1292 大韓機械學會論文集 第13卷 第6號, pp. 1292~1300, 1989.

〈論 文〉

非圓形 環狀空間에서의 自然對流

裵 大 錫* · 權 純 錫**

(1989년 7월 18일 접수)

Natural Convection in the Annulus between Horizontal Non-Circular Cylinders

Dai-Sok Bai and Sun-Sok Kwon

Key Words: Natural Convection(自然對流), Non-Circular Cylinder(非圓形管), Numerical Analysis(數値解析), Aspect Ratio(形狀比)

Abstract

Laminar natural convection heat transfer in the annulus between isothermal horizontal non-circular cylinders has been studied by a finite-difference numerical procedure. Numerical results are obtained to determine the effects of the aspect ratio (H/D_i) and Rayleigh number on heat transfer. The aspect ratio is varied from 0.0 to 1.2 at $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$, $10^3 \leqq Ra_L \leqq 10^4$. Results of a non-circular annulus are compared with a circular annulus. It is found that the aspect ratio plays a more significant role on the local heat transfer coefficient of upper semicircular cylinder and plate than the lower semi-circular cylinder, and the mean Nusselt number decreases as the value of H/D_i increases.

記 號 說 明

A : 非圓形管의 斷面積
D : 非圓形管의 直徑
g : 重力加速度
H : 非圓形管의 평판길이
H_L : 간격길이基準 無次元 평판길이, H/L
H_{Di} : 내경관직경基準 無次元 평판길이, H/D_i
h : 對流熱傳達 係數
k : 熱傳導率
L : 간격길이, R_o-R_i
Nu : Nusselt 수, $h\cdot L/K$
O : 從屬變數
P : 非圓形管 접수길이/2, $(\pi D_i+2H)/2$
Pr : Prandtl 수
p : 無次元 접수길이, P/D_i
Q : 열전달률
Q^* : 圓形環狀空間의 열전달률
R : 半徑方向 座標
Ra : Rayleigh수, $g\cdot\beta\cdot L^3\cdot\Delta T/\nu\cdot\alpha$
r : 無次元 半徑方向 座標, R/L
S : $\theta=0$로부터 測定된 접수길이
s : $\theta=0$로부터 測定된 無次元 접수길이, S/D_i
T : 溫度
ΔT : 온도차, T_i-T_o
U : 速度
u : 無次元 速度, $U\cdot L/\alpha$
W : 와도
w : 無次元 와도, $W\cdot L/\alpha$
X : 水平方向 座標
x : 無次元 水平方向 座標, $X\cdot L/\alpha$
Y : 수직방향 座標
y : 無次元 수직방향 座標, $Y\cdot L/\alpha$

*東亞大學校 大學院 機械工學科
**正會員, 東亞大學校 工科大學 機械工學科

α : 熱擴散率
β : 體積膨脹係數
ν : 動粘性係數
θ : 圓周方向 座標
ϕ : 無次元 溫度, $T-T_o/\Delta T$
Ψ : 流動函數
ψ : 無次元 流動函數, Ψ/α

添 字

D_i : 內部管直徑基準
i : 內部管
J : 圓周方向 및 垂直方向 격자점번호
L : 間隔길이基準
o : 外部管
p : 임의의 격자점
r : 半徑方向
x : 水平方向
y : 垂直方向
θ : 圓周方向
MAXI : 半徑方向 最大 격자
NE, SE, NW, SW : 격자점 p에 隣接한 격자점 位置
— : 平均

1. 序 論

密閉空間內에서의 自然對流에 대하여 많은 硏究가 수행되었으며, 이들 硏究의 기하학적 形狀은 주로 duct, 관 및 四角密閉空間 또는 圓形密閉空間[1]과 二重壁容器인 環狀空間 등이다. 특히 태양열 집열기, 고압가스 지하송전 케이블로 使用되는 水平同心 圓形 環狀空間에 대하여는 많은 硏究가 進行되었다.

Powe등[2]은 담배연기를 利用하여 水平同心 圓形環狀空間에서의 自然對流 流動을 可視化하고 Grashof수와 직경비에 影響을 받는 相異한 流動體制(different flow regimes)를 說明하였고 또한 이들[3]은 유한차분법으로 수치해석하여 count-rotating secondary flows가 發生되는 Rayleigh수가 앞서의 實驗結果와 잘 一致함을 보였다. Kuehn과 Goldstein[4]은 같은 形狀에서 Mach-Zehnder 간섭계를 使用하여 溫度場을 可視化하고 수치해석 結果와 잘 一致함을 보였다. 그러나 요즘은 이러한 單純形狀보다는 더 解析이 복잡한 形狀이나 特殊形狀에 대한 硏究가 進行되고 있다. Kuehn과 Goldstein[5]은 편심된 二重管에서 내부원관의 편심도가 流體流動과 自然對流 熱傳達에 미치는 影響을 實驗的으로 硏究하였고, Projahn 등[6]은 같은 形狀에 대하여 SIP(strongly implict procedure)를 使用하여 수치해석하였다. Kwon등[7]은 세 개의 격판을 가진 水平同心 圓形 環狀空間에서 격판의 位置와 열전도율의 影響에 대하여 硏究하였으며, Karim 등[8]은 수직단열벽 사이에 수평원관이 있는 形狀에 대하여 硏究하였다. 特殊形狀에 대한 硏究로는 Lee와 Lee[9]가 水平 타원형 二重管에 대하여 硏究하였으며 Chang 등[10]은 사각형관이 원관으로 둘러싸인 密閉空間에서의 自然對流에 대하여 硏究하였다.

本 硏究에서 考慮되는 形狀은 制限된 設計條件을 滿足시키고 熱傳達增大나 減少 등의 目的으로 使用될 수 있는 水平同心 圓形 環狀空間의 側面이 수직평행평판으로 된 非圓形 環狀空間에서의 自然對流 熱傳達에 대하여 硏究하였다. 이 形狀은 반원관과 수직평판이 서로 組合되어 있으므로 반원관과 수직평판에서의 流動 및 熱傳達 特性이 상호간섭되어 일어난다. 이 特性은 이미 硏究된 四角密閉空間이나 水平同心 圓形 環狀空間에서의 自然對流 熱傳達特性과는 다르다. 따라서 본 硏究에서는 非圓形管의 평판길이의 變化가 平板과 원관사이의 상호작용으로 나타나는 溫度場, 流動場, 局所 Nusselt 수 및 平均 Nusselt 수에 미치는 影響에 대하여 考察하였다.

2. 數値解析

水平同心 圓形 環狀空間의 側面이 수직평행평판으로 된 非圓形 環狀空間의 圖示的 形狀은 Fig. 1과 같다. 非圓形 環狀空間을 解析하기 위하여 圓形領域과 四角領域에 각각 원통좌표계와 直角座標界를 使用하였다. 두 座標界를 使用할 때 發生하는 두 座標界 連結問題는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 각 座標界에서의 false 격자점을 인접된 4개 격자점을 使用하여 보간법으로 구하였으며, false 격자점 식은 다음과 같다[11].

(1) 원통 false격자점

$$O_p=\frac{\left[\frac{(O_{NE}\cdot x_1+O_{NW}\cdot x_2)}{(x_1+x_2)}\right]\cdot y_1+\left[\frac{(O_{SE}\cdot x_1+O_{SW}\cdot x_2)}{(x_1+x_2)}\right]\cdot y_2}{(y_1+y_2)} \quad (1)$$

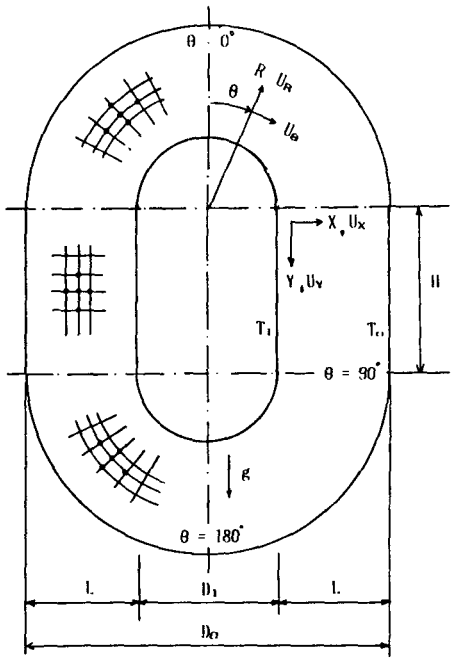

Fig. 1 Schematic diagram of the geometry investigated

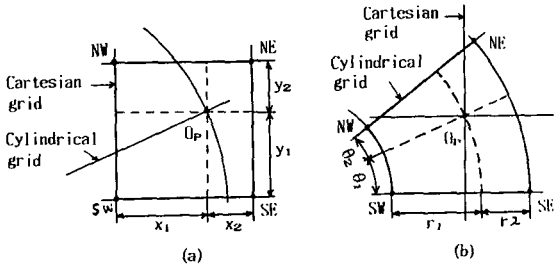

Fig. 2 Notation for linear-interpolation scheme for false nodes (a) Cylindrical nodes, (b) Cartesian nodes

(2) 직각 false격자점

$$O_P=\frac{\left[\frac{(O_{NE}\cdot r_1+O_{NW}\cdot r_2)}{(r_1+r_2)}\right]\cdot\theta_1+\left[\frac{(O_{SE}\cdot r_1+O_{SW}\cdot r_2)}{(r_1+r_2)}\right]\cdot\theta_2}{(\theta_1+\theta_2)} \tag{2}$$

流動場과 溫度場을 解析함에 있어 流體는 非壓縮性이고, Boussinesq 근사를 사용하였으며 복사열전달과 점성소산은 무시하였다. 각 좌표계에서 2次元, 定常狀態, 층류, 自然對流 無次元 支配方程式은 다음과 같다[12].

(1) 원통좌표계

$$\nabla^2\psi=-w \tag{3}$$

$$\nabla^2 w=\frac{1}{Pr}\left(u_r\cdot\frac{\partial w}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial w}{\partial\theta}\right)+Ra\left(sin\theta\cdot\frac{\partial\phi}{\partial r}+\frac{\cos\theta}{r}\cdot\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\right) \tag{4}$$

$$\nabla^2\phi=u_r\cdot\frac{\partial\phi}{\partial r}+\frac{u_\theta}{r}\frac{\partial\phi}{\partial\theta} \tag{5}$$

여기서 $\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\theta^2}$,

$$u_r=\frac{1}{r}\cdot\frac{\partial\psi}{\partial\theta},\quad u_\theta=-\frac{\partial\psi}{\partial r},$$

$$w=\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial r}(r\cdot u_\theta)-\frac{\partial u_r}{\partial\theta}\right]$$

(2) 직각좌표계

$$\nabla^2\psi=-w \tag{6}$$

$$\nabla^2 w=\frac{1}{Pr}\left(u_x\cdot\frac{\partial w}{\partial x}+u_y\cdot\frac{\partial w}{\partial y}\right)+Ra\frac{\partial\phi}{\partial x} \tag{7}$$

$$\nabla^2\phi=u_x\cdot\frac{\partial\phi}{\partial x}+u_y\cdot\frac{\partial\phi}{\partial y} \tag{8}$$

여기서 $\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}$, $u_x=\frac{\partial\psi}{\partial y}$,

$$u_y=-\frac{\partial\psi}{\partial x},\quad w=\frac{\partial u_y}{\partial x}-\frac{\partial u_x}{\partial y}$$

式 (3)과 (6)은 각 좌표계에서의 連結方程式 式 (4)와 (7)은 운동량방정식 式 (5)와 (8)은 에너지방정식이다. 本 論文에서 考慮하는 形狀은 左右對稱이므로 한쪽 領域에서만 計算하였으며 여기에 適用되는 境界條件은 다음과 같다.

(1) 圓形領域

內部 非圓形管表面

$$u_r=u_\theta=\psi=0,\quad \phi=1,\quad w=-\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} \tag{9}$$

外部 非圓形管表面

$$u_r=u_\theta=\psi=0,\quad \phi=0,\quad w=-\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} \tag{10}$$

對稱軸

$$u_\theta=\psi=w=\frac{\partial u}{\partial\theta}=\frac{\partial\phi}{\partial\theta}=0 \tag{11}$$

(2) 四角領域

內部 非圓形管表面

$$u_x=u_y=\psi=0,\quad \phi=1,\quad w=\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2} \tag{12}$$

外部 非圓形管表面

$$u_x=u_y=\psi=0,\quad \phi=0,\quad w=-\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2} \tag{13}$$

無次元 支配方程式을 수치해석하기 위하여 유한차분법을 適用하였고, 수렴속도와 計算의 安定性 確

保를 위하여 連續緩和法(successive relaxation scheme), 中心差分法(central difference scheme) 및 hybrid法을 使用하였다. 격자(grid) 間隔은 plume, 두 座標連結部分 및 內外部管表面附近에서는 조밀하게 두고 나머지 領域은 배로 增加시켜 격자수를 원통좌표계에서는 半徑方向으로 16개 圓周方向으로 31개로 分割하여 16×31격자를 만들었고, 直角座標界에서는 수평方向으로는 원통좌표계의 半徑方向 격자수와 같이 16개로 固定하고 수직方向으로는 평판길이가 變함에 따라 여러개의 격자수를 使用하였다. 計算機는 Prim 550을 使用하였으며 한 개의 해를 救하는데 약 10분 程度 所要되었다. 수렴기준은 다음과 같으며, B는 유동함수 또는 溫度를 나타내고 상첨자 m은 反復回數를 나타낸다.

$$\left| \frac{B^m - B^{m-1}}{B^m} \right| \leq 10^{-4} \tag{14}$$

內外部管 表面의 局所 Nusselt수, 平均 Nusselt수 및 축방향 단위길이당 열전달률은 다음과 같이 計算하였다.

局所 Nusselt 수

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot L}{K} = -\frac{\partial \phi}{\partial r}\Big)_{1,J} \tag{15}$$

$$Nu_o = \frac{h_o \cdot L}{K} = \frac{\partial \phi}{\partial r}\Big)_{MAXI,J} \tag{16}$$

平均 Nusselt 수

$$\overline{Nu_i} = \frac{\bar{h}_i \cdot L}{K} = \frac{1}{P}\int_0^P Nu_i \cdot ds \tag{17}$$

$$\overline{Nu_o} = \frac{\bar{h}_o \cdot L}{K} = \frac{1}{P}\int_0^P Nu_o \cdot ds \tag{18}$$

열전달률

$$Q_i = \bar{h}_i \cdot A_i \cdot \Delta T = \frac{\overline{Nu_i} \cdot K}{L}(\pi D_i + 2H) \cdot \Delta T \tag{19}$$

$$Q_o = \bar{h}_o \cdot A_o \cdot \Delta T = \frac{\overline{Nu_o} \cdot K}{L}(\pi D_o + 2H) \cdot \Delta T \tag{20}$$

3. 結果 및 檢討

本 硏究에 關聯되는 無次元 變數는 Rayleigh수 Ra, Prandtl수 Pr, 직경비 D_o/D_i, 무차원 평판길이 H/D_i 등이 있다. 여기서는 $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$으로 固定하고 H/D_i는 $0.0 \leq H/D_i \leq 1.2$, Ra_L은 $10^3 \leq Ra_L \leq 10^4$ 範圍로 變化시키면서 計算하였으며, $H/D_i=0.0$은 非圓形 環狀空間의 特殊한 境遇인 圓形 環狀空間이다. 따라서 非圓形 環狀空間의 結果를 圓形 環狀空間과 比較하여 무차원 평판길이 H/D_i가 非圓形 環狀空間에서의 溫度場, 流動場, 局所 Nusselt수 및 平均 Nusselt수에 미치는 영향을 檢討하였다.

Fig. 3은 무차원 평판길이 H/D_i의 變化에 따른 內部 및 外部 非圓形管의 局所 Nusselt수 分布를 나타낸다. 여기서 $s/p=0.0$은 非圓形管의 맨 위인 $\theta=0°$位置를 나타내고, $s/p=1.0$은 맨 아래인 $\theta=180°$ 位置를 나타내며, $s/p=0.5$를 중앙으로 좌우에 區分되어 表示된 곳은 非圓形管의 側面인 平板의 상단과 하단을 각각 나타낸다. 內部管의 局所 Nusselt수는 圓形部位에서는 圓形 環狀空間의 內部

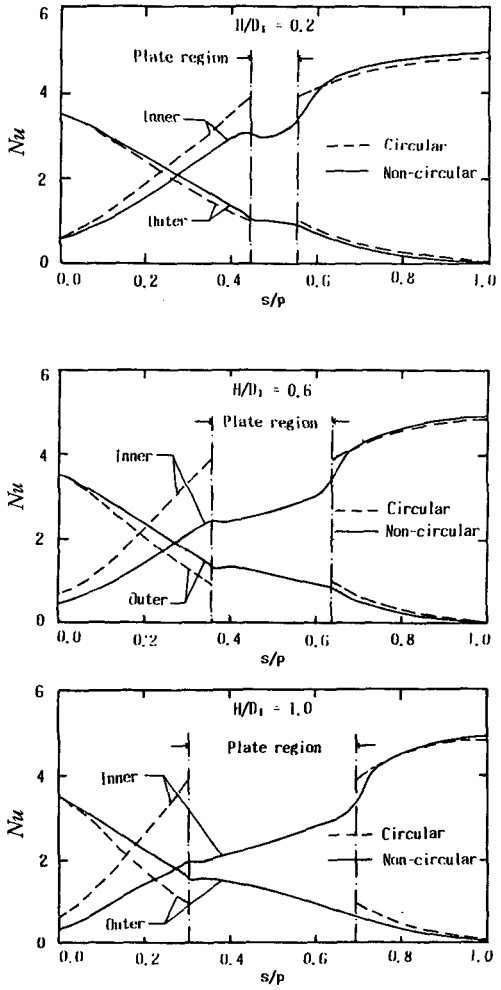

Fig. 3 Local Nusselt number distribution around non-circular cylinders with different aspect ratios at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

원관과 같이 $s/p=0.0$에서 최소값을 가지고 s/p가 增加함에 따라 增加하며 $s/p=1.0$에서 최대값을 따라 增加하며 $s/p=1.0$에서 최대값을 가진다. 이는 s/p가 감소하면 가열된 유체의 증가로 열전달이 둔화되기 때문이다. 平板部位에서는 평판상단부근에서 若干 減少하다 s/p가 增加함에 따라 增加한다. 外部管의 境遇는 內部管과는 반대로 $s/p=0.0$에서 최대값을 가지고 s/p가 增加함에 따라 減少하여 $s/p=1.0$에서 최소값을 가진다. 平板部位에서는 평판상단부근에서 若干 增加하다 s/p가 增加함에 따라 減少한다. 以上에서 보는 바와 같이 평판상단부근에서 Nusselt수의 變換點이 생기는 것은 非圓形 環狀空間의 기하학적 形狀에 의한 流動方向의 變化 때문인 것으로 考慮되며 이것은 사각형관의 모서리부분의 現象과 유사하다. 局所 Nusselt수의 分布는 H/D_i가 增加함에 따라 圓形環狀空間의 境遇보다 현저한 차이를 나타낸다. 內部管에서는 H/D_i가 增加함에 따라 평판 下段까지는 圓形 環狀空間의 境遇보다 크게 낮으나 下部 半圓形部位에서는 平板下段에 近接된 部位를 除外하고 圓形 環狀空間보다 若干 높다. 이와같은 차이가 平板上段附近에서 크게 나타나는 것은 平板에서 加熱된 流體가 이 部位에 크게 미치기 때문이다. 外部管의 境遇는 下部 半圓形部位의 平板下段附近을 除外하고 內部管의 境遇와 反對이다. Fig. 4와 Fig. 5는 非圓形 環狀空間의 圓形領域과 四角領域에서 H/D_i變化에 따른 無次元 溫度分布를 나타낸다. 圓形領域에서 無次元 溫度分布는 上部 半圓形領域에서는 H/D_i變化의 影響을 크게 받아 H/D_i가 增加함에 따라 平板에서 加熱된 流體의 增加로 높은 溫度分布를 나타내어 內部管附近의 온도구배는 낮아지고 外部管附近의 온도구배는 높아진다. 下部 半圓形領域에서는 H/D_i의 增加가 溫度分布에 미치는 影響은 적으나 上部 半圓形領域과는 반대로 內部管附近에서 $H/D_i=0.0$인 境遇보다 若干 높고 外部管附近에서는 若干 낮다. 한편 平板部位가 만드는 四角領域에서의 무차원 溫度分布는 H/D_i가 增加함에 따라 上段($Y/H=0.0$)에서는 平板에서 加熱된 流體의 增加로 현저히 증가하나 下段($Y/H=1.0$)에서는 $(R-R_i)/L\leq 0.33$에서 增加하고 $(R-R_i)/L>0.33$에서 減少한다. 이는 下段 內部平板附近에서는 流體의 流動方向 變化로 熱傳達이 若干 鈍化하기 때문이고 外部平板附近에서는 H/D_i가 增加함에 따라 外部管벽의 面積이 增加하여

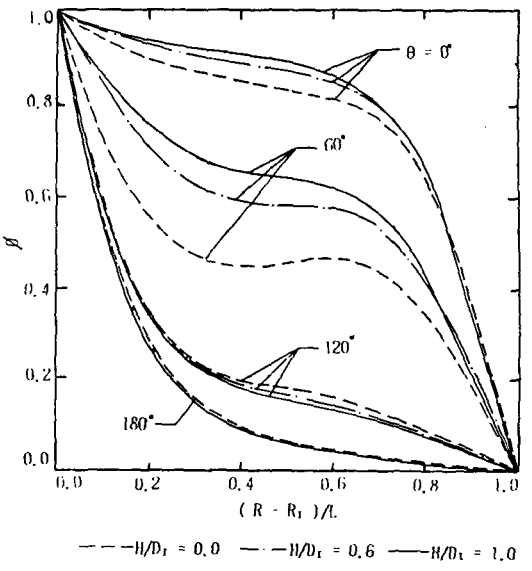

Fig. 4 Dimensionless temperature distribution for the circular region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

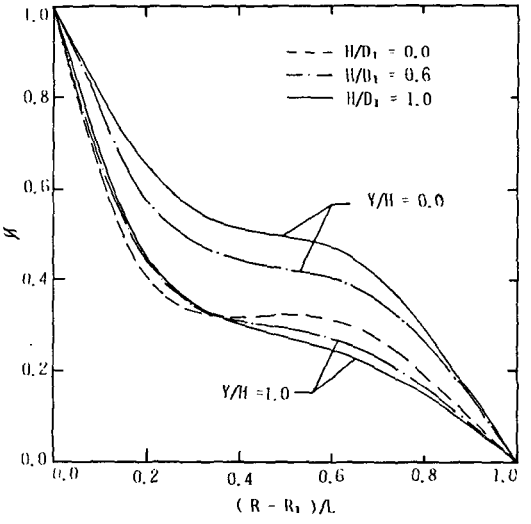

Fig. 5 Dimensionless temperature distribution for the plate region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

많은 열을 外部로 放出시키기 때문인 것으로 考慮된다. 따라서 上段에서는 內部平板에서 熱傳達이 顯著하게 鈍化되고 外部平板에서 促進되지만 下段에서는 內外部平板에서 多少 鈍化된다. Fig. 6과 Fig. 7은 $H/D_i=0.0$와 $H/D_i=1.0$일 때 圓形領域

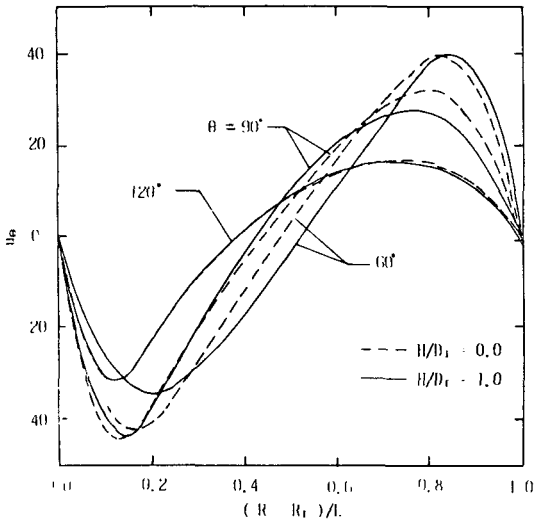

Fig. 6 Dimensionless angular velocity distribution for the circular region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

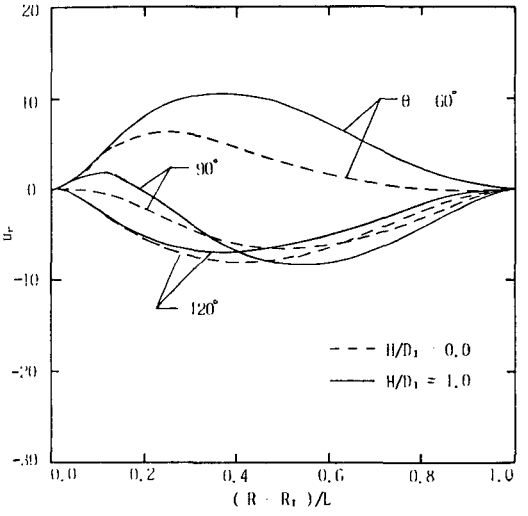

Fig. 7 Dimensionless radial velocity distribution for the circular region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

에서의 無次元 圓周方向 速度分布와 無次元 半徑方向 速度分布를 各各 나타낸다. $\theta=120°$인 下部 半圓形領域에서는 H/D_i가 변하여도 큰 差異가 없으나 $\theta=60°$인 上部 半圓形領域에서는 內部管附近에서 $H/D_i=1.0$일 때 圓周方向 速度分布는 $H/D_i=0.0$보다 減少하고 半徑方向 速度分布는 增加

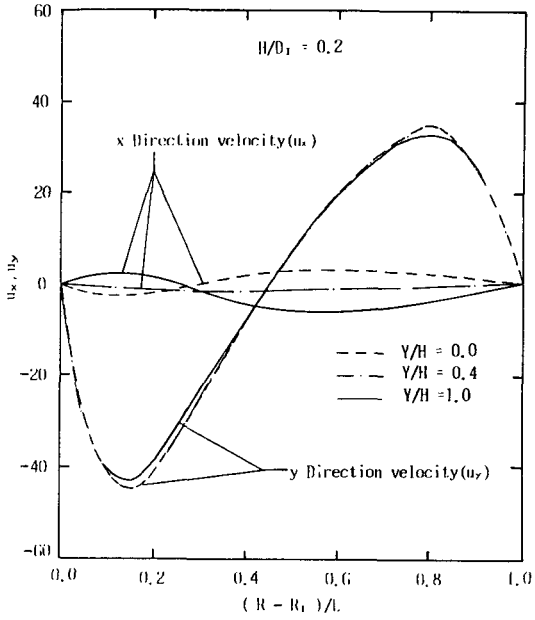

Fig. 8 Dimensionless velocity distribution for the plate region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$, $H/D_i=0.2$

한다. 이는 平板에서 수직방향으로 발달한 流體의 流動 때문이다. 또한 內外部管附近의 圓周方向 速度分布가 서로 반대인 것은 流動이 內部管을 따라 상방향으로 움직이고 外部管을 따라 하방향으로 움직이는 것을 나타내며 方向轉換位置는 θ가 增加함에 따라 內部管쪽으로 移動한다. Fig. 7에서 $\theta=60°$와 $\theta=120°$의 半徑方向 速度分布가 서로 반대인 것은 流體가 밀폐공간내에서 core를 形成하며 流動하는 것을 나타내고 $\theta=90°$에서는 $(R-R_i)/L<0.2$에서 $H/D_i=0.0$과 $H/D_i=1.0$의 速度方向이 서로 반대인 것은 $H/D_i=0.0$일 때는 내부관쪽으로 유체가 유동하나 $H/D_i=1.0$일 때는 외부관쪽으로 流動하는 것을 나타내며, 그 結果 Fig. 5에서 보는 바와 같이 平板下段 內部管附近에서의 熱傳達이 약간 鈍化된다. Fig. 8과 Fig. 9는 非圓形 環狀空間의 四角領域에서 $H/D_i=0.2$와 $H/D_i=1.0$일 때 無次元 速度分布를 各各 나타낸다. 水平方向 速度分布는 平板의 上段과 下段位置인 $Y/H=0.0$과 $Y/H=1.0$에서 서로 反對方向이다. 수직방향 速度分布는 四角密閉空間에서의 速度分布 傾向과 비슷하며 $H/D_i=0.2$일 때는 平板表面에서의 位置 Y/H의 變化에 따른 差異가 매우 작으나, $H/$

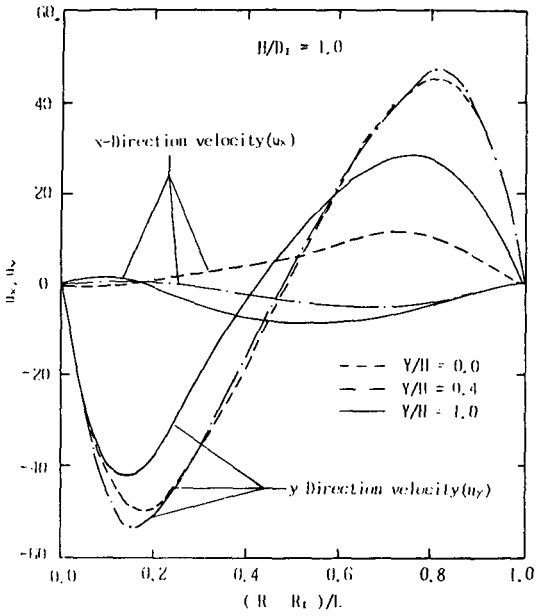

Fig. 9 Dimensionless velocity distribution for the plate region of a non-circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$, $H/D_i=1.0$

Table 1 Mean Nusselt number and heat transfer ratios of the non-circular cylinders with different aspect ratios at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$, $H/D_i=2.6$

H/D_i	Location	$\overline{Nu}$	Q/Q^*
0.0	Inner	3.361	1.0
	Outer	1.296	1.0025
0.2	Inner	3.204	1.0746
	Outer	1.311	1.0638
0.4	Inner	3.040	1.1348
	Outer	1.345	1.1424
0.6	Inner	2.917	1.1994
	Outer	1.360	1.2066
0.8	Inner	2.804	1.2591
	Outer	1.374	1.2711
1.0	Inner	2.721	1.3249
	Outer	1.377	1.3260
1.2	Inner	2.630	1.3803
	Outer	1.391	1.3922

$D_i=1.0$일 때는 Y/H가 減少함에 따라 增加하다 최대값은 $Y/H=0.4$에서 發生하고 그 값은 평판 상단($Y/H=0.0$)에서보다 若干 크다. 이는 平板에서 상단으로 갈수록 수직방향으로 發達된 流體流動이 평판상단부근에서 變하기 때문이다. 수직방향 속도의 方向轉換은 內外管間隔의 中心附近인 $0.4<(R-R_i)/L<0.5$ 位置에서 發生하고 水平方向速度의 方向轉換은 內部管에 近接한 $0.15<(R-R_i)/L<0.25$ 位置에서 發生한다. 또한 H/D_i의 影響은 平板에서 加熱된 流體流動의 增加로 평판상단부근에서 크게 나타난다. Table 1은 非圓形 環狀空間의 無次元 평판길이 H/D_i에 따른 平均 Nusselt수와 열전달율의 비를 나타낸다. 圓形 環狀空間의 境遇인 $H/D_i=0.0$일 때 Kuehn의 結果와 1% 以內로 잘 一致하고 열평형의 觀點에서 內部管과 外部管의 열전달률은 同一해야 하나 수치계산결과 各種誤差로 若干差異가 있으며 最大誤差는 $H/D_i=0.2$일 때 약 1% 發生하였다. 內部管의 平均 Nusselt수는 H/D_i가 增加함에 따라 減少한다. 이는 평판길이의 增加와 더불어 內部管表面에 두꺼운 온도경계층이 發達되기 때문인 것으로 考慮된다. Fig. 10은 H/D_i의 變化에 따른 非圓形 環狀空間의 열전달율의 비를 나타내고 同一 接水길이를 가지는 圓形 環狀空間과 比較하였다. H/D_i가 增加함에 따라 平均 Nusselt수는 Table 1에서 보는 바와 같이 減少하나 H/D_i가 增加하면 전열면적이 增加하므로 열전달률은 增加하고 同一 直徑을 가지는 圓形 環狀空間($H/D_i=0.0$)보다는 $H/D_i=1.2$일 때 약 38% 增加하나 同一 接水길이를 가지는 圓形 環狀空間보다는 H/D_i가 增加함에 따라 若干씩 增加하여 $H/D_i=1.2$일 때 약 3% 증가한다. Fig. 11은 Rayleigh수와 무차원 평판길이 H/D_i가 평균 Nusselt수에 미치는 영향을 나타낸다. 全體的으로 平均 Nusselt수는 H/D_i가 增加함에 따라 減少하고 Rayleigh수가 增加함에 따라 增加한다. 또한 Rayleigh수가 增加함에 따라 H/D_i가 平均 Nusselt수에 미치는 영향도 增加하며 平均 Nusselt수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu}=0.242(Ra_L)^{0.263}(H/D_i)^{-0.093} \quad (0.2\leqq H/D_i<0.6) \tag{21}$$

$$\overline{Nu}=0.258(Ra_L)^{0.253}(H/D_i)^{-0.141} \quad (0.6\leqq H/D_i\leqq 1.2) \tag{22}$$

計算結果와 比較하여 式 (21)과 式 (22)는 最大 2.6%와 2.5%의 誤差가 있었고 $Ra_L=5\times10^3$의 境遇는

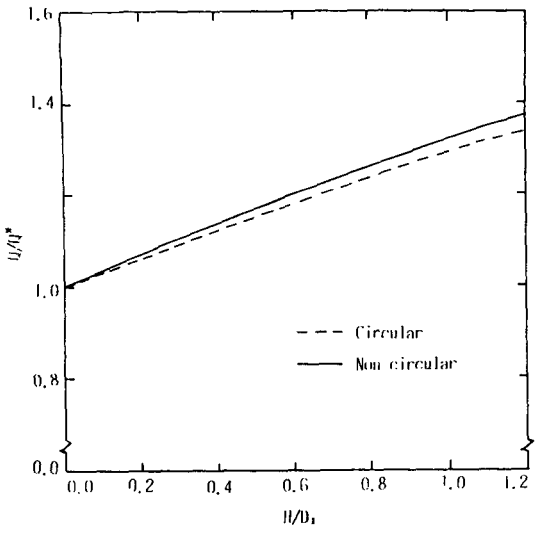

Fig. 10 Comparision of heat transfer of the non-circular cylinder with circular cylinder at $Ra_L=10^4$, $Pr=0.7$

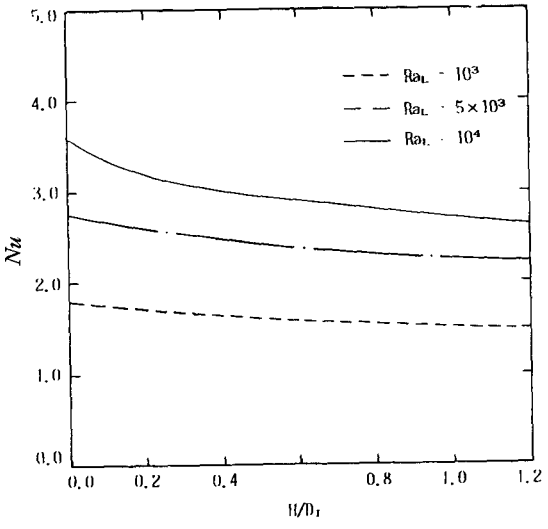

Fig. 11 Mean Nusselt number distribution of non-circular cylinders with different aspect ratios for various Rayleigh number at $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$

0.7% 이하의 誤差를 나타내었다.

4. 結 論

非圓形 環狀空間에서 直徑比 $D_o/D_i=2.6$, Prandtl수 $Pr=0.7$인 境遇 無次元 평판길이 $H/D_i=0.2\sim1.2$와 Rayleigh수 $Ra_L=10^3\sim10^4$가 自然對流 熱傳達 特性에 미치는 影響을 수치해석으로 硏究한 結果 다음과 같다.

(1) 平均 Nusselt수는 무차원 평판길이 H/D_i가 增加함에 따라 減少하고, Rayleigh수가 增加함에 따라 增加한다. 또한 Rayleigh수가 增加함에 따라 H/D_i가 平均 Nusselt수에 미치는 影響은 增加하며 平均 Nusselt수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\overline{Nu}=0.242(Ra_L)^{0.263}(H/D_i)^{-0.093}$$
$$(0.2\leqq H/D_i<0.6)$$
$$\overline{Nu}=0.258(Ra_L)^{0.253}(H/D_i)^{-0.141}$$
$$(0.6\leqq H/D_i\leqq1.2)$$

(2) Rayleigh수가 높으면 無次元 평판길이 H/D_i가 增加함에 따라 上部 半圓形部位와 평판상단부근의 局所 Nusselt수는 內部管에서는 크게 減少하고 外部管에서는 크게 增加하나, 下部 半圓形部位와 平板下段부근에서는 變化가 적다.

(3) 無次元 평판길이 H/D_i가 增加함에 따라 平均 Nusselt수는 減少하나, 전열면적 增加로 열전달율은 增加하며, 同一直徑을 가지는 圓形 環狀空間보다는 $Ra_L=10^4$, $H/D_i=1.2$일 때 약 38% 增加하고 同一 접수길이를 가지는 圓形 環狀空間보다는 약 3% 增加한다.

參 考 文 獻

(1) Ostrach, S., 1972, "Natural Convection in Enclosures", Advances in Heat Transfer, Vol. 8, pp. 161~227.

(2) Powe, R.E., Carley, C.T., and Bishop, E.H., 1971, "Free Convection Flow Patterns in Cylindrical Annuli", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 91, pp. 310~314.

(3) Powe, R.E., Carley, C.T., and Carruth, S.L., 1971, "A Numerical Solution for Natural Convection in Cylindrical Annuli", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 92, pp. 210~220.

(4) Kuehn, T.H., and Goldstein, R.J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders", J. Fluid Mech., Vol. 74, pp. 695~719.

(5) Kuehn, T.H., and Goldstein, R.J., 1978, "An Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer in Concentric and Eccentric Horizontal

Cylindrical Annuli", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 100, pp. 635~640.

(6) Projahn, U., Rieger, H., and Beer, H., 1981, "Numerical Analysis of Laminar Natural Convection between Concentric and Eccentric Cylinders", Numerical Heat Transfer, Vol. 4, pp. 136~146.

(7) Kwon, S.S., Kuehn, T.H., and Lee, T.S., 1982, "Natural Convection in the Annulus between Horizontal Circular Cylinders with Three Axial Spacers", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 118~124.

(8) Karim, F., Farouk, B., and Namer, I., 1986, "Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Cylinder between Vertical Confining Adiabatic Walls", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 108, pp. 291~298.

(9) Lee, J.H., and Lee, T.S., 1981, "Natural Convection in the Annuli between Horizontal Convection Elliptic Cylinders", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, No. 10, pp. 1739~1742.

(10) Chang, K.S., Won, Y.H., and Cho, C.H., 1983, "Patterns of Natural Convection around a Square Cylinder Placed Concentrically in a Horizontal Circular Cylinder", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 105, pp. 273~280.

(11) Launder, B.E., and Massey, T.H., 1978, "The Numerical Prediction of Viscous Flow and Heat Transfer in Tube Banks", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 100, pp. 565~571.

(12) Kuehn, T.H., and Goldstein, R.J. 1979, "Numerical Solution to the Navier-Stokes Equations for Larminar Natural Convection about a Horizontal Isothermal Circular Cylinder", Int. J. Heat Transfer, Vol. 23, pp. 971~979.