

<論 文>

아래면이 고온이고 옆면의 일부가 저온인 4 각형
밀폐 공간에서의 2 차원 자연대류에 관한 연구

이 택 식* · 고 상 근**

(1985년 2월 18일 접수)

Two-Dimensional Free Convection in a Rectangular Enclosure
Composed of a Hot Bottom Wall and Partially Cold Side Wall

Taik Sik Lee and Sangken Kauh

Abstract

Two dimensional laminar natural convection in a rectangular enclosure composed of a hot bottom wall, a partially cold side wall and insulated walls except the above walls was studied by numerical analysis and also by experiments.

In the experiments, the temperature distributions in the enclosure and Nusselt number distribution along the hot and cold walls were obtained by the use of Mach-Zehnder interferometer. At first, numerical analysis with the boundary conditions of the experimental apparatus was performed and the comparison of the results of the numerical and the experimental results validated the numerical model good enough.

Heat transfer characteristics were investigated by applying the verified numerical model with the parameters, i.e. Grashof number, aspect ratio, position of cold plate and insulation condition. The results showed the optimal conditions of temperature distribution and the position of cold wall, and the characteristics of insulation materials.

기 호 설 명

AR : (= W/H) 종횡비

d : 단열재의 두께 (m)

g : 중력가속도 (m/s²)

Gr : Grashof 수

H : 사각밀폐공간의 높이 (m)

h : 열전달 계수 (W/m² °C)

K : 단열상수 [식 (9)에서 정의됨]

k : 사각밀폐용기내의 유체의 열전도율 (W/m °C)

k_{in} : 단열재의 열전도율 (W/m °C)

l : 벽면과 인접한 Grid 점 사이의 거리 (m)

Nu : Nusselt 수

P : 무차원압력

p : 압력 (Pa)

Pr : Prandtl 수

Q : ($= \frac{q \cdot H}{k(T_n - T_c)W}$), q의 무차원량

*정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

**정회원, 서울대학교 대학원

q : 고온벽으로 부터의 전열량
 S : Source 항
 T : 온도($^{\circ}C$)
 U : x 방향 무차원속도
 u : x 방향속도(m/s)
 V : y 방향 무차원속도
 v : y 방향속도(m/s)
 X : x 의 무차원좌표
 x : 직교좌표의 횡좌표(m)
 Y : y 의 무차원좌표
 y : 직교좌표의 종좌표(m)
 W : 4 각밀폐공간의 폭(m)

회람문자

β : 체적 팽창계수(K^{-1})
 Γ : 확산계수
 θ : 무차원온도
 μ : 점성계수($kg/m \cdot s$)
 ν : 동점성계수(m^2/s)
 ρ : 밀도(kg/m^3)
 ϕ : 중속변수

하첨자

C : 저온벽
 i : 벽면의 i 번째 Grid 점
 H : 고온벽
 $wall$: 벽면
 1 : 벽면의 Grid 점
 2 : 벽면에 인접한 Grid 점
 3 : 벽면부터 두번째 Grid 점

1. 서 론

인간의 주거공간 특히 한국의 주택에 있어서는 난방 방식으로서 전통적으로 온돌에 의존하여 왔고 근래에 있어서도 집단주거에 있어서 상면난방방식(panel heating)이 지배적이다. 따라서 실내공기가 상면에서 가열되고 창문에서 냉각되는 경우를 대상으로 하여 온도분포와 열전달의 양상을 창문의 위치, 중횡비, 단열조건의 변화에 따른 특성을 파악하는 것이 주택의 설계에 있어서 중요하다.

이러한 상면 난방방식에서 유동은 일반적으로 3차원이지만 2차원 4각 밀폐공간으로 간단화하여 고려하였다. 2차원 4각 밀폐공간에 관한 연구는 근래 전자계산기의 발달에 따라 1970년 후반에 수치해석에 의

한 이론적 계산이 많이 출현하였다. Cormack 등^(1,2)과 Imberger⁽³⁾는 양쪽 옆면이 다른 온도로 유지되었을 때의 점근적, 수치적, 실험적 해를 구하였고, Sernas⁽⁴⁾는 중횡비가 작은 4각 공간에 대하여 Wollaston prism schlieren interferometer를 이용하여 실험적으로 연구하였고, Simpkins⁽⁵⁾ 등은 유동가시화로서 Streak photograph를 이용하였고, Shiralkar⁽⁶⁾ 등은 작은 중횡비에 대한 수치적 연구를 하였다. 지금까지의 대부분의 연구들은 양측면이 다른 온도로 유지되었을 때 유체유동이 비교적 안정한 경우에 대한 것이었다. 또 다른 연구들⁽⁷⁻¹⁰⁾은 4각형 밀폐 공간내에 차폐벽이 있을 때의 열전달 현상을 연구하였으며, Sparrow⁽¹¹⁾ 및 이재현⁽¹²⁾ 등은 내부에 고정된 발열물체를 가지면서, 그 물체가 유동의 장애물로 역할을 할 때의 열전달 및 유동특성에 관한 연구를 하였다. 최근 최 우천⁽¹³⁾은 본 연구와 유사한 4각 밀폐공간내의 유동에 대하여 실험적 연구를 하였다.

본 연구는 아래면이 고온이고 옆면중의 일부가 저온으로 유지되는 4각형 밀폐공간에서의 자연대류에 대한 수치적 시뮬레이션을 하고, 동등한 경계조건을 가지는 실험결과와 비교하여 수치모델의 정당성을 입증하고, 정당화된 수치모델의 여러 가지 변수를 변화시키면서 4각형 밀폐공간내의 열전달 현상을 연구하였다. 실험과 수치해석의 변수로서 같은 경계조건에 대하여, 중횡비, Gr 수 등을 변화시켜 비교하고, 더 나아가 수치모델에 대하여 단열조건의 변화, 저온부의 위치등 경계조건의 변화에 대한 영향을 살폈다.

2. 지배방정식과 수치해석

본 논문에서 고려하는 아래면이 고온이고 옆면의 일부가 저온인 4각형 밀폐공간의 개략도가 Fig. 1에 나타나 있다. 직교좌표계를 택하고, 2차원 층류이고, Boussinesq approximation을 가정하면 무차원으로 표시한 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + Gr \cdot \theta \quad (3)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (4)$$

여기서 도입된 무차원 변수는 다음과 같다.

$$X = \frac{x}{H}, \quad U = \frac{uH}{\nu},$$

$$Y = \frac{y}{H}, \quad V = \frac{vH}{\nu},$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c}, \quad P = \frac{\rho H^2 p'}{\mu^2}, \quad p' = p + \rho g y,$$

$$Gr = \frac{g\beta(T_H - T_c)H^3}{\nu^2}, \quad Pr = \frac{\mu c}{k}$$

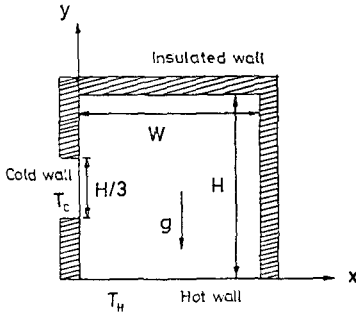


Fig. 1 Schematic diagram of the rectangular enclosure

여기서 Pr 은 Prandtl 수, Gr 은 Grashof 수이다. 밀폐 공간의 경계조건은 아래면이 일정한 고온이고 옆면 중의 일부가 일정한 저온이고 나머지 부분이 단열되어 있으며 다음과 같이 표시된다.

고온면에서 : $\theta = \theta_H = 1$ (5)

저온면에서 : $\theta = \theta_c = 0$ (6)

단열면 $X=0$ 과 $X=1$ 에서 : $\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$ (7)

$Y=1$ 에서 : $\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$

그러나 실제문제에 있어서 식 (7)과 같은 단열조건을 만족시키는 단열재는 불가능하다. 따라서 단열재의 열전도율이 0 인 경우를 포함하여 일반적인 단열재의 열전도율값 k 를 고려하여 단열면의 경계조건을 세운다. 유한 차분방정식에 맞는 경계조건은 경계면의 온도를 중심으로 Taylor 급수전개하여 2 차항까지 고려하여 다음과 같은 경계면 온도를 얻는다.

$$\theta_1 = \frac{\frac{3}{2}\theta_2 - \frac{1}{6}\theta_3}{K + \frac{3}{4}} \quad (8)$$

여기서 K 는 단열재의 열전달 특성과 내부 유체의 열전달 특성의 비를 나타내는 단열 상수를 나타내며 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$K = (k_{in}/d)/(k/l) \quad (9)$$

여기서 k_{in} 은 단열재의 열전도율, d 는 단열재의 두께,

k 는 내부유체의 열전도율, l 은 벽면과 인접 Grid 점까지의 거리를 나타낸다. 식 (8)에서 θ_1 은 벽면온도, θ_2 는 벽면에서 첫번째 Grid 점의 온도, θ_3 는 벽면에서 두번째 떨어진 Grid 점의 온도를 나타낸다. 2 번째 Grid 점과 3 번째 Grid 점과의 거리는 $2l$ 이다. Fig. 2 에 벽면근처의 Grid 점과 그 점에서의 온도, 간격 등이 나타나 있다.

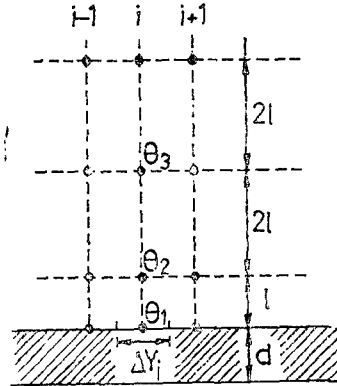


Fig. 2 Grid spacing near the boundary

여기서 $K=0$ 이면 벽면에서의 온도구배가 0 이 되어 완전단열임을 알 수 있다.

종속변수를 ϕ 라고 할 때 식 (1)~(4)에 대한 일반적인 미분방정식은 다음과 같다.

$$\text{div}(\rho \vec{u} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S \quad (10)$$

여기서 Γ 는 종속변수의 확산계수, S 는 Source 항이다. 이 방정식의 수치해는 Patankar⁽¹⁴⁾의 방법을 사용하였으며, 유체유동장의 계산에는 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equation) 방법으로 풀었다. 여기에서 Grid 위치는 Staggered grid 를 사용하였으며, line by line 반복 계산 방법으로 하였다. Grid 수는 11×11 , 17×17 , 23×23 , 29×29 , 34×34 , 41×41 등 여러 가지로 계산하여 보았다. Grid 수에 관계없이 거의 같은 결과가 얻어지는 것을 확인하였으며 매끄러운 등온선을 얻기 위하여는 많은 Grid 수를 택하였고, 전체적인 경향을 알기 위하여는 적은 Grid 수를 택하였다. 수렴조건으로는 SIMPLE algorithm 의 특이인 유동장이 연속방정식을 만족하는 정도를 관찰하여 충분히 수렴하였다고 판단되었을 때를 기준으로 하였다. 모든 종속변수에 대하여 Under-relaxation 을 하였으며 반복회수에 따라 relaxation factor 를 작게하여 만족할 만한 수렴결과를 얻었다.

계산 수행에 필요한 변수로는 단열상수 K , Gr 수,

중횡비, 저온부의 크기 및 위치를 바꾸어 가면서 계산하였다. 먼저 실험결과와 비교하기 위하여 실험할 때 사용한 단열재는 Polystyrene 단열재로서 열전도율 $0.02 \text{ W/m}^2\text{C}$, 두께 0.05 m 로 고정시키고, 중횡비를 $1.0, 0.7, 0.333$ 의 3종류와 고온판과 저온부의 온도차가 $10^\circ\text{C}, 20^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}$ 에 해당하는 Gr 수 $37452, 74900, 112360, 149800$ 의 4가지에 대하여 계산하였다. Gr 수의 계산에서 특성길이는 밀폐 4각형의 높이로 하였다. 저온부의 크기는 밀폐 4각형의 높이의 $\frac{1}{3}$ 배인 것과 1배인 것으로 실험하였으며 이 조건에 맞는 조건하에서 수치계산을 수행하였다.

3. 실험

4각형 밀폐공간은 아래에 놓인 일정한 고온으로 유지되는 평판과 수직 측면 중 한쪽은 단열된 측면이고 다른쪽은 단열된 측면인데 그 일부가 저온으로 유지되는 저온부이며 윗면은 단열된 평판으로 구성되어 있다. Fig. 1에서 보는 바와 같은 밀폐 4각 공간에서 높이 H 는 0.03 m 로 고정되어 있고, 폭 W 는 변화시킬 수 있는 구조로 제작하여 중횡비 $AR(W/H)$ 을 변화할 수 있도록 하였다. 고온판은 두께 0.01 m 의 동판이며 그 하부에 전열선을 두어서 교류전압을 가하여 동판을 가열하였다. 동판의 온도는 열전대로서 온도를 측정하여 등온임을 확인하였으며, 기전력을 제어입력 신호로 하여 전력을 위상제어하여 0.1°C 정도의 정밀도로 원하는 온도를 얻었다. 저온부는 냉각수를 순환시키는 4각 유로의 한면으로서 냉각 유량을 조절하여 등온면을 얻었다. 단열재로는 Polystyrene foam을 사용하였다. 실험모델의 길이는 0.3 m 이었다. 고온판과 저온부 및 단열재의 일부가 Fig. 3에 나타나 있다.

자연대류가 존재하고 있는 4각형 밀폐공간내의 온도분포를 알기 위하여 Mach-Zehnder 간섭계를 사용하였다. 한 경우에 대하여 무한 간섭무늬(fringe), 수직 유한 간섭무늬, 수평유한 간섭무늬의 3가지 간섭무늬 사진(interferogram)을 얻었다. 무한 간섭무늬로부터는 직접 온도 분포를 얻었고, 수직 유한 간섭무늬를 이용하여 고온판에서의 Nusselt 수를, 수평유한 간섭무늬를 이용하여 저온부의 Nusselt 수를 얻었다. 저온부는 길이가 $\frac{H}{3}$ 즉 0.01 m 이며 측면의 중앙부에 위치시킨 경우와 측면 전체를 일정한 저온으로 유지시킨 경우의 2가지 경우로 하였으며, 중횡비는 $1, 0.7, 0.333$ 의 3가지 경우, 고온판과 저온부의 온도차는 $10^\circ\text{C}, 20^\circ\text{C}, 30^\circ\text{C}, 40^\circ\text{C}$ 의 4가지 경우로 변화시켜 총 24가지 경

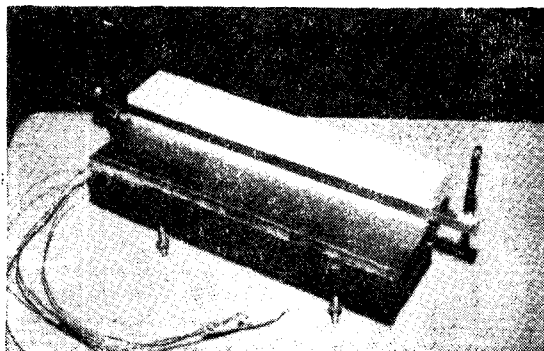


Fig. 3 The model used for the experiments

우에 대하여 실험하였다.

열전달 계수 h 는 고온판 온도 T_H 와 저온부 온도 T_C 의 온도차를 특성 온도차로 하고, 밀폐공간 높이 H 를 특성길이라고 잡아서 다음과 같이 Nusselt 수를 정의하였다.

$$Nu = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{\text{wall}} \cdot \frac{H}{T_H - T_C} = \left. \frac{\partial \theta}{\partial X} \right|_{\text{wall}} \quad (10)$$

여기서 $\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{\text{wall}}$ 은 유한 간섭무늬 필름을 정밀 필름 분석기로 읽은 자료를 최소 자승법을 이용하여 처리하는 방법⁽¹³⁾을 택하였다. Fig. 4에 수직 유한 간섭무늬의 한 예가 나타나 있다.

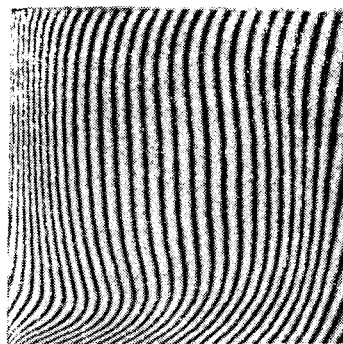


Fig. 4 Vertical finite fringe

4. 수치해석과 실험결과들의 비교

실험의 조건과 같은 경계조건에 대하여 계산한 결과와 간섭무늬사진의 몇가지 예가 Fig. 5와 Fig. 6에 나타나 있다. Fig. 5은 중횡비 $AR=1$ 에 대한 고온판과 저온부의 온도차에 대응하는 Gr 수에 따른 등온선 분포를 나타내었다. Fig. 6은 (a) $AR=0.7, Gr=149800$ 인 경우와 (b) $AR=0.333, Gr=149800$ 인 경우를 나

타내었다. Gr 수의 변화와 중형비 AR 의 변화에 대하여 수치해석 결과와 간섭사진의 등온선들이 잘 일치하는 것을 볼 수 있었다. 그림에서 볼 수 있는 바와같이 저온부가 위치한 면에서 하향의 경계층이 생기고, 다

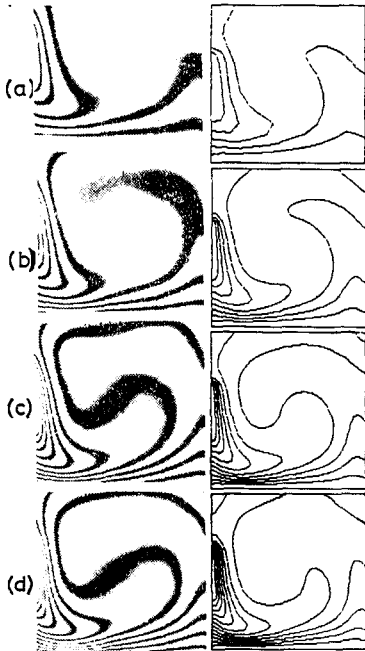


Fig. 5 Comparison of isotherms between interferograms and numerical results with $AR=1$
 (Gr : (a) 37452, (b) 74900, (c) 112360, (d) 149800)

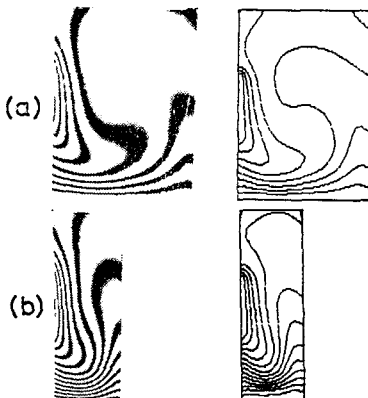


Fig. 6 Comparison of isotherms between interferograms and numerical results
 (a) $AR=0.7$, $Gr=149800$, (b) $AR=0.333$, $Gr=149800$)

른 측면에서 상향의 경계층을 형성하고 있다. 따라서 4각 밀폐 공간내에 순환 유동에 해당하는 반시계방향의 원형모양의 유선을 수치계산으로 확인하였다.

실험으로 얻은 유한 간섭무늬를 자료 처리한 결과와 수치해석에 의한 고온판에서의 위치에 따른 Nu 수의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 예로서 (a) $AR=1.0$, $Gr=74900$, (b) $AR=0.7$, $Gr=37452$, (c) $AR=0.7$, $Gr=74900$ 인 3가지 경우를 비교한 결과 실험에 의한 Nu 수가 수치계산에 의한 Nu 수보다 약간 작지만 비교적 잘 일치하는 것을 알 수 있었다.

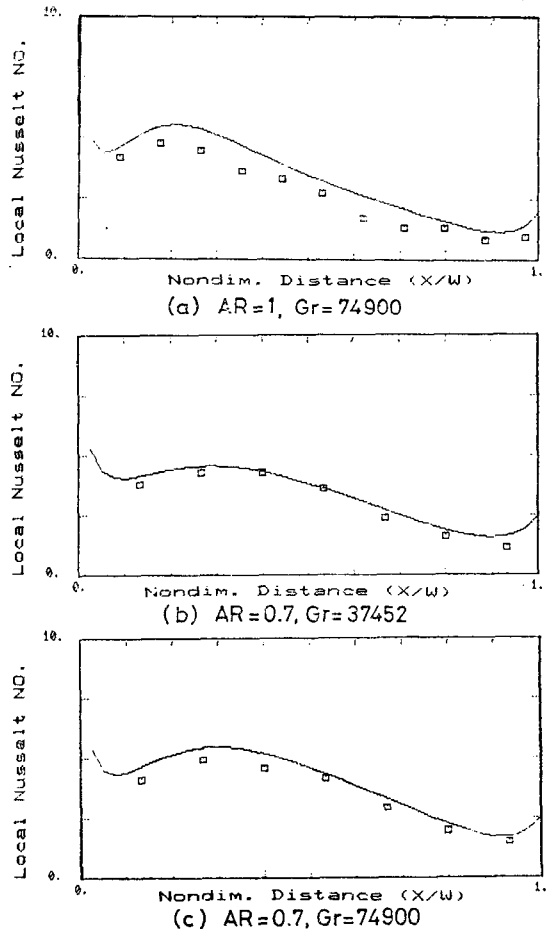


Fig. 7 Comparison of Nu on the hot plate between experimental and numerical results

5. 수치해석 결과 및 검토

실험에 의하여 수치해석 모델의 타당성이 입증되었으므로 열전달 현상의 여러가지 파라미터에 대하여 수

치해석 결과를 제시하고 검토하였다.

5.1. Gr 수의 변화

Fig. 8는 Gr 수의 변화에 따른 고온판에서의 국소 Nu 수의 분포를 나타내었다. 이것은 AR=1, k_r/d=0.4이며, 저온부가 측면의 중앙에 위치한 경우이다. Nu 수가 최대가 되는 점은 Gr 수가 증가할수록 X가 0.2 근처에서 저온부가 위치한 측면쪽으로 이동하는 현상을 볼 수 있는데 이것은 Gr 수가 커지면 저온부 근처의 하향유동이 강해지고, 이 유동이 고온판에 냉각효과를 주기 때문이다. Nu 수가 최대인 점에서 양쪽 벽면으로 갈수록 Nu 수가 작아지는데 측면 가까이에서는 다시 상승하는 것을 볼 수 있다. 이것은 단열재이지만 측면으로의 열손실이 있기 때문에 상대적으로 온도배가 커졌기 때문이라고 생각된다. 종횡비 AR=1.0 인 경우와 마찬가지로 AR=0.7 과 AR=0.5 등의 경우에 대해서도 국소 Nu 수의 분포는 같은 경향을 보여준다.

Fig. 9은 AR=1.0 일 때의 Gr 수의 변화에 따른 평균 Nu 수의 변화를 나타낸다. 왼쪽선은 고온판이고 아

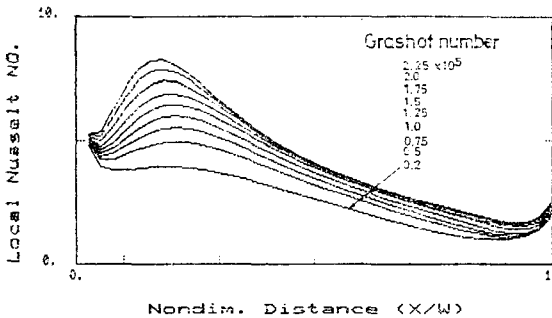


Fig. 8 Local Nusselt distribution at the hot plate with various Grashof number (AR=1, k/d=0.4)

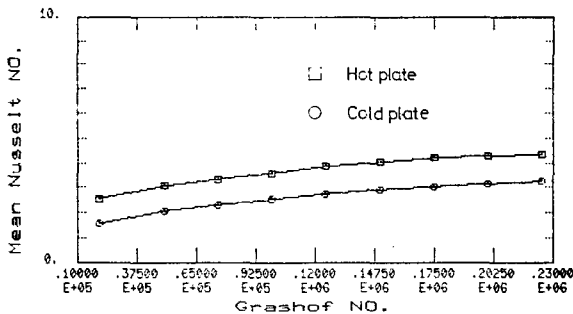


Fig. 9 Mean Nusselt number versus Grashof number

래선은 저온부에 대한 것을 나타낸다. Gr 수가 증가함에 따라 고온판 및 저온부에서의 평균 Nu 수가 함께 증가함을 보여주고 있다.

Fig. 10은 Gr 수의 변화에 따라 단열효율과 고온판에서의 전열량의 변화를 나타낸다. 단열효율은 저온부로의 전열량에 대한 고온판부터의 전열량의 비로 정의하였다. 무차원 전열량은 수직면의 경우는 다음과 같이 정의하였으며 수평면의 경우도 같은 형식으로 정의된다. 여기서 i는 i번째 Grid를 나타내며 Fig. 2에 표시되어 있다.

$$Q = \frac{q \cdot H}{k(T_H - T_C)W} = \sum_i \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right)_i \Delta Y_i \quad (11)$$

Gr 수가 증가함에 따라 고온판에서 밀폐공간으로의 전열량이 증가하였으며 단열효율은 미세하게 증가하였다. Gr 수가 커지면 단열면으로의 열손실량은 절대적으로 증가하지만, 동시에 저온부의 Nu 수가 증가하여 고온판을 떠난 열량이 저온부로 상대적으로 많이 전달되는 것을 의미한다. Gr 수와 고온판에서 전열량과의 관계는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$Q = 1.38813 \times Gr^{0.286} \quad (12)$$

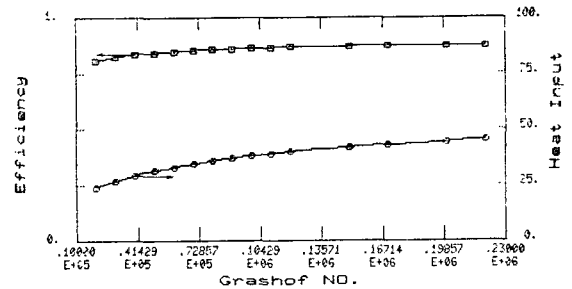


Fig. 10 Efficiency and heat input for Grashof number

5.2. 저온부의 위치 변화

저온부의 위치가 측면의 하단에서 부터 상단까지 변할 때의 영향을 살폈다. 이때 저온부 길이는 측면길이의 1/3로 고정시켰으며 8 단계에 걸쳐 하단부터 상단까지 변화하게 하였고, AR=1.0, Gr=149800인 경우에 대하여 계산하였다. Fig. 11에 대표적 예로 최하단 위치와 상단 위치에서의 온도분포를 예시하였다. 예시하는 바와같이 저온부가 상단쪽에 있을 때가 하단쪽에 있을 때에 비하여 고온구역이 밀폐공간의 더욱 아래부분에 존재하는 것을 알 수 있다.

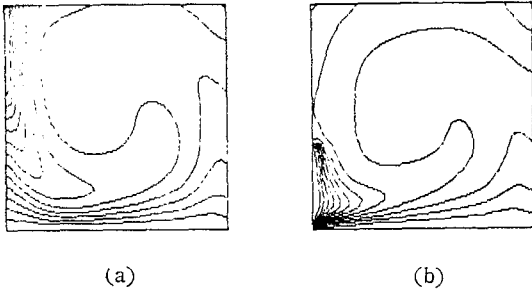


Fig. 11 Temperature distribution with the position of cold plate($AR=1, Gr=149800$)
 ((a) Uppermost position, (b) Lowermost position)

저온부의 위치가 하단에서 부터 상단까지 변할 때의 고온판에서의 Nu 수의 분포를 Fig. 12에 나타내었다. 그림의 윗쪽 첫번째 선이 저온부가 고온판에 붙어 있는 경우이고, 아래쪽 곡선이 측면의 최상단에 위치한 경우이다. 그림에서 살펴볼 수 있는 바와같이 저온부가 측면 하단쪽으로 위치할수록 Nu 수가 저온부가 있는 측면 근처에서 급격히 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 고온부와 저온부가 인접하게 되어 급격한 온도 구배가 존재하는데 기인한다고 사료된다.

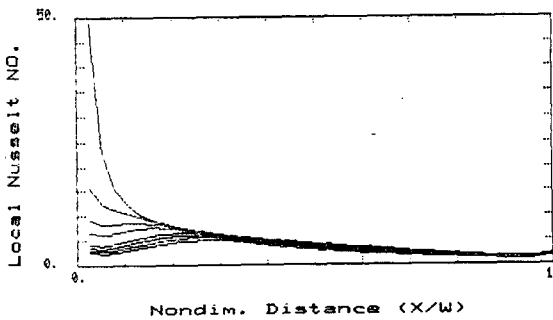


Fig. 12 Local Nusselt number distribution with the position of the cold plate($AR=1, Gr=149800$)
 (Position of the center of the cold plate from the bottom hot plate: from the uppermost curve, $Y = \frac{8}{40}, \frac{11}{40}, \frac{14}{40}, \frac{17}{40}, \frac{23}{40}, \frac{29}{40}, \frac{32}{40}$)

Fig. 13는 저온부의 위치 변화에 따른 고온판의 평균 Nu 수의 변화를 나타낸다. 윗쪽선이 $AR=0.7$, 아래선이 $AR=1.0$ 인 경우이며, 저온부의 위치가 상단

에 위치할수록 평균 Nu 수가 작아지는 것을 알 수 있다. 따라서 상단에 위치할수록 고온판부터의 전열량이 작아진다는 것을 알 수 있다. 이상에서 살펴본 바와 같이 저온부의 위치가 상단에 위치할수록, 즉 주저공간으로 말하면 창문 위치가 높아질수록 열이용 측면에서 유리하다고 볼 수 있다.

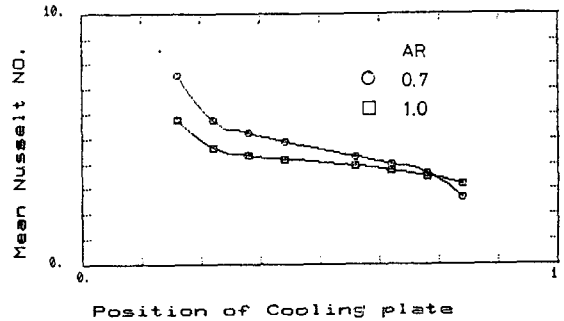


Fig. 13 Mean Nusselt number variation with position of the cold plate($Gr=149800$)

5.3. 단열조건의 변화

단열효과는 단열재의 열전도율과 단열재의 두께 변화에 의존한다고 고려할 수 있는데 본 논문에서는 이들의 조합으로서 대류열전달의 열전달 계수와 유사한 열전도율을 단열재 두께로 나눈 값 즉 k/d 를 변수로 하였다. 이 변수를 완전단열에 해당하는 0에서부터 10까지 변화시켰다. 동시에 중횡비를 1.0, 0.7, 0.5, 0.333에 대한 변화를 살펴보았다. 중횡비가 1.0과 0.7에 대하여는 거의 같은 결과를 나타내지만 중횡비가 0.5, 0.333 등으로 작아질 때는 단열재가 나뉠수록 단열효율이 급격히 떨어지는 것을 볼 수 있다. Fig. 14에 단열재의 조건 변화에 대한 단열 효율을 나타내었다.

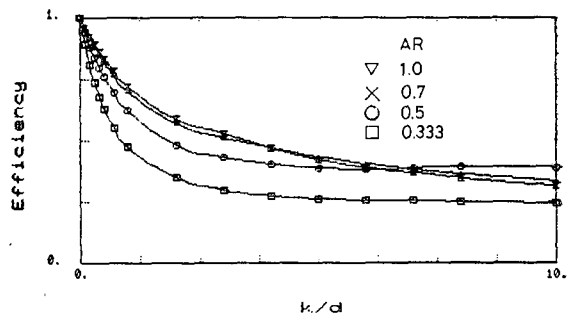


Fig. 14 Insulation efficiency variation with insulation conditions

단열조건의 변화에 따른 단열효율의 변화와 함께 주목하여야 할 것은, 저온부와 고온판의 같은 온도차 즉 일정 Gr 수에 대하여 고온판에서 4 각 공간으로 공급되는 전열량을 고려하여야 한다. Fig. 15는 종횡비 1.0인 경우 단열조건의 변화에 대한 단열효율과 고온판부터의 전열량을 보여준다. 단열조건 k_{in}/d 가 0에 가까울수록 단열효율은 급격히 1.0에 접근하지만, 전열량은 상대적으로 크게 줄지 않는다. 예로서 열전도율이 $1.37 W/m^{\circ}C$ 이고 두께가 0.3 m인 시멘트 벽인 경우 $k_{in}/d=4.7$ 이 되어 효율이 42%이다. 이런 벽에 열전도율 $0.02 W/m^{\circ}C$ 의 단열재 0.05 m를 붙이면 $k_{in}/d=0.4$ 가 되어 단열효율이 86%가 되고 전열량은 37%가 감소한다.

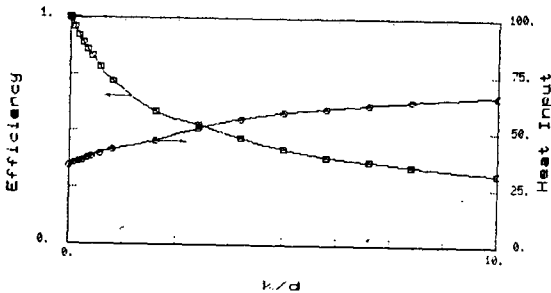


Fig. 15 Variations of insulation efficiency and heat input with insulation conditions($AR=1, Gr=100000$)

6. 결 론

아래면이 일정한 고온이고 한쪽 측면의 일부가 저온이며 나머지 모든 면이 단열된 4 각형 밀폐공간에서 일어나는 2 차원 층류 자연대류에 대하여 수치해석으로 연구하였으며 이를 Mach-Zehnder 간섭계를 이용한 실험결과로 검증하였다. 수치해석에 있어서는 유한차분법을 이용하였다.

실험에 의하여 검증된 수치모델을 이용하여 Grashof 수, 종횡비, 저온부의 위치, 단열조건 등의 변수를 변화시켜 유체유동 및 열전달에 관한 특성을 규명하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 수치해석과 컴퓨터 그래픽기법으로 등온선도와 유선도를 잘 그릴 수 있었으며, 이를 이용하여 유동특성과 열전달 특성을 파악할 수 있었다.
- (2) Grashof 수의 증가에 따라 고온판부터의 전열량이 $Gr^{0.285}$ 에 따라 비례하며, 단열 효율은 약간 증가하는 경향이 있었다.

- (3) 저온부의 위치가 아래로 위치할수록 평균 Nusselt 수가 커졌다.
- (4) 단열재의 두께가 커질수록, 열전도율이 작을수록 단열효율이 급격히 증가하였으며, 고온판부터의 전열량은 완만하게 감소하였다.

후 기

이 논문을 위한 연구는 문교부의 1984년도 학술연구조성비의 지원을 받아 수행되었으며 이에 관계되는 분들에게 감사하며, 그리고 실험에 많은 도움을 준 대학원학생 이 상우군에게도 감사하는 바이다.

참 고 문 헌

- (1) D.E. Cormack, L.G. Leal and J. Imberger, Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 1, Asymptotic Theory, *J. Fluid Mech.*, Vol. 65, 1974
- (2) D.E. Cormack, L.G. Leal and J.H. Seinfeld, Natural Convection in a Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 2, Numerical Solutions, *J. Fluid Mech.*, Vol. 65, 1974
- (3) J. Imberger, Natural Convection in A Shallow Cavity with Differentially Heated End Walls. Part 3, Experimental Results, *J. Fluid Mech.*, Vol. 65, 1974
- (4) V. Sernas and E.I. Lee, Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less Than One, *Trans. ASME, J. of Heat Transfer*, Vol. 103, 1981
- (5) P.G. Simpkins and T.D. Dudderar, Convection in Rectangular Cavities with Differentially Heated End Walls, *J. Fluid Mech.*, Vol. 110, 1981
- (6) G.S. Shiralkar and C.L. Tien, A Numerical Study of Laminar Natural Convection in Shallow Cavities, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 103, 1981
- (7) M.W. Nansteel and R. Greif, Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 103, 1981
- (8) S.W. Bajorek and J.R. Lloyd, Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned

- Enclosures, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 104, 1982
- (9) L.C. Chang, J.R. Lloyd and K.T. Yang, A Finite Difference Study of Natural Convection in Complex Enclosures, *Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf.* Vol. 26, No. 12, 1983
- (10) A. Bejan, Natural Convection Heat Transfer in a Porous Layer with Internal Flow Obstructions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 6, 1983
- (11) E.M. Sparrow, P.C. Stryker and M.A. Ansari, Natural Convection in Enclosures with Off-Center Innerbodies, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27. 1984
- (12) 이 재현, 고립된 발열 물체를 가지는 정사각형 밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동 특성에 관한 연구, 대한기계학회논문집, Vol. 8, No. 4, 1984
- (13) 최 우천, 아랫면이 가열되고 열면중의 일부가 냉각되는 사각형 밀폐공간에서의 2차원 층류 자연대류에 관한 연구, 서울대학교 대학원 기계공학과 석사학위 논문, 1984
- (14) S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, 1980
- (15) T.H. Kuehn, Natural Convection in the Annulus between Horizontal Circular Cylinders, *M.S. Thesis, University of Minnesota*, 1973