양단온도차에 의한 직각용기내 자연대류에 미치는 안정온도구배의 영향

Effects of Stabilizing Thermal Gradients on the Natural Convection in Rectangular Enclosures due to Lateral Temperature Difference

김 무 현*
Moo Hyun Kim

Key Words ; Natural Convection (자연대류), Rectangular Enclosure (직각밀폐용기), Stabilizing Thermal Gradient (안정온도구배), Flow Retardation (유동억제)

ABSTRACT

Confined natural convection due to lateral temperature difference in rectangular enclosures was studied numerically and experimentally for the insulated and the constant temperature enclosures. In the case of insulated enclosure, the flow pattern and heat transfer modes are rather simple depending mainly upon Rayleigh number. In the case of isothermal enclosure, however, the phenomena of flow and heat transfer are somewhat complex and interesting due to the stable thermal gradients and various circumstances resulted from four wall temperature conditions. As a dimensionless variable, to describe properly the flow and heat transfer phenomena in the isothermal enclosure, temperature difference ratio $\Delta T_V/\Delta T_H$ is newly introduced and this parameter seems to be appropriate in the analysis of results on the effect of stabilizing thermal gradient.

1. 서 론

밀폐용기내의 자연대류는 건물 및 태양집열판의 단열, 원자로 및 초전도자성체의 냉각, 결정성장, 축열장치, 환경공학, 지구물리학 및 천체물리학 등에 광범위하게 관련되어 지금까지 많은 연구와 관심의 대상이 되어왔다.

밀폐용기내의 자연대류는 관심의 대상이 되는 흐름영역이 주위 경계면에 의해 밀폐되어 그 기하학적 형태와 경계조건에 매우 민감하며, 또한 기본방정식이 비선형적이고 서로 연관되어 있기 때문에 실험 및 이론적 해석이 어렵고 제한적이다. 따라서 지금까지의 연구의 대부분은 밀폐용기의 수평경계면의 조건이 단열이고 물리적 변수로서 Rayleigh수 및 종횡비의 변화에 중점을 두고 이루어졌다.[1~4] 그

* 정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

러나 밀폐용기내의 흐름 및 열전달특성은 새롭고 미세한 물리적 조건의 변화에 의해 특이하고 다양하게 나타나므로, 최근의 연구들은 밀폐용기내의 유체의 종류, 다양한 경계조건 그리고 용기의 기하학적 형태의 변화에 따르는 유동 및 열전달특성에 많은 관심을 기울이고 있다.

Viscanta 등[5]은 액체금속인 Gallium을 사용, 실험적으로 연구하여 직각밀폐용기내 Pr 수가 매우 낮은 유체의 흐름 및 열적특성을 조사하고 이론 해석결과와 비교하였다. Sernas와 Lee[6]는 직각용기의 수평면이 등온과 단열조건인 경우 실험 및 수치해석으로 연구하여 수평경계조건의 차이에 따른 열전달 및 유동형태의 차이를 조사하였다. 그러나 이들은 등온조건이 단지 $T_H = T_T > T_C = T_B$인 경우, 즉 고온수직면과 상부수평면이 서로 같은 온도로 높게, 저온 수직면과 하부수평면이 서로 같은 온도로 낮게 유지되는 경우에 대해서만 결과를 얻었다. 최근에 Kirkpatrick와 Bohn[7]은 정방형밀폐용기내 시험유체가 물이고 Ra_H 수가 매우 높으며($\sim 10^{10}$) 밀폐용기의 네면이 일정온도조건으로 유지될때 각 면에서의 열전달율을 조사한 결과, 하부수평면을 가열할 경우 밀폐용기내는 유동의 혼합(mixing)이 향상되고 열적성층화가 감소한다는 결과를 얻었다. Chen 등[8]은 결정성장시 결정의 질을 저하시키는 요인을 고찰하고자 하는 관점에서, 종횡비 1 및 1.5인 직각밀폐용기의 등온조건이 $T_H = T_C > T_T > T_B$인 경우를 모델로 하여 수치해석하였다. 그 결과 밀폐용기의 상부에는 중심축에 대칭인 2개의 재순환셀이 형성되고 하부는 유동이 거의 없고 열적으로 안정된 성층화가 이루어졌다. Ostrach와 Raghavan[9]은 직각밀폐용기의 네면이 등온이되 상부수평면의 온도가 하부면보다 높을 때 용기내는 열적으로 안정된 온도구배가 형성되어 양단온도차에 따른 자연대류유동이 지연(retardation)되는 현상을 정성적으로 연구하였다. 이 결과 그들은 재료공정(material processing)이나 환경공학 등에서 유동장내 불필요한 자연대류효과를 최소화 또는 억제하고자할 경우 안정온도구배부과가 요구된다고 언급하였다. Kim등[10]은 직각밀폐용기의 종횡비가 1이하이고 시험유체가 실리콘오일, 물 그리고 공기인 경우에 대하여 실험적으로 연구하여 안정온도 구배에 따른 흐름의 지연 및 유동장내 셀형성에 관한 흐름특성을 조사하였다. 그러나 이 결과는 선행연구결과가 부족하여 비교되지 못하였고 가시화실험의 제약으로 수직경계면 근처에서의 속도 및 모서리인접부에서의 유동현상을 정확히 조사하는데 미흡하였다.

본 연구는 직각밀폐용기내에 양단수직면의 온도차에 의해 기본적으로 자연대류흐름이 존재할때 수평경계면이 단열 및 등온조건인 경우 유동 및 열적특성을 이론해석과 실험으로 조사하였다. 특히 등온조건인 경우 상부수평면온도가 하부보다 높아서 안정된 온도구배가 이루어질 경우 유동형태를 자세히 조사하고 이론해석으로 실험결과의 미비점을 보완하고 서로 비교하였다.

2. 이론해석

Fig. 1과 같은 직각밀폐용기내의 양단의 온도차에 의한 2차원 자연대류 흐름이 정상, 층류유동이며 Boussinesq 근사를 적용한 무차원방정식 및 경계조건은 다음과 같다.

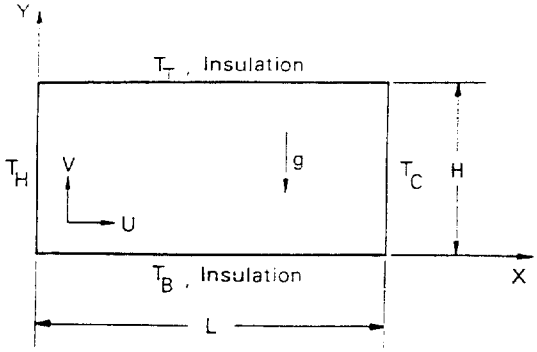


Fig. 1 Schematic diagram of enclosure

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \cdots\cdots (1)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \Pr\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \cdots (2)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{\partial p}{\partial y}+\Pr\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)$$

$$+\mathrm{Ra_H}\Pr(\theta-\theta_0) \cdots\cdots\cdots\cdots (3)$$

$$u\frac{\partial \theta}{\partial x}+v\frac{\partial \theta}{\partial y}=\frac{\partial^2\theta}{\partial x^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial y^2} \cdots\cdots (4)$$

$x=0$에서 $u=v=0$, $\theta=\theta_H=1$

$x=1/A$에서 $u=v=0$, $\theta=\theta_C=0$

$y=0$에서 $u=v=0$, $\theta=\theta_B$ 또는

$$\frac{\partial\theta}{\partial y}=0 \cdots\cdots (5)$$

$y=1$에서 $u=v=0$, $\theta=\theta_T$ 또는

$$\frac{\partial\theta}{\partial y}=0$$

여기서 도입된 무차원변수는

$$x=\frac{X}{H},\quad y=\frac{Y}{H},\quad u=\frac{H}{\alpha}U,\quad v=\frac{H}{\alpha}V$$

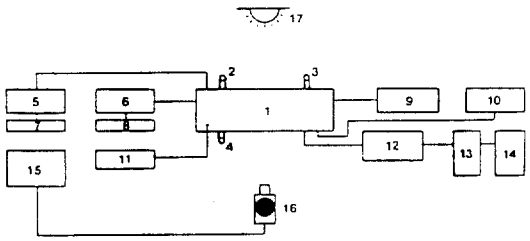
$$\theta=\frac{T-T_C}{T_H-T_C},\quad P=\frac{1}{\rho}\left(\frac{H}{\alpha}\right)^2\mathrm{P},\quad A=\frac{H}{L} \cdots (6)$$

이다. 위의 방정식에서 A는 종횡비(aspect ratio)로써 H/L를, Pr은 프란틀수 ν/α를, $\mathrm{Ra_H}$는 Rayleigh 수로서 $(g\beta\Delta T_H H^3)/(\alpha\nu)$를, ΔT_H는 T_H-T_C을 나타내며 θ_B, θ_T 및 θ_0는 각각 밀폐용기의 하부수평면온도, 상부수평면온도 및 기준온도(reference temperature, $T_0=(T_H+T_C)/2$)에 대한 무차원온도로서 $\theta_B=(T_B-T_C)/(T_H-T_C)$, $\theta_T=(T_T-T_C)/(T_H-T_C)$, $\theta_0=(T_0-T_C)/(T_H-T_C)$이다.

본 해석에서는 SIMPLE 알고리즘[11]을 사용하여 계산을 수행하였으며 각 변수에 대해 경계면을 제외한 모든 격자점에서 선순법(line-by-line method)을 적용하여 TDMA(Tridiagonal Matrix Algorithm)로 해를 구하였다. 이 과정에서 안정된 해의 수렴을 위해서 하향이완계수(under relaxation factor)를 사용하였으며 속도장의 경우 0.2~0.6, 온도장의 경우 0.4~0.8의 값을 선택하였다. 수렴판정은 power-law기법(scheme)을 적용한 이산화(discretized) 압력보정방정식에서 b의 값중 최대값이 1.0×10^{-5}이하일 때로 하였다.[11] 본 해석에서 직각밀폐용기는 종횡비가 1이하이므로 격자는 36×26로 하였고 네 경계면부근에서 경계층흐름특성을 효과적으로 관찰하기 위하여 비균일(non-uniform) 격자시스템을 적용, 격자를 네 경계면부근에서는 조밀하게, 내부에서는 성글게 취하였다.

3. 실 험

본 실험에서 사용된 밀폐용기는 Fig. 1과 같이 기본적으로 고온과 저온으로 유지되는 두 수직면과 등온조건 또는 단열조건으로 유지되는 두 수평면(단 등온조건시 $T_T\geq T_B$)으로 이루어진다. 등온수평면조건인 경우 밀폐용기의 고온벽과 상부수평면은 두께 20mm, 높이400 mm, 폭 200mm 및 두께 20mm, 수평길이 320mm, 폭 200mm의 알루미늄판으로 각각 제작하였으며 알루미늄판의 뒷면에 300mm×170mm×10mm의 홈을 만들고 얇은 운모판에 14.2Ω/m 니크롬선을 일정간격으로 감은 가열판을 부착하였다. 이 경우 가열판으로부터 외부로의 열손실을 줄이기 위해 가열판 뒷면에 세라믹단열재를 덮은 다음 두께 10mm 의 베이크라이트판을 부착하여 알루미늄판과 나사체결하였다. 저온벽과 하부수평면의 크기및 재질은 고온벽 및 상부수평면과 같으며 알루미늄판의 뒷면에 10mm×10mm의 지그재그형의 안내홈을 내어 냉각수 또는 항온수가 잘 순환되도록 하였으며 알루미늄판 뒷면에 부드러운 실리콘가스켓을 대고 10mm 두께의 베이크라이트판을 부착, 나사체결하였다. 한편 본 시험용기는 수평길이(L)를 고정하고 수직높이(H)를 변화시킴으로써 1이하의 종횡비를 임의로 얻을 수 있게 제작하였다. 용기의 앞, 뒷면에는 두께 5mm의 투명아크릴판을 2중으로 하여 중간에 5mm 두께의 공기층을 두어 Z-방향으로의 열손실을 최소화하면서 가시화로 흐름을 관찰할 수 있도록 하였다.



1. Test Enclosure
2. Air Vent
3. Fluid Infusion Hole
4. Drain
5. Slidacs (Top Heater)
6. Slidacs (Side Heater)
7. Volt Meter
8. Volt Meter
9. Constant Temperature Bath (Side)
10. Constant Temperature Bath (Bottom)
11. Digital Thermometer
12. Thermocouple Selector
13. Portable Dc Potentiometer
14. Pen-Recorder
15. Video Tape Recorder
16. Video Camera
17. Lamp

Fig. 2 Experimental set-up

실험방법은 Fig. 2와 같은 장치로 수행되었으며 시험유체로 공기, 물 그리고 실리콘오일(KF96-100cs)을 사용하였고 종횡비는 0.2, 0.5 및 1.0에 대하여 하였다. 먼저 온도측정은 밀폐용기내부의 경우 열전대 이송대를 사용하여 수직방향의 세곳(Y/H=0.94, 0.5, 0.06)에 대해 각 위치마다 수평방향으로 11곳(11×3), 수평방향의 세곳(X/L=0.125, 0.5, 0.875)에 대해 각 위치마다 수직방향으로 9곳(9×3) 등 한가지 실험에 대하여 X−Y평면상에서 도합 60곳의 온도를 니지탈온도계 및 전위차계를 사용하여 기록하였다. 유동장의 흐름형태 및 속도측정은 가시화방법에 의해 관찰, 조사하였다. 시험유체가 물인 경우는 붉은색 물감을, 실리콘오일인 경우는 소량의 알루미늄입자(aluminum powder)를 실리콘오일에 섞은 후 이송대 및 주사기를 통해 용기내부의 관측지점에 주입하였다. 속도측정은 뒷면 투명유리면에 스크린을 부착하고 앞면에는 눈금자를 부착하여 입자 및 물감의 이동거리를 30초 또는 1분단위로 관찰, 기록하였으며 대부분의 경우 비디오카메라로 흐름형태 및 속도를 HR-6700U VTR에 녹화, 재생하여 세밀히 조사하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 단열수평면 밀폐용기

Fig. 3은 Ra 및 Pr수의 값이 꼭 같지는

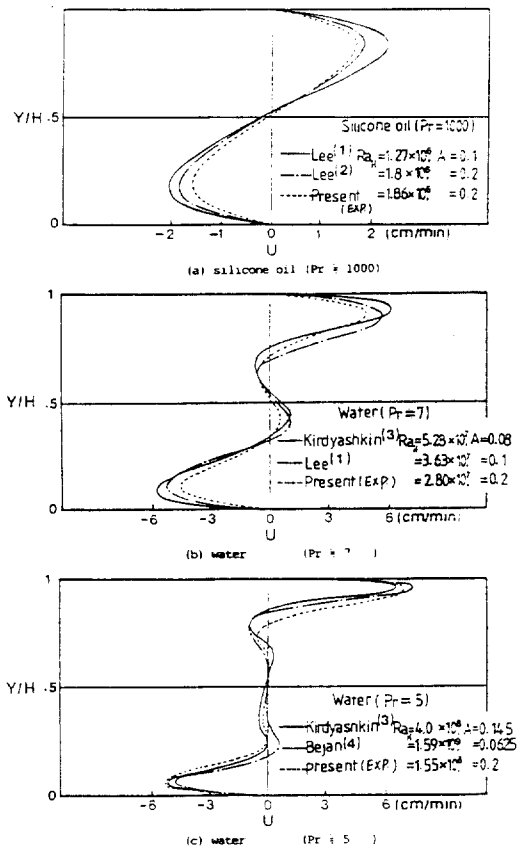
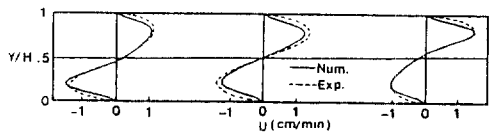


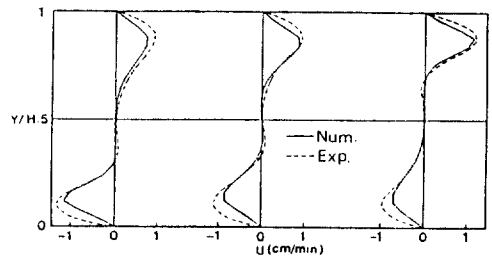
Fig. 3 Comparison of velocity with previous results for the insulated enclosures with silicone oil and water

않으나 서로 비슷한 경우 본 연구의 실험결과와 기존연구결과를 비교한 것이다. 그림에서 Rayleigh수와 종횡비가 약간씩 다르나 Ra_H수의 크기의 정도(order of magnitude)가 10^6인 경우 평행흐름특성이, 10^7인 경우 코어중심부의 약한 역류(back flow) 현상이 그리고 10^8인 경우 코어중심부의 정체흐름(stagnant flow)과 수평면근처의 분사흐름(jet flow)으로 이루어진 경계층흐름영역(boundary layer flow regime)특성이 비교적 잘 일치하고 있다.

Fig. 4(a)는 종횡비가 0.2, Ra_H가 1.86×10^6 그리고 Pr수가 944인 경우 실리콘오일의 속도분포를 X/L의 변화에 따라 나타낸 것이다. 그림에서 X/L=3/6일때 최대속도는 실험치가 이론치보다 약 7~8% 크게 나타나고 있으나



(a) $A=0.2$, $Ra_H=1.86\times10^6$, $pr=944$



(b) $A=0.5$, $Ra_H=9.46\times10^6$, $pr=1103$

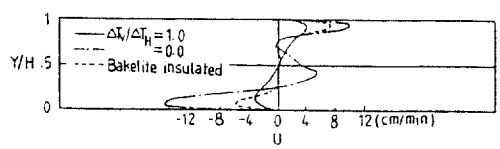
Fig. 4 Comparison of numerical(adiabatic enclosure) and experimental(bakelite insulated enclosure) velocity at X/L = 1/6, 3/6, 5/6

전체적인 흐름분포는 서로 좋은 일치를 보였다. 특히 점성이 커서 Pr수가 944인 경우 속도는 저온수직면쪽으로 갈수록, 즉 X/L이 증가할수록 점차 증가하였고 속도가 0이 되는 위치도 X/L=1/6에서는 중간높이(Y/H=0.5) 아래에서, X/L=5/6에서는 중간높이 위에서 나타나고 있다. 이와같은 흐름의 특성은 큰 점성효과로 인하여 양단 두 수직면근처에서 180° 회전시 흐름이 억제되기 때문이며, 이런 결과는 본 연구에 의하면 Pr수가 0.7이하여서 점성이 낮은 유체의 흐름특성과는 반대이다. 한편 Fig. 4(b)는 종횡비가 0.5인 실리콘오일의 속도분포로서 X/L의 증가에 따른 분포의 변화는 종횡비 0.2인 경우와 같은 경향을 보이고 있으나 용기의 내부영역, 즉 Y/H=0.5근처에서 속도가 0이 되는 흐름영역이 관찰되었다. 속도 0인 내부영역은 Ra수가 증가함에 따라 일반적으로 상하로 확장된다.

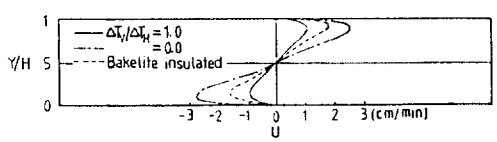
4.2 흐름의 억제효과

직각밀폐용기에서 두 수평면이 등온조건인 경우의 실험은 단열수평면조건인 경우에 비하여 장치의 제작에서부터 결과를 얻기까지 실험상의 어려움이 따르고, 두 수평면이 밀폐용기내 자연대류현상에 독립적인 변수로 작용하므로 단순히 양단 수직벽조건에 종속적이었던 단열수평면밀폐용기와는 물리적 상황이 크게 달라진다. 특히 자연대류흐름을 가늠하는 Rayleigh수의 역할이 반감된다. 서론에서 언급되었듯이 밀폐용기내에 안정온도구배를 부과하면 흐름은 억제, 지연되어 유동장이 달라지므로 여기에 안정온도구배효과 또는 흐름억제효과를 나타내 주는 새로운 매개변수가 필요하다. 밀폐용기의 종횡비가 1인 경우에는 수평 및 수직면간의 온도차로서 계산된 Rayleigh수의 비, Rav/Ra_H(여기서 $Rav=g\beta\Delta T_V H^3/\alpha\nu$, $\Delta T_V=T_T-T_B$)로서 나타낼 수 있으나 종횡비가 1이 아닌 경우는 길이의 영향이 커서 그 의미가 반감되므로 본 연구에서는 수평온도차에 대한 수직온도차의 비, 즉 온도차비(temperature difference ratio)로서 정의한 무차원수, $\Delta T_V/\Delta T_H=(T_T-T_B)/(T_H-T_C)$를 새롭게 도입하여 사용하였다.

Fig. 5는 종횡비 0.2, 시험유체가 물과 실리콘오일인 경우 수평면경계조건에 따라 실험적으로 구한 속도분포이다. Fig. 5(a)는 $\Delta T_V/\Delta T_H=1.0$, 0 및 단열 등 세가지 조건에서 수평온도차 $\Delta T_H=21$℃로서 일정한 경우 수평면의 조건에 따라 흐름특성이 크게 바뀜을 알 수 있다. 온도차비가 1.0인 경우 수직안정온도구배로 인해 속도크기가 온도차비 0인 경우에 비해 대략 1/3로 감소하며 하부수평면



(a) Water, $Ra_H=1.6\times10^8$($\Delta T_H\fallingdotseq21$℃)

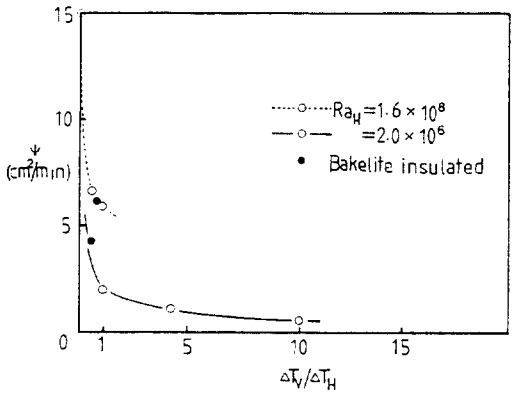


(b) Siliconeoil, $Ra_H=4.5\times10^6$($\Delta T_H\fallingdotseq21$℃)

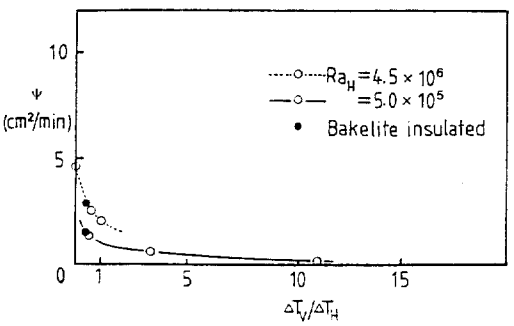
Fig. 5 Comparison of experimental velocity at X/L = 0.5 in the constant temperature and the bakelite insulated enclosure for A=0.2

근처의 속도는 이보다 더 감소함을 알 수 있다. 온도차비가 0인 경우 속도분포는 온도차비가 1 및 단열조건인 경우와 달리 하단부의 속도가 더 크게 나타나고 이 큰 속도는 좌측 수직벽에 이르러 일부는 수직벽을 따라 상승하고 일부는 반향되어 용기중심부까지 그 세력이 미치고 있다. 이와같은 하단부의 큰 속도는 $T_T = T_B$인 경우 상부수평면은 냉각되는 반면 하부수평면은 가열되어 결국 이곳에서 속도가 증가되기 때문이다. 밀폐용기내 안정온도구배효과는 흐름을 억제시킴으로서 유량을 크게 감소시킬 뿐아니라 $\Delta T_V/\Delta T_H = 0$ 및 단열수평면조건인 경우의 속도분포에서 나타나는 강한 반류와 이차 및 삼차흐름이 없는 안정된 평행흐름장으로 바뀌게 함을 뚜렷이 관찰할 수 있다. 이와같은 안정온도구배에 따른 흐름억제효과는 Prandtl 수에도 영향을 받아, Fig. 5 (a), (b)에서 종횡비가 일정하고 온도차비가 0에서 1로 될때 물의 흐름이 실리콘오일보다 더 크게 억제되고 있다. 이는 Pr수가 낮은 유체일수록 안정온도구배의 영향으로 관성력이 Pr수가 큰 유체에 비해 더 크게 억제되기 때문이다.

Fig. 6은 물과 실리콘오일에 대한 유동함수와 온도차비의 관계를 나타내었다. 여기서 유동함수 Ψ는 실험에서 얻어진 X/L = 0.5 지점에서의 속도분포를 기초로 $\Psi = \int_0^Y U dY$의 관계식으로부터 계산된 값이다. 각 그림에서 높은 Ra_H인 경우는 ΔT_H가 비교적 크므로 $\Delta T_V/\Delta T_H < 1.0$의 영역에, 낮은 Ra_H인 경우는 ΔT_H가 비교적 작으므로 $\Delta T_V/\Delta T_H > 1.0$의 영역에 해당된다. 물의 경우를 살펴보면 $Ra_H = 1.6\times10^8$일때 $\Delta T_V/\Delta T_H = 0$인 경우는 단열인 경우에 비해 약 2.3배 증가하나 온도차비가 점차 증가함에 따라 유동함수값은 감소하여 온도차비가 1.0인 경우는 단열인 경우에 비해 5% 정도 감소한다. 여기서 밀폐용기내 흐름의 억제효과는 $\Delta T_V/\Delta T_H$가 0근처의 낮은 값의 범위일때 크게 나타나며 1이상에서는 크게 둔화되어 나타났다. Ra_H수가 낮은 실리콘오일의 경우는 물의 경우와 비슷한 경향을 보이나 온도차비 0근처의 흐름억제효과는 물의 경우보다



(a) Water



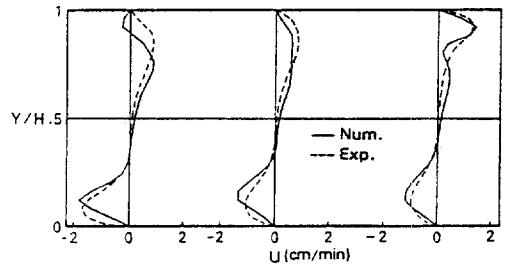
(b) Siliconeoil

Fig. 6 Relation between stream function calculation (based on experimental velocity profile) and temperature difference ratio for A = 0.2

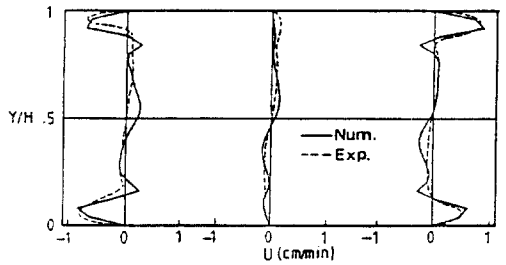
감소하여, 온도차비가 0인 경우는 단열인 경우에 비해 1.6배로 증가하는데, 이는 앞의 속도분포에서 Pr수에 따라 고찰된 사실을 잘 뒷받침해 주고 있다.

4.3 안정온도구배에 따른 유동특성

Fig. 7 (a)은 물(Pr = 9.6)이고 온도차비가 1.58인 경우의 속도분포이다. 그림에서 전체적인 흐름형태는, 단열조건인 경우 중심점에 대하여 대칭형태를 보인 Fig. 4 (b)의 결과와는 상당히 다르게 나타나서 Pr수가 낮은데도 불구하고 안정온도구배부과로 인하여 X/L = 0.5에서의 속도는 감소하였다. 온도차비가 15.62인 경우는 Fig. 7 (b)에 나타난 바와 같이 밀폐용기의 중심부, X/L = 0.5에서 속도는 크게 억제되어 매우 미세한 흐름만이 존재하였다. 한



(a) $\Delta T_V/\Delta T_H = 1.58$, $Ra_H = 2.7\times10^7$, $Pr = 9.6$
$\theta_H, \theta_C, \theta_T, \theta_B = 1, 0, 1.74, 0.16$



(b) $\Delta T_V/\Delta T_H = 15.62$, $Ra_H = 1.15\times10^7$, $Pr = 793$
$\theta_H, \theta_C, \theta_T, \theta_B = 1, 0, 10.24, -5.38$

Fig. 7 Comparison of numerical and experimental velocity at X/L = 1/6, 3/6, 5/6 for the constant temperature enclosure with A = 0.5

편 X/L=1/6 및 5/6지점에서는 상·하수평면근처에 서로 비슷한 모양의, 비슷한 크기의 속도분포가 각각 관찰되었다. 여기서 왼쪽하부와 오른쪽상부에 형성된 흐름은 기본적 자연대류흐름과 같은 시계방향이나 왼쪽상부와 오른쪽하부는 반시계방향인 이차흐름(secondary flows)형태로 나타나고 있다. 이와같은 흐름특성을 세가지 온도차비에 따라 나타낸 결과가 Fig. 8이다. 그림에서 (a)는 온도차비, $\Delta T_V/\Delta T_H$가 0.49이고 네면의 온도가 $T_H \geq T_T > T_B \geq T_C$인 경우로서 용기내 전체적인 흐름은 단열밀폐용기 때와 비슷한 단일셀(Uni-cell) 형태로 나타났다. 그러나 (b)와 같이 상부수평면온도가 고온벽온도보다 커서($T_T > T_H > T_B \geq T_C$) 온도차비가 4.3인 경우는 왼쪽상단부에 미세한 이차셀이 형성되었다. 이 이차셀은 용기의 왼쪽상부코너에 부과되는 국부적인 온도조건, 즉 $T_T > T_H$조건에 의한 결과이며, 결국 용기내 전체적인 흐름은 좌측상단부의 국부적인 이차셀과 기본적 자연대류흐름으로 이루어진다. 이제 용기의 하부수평면온도가 가장 낮아서($T_T > T_H > T_C > T_B$) 온도차비가 20.62인 경

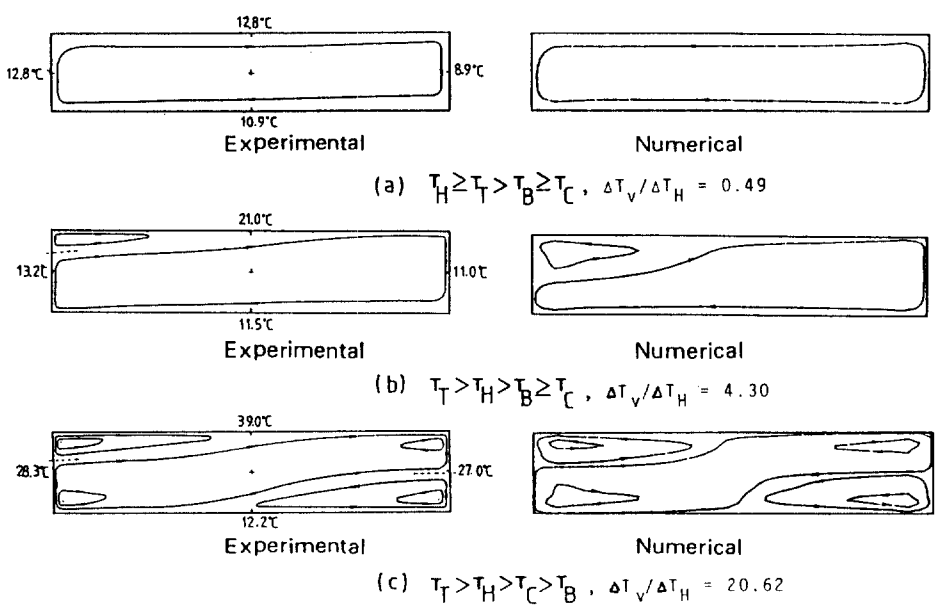


Fig. 8 Comparison of numerical and experimental overallflow pattern for the constant temperature enclosure

우는 Fig. 8(c)에 보이는 바와 같다. 즉 온도차비가 커서 $\Delta T_V/\Delta T_H \gg 1$인 경우 직각밀폐용기내의 유동은, 코어영역에서는 양단수직면의 온도차에 의한 자연대류흐름은 강력한 수직안정온도구배로 인해 억제되어 매우 미세하게 나타나고 양단상하코너에서는 이웃하는 두 인접면간의 온도차에 의한 셀형태의 흐름으로 나타나고 있다.

Fig. 9는 $A=0.2$, $Pr=830$ 및 $Ra_H=1.0\times10^6$이고 온도차비가 0, 1, 5 및 단열조건인 경우 고온수직벽근처 세군데 높이에서의 수치적으로 구한 수직속도를 나타낸다. 그림(a)는 온도차비가 0인 경우로서 중간높이, Y/H = 0.5에서의 속도는 Y/H = 0.12 및 0.88에서의 속도보다 대략 5배 정도 크게 나타났다. 온도차비가 1인 경우 Y/H = 0.5에서의 속도크기는 온도차비 0인 경우의 그것과 비교하여 0.6배로 감소하며 특히 Y/H = 0.88에서의 속도는 매우 미세하게 나타나서 안정온도구배로 인한 흐름의 억제현상이 뚜렷함을 알 수 있다. 더 나아가 $\Delta T_V/\Delta T_H=5$인 경우는 Y/H = 0.88에서 상당히 큰 음의 속도가 나타나 이곳에는 반시계방향의 이차흐름이 존재하고, Y/H =

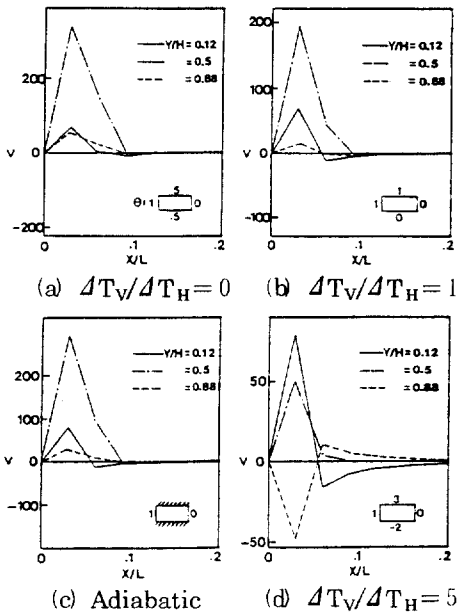


Fig. 9 Numerically obtained nondimensional vertical velocity near the hot wall for $A=0.2$, $Pr=830$, $Ra_H=1.0\times10^6$ and varying $\Delta T_V/\Delta T_H$

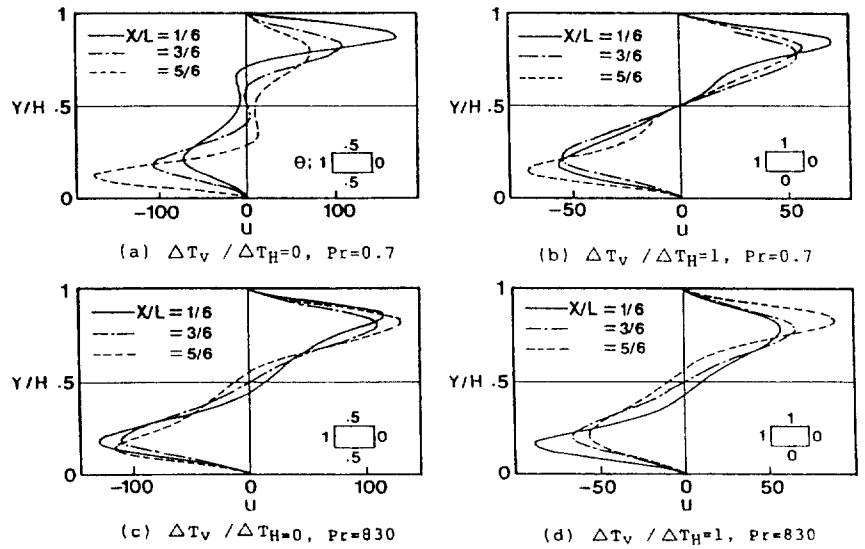
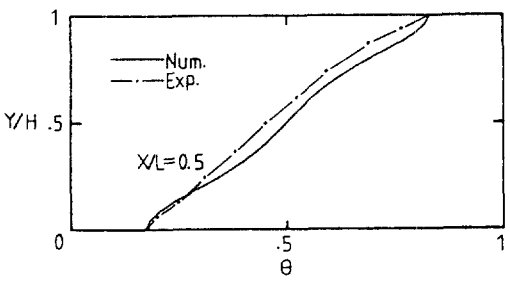


Fig. 10 Effect of Prandtl number and temperature difference ratio on numerically constant temperature enclosure with obtained horizontal velocity for the $=0.5$ and $Ra_H=1.0\times10^6$

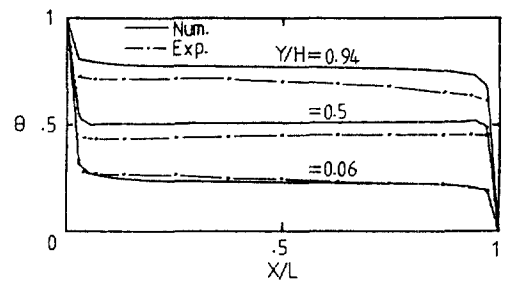
0.12에서 가장 큰 속도가 나타나는데 이는 하단부에서 시계방향의 셀흐름이 형성되고 있음을 알게 해준다. 이러한 흐름특성은 온도차비가 더 커질수록 확연할 것으로 생각되며 결국 Fig. 7(b) 및 Fig. 8(c)의 흐름형태를 뒷받침해 준다. 한편 그림(c)와 같이 단열인 경우는 그 흐름형태와 크기에 있어, 일반적으로 예상되듯이 온도차비 0과 1의 중간정도의 유형으로 나타났다.

Fig. 10은 종횡비가 0.5이고 Ra_H수가 1.0×10^6으로서 일정한 경우 온도차비가 0에서 1로 변할때 Prandtl수의 영향을 수치해석적으로 살펴보았다. 먼저 Pr=0.7경우인 Fig. 10(a)와 Fig. 10(b)에서 온도차비가 0일때 상단부속도는 X/L=1/6에서 가장 크게 나타나고 X/L의 증가에 따라 뚜렷이 감소하나 온도차비가 1인 경우는 X/L=1/6에서 가장 큰 속도가 관찰되지만 그림(a)에서와 같은 큰 감소는 나타나지 않을 뿐더러 코어중심의 미세한 역류현상도 나타나지 않고 있다. 이는 Pr수가 낮은 유체는 흐름의 구동력(driving force)을 주로 양단 수직경계층에서 받고 있는데 안정온도구배부과는 위의 구동력을 크게 억제하는 것으로 보인다. Pr=830경우인 Fig. 10(c)와 Fig. 10(d)에서 온도차비가 0일때는 모든 곳에서의 속도가 대략 같은 크기의 정도로서 나타나는데 이는 높은 점성효과로 인하여 수직경계층에서 얻는 구동력도 미약할 뿐 아니라 구동력의 대부분이 180° 방향전환시 소요되기 때문이다. 온도차비가 1로서 안정온도구배가 부과되면 양단영역을 순환할때 흐름은 뚜렷이 감소되며 수평면을 따라 흐를때, Pr수가 0.7일때와는 달리, X/L의 증가에 따라 수평속도는 완연히 증가하였다.

4.4 안정온도구배에 따른 온도특성

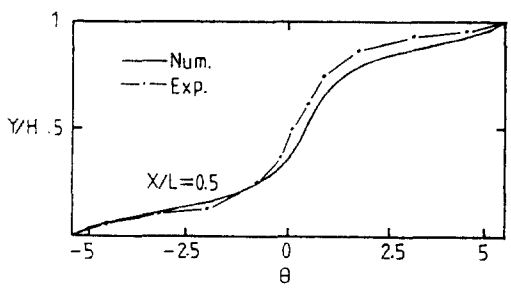


(a) Vertical temperature profile

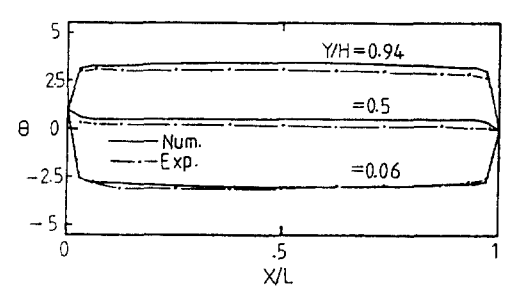


(b) Horizontal temperature profile

Fig. 11 Comparison of numerical and experimental temperature profile for the constant temperature enclosure with $\Delta T_V/\Delta T_H = 0.66$ (θ_H, θ_C, θ_T, θ_B = 1.0, 0, 0.83, 0.17), siliconeoil, A=0.2 and $Ra_H = 7.66\times10^6$



(a) Vertical temperature profile



(b) Horizontal temperature profile

Fig. 12 Comparison of numerical and experimental temperature profile for the constant temperature enclosure with $\Delta T_V/\Delta T_H = 10.75$ (θ_H, θ_C, θ_T, θ_B = 1.0, 0, 5.41, −5.34), siliconeoil, A=0.5 and $Ra_H = 9.28\times10^6$

Fig. 11 및 Fig. 12은 $\Delta T_V/\Delta T_H$가 0.66 및 10.75인 경우 실험 및 수치해석으로 구한 온도분포특성을 나타낸다. Fig. 11(a)는 X/L=0.5 지점에서의 수직온도분포로서 상하수평면 인접부근에서 약한 수평열경계층이 형성되고 두 수평면사이에는 수직온도구배가 대략 균일하게 나타났다. 그러나 온도차비가 큰 경우인 Fig. 12(a)에서는 상하수평면근처에서 수직온도구배가 매우 크게, 코어영역에서 매우 작게 나타나는 열적 특성을 보였다. 한편 Fig. 11(b) 및 Fig. 12(b)에서 수평온도분포는 $\Delta T_V/\Delta T_H$ = 0.66인 경우 Y/H = 0.06 및 0.94에서 약하나마 음의 수평온도구배를 보이고 있으나 $\Delta T_V/\Delta T_H$ = 10.75인 경우는 거의 전 영역에서 강한 열적 성층화현상을 보였다.

5. 결 론

본 연구는 사각형밀폐용기내의 양단의 온도차로 인한 자연대류현상을 수평경계조건이 단열인 경우와 등온인 경우에 대해 연구하여 경계조건의 변화가 밀폐용기내 흐름 및 열전달에 미치는 영향, 특히 등온조건을 갖는 경우 두 수평면의 온도차에 따르는 안정온도구배로 인한 흐름 및 열적특성을 중점적으로 조사하였다.

단열밀폐용기의 경우 유동 및 열전달형태는 주로 양단 수직벽온도차로부터 계산된 Rayleigh수에 크게 의존하여 비교적 단순한 반면, 등온밀폐용기의 경우는 유동 및 열전달형태가 훨씬 복잡하고 네면에 부과되는 여러 경계조건과 관련되어 다양하게 나타났다. 안정온도구배의 효과를 나타내기 위하여 새로운 무차원변수인 온도차비, $\Delta T_V/\Delta T_H$를 사용하였으며 이는 본 연구에서 흐름의 억제효과 및 유동장 특성을 나타내는데 유효, 적절하였다.

등온수평면조건에서 상부수평면온도가 하부수평면온도보다 높은 경우 밀폐용기내는 안정온도구배의 영향으로 흐름은 크게 억제, 지연된다. 이러한 흐름의 억제효과는 $\Delta T_V/\Delta T_H$가 0근처의 낮은 값의 범위일때 크게 나타나며 1이상에서는 크게 둔화되어 나타나고 Prandtl수가 낮은 유체일수록 더 크게 나타난다. 또한 온도차비, $\Delta T_V/\Delta T_H$에 따른 흐름특성으로서 $\Delta T_V/\Delta T_H < 1$인 경우 밀폐용기내 흐름은 시계방향인 단일셀형태로 나타나고, $\Delta T_V/\Delta T_H > 1$인 경우 고온수직벽 위쪽 코너에 이차셀이 관찰되었다. $\Delta T_V/\Delta T_H \gg 1$인 경우는 두 수직면의 온도차에 의한 자연대류흐름은 강력한 수직안정온도구배로 인해 억제되어 거의 나타나지 않고 양단 코너에는 이웃하는 두 인접면간의 온도차에 따른 부력의 영향으로 국부적으로 셀형태의 흐름이 나타난다. 한편 온도차비가 점차 증가할수록 수직안정온도구배의 영향으로 용기내 열적성층화가 뚜렷이 확립되었다.

후 기

이 논문은 1990년도 한국과학재단 기초연구비지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

1. Lee, J., Hwang, K.S. and Hyun, M.T., 1985, High Prandtl Number Natural Convection in a Low Aspect Ratio Rectangular Enclosure, Trans. KSME, Vol. 9, No. 6, pp. 750-756.
2. Lee, J., Kim, M.H. and Jean, J.M., 1988, Analysis of Natural Convection Core Configuration at Boundary Layer Flow Regime in a Low Aspect Ratio Rectangular Enclosure, Trans. KSME, Vol. 12, No. 2, pp. 349-358.
3. Kirdyashkin, A.G., 1984, Thermogravitational and Thermocapillary Flow in a Horizontal Liquid Layer under the Conditions of a Horizontal Temperature Gradient, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 8, pp. 1205-1218.
4. Bejan, A., Al-Homoud, A.A. and Imberger, J., 1981, Experimental Study of High Rayleigh Number Convection in a Horizontal Cavity with Different End Tempera-

ture, J. Fluid Mech., Vol. 109, pp. 283-299.

5. Viscanta, R., Kim, D.M. and Gau, C., 1986, Three dimensional natural convection heat transfer of a liquid metal in a cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 3, pp. 475-485.
6. Sernas, V. and Lee, E.I., 1981, Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less than One, J. of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 617-622.
7. Kirkpatrick, A.A. and Bohn, M., 1986, An Experimental Investigation of Mixed Cavity Natural Convection in the High Rayleigh Number Regime, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29, No. 1, pp. 69-82.
8. Chen, K.S., Ho, J.R. and Humphrey, J.A.C., 1987, Steady Two-Dimensional Natural Convection in Rectangular Enclosures with Differently Heated Walls, J. of Heat Transfer, Vol. 109, pp. 400-406.
9. Ostrach, S. and Raghavan, C., 1979, Effect of Stabilizing Thermal Gradients on Natural Convection in Rectangular Enclosures, J. of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 238-243.
10. Kim, M.H., Lee, J. and Jang, E.G., 1989, Effect of Stabilizing Thermal Gradients on Natural Convection in a Completely Confined Rectangular Enclosure, Trans. KSME, Vol. 13, No. 6, pp. 1330-1338.
11. Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Chapters 5 and 6, McGraw Hill.