

안내판을 가진 사각 및 평행사변형이 조합된 복합밀폐공간에서의 자연대류 열전달에 관한 연구

장영근* · 조운*

(2000년 6월 23일 접수, 2001년 3월 16일 심사완료)

A Study of Natural Convection Heat Transfer in a Composed Rectangular-Parallelogrammic Enclosure with a Guide Vane

Young Keun Jang and Woon Cho

Key Words: Guide Vane(안내판), Composed Rectangular-Parallelogrammic Enclosure(복합밀폐공간)
Inclination Angle(경사각)

Abstract

The present experimental and numerical study investigate flow and natural convection heat transfer characteristics of a composed rectangular-parallelogrammic enclosure with a guide vane. The governing equations for the two-dimensional, laminar, natural convection process in an enclosure are discretized by the control volume approach which insures the conservative characteristics to be satisfied in the calculation domain, and solved by a modified SIMPLE algorithm. The momentum and energy equations are coupled through the buoyancy term. In this results of experimental study, the natural convection heat transfer characteristics was well coincided with conclusions of other earlier experimental researches and numerical analysis.

기호설명

A : 복합밀폐공간 형상비, L_r/H
 D : 기준 유동통로 중심선깊이, m
 d^* : 무차원 유동통로깊이, d_x/D
 d_x : 실제 유동통로깊이, m
 H : 방열판 높이, m
 h : 대류 열전달 계수, $W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$
 k : 열전도 계수, $W/m\text{ }^\circ\text{C}$
 L : 복합밀폐공간 길이, m

L_r : 복합밀폐공간 직육면체부 길이, m
 L_p : 복합밀폐공간 평행육면체부 길이, m
 Nu : Nusselt 수, hL/k
 Pr : Prandtl 수, $C_p\mu/k$
 q'' : 공급열속, W/m^2
 Q_{cond} : 전도 열전달량, W
 Q_{conv} : 대류 열전달량, W
 Ra : Rayleigh 수, $g\beta q'' L^4 / \alpha\nu k$

* 책임저자, 회원, 국민대학교 자동차대학원

E-mail : ykjang@kmu.kookmin.ac.kr

TEL : (02)910-4818 FAX : (02)910-4718

* 회원, 용인송담대학 컴퓨터응용설계과

그리스문자

α : 경사각, $^\circ$
 β : 열팽창계수, $1/K$
 μ : 절대점성계수, kg/ms

- ν : 동점성계수, m^2/s
 ρ : 유체 밀도, kg/m^3
 ρ_{ref} : 유체 기준 밀도, kg/m^3

1. 서론

복합밀폐공간 내에서 일어나는 자연대류에 관한 연구는 과학적인 중요성 및 응용성 때문에 많은 관심을 받아왔다.^(1,2)

직육면체형과 평행육면체형이 조합된 복합밀폐공간 내에 안내판을 갖는 경우 발생하는 자연대류에 관한 연구는 공학적인 중요성에도 불구하고 많은 연구가 이루어지지 않고 있다. 단순밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달은 Eckert and Calson,⁽²⁾ Turner and Flack⁽³⁾ 및 Seki⁽⁴⁾ 등의 밀폐공간 내에서의 형상비 변화에 따른 실험 및 수치해석적 연구 등이 많이 이루어 졌다.^(7,8,10) 그러나 복합형상의 내부에 안내판을 갖는 경우에 대한 연구는 거의 없다. 안내판을 갖는 복합밀폐공간에서 일어나는 자연대류 유동과 열전달은 건축공간 내의 에너지 이동현상이나 축열조 및 태양열 집열기 등의 설계^(5,6)시 복잡한 물리적 현상을 이해하기 위하여 광범위한 연구대상이 될 수 있다. 또한, 최근에는 태양열을 이용한 에너지 절약형 공조설비인 태양벽(solar wall)이나 열다이오드^(2,11)의 중요한 설계자료가 될 수 있다.

따라서 본 연구에서는 상부가 직육면체형이고 하부가 평행육면체형으로 구성된 복합밀폐공간 내에 안내판을 설치하고 하부 측면을 일정고온으로 유지하며 상부 측면을 저온으로 하는 경우, 하부 평행육면체형의 경사각과 내부 안내판의 두께변화에 따라 유동통로를 변화시켰을 때 일어나는 자연대류 유동과 열전달에 미치는 영향을 실험 및 수치해석적으로 고찰하였다. 이러한 결과를 단순밀폐공간 내에서 일어나는 열전달에 관한 선행연구결과와 비교 고찰하였다.

내부유체는 Prandtl 수가 0.711인 공기로 하였고, Rayleigh 수는 $2.0 \times 10^8 \sim 8.0 \times 10^8$ 로 변화시켰다. 하부 평행육면체형의 경사각은 15° , 30° , 45° , 60° 의 4단계로 변화시켰고, 복합밀폐공간 내부의 유동통로 폭을 나타내는 무차원 유동통로 깊이는 0.1에서 1.0으로 변화시키며 유동과 열전달 현상에 미치는 영향을 연구하였다.

이러한 연구를 통하여 향후 에너지 절약형 공조설비인 태양벽이나 열다이오드 개발에 이용할 수 있는 기초설계자료를 제시하고자 한다.

2. 관련 이론

2.1 Nusselt 수

본 연구에서 복합밀폐공간 내의 천이과정과 정상상태 열전달 성능을 비교 평가하는 데 있어서 기본적인 무차원수인 Nusselt 수는 다음과 같은 함수 관계로 나타낼 수 있다.

$$Nu = \frac{Q_{conv.}}{Q_{cond.}} = \frac{hL}{k} \quad (1)$$

여기서 대류 열전달량은 고온 집열부에서 저온 방열부로 전달된 총 열전달량을 가지고 다음과 같이 계산하였다.

$$Q = Q_{conv.} = hA\Delta T \quad (2)$$

단위면적 당 전달된 총 열전달량은 공급된 열 유속과 같다고 하면 Nusselt 수는 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{Q_{conv.}}{A} = q'' = h\Delta T \quad (3)$$

$$Nu = \frac{q''}{\Delta T} \frac{L}{k} \quad (4)$$

2.2 지배방정식 및 경계조건

수직 고온벽과 수직 냉각벽을 갖는 직육면체형과 평행육면체형을 조합한 복합밀폐공간의 치수를 Table 1에 나타내었고, 도식적 형상과 좌표계를

Table 1 Dimensions of the modelled enclosure

Sign \ α	15°	30°	45°	60°	Remarks
H (mm)	400				L=Lr+Lp
Lr (mm)	200				
Lp (mm)	300				
W (mm)	800				

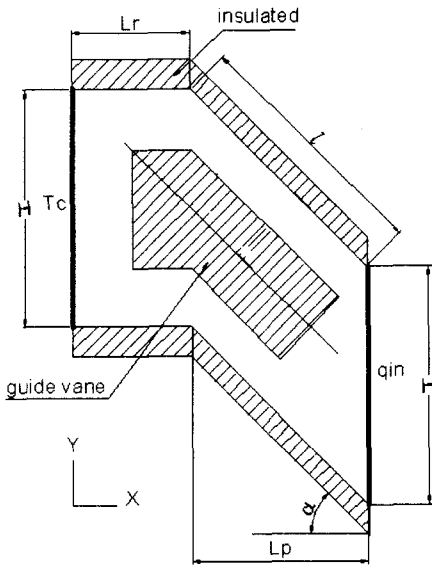


Fig. 1 Schematic diagram of the modelled enclosure

는 Fig. 1과 같다.

열전달 해석을 위하여 유동을 정상상태로 간주하고, 유체는 Boussinesq Approximation을 따르며, 에너지 방정식에서 점성 소산항은 무시하였다.⁽¹²⁾

이와 같은 가정조건 하에 2차원 비압축성, 층류 자연대류에 대하여 지배방정식을 세우면 다음과 같다

연속방정식:

$$\nabla \cdot \rho V = 0 \tag{5}$$

운동량방정식:

$$V(\nabla \cdot \rho V) = -\nabla p + \mu \nabla^2 V - g \cdot \beta \cdot \rho_{ref}(T - T_{ref}) \tag{6}$$

에너지방정식:

$$\rho C_p (V \cdot \nabla T) = k \nabla^2 T \tag{7}$$

공기가 채워진 직육면체형과 평행육면체형 복합밀폐공간 내의 열전달 해석을 위한 지배 방정식 (5), (6), (7)에 대한 해를 구하기 위한 경계 조건은 다음과 같다.

· 방열부인 heat sink면

$$u = v = 0, \quad (\text{no-slip condition}) \\ T = T_c = 15^\circ\text{C} \tag{8}$$

· 가열부인 heat source면

$$u = v = 0, \quad (\text{no-slip condition}) \\ q_{in} = 50 \sim 250 \text{ W/m}^2 \tag{9}$$

· 단열평판표면

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \tag{10}$$

2.3 수치해석 방법⁽¹³⁾

복합밀폐공간 내의 유동 및 열전달 해석을 위하여 상용 유동해석 프로그램인 PHOENICS (Parabolic Hyperbolic Or Elliptic Numerical Integration Code Series)를 사용하였다.

밀폐공간 내의 공기에 대한 물성치는 상온에서의 값을 사용하였고, 기본 방정식 (5)에서 (7)은 검사체적 방법으로 차분화시켰다. 최종 차분화된 방정식은 검사체적 안의 격자점 P에서 다음과 같이 일반화 될 수 있다.

$$A_P \phi_P = \sum A_{nb} \phi_{nb} + B \tag{11}$$

여기서 ϕ 는 속도 혹은 온도를 표시하고 하첨자 nb 는 격자점 P 에 이웃하는 격자점들을 표시한다.

PHOENICS는 완전 암시 기법(fully implicit scheme)을 사용한 유한체적법(finite volume method)코드로서 속도, 벡터량, 압력 및 온도 등의 스칼라량 존재위치가 서로 다른 엇갈린 격자계(staggered grid)를 사용한다. PHOENICS에서는 기본 방정식을 이산화하는 과정에서 경계면에 수직인 플럭스를 이산화방정식에 생성항으로 부가하여 경계조건을 형성한다. 또한, 압력장을 얻기 위해서는 SIMPLEST (SIMPLE-Shor-Tened) 방법을 사용하였다.

이 방법은 이산화방정식(discretization equation) 대류항을 계수항으로 처리하지 않고 생성항으로 처리하여 수렴을 가속시키고 격자간격 감소에 따른 수렴성 저하를 어느 정도 막아주는 장점을 가지고 있다.

하향이완계수는 0.5부터 시작하여 수렴정도에

따라 계수를 감소시켜 계수가 0.1근처에서 수렴값을 얻었다.

수치계산과정에서 1회 반복계산마다 해의 수렴성을 알아보기 위하여 고온벽과 냉각벽 사이의 평균 Nusselt 수를 구하여 열평형성을 조사하였다. 열평형 오차가 0.01% 이내가 되면 충분히 수렴되었다고 간주하였다. 보통 반복횟수가 3000회 정도에서 수렴되었다.

격자점의 배열에 따라 한 개의 해를 구하는 데 32bit PC를 사용하여 보통 0.5~1시간 정도 소요되었다. 격자점의 배열은 복합밀폐공간의 크기에 따라 21×41로 설정하였고, 정확한 해를 구하기 위하여 고온벽과 직육면체형 및 평행육면체형이 만나는 연결벽에 조밀격자를 취하였다.

3. 실험

3.1 실험장치

주요 실험장치로는 수냉각 장치(800L×10W×400H, 3.2 l), 수냉각 장치에 노출된 복합밀폐공간, 고온부의 열유속을 변화시킬 수 있도록 구성된 전기 기기류, 데이터를 받아들이는 P.C., Data Acquisition(YOKOGAWA사) 등이 있으며, 수냉각 장치를 설치한 실험장치의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다.

아크릴판과 동판으로 복합밀폐공간을 형성하였고, 그 내부에 유체흐름을 적절하게 제어할 수 있는 안내판(guide vane)을 설치하였다. 공기의 유동통로가 되는 상·하부판과 측면판은 강화아크릴판으로 제작하였으며 유리섬유(10 mm)와 폴리스티렌 폼(50 mm)으로 외부를 단열하였다. 저온부(0.2 mm×400 mm×800 mm)와 고온부(5 mm×400 mm×800 mm)는 동판으로 제작했고 일정 열유속을 공급하기 위한 주가열기와 후방으로의 열손실을 막기 위한 석면판과 보조 가열기를 고온부에 설치하였다.

고온부와 저온부 동판표면에 수직, 수평 중심선을 따라 각각 9개의 열전대를 부착하여 온도를 측정하였으며 계측오차는 ±2%이다.

3.2 실험방법

열전달 특성을 파악하기 위하여 수냉각 장치를 상부 저온부에 설치하고 일정온도(15℃)의 냉각

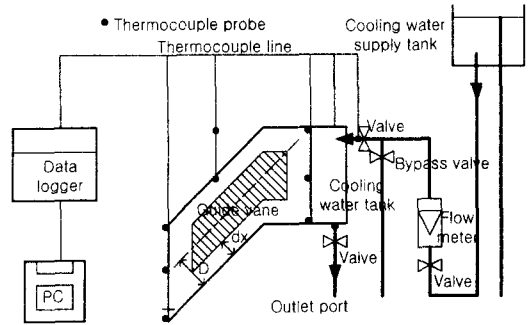


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

수를 1 LPM으로 흘러 보내면서 실험하였다.

고온부의 열원공급을 간단히 하기 위해서 전기적인 가열기를 사용하여 50~250 W/m²의 일정 열속을 공급하였다.

일정 간격(본 실험에서는 3분 간격)으로 고온부와 저온부 사이의 Nusselt 수를 계산하여 변화가 없을 때 실험을 종료했으며 각 실험변수($\alpha = 1.5^\circ \sim 60^\circ$, $d^* = 0.1 \sim 0.9$)에 대하여 공급 열유속을 변화시켜 가면서 반복 실험하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 경사각이 60° 이고, 무차원 유동통로 깊이가 1.0으로 복합밀폐공간 내부에 안내판을 설치하지 않은 경우, Nusselt 수의 변화를 여러 형상비에 대하여 나타낸 그림이다.

그림에서와 같이 Rayleigh 수가 증가할수록 고온부에서 발생한 부력이 복합밀폐공간 내의 점성력보다 크게 되어 Nusselt 수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 형상비인 Lr/H가 0.65나 0.8보다는 0.5로 직육면체부의 길이가 작은 경우의 Nusselt 수가 높게 나타나고 있다. 그리고 Rayleigh 수가 3.50×10^8 까지는 Nusselt 수의 증가율이 크지만 그 이상에서는 완만하게 약간 감소하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 4는 경사각 변화에 대한 Nusselt 수의 변화를 서로 다른 Rayleigh 수에 대하여 나타낸 것이다. 앞에서와 같이 Rayleigh 수가 증가할수록 Nusselt 수가 크게 나타나고 있으며, 그 증가폭은 경사각이 증가할수록 더 크게 나타나고 있다.

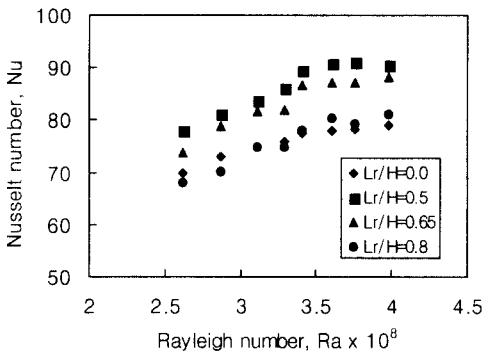


Fig. 3 Variation of Nu due to Ra with different aspect ratio for $\alpha=60^\circ$ and $d^*=1.0$

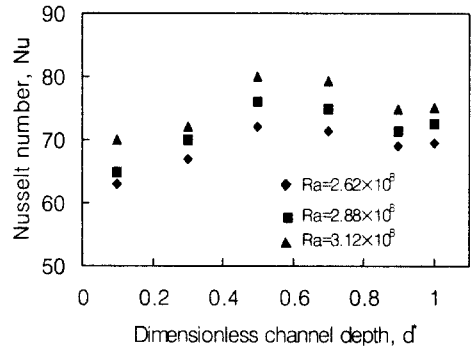


Fig. 6 Variation of Nu due to d^* with different Ra for $\alpha=60^\circ$ and $A=0.5$

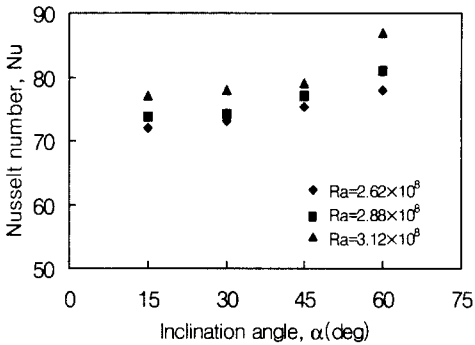


Fig. 4 Variation of Nu due to inclination angle with different Ra for $d^*=0.5$ and $A=0.5$

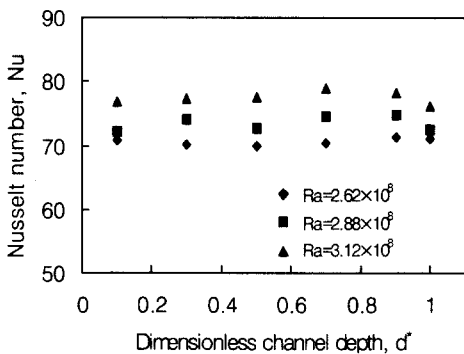


Fig. 5 Variation of Nu due to d^* with different Ra for $\alpha=15^\circ$ and $A=0.5$

그리고 전반적으로 경사각이 증가할수록 Nusselt 수가 완만하게 상승하고 있다. 이것은 경사각이 증가할수록 고온부에서 저온부로 부력상승에 의한 추진력(driving force)이 증가하였기 때문이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 무차원 유동통로깊이 변화에 대한 그래프이다. 그림에서 볼 수 있듯이 경사각이 15° 로 작은 경우에는 무차원 유동통로깊이 변화에 상관없이 일정한 열전달 성능을 보였다. 그러나 경사각이 60° 로 큰 경우에는 안내판을 설치하여 유동통로깊이를 변화시킴에 따라 Nusselt 수가 변하는 것을 볼 수 있다. 전반적으로 무차원 유동통로깊이가 $0.3 \sim 0.5$ 일 때 열전달 성능이 높게 나타났다.

4.2 수치해석 결과 및 고찰

Fig. 7은 안내판의 유무 및 경사각 변화에 대한 유선의 분포를 나타낸 것이다.

경사각이 30° 로 작은 경우 유선이 복잡하고 상부의 고온층과 하부의 저온층 사이의 유선분포가 뚜렷하다. 또한 전반적으로 2차 유동에 의한 에너지 손실이 많이 발생한다. 그러나 그림 II-a, III-a에서 볼 수 있듯이 경사각을 증가시킴에 따라 유선의 분포는 하부 고온부에서 상부 저온부로 열전달이 완만하게 이루어지고 있다. 경사각이 60° 인 경우 각 코너에서 2차 유동에 의한 에너지 손실이 발생하지 않고 있다.

Fig. 7의 b는 a와 같은 경사각을 갖는 복합밀폐공간 내부에 안내판을 설치한 경우 유선분포를

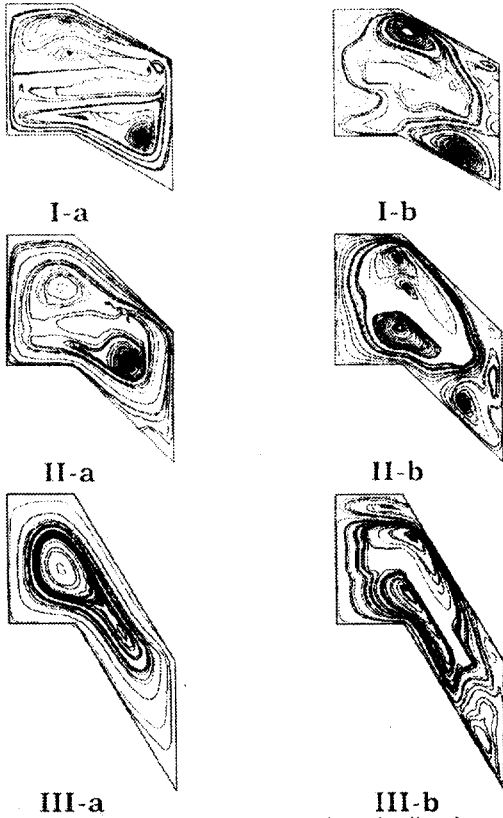


Fig. 7 Streamline contours for various inclination angles and $Ra=2.88 \times 10^8$ (I=30° II=45° III=60° , a=no guide vane, b=with guide vane)

나타낸 것이다.

안내판을 설치한 경우 유선이 전반적으로 고온부에서 저온부로 조밀한 1차유동을 형성한다. 이것은 고온부의 열에너지가 저온부로 높은 에너지 밀도를 가지고 전달되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8의 a는 경사각 변화에 따른 등온선 분포를 나타낸 것이다. 경사각이 30°로 작은 경우, 유선의 분포에서 보았듯이 상부의 고온층과 하부 저온층 사이의 온도성층이 뚜렷하게 분포한다.

또한, 고온부 에너지가 저온부로 전달되지 못하고 복합밀폐공간 내의 상부에 정체되어 외부로 열손실을 초래한다. 그러나 그림 II-a, III-a에서 알 수 있듯이 경사각을 60°로 증가시켰을 경우 고온부에서 저온부로 열전달이 활발하게 이루어지고 있다. 저온부의 온도가 경사각이 낮은 30°보다 높게 나타난다. 이것은 경사각이 증가할 수

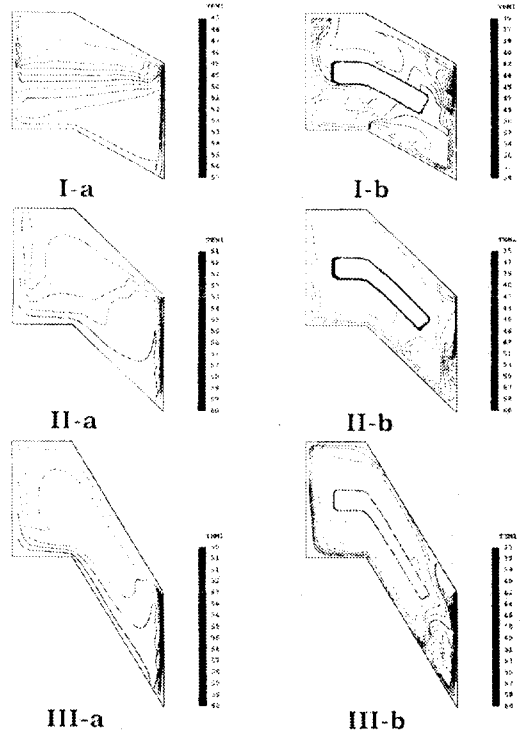


Fig. 8 Temperature contours for various inclination angles and $Ra=2.88 \times 10^8$ (I=30° II=45° III=60° , a=no guide vane, b=with guide vane)

록 고온부에서 저온부로 전달되는 에너지의 부력강도를 향상시켰기 때문이다. 안내판을 설치한 b의 경우가 전반적으로 등온선 분포가 복잡하고 조밀하게 나타난다. 이것은 고온부에서 저온부로 열에너지가 쉽게 전달되지 못하고 내부 안내판 때문에 고온부에서 어느 정도 에너지 밀도가 상승한 후에 전달되기 때문이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 수치해석 결과와 실험결과를 비교 고찰한 그래프이다. 전반적으로 Rayleigh 수가 낮은 범위에서는 실험결과와 수치해석 결과가 잘 일치하지만, 높은 Rayleigh 수에서는 정성적인 경향만이 잘 일치한다.

Fig. 9에서 알 수 있듯이 수치해석 기울기 변화가 약간 높게 나타났고, 오차범위가 크다. Fig. 10에서는 경사각이 증가하고 유동통로 폭이 감소할수록 열전달 성능이 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한, 복합밀폐공간 내부에 안내판을 설치하여 유동통로를 복잡하게 할수록 수치해석 결과와

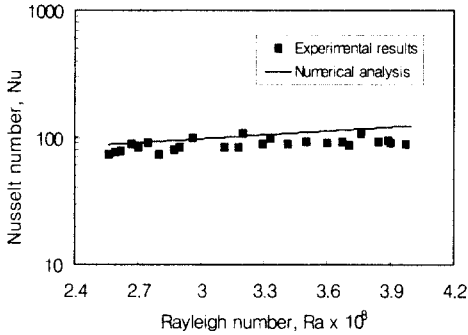


Fig. 9 Comparison between numerical analysis and experimental results due to Ra for $d^*=1.0$, $\alpha=30^\circ$ and $A=0.5$

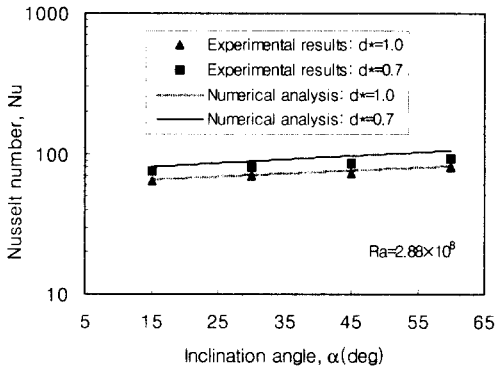


Fig. 10 Comparison between numerical analysis and experimental results due to inclination angle for $A=0.5$

실험결과의 차이가 크게 발생한다.

Fig. 11은 본 연구에서 실험한 직육면체형과 평행육면체형을 조합한 복합밀폐공간 내의 자연대류 열전달 특성과 선행 연구결과를 비교 고찰한 것이다. 단순 직육면체형 밀폐공간 내의 자연대류 열전달 특성을 나타내는 Eckert⁽³⁾의 연구결과와 집중된 냉각부를 갖는 Turner⁽⁴⁾의 연구결과 및 평행육면체형을 가지고 실험한 Seki⁽⁵⁾등의 연구결과와 경향이 잘 일치한다.

5. 결론

직육면체형 및 평행육면체형이 조합된 복합밀

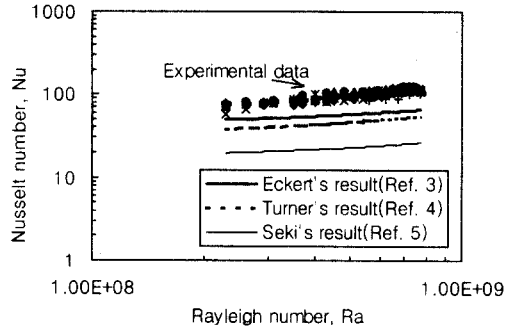


Fig. 11 Overall Nu variation as compared with other experimental results

폐공간 내의 자연대류 열전달 특성에 관한 연구는 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 경사각에 대하여 Rayleigh 수가 증가할수록 Nusselt 수가 완만하게 증가한다.

(2) 경사각 증가에 따라 완만한 기울기로 Nusselt 수가 증가하고, 경사각이 15° 에서 60° 로 증가할 경우 최고 13%의 열전달 향상이 있다.

(3) 경사각이 15° 로 작은 경우, 무차원 유동통로깊이 변화에 상관없이 Nusselt 수가 일정하다.

(4) 경사각이 60° 로 큰 경우, 전반적으로 무차원 유동통로깊이가 0.3 ~ 0.5일 때 Nusselt 수가 높게 나타났다.

(5) 경사각을 크게 하고 안내판을 설치하는 경우, 유동형태가 복잡하고 고온부에 정체되는 유동이 많이 존재하지만 고온부에서 저온부로 전달되는 에너지 밀도는 증가한다.

(6) 안내판을 갖는 복합밀폐공간 내의 자연대류 열전달 특성은 다른 선행 연구결과와 정성적인 경향이 비교적 잘 일치한다.

참고문헌

- (1) Jones, G. F. and Cai, J., 1993, "Analysis of a Transient Asymmetrically Heated/Cooled Open Thermosyphon," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 115, No. 4, pp. 621 ~ 630.
- (2) Chen, K., 1988, "Design of a Plane-Type Bidirectional Thermal Diode," *J. of Solar Energy Engineering*, Vol. 110, No. 3, pp. 299 ~ 305.
- (3) Eckert, E. G. and Calson, W. O., 1961,

- "Natural Convection in a Layer Enclosed Between Two Vertical Plates with Different Temperatures," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 2, No. 2, pp. 106~120.
- (4) Turner, B. L. and Flack, R. D., 1980, "The Experimental Measurement of Natural Convective Heat Transfer in Rectangular Enclosures with Concentrated Energy Sources," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 102, No. 2, pp. 236~241.
- (5) Seki, N., Fukusako, S. and Yamaguchi, A., 1983, "An Experimental Study of Free Convective Heat Transfer in a Parallelogrammic Enclosure," *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 105, No. 3, pp. 433~439.
- (6) Garg, H. P., Mullic, S. C. and Bharagava, A. K., 1985, *Solar Thermal Energy Storage*, Reidel Publishing Company, pp. 82~128.
- (7) Kakac, S., Paykoc, E. and Yener, Y., 1989, *Energy Storage System*, Kluwer Academy Publishers, pp. 129~161.
- (8) 이택식, 고상근, 1985, "아래면이 고온이고 옆면의 일부가 저온인 직4각형 밀폐공간에서의 2차원 자연대류에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제9권, 제2호, pp. 213~221.
- (9) 신순철, 장근식, 김승수, 1985, "외부 직각모서리 부근에서의 자연대류 열전달," 대한기계학회논문집, 제9권, 제5호, pp. 598~605.
- (10) 김무현, 이진호, 강신형, 손영석, 1988, "유한요소법을 응용한 정방형 밀폐용기내의 플란틀수가 낮은 유체의 자연대류에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제12권, 제3호, pp. 541~550.
- (11) Chun, W. G., Chen, K., Lee, T. K., and Kim, H. T., 1994, "An Experimental Study on the Performance of a Loop Thermal Diode," *Solar Energy*, Vol. 14, No. 3, pp. 55~60.
- (12) Turner, J. S., 1973, *Buoyancy Effects in Fluids*, Printed in Great Britain at the University Printing House, Cambridge.
- (13) Karki, K. C. and Patankar, S. V., 1988, "Calculation Procedure for Viscous Incompressible Flows in Complex Geometries," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 14, No. 2, pp. 295~308.