

## 경사진 원형 수층에서의 자연대류 열전달

장 병 훈<sup>†</sup>

시립인천전문대학 컴퓨터응용기계설계과

### Natural Convection Heat Transfer in Inclined Cylindrical Water Layers

Byong Hoon Chang<sup>†</sup>

Department of Computer Aided Mechanical Design, Incheon City College, Incheon 402-750, Korea

(Received May 3, 2003; revision received August 13, 2003)

**ABSTRACT:** The effect of inclination angle on natural convection heat transfer has been studied for water layers. The range of the Raleigh number was from the subcritical value to  $1.4 \times 10^7$ , and the range of the inclination angle,  $\theta$ , measured from the horizontal was  $0 \leq \theta \leq 180^\circ$ . For horizontal water layers, present results agreed well with the results of previous investigators and also showed significant departures from the results of air layers in the turbulent regime. Inclined cylindrical water layers showed secondary maxima in heat transfer, whereas rectangular air layers showed continuous decline of Nusselt number.

**Key words:** Natural convection heat transfer(자연대류 열전달), Inclination angle(경사도), Water layer(수층), Cylindrical enclosure(원형공간)

#### 기 호 설 명

$A$  : 종횡비,  $D/L$   
 $AL$  : 종횡비, 길이/ $L$   
 $C_E$  : 외부 열교환계수  
 $C_M$  : 열유속계 계수  
 $D$  : 지름, 폭  
 $k$  : 열전도율 [W/mK]  
 $L$  : 유체층 두께  
 $Nu$  : Nusselt 수  
 $q$  : 열유속 [ $W/m^2$ ]  
 $Ra$  : Raleigh 수,  $g\beta\Delta TL^3/(\nu\alpha)$   
 $T_C$  : 저온 열유속계의 온도차이

$T_H$  : 고온 열유속계의 온도차이  
 $T_F$  : 유체층의 온도차이

#### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산율  
 $\beta$  : 열팽창계수  
 $\nu$  : 동점성계수  
 $\theta$  : 유체층의 경사도

#### 하첨자

$C$  : 구리  
 $E$  : 외부  
 $F$  : 유체  
 $M$  : 열유속계  
 $W$  : 플렉시 유리벽

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-760-8693; fax: +82-32-760-8697

E-mail address: bhchang@icc.ac.kr

## 1. 서 론

공간 내에서 부력에 의해 생성되는 열전달은 재료 가공, 건물, 복층유리, 태양열 시스템 등의 여러 공학분야에 밀접한 관계를 가지고 있다. 사각형 공간에 대한 연구는 많이 보고되었으나 실린더 공간의 연구는 상대적으로 미흡하며, 특히 수층의 자연대류연구는 사각형 공간에서도 많이 보고되지 않은 상태이다. 또한 경사진 사각형 액체층에 대한 연구는 층류인 경우,<sup>(1)</sup> 경사도의 범위가  $0^\circ \sim 90^\circ$ 로 국한된 경우,<sup>(2)</sup> 또는 경사도의 범위는  $0^\circ \sim 180^\circ$ 이나,  $15^\circ$ 에서 경사도의 영향은 제외되었고, Raleigh 수의 범위를 늘리기 위하여 정상상태의 열전달계수를 비정상상태의 실험결과에서 유도한 경우<sup>(3)</sup> 등이 있다.

아랫면이 고온, 윗면은 저온으로 유지되는 수직 실린더에 대한 연구는 다음과 같이 조사되었다. Globe and Dropkin<sup>(4)</sup>은 물, 수은, 실리콘유를 종횡비의 범위가 2~3.8인 실린더에 대하여 연구하였으며, 물의 경우는 Nusselt 수가  $Ra^{0.22}$ , 다른 액체는  $Ra^{0.33}$ 에 비례하는 것으로 나타났다. Rossby<sup>(5)</sup>는 물과 수은을 사용하였으며 실린더의 종횡비와 Raleigh 수의 범위는 6.4~44.5, 그리고 임계 Raleigh 수로부터  $3 \times 10^6$ 이었다. Garon and Goldstein<sup>(6)</sup>은 물을 사용하였고, 실린더 종횡비는 2.5~4.5, Raleigh 수는  $1.3 \times 10^7 \sim 3.3 \times 10^9$ 의 범위에서 실험결과를 보고하였다. Chu and Goldstein<sup>(7)</sup>은 수평인 사각형 수층에 대하여 실험을 하였고, 종횡비와 Raleigh 수의 범위는 각각 1.5~6,  $2.76 \times 10^5 \sim 1.05 \times 10^8$ 이었다. Dropkin and Somerscales<sup>(2)</sup>의 사각형 종횡비 범위는 3.5~14이며 물, 실리콘, 수은을 사용하여  $0 \sim 90^\circ$ 까지 경사도의 영향을 조사하였다.

자연대류 열전달에 대한 경사도의 영향은 주로 사각형 공간에 대한 실험이 대부분이며,<sup>(3,7-10)</sup> 실린더 공간에서 경사도의 영향에 대한 열전달의 조사는 한 개의 연구보고<sup>(11)</sup>만 알려져 있다. 그러나 이 연구범위는 층류영역과 작은 종횡비로 국한되어 있다. 실린더 공간에서의 유동 가시화는 굴절 영향 때문에 어려움이 있으며,<sup>(11)</sup> 모두 종횡비가 작고( $A \leq 0.2$ ), 수평인 경우,<sup>(12,13)</sup> 또는 열전달은 제외되고 유동장에 대한 경사도의 영향만 조사된 경우<sup>(14)</sup>이다.

본 연구에서는 경사도가 열전달에 미치는 영향

을 종횡비가 상대적으로 큰 실린더 공간( $4 \leq A \leq 76$ )에 물을 사용하여 임계 Raleigh 수부터  $1.7 \times 10^7$ 의 범위 안에서 조사하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타내었다. 시험부의 저온 구리블록 내부에서는 열교환기에서 냉동기와 열교환으로  $0^\circ\text{C}$ 에 가까운 상태로 유지되는 냉매(Glycol solution)가 순환되고, 반대편 고온 구리블록 내부에서 순환되는 물은 히터를 사용하여  $50^\circ\text{C}$  이상으로 유지되었다. 유체층의 지름은 15.2 cm이며, 양쪽으로는 두께가 1.58 mm인 두 개의 구리판이 있다. 자연대류 실험의 유체층 경계조건은 등온이며, 온도차이는  $11^\circ$  정도로 유지되었다. 두께가 2.4 mm인 열유속계는 재질이 RTV630이며 유체층 양쪽으로 구리판과 구리블록 사이에 위치하고 있다. 열전대는 모두 20개가 사용되었으며, 고온측 열유속계와 저온측 열유속계에 각각 10개의 열전대가 장착되었다. 10개의 열전대 중 5개는 열유속계와 구리블록 사이에, 그리고 나머지 5개는 열유속계와 구리판 사이에 있으며, 열전대들은 모두 실린더 중심과 플렉시 유리 벽면의 중간지점

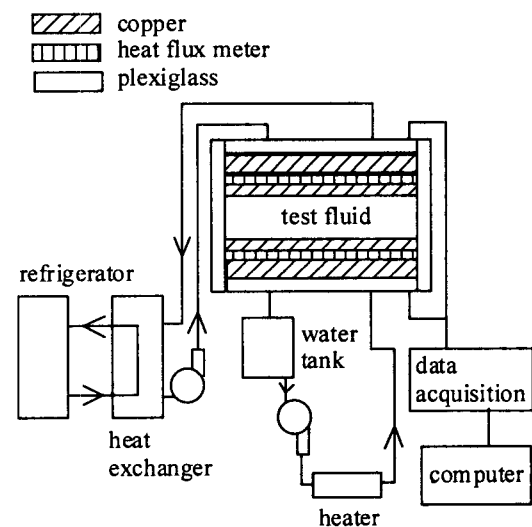


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

에 균등한 각도로 배치되었다. 데이터 취득시스템은 열전대의 전압신호를 10 Hz 주파수 간격으로 취득하고 평균 온도 및 온도차이 등은 PC로 전송된다. 구리판과 구리블록은 O-ring을 사용하여 9.5 mm 두께의 플렉시 유리 안에 밀봉되었으며, 플렉시 유리 실린더 외부는 2.5 cm 두께의 polyurethane으로 둘러싸여 있다. 데이터는 전 시스템이 가동된 후 6~7시간 이후부터 측정하였다.

## 2.2 열유속계 보정

열유속계의 보정은 고온 판이 상단 위치에 있고 ( $\theta=180^\circ$ ), 유체층에서 열전도만 있는 경우에 대하여 이루어졌으나, Rossby<sup>(5)</sup>의 연구결과와 같이 본 연구에서도 유체층의 두께가 증가할수록 열유속계의 열저항이 상승하는 것으로 측정되었다. 본 실험에서는 Rossby<sup>(5)</sup>와 비슷한 열유속계의 보정방법을 택하였으나, Rossby가 벽 열전도항을 조절한 것과 달리 외부와의 열교환 항을 추가하였다. 그러므로 열유속계에서 전체 열전달은 유체층에서의 열전달, 플렉시 유리벽에서의 열전달, 그리고 외부와 열교환의 합으로 아래와 같이 모델화되었다.

$$\dot{Q}_M = \dot{Q}_F + \dot{Q}_W + \dot{Q}_E \quad (1)$$

또한, 열유속계에서의 열유속은 다음과 같다.

$$q_M = \frac{k_M}{2L_M}(T_H + T_C) \quad (2)$$

$k_M/2L_M$ 을 열유속계 계수  $C_M$ 으로 대체하고  $\dot{Q}_E$ 를  $C_E L T_{32}$ 로 가정하면 식(1)에서 유체층에서의 열유속 관계식은 다음과 같게 된다.

$$q_F = C_M(T_H + T_C) \frac{A_M}{A_F} - \left[ \frac{(kA)_W}{L} + C_E L \right] \frac{T_F}{A_F} \quad (3)$$

모든 유체층 두께에 대하여  $C_M$ 이 상수로 유지되며  $\theta=180^\circ$ 인 경우에 실제와 동일한 유체층에서의 열유속을 제공하는 외부 열교환계수  $C_E$ 의 값

은 2인 것으로 계산되었다. Nusselt 수는 다음의 식에서 계산된다.

$$Nu = \frac{q_F}{(k_F T_F)/L} \quad (4)$$

또한 열전달계수  $h$ 는  $Nu \cdot k/L$ 로 정의된다. 위의 식들에서 온도차이  $T_F$ 는 유체층과 두께가 1.58 mm인 두 개의 구리판이 포함되어 있으므로, 구리판을 제외한 유체층에서의 온도차이는 다음의 식에서 구할 수 있다.

$$T_F' = \frac{T_F}{1 + \frac{2L_C k_F Nu A_F}{L_F k_C A_C}} \quad (5)$$

식(5)의 수정된 온도차이  $T_F'$ 의 계산에 필요한 Nu값은 Rossby<sup>(5)</sup>의 방법과 동일하게 수정되지 않은 온도차이  $T_F$ 를 사용하여 계산된 식(3)의  $q_F$ 를 식(4)에 대입하여 얻을 수 있다. 이렇게 계산된  $T_F'$ 을 사용하여  $q_F$ 와 Nu는 식(3)과 (4)에서 반복 계산하고 수정하였다.

## 3. 실험결과

고온 판이 하단에 있고 수층이 수평인 경우 ( $\theta=0^\circ$ )의 결과는 Fig. 2에 여러 연구자의 결과와 비교되었다. 비교된 모든 데이터는 수층에 대한 실험결과이며, Chu and Goldstein,<sup>(7)</sup> Dropkin and

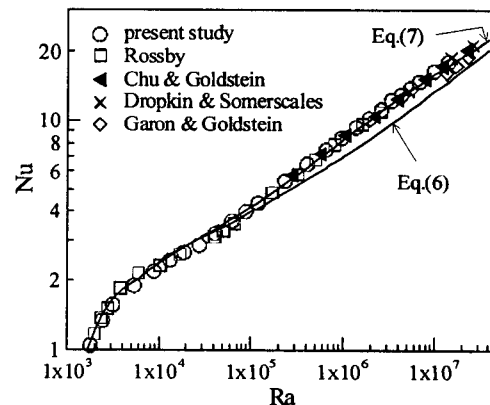


Fig. 2 Nusselt number comparison for  $\theta=0^\circ$ .

Somerscales<sup>(2)</sup>의 실험은 사각형 공간이 사용되었다. 본 실험 결과는  $4,000 < Ra < 7,000$ 의 범위에서 Rossby<sup>(5)</sup>의 데이터보다 다소 낮은 것을 제외하고는 Rossby<sup>(5)</sup>의 실험범위  $Ra < 3 \times 10^6$ 에서 거의 일치됨을 보여준다. Chu and Goldstein<sup>(7)</sup>의 데이터도 본 실험 결과와 잘 일치되나, Dropkin and Somerscales<sup>(2)</sup>과 Garon and Goldstein<sup>(6)</sup>은 본 실험 결과보다 각각 다소 높게, 그리고 낮게 비교되었다. Fig. 2에서 식(6)은 Hollands et al.<sup>(15)</sup>이 공기층 데이터에서 유도한 상관식이며, 식(7)은 수층 데이터에서 유도한 상관식이다.

$$Nu_a = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708}{Ra} \right]^* + \left[ \left( \frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \quad (6)$$

$$Nu = Nu_a + 2A^{[1 - \ln A]} ; A = \frac{Ra^{1/3}}{140} \quad (7)$$

식(6)에서 [ ]\*은 괄호 안의 값이 음수일 때 0의 값을 취하는 것을 의미한다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 Ra가  $4 \times 10^6$ 일 때 수층에 대한 식(7)의 Nusselt 수는 공기층에 대한 식(6)의 값보다 22% 정도까지 크게 나타난다. Hollands et al.<sup>(15)</sup>은 그 이유를 경계층 밖으로 이동하는 유체 입자들이 Prandtl 수가 작은 경우는 더 짧은 거리 안에서 주위의 온도와 같게 되는 것으로 설명하였다.

수층의 경사도가 60°인 열전달 결과는 Fig. 3에서 사각형 공기층의 Hollands et al.<sup>(16)</sup>과 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터와 비교되었다. ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과에서 볼 수 있듯이 Rayleigh 수가

작은 영역에서만 종횡비의 영향이 있으며, Rayleigh 수가 대략  $10^5$ 보다 큰 경우는 본 실험 결과가 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 여러 종횡비의 데이터와 잘 일치함을 보여준다. 본 실험 데이터에서  $1.4 \times 10^6 \leq Ra \leq 1.3 \times 10^7$ 의 범위는 종횡비의 8.4~4의 범위에 해당된다. 수층의 경사도가 90°인 열전달 결과는 Fig. 4에 비교되었다. 비교된 연구결과는 모두 사각형 층에 대하여 이루어졌으며 종횡비의 범위가 3.5~14인 Dropkin and Somerscales<sup>(2)</sup>의 결과만 물이 사용되었다. 본 실험 데이터의 종횡비 범위는 4~60.8이며, 본 실험 결과에서 수직층에 대한 Nusselt 수의 상관식은 다음과 같다.

$$Nu = 1 + 0.35 \left[ \left( \frac{Ra}{4000} \right)^{0.75} - 1 \right], \quad 4,000 \leq Ra < 35,000 \quad (8)$$

$$Nu = 0.07 Ra^{0.335}, \quad 35,000 \leq Ra \leq 1.3 \times 10^7 \quad (9)$$

식(9)는 난류영역 수직층에서 Rayleigh 수의 지수가 1/3에 가까운 결과<sup>(2,18)</sup>와 잘 일치됨을 볼 수 있다. Fig. 4에 기입되지 않은 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과에서도 볼 수 있지만 Rayleigh 수가 작은 영역에서 종횡비가 40 이상인 경우에는 Nusselt 수에 영향이 없는 것으로 나타났다. Fig. 4에서도 본 실험 결과가 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과보다 약간 높은 것을 볼 수 있지만 경사도에 대한 차이점은 Fig. 6에 잘 나타난다. 본 실험 결과에서는 Rayleigh 수가 9,650(A=40)일 때, 2차 최대 Nusselt 수는 경사도가 60°에서 나타나고, 종횡비가 작아질수록 0°에 가까워지며,  $Ra = 1.2 \times 10^6$ (A=10)의 결과에서는 2차 최대값이 75° 부근에 나

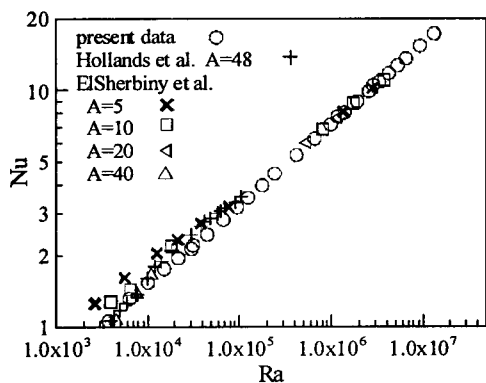


Fig. 3 Nusselt number comparison for  $\theta=60^\circ$ .

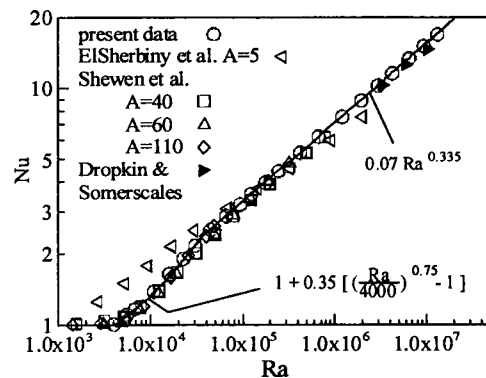


Fig. 4 Nusselt number comparison for  $\theta=90^\circ$ .

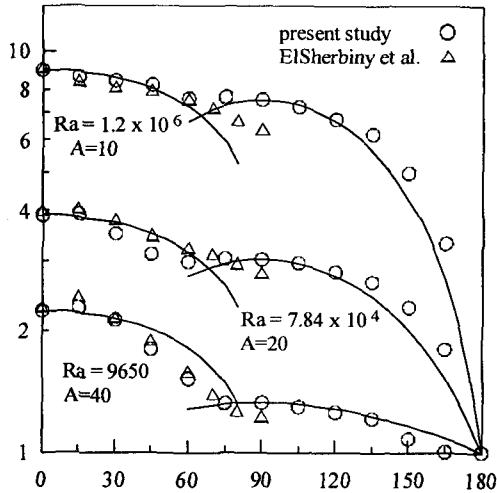


Fig. 5 Comparison of Nusselt number vs inclination angle.

타나는 것을 볼 수 있다. 종횡비가 작아질 때 2차 최대값이 0°에 가까워지는 이러한 현상은 silicon oil과 공기를 사용한 Ozoe et al.<sup>(19)</sup>의 결과에서도 볼 수 있다. 본 연구 결과와 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과 모두  $Ra=1.2 \times 10^6$ 의 데이터를 제외하고는 최대 Nusselt 수가 15°에서 나타나지만, 큰 차이점은 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과에서는 2차 최대값은 없으며 Nusselt 수가 90°까지 계속 감소하는 것이다. Rayleigh 수는  $1.2 \times 10^6$  정도이며 종횡비가 다른 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터는 Fig. 6에 비교되었다. Fig. 6의 결과에서도 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터는 수직층인 경우 ( $\theta=90^\circ$ ) 본 실험 결과보다 10~15.5% 낮게 나타난다. 종횡비

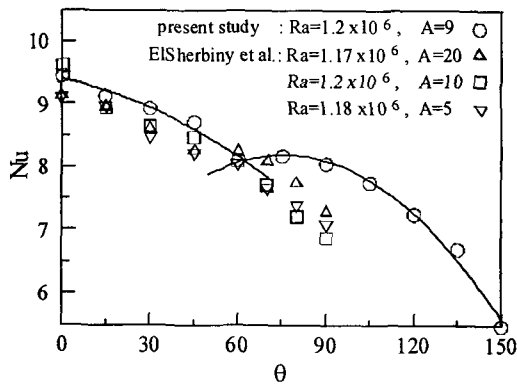


Fig. 6 Comparison of Nusselt number vs inclination angle for  $Ra=1.2 \times 10^6$ .

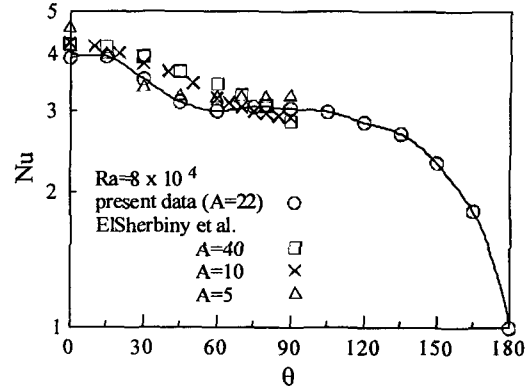


Fig. 7 Comparison of Nusselt number vs inclination angle for  $Ra=80000$ .

가 20인 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과에서는 최소값이 45°, 2차 최대값은 60° 정도에 나타나지만 Arnold et al.<sup>(3)</sup>과 Ozoe et al.<sup>(19)</sup>의 결과로 판단하면 최소값이 45°인 경우의 종횡비가 4에서 6 사이인 것으로 추정되므로 종횡비가 20인 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터에서 45°의 값은 신빙성이 낮다고 사료된다. Rayleigh 수가  $8 \times 10^4$ 인 결과는 Fig. 7에 나타내었는데 본 실험 결과와는 달리 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터에서는 종횡비의 범위가  $10 \leq A \leq 40$ 인 경우에도 2차 최대값은 없는 것으로 나타났다. Fig. 8에는 Rayleigh 수가  $1 \times 10^4$  정도의 결과가 비교되었는데, ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 데이터에서는 종횡비가 10인 경우에서만 2차 최대값이 나타나고 있다. Figs. 3~8에 비교된 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 결과는  $A=5$ 인 경우는  $AL$ 이 7.5이었지만 그 외의 결과들은 정사각형 층

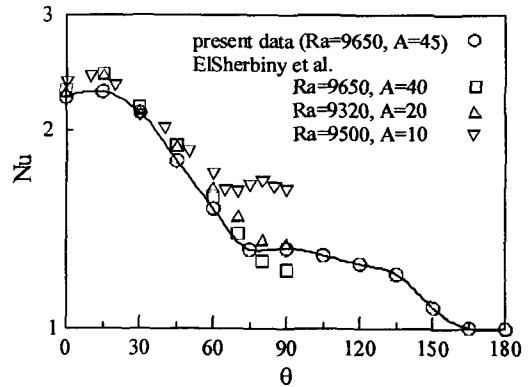


Fig. 8 Comparison of Nusselt number vs inclination angle for  $Ra=10000$ .

에서 이루어졌다. Grashof 수와 종횡비의 범위가 각각  $4 \times 10^3 \leq Gr \leq 3.1 \times 10^5$ ,  $9 \leq A \leq 36$ , 그리고 사각 공기층에서  $45^\circ \sim 90^\circ$ 의 경사도의 영향을 조사한 Randall et al.<sup>(20)</sup>의 결과에서도 경사도가  $45^\circ$  이상에서는 Nusselt 수가 계속 감소함을 보였다.

실리콘유와 물을 사용한 Arnold et al.<sup>(3)</sup>의 결과에서는 본 실험 결과와 같은 Nusselt 수의 경향을 볼 수 있다. Arnold et al.<sup>(3)</sup>의 결과에서 Raleigh 수가  $1 \times 10^6$ , 종횡비가 12인 경우 ( $AL = 9.9$ )는, 최소점은  $60^\circ$ 와  $75^\circ$  사이에서, 2차 최대점은  $90^\circ$ 에서 관측되었고, 본 실험 결과 ( $Ra = 10^6$ ,  $A = 9.4$ )와 잘 일치함을 보여주었다. 그러나,  $1 \sim 12$ 의 종횡비 범위에서 2차 최대점이 모두  $90^\circ$ 에서 일어나는 것은 다른 연구자들의<sup>(7,20)</sup> 결과와 상반되며, Raleigh 수의 범위를 늘리기 위하여 판의 온도가 계속 변하는 비정상상태에서 얻은 데이터므로 정상상태에서의 유동형태와 다를 수 있고, 유동형태와 밀접한 관계를 가지는 최소 및 2차 최대값에 대한 신빙성이 높지 않다고 사료된다. 거의 정사각형 실리콘유와 수층을 사용한  $5 \times 10^4 \leq Gr \leq 2 \times 10^8$  범위에서의 Dropkin and Somerscales<sup>(2)</sup>의 결과는 Arnold et al.<sup>(3)</sup>의 결과와 달리 Nusselt 수가  $90^\circ$ 까지 계속 감소하는 경향을 보여주었다. 그러나 Dropkin and Somerscales<sup>(2)</sup>의 결과는 Prandtl 수의 영향이 있으므로, 경사도에 대한 silicon oil과 수층의 평균 결과와 수층에서의 결과는 차이를 가질 수 있다.

Yang et al.<sup>(21)</sup>은 유한차분법을 사용하여 Symons and Peck<sup>(22)</sup>의 실험 결과와 비교하였는데, 경사도의 증가는 대류 cell 숫자와 열전달률의 감소를

초래하였다.  $30^\circ$  부근에서는 사각층 양 끝에서 3차원 유동이 형성되었으며 이로 인한 열전달 향상이 Nusselt 수 최저점에서 열전달률의 급감소를 줄이는 것으로 설명하였다. Ozoe et al.<sup>(23)</sup>은 경사각이  $10^\circ$  미만인 사각층을 사용하여 유동형태 및 열전달률을 조사하였다. Ozoe et al.<sup>(23)</sup>의 작은 경사도에 대한 결과에서도 평균 Nusselt 수는 cell의 순환 형태에 밀접한 관계를 가지는 것을 볼 수 있었다. Linthorst et al.<sup>(24)</sup>의 유동 가시화 연구에서는 공기층이 수직인 경우 일반적인 2차원 유동 외에 윗벽과 아랫벽에 제 2의 유동이 나타났으며 Raleigh 수가 더 증가되었을 때에는 체널 중심에 순환유동이 추가되었다.

이러한 유동 가시화 연구 결과에서 최대, 최소, 그리고 2차 최대 Nusselt 수는 유동 형태와 밀접한 관계를 가지는 것을 볼 수 있다. 본 실험의 실린더 내부에서의 유동 형태는 사각층에 비하여 더 복잡할 수 있으며, 특히  $90^\circ$  부근에서는 사각층에 비하여 더 강한 3차원 유동이 열전달을 향상시키고 열전달률의 급감소를 줄이는 것으로 사료된다. 또한, 벽 경계조건도 열전달률에 영향을 미칠 수 있지만, 일부 기존 연구들의 모순은 열유속계 보정방법의 영향이 크다고 사료된다.  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 의 범위에서 본 실험결과의 상관식은 다음과 같고 Fig. 9에 나타내었다.

$$Nu = 1 + 1.07 \left( 1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right), \quad (10)$$

$$1,708 \leq Ra \cos \theta < 6,000$$

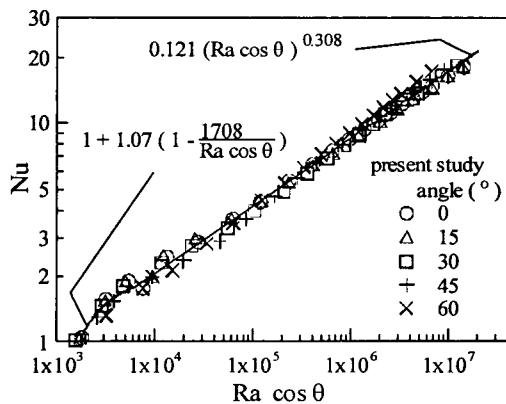


Fig. 9 Nusselt number relationship for  $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ .

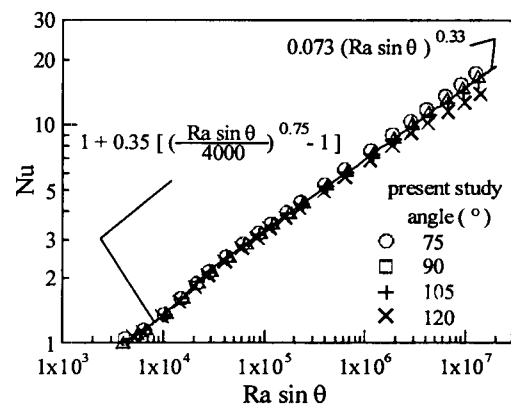


Fig. 10 Nusselt number relationship for  $75^\circ \leq \theta \leq 120^\circ$ .

$$\text{Nu} = 0.121(\text{Ra} \cos \theta)^{0.308}, \quad (11)$$

$$6,000 \leq \text{Ra} \cos \theta \leq 1.4E7$$

75° ≤ θ ≤ 120°의 범위에서 유도된 상관식은 다음과 같으며 Fig. 10에 나타내었다.

$$\text{Nu} = 1 + 0.35 \left[ \left( \frac{\text{Ra} \sin \theta}{4000} \right)^{0.75} - 1 \right], \quad (12)$$

$$4,000 \leq \text{Ra} \sin \theta < 26,000$$

$$\text{Nu} = 0.073(\text{Ra} \sin \theta)^{0.33}, \quad (13)$$

$$26,000 \leq \text{Ra} \sin \theta \leq 1.4E7$$

본 실험결과는 위의 상관식들과 잘 일치됨을 보여주나, 높은 Raleigh 수에서 120°의 결과는 상관식(13)에서 다소 벗어나는 것을 Fig. 10에서 볼 수 있다. 본 실험에서 Root-sum-square 방법<sup>(25)</sup>을 사용한 Nusselt 수의 오차는 2mm 유체층 두께에서는 12.9%, 38mm에서는 2.8%로 계산되었다. 얇은 층에서 큰 오차는 유체층의 두께를 측정하는 눈금계량기(dial gauge)보다, 두 개 판의 평행상태에 더 관계가 있다.

#### 4. 결 론

고온 구리판이 하단에, 그리고 저온 구리판이 상단 위치에 있는 수평(θ=0°) 수층의 열전달 결과는 기존의 실험 결과와 잘 일치됨을 보여주었다. 난류영역에서도 본 실험 결과의 Nusselt 수는 다른 연구자들의 결과와 잘 일치되며, 공기층의 결과보다 최대 22% 정도 높게 나타났다. 본 연구에서는 ElSherbiny et al.<sup>(17)</sup>의 공기층 결과와 달리 종횡비가 큰 경우나 Raleigh 수가 큰 경우에도 Nusselt 수의 최소점이나 2차 최대점이 측정되었다. 90° 부근에서의 Nusselt 수 2차 최대점은 Prandtl 수의 영향보다 실린더 공간에서의 더 강한 3차원 유동의 영향으로 사료된다. 또한 종횡비가 큰 경우에 대하여 경사진 수층에서의 Nusselt 수 상관식을 개발하였다.

#### 후 기

본 연구는 시립인천전문대 교내 연구비로 지원되었으며, 귀중한 조언과 실험실을 제공해 주신

U.C.L.A. 기계, 항공공학과 A. F. Mills 교수님과, 데이터 획득장치에 도움을 준 Development Engineer Dale Cooper와 Lab. Technician Miguel Lozano에게 감사드린다.

#### 참고문헌

1. Goldstein, R. J. and Wang, Q. J., 1984, An interferometric study of the natural convection in an inclined water layer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 9, pp. 1445-1453.
2. Dropkin, D. and Somerscales, E., 1965, Heat transfer by natural convection in liquids confined by two parallel plates which are inclined at various angles with respect to the horizontal, *J. Heat Transfer*, Feb., pp. 77-84.
3. Arnold, J. N., Catton, I. and Edwards, D. K., 1976, Experimental investigation of natural convection in inclined rectangular regions of differing aspect ratio, *J. Heat Transfer*, Feb., pp. 67-71.
4. Globe, S. and Dropkin, D., 1959, Natural-convection heat transfer in liquids confined by two horizontal plates and heated from below, *J. Heat Transfer*, Feb., pp. 24-28.
5. Rossby, H. T., 1969, A study of Bernard convection with and without rotation, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 36, Part 2, pp. 309-336.
6. Garon, A. M. and Goldstein, R. J., 1973, Velocity and heat transfer measurements in thermal convection, *The Physics of Fluids*, Vol. 16, No. 11, pp. 1818-1825.
7. Chu, T. Y. and Goldstein, R. J., 1973, Turbulent convection in a horizontal layer of water, *J. Fluid Mechanics*, Vol. 60, Part 1, pp. 141-159.
8. Hamady, F. J., Lloyd, J. R., Yang, H. Q. and Yang, K. T., 1989, Study of local natural convection heat transfer in a inclined enclosure, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 32, No. 9, pp. 1697-1708.
9. Randall, K. R., Mitchell, J. W. and El-Wakil,

- M. M., 1979, Natural convection heat transfer characteristics of flat plate enclosures, *J. Heat Transfer*, Vol. 101, Feb., pp. 120-125.
10. Inaba, H., 1984, Experimental study of natural convection in an inclined air layer, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 8, pp. 1127-1139.
  11. Schneider, S. and Straub, J., 1992, Laminar natural convection in a cylindrical enclosure with different end temperatures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 2, pp. 545-557.
  12. Bontoux, P., Roux, B., Schiroky, G. H., Markham, B. L. and Rosenberger, F., 1986, Convection in the vertical midplane of a horizontal cylinder. Comparison of two-dimensional approximations with three-dimensional results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 2, pp. 227-240.
  13. Kimura, S. and Bejan, A., 1980, Experimental study of natural convection in a horizontal cylinder with different end temperatures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 1117-1126.
  14. Boutoux, P. et al., 1986, Numerical solutions and experimental results for three dimensional buoyance driven flows in tilted cylinders, *Adv. Space Res.*, Vol. 6, No. 5, pp. 155-160.
  15. Hollands, K. G. T., Raithby, G. D. and Konicek, L., 1975, Correlation equations for free convection heat transfer in horizontal layers of air and water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 879-884.
  16. Hollands, K. G. T., Unny, T. E., Raithby, G. D. and Konicek, L., 1976, Free convective heat transfer across inclined air layers, *J. Heat Transfer*, May, pp. 189-193.
  17. ElSherbiny, S. M., Raithby, G. D. and Hollands, K. G. T., 1982, Heat transfer by natural convection across vertical and inclined air layers, *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 96-102.
  18. Shewen, E., Hollands, K. G. T. and Raithby, G. D., 1996, Heat transfer by natural convection across a vertical air cavity of Large aspect ratio, *J. Heat Transfer*, Vol. 118, pp. 993-995.
  19. Ozoe, H., Sayama, H. and Churchill, S. W., 1975, Natural convection in an inclined rectangular channel at various aspect ratios and angles-experimental measurements, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1425-1431.
  20. Randall, K. R., Mitchell, J. W. and El-Wakil, M. M., 1979, Natural convection heat transfer characteristics of flat plate enclosures, *J. Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 120-125.
  21. Yang, H. Q., Yang, K. T. and Lloyd, J. R., 1987, Laminar natural-convection flow transitions in tilted three-dimensional longitudinal rectangular enclosures, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 1637-1644.
  22. Symons, J. G. and Peck, M. K., 1984, Natural convection heat transfer through inclined longitudinal slots, *J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 824-829.
  23. Ozoe, H., Sayama, H. and Churchill, S. W., 1977, Natural convection patterns in a long inclined rectangular box heated from below, Part I. Three-directional photography, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 20, pp. 123-129.
  24. Linthorst, S. J. M., Schinkel, W. M. M. and Hoogendoorn, C. J., 1981, Flow structure with natural convection in inclined air-filled enclosures, *J. Heat Transfer*, Vol. 103, pp. 535-539.
  25. Moffat, R. J., 1988, Describing the uncertainties in experimental results, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 3-17.