

<論 文>

단열 및 등온수평 경계조건을 갖는 직각 밀폐용기내 공기의 자연대류 열전달

이진호* · 김무현** · 모정하***

(1989년 9월 25일 접수)

Natural Convection Heat Transfer in Rectangular Air Enclosures with Adiabatic and Isothermal Horizontal Boundary Conditions

Jinho Lee, Moo-Hyun Kim and Jeong-Hah Moh

Key Words : Natural Convection(자연대류), Mach-Zehnder Interferometer(Mach-Zehnder 간섭계), Adiabatic and Isothermal Horizontal Boundary Condition(단열 및 등온수평 경계조건), Heat Flux(열유속)

Abstract

Natural convection heat transfer in rectangular air enclosure was studied interferometrically and numerically for the use of adiabatic and constant temperature horizontal boundary conditions. In the isothermal horizontal boundary case with the temperature difference ratio, $\Delta T_v / \Delta T_H \approx 1$ temperature distribution in the enclosure is strongly stratified and the average Nusselt Number is higher than that of adiabatic horizontal boundary case.

1. 서 론

밀폐용기내의 자연대류는 관심의 대상이 되는 흐름영역이 주위경계면에 의해 밀폐되어 그 기하학적 형태와 경계조건에 매우 민감하며 또한 기본방정식이 비선형적이고 서로 연관되어 있기 때문에 실험 및 이론적 해석이 어렵고 제한적이다.

직각밀폐용기내의 자연대류에 관한 지금까지의 연구의 대부분은 밀폐용기의 수평경계면의 조건이 단열이고 물리적 변수로서 Rayleigh수 및 종횡비의 변화에 중점을 두고 이루어졌다. 그러나 밀폐용기내의 흐름 및 열전달특성은 새롭고 미세한 물리적 조건의 변화에 의해 특이하고 다양하게 나타나

므로 최근의 연구들은 밀폐용기내 유체의 종류, 다양한 경계조건 및 용기의 기하학적 형태의 변화에 따르는 유동 및 열전달특성에 많은 관심을 기울이고 있다. 수평면에서의 경계조건의 변화에 대한 연구로서 Ostrach 및 Raghavan⁽¹⁾은 두 수평면이 등온을 유지하고 종횡비가 1 및 3, 프란틀수가 매우 큰($10^4 \sim 10^5$) 경우 밀폐용기내 안정온도구배가 자연대류에 미치는 효과를 정성적으로 관찰, 조사하였다. Kim⁽²⁾은 두 수평면이 등온을 유지하고 종횡비가 0.2~1.0, 프란틀수가 $0.7 \sim 10^3$ 범위인 경우 직각밀폐용기내 흐름의 억제효과를 연구하여 온도차비, $\Delta T_v / \Delta T_H$ 에 따른 밀폐용기내 기본흐름의 변화 및 열적 성층화현상을 구명하였다. Kim과 Viskanta⁽³⁾는 정방형밀폐용기내 공기의 경우 벽의 콘덕턴스(wall conductance)가 밀폐용기내 대류열전달에 미치는 영향을 연구하였으며 상부가열인 경우 영향이 크나 옆면 및 하부가열인 경우 영향이

*정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

**정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

***정회원, 연세대학교 대학원

낮다는 결과를 얻었다. Sernas와 Lee⁽⁴⁾는 종횡비가 0.1~1.0, $10^6 \leq Gr_L \leq 3 \times 10^7$ 의 범위일 때 수평면이 등온인 경우와 단열인 경우 Schlieren-간섭계 실험으로 조사하여 수평경계조건이 등온인 경우의 평균 누셀트수는 종횡비가 0.5 이하의 값일 때 단열인 경우보다 크게 나타남을 보였다. 일반적으로 종횡비가 낮은 경우 직각밀폐용기에서 두 수평면이 차지하는 면적이 상대적으로 커지며 따라서 밀폐용기내 자연대류열전달에 미치는 수평면의 영향도 커진다.

본 연구에서는 종횡비(aspect ratio; $A=H/L$)가 1 이하인 직각밀폐용기내 수평경계면이 자연대류열전달에 미치는 영향을 조사하기 위해 단열조건인 경우와 등온조건인 경우($T_H \approx T_T > T_C \approx T_B$, 따라서 온도차의 비, $\Delta T_V / \Delta T_H = (T_T - T_B) / (T_H - T_C) \approx 1$) Mach-Zehnder간섭계 및 수치해석을 통해 온도장 및 각 면에서의 열전달특성의 차이를 자세히 구명하였다. 특히 등온수평면조건인 경우 상부수평면온도가 하부수평면온도보다 높을 때 ($T_T > T_B$) 직각용기내의 수직방향으로 안정된 온도구배가 형성되어, 양단온도차($\Delta T_H = T_H - T_C$)에 의해 기본적으로 존재하는 자연대류흐름을 억제하게 된다. 이때 자연대류흐름의 억제정도를 나타내는 주요 물리적 변수로서 온도차의 비, $\Delta T_V / \Delta T_H$ 가 있다⁽²⁾. 이러한 물리적 현상은, 기본적으로 존재하는 유체내 자연대류효과를 억제함으로써 중력장하에서 양질의 결정을 얻고자 하는 결정성장(growth of crystal) 등에 관계된다. 본 연구는 실험유체가 공기이고 $\Delta T_V / \Delta T_H = 1$ 인 경우를 택하여 일반적인 단열조건인 경우와 열전달특성의 차이를 비교한 것이다.

2. 실험

본 실험에서 사용된 밀폐용기의 개략도는 Fig. 1과 같이 기본적으로 고온과 저온으로 유지되는 두 수직면과 등온조건($T_H \approx T_T > T_C \approx T_B$) 또는 단열조건으로 유지되는 두 수평면으로 이루어지며 등온조건인 경우에 시험용기는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 밀폐용기의 4면을 이루는 벽은 구리판으로 제작하였고 고온수직벽과 상부수평면은 전기적으로 가열하며 저온수직벽과 하부수평면은 냉각수를 순환시켜 등온을 얻도록 하였다. 실험에 사용된 간섭계의 collimator 및 telemeter의 유효지름의 제한 때

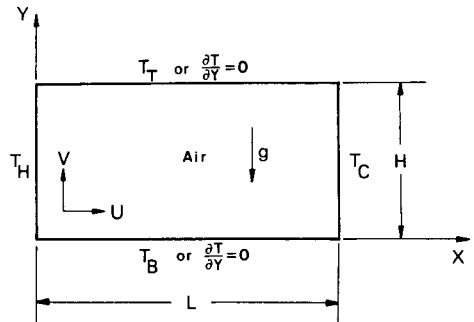
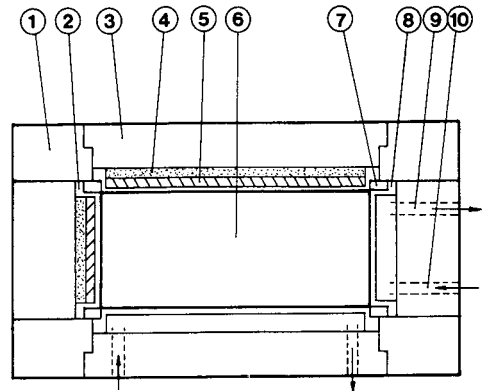


Fig. 1 Schematic diagram of enclosure



- ① Corner block
- ② Copper wall
- ③ Insulating cover
- ④ Ceramic insulation
- ⑤ Electrical heater
- ⑥ Air space
- ⑦ Rubber block
- ⑧ Copper wall
- ⑨ Coolant outlet
- ⑩ Coolant inlet

Fig. 2 Test section

문에 시험용기의 단면의 크기(높이×수평길이)는 종횡비 0.2, 0.5 및 1.0인 경우 각각 12mm×60mm, 30mm×60mm 및 60mm×60mm로 하였고 모든 경우 Z-방향의 길이는 295mm로 하였다. 한편 단열수평면조건인 경우는 Fig. 2의 두 수평면 대신 베이크라이트판을 사용하였고 시험용기 앞·뒤면에는 두께 5cm의 코르크판을 부착, Z-방향의 열손실을 줄였다.

실험방법은 매 실험에 대하여 5~8시간 경과후 정상상태에 이르면 이를 확인하고 먼저 간섭계에서 무한대프린지(infinite fringe)를 얻고난 후 시험용기를 수평이송대를 사용, 측정광로상에 정확히 위치시킨 후 잠시 코르크판을 제거하고 간섭무늬를 촬영하였다. 촬영된 간섭무늬의 등온선 해석은

Hauf와 Grigull⁽⁶⁾의 결과를 이용하여 관계식,

$$\frac{T}{T_R} = \frac{1}{1 - c \cdot I_i}$$

c : 상수, $(2\lambda l T_R)/(3\bar{\nu} P_R l)$

l : 밀폐용기의 Z-방향 길이

T_R : 기준온도

λ : H_e - N_e 레이저 광선의 파장

$\bar{\nu}$: 비굴절률 (specific refractivity)

R : Universal 가스 상수

P_R : 기준압력

I_i : 이상간섭차수 (ideal interference order)

로부터 등온선의 온도값을 구하였고 이때 측정광속이 시험용기를 지나는 동안 굴절되므로 이를 보정해 주기 위하여 근사식,

$$I_i = I + \Delta I$$

$$\Delta I : \lambda l n_{\infty} / 12 d^2$$

d : 프린지간의 거리

n_{∞} : 공기의 굴절률

I : 간섭무늬의 간섭차수

을 사용하였다. 한편 고온벽면의 국소 및 평균열유속 (local and average heat flux), 국소 및 평균 누셀트수는 관계식,

$$q''_{x=0} = -k \frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{x=0},$$

$$\bar{q}''_{x=0} = \int_0^H q''_{x=0} d(Y/H)$$

$$Nu_H = \frac{q''_{x=0} \cdot H}{k(T_H - T_C)},$$

$$\overline{Nu}_H = \frac{\bar{q}''_{x=0} \cdot H}{k(T_H - T_C)}$$

로부터 구하였으며 상부수평면의 국소 및 평균열유속, 국소 및 평균 누셀트수는 다음과 같이 정의하였다.

$$q''_{y=H} = k \frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{y=H},$$

$$\bar{q}''_{y=H} = \int_0^L q''_{y=H} d(X/L)$$

$$Nu_H = \frac{q''_{y=H} \cdot H}{k(T_T - T_B)},$$

$$\overline{Nu}_H = \frac{\bar{q}''_{y=H} \cdot H}{k(T_T - T_B)}$$

여기서 $X=0$ 및 $Y=H$ 에서의 온도구배, $\frac{\partial T}{\partial X} \Big|_{x=0}$

및 $\frac{\partial T}{\partial Y} \Big|_{y=H}$ 는 고온수직벽 및 상부수평면에 인접한 3개의 프린지 사이의 거리를 읽어서 계산된 각 프린지의 온도를 3차식 최소자승법으로 근사화하여

얻었다. 간섭무늬의 등온선 해석 및 국소열유속계산에 있어 오차는 6% 이내였다.

3. 수치해석

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

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

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

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

$$+ Ra_H Pr (\theta - \theta_0)$$

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}$$

$$x=0 \text{에서 } u=v=0, \theta = \theta_H = 1$$

$$x=1 \text{에서 } u=v=0, \theta = \theta_C = 0$$

$$y=0 \text{에서 } u=v=0, \theta = \theta_B \text{ (또는 } \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0)$$

$$y=1 \text{에서 } u=v=0, \theta = \theta_T \text{ (또는 } \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0)$$

여기서 도입된 무차원변수는

$$x = \frac{X}{H}, \quad y = \frac{Y}{H},$$

$$u = \frac{H}{\alpha} U, \quad v = \frac{H}{\alpha} V$$

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

이며 위의 방정식에서 Pr 은 프란틀수 $\frac{\nu}{\alpha}$ 를, Ra_H 는 레이놀즈수로서 $(g\beta\Delta T_H H^3)/(\alpha\nu)$ 를, ΔT_H 는 $T_H - T_C$ 을 나타내며, θ_B , θ_T 및 θ_0 는 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(Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation) 알고리즘⁽⁶⁾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. 본 해석의 직각밀폐용기는 종횡비가 0.2~1.0이므로 격자는 36×26로 하였고 네 경계면 부근에서 경계층흐름특성을 효과적으로 관찰하기 위하여 비균일(non-uniform)격자 시스템을 적용, 격자를 네 경계면부근에서는 조밀하게 내부에서는 성글게 취하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 3은 베이크라이트 단열수평면 밀폐용기의 경우 얻어진 간섭무늬와 단열조건하에 얻어진 수치해석에 의한 등온선 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 왼쪽수직면이 고온측, 오른쪽 수직면이 저온측이다. 종횡비 0.2인 경우를 살펴보면 Ra_H 가 3.11×10^3 일 때 수직방향으로 온도변화가 작고 수평방향으로 온도변화가 크게 나타남을 볼 수 있어 열전달이 주로 전도에 의해 이루어짐을 보여준다. 종횡비 0.5인 경우는 우선 두 수직벽면 근처에 등온선이 밀집되어 있음을 볼 수 있는데 이는 양단의

온도차에 따른 대류유동이 크게 발달하여 열경계층이 나타나기 때문이다. 또한 코어 중심부에서 수직방향으로 안정되게 성층화된 온도분포영역이 나타났으며 이와같은 성층화영역은 Ra_H 가 높을수록 그 정도가 더욱 크게 나타나고 있음이 관찰되었다. 종횡비가 1.0인 경우는 수직벽면근처의 열경계층이 더욱 뚜렷이 나타나며, 실험 결과에서 등온선분포가 상단부에 더 조밀하게 나타나고 있는데 이는 두 수평면을 통해 열전달이 발생하기 때문이다.

Fig. 4는 등온수평면조건인 경우 실험결과와 수치해석결과를 비교한 것이다. 여기서 고온수직벽과 상부수평면은 서로 같은 온도로 높게, 저온수직벽과 하부수평면은 서로 같은 온도로 낮게 유지되고 있으며(즉 $T_H \approx T_T > T_C \approx T_B$) 종횡비는 비록 다르나 실험의 경우 양단온도차는 서로 같도록 한 것이다. 그림에서 종횡비 0.2인 경우 수평온도구배는 항상 음의 값을 가지나 종횡비 0.5 및 1.0인 경우는 대류효과가 활발하여 수직열경계층 가장자리에 온도반전 현상이 나타나고 따라서 수평온도구배는 항상 음의 값으로 나타나지는 않는다. 한편 Fig. 3과 Fig. 4를 비교하여 볼 때 종횡비 0.2, 단열밀폐

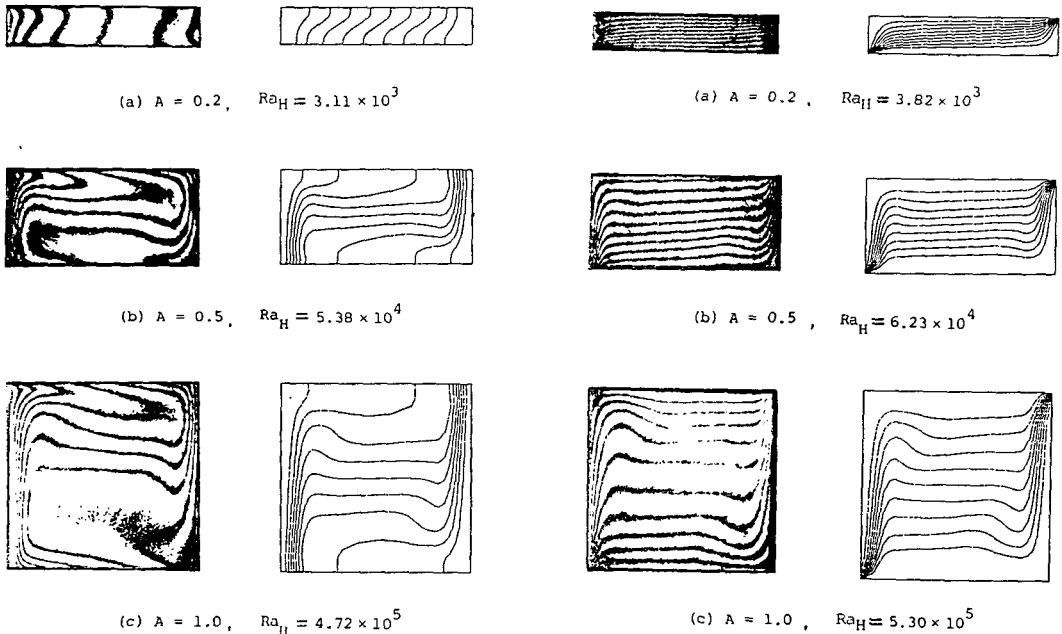


Fig. 3 Comparison of experimental (left side) and numerical (right side) isothermallines for the bakelite insulated (exp.) and the adiabatic (num) enclosure with air($Pr=0.7$)

Fig. 4 Comparison of experimental (left side) and numerical (right side) isothermallines for the constant temperature enclosure with air($Pr=0.7$)

용기인 경우 열전달은 수평방향으로 주로 전도에 의해 이루어지나 등온밀폐용기인 경우는 수직방향으로 성층화가 이루어지고 열전달은 두 수평면간의 전도에 의해 지배되고 두 수직면간의 열전달은 상대적으로 낮아짐을 관찰할 수 있다. 또한 Fig. 3과 4에서 단열조건외 수치결과, 등온조건외 실험결과 그리고 등온조건외 수치결과들은 대칭(symmetry)을 이루나 베이크라이트단열조건외 실험결과들은 상·하수평면의 전도영향이 나타나서 비대칭온도분포를 보이며 고온수직면근처의 등온선분포가 저온수직면근처의 등온선분포보다 더 조밀하고 따라서 대류흐름이 발달할 경우, 즉 종횡비 0.5 및 1.0인 경우 밀폐용기의 상단부는 조밀하게 하단부는 듚성하게 분포하고 있다. 이와같은 고찰은 Lee⁽⁷⁾의 수치해석결과와도 일치하며 실제로 실험의 경우 수치해석 및 이론해석에서와 같은 단열경계조건을 얻는 것은 불가능하므로 단열재 등을 사용하므로써 근사적으로 단열조건을 얻고 있으나 이와같은 가정은 특히 경계층흐름을 동반하는 자연대류 열전달문제에 있어 주의를 요한다.

Fig. 5는 베이크라이트단열밀폐용기(BIE)와 등온밀폐용기(CTE)의 경우 간섭무늬로부터 계산된 고온수직벽에서의 평균 누셀트수와 레이놀즈수의 관계이다. 그림에서 종횡비와 Ra_H 가 고정될 때 등온조건인 경우가 더 높은 \overline{Nu}_H 값을 나타내고 있으며 종횡비가 0.2일 때 그 차는 더욱 크게 나타나고 있다. 여기서 종횡비가 0.5 및 1.0인 경우에는 비록 고온수직벽에서의 \overline{Nu}_H 는 수평경계조건외 변화에 따라 큰 차이를 보이지 않으나 수평면의 열전달 역할에 있어서는 차이를 보이고 있다. 즉 간섭계무늬에서 관찰할 수 있듯이 등온조건외 경우 상부수평면으로부터 열유입(heat-in), 하부수평면으로부터 열방출(heat-out)을 나타낸다. 그러나 베이크라이트단열조건외 경우 상부수평면으로부터 열방출, 하부수평면으로부터 열유입이 나타나며 이와같은 현상은 종횡비가 증가할수록 뚜렷이 관찰되고 있다. 한편 본 실험의 단열조건외 결과는 종횡비 0.2 및 1.0인 경우 Sernas⁽⁴⁾의 결과와 비교하여 비교적 좋은 일치를 보이고 있다. 그러나 종횡비 0.5인 경우는 본 실험과 같은 Ra_H 수의 영역에서 실험한 기존연구결과가 없으므로 종횡비 0.45인 경우에 대해 실험한 Shin⁽⁸⁾의 결과와 비교하였으며 그 결과 좋은 일치를 보이고 있다.

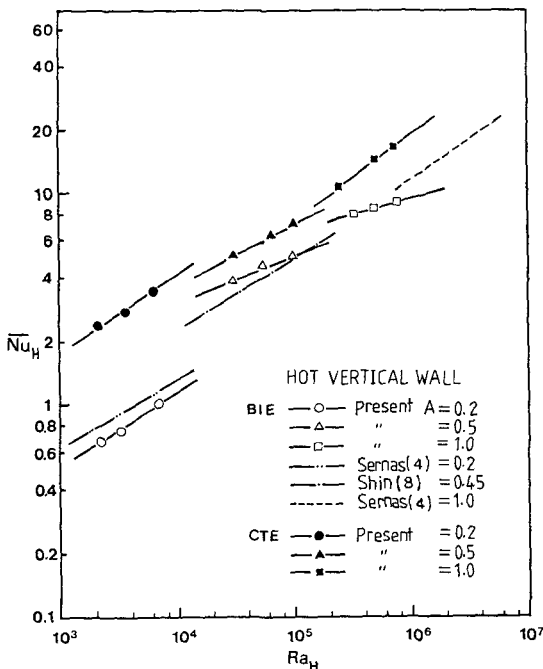


Fig. 5 Comparison of average Nusselt number between the bakelite insulated enclosure (BIE) and the constant temperature enclosure (CTE) with air (calculation from the interferograms)

Fig. 6은 간섭계 등온선분포로부터 계산된 고온수직벽에서의 국소열유속을 나타낸다. 등온수평면 밀폐용기의 경우 고온수직벽에서 열유속은 유체가 냉각하부수평면 인접부근에서 온도가 제일 낮으므로 $Y/H=0$ 에서 열유속이 매우 크며 차츰 Y/H 의 증가에 따라 감소하며 $Y/H \approx 1$ 에 가까울수록 서서히 감소하여 거의 일정한 값으로 나타난다. 이는 정지유체중에 놓인 단일가열수직벽의 열전달특성과 매우 유사하다. 그러나 베이크라이트단열수평면 밀폐용기의 경우는 $A=0.2$ 일 때 $Y/H=0$ 에서 최대열유속이 나타나나 그 크기는 등온조건외 경우보다 훨씬 작고 $Y/H=0$ 근처에서 열유속의 변화가 완만하게 나타나고 있다. 또 $A=0.5$ 일 때 최대열유속은 수직벽의 하단 약간 상부에서 나타나고 있으며 종횡비 1.0일 때는 최대열유속 발생지점이 종횡비 0.5일 때보다 더욱 뚜렷이 $Y/H \approx 0.2$ 에서 나타나고 있다. 이는 종횡비증가와 더불어 Ra_H 가 증가함으로 대류영향이 커서 하부수평면을 따라 고온수직벽을 향하여 진행되는 냉각유체의 주흐름의 최대속도흐름이 고온수직벽에 맞닿는 위치 근처에서 최대 열전달효과가 나타나기 때문이다.

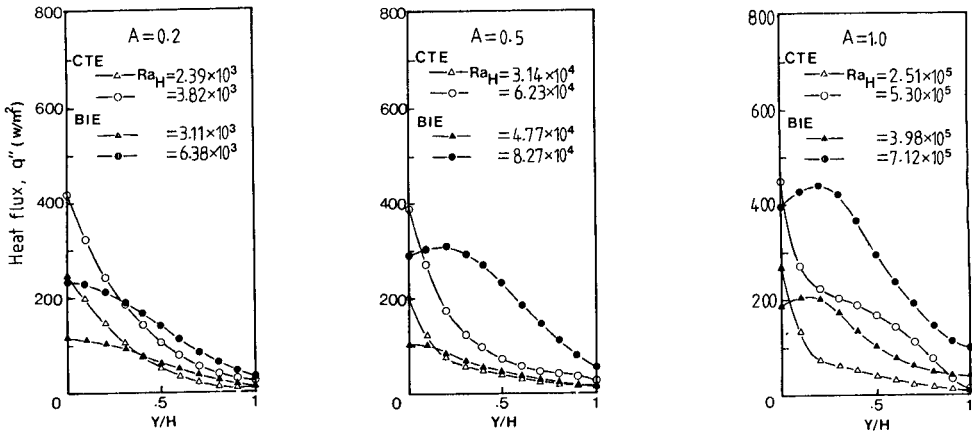


Fig. 6 Experimental heat flux distribution along the hot wall for the bakelite insulated enclosure (BIE) and the constant temperature enclosure (CTE) with $\Delta T_V/\Delta T_H \approx 1.0$ and air (calculation from the interferograms)

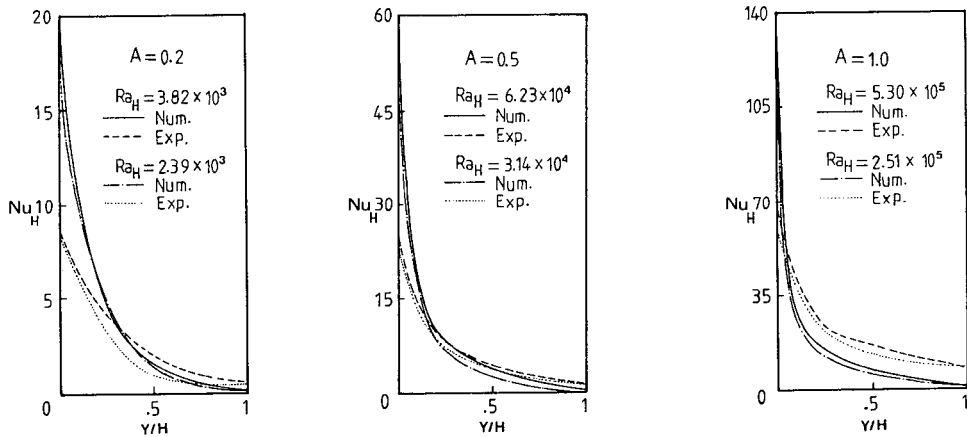


Fig. 7 Comparison of numerical and experimental local Nusselt number along the hot wall for the constant temperature enclosure with air($Pr=0.7$)

Fig. 7 및 Fig. 8은 각각 등온수평면 밀폐용기의 고온수직벽 및 상부수평면에서의 국소 누셀트수로서 간섭무늬로부터 계산된 실험결과와 수치해석결과를 서로 비교한 것이다. Fig. 7에서 고온벽면에서 국소 누셀트수를 살펴보면 종횡비 0.2인 경우 벽면의 하단부에서 어느정도의 높이까지는 수치계산치가 실험치보다 크게 나타나고 있으나 그 이상에서는 실험치가 크게 나타나고 있다. 이러한 경향은 종횡비가 크고 Ra_H 가 클수록 계산치가 높은 영역이 점점 축소되고 있다. 또 Ra_H 가 증가하면 동일종횡비에서 국소 누셀트수가 근소하게 증가한다. 이는 온도차비, $\Delta T_V/\Delta T_H = (T_T - T_B)/(T_H -$

$T_C)$ 가 일정할 때 ΔT_H 의 증가에 따라 Ra_H 가 증가하면 고온수직벽근처의 속도경계층이 강하게 발달하고 동시에 고온수직벽근처의 수평방향으로의 온도구배가 급하게 나타나서 결국 그곳에서 열전달이 크게 나타나기 때문이다. Fig. 8에서 상부수평면에 따른 국소 누셀트수는 저온수직면 가까이에서 수치결과가 크게 나타났으나 그외의 대부분의 영역에서는 실험치가 약간씩 크게 나타나고 있다. 그림에서 종횡비 0.2일 때 열전달은 수평방향의 증가에 따라 항상 증가하나 종횡비 0.5 및 1.0일 때 Ra_H 가 증가하면 $X/L \approx 0.2$ 지점에서 국부적 최대값이 나타나고 있다. 이는 간섭무늬그림에서 관찰되듯이

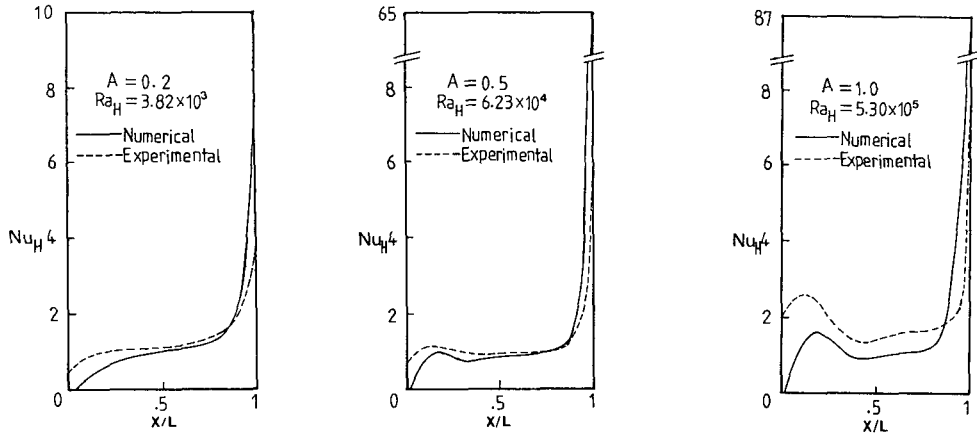


Fig. 8 Comparison of numerical and experimental local Nusselt number along the top wall for the constant temperature enclosure with air($Pr=0.7$)

$A=0.5$ 및 1.0 일 때 전술한 바와 같이 온도반전효과와 관련되어 종횡비 및 Ra_H 의 증가에 따라 대류 흐름의 발달 때문인 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구는 세 가지 종횡비를 갖는 직각밀폐용기내 공기의 자연대류 열전달특성을 수평경계면이 단열조건인 경우와 등온조건을 갖는 경우에 대해 Mach-Zehnder간섭계 실험 및 수치해석으로 조사하였다. 등온수평면을 갖는 밀폐용기는 코어영역에서 성층화현상이 강하게 나타났으며 평균 누셀트수에 있어서 단열수평면을 갖는 밀폐용기에 비해 더 높은 값을 나타내었다. 종횡비 0.5 및 1.0 의 단열수평면용기의 고온수직면에 대한 열전달은 $Y/H \approx 0.2$ 에서 최대값을 보였고 등온수평면용기의 상부수평면에 대한 열전달은 $X/L \approx 0.2$ 에서 국부적 최대값을 나타내었다.

參 考 文 獻

(1) Ostrach, S. and Raghavan, C., 1979, "Effect of Stabilizing Thermal Gradients on Natural Convec-

tion in Rectangular Enclosures", J. Heat Transfer, Vol. 101, pp. 238~243.

(2) 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.

(3) Kim, D.M. and Viskanta, R., 1984, "Study of the Effects of Wall Conductance on Natural Convection in Differently Oriented Square Cavities", J. Fluid. Mech., Vol. 144, pp. 153~176.

(4) Sernas, V. and Lee, E.I., 1981, "Heat Transfer in Air Enclosure of Aspect Ratio Less Than One", J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 617~622.

(5) Hauf, W. and Grigull, 1971, "Optical Method in Heat Transfer", in Advances in Heat Transfer, Academic Press, New York, Vol. 6, pp. 136~366.

(6) Patankar, S.V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw Hill.

(7) Lee, E.I., 1979, "Natural Convection in Rectangular Air Enclosures of Aspect Ratio Less Than One", Ph. D. Thesis, Rutgers University, New Brunswick, New Jersey.

(8) Shin, D.H., 1987, "The Effect of Horizontal Boundary Condition on the Natural Convection in Enclosures", M.S. Thesis, Yonsei University.