra_L=5\times10^4$에서 θ_T의 변화에 대한 유선을 나타낸다. 고온 벽에서 발달한 대류 유동은 윗쪽 단열 벽을 거쳐 저온벽을 따라 하강하여 시계 방향의 유동이 이루어 지고 있다. $\theta_T\geq150^\circ$에서는 $\Psi_{max}=20.6$으로 θ_T가 변화하여도 Ψ_{max}는 변화가 거의 없으며, $\theta_T=180^\circ$일때의 Ψ_{max}가 $\theta_T=30^\circ$일때보다 약 2.9배의 큰 값을 나타내며, θ_T가 증가하면 공간내에서의 대류 유동이 축진되어 Ψ_{max}점의 위치는 윗부분으로 이동한다.

Fig.6은 $Pr=0.71$, $\theta_T=30^\circ$무차원 원주 방향거리 $S=0.5$에서의 Rayleigh수의 변화에 대한 무차원 온도 분포를 나타낸다. $Ra_L=10^3$에서의 온도 구배는 거의 직선적이며, $Ra_L=5\times10^3$에서는 변곡점이 발생되고, $Ra_L=5\times10^4$에서는 변곡점을 기준으로 하여 왼쪽은 $R=0.2$ 부근에서 최저값을 나타내고 오른쪽은 $R=0.8$ 부근에서 최고값을 나타내는 온도 반전 현상이 나타난다. 이는 R

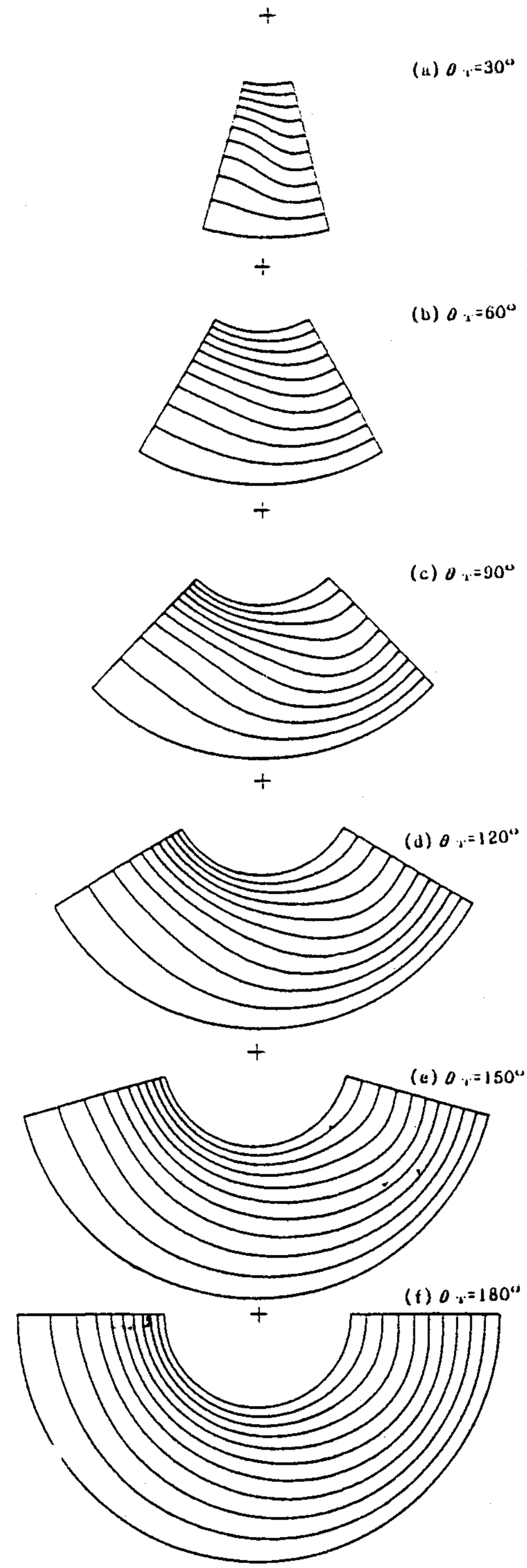

Fig. 2. Isotherms for various aspect angles at Pr =0.71, Ra=10^3, $\triangle\Phi=0.1$.

Fig. 3. Isotherms for various aspect angles at Pr= 0.71, Ra=5×10^3, $\triangle\Phi$=0.1.

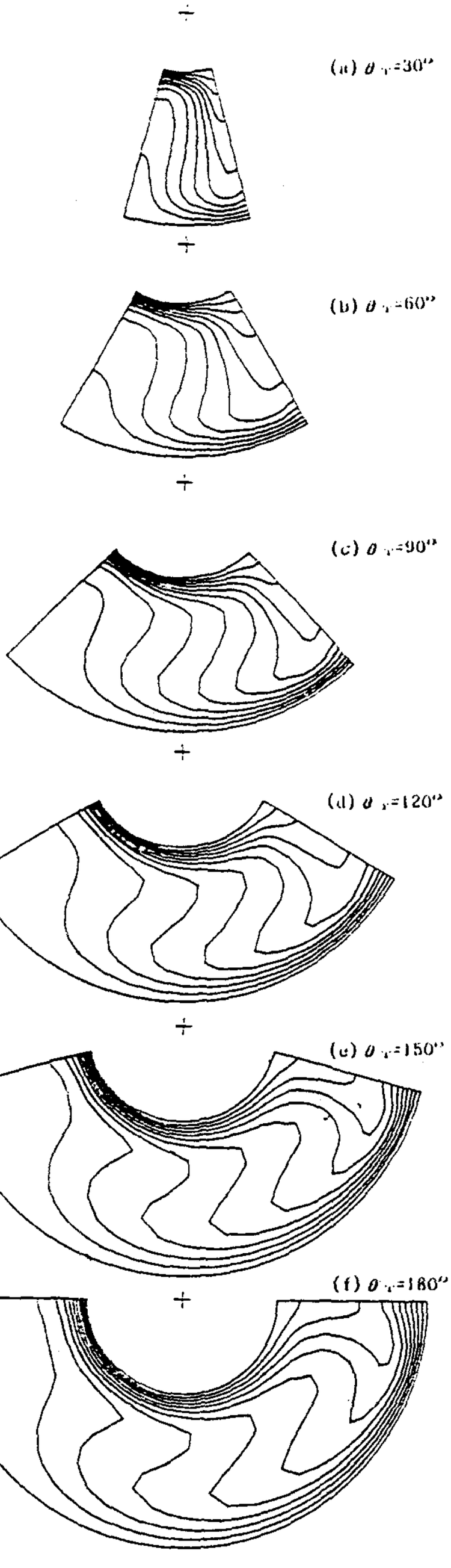

Fig. 4. Isotherms for various aspect angles at pr= 0.71, Ra=5×10^4, $\Delta\Phi$=0.1.

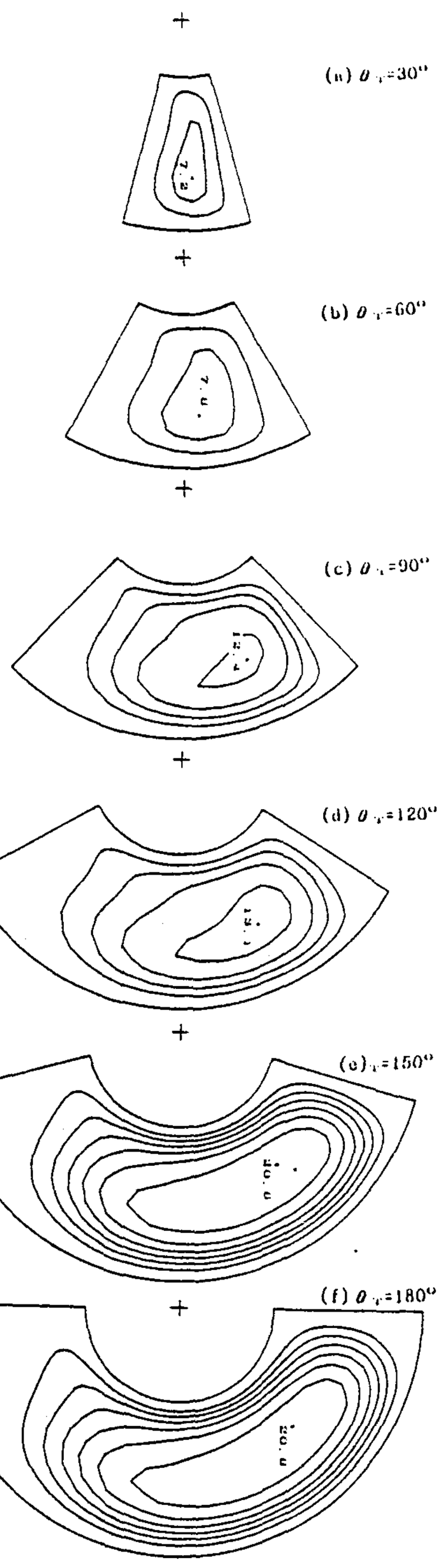

Fig. 5. Streamlines for various aspect angles at Pr =0.71, Ra=5×10^4, $\Delta\Psi$=3.0.

=0.2 및 0.8 부근에서 각각 고온부 및 저온부의 열 경계층이 형성 되는 것으로 고려된다.

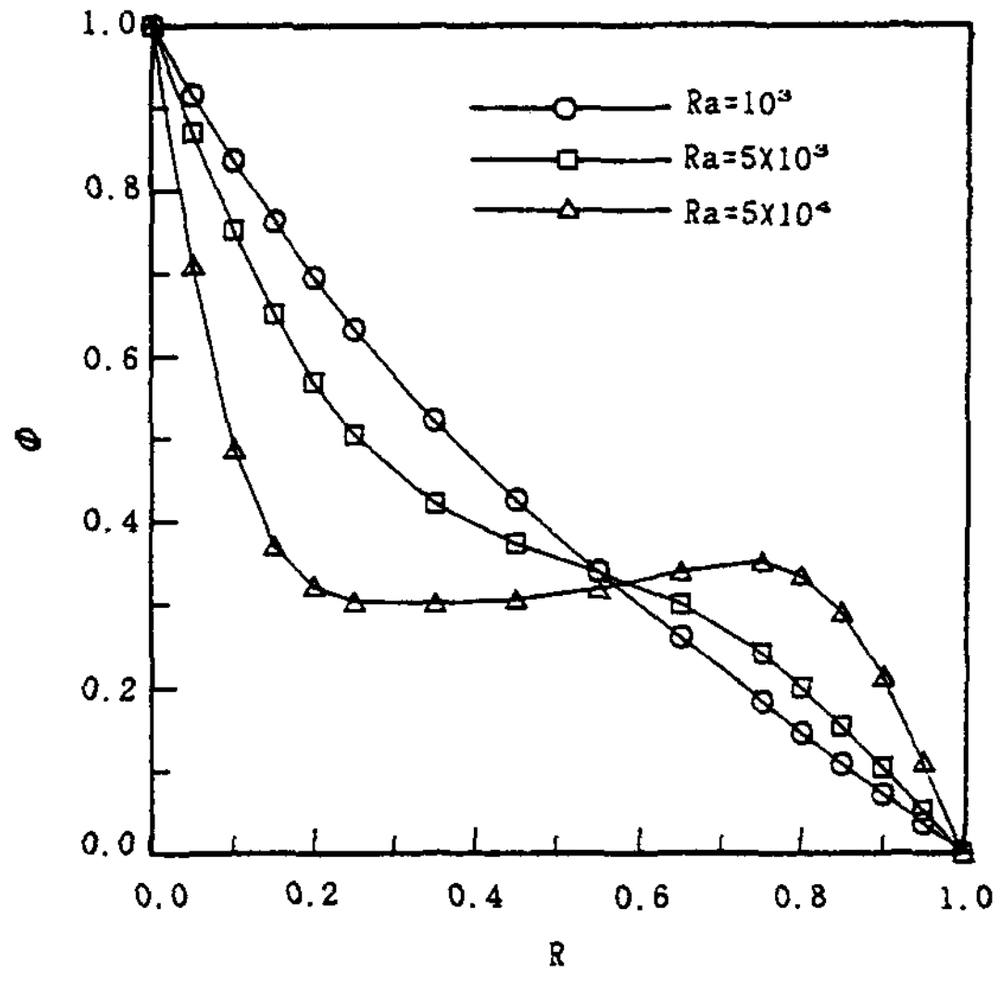

Fig. 6. Dimensionless temperature versus dimensionless radial coordinate for various Rayleigh numbers at Pr=0.71, θ_r=30°, S=0.5.

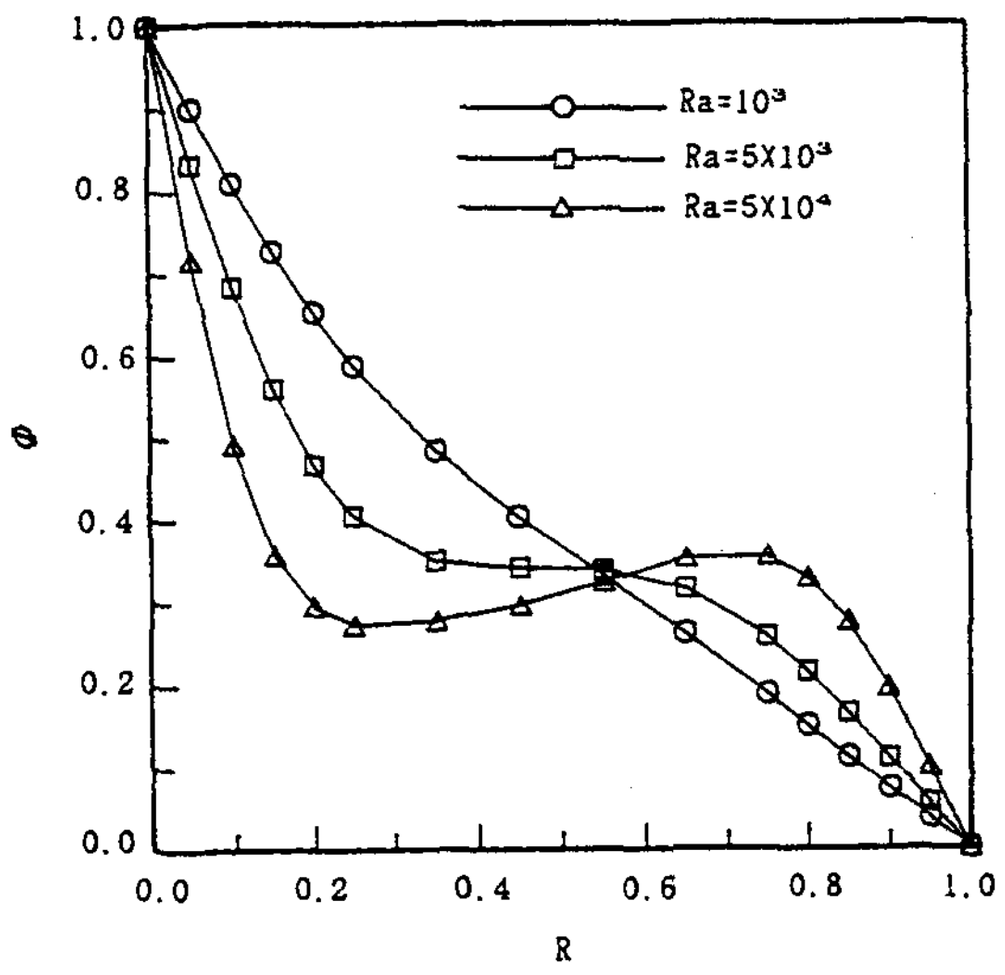

Fig. 7. Dimensionless temperatue versurs dimensionless radial coordinate for various Rayleigh numbers at Pr=0.71, θ_r=90°, S=0.5.

Fig.7은 Pr=0.71, θ_r=90°, S=0.5에서의 Rayleigh수의 변화에 대한 온도 분포를 나타낸다.

$Ra_L=10^3$에서 고온 벽 부근의 온도 구배가 다소 급격하나, R≥0.3에서는 거의 직선적이다. $Ra_L=5\times10^4$에서는 온도 반전 현상이 나타나며, 그 크기는 Fig. 6의 $\theta_T=30^\circ$일때 보다 큰 값을 나타낸다.

Fig. 8은 Pr=0.71, $\theta_T=180^\circ$, S=0.5에서의 Rayleigh수의 변화에 대한 온도 분포를 나타낸다. $Ra_L\leq5\times10^3$에서는 Fig.7의 $\theta_T=90^\circ$ 온도 분포와 유사한 형태를 나타내고 있으나, $Ra_L=5\times10^4$에서는 부분적인 최소 및 최대 온도점이 R=0.3 및 0.7부근에서 나타난다. 이는 공간에서 상하 방향의 길이 증가로 열 경계층의 두께가 증대 되어지는 것으로 고려된다..

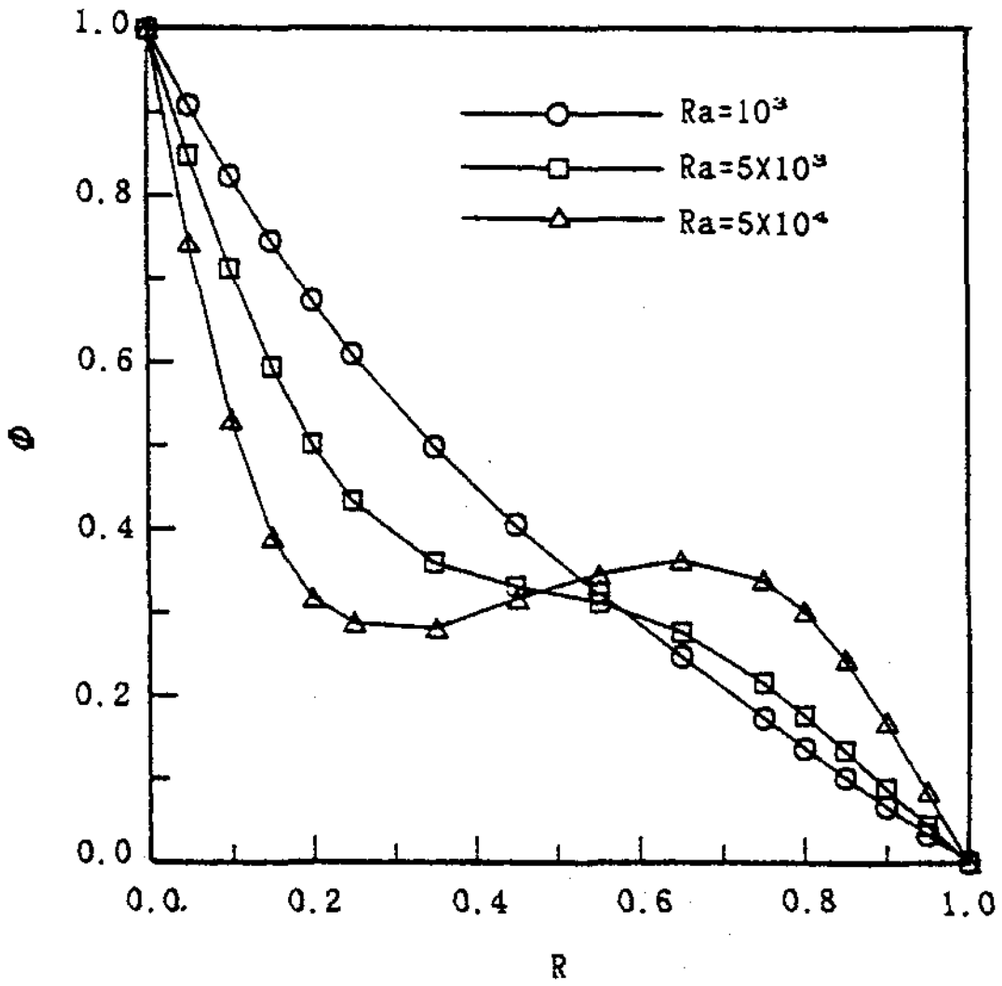

Fig. 8. Dimensionless temperature versus dimensionless radial coordinate for various Rayleigh numbers at Pr=0.71, $\theta_T=180^\circ$, S=0.5.

Fig.9는 Pr=0.71, $\theta_T=180^\circ$, S=0.5에서의 Rayleigh수의 변화에 대한 무차원 원주 방향 속도 V_θ 분포를 나타낸다. R=0.5를 기준으로 상승과 하강의 속도는 거의 대칭을 이루고, 그 최대치는 Rayleigh수가 증가하면 원형 벽으로 이동된다. 이는 Ra_L이 증가하면 벽면을 따라 대류 유동이 활발해지기 때문이다.

Fig.10은 Pr=0.71일때 θ_T의 변화에 대한 Rayleigh수와 평균 Nusselt수 관계를 나타낸다. θ_T의 변화에 대한 최대 평균 Nusselt수는 $Ra_L\leq2.5\times10^4$

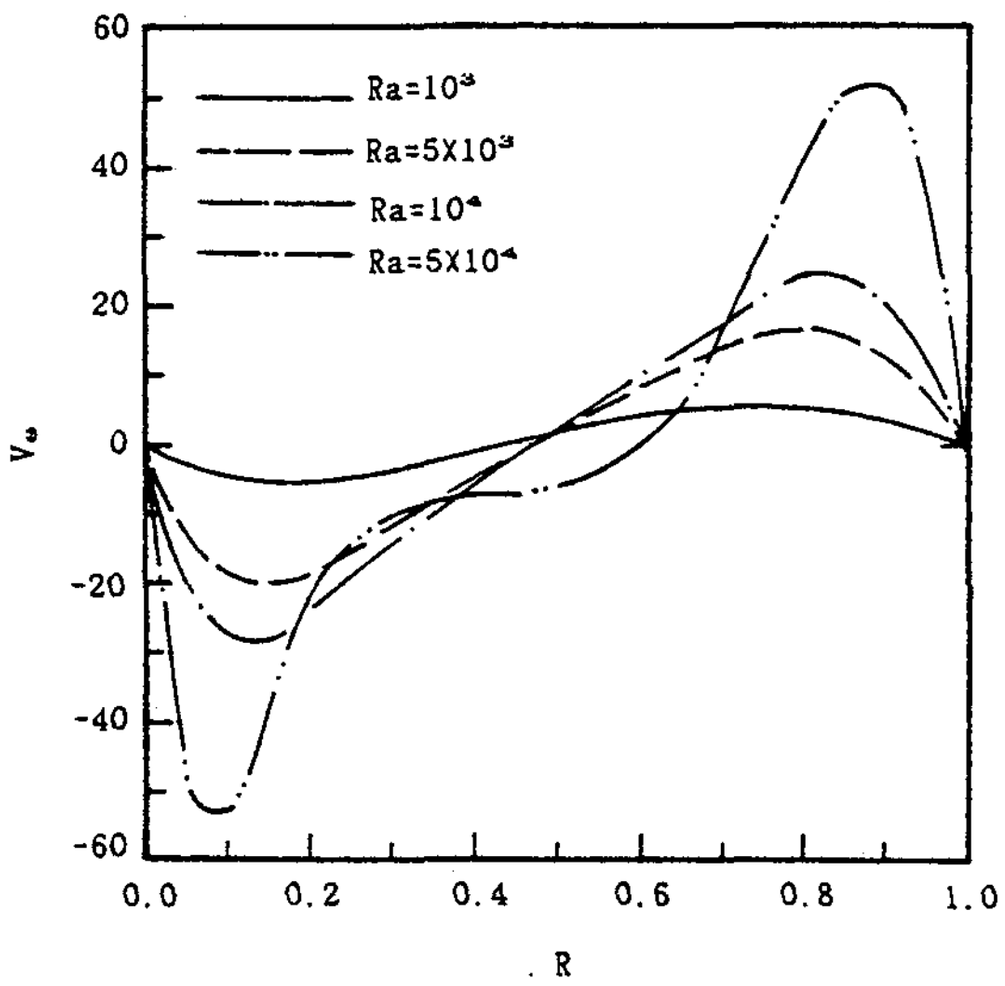

Fig. 9. Dimensionless angular velocity versus dimensionless radial coordinate for various Rayleigh numbers at Pr=0.71, $\theta_T=180^\circ$, S=0.5.

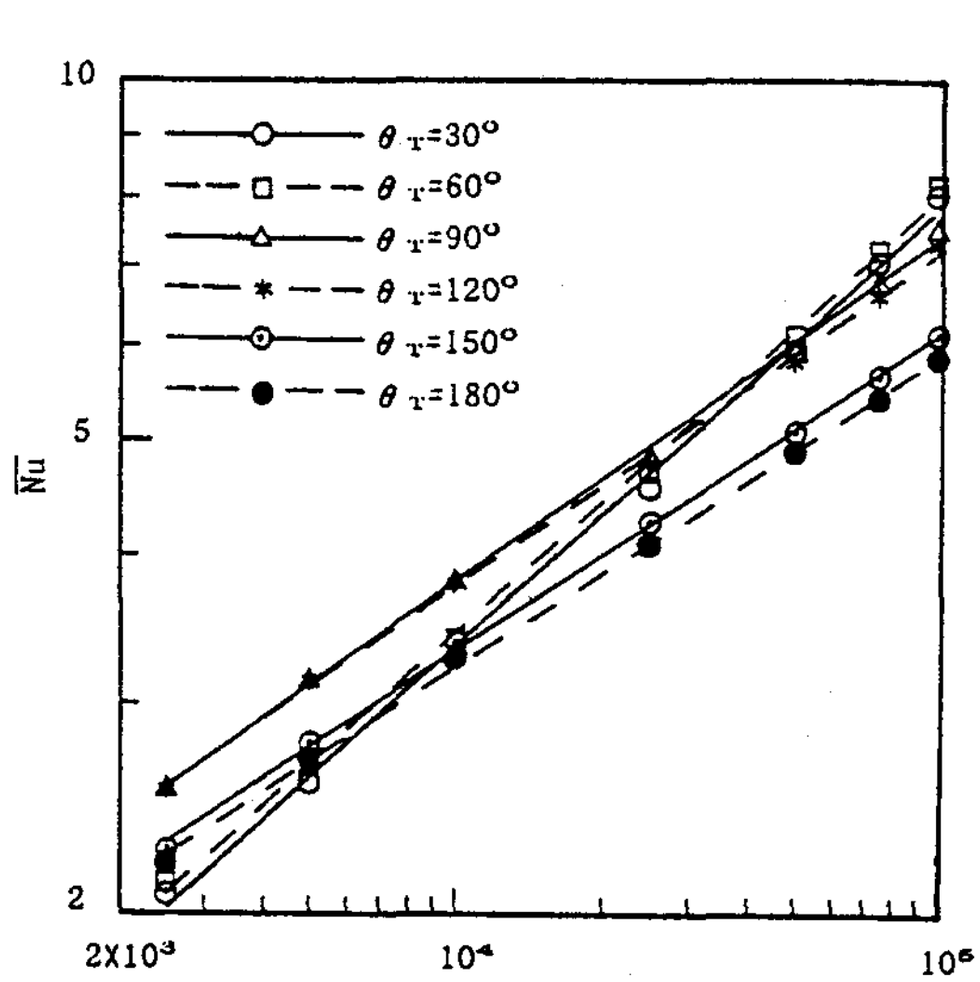

Fig. 10. Mean Nusselt number versus Rayleigh number for various aspect angles at Pr=0.71.

에서는 $\theta_T=90^\circ$에서 나타나고, $Ra_L\geq5\times10^4$에서는 $\theta_T=60^\circ$에서 나타난다. 이는 양쪽 원형벽 간의 온도차가 작은 경우는 $\theta_T=90^\circ$일때가 $\theta_T=60^\circ$보다 대류장이 야기되는 공간이 커서 $\theta_T=90^\circ$일때 나타나고, 양 벽간의 온도차가 커지는 경우, 즉 $Ra_L\geq5\times10^4$에서는 $\theta_T=90^\circ$일때가 $\theta_T=60^\circ$보다 전

열되는 벽의 길이가 길어져서 열 경계층의 두께가 커지므로 오히려 $\theta_T=60^\circ$인때가 최대값을 나타낸다. 평균 Nusselt수는 $\theta_T \geq 150^\circ$ 및 $Ra_L \geq 10^4$에서 전열 길이가 길어짐에 따라 열 경계층 두께가 증가하여 다른 공간각 보다 낮게 나타나고, $\theta_T=30^\circ$ 및 $Ra_L \leq 5\times10^3$에서는 전열 길이가 짧아 대류유동이 미약하여 최소를 나타내고 있다. 각각의 θ_T에 대하여 평균 Nusselt수에 대한 Rayleigh수를 지수함수로 나타내면 다음과 같다.

(1) $\theta_T=30^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.114\ Ra_L^{0.367}$ …(13)
(2) $\theta_T=60^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.118\ Ra_L^{0.366}$ …(14)
(3) $\theta_T=90^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.268\ Ra_L^{0.288}$ …(15)
(4) $\theta_T=120^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.285\ Ra_L^{0.280}$ …(16)
(5) $\theta_T=150^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.284\ Ra_L^{0.267}$ …(17)
(6) $\theta_T=180^\circ$ 인 경우 $\overline{Nu}=0.288\ Ra_L^{0.262}$ …(18)

4. 결 론

$Pr=0.71$, $\theta_T=30^\circ-180^\circ$, $Ra_L=10^3-10^5$의 범위에 대하여 수치 해석한 결과는 다음과 같다.

1) 최대 평균 Nusselt수를 나타내는 공간각은 $Ra_L \leq 2.5\times10^4$에서는 $\theta_T=90^\circ$ 이며, $Ra_L \geq 5\times10^4$에서는 $\theta_T=60^\circ$ 이다.
2) $Ra_L=5\times10^4$에서의 유동은 $\theta_T=30^\circ$에서 보다 $\theta_T=180^\circ$에서의 Ψ_{max}값이 약 2.9배의 큰 값을 나타내었으며, $\theta_T \geq 150^\circ$에서는 공간각이 증가 하여도 Ψ_{max}값은 거의 일정 하였다.
3) 온도 반전 현상이 일어나기 시작하는 때는 $Ra_L=5\times10^3$, $\theta_T=90^\circ$ 및 120°에서 이다.
4) $Ra_L=2.5\times10^3-10^5$에서 각 θ_T에 대하여 평균 Nusselt수와 Rayleigh수의 관계를 지수 함수로 나타낼 수 있었다.

참고문헌

1. Powe, R. E., Carley, C. T., and Bishop, E. H., 1971, "Free Convection Flow Patterns in Cylindrical Annuli", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 91, pp. 310-314
2. Kuehn, T. H., Goldstein, R. J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders", J. Fluid Mech. Vol. 74, part 4, pp. 695-719.
3. Catton, I., Ayyaswamy, P. S., Clever, R. M., 1974, "Natural Convection Flow in a Finite Rectangular Slot Arbitrarily Oriented with Respect to the Gravity Vector", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 173-184.
4. Ozoe, H., Yamamoto, K., Sayama, H., Churchill, S. W., 1974, "Natural Circulation in an Inclined Rectangular Channel Heated on One Side and Cooled on the Opposing Side", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, pp. 1209-1217.
5. Ozoe, H., Sayama, H., Churchill, S. W., 1975, "Natrual Convection in an Inclined Rectangular Channel at Various Aspect Ratios and Angles-Experimental Measurements", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1425-1431.
6. Lyican, L., Witte, L. c., Bayazitoglu, Y., 1980, "An Analytical Study of Natural Convection Heat Transfer within a Trapezoidal Enclosure", ASME J. Heat Tranfer Vol. 102, pp. 640-647.
7. Lyican, L., Witte, L. C., Bayazitoglu, Y., 1980, "An Experimental Study of Natural Convection in Trapezoidal Enclosures", ASME J. Heat Tranfer Vol. 102, pp. 648-653.
8. Gray, D. D., Giorgini, A., 1976, "The Validity of the Boussinesq Approximaton for Liquids and Gasses", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 19, pp. 545-551.
9. Eckert, E. R. G., Carlson, W. O., 1961, "Natural Convection in an Air Layer Enclosed Between Two Vertical Plates with Different Temperatures", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 2, pp. 106-120.
10. Brooks, R. G., Probert, S. D., 1972, "Heat Transfer between Parallel Walls : An Interferometric Inve stigation", J. Mechanical Engineering Science. Vol. 14, No. 2, pp. 107-127.

was achieved by inserting rods in front of the heating flat plate. According to visulaization, it was examined because of flow acceleration and separation and disturbance of boundary layer. The smaller clerance between rod and heating plate was, the larger heat transfer effect became at each H/B. Arverage Nusselt number reached maximum at H/B=10 and the local augmentation rate of heat transfer became maximum at H/B=2. The maximum average heat transfer enhancement rate increase about 43% for the case of X/B=2 and C=1mm, compared to a flat plate without rods. The correlating equation of average Nusselt number and Reynolds number was obatined. As follws :

$$Nu_o = 1.249 Re^{0.465} (C/A)^{-0.033} (H/B)^{0.013}$$

An Evaluation Study of Domestic Direct(Beam) Nomal Solar Radiation Data

Jo, Dok-Ki · Lee, Tae-Kyu · Kim, Eun-Ill · Chun, Il-Soo · Lee, Soon-Myoung · Cho, Suh-Hyun · Auh, Chung-Moo

Korea Institute of Energy Research

Since the direct(beam) normal solar radiation is a main factor for designing any focusing solar system, it is necessary to evaluate its characteristics all over the country.

We have begun collecting direct normal solar radiation data since December 1990 at 16 different locations and considerable effort has been made for constructing a standard value from measured data at each station.

KIER's new data will be extensively used by concentrating system users or designers as well as by research institutes.

From the results, we can conclude that

1) 4,400 kcal/m^2. day of the direct(beam) normal solar radiation was evaluated for clear day.
2) Direct normal solar radiation of spring and summer were 6% and 14%, higher than the yearly average value, respectively, and for fall and winter their values were 5% and 15% than the yearly average value, respectively.

Effect of Sectorial Angle on Natural Convection in Circular Trapezoidal Enclosures

Bae, Tae-Yeol · Kwon, Sun-Suk

Department of Mechanical Engineering, Dong-A University

A numerical study of natural convection heat transfer confined by circular parallel walls at different temperatures and flat adiabatic walls is investigated for Rayleigh numbers from 10^3 to 10^5 and sectorial angles from 30°to 180.° It is used by a finite difference method to solve the governing equations. The results show

velocity and temperature distributions.
Mean Nusselt numbers are shown by $\overline{Nu}=C(Ra_L)^m$.

An Experimental Study on Close-Contact Melting in Horizontal Capsules with Circular or Rectangular Cross Sections

Si-pom, Kim* · Chi-woo, Lee**

** Dept. of Mechanical Eng., Dong-A Univ.**
*** Test Lab., Daewoo Public Motors Co.*

This empirical paper addresses the phenomena of the contact melting of PCM in horizontal capsules of circular and rectangular cross sections with various aspect ratio.

The melting-rate tends to increase as the Stefan number increases. The case of rectangular tube displays larger melting-rate than that of circular tube, and the melting-rate increases as the aspect ratio decreasws for rectangular tubes. In case of circular tube, the effect of natural convection on the melting-rate is 6.1%,8.6% and 11.2% according to Stefan number 0.0772, 0.1287 and 0.1802 respectively.

The Study of the Fabrication and Characteristics of n-$CdS_{0.46}Se_{0.54}$/p-$Cu_{2-X}S_{0.46}Se_{0.54}$ heterojunction Solar Cells

Sang-Ha, You · Seung-Pyung, Choi · Sang-Youl, Lee · Kwang-Joon, Hong
Sang-Suhg, Suh · Hye-Suk, Kim, Seung-Yong, Jeon · Eun-Hee, Yun*
Jong-Dae, Moon Yeong-Jin, Shin · Tae-Soo, Jeong · Hyun-Keel, Shin**
Tack-Sung, Kim* Kee-Soo, Rheu****

** Department of Physics, College of Natural Sciences, Chosun University*
*** Department of Physics, College of Natural Sciences, Dongshin University*
**** Department of Physics, College of Natural Sciences, Jeonbuk National University*
***** National Industrial Technology Institute of Jeonbuk*

$CdS_{0.46}Se_{0.54}$ single crystal was grown by a sublimation method.

The crystal structure and the temperature dependence of carrier density and mobility of $CdS_{0.46}Se_{0.54}$ single crystal were studied.

Heterojunction solar cells of n-$CdS_{0.46}Se_{0.54}$/p-$Cu_{2-X}S_{0.46}Se_{0.54}$ were fabricated by the substitution reaction.

The spectral response, the J−V characteristics and the conversion efficiency of the n-$CdS_{0.46}Se_{0.54}$/p-