

두 개의 뜨거운 원형 실린더가 존재하는 사각형 실린더 내부의 자연대류에 관한 수치적 연구

박 성 현, 박 용 갑, 하 만 영[†], 윤 현 식*, 손 창 민
부산대학교 기계공학부, *부산대학교 첨단조선공학 연구센터

A Numerical Study of Natural Convection in a Square Enclosure with two Hot Circular Cylinders

Seong Hyun Park, Yong Gap Park, Man Yeong Ha[†], Hyun Sik Yoon*, Chang Min Son
School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea
*Advanced Ship Engineering Research Center, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received September 16, 2011; revision received January 3, 2012)

ABSTRACT: Numerical calculations are carried out for the natural convection in a square enclosure with two hot cylinders induced by temperature difference between a cold outer rectangular cylinder and two hot circular cylinders. A two-dimensional solution for unsteady natural convection is obtained, using the immersed boundary method (IBM) to model two inner circular cylinders based on finite volume method, for different Rayleigh numbers varying over the range of 10^3 to 10^5 . The study goes further to investigate the effect of the location of two cylinders on the heat transfer and fluid flow. The location of inner circular cylinders is changed vertically along the center-line of square enclosure. The changes of heat transfer quantities have been presented.

Key words: Natural convection(자연대류), Rayleigh Number(Ra 수), Two cylinders(2개의 실린더)

기 호 설 명

L : 사각 실린더 폭 및 길이
 R : 원형 실린더 반지름
 Ra : Rayleigh 수($=g\beta(T_h - T_c)L^3/\nu\alpha$)
 Pr : Prandtl 수($=\nu/\alpha$)
 Nu : 국소 Nu 수
 \overline{Nu} : 평균 Nu 수

그리스 문자

ν : 동점성 계수

1. 서 론

밀폐계 내부의 자연대류 현상은 열교환기, 핵 또는 화학반응, 전자 장비 냉각 그리고 성층화 된 대기 경계층 문제 등 여러 가지 공학 및 환경 문제와 관련되어 있다. 하지만 공학적으로 관련된 문제들은 단순 밀폐계가 아닌 다소 복잡한 형상을 하고 있다. 이러한 현상들 중의 하나로서 밀폐계 내부에 물체가 존재하는 경우를 들 수 있다. 많은 연구자들이 수평⁽¹⁻⁵⁾ 또는 수직⁽⁶⁻¹¹⁾ 방향 온도 구배를 가지는 사각 밀폐계 내부에 존재하는 물체의 열 경계 조건에 따른 자연대류 현상에 대한 연구를 수행하였다.

하지만, 차가운 밀폐계 내부에 뜨거운 물체가 존재하는 경우에 대한 연구는 상대적으로 적은 관심을 받아 왔다.⁽¹²⁻¹⁵⁾ 본 연구와 기하학적으로 비슷한

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-2440; fax: +82-51-510-3101

E-mail address: myha@pusan.ac.kr

형태를 가지는 대표적인 선행 연구로 다음과 같은 연구들이 존재한다.

Kim et al.⁽¹⁶⁾는 저온의 외부 사각 실린더와 고온의 내부 원형 실린더 사이의 온도 차에 의해 발생하는 자연 대류 현상을 $10^3 \leq Ra \leq 10^6$ 의 범위에서 사각 밀폐계의 중심선을 따른 내부 원형 실린더의 위치가 변함에 따른 영향을 수치 해석하였다. 그 결과 모든 Ra 수와 위치에 대해서 수직 중심선을 기준으로 대칭인 형태로 정상상태에 도달함을 보고하였다. Yu et al.⁽¹⁷⁾는 Kim et al.⁽¹⁶⁾의 연구를 확장하여 $Ra = 10^7$ 에서 수치적 연구를 수행하였다. 그 결과 실린더 위치가 하부 임계점($\delta_{C,L} = 0.05$)과 상부 임계점($\delta_{C,L} = 0.18$) 사이에서 유동장과 온도장이 정상상태이고, 다른 위치에서는 비정상상태인 것을 확인하였다.

두 개 이상의 실린더가 존재하는 형상의 경우, 실린더 내부의 물체간의 배열과 경계조건에 따라 열 유동 특성이 달라진다. 대부분의 연구가 실린더가 수직 위치에 존재하고, 개방계에 존재하는 경우로 집중되어 있다.⁽¹⁸⁻²¹⁾ 밀폐계 내부에 두 개 이상의 실린더가 존재하는 경우에 대한 대표적인 선행연구는 다음과 같다.

Ho et al.⁽²²⁾는 원형 관 안에 뜨거운 실린더와 차가운 실린더가 존재할 때, 위치와 Bi 수에 따른 열 유동을 살펴보았다. 뜨거운 실린더와 수직 중심선이 이루는 각도(Φ_g)가 90° 일 경우보다, 각도가 0° 로 접근할수록 실린더에서 Nu 수가 커지는 것을 볼 수 있었다. Ho et al.⁽²²⁾은 Nu 수와 Ra 수의 상관식을 Bi , s/d , Φ_g 에 따라서 나타내었다.

Lee et al.⁽²³⁾는 밀폐계 내부에 6개의 사각 실린더가 존재할 경우에 대하여 해석을 하였고, 사각 실린더가 하나 존재하는 경우를 비교하였다. 6개의 실린더가 존재할 경우, Ra 수가 10^5 이 되면, 주기적인 비정상 상태가 나타난다. Ra 수가 10^6 인 경우에는 주기가 나타나지 않는 비정상 상태가 나타나는 것을 확인하였다.

하지만, 저온의 외부 사각 밀폐계와 고온의 내부 실린더 사이에서의 자연대류 해석 중 2개의 원형 실린더 위치 및 배열에 따른 효과를 보기 위한 연구는 진행된 사례가 거의 없다. 본 연구에서는 2개의 원형 실린더 위치는 거리가 일정하고, 서로 수평한 위치에 존재한다고 가정한다. 본 연구의 주목적은 내부에 실린더가 2개로 확장되었을 경우, 열 유동장의 특성을 연구하는데 있다.

2. 수치해석방법

본 연구에서 부력항 내의 유체의 밀도에 대해서는 Boussinesq approximation을 적용하였고, 나머지 물 성치는 일정하다고 가정하였다. 중력 가속도는 수직 아래 방향으로 작용한다. 가상 경계 기법을 적용해 내부 원형 실린더를 형성하였으며, 무차원화된 2차원 비정상, 비압축성 연속 방정식과 운동량 보존 방정식 및 에너지 방정식은 다음과 같이 정의된다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} - q = 0 \quad (1)$$

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

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

위 식들에 사용된 무차원 변수들의 정의는 다음과 같다.

$$t = \frac{t^* \alpha}{L^2}, \quad x_i = \frac{x_i^*}{L}, \quad u_i = \frac{u_i^* L}{\alpha} \quad (4)$$

$$P = \frac{P^* L^2}{\rho \alpha^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}$$

위 식에서 ρ , T 그리고 α 는 각각 차원이 존재하는 밀도, 온도 그리고 유체의 열확산 계수를 나타낸다. δ_{i2} 는 kronecker delta를 나타내며, 식(4)에 표시된 상첨자 *는 차원이 존재하는 변수를 나타낸다. u_i , P , t 및 θ 는 각각 무차원화된 속도, 압력, 시간 그리고 온도를 나타낸다. 식(1)~식(3)에서 사용된 무차원 수는 Pr 수(Prandtl number) 및 Ra 수이며, 이들은 다음과 같이 정의된다.

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)L^3}{\nu\alpha}$$

여기서 ν , g 및 β 는 각각 동점성 계수, 중력 가속도 및 열팽창 계수를 나타낸다.

본 계산에서 Pr 수는 공기와 동일한 0.7로 고정하였고, Ra 수는 10^3 , 10^4 과 10^5 의 3가지 값들을 고려하였다.

식(1)에 사용된 질량 원천 q 와 식(2)에 사용된 운동량 부가 f_i 는 가상 경계면에서의 접촉 경계 조건

과 가상 경계면을 포함한 격자 내의 질량 보존을 만족시키기 위해 사용되었으며, 식(3)에 사용된 열원 h 는 가상 경계면에서의 일정 벽 온도 조건을 만족시키기 위해 사용되었다. 시간에 따른 해를 구하기 위해 속도장 계산을 압력 계산으로부터 분리하는 two-step time-split scheme이 사용되었다. 이 scheme은 Kim et al.⁽²⁴⁾과 Zang et al.⁽²⁵⁾의 연구를 기초로 하고 있다. 가상 경계면에서의 점착 경계 조건과 일정 벽 온도 조건을 만족시키기 위해 2차 정확도의 linear/bilinear interpolation scheme 사용되었다.

Fig. 1은 본 연구에서 고려한 밀폐계 내에 2개의

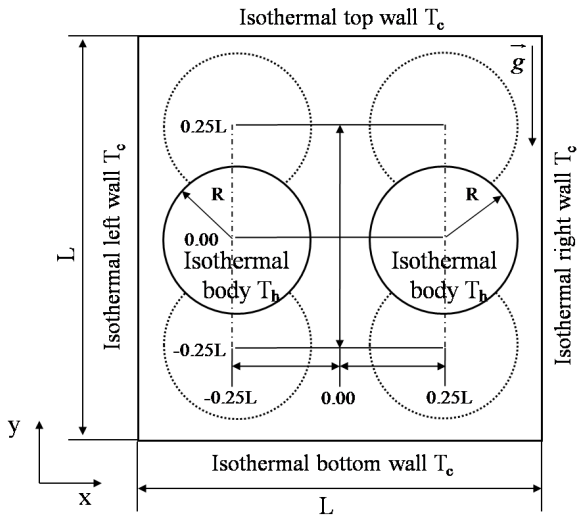


Fig. 1 Schematic diagram of computational domain.

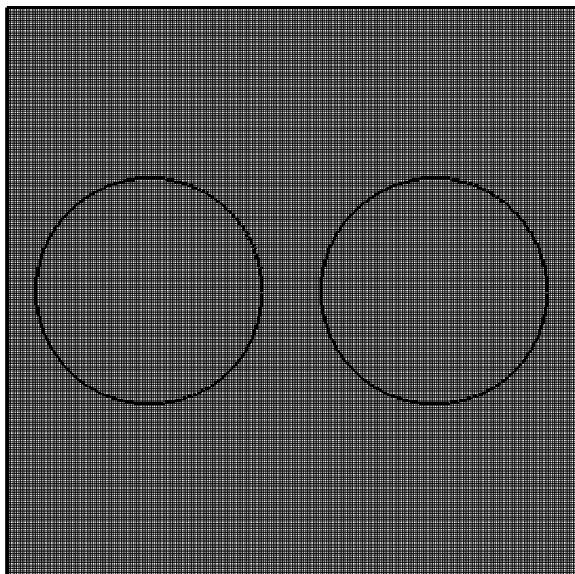


Fig. 2 A typical grid distribution when two inner circular cylinders are at the center of the square enclosure.

뜨거운 원형 실린더가 존재하는 경우의 계산 영역을 보여주고 있다. 밀폐된 사각 공간의 높이와 폭은 각각 $L=1$ 이고, 내부에 반지름 $r=0.2L$ 인 원형 실린더 2개가 수직 중심선을 따라 $0.5L$ 떨어진 거리에서 수평하게 위치하고 있다. 2개의 원형 실린더가 수직 방향으로 이동하여 위치할 때, 실린더의 위치는 실린더 중심으로부터 사각 밀폐계 수평 중심까지의 거리가 $-0.25L$ 에서 $0.25L$ 의 범위에서 변화하면서 수직 방향으로 이동한다. 2개의 실린더가 수직 방향으로 이동할 때 2개의 실린더의 수직 중심 위치는 동일하게 유지되며, 2개의 실린더 중심 사이의 수평 거리도 $0.5L$ 로 일정하게 유지된다. 유동장에 있어서 점착 조건이 벽면 경계 조건으로 사용되었고, 사각공간의 벽면 온도는 $\theta=0$, 원형 실린더의 벽면 온도는 $\theta=1$ 로 각각 온도 경계 조건으로 설정 되었다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 격자계를 보여준다. x 및 y 방향으로 각각 301개의 균일한 격자를 사용하였다.

벽면에서의 국소, 공간 평균 Nu 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{\partial \theta}{\partial n} \Big|_{wall}, \quad \overline{Nu} = \frac{1}{W} \int_0^W Nuds$$

여기서 n 은 벽면에 수직인 방향이고, W 는 Nu 수가 정의되는 특성 길이를 나타낸다.

본 계산의 타당성 검증을 위하여 저온의 사각 밀폐계 내부에 고온의 원형 실린더가 존재하는 자연대류 문제를 고려하였다. Table 1은 본 연구와 Lee et al.⁽²⁶⁾의 연구에서 얻은 평균 Nu 수를 보여주고 있다. 본 연구에서 구한 벽면 평균 Nu 수는 Lee et al.⁽²⁶⁾의 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 1 Comparison of surface-averaged Nusselt numbers from this study with those of previous numerical studies

Ra	Mean Nusselt number at hot wall		
	Present study	Lee et al. ⁽²⁶⁾	Difference (%)
10^3	5.107	5.107	0.000
10^4	5.128	5.109	-0.372
10^5	7.836	7.761	-0.966

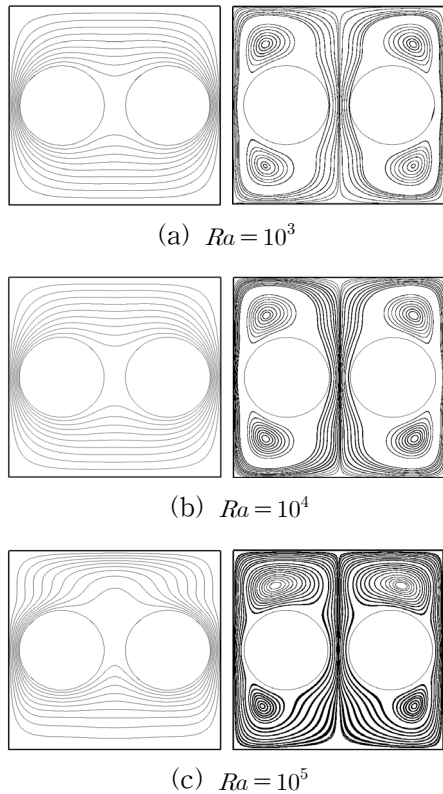


Fig. 3 Isotherms and streamlines for four different Rayleigh number of (a) 10^3 , (b) 10^4 and (c) $Ra=10^5$ when two circular cylinders are at the center of the square enclosure.

3. 결과 및 해석

본 연구에서 고려한 모든 Ra 수와 δ 에 대해 열 유동장은 정상 상태에 도달하고, 밀폐계의 수직 중심선을 기준으로 좌우 대칭의 분포를 하고 있다.

2개의 뜨거운 실린더에 의해서 가열된 가벼운 유체는 원형 실린더의 뜨거운 벽면을 따라 밀폐계의 차가운 윗면에 닿을 때까지 위로 상승하고, 밀폐계 윗면과 접촉해 차가워진 유체는 좌우 벽면 방향을 향해 움직이고 사각 밀폐계 좌우에서 벽면을 따라 아래로 내려온다. 이로 인해, 좌측 실린더 주변에는 반시계방향으로 순환하는 유동이 형성되고, 우측 실린더 주변에는 시계방향으로 순환하는 유동이 형성된다.

Fig. 3은 내부 원형 실린더가 사각 밀폐계 중심 ($\delta=0$)에 위치하고 있을 때 각 Ra 수에서의 등온선과 유선을 보여주고 있다.

$Ra=10^3$ 일 때, 밀폐계 내부의 열전달은 전도에 의해 지배된다. Fig. 3(a)의 유선을 보면 위 아래 두 개

의 내부 와(inner vortex)를 가지는 좌우 대칭인 1차 와(primary vortex)가 형성되는 것을 알 수 있다. $Ra=10^4$ 일 때 열 유동장의 형태는 $Ra=10^3$ 일 때와 유사하다. 하지만, Ra 수가 증가하면서 열전달에 미치는 대류의 영향이 증가하면서 열전달에 미치는 대류 효과가 증가하여 원형 실린더 하부에서의 열 경계층의 두께가 얇아진 것을 볼 수 있다.

$Ra=10^5$ 이 되면 원형 실린더 주변의 열 경계층이 약해지고, 약한 플룸(plume)이 형성된다. 플룸의 효과로 인하여, 열 경계층의 두께는 더욱 얇아지고, 밀폐계 윗부분에서 온도 구배가 커지는 반면, 하부에서 온도 구배가 작아진다. 유동은 밀폐계의 수직 중심선 기준으로 좌 쪽에서는 반시계 방향의 유동이, 우측에서는 시계방향의 유동이 더욱 강해지는 것을 볼 수 있다. 또한 대류 영향의 증가로 인하여 실린더 상부에 형성되는 내부 와의 크기는 증가하고, 실린더 하부에 형성되는 내부 와의 크기는 감소한다.

3.1 $Ra=10^3$

Fig. 4는 $Ra=10^3$ 일 때 δ 의 변화에 따른 등온선과 유선의 변화를 보여주고 있다. Ra 수가 10^3 일 때에 밀폐계 내부에서의 열전달은 전도에 의하여 지배되어지고, 대류에 의한 영향은 아주 작다. 그러므로 Fig. 4에 보여준 것처럼 원형 실린더가 수평 중심선으로부터 상하 수직 방향으로 동일하게 떨어진 거리에 위치할 경우, 등온선과 유선은 상하 대칭의 형상을 보여준다.

유선의 분포를 살펴보면, 수직 중심선을 기준으로 좌우 대칭인 1차 와가 형성되고, 1차 와의 내부에 내부 와가 형성 되는 것을 볼 수 있다. 좌우 대칭인 1차 와 사이에는 새로운 와가 2개 형성되어 있다. 이는 왼쪽 실린더 주위의 반시계 방향 유동과 오른쪽 실린더 주위의 시계방향 유동이 만나는 부분에서 정체영역이 형성되기 때문이다. 실린더가 위쪽에 위치할 경우($\delta>0$) 정체 영역은 실린더 위에 형성되고, 실린더가 아래쪽에 위치할 경우($\delta<0$) 정체 영역은 실린더 아래에 형성되는 것을 볼 수 있다. 원형 실린더가 $\delta=-0.25$ 에서 상부로 다가갈수록 실린더 상부 공간의 크기가 작아지므로, 실린더 상부에 형성되는 내부 와 크기는 작아진다. $\delta=-0.10$ 에 실린더가 위치하면, 실린더 하부에 내부 와가 하나 더 형성되는 것을 볼 수 있다.

실린더의 위치가 수평 중심선보다 높아지면, 실

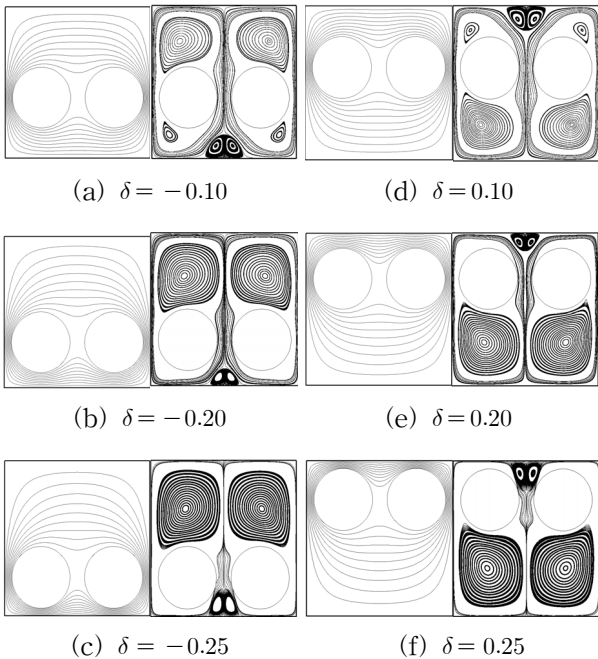


Fig. 4 Isotherms and streamlines for different δ s at $Ra = 10^3$.

린더 하부의 공간이 커져서, 실린더 하부에 위치하는 내부 와의 크기는 점점 커진다. $\delta = -0.10$ 인 경우 처럼, $\delta = 0.10$ 에서 실린더 상부 공간에 내부 와가 하나 더 형성되는 것을 볼 수 있다.

3.2 $Ra = 10^4$

Ra 수가 10^4 일 때, Ra 수가 10^3 일 때 보다 대류의 영향이 조금 더 커지나, 전체적인 열 유동 경향은 $Ra = 10^3$ 과 비슷하다. 수직 중심선을 기준으로 좌우 대칭되는 1차 와가 형성되고, 두 개의 1차 와가 만나는 두 개의 실린더 사이에서 작은 와가 형성된다. $Ra = 10^3$ 의 경우와 비슷하게, $Ra = 10^4$ 일 때 실린더가 $\delta = -0.10, 0.10$ 에 위치 할 때 1차 와 내부에 새로운 내부 와가 실린더 상부 혹은 하부에 형성되어, 1차 와 내부에 2개의 내부 와가 형성되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5를 살펴보면, $Ra = 10^3$ 의 결과와는 달리 $Ra = 10^4$ 일 때, 원형 실린더의 위치에 따른 상하 대칭성이 깨지는 것을 확인할 수 있다. $\delta \leq -0.2$ 인 경우에는 실린더 상부에 형성되는 내부 와가 강해지고, 약한 플룸이 생기면서 벽면에서 온도 구배가 커져서, 실린더의 위치에 따른 상하 대칭성이 깨진다. 플룸은 $\delta \geq -0.10$ 인 경우에는 플룸이 형성될 공간이 부족하기 때문에, 형성되지 않는다.

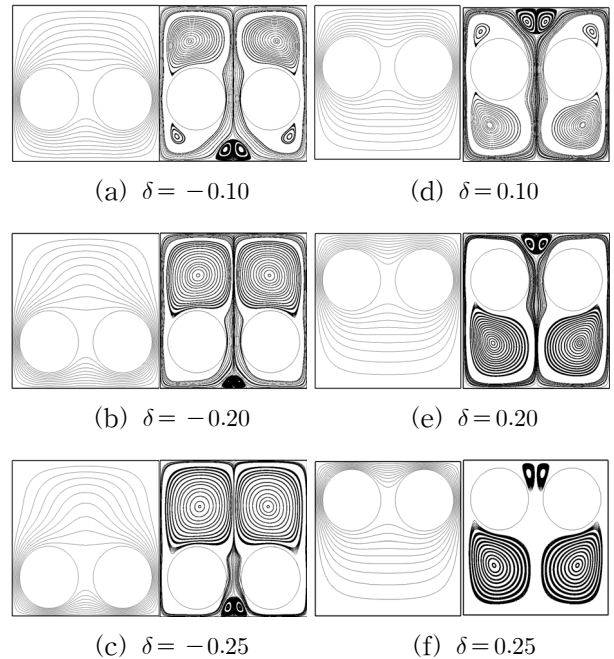


Fig. 5 Isotherms and streamlines for different δ s at $Ra = 10^4$.

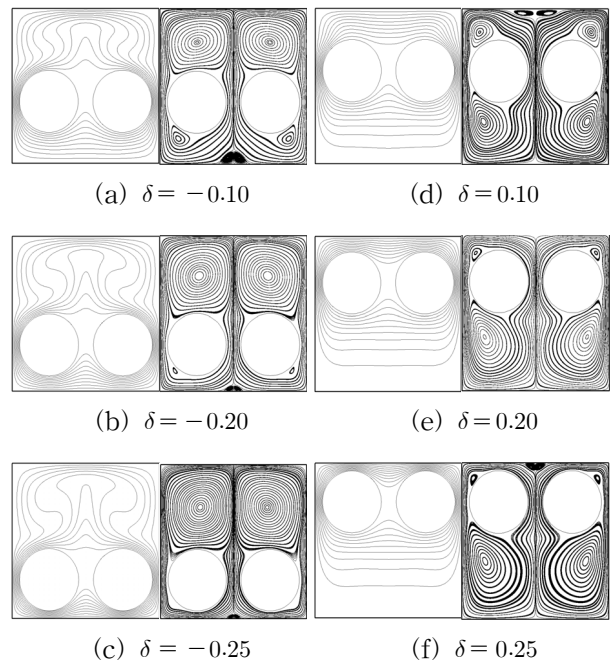


Fig. 6 Isotherms and streamlines for different δ s at $Ra = 10^5$.

3.3 $Ra = 10^5$

Fig. 6은 $Ra = 10^5$ 일 때 각 δ 에서의 등온선과 유선을 보여준다. Ra 수가 커지면서, 대류에 의한 열 유동 특성이 활발해진다. $Ra = 10^3, 10^4$ 인 경우 $-0.10 \leq \delta \leq 0.10$ 일 때 1차 와의 내부에 존재하는 내부 와가 2개

존재하지만, $Ra = 10^5$ 일 때 $\delta = -0.25$ 의 경우를 제외한 나머지 모든 경우에 1차 와 내부에 2개의 내부 와가 형성되는 것을 확인할 수 있다.

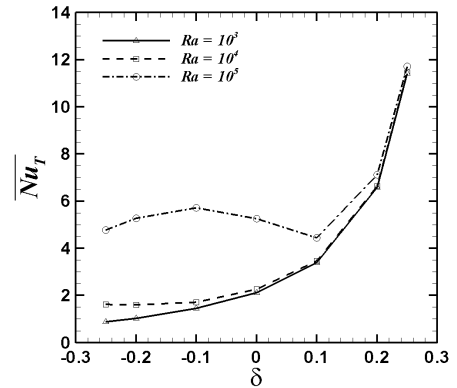
$\delta \leq 0$ 인 경우에는 뜨거운 실린더 사이에서 상부로 향하는 플룸이 형성된다. δ 가 -0.25 에 가까워질수록 실린더와 밀폐계 상부와의 거리가 커지므로, 실린더 상부에 큰 플룸이 형성되고, 밀폐계 윗면에서 온도구배가 커진다.

3.4 평균 Nu 수(\overline{Nu})

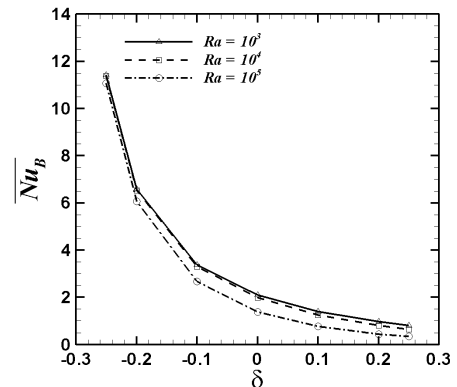
Fig. 7은 $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ 일 때 밀폐계 상부, 하부 및 옆면의 벽면 평균 Nu 수 ($\overline{Nu}_T, \overline{Nu}_B, \overline{Nu}_S$)를 δ 에 대한 함수로 나타내었다.

Fig. 7(a)에 보여준 것처럼 $Ra = 10^3$ 에서는 대류에 의한 열전달 효과는 아주 작고, 열전달은 주로 전도에 의해 발생하는 것을 Fig. 3(a)의 온도장을 통해 알 수 있다. 그 결과로, 실린더가 하부에 위치할 때에 비하여 상부로 갈수록, 즉 δ 가 증가할수록 실린더 상부의 공간이 감소하고 이로 인하여 상부 벽면 근처의 온도 구배가 증가하고 \overline{Nu}_T 가 급격히 증가한다. Ra 수가 10^3 에서 10^4 으로 증가하면 대류 열전달 효과의 약한 증가로 인하여 밀폐계 내부에서 위로 상승하는 약한 플룸이 형성된다. 이로 인하여 실린더가 수평 중심선 하부에 위치할 때 ($\delta \leq 0$), $Ra = 10^4$ 일 때의 \overline{Nu}_T 는 $Ra = 10^3$ 일 때의 \overline{Nu}_T 보다 큰 값을 가진다. 그러나, 실린더가 $\delta > 0$ 에 위치하면 전도에 의한 영향이 지배적이기 때문에, $Ra = 10^4$ 일 때의 \overline{Nu}_T 는 $Ra = 10^3$ 일 때의 \overline{Nu}_T 와 비슷한 값을 가진다.

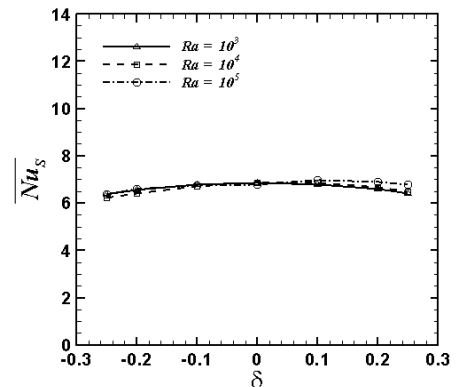
Ra 수가 10^5 으로 증가하면 Ra 수가 10^3 및 10^4 인 경우에 비하여 대류 열전달 증가 효과는 상당히 크므로, $Ra = 10^5$ 일 때의 \overline{Nu}_T 는 $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때의 \overline{Nu}_T 보다 $\delta \leq 0.1$ 일 때 상당히 큰 값을 가진다. Ra 수가 10^5 일 때, 두 실린더 사이에서 형성되는 위로 상승하는 플룸의 효과로 인하여, \overline{Nu}_T 는 2개의 변곡점을 가지면서 δ 의 함수로써 변한다. $Ra = 10^5$ 에서 δ 가 $-0.25 \leq \delta \leq -0.10$ 의 범위에서 증가하면, 밀폐계 상부로 상승하는 플룸의 상승에 의한 대류 효과 및 실린더 상부 공간의 감소로 인한 전도 효과의 증가가 상호 결합하여 \overline{Nu}_T 가 증가한다. δ 가 $-0.10 \leq \delta \leq 0.10$ 범위에서 증가하면, Fig. 6에서 보는 것처럼 실린더 상부의 공간이 감소하면서 전도



(a) Top wall



(b) Bottom wall



(c) Side wall

Fig. 7 Surface-averaged Nusselt number as a function of δ for four different Rayleigh number on each wall: (a) top wall(\overline{Nu}_T), (b) bottom wall(\overline{Nu}_B) and (c) side wall (\overline{Nu}_S).

에 의한 효과는 계속 증가하나 플룸의 강도가 약해지므로 플룸의 상승에 의한 대류 효과가 감소하여 \overline{Nu}_T 는 감소한다. δ 가 $\delta \geq 0.10$ 범위에서 증가하면 실린더 상부의 공간이 점점 줄어들고 이러한 공간적인 제약에 의해 상부 벽면 근처에 조밀한 열 경계층이 형성되어 \overline{Nu}_T 가 다시 증가한다. $\delta \geq 0.10$ 인

경우에 실린더 상부 형성되는 공간의 크기가 열전달에 지대한 영향을 미치므로 $Ra = 10^5$ 일 때의 \overline{Nu}_T 는 $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때의 \overline{Nu}_T 보다 조금 더 큰 값을 가지나 그 차이는 크지 않다.

Fig. 7(b)에 보여준 것처럼 δ 가 증가함에 따라서 \overline{Nu}_B 는 감소한다. 이것은 δ 가 증가함에 따라서 실린더 하부 공간의 크기가 증가하고 이로 인하여 실린더 하부에 형성되는 정체영역이 증가하기 때문이다. $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때, 대류에 의한 열전달의 영향이 크지 않으므로 $Ra = 10^4$ 일 때의 \overline{Nu}_B 는 $Ra = 10^3$ 일 때의 \overline{Nu}_B 보다 조금 적은 값을 가지나 그 차이가 아주 적다. Ra 수가 10^5 로 증가하면 Ra 수가 10^3 및 10^4 인 경우에 비하여 대류 열전달 효과가 상당히 증가하므로, 실린더 하부에 형성되는 정체 영역의 크기가 증가한다. 이로 인하여 $Ra = 10^5$ 일 때의 \overline{Nu}_B 는 $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때의 \overline{Nu}_B 보다 작은 값을 가진다.

Fig. 7(c)에 보여준 것처럼 δ 에 따른 \overline{Nu}_S 변화는 \overline{Nu}_T 및 \overline{Nu}_B 에 비하여 아주 적다. $\delta < 0$ 인 경우 Ra 수가 증가함에 따라 \overline{Nu}_S 는 감소하나, $\delta > 0$ 인 경우 반대로 Ra 수가 증가함에 따라 \overline{Nu}_S 는 증가한다. 그러나 Ra 수의 변화에 따른 \overline{Nu}_S 의 변화량은 아주 적다.

Fig. 8은 $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ 일 때 밀폐계 전체의 공간 평균 Nu 수(\overline{Nu}_{en})를 δ 에 대한 함수로 나타내었다. $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때 $\delta = 0$ 을 기준으로 좌우 대칭인 포물선 형태를 보인다. $Ra = 10^4$ 일 때의 \overline{Nu}_{en} 는 $Ra = 10^3$ 일 때의 \overline{Nu}_{en} 과 거의 값을 가진다. 이것은 $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때 열전달은 거의 전도에 의하여 지배를 받고 대류의 영향은 적기 때문이다. Ra 수가

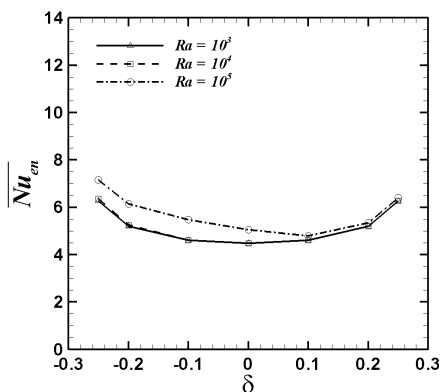


Fig. 8 Surface-averaged Nusselt number of the enclosure(\overline{Nu}_{en}) as a function of δ for different Rayleigh numbers.

10^5 로 증가하면 대류 효과의 증가로 인하여, $\delta = 0$ 을 기준으로 한 좌우 대칭성이 깨어지고 실린더가 하부에 위치할 때의 \overline{Nu}_{en} 이 실린더가 상부에 위치할 때의 \overline{Nu}_{en} 보다 큰 값을 가진다. 그러므로 δ 가 $\delta < 0.10$ 범위에서 감소하면, $Ra = 10^5$ 일 때의 \overline{Nu}_{en} 는 $Ra = 10^3$ 및 10^4 일 때의 \overline{Nu}_{en} 보다 점점 더 큰 값을 가진다. δ 이 $\delta > 0.10$ 범위에서 변화하면, $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ 일 때의 \overline{Nu}_{en} 값들 사이의 차이는 아주 작다.

4. 결 론

본 연구에서는 두 개의 뜨거운 원형 실린더가 존재하는 차가운 사각 밀폐계 내부의 자연대류 현상에 대한 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 직교 좌표계에서 2차 정확도의 유한 체적법에 기초하여 내부 실린더를 모사하기 위해 가상 경계 기법을 도입하였다. 선행 연구의 결과들과 비교를 통해서 연구 타당성을 증명하였다.

본 연구에서는 $Ra = 10^3, 10^4, 10^5$ 에 대하여, 두 개의 뜨거운 실린더를 사각 밀폐계 내에서 수직 방향으로 이동시키면서 연구를 수행하였다. 연구 수행 결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 고려한 모든 조건에 대해서 유동과 온도장은 정상 상태를 보였고, 수직 중심선을 기준으로 두 개의 1차 와를 형성하고, 두 개의 와 사이에 작은 두 개의 와가 추가로 형성되었다.

(2) $Ra = 10^3, 10^4$ 에서는 전체적인 열 유동이 큰 차이를 보이지 않았다. $Ra = 10^3$ 에서는 수평 절대 거리가 같으면, 수평 중심선을 기준으로 대칭인 열 유동장을 관찰할 수 있었다. $Ra = 10^4$ 인 경우에는 약한 플룸의 효과로 인하여, 대칭성이 사라졌다.

(3) $Ra = 10^5$ 인 경우에는 모든 $\delta = -0.25$ 의 경우를 제외한 모든 경우에서 내부에 2개의 와를 가지는 것을 확인할 수 있다. $\delta \leq 0$ 인 경우에는 뜨거운 실린더 사이에서 플룸이 형성된다. δ 가 -0.25 에 가까워질수록 실린더와 밀폐계 상부와의 거리가 커지므로, 실린더 상부에 큰 플룸이 형성되고, 밀폐계 윗면에서 온도구배가 커진다.

(4) 사각 밀폐계 벽면의 평균 Nu 수는 윗면에서는 플룸에 의해서 $Ra = 10^5$ 인 경우가 가장 크게 나타났지만, 바닥면에서는 성층화가 일어나서 $Ra = 10^5$ 일 때 가장 작게 나타났다. 옆면의 평균 Nu 수는 큰 차이를 보이지 않았다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- Ha, M. Y., Kim, I. K., Yoon, H. S., and Lee, S. S., 2002, Unsteady fluid flow and temperature fields in a horizontal enclosure with an adiabatic body, *Physics of Fluids*, Vol. 14, No. 9, pp. 3189-514.
- Ha, M. Y., Yoon, H. S., Balachandar, S., Kim, I., Lee, J. R., and Chun, H. H., 2002, Two dimensional and unsteady natural convection in a horizontal enclosure with a square body, *numerical heat transfer*, Vol. 41, pp. 183-210.
- Lee, J. R. and Ha, M. Y., 2005, A numerical study of natural convection in a horizontal enclosure with a conducting body, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 48, pp. 3308-3318.
- Lee, J. R. and Ha, M. Y., 2005, Numerical simulation of natural convection in horizontal enclosure with heat-generating conducting Body, *Trans. of the KSME B*, Vol. 29, No. 4, pp. 441-452.
- Lee, J. R. Ha, M. Y., Balachandar, S., Yoon, H. S., and Lee, S. S., 2004, Natural convection in a horizontal layer of fluid with a periodic array of square cylinders in the interior, *Physics of Fluids*, Vol. 16, pp. 1273-1286.
- Hyun, J. M. and Lee, J. W., 1989, Numerical solutions for transient natural convection in a square cavity with different sidewall temperatures, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 10, pp. 146-151.
- Misra, D. and Sarkar, A., 1997, Finite element analysis of conjugate natural convection in a square enclosure with a conducting vertical wall, *Compu. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 141, pp. 205-219.
- Wright, J. L., Jin, H., Hoolands, K. G. T., and Naylor, D., 2006, Flow visualization of natural convection in a tall, air-filled vertical cavity, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 889-904.
- McBain, G. D., 1997, Natural convection with unsaturated humid air in vertical cavities, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 3005-3012.
- Jami, M., Mezrhab, A., Bouzidi, M., and Lallemand, P., 2006, Lattice Boltzmann method applied to the laminar natural convection in an enclosure with a heat-generating cylinder conducting body, *Int. J. Thermal Sci.*, Available online.
- Ha, M. Y. and Jung, M. J., 2000, A numerical study on three-dimensional conjugate heat transfer of natural convection and conduction in a differentially heated cubic enclosure with a heat-generating cubic conducting body, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4229-4248.
- Asan, H., 2000, Natural convection in an annulus between two isothermal concentric square ducts, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, pp. 367-376.
- Kumar De, A. and Dalal, A., 2006, A numerical study of natural convection around a square, horizontal, heated cylinder placed in an enclosure, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Available online.
- Ghaddar, N. K., 1992, Natural convection heat transfer between a uniformly heated cylindrical element and its rectangular enclosure, *Int. J., Heat and Mass Transfer*, Vol. 35, pp. 2327-2334.
- Cesini, G., Paroncini, M., Cortella, G., and Manzan, M., 1999, Natural convection from a horizontal cylinder in a rectangular cavity, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1801-1811.
- Kim, B. S., Lee, D. S., Kim, L. S., and Ha, M. Y., 2008, A numerical study of natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different vertical locations, *Int. J., Heat and Mass Transfer*, Vol. 51, pp. 1888-1906.
- Yu, D. H., Yoon, H. S., and Ha, M. Y., 2010, Numerical study of natural convection in a square enclosure with an inner circular cylinder for Rayleigh number of 10^7 , *Trans. of the*

- KSME B, Vol. 34, No. 8, pp. 739-747.
18. Marcel, L. and Antoine J., 1996, Coupling of wall conduction with natural convection from heated cylinders in a rectangular enclosure, *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, No. 1, pp. 143-151.
 19. Yuncu, H. and Batta, A., 1994, Effect of vertical separation distance on laminar natural convection heat transfer over two vertically spaced equitemperature horizontal cylinders, *Applied Scientific Research*, Vol. 52, No. 3, pp. 259-277.
 20. Sadegh Sadeghipour, M. and Asheghi, M., 1994, Free convection heat transfer from arrays of vertically separated horizontal cylinders at low Rayleigh numbers, *Int. J., Heat Mass Transfer*, Vol. 37, No. 1, pp. 103-109.
 21. Corcione, M., 2007, Interactive free convection from a pair of vertical tube-arrays at moderate Rayleigh numbers, *Int. J., Heat and Mass Transfer*, Vol. 50, No. 5-6, pp. 1061-1074.
 22. Ho, C. J. and Wang, C. C., 1994, Natural convection between two horizontal cylinders inside a circular enclosure subjected to external convection, *Int. J., Heat and Flow*, Vol. 15, No. 4, pp. 299-306.
 23. Lee, J. R., Ha, M. Y., and Balachandar, S., 2007, Natural convection in a horizontal fluid layer with a periodic array of internal square cylinders-need for very large aspect ratio 2D domains, Vol. 28, No. 5, pp. 978-987.
 24. Kim, J. and Moin, P., 1985, Application of a fractional step method to incompressible Navier-Stokes equations, *J. Comp. Physics*, Vol. 59, pp. 308-323.
 25. Zang, Y., Street, R. L., and Koseff, J. R., 1994, A non-staggered grid, fractional step method for time-dependent incompressible Navier-Stokes equations in curvilinear coordinates, *J. Comp. Physics*, Vol. 114, pp. 18-33.
 26. Lee, J. M., Ha, M. Y., and Yoon H. S., 2010, Natural convection in a square enclosure with a circular cylinder at different horizontal and diagonal locations, *Int. J., Heat and Mass Transfer*, Vol. 53, No. 25-26, pp. 5905-5919.