

## 내부 원형 실린더의 크기가 정육면체 밀폐계 내부의 3 차원 자연대류 현상에 미치는 영향<sup>§</sup>

서영민\* · 최창영\* · 하만영\*† · 박상후\*\*

\* 부산대학교 기계공학부, \*\* 부산대학교 기계공학부/정밀정형 및 금형가공 연구소

### Effect of Inner Circular Cylinder Size on Three-Dimensional Natural Convection in Cubical Enclosure

Young Min Seo<sup>\*</sup>, Changyoung Choi<sup>\*</sup>, Man Yeong Ha<sup>\*†</sup> and Sang Hu Park<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup> School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

<sup>\*\*</sup> School of Mechanical Engineering, ERC/NSDM, Pusan Nat'l Univ.

(Received April 11, 2014 ; Revised May 23, 2014 ; Accepted May 27, 2014)

**Key Words:** Natural Convection(자연대류), Effect of Cylinder Size(실린더 크기의 효과), Low-Temperature Cubical Enclosure(저온 정육면체 밀폐계), High-Temperature Inner Circular Cylinder(고온 내부 원형 실린더), Immersed Boundary Method(가상 경계법).

**초록:** 본 연구는 정육면체 밀폐계 내부에 존재하는 고온의 원형 실린더의 크기 변화에 따른 밀폐계 내부의 3 차원 자연대류 현상에 대한 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서 고려한 Rayleigh 수는  $10^3$  부터  $10^5$  까지며 Prandtl 수는 0.7 이다. 내부 원형 실린더의 반경은 0.1L 부터 0.4L 범위에서 0.1L 간격으로 변경하였다. 본 연구에서 고려한 모든 Rayleigh 수와 실린더 반경의 범위에서 열유동장은 정상 상태의 특성을 보였다. 내부 원형 실린더의 크기가 증가하여 실린더 표면과 밀폐계 벽면이 가까워 질수록 실린더 표면과 밀폐계 벽면의 평균 Nusselt 수는 증가하였다. 내부 원형 실린더의 크기 변화에 따른 정육면체 밀폐계 내부의 자연대류 현상은 온도장, 유동장 및 표면 평균 Nusselt 수의 분포를 바탕으로 분석하였다.

**Abstract:** This study evaluates the effect of a heated circular cylinder's size on three-dimensional natural convection in a cubical enclosure. The Rayleigh number was varied between  $10^3$  and  $10^5$ , and the Prandtl number was maintained at 0.7. In this study, the radius of the circular cylinder was changed by 0.1 L within a range of 0.1–0.4 L. The thermal and fluid flow characteristics were regarded to be independent of time in the range of the Rayleigh number and cylinder radius considered in this study. The surface-averaged Nusselt numbers of the cylinder and the enclosure were found to increase with the increase in the radius of the cylinder. The effect of the cylinder's size on natural convection in the enclosure was analyzed across the thermal and flow fields, and the distributions of the Nusselt numbers.

- 기호설명 -

$A$  : 실린더 표면적  
 $f_i$  : 강제 모멘텀  
 $g$  : 중력가속도  
 $L$  : 밀폐계 벽면 길이  
 $n$  : 벽면 수직 방향

$Nu$  : Nusselt 수  
 $P$  : 무차원 압력  
 $Pr$  : Prandtl 수 ( $= \nu/\alpha$ )  
 $q$  : 질량 소스 및 싱크  
 $R$  : 원형 실린더 반지름  
 $Ra$  : Rayleigh 수 ( $= g\beta(T_h - T_c)L^3/\nu\alpha$ )  
 $t$  : 무차원 시간  
 $T$  : 온도  
 $u_i$  : 무차원 속도  
 $x_i$  : 직교 좌표계

<sup>§</sup> 이 논문은 2014년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2014. 4. 23.-26., 제주대) 발표논문임

<sup>†</sup> Corresponding Author, myha@pusan.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

- 그리스문자  
 $\alpha$  : 열확산 계수  
 $\beta$  : 열팽창 계수  
 $\delta_{ij}$  : Kronecker delta  
 $\rho$  : 밀도  
 $\nu$  : 동점성 계수  
 $\theta$  : 무차원 온도

- 첨자  
 \* : 차원값  
 - : 표면 평균 값  
 B : 밀폐계의 바닥 벽면  
 c : 저온  
 C : 실린더  
 EN : 밀폐계  
 h : 고온  
 S : 밀폐계의 옆 벽면  
 T : 밀폐계의 윗 벽면

### 1. 서론

밀폐계 내부의 자연대류 현상은 열교환기, 핵 안전 설계나 전자 장비 냉각 등에 대한 공학적 분야 및 대기 경계층 문제 등과 같은 여러 환경 분야에 적용된다. 일반적으로, 열 소산의 주요 원천인 열 전달과 관련된 거의 모든 기술은 자연대류 현상에 의존한다. 이러한 이유로 많은 학자들에 의해 열 전달 성능에 초점을 맞추어 다양한 연구가 진행되었다.<sup>(1,2)</sup> 이 현상은 매우 복잡한 유동 형태를 띄고 있으며, 밀폐계 내의 공간의 기하학적 형태나 경계조건에 따라 민감하기 때문에 이론 및 실험적 연구가 상당히 어렵고 제한적이다.<sup>(3,4)</sup>

최근 수치 해석 기법의 발달로 인해 밀폐계 내부의 다양한 장애물의 크기와 위치 등을 보다 쉽게 구현할 수 있게 되었다. 밀폐계 내부에 수평 동심 실린더가 존재하는 기하학적 형상은 지하 송전 케이블의 가압 가스 등에 사용될 수 있다.<sup>(5)</sup> 현재까지 이루어진 선행 연구에 따르면, 밀폐계 내부의 자연대류 현상은 내부 실린더의 크기 및 위치 등에 큰 영향을 받는다.<sup>(6-9)</sup>

Moukalled 와 Acharya<sup>(6)</sup>는 사각 밀폐계와 밀폐계 내부의 중심에 존재하는 고온의 수평 원형 실린더 사이의 열유동 현상을 연구하였다. 그 결과 일정한 원형 실린더의 크기를 가지는 경우, Rayleigh 수가 증가할수록 전체 열전달량이 증가하였다. 그러나 Rayleigh 수가 일정할 때, 실린더의 크기가

증가할수록 전체 열전달에 미치는 대류의 효과가 감소함을 보였다.

Shu 와 Zhu,<sup>(7)</sup> Angeli 등<sup>(8)</sup>은 다양한 Rayleigh 수에서 사각 밀폐계 내부에 존재하는 원형 실린더의 크기의 증가에 따른 밀폐계 내부의 자연대류 현상을 규명하였다. 그 결과 실린더의 크기와 Rayleigh 수가 밀폐계 내부의 온도장과 유동장에 중요한 영향을 끼쳤다.

밀폐계 내부 물체의 위치 변화에 따른 자연대류 현상은 Kim 등<sup>(9)</sup>에 의해 연구되었다. 그 결과 저온의 사각 밀폐계 내부에 존재하는 원형 실린더가 밀폐계의 중심선을 따라 수직 방향으로 변하는 경우, 원형 실린더의 위치가 밀폐된 공간 내부의 열전달 및 열유동장에 상당한 영향을 끼쳤다.

이러한 밀폐계 내부의 장애물의 크기 및 위치 등에 대한 자연대류 연구는 계산에 소요되는 시간과 해석의 어려움 등의 이유로 대부분 2 차원 해석 영역을 가진다. 그러나 2 차원 자연대류 현상은 정육면체 밀폐계와 같은 3 차원 공간에서의 자연대류 현상을 분석하기에 적절하지 않다.<sup>(10)</sup>

따라서 본 연구에서는 정육면체 내부에 고온의 원형 실린더가 존재하는 경우에 대한 밀폐계 내부에 대해서 다양한 실린더 반경 변화에 따른 3 차원 수치해석을 수행함으로써 실린더의 반경 변화가 밀폐계 내부의 3 차원 자연대류 현상에 미치는 영향을 분석하였다.

### 2. 수치 해석 방법

본 연구는 정육면체 밀폐계 내부에 존재하는 원형 실린더의 크기가 밀폐계 내부의 자연대류 현상에 미치는 영향을 보기 위해 Kim 등,<sup>(9)</sup> Yoon 등<sup>(11)</sup>이 사용했던 가상경계법(Immersed boundary method)을 사용하였다.

본 연구에서 가상 경계법을 사용한 질량, 운동량, 에너지 보존에 대한 지배방정식은 아래와 같이 무차원화된 형태로 정의된다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - q = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + Pr \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + Ra Pr \theta \delta_{i2} + f_i \tag{2}$$

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + u_j \frac{\partial \theta}{\partial x_j} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x_j \partial x_j} + h \tag{3}$$

부력항을 제외한 지배방정식의 나머지 항들에 존재하는 유체의 물성치는 일정하다고 가정하였다. 부력항에 존재하는 밀도의 변화는 Boussinesq 근사

를 통하여 구현하였다. Gray 와 Giorgini<sup>(12)</sup>에 의하면 본 연구에서 고려한 Rayleigh 수의 범위는 Boussinesq 근사를 이용하기에 적합하다.

위 식들에 사용된 무차원 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$t = \frac{t^* \alpha}{L^2}, \quad x_i = \frac{x_i^*}{L}, \quad u_i = \frac{u^* L}{\alpha}, \quad P = \frac{P^* L^2}{\rho \alpha^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c} \quad (4)$$

여기서  $\rho$ ,  $T$ ,  $\alpha$  는 각각 차원이 존재하는 밀도, 온도, 열확산 계수를 나타낸다. Eq. (4)의 상첨자 \* 는 차원이 존재하는 변수를 의미한다.  $x_i$  는 직교 좌표계,  $u_i$ ,  $p$ ,  $t$ ,  $\theta$  는 각각 무차원화된 속도, 압력, 시간 그리고 온도이다.

식 (1)에 사용된 질량 원천  $q$  와 식 (2)에 사용된 운동량 부가  $f_i$  는 가상 경계면을 포함한 격자 내의 질량 보존과 가상 경계면에서의 점착 경계조건을 만족시키기 위해 사용되었으며, 식 (3)에 사용된 열원  $h$  는 가상 경계면에서의 일정 벽 온도 조건을 만족시키기 위해 사용되었다. 가상 경계면에서의 질량 보존, 점착 경계 조건 및 일정 벽 온도 조건 등을 만족시키기 위해 2 차 정확도의 linear/bilinear interpolation 기법이 사용되었다.

정육면체 밀폐계 내부의 원형 실린더의 크기가 변할 때, 가상 경계법은 복잡한 형상 주위의 곡선으로 이루어진 격자의 방법보다 더 효율적이며 계산의 정확성을 높이는 장점이 있다. 가상 경계법에 대한 자세한 원리 및 적용 방법은 Kim 등<sup>(13)</sup>과 Kim 과 Choi<sup>(14)</sup>에 기술되어 있다.

식(1)-(3)에 대한 공간 이산화 과정에서는 유한체적법을 기초로 한 2 차 정확도를 가지는 중앙차분법이 사용되었다. 이산화 과정에서 대류항은 Adams-Bashforth scheme, 확산항은 Crank-Nicolson scheme 이 사용되었다.

국소 Nusselt 수와 표면 평균 Nusselt 수는 각각 다음과 같은 정의에 의해 계산된다.

$$Nu = \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{wall}, \quad \overline{Nu} = \frac{1}{A} \int Nu dA \quad (6)$$

여기서  $n$  은 벽면에 수직한 방향이고,  $A$  는 실린더의 표면적을 의미한다.

Fig. 1(a)는 본 연구에서 고려한 계산 영역을 보여주고 있다. 밀폐계의 모서리 길이는  $L$ , 내부 원형 실린더의 무차원 반지름은  $0.1L \leq R \leq 0.4L$  범위 내에  $0.1L$  간격으로 총 4 개의 형상을 고려하였다.

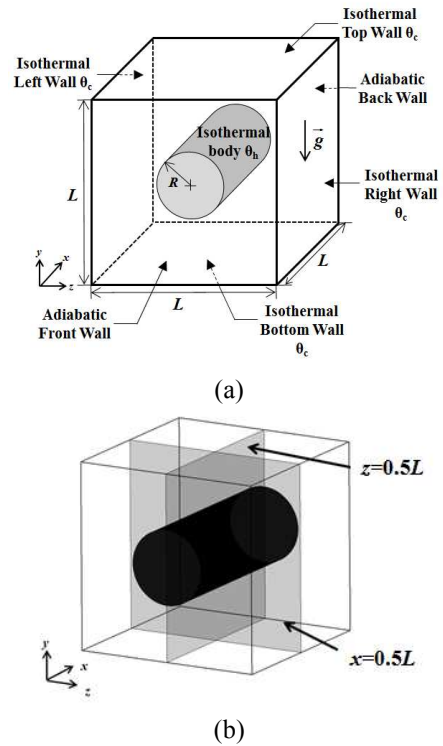


Fig. 1 (a) Computational domain and coordinate system along with boundary conditions and (b) definition of planes for cross-sectional view

Rayleigh 수는  $10^3$ ,  $10^4$  과  $10^5$  의 세 개의 값이 고려되었으며, Prandtl 수는 0.7 로 고정하였다. 원형 실린더의 표면과 밀폐계 벽면의 속도 경계 조건은 점착 조건이며, 온도 경계 조건은 밀폐계 앞면과 뒷면은 단열 조건, 나머지 벽면은 무차원 온도  $\theta_c = 0$  을 가지는 등온조건으로 설정하였다. 내부 원형 실린더의 표면은 무차원 온도  $\theta_h = 1$  을 가지는 등온조건으로 설정하였다. 중력 가속도는  $-y$  방향으로 작용한다.

정육면체 계산 영역 내부에 격자점은 Fig. 2 와 같이 비균일하게 분포한다. 벽면에서 발생하는 온도 및 속도 구배 계산의 정확성을 높이기 위해 밀폐계 및 실린더 주위에 격자를 조밀하게 배치하였다. 최소 격자 크기는  $L/250$  이며, 최대 격자 크기는  $3L/200$  이다.

Fiscalletti 등<sup>(15)</sup>이 연구한 내부 원형 실린더가 존재하는 직사각형 밀폐계의 자연대류 현상에 대한 연구 결과와 비교하여 본 연구에서 사용된 수치기법의 타당성을 검증하였다. 검증 과정에서 해석 조건 및 무차원 수의 정의는 Fiscalletti 등<sup>(15)</sup>의 실험과 동일하다. 해석 조건은 직사각형 밀폐계는 물로 가득 차 있으며, 열 경계조건은 등온조건, 밀폐계와 실린더의 표면은 각각 저온, 고온이다. 위

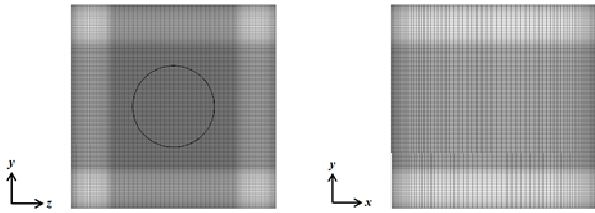


Fig. 2 Non-uniform grid distribution denoted the immersed-boundary for inner circular cylinder

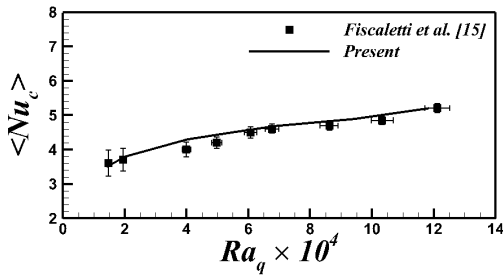


Fig. 3 Comparison of the present surface-averaged Nusselt numbers with those obtained by Fiscalletti et al.<sup>(15)</sup>

Fig. 3 은 Fiscalletti 등<sup>(15)</sup>이 연구한 실험 데이터와 본 연구에서 사용한 수치 방법으로 계산된 실린더 표면 평균 Nusselt 수를 비교한 것이다. Fig. 3 과 같이 본 연구에서 사용한 수치기법에 의한 결과가 Fiscalletti 등<sup>(15)</sup>의 실험 결과와 오차범위에서 잘 일치하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 온도장과 유동장

##### 3.1.1 $Ra = 10^3$

Fig. 4 는  $Ra = 10^3$  에서 내부 원형 실린더의 크기가 커질 때 열유동장의 분포를 나타낸다. 정육면체 밀폐계의 횡단면  $x$  평면과  $z$  평면은 Fig. 1(b)에 정의되었다.

$Ra = 10^3$  과 같이 낮은 Rayleigh 수 영역에서는 대류의 영향보다 전도의 영향이 지배적이므로 Fig. 4 와 같이 열유동장은 실린더의 크기와 상관없이 대부분 실린더를 중심으로 상하좌우 대칭의 형태를 이룬다.

실린더의 크기가  $R = 0.1L$  일 때, 밀폐계의  $x$  평면 횡단면에서는 양쪽에 하나의 와가 형성되며, 실린더의 중심을 지나는 수직 중심선을 기준으로 좌우 대칭을 이룬다. 이 경우, 외부 밀폐계와 비교하여 내부 원형 실린더의 크기가 작으므로 밀폐계와 실린더 사이의 공간이 크다.

그러나 실린더의 크기가 증가하면서 밀폐계와

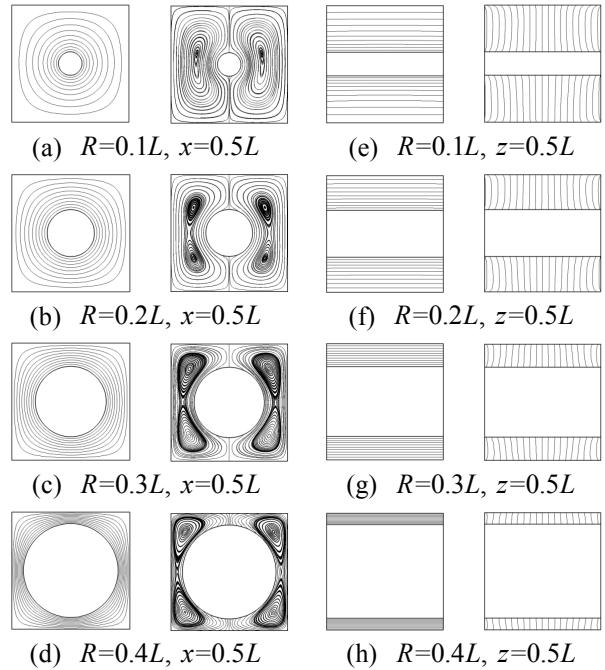


Fig. 4 Isotherms and streamlines for different  $R$  values at  $Ra = 10^3$  (contour values range from 0.1 to 1 with 10 levels)

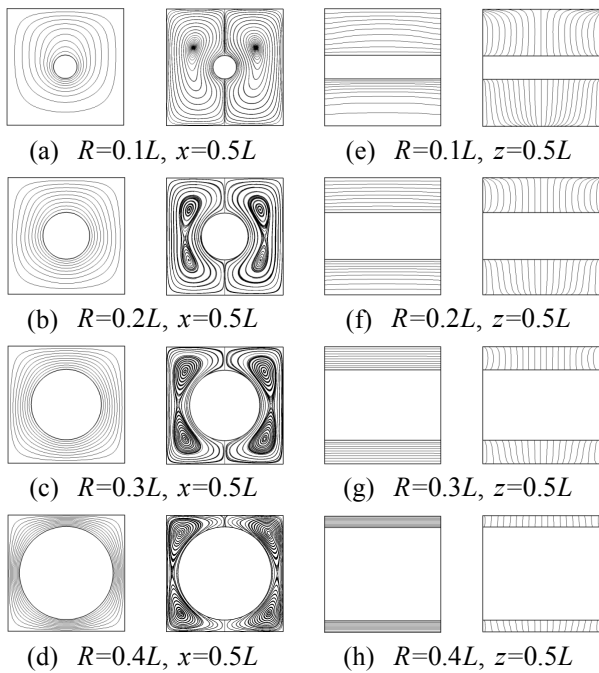
실린더의 공간이 줄어들기 때문에 주 순환 영역에서 2 개의 내부 와가 각각 생성된다.

낮은 Rayleigh 수에서는 정육면체 밀폐계 내부의 열유동장에 미치는 대류의 효과가 매우 미미하다. 그러므로 Fig. 4(e)-(h)와 같이 밀폐계의  $z$  평면 횡단면에서는 실린더의 크기와 상관없이 내부의 원형 실린더를 기준으로 대칭인 온도 분포가 형성된다. 실린더 표면 주변에서 온도 분포가 조밀하며, 밀폐계로 갈수록 그 간격이 벌어진다. 유동장은 실린더 상부 및 하부의 밀폐계 단열 벽에서 약간 오목한 분포를 보인다.

##### 3.1.2 $Ra = 10^4$

$Ra = 10^4$  이 되면 밀폐계 내부의 열전달에 미치는 대류의 영향이  $Ra = 10^3$  보다 증가하여 Fig. 5 와 같이 정육면체 밀폐계 내부의 온도 분포가 달라진다. 이로 인해 상부에 플룸이 형성되고 와의 중심이 상부쪽으로 상승한다.

Fig. 5(a)와 같이  $Ra = 10^4$  인 경우 원형 실린더의 상부에서 밀폐계 윗면을 향해 약한 상승 플룸이 발생한다. 그리고 대류의 효과로 인해 실린더의 하부의 열 경계층이 상부에 비해 얇다. 이로 인해 와의 중심이 밀폐계의 상부쪽으로 조금 상승한 것을 볼 수 있다. 그러나 내부 실린더의 크기가 증가하면서 밀폐계와 실린더 사이의 공간이 줄어들



**Fig. 5** Isotherms and streamlines for different  $R$  values at  $Ra=10^4$  (contour values range from 0.1 to 1 with 10 levels)

고, 상승 플룸이 사라진다. 밀폐계 내부의 유동은 실린더의 크기가 증가하면서  $Ra=10^3$  일 때와 유사하게 주 순환 영역에서 2 개의 내부 와가 생성된다.

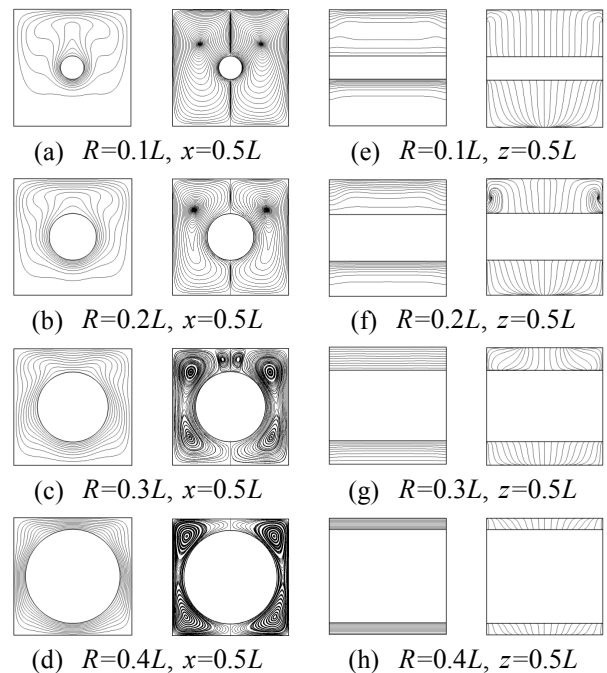
$z$  평면 횡단면에서는 실린더의 크기에 대한 효과를 더욱 자세히 알 수 있다. Fig. 5(e)-(h)에서 볼 수 있듯이, 실린더의 크기가 작을 때 실린더 중심부의 상승 플룸의 효과가 잘 나타나지만 실린더의 크기가 커질수록 그 효과가 사라진다. 이는 밀폐계의 표면과 실린더의 표면이 가까워 지면서 공간의 제약이 생기고, 전도의 효과가 상승하기 때문이다.

### 3.1.3 $Ra=10^5$

Fig. 6 은  $Ra=10^5$  에서 실린더의 크기에 따른 정육면체 밀폐계에서 열유동장의 분포를 나타낸다.  $Ra=10^5$  에서는 낮은 Rayleigh 수에서의 열유동장과 달리 열전달에 미치는 대류의 영향이 커져서 뚜렷하게 다른 현상들이 나타난다.

반지름의 크기가  $R=0.1L$  일 때, Fig. 6(a)와 같이  $Ra=10^5$  대한 실린더 상부에서의 상승 플룸이  $Ra=10^4$  과 비교하여 두드러지게 나타난다. 또한, Rayleigh 수가 증가하면서 대류의 효과로 인해 와의 중심이 밀폐계 상부쪽으로 더욱 상승한다.

반지름의 크기가  $R=0.2L$  일 때, 낮은 Rayleigh



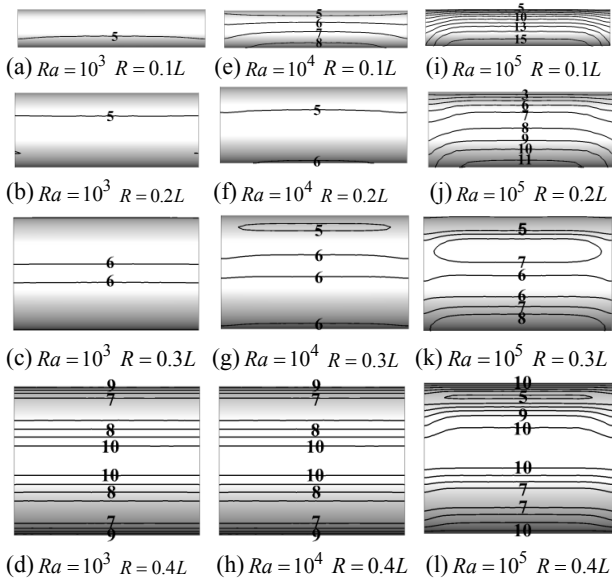
**Fig. 6** Isotherms and streamlines for different  $R$  values at  $Ra=10^5$  (contour values range from 0.1 to 1 with 10 levels)

수의 경우와 달리 수직 중심선으로부터 내부 원형 실린더의 상부에 하나의 플룸 대신 대각 방향을 가지는 두개의 플룸이 나타난다. 또한, 낮은 Rayleigh 수 일때는 4 개의 와가 발생했지만,  $Ra=10^5$  에 대한 밀폐계의  $x$  평면 횡단면에서는 밀폐계의 상부 쪽에 중심을 가지는 2 개의 와가 생성된다.

반지름의 크기가  $R=0.3L$  일 때는 Fig. 6(c)에서 볼 수 있듯이 두개의 플룸 뿐만 아니라, 내부 실린더 상부에 아랫 방향으로 세번째 플룸이 나타난다. 이는 내부 실린더 위쪽에 발생하는 역방향을 가지는 작은 와가 제 3의 플룸을 형성하기 때문이다. 유동장에서 수직 중심선을 기준으로 4 개의 와가 존재하며 실린더의 상부에 역방향을 가지는 작은 와가 존재한다.

실린더 반지름이 가장 클 때는 낮은 Rayleigh 수 일 때와 마찬가지로 실린더와 밀폐계 사이의 공간이 줄어들는다. 그로 인해 하강하는 플룸은 사라지며 대각 방향으로의 플룸들만 존재한다. 실린더의 상부의 작은 와는 사라지며, 낮은 Rayleigh 수의 경우와 같이 4 개의 와가 존재한다. 이는 실린더의 크기가 점점 증가하면서 밀폐계와 실린더 사이의 공간이 협소하여 대류가 원활하게 흐르지 못하기 때문이다.

$z$  평면 횡단면에서는 원형 실린더의 반지름의 크기가 작을 때, 실린더의 상부에 큰 플룸이 발



**Fig. 7** Local Nusselt number distribution on the surface of the inner circular cylinder at different size of the cylinder for  $Ra=10^3$  (1<sup>st</sup> column),  $10^4$  (2<sup>nd</sup> column) and  $10^5$  (3<sup>rd</sup> column)

달하게 되고 실린더의 크기가 증가할수록 상승 플룸의 크기가 줄어든다. 반지름의 크기가  $R=0.2L$  일 때는 Fig. 6(f)에서 볼 수 있듯이 실린더 상부 쪽에서 밀폐계 단열 벽면 방향으로 회전 유동이 발생한다. 이는 대류의 증가로 인해 실린더 상부 쪽에 강한 유동이 발생했기 때문이다.

대류의 영향으로 인해 원형 실린더의 상부는 밀폐계의 단열 벽면 방향으로 유동이 발생하고 하부는 밀폐계 아랫 부분의 중심 방향으로 유동이 발생한다. 그러나 실린더의 크기가 증가할수록 Fig. 6(g)-(h)에서 볼 수 있듯이, 공간의 제약으로 인해 낮은 Rayleigh 수와 마찬가지로 전도의 효과가 상승한다.

### 3.2 Local Nusselt number

Fig. 7 은  $Ra=10^3, 10^4$  그리고  $10^5$  각각에 대해 실린더의 크기에 따라 원형 실린더의 표면의 Nusselt 수의 분포를 보여주고 있다. 정육면체 밀폐계 내부의 열유동장은 실린더의 크기 및 Rayleigh 수와 상관없이 횡단면에서 수직 중심선에 대하여 대칭적으로 분포한다. 그러므로 실린더 표면의 Nusselt 수  $Nu_c$  의 분포는 Fig. 7 과 같이 실린더의 오른쪽 부분만을 나타내었다.

$Nu_c$  는 Rayleigh 수가 증가할수록 실린더와 밀폐계 사이의 열 전달에 관한 대류의 효과가 증가하기 때문에 실린더 가운데 부분과 실린더 양 끝

부분의  $Nu_c$  의 차이는 점점 더 증가한다.

낮은 Rayleigh 수 영역에서는 전도의 영향이 지배적이므로 Fig. 7(a)-(d)와 같이 실린더의 크기와 상관없이 실린더의 길이 방향으로  $Nu_c$  가 거의 일정하다. 그러나 실린더의 크기가 증가할수록  $Nu_c$  의 최대값은 증가한다. 또한 실린더의 크기가 증가하면서 밀폐계와 가장 가까운 실린더 표면에서 최대값이 존재하며, 가장 먼 실린더 표면에서 최소값이 존재한다. 이는 실린더의 크기가 증가할수록 밀폐계의 벽면과 실린더의 표면이 가까워지기 때문이다.

Rayleigh 수가  $10^4$  일 때,  $Nu_c$  의 최대값 및 최소값은  $10^3$  일 때와 유사하다. 그러나 Fig. 7(e)-(h)와 같이  $Ra=10^4$  의  $Nu_c$  의 분포는 대류의 영향이 증가하여 실린더의 가운데 부분의  $Nu_c$  가 실린더 양 끝의  $Nu_c$  보다 높게 나타난다. 그러나  $Ra=10^3$  일 때와 마찬가지로 반지름이 증가하면서 대류의 효과가 감소하며, 단열 조건을 가진 밀폐계 벽면을 제외한 나머지 밀폐계의 벽면 표면과 가장 가까운 표면에서  $Nu_c$  의 최대값이 나타난다. 또한 Rayleigh 수가 증가하면서 대류 효과의 증가로 인해 실린더의 하부 쪽에  $Nu_c$  의 최대값이 나타난다. 그러나 실린더의 크기가 증가하면서 밀폐계와 실린더 사이의 공간이 좁아지고 그로 인해 전도에 의한 열전달 현상이 강해지는 것을 알 수 있다.

Fig. 7(i)-(l)과 같이 Rayleigh 수가  $10^5$  일 때는 실린더의 표면  $Nu_c$  의 분포는 실린더의 하부에서 최대값을 가진다. 대류의 효과로 인해 실린더의 열 경계층의 두께가 하부에서 가장 얇으며, 온도 구배가 가장 크기 때문이다.  $Nu_c$  의 값이 대체적으로 높으며, 실린더의 중간 부분과 양 끝의 차이가 두드러지게 나타난다.

실린더의 반지름이 증가하면서 밀폐계와 실린더 사이의 공간제약으로 인해 실린더 하부 표면에 나타나는  $Nu_c$  의 최대값이 감소한다. 그러나 밀폐계의 벽면과 실린더의 표면이 가까워 질수록 전도에 의한 열전달이 증가함을 알 수 있다.

### 3.3 Surface-average Nusselt number

Fig. 8 은 각각의 Rayleigh 수에 대해 실린더의 반지름에 대한 함수로써, 정육면체 밀폐계의 벽면에서 표면 평균 Nusselt 수를 보여주고 있다.

대체적으로 밀폐계의 표면 평균 Nusselt 수는 실린더의 크기가 증가함에 따라 커지는 것을 알 수 있다. 이는 실린더와 밀폐계 사이의 공간이 줄어들어 전도에 의한 열전달이 강해지기 때문이다. Fig. 8(a)에서 Rayleigh 수가  $10^5$  인 경우, 반지름이  $0.3L$  일 때 밀폐계 위쪽 벽면에서 표면 평균 Nusselt 수가 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 역방향으로 발생하는 작은 와에 의한 상호작용이 밀폐계 위쪽 벽면의 열전달에 영향을 주기 때문이다.

Fig. 9 는  $Ra = 10^3, 10^4$  그리고  $10^5$  각각에 대해 실린더의 반지름에 대한 함수로써, 밀폐계와 실린더의 전체 표면 평균 Nusselt 수를 보여주고 있다.

Rayleigh 수가  $10^3$  과  $10^4$  일 때, 실린더의 크기

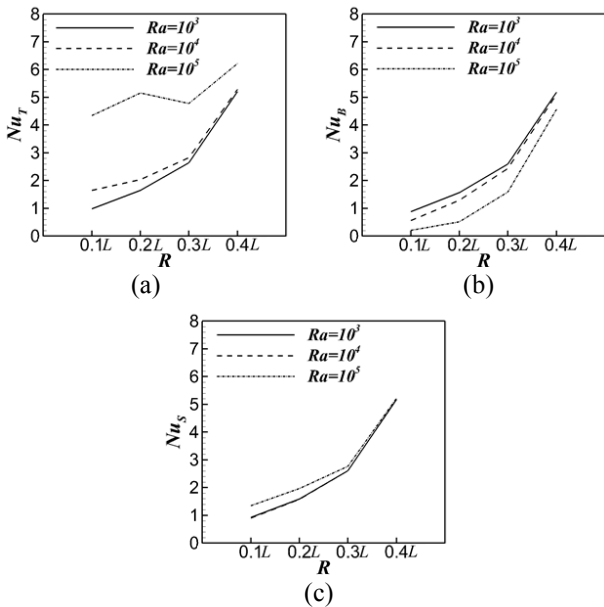


Fig. 8 Surface-averaged Nusselt numbers as a function of R for different Rayleigh numbers on (a) top wall, (b) bottom wall, and (c) sidewall

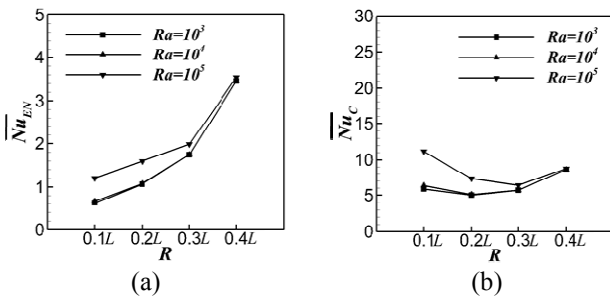


Fig. 9 (a) Total surface-averaged Nusselt numbers of enclosure,  $\overline{Nu}_{EN}$ , and (b) surface-averaged Nusselt number of the inner cylinder,  $\overline{Nu}_C$ , as a function of R for different Rayleigh numbers

에 따라 밀폐계와 실린더의 전체 표면 평균 Nusselt 수가 거의 동일하다.

Rayleigh 수가  $10^5$  일 때는 경향이 유사하지만 대체적으로 밀폐계와 실린더의 표면 평균 Nusselt 수가 높다. 또한 실린더의 크기가 증가할수록 Rayleigh 수에 따른  $\overline{Nu}_{EN}$  및  $\overline{Nu}_C$  값의 차가 줄어든다. 이는 Rayleigh 수가 증가할수록 대류의 효과가 열전달에 있어서 더욱 중요한 역할을 하지만 실린더의 크기가 증가하면서 밀폐계와 실린더 사이의 공간이 감소하기 때문에 열 유동이 제한되고 전도에 의한 열전달이 증가하기 때문이다. 실린더의 크기가 작을 때, 밀폐계와 실린더 사이의 충분한 공간이 존재하기 때문에 Rayleigh 수의 증가로 인한 대류의 효과가 잘 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그러므로 밀폐계 내부에 존재하는 3 차원 효과는 Rayleigh 수가 충분히 커야 하며, 대류에 의한 열전달이 지배적이면서 실린더와 밀폐계 사이의 공간이 충분해야 나타나는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구는 저온의 정육면체 밀폐계 내부에 존재하는 고온의 원형 실린더의 크기 변화에 따른 밀폐계 내부의 3 차원 자연대류 현상에 대한 수치해석을 수행하였다. 직교좌표계를 사용하여 정육면체 밀폐계 내부에 존재하는 원형 실린더 주변의 3 차원 유동 및 열전달을 규명하기 위해 유한 체적법에 기초한 가상 경계법을 사용하였다.

실린더의 크기와 각각의 Rayleigh 수에 따라 온도장 및 유동장의 밀폐계 내부의 특성이 변화하였다. 그러나 본 연구에서 고려한 모든 Rayleigh 수와 실린더의 반지름에 대해 온도장과 유동장은 밀폐계의 중력방향 중심선을 기준으로 좌우 대칭인 정상상태를 보였다. Rayleigh 수가 증가할수록 정육면체 밀폐계의 온도장 및 유동장에서 밀폐계 내부에 3 차원 효과가 나타났다. 또한 충분히 큰 Rayleigh 수를 가질 때, 새로운 와가 발생하는 원형 실린더의 반지름이 존재하였으며, 이는 실린더의 상부에서 새로운 플룸을 형성시켰다.

Rayleigh 수가 증가할수록 밀폐계 벽면 Nusselt 수와 원형 실린더 표면 Nusselt 수는 대류의 영향으로 증가한다. 또한, 실린더의 크기가 커질수록 밀폐계 벽면과 가장 가까운 원형 실린더 표면의 Nusselt 수는 최대가 된다. 그러나 실린더의 크기가 증가할 때, 밀폐계와 실린더의 공간이 협소하여 대류가 원활하지 못하며, 이로 인해 실린더의 크



기가 증가할수록 Rayleigh 수에 따른 전체 표면 평균 Nusselt 수의 차이가 감소한다.

## 후 기

이 논문은 2013 년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 해외우수연구기관유치사업 연구임(No.2009-00495). 이 논문은 2013 년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No.NRF-2013R1A2A2A01067251). 이 논문은 한국과학기술정보연구원 국가 슈퍼컴퓨팅 공동활용체제 구축 자원 지원에 의해 연구되었음.

## 참고문헌

(References)

- (1) Angeli, D., Pagano, A., Corticelli, M.A., Fichera, A. and Barozzi, G.S., 2011, "Bifucations of Natural Convection Flows from an Enclosed Cylindrical Heat Source," *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, Vol. 2, pp. 023003.
- (2) Xu, X., Yu, Z., Hu, Y., Fan, L. and Cen, K., 2010, "A Numerical Study of laminar Natural Convective Heat Transfer around a Horizontal Cylinder inside a Concentric Air-Filled Triangular Enclosure," *International Journal of Heat and mass Transfer*, Vol. 53, pp. 345~355.
- (3) Corvaro, F. and Paroncini, M., 2009, "An Experimental Study of Natural Convection in a Differentially Heated Cavity through a 2D-PIV System," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 335~365.
- (4) Butler, C., Newport, D. and Geron, M., 2013, "Natural Convection Experiments on a Heated Horizontal Cylinder in a Differentially Heated Square Cavity," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 44, pp. 199~208.
- (5) Kuehn, T. H. and Goldstein, R. J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 74, pp. 695~719.
- (6) Moukalled, F. and Acharya, S., 1996, "Natural Convection in the Annulus Between Concentric Horizontal Circular and Square Cylinders," *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, Vol.10, pp. 524~531.
- (7) Shu, C. and Zhu, Y. D., 2002, "Efficient Computation of Natural Convection in a Concentric Annulus between an Outer Square Cylinder and an Inner Circular Cylinder," *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, Vol. 38, pp. 429~445.
- (8) Angeli, D., Levoni, P. and Barozzi, G.S., 2008, "Numerical Predictions for Stable Buoyant Regimes within a Square Cavity Containing a Heated Horizontal Cylinder," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 553~565.
- (9) Kim, B. S., Lee, D. S., Ha, M. Y. and Yoon, H. S., 2008, "A Numerical Study of Natural Convection in a Square Enclosure with a Circular Cylinder at Different Vertical Locations," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 1888~1906.
- (10) Chan, A.M.C. and Banerjee, S., 1979, "A Numerical Study of Three-Dimensional Roll Cells within Rigid Boundaries," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 233~237.
- (11) Yoon, H. S., Ha, M. Y., Kim, B. S. and Yu, D. H., 2009, "Effect of the Position of a Circular Cylinder in a Square Enclosure on Natural Convection at Rayleigh Number of  $10^7$ ," *Physics of Fluids*, Vol. 21, 047101.
- (12) Gray, D. and Giorgini, A., 1976, "The Validity of the Boussinesq Approximation for Liquids and Gases," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 545~551.
- (13) Kim, J., Kim, D. and Choi, H., 2001, "An Immersed-Boundary Finite Volume Method for Simulations of Flow in Complex Geometries," *Journal of Computational Physics*, Vol. 171, pp. 132~150.
- (14) Kim, J. and Choi, H., 2004, "An Immersed-Boundary Finite-Volume Method for Simulation of Heat Transfer in Complex Geometries," *KSME International Journal*, Vol. 18, pp. 1026~1035.
- (15) Fiscaletti, D., Angeli, D., Tarozzi, L. and Barozzi, G.S., 2013, "Buoyancy-Induced Transitional Flows around an Enclosed Horizontal Cylinder: An Experiment," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 58, pp. 619~631.