

<論 文>

종횡비가 낮은 직각밀폐용기내의 Prandtl 수가 큰 유체의 자연대류에 관한 실험적 연구

이 진 호* · 황 규 석** · 현 명 택***

(1985년 8월 9일 접수)

High Prandtl Number Natural Convection in a Low-Aspect Ratio Rectangular Enclosure

Jinho Lee, Kyoo Seog Hwang and Myung Taek Hyun

Key Words: Natural Convection(자연대류), Rectangular Enclosure(직각밀폐용기), Low-Aspect Ratio(낮은 종횡비), Laminar Boundary-Layer Flow Regime(층류 경계층흐름 영역), Core Configuration(코어형상)

Abstract

Experimental investigation was carried out to study the natural convection of water and silicon oil due to end temperature differences in a horizontally insulated rectangular enclosure of aspect ratio 0.1 with a special attention on the core configuration in the laminar boundary-layer flow regime. Rayleigh number ranges covered herein are $Ra=4.40 \times 10^6 - 9.64 \times 10^7$ for water and $Ra=1.69 \times 10^5 - 3.80 \times 10^6$ for silicon oil, respectively.

In the case of water, for $Ra \geq 2.21 \times 10^7$ there appeared distinct horizontal thermal layers adjacent to the horizontal boundaries in the core and the temperature distribution outside the horizontal thermal layers, i.e., in the mid-core region, is vertically stratified. The core flow pattern was shown to be nonparallel with a weak back flow in the mid-core for $Ra \geq 3.63 \times 10^7$.

In the case of silicon oil, distinct horizontal thermal layers appeared along the core horizontal boundaries for $Ra \geq 1.27 \times 10^6$ with a stratified temperature distribution in the mid-core, but the core flow pattern in this case was shown to be parallel. In addition, secondary flow appeared near the hot wall for $Ra \geq 3.80 \times 10^6$.

Nusselt number, Nu, was found to be proportional to $Ra^{0.3}$ for water and $Ra^{0.28}$ for silicon oil in the boundary-layer flow regime. There also is an indication from the comparison with other results that Nu is independent of aspect ratio for water in the boundary-layer flow regime in low aspect ratio enclosures.

기 호 설 명

A : 종횡비 ($= \frac{H}{L}$)

g : 중력가속도

* 정희원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

** 연세대학교 대학원

*** 정희원, 연세대학교 대학원

H : 밀폐용기의 높이

k : 열전도율

L : 밀폐용기의 길이

Nu : Nusselt 수 $(= \frac{Q}{k\Delta TW})$

Pr : Prandtl 수

Q : 실제 열전달율

Ra : Rayleigh 수 $(= \frac{g\beta\Delta TH^3}{\nu\alpha})$

T_c : 저온벽의 온도

T_h : 고온벽의 온도

$T_{y=0}$: 밀폐용기의 아래 경계면 온도

ΔT : 양단의 온도차 $(= T_h - T_c)$

W : 밀폐용기의 깊이

X : 수평방향 좌표

Y : 수직방향 좌표

희랍문자

α : 열확산율

ν : 동점성계수

β : 온도차에 의한 체적팽창계수

1. 서 론

밀폐용기내의 자연대류는 원자로 설비, 재료가공, 태양열, 환경공학 및 지구물리학 등에 관련되어 지금까지 많은 연구와 관심의 대상이 되어 왔다. 그러나 밀폐된 유체내에서의 자연대류는 밀폐용기의 기하학적 형태나 경계조건에 민감하므로 그 코어흐름 형태를 주어진 물리적인 조건으로부터 미리(a priori) 예측하기가 매우 어렵고 또한 기본방정식이 비선형이고 서로 연립(coupling)되어 있기 때문에 실험 및 이론적 해석이 상당히 어렵고 제한적이다.

밀폐용기내의 자연대류에 관한 초기의 연구는 주로 수평원판이나 큰 중형비의 직각밀폐용기에 대해 이루어졌으며 최근 낮은 중형비의 밀폐용기에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있으나 아직도 미흡한 상태이다. 초기 연구에 대한 결과들은 Ostrach⁽¹⁾에 의해 정리되었으며 최근에 수평, 수직 및 경사진 직각밀폐용기내의 자연대류에 관해 Catton⁽²⁾ 및 Ostrach⁽³⁾에 의해 고찰되었다. Ostrach⁽¹⁾에 의해 지적되었듯이 수평원판이나 큰 중형비의 직각밀폐용기내에서의 코어형상은 회전과 등은 그리고 정체와 성층화된 온도분포의 두가지가 수학적으로 가능하다. 초기 해석은 전자를 가능한 코어형상으로 보고 이루어졌으나 나중 실험에 의해

후자가 관찰된 후에 후자의 코어형상에 대한 이론적 해석이 이루어졌다.

낮은 중형비의 직각밀폐용기내의 흐름영역은 그 흐름특성상 양단 수직벽면 근처의 양단영역과 그 영역바깥 수평경계면과 이루어지는 코어영역으로 나누어진다고(Fig. 1). 낮은 중형비의 직각밀폐용기에 대한 연구는 초기 Cormack 등⁽⁴⁾의 해석에 의해 임의의 용한한 Ra 수에 대해 중형비가 매우 작을 때는 밀폐용기내의 열전달은 전도에 의해 주로 이루어지며 이때 코어흐름은 언제나 수평경계면에 평행하다는 결과가 얻어졌다. 그러나 이어서 행해진 Imberger⁽⁵⁾의 물에 대한 실험 및 이에 대한 Cormack 등⁽⁶⁾의 수치해석에서 비록 중형비가 작을지라도 Ra 수가 큰 경우에는 코어흐름이 평행흐름에서 벗어남이 밝혀졌다. 동일유체에 대한 Bejan 등⁽⁷⁾의 실험에서는 Ra 수가 충분히 클 경우 밀폐용기내의 흐름은 단일 수직평판의 경우와 유사하게 양단 수직벽면을 따라 경계층흐름으로 발달하며 밀폐용기내의 열전달은 전적으로 대류에 의해 이루어지고 이때 코어형상은 Cormack 등⁽⁴⁾의 해석결과와는 전혀 다르게 나타남이 밝혀졌다. 즉 양단영역 수직벽면을 따라 열 및 속도경계층이 발달하고 코어영역에서도 상·하 수평경계면을 따라 일종의 열 및 속도경계층이 존재하며 수평경계층 바깥영역, 즉 코어 중심부의 유체는 거의 정체되고 열적으로 안정되게 성층화되었다. 코어영역내의 수평경계층의 존재는 높은 Ra 수에서 Shiralkar 및 Tien⁽⁸⁾의 낮은 Pr 수에 대한 수치해석 및 Lee 등⁽⁹⁾의 공기에 대한 실험에서도 관찰되었다. 반면 Simpkins 와 Dudderar⁽¹⁰⁾, 그리고 Kamotani 등⁽¹¹⁾은 Pr 수가 아주 큰 실리콘 오일에 대한 실험에서 Ra 수가 클 경우에도 중형비가 0.1 이하인 경우에는 코어흐름이 언제나 평행하게 나타났으나 중형비가 0.2 이상에서는 밀폐용기 양단근처에 셀(cell)형태의 이차유동이 발생하여 이로 인해 코어흐름이 평행흐름에서 훨씬 벗어남을 관찰하였다. Bejan 과 Tien⁽¹²⁾, Shiralkar 등⁽¹³⁾ 과 Tichy 와 Gadgil⁽¹⁴⁾은 밀폐용기내에 경계층흐름이 존재하는 경우에 코어에서의 속도 및 온도분포를 해석적으로

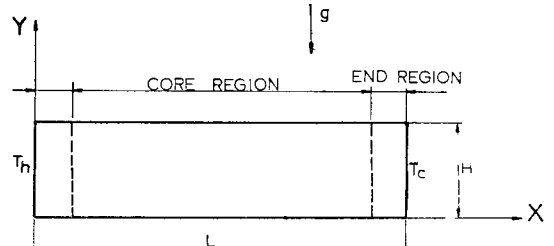


Fig. 1 Schematic diagram of the system

구하였다. 그러나 이들의 해석은 코어흐름이 언제나 평행하다는 가정하에 이루어졌으므로 이들의 해석결과를 이용하는 데에는 많은 주의가 요구된다.

전술한 낮은 중형비의 직각밀폐용기내의 코어형상에 관한 모호성은 밀폐용기내의 자연대류 문제에 고유한 것이지만 그 흐름형상이 복잡, 난해하고 주어진 물리적 조건에 민감하므로 이에 대한 이해가 아직 충분히 이루어지지 않고 있으며 또한 실험 조건에 따른 밀폐용기내의 흐름영역의 차이(평행흐름영역→경계층흐름영역)에 대한 기준도 아직 엄밀히 설정되지 않고 있다. 이에 따라 최근에 Lee^(15,16)는 multiple scales method⁽¹⁷⁾를 이용한 해석적인 모델로부터 scaling analysis를 통해 주어진 물리적 조건에 따른 밀폐용기내의 코어형상을 정성적으로 예측하였으며 아울러 흐름영역의 차이에 대한 기준도 뚜렷이 밝혔다. Lee의 해석결과는 기존의 몇몇 연구결과와 잘 일치하고 있지만 아직 이 분야의 연구결과(특히 실험)가 부족하기 때문에 효과적인 비교, 검토가 어렵다.

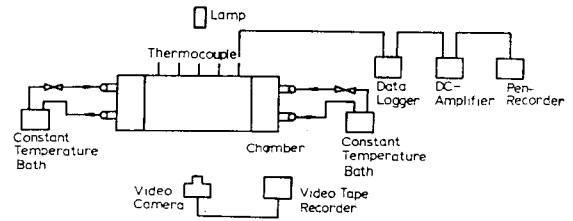
본 논문에서는 중형비 0.1이고 상·하 수평경계면이 단열된 직각밀폐용기내에서 Pr 수가 1보다 큰 물($Pr = 6.97, 20^{\circ}C$) 및 실리콘 오일($Pr = 1086.42, 20^{\circ}C$)의 양단의 온도차에 의한 자연대류에서 아직 충분히 연구되지 않은 코어형상에 주안점을 두고 실험적으로 관찰, 조사하였으며 그 결과를 Lee^(15,16)의 이론적인 예측과도 비교, 검토해 보았다.

2. 실험

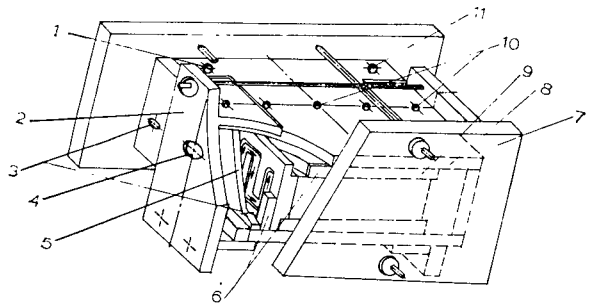
2.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 Fig. 2와 같다. 실험에 사용된 직각밀폐용기는 높이 30mm, 길이 150mm, 길이 300mm이며, '고온측 벽과 저온측 벽은 두께 22mm, 높이 51mm, 폭 150mm 크기로 13mm 동판, 6mm 베이클라이트판과 3mm 실리콘 개스킷 등이 나사로 결합되어 있으며 두개의 항온조에 의해 자기 일정한 온도 유지된다. 양단의 등온성을 높이기 위해 고온측 벽면 동판에 r형 홈을 파서 챔버내에서 순환유체가 r형 홈을 따라 흐르도록 하였으며 저온측 벽면에는 4개의 안내깃을 두어 순환물이 챔버의 중앙으로 들어가 안내깃을 따라 양쪽 끝으로 흘러나오게 하였다. 이 결과 양단의 온도는 $\pm 0.2^{\circ}C$ 의 범위내에서 일정하게 유지할 수 있었다. 용기의 수평면은 단열을 유지하기 위해 10mm의 에폭시 베이클라이트 그라스판을 사용하였으며 시험용기 전체의 단열효과를 높이기 위하여 두께

20mm의 코르크판을 용기의 상·하수평면 및 측면에 부착하였다. 밀폐용기의 전·후면은 흐름의 가시화를 위해 투명한 아크릴판을 사용하였다. 온도측정을 위한 열전대는 copper-constantan을 사용하였는데 밀폐용기 뒷판에 50mm 간격으로 5개의 작은 구멍(직경 1.8mm)을 뚫어 온도 측정 probe를 넣어 깊이를 변화시킴으로써 밀폐용기내의 온도변화를 조사하였으며, 열전달 및 등온상태를 조사하기 위해 저·고온측 용기의 입·출구에 각 1개씩, 저·고온측 동판에 각 5개씩의 열전대를 설치하였다. 시험유체는 물과 실리콘 오일(SF 96, 100CS)을 사용하였다. 비록 실험장치는 충분히 단열되어도 수평벽면 및 전·후면을 통해 약간의 열손실이 일어남을 예측할 수 있으므로 고온측 및 저온측에서의 전달 열량을 구하여 그 차이로써 열손실량을 추정해 보았다. 열손실은 양단의 온도차 ΔT 가 작음에 따라 약간 증가하는 경향을 보였으나 본 실험범위 내에서는 물의 경우 8%, 실리콘 오일의 경우 4% 이



(a) Schematic diagram of experimental set-up



- 1. Air vent
- 2. Support frame
- 3. Hot water outlet
- 4. Hot water inlet
- 5. Cover plate for heat exchange
- 6. Silicon gasket
- 7. Acryl plate
- 8. Cork board
- 9. Epoxy bakelite glass board
- 10. Hole for dye injection and thermocouple probe
- 11. Fluid Infusion hole

(b) Cut-away view of test section

Fig. 2 Experimental set-up

내에 머물렀다. 특히 저온측에서의 전달 열량을 큰 오차없이 구하기 위해서 냉각수유량을 적당히 조절하여 입·출구의 온도차가 충분히 나도록 하였으며 열손실 계산 후 그 유량을 다시 증가시켜 일정온도가 유지되도록 하였다.

2.2 온도측정

저·고온부 양벽을 등온으로 유지시킨 후 저·고온측 동판의 온도를 측정하여 시간당 오차가 0.1°C 범위 내일 때 정상상태에 도달한 것으로 간주하였다. 본 실험범위내에서는 정상상태에 도달하는데 10시간 정도 걸렸다. 밀폐용기내의 각 지점에서의 온도는 위 베이탈라이트판에 뚫은 5개의 작은 구멍에 안내관(지름 2mm 스테인레스판)을 설치하고 그 속에 온도측정 probe(지름 1.6mm 스테인레스판)를 두어 3mm 간격으로 깊이를 변화시켜가며 온도를 측정, Data Logger(FLUKE MODEL 2240C)에 기록하여 읽었다.

2.3 흐름의 가시화

밀폐용기내의 유동은 비데오 시스템을 이용한 흐름의 가시화를 통해 관찰하였다. 시험유체가 물인 경우에는 물감(dyron)과 우유를 혼합한 후 물과 비중이 맞도록 알코올로써 비중을 조절하여 만든 다이(dye)를, 실리콘 오일인 경우에는 지름이 100 μ m 인 폴리에틸렌 입자를 오일과 잘 섞은 후 주입구를 통해 주입하여 내부유동을 관찰하였다. 유동속도는 코어부분에 중점을

두어 다이와 입자의 이동거리를 조사하고 이때의 이동시간을 측정하므로써 구하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

본 실험은 중형비 0.1인 직각밀폐용기내에서 물 및 실리콘 오일에 대해 각각 $Ra=4.40 \times 10^6 - 9.64 \times 10^7$, $Ra=1.69 \times 10^5 - 3.80 \times 10^6$ 의 범위내에서 이루어졌다. Fig. 3 및 4는 코어에서의 속도분포를 Fig. 5~8은 열전대에 의해 측정된 코어에서의 온도분포를 각각 나타낸 것이다.

먼저 물의 경우를 살펴보면 Fig. 3에서 Ra 수가 비교적 작은 $Ra=4.40 \times 10^6$ 인 경우 코어흐름은 평행흐름으로 나타나며 이때 온도분포는 Fig. 5(a)에서와 같이 수직방향으로는 약하게 성층화되며 수평방향으로는 적은 온도차이지만 수직방향의 위치에 상관없이 거의 같은 크기로 변화하고 있다. Ra 수가 증가함에 따라 코어흐름은 그 속도가 증가 하면서 코어 상하 수평경계면을 따라 일종의 속도경계층흐름으로 ($Ra=2.21 \times 10^7$ 까지) 발달하며 이때 흐름의 최대속도는 평행흐름 때보다 좀더 상·하수평경계면에 가까이 위치하고 있다. $Ra=3.63 \times 10^7$ 부터는 Bejan 등⁽⁷⁾에 의해 관찰된 바와 같이 코어중심부에 약한 반류가 나타났다. 그러나 본 실험의 범위내에서는 Bejan 등⁽⁷⁾에 의해 관찰된 코어중심부의 흐름의 정체층은 관찰되지 않았다. Fig. 3에서 본 실험의 $Ra=9.64 \times 10^7$ 인 경우와 Bejan 등⁽⁷⁾에 의해

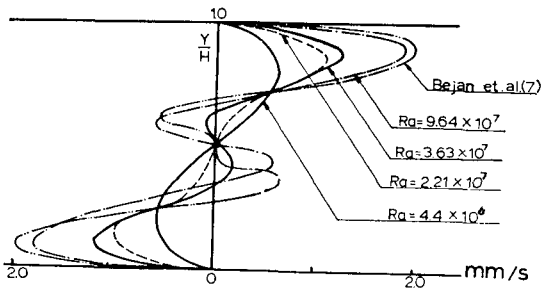


Fig. 3 Core velocity profile at $x=L/2$; water

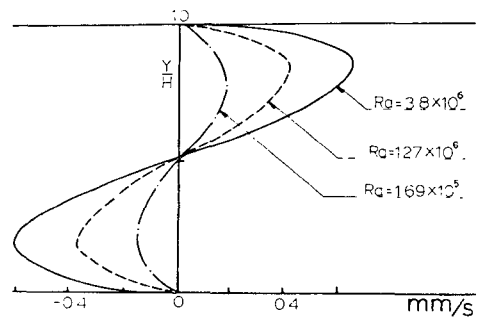


Fig. 4 Core velocity profile at $x=L/2$; silicon oil

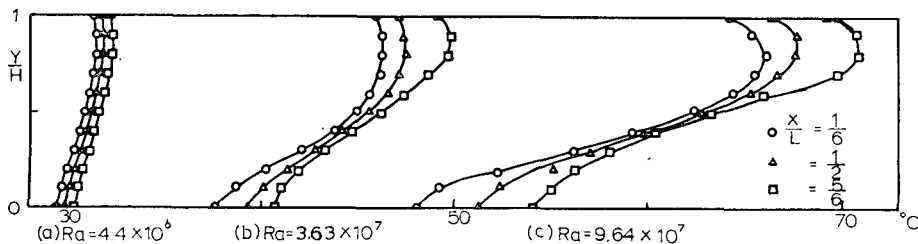


Fig. 5 Core temperature profile; water

$Ra=1.50 \times 10^6$, $A=0.0625$ 에서 관찰된 코어에서의 속도분포를 비교해 보았다. 양자의 경우 실험조건은 크게 다르나 최대속도에서 약간의 차이가 나고 있을뿐 전체적인 속도분포는 거의 유사하게 나타나고 있다. 따라서 실험조건에 따른 코어형상을 정확히 예측해 줄 때 개변수의 기준이 필요하다.

Ra 수가 증가함에 따라 코어 온도분포의 두드러진 변화는 수평방향의 온도변화가 대부분 코어 상하 수평경계면 인접부근의 수평열경계층내에서 일어나며 수직방향으로의 온도구배가 크게 증가한다는 점이다. 즉 Fig. 5에서 $Ra=9.64 \times 10^7$ 인 경우 수평방향의 온도변화는 수평열경계층내에서 거의 이루어지며 그 바깥부분은 수평방향의 변화는 미미하고 수직방향으로는 거의 선형적으로 안정되게 성층화된 온도분포를 보이고 있다. 수평열경계층내의 수평방향 온도변화는 비선형적이며 수직방향 온도구배로부터 상하 수평경계면의 단열이 완전치 못하여 이를 통해 바깥으로 약간의 열손실이 있음을 알 수 있다. Fig. 6은 Ra 수에 따른 수직방향 온도분포를 아래 수평면의 온도에 대해 나타낸 것으로 Ra 수가 증가함에 따라 수직 온도구배는 크게 증가하며 수평열경계층의 두께는 약간 감소하는 경향을 볼 수 있다.

실리콘 오일의 경우 코어 속도분포는 Fig. 4에서 물의 경우와는 달리 본 실험의 범위내에서는 Ra 수에 관계없이 항상 평행유동으로 나타났다. 단지 $Ra=3.80 \times 10^6$ 에서 고온측에 셀 형태의 약한 이차흐름이 나타났으나 평행한 코어흐름 형태에 별 영향을 주지는 않았다. Simpkins와 Dudderar⁽¹⁰⁾의 실험에서 $A=0.25$ 인 경우 $Ra=1.8 \times 10^6$ 에서 밀폐용기 양단에 뚜렷한 이차셀이 나타났으며 이의 영향으로 코어흐름은 비평행하게

나타났다. Ra 수를 본 실험범위보다 더욱 증가시킬 때 이차셀이 고온측 외에 저온측에도 뚜렷하게 나타나고 이들 이차셀의 영향으로 코어흐름이 비평행흐름으로 나타날런지는 확실치 않다. Ra 수에 따른 코어 온도분포는 Fig. 7 및 8에서 비록 속도분포는 다르지만 물의 경우와 비슷한 경향을 나타내고 있다. 그러나 코어 내에서의 수직온도구배는 실리콘 오일의 경우가 훨씬 큰 값으로 나타남을 알 수 있다. 본 실험에서 관찰한 바로는 $Ra=2.6 \times 10^6$ 부터 상하 수평경계면에 수평열경계층이 존재한다고 볼 수 있었다.

Fig. 3 및 4의 물 및 실리콘 오일에 대한 속도분포에서 Ra 수가 큰 경우 코어흐름의 최대속도가 아래 수평경계면보다 윗 수평면 가까이서 좀더 크게 나타나고 있다. 이는 상·하 수평경계면을 따라 흐르는 유체의 온도차이에 따른 점성변화의 영향 때문으로 판단되며 이에 따라 흐름의 대칭점은 연속의 법칙에 의거 $y/H=0.5$ 보다 조금 높은 위치에서 나타남을 볼 수 있다.

Lee⁽¹⁶⁾는 그의 해석에서 낮은 중형비의 조건, 즉 $A^2 \ll 1$ 에 대해 Ra 수가 충분히 커서 $ARa^{1/4} > 1$ 일 때 밀폐용기내에 뚜렷한 경계층흐름이 존재한다고 하였다. 본 실험에서 관찰된 물 및 실리콘 오일의 코어형상은 물인 경우, $Ra \geq 2.21 \times 10^7$, 즉 $ARa^{1/4} \geq 6.86$ 에서, 실리콘 오일의 경우 $Ra \geq 1.27 \times 10^6$, 즉 $ARa^{1/4} \geq 3.36$ 에서 Lee의 경계층흐름 영역에서의 코어형상에 관한 예측과 잘 일치하고 있다. 따라서 본 실험의 범위내에서 물 및 실리콘 오일의 경우 각각 위의 조건하에서 밀폐용기내에 뚜렷한 경계층흐름이 존재한다고 할 수 있다. Fig. 9 및 10은 밀폐용기내의 열전달을 물 및 실리콘 오일에 대해 Nu 수로서 나타낸 것으로 Nu 는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{Q}{k\Delta TW}$$

여기서 Q 는 열손실을 감안한 실제 열전달율, k 는 유체의 열전도율, 그리고 W 는 밀폐용기의 깊이를 나타낸다. 물의 경우 Fig. 9에서 비슷한 Ra 수에서 Imberger⁽⁵⁾의 실험결과와 잘 일치하며 보다 높은 Ra 수에서의 Bejan 등⁽⁷⁾의 결과와도 거의 한직선으로 나타

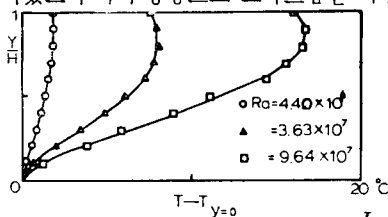


Fig. 6 Core temperature profile at $X=L/2$; water

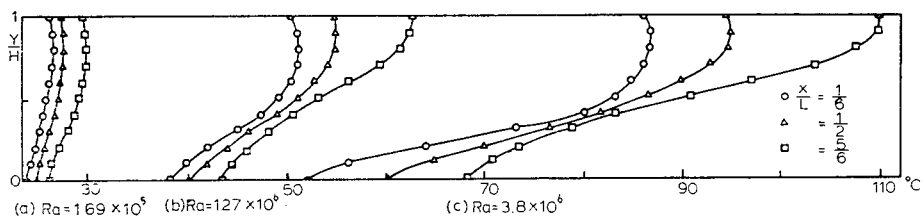


Fig. 7 Core temperature profile; silicon oil

내어짐을 볼 수 있다. 이들 각각의 실험조건이 서로 다름을 생각할 때 이 경우 밀폐용기내의 열전달이 경계층흐름 영역에서 중횡비에 거의 상관없이 이루어짐을 추정할 수 있다. 실리콘 오일의 경우 아직 이 경우에 대한 연구결과가 미흡함으로 직접적인 비교는 불가능하며 단지 낮은 Ra 수의 Kamotani 등⁽¹¹⁾의 실험결과와 비교할 때 본 실험결과와 기울기가 낮게 나타나고 있다. 이는 밀폐용기내에 존재하는 흐름영역의 차이 때문인 것 같다. 즉 본 실험영역은 경계층영역인데 반해 Kamotani 등⁽¹¹⁾은 그들의 실험결과가 Cormack 등⁽⁴⁾의 해석결과와 잘 일치하고 있음으로 미루어 그 실험영역이 평행흐름영역에 속하는 것으로 보여진다. 본 실험에

서 Pr 수에 따른 Nu 수의 변화는 실험범위가 일치하지 않아 비교가 불가능하다. 중횡비 1.0의 경계층영역에서 Nu 수가 Pr 수에 따라 아주 미세하게 증가하는 결과는 얻어졌으나⁽¹⁸⁾ 낮은 중횡비의 경계층영역에 있어서는 이에 대한 비교가 아직 이루어지지 않고 있다. 최소자승법으로 Nu-Ra의 관계를 구해보면 물의 경우 $Nu \sim Ra^{0.3}$, 실리콘 오일의 경우 $Nu \sim Ra^{0.28}$ 의 관계로써 주어진다. 높은 중횡비의 직각밀폐용기내의 열전달이 경계층흐름 영역에서 단일 수직평판에서의 경우와 같이 $Nu \sim Ra^{0.25}$ 로써 주어질 때^(19,20) 낮은 중횡비의 직각 밀폐용기에 대해서도 $Ra \rightarrow \infty$ 일 때 Nu-Ra의 관계가 그와 같이 주어질런지는 이에 대한 앞으로의 좀 더 많은 실험결과가 요구된다.

4. 결론

중횡비가 0.1 인 직각밀폐용기내의 물 및 실리콘 오일의 자연대류에 관해 각각 $Ra=4.40 \times 10^6 - 9.64 \times 10^7$, $Ra=1.69 \times 10^5 - 3.80 \times 10^6$ 의 범위내에서 그 코어형상에 주안점을 두고 실험적으로 관찰, 조사한 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 물의 경우 $Ra \geq 2.21 \times 10^7$, 즉 $ARa^{1/4} \geq 6.86$ 에서 밀폐용기내에 경계층흐름 영역이 나타났다. 이 경우 코어에서의 온도분포는 코어 상·하 수평면을 따라 수평열경계층이 존재하고 그 바깥부분은 수평방향의 온도 변화는 미세하고 수직으로 거의 선형적으로 안정되게 성층화된 온도분포로써 나타났다. 그리고 수평열경계층내에서의 수평방향의 온도변화는 비선형적으로 나타났다. 이때 코어흐름은 상·하 수평면을 따라 경계층흐름으로 나타나며 코어중심부에는 약한 반류가 관찰되었다.

(2) 실리콘 오일의 경우 $Ra \geq 1.27 \times 10^6$, 즉 $ARa^{1/4} \geq 3.36$ 에서 밀폐용기내에 경계층흐름 영역이 나타났으며 이 경우 코어에서의 온도분포는 물의 경우와 유사하였으나 반면 코어에서의 흐름형태는 언제나 평행하게 나타났다. 단지 $Ra \geq 3.80 \times 10^6$ 에서 고온측 근처에 약한 셀형태의 이차흐름이 관찰되었으나 평행한 코어흐름형태에 별다른 영향을 주지는 않았다.

(3) 밀폐용기내의 열전달은 경계층흐름 영역에서 물의 경우 다른 결과와 잘 일치하며 중횡비에 상관없이 $Nu \sim Ra^{0.3}$ 의 관계로써 나타내어진다. 실리콘 오일의 경우 본 실험결과는 $Nu \sim Ra^{0.28}$ 의 관계로써 나타내어지나 아직 이 경우에 대한 타연구자의 실험결과가 없기 때문에 직접적인 비교는 불가능하다. Pr 수에 따른 Nu-

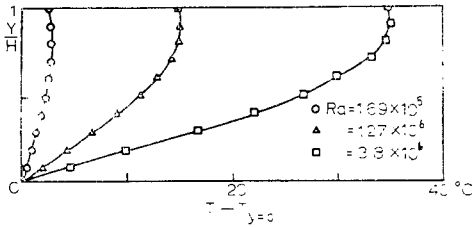


Fig. 8 Core temperature profile at $x = \frac{L}{2}$; silicon oil

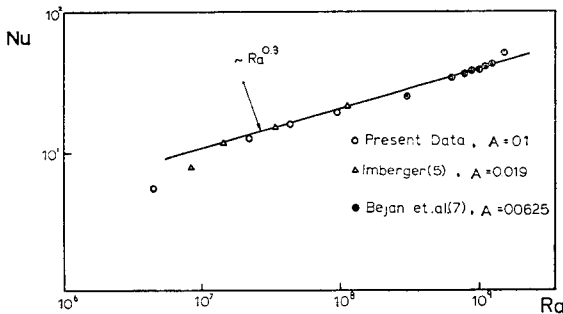


Fig. 9 Overall heat transfer correlation; water

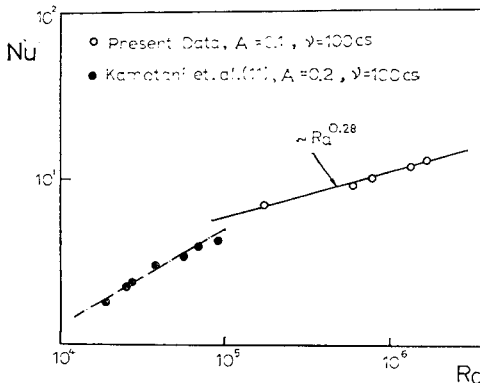


Fig. 10 Overall heat transfer correlation; silicon oil

Ra의 정확한 관계 설정을 위해서 앞으로 이 분야에 대한 보다 많은 실험결과가 요구된다.

References

- (1) Ostrach, S., Natural Convection in Enclosures, in Advances in Heat Transfer, Vol. 8, Chap. 3, Academic Press, 1972
- (2) Catton, I., "Natural Convection in Enclosures", Proc. 6th Heat Transfer Conference, Vol. 1, pp. 13~31, 1978
- (3) Ostrach, S., Loka, R.R. and Kumar, A., "Natural Convection in Low Aspect Ratio Rectangular Enclosures", in Natural Convection in Enclosures edited by Torrance and Catton and published by the Heat Transfer Division of ASME, HTD-Vol. 18, 1980
- (4) Cormack, D.E., Leal, L.G. and Imberger, J., "Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 1. Asymptotic Theory", J. Fluid Mech., Vol. 65, Part 2, pp. 209~227, 1974
- (5) Imberger, J., "Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 3. Experimental Results", J. Fluid Mech., Vol. 65, Part 2, pp. 247~260, 1974
- (6) Cormack, D.E., Leal, L.G. and Seinfeld, J.H., "Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 2. Numerical Solutions", J. Fluid Mech., Vol. 65, Part 2, pp. 231~246, 1974
- (7) Bejan, A., Al-Homoud, A.A. and Imberger, J., "Experimental Study of High Rayleigh Number Convection in a Horizontal Cavity with Different End Temperatures", J. Fluid Mech., Vol. 109, pp. 283~299, Aug. 1981
- (8) Shiralkar, G.S. and Tien, C.L., "A Numerical Study of Laminar Natural Convection in Shallow Cavities", J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 226~231, May 1981
- (9) 이진호, 최인규, 김정만, "낮은 종횡비의 직각밀폐용기내의 공기의 자연대류에 관한 실험연구", 연세논총, 제21집, pp. 155~165, May 1985
- (10) Simpkins, P.G. and Dudderar, T.D., "Convection in Rectangular Cavities with Differentially Heated End Walls", J. Fluid Mech., Vol. 110, pp. 433~456, 1981
- (11) Kamotani, Y., Wang, L.W. and Ostrach, S., "Experiments on Natural Convection Heat Transfer in Low Aspect Ratio Enclosures", AIAA J., Vol. 21, No. 2, pp. 290~294, Feb. 1983
- (12) Bejan, A. and Tien, C.L., "Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Cavity with Different End Temperatures", J. Heat Transfer, Vol. 100, No. 4, pp. 641~647, 1978
- (13) Shiralkar, G., Gadgil, A. and Tien, C.L., "High Rayleigh Number Convection in Shallow Enclosures with Different End Temperatures", J. Heat Mass Transfer, Vol. 204, No. 10, pp. 1621~1629, 1981
- (14) Tichy, J. and Gadgil, A., "High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in Low Aspect Ratio Enclosures with Adiabatic Horizontal Walls", J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 103~110, 1982
- (15) Lee, J., "Scaling Analysis of Core Flow Pattern in a Low-Aspect Ratio Rectangular Enclosure. (I) Core-Driven Flow Regime", KSME, Vol. 8, No. 3, pp. 274~282, 1984
- (16) Lee, J., "Scaling Analysis of Core Flow Pattern in a Low-Aspect Ratio Rectangular Enclosure. (II) End-Driven Flow Regime", KSME, Vol. 8, No. 4, pp. 375~384, 1984
- (17) Nayfeh, A., Perturbation Methods, Wiley, 1973
- (18) Davis, De Vahl, "Laminar Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1675~1693, 1968
- (19) Seki, N., Fukusako, S. and Iraba, H., "Visual Observation of Natural Convective Flow in a Narrow Vertical Cavity", J. Fluid Mech., Vol. 84, Part 4, pp. 695~704, 1978
- (20) Taylor, C. and Ijam, A.Z., "A Finite Element Numerical Solution of Natural Convection in Enclosed Cavities", Comp. Mech. in Appl. Meth. Eng., Vol. 19, pp. 429~446, 1979