

균일한 간격을 가진 비원형환상공간에서의 자연대류에
관한 수치해석 및 실험적 연구

A Numerical and Experimental Study of Natural Convection in the Annulus
between Horizontal Non-Circular Cylinders with a Uniform Gap

배 대 석*, 권 순 석**
D. S. Bai, S. S. Kwon

ABSTRACT

A numerical and experimental investigation has been carried out to understand a characteristic of natural convection within a horizontal non-circular annulus. A finite-difference method has been used to solve the governing equations numerically. The effect of Rayleigh number, Prandtl number, aspect ratio and diameter ratio is studied analytically. The ranges of the parameters studied herein are Rayleigh number from 10^3 to 2×10^4 , Prandtl number from 0.1 to 10, aspect ratio from 0.25 to 1.5 and diameter ratio from 1.5 to 9.0. A Mach-Zehnder interferometer is used to obtain isothermal fringes for a diameter ratio $D_o/D_i=2.6$ and aspect ratio $H/L=0.75$ experimentally. A comparison between the experimental and numerical results under similar conditions shows good agreement.

기 호 설 명

D : 비원형관의 직경
 g : 중력가속도
 H : 비원형관의 평판길이
 H_L : 간격길이기준 무차원 평판길이, H/L
 h : 대류열전달 계수
 k : 열전도율
 L : 간격길이, $R_o - R_i$
 N_u : Nusselt 수, $h \cdot L/k$
 P : 비원형관 접수길이, $\pi D + 2 \cdot H$
 p : 무차원 접수길이, P/D

Pr : Prandtl 수
 R : 반경방향 좌표
 r : 무차원 반경방향 좌표, R/L
 Ra : Rayleigh 수, $g \cdot \beta \cdot L^3 \cdot \Delta T / \nu \cdot \alpha$
 S : $\theta = 0^\circ$ 로부터 측정된 접수길이
 s : $\theta = 0^\circ$ 로부터 측정된 무차원 접수길이,
 S/D
 T : 온 도
 ΔT : 온도차, $T_i - T_o$
 U : 속 도
 u : 무차원 속도, $U \cdot L/\alpha$
 W : 와 도
 w : 무차원 와도, $W \cdot L^2/\alpha$

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

- X : 수평방향 좌표
- x : 무차원 수평방향 좌표, X/L
- Y : 수직방향 좌표
- y : 무차원 수직방향 좌표, Y/L
- α : 열확산율
- β : 체적팽창계수
- ν : 동점성계수
- θ : 원주방향 좌표
- ϕ : 무차원 온도, $(T-T_0)/\Delta T$
- Ψ : 유동함수
- ϕ : 무차원 유동함수, Ψ/α
- (첨 자)
- i : 내부관
- J : 원주방향 및 수직방향 격자점 번호
- L : 간격길이기준
- o : 외부관
- r : 반경방향
- x : 수평방향
- y : 수직방향
- θ : 원주방향
- MAXI: 반경방향 최대 격자
- : 평 균

1. 서 론

자연대류는 크게 두가지 형태의 문제로 분류될 수 있다. 첫째는 정지된 무한유체 내에 가열된 물체가 있을 때 가열된 물체와 정지유체 사이의 유동과 열전달 문제이고, 둘째는 유체로 채워진 밀폐공간내의 유동과 열전달문제이다. 이들 문제에 대한 연구는 일반적으로 평판, 원관, 원형 및 사각밀폐공간, 또는 수평 원형환상공간등 단순형상에 대하여서만 수행되어져 왔다. 그러나 특수형상은 그 형상에 따라 제한된 설계조건을 만족시키고 열전달 증대나 감소등의 목적으로 사용되어 질 수 있다. 강제대류에서는 이미 여러 특수형상에 대하여 많은 연구가 수행되어져 왔으나 인공적인 유체수송이 허용되지 않거나 불가능한 경우 중요하게 다루어지는 자연대류에서는 이에 대한 연구가 미흡하다. 따라서 최근에는 단순형상보다 해석이 복잡한 형상이나 특수

형상에 대한 연구가 수행되고 있다.

Kuehn 등¹⁾은 편심된 이중관에서 편심도가 자연대류 열전달에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였고, Projahn 등²⁾은 같은 형상에 대하여 연구하였으며 Kwon 등⁴⁾은 3개의 격판을 가진 환상공간에서 격판의 위치, 열전도율 및 직경비등의 영향을 연구하였다. Lee 등⁵⁾은 수평 타원형이중관에 대하여 연구하였으며 Chang 등⁶⁾은 원관으로 둘러싸인 사각형관의 위치와 형상비의 영향에 대하여 연구하였다.

본 연구는 반원관과 수직평판으로 조합된 비원형이중관 사이의 비원형환상공간에서의 자연대류 열전달 특성을 고찰한 것이다. 본 연구의 기하학적 형상은 일반적인 형상은 아니지만 특수한 공간에서의 설계조건이 될 수 있고, 그 결과를 원형환상공간에 대한 결과와 비교하여 효과적인 열전달 방법을 제시할 수 있을 것이다. 따라서 본 연구의 목적은 여러 무차원변수—무차원 평판길이, 직경비, Rayleigh 수, Prandtl 수—의 영향을 검토하여 비원형 환상공간에서의 유동과 열전달특성에 대한 지식을 확장하고 실험을 통하여 수치해석의 타당성을 입증하는데 있다.

2. 수치해석

비원형 환상공간을 해석하기 위하여 원형영역과 사각영역에 각각 원동좌표계와 직각좌표계를 사용하였다. 두 좌표계를 사용할 때 발생하는 두 좌표계 연결문제는 각 좌표계에서의 false 격자점을 인접된 4개 격자점을 사용하여 보간법으로 구하였다.⁷⁾

유동장과 온도장을 해석함에 있어 유체는 비압축성이고, Boussinesq 근사를 사용하였으며 복사열전달과 점성소산은 무시하였다. 각 좌표계에서 2차원, 정상상태, 층류자연대류에 관한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.⁸⁾

a) 원동좌표계

$$\nabla^2 \phi = -\omega \dots\dots\dots (1)$$

$$\nabla^2 \omega = \frac{1}{Pr} \left(u_r \cdot \frac{\partial \omega}{\partial r} + \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \theta} \right)$$

$$+Ra\left(\sin\theta\frac{\partial\phi}{\partial\gamma}+\frac{\cos\theta}{\gamma}\cdot\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\right)\dots(2)$$

$$\nabla^2\phi=u_\gamma\cdot\frac{\partial\phi}{\partial\gamma}+\frac{u_\theta}{\gamma}\frac{\partial\phi}{\partial\theta}\dots\dots\dots(3)$$

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

$$u_\gamma=\frac{1}{\gamma}\frac{\partial\psi}{\partial\theta}, u_\theta=-\frac{\partial\psi}{\partial\gamma}, \omega=\frac{1}{\gamma}\left\{\frac{\partial}{\partial\gamma}(\gamma\cdot u_\theta)-\frac{\partial u_\gamma}{\partial\theta}\right\}$$

b) 직각좌표계

$$\nabla^2\psi=-\omega\dots\dots\dots(4)$$

$$\nabla^2\omega=\frac{1}{Pr}\left(u_x\cdot\frac{\partial\omega}{\partial x}+u_y\frac{\partial\omega}{\partial y}\right)+Ra\frac{\partial\phi}{\partial x}\dots\dots\dots(5)$$

$$\nabla^2\phi=u_x\cdot\frac{\partial\phi}{\partial x}+u_y\frac{\partial\phi}{\partial y}\dots\dots\dots(6)$$

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

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

식 (1), (4)는 각 좌표계에서의 연속방정식이 고, 식 (2), (5)는 운동량방정식이며 식 (3), (6)은 에너지방정식이다. 본 논문에서 고려하는 형상은 좌우대칭이므로 한쪽 영역만을 계산하였으며 이 경우에 경계조건은 다음과 같다.

a) 원형영역

내부 비원형관 표면

$$u_\gamma=u_\theta=\psi=0, \phi=1, \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial\gamma^2}\dots(7)$$

외부 비원형관 표면

$$u_\gamma=u_\theta=\psi=0, \phi=0, \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial\gamma^2}\dots(8)$$

대칭축

$$u_\theta=\psi=\omega=\frac{\partial u}{\partial\theta}=\frac{\partial\phi}{\partial\theta}=0\dots\dots\dots(9)$$

b) 사각영역

내부 비원형관 표면

$$u_x=u_y=\psi=0, \phi=1, \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}\dots(10)$$

외부 비원형관 표면

$$u_x=u_y=\psi=0, \phi=0, \omega=-\frac{\partial^2\psi}{\partial x^2}\dots(11)$$

무차원 지배방정식을 수치해석하기 위하여 유한차분법을 적용하였고, 수렴속도와 계산의 안정성 확보를 위하여 연속이완법 (successive relaxation scheme), 중심차분법 (central difference scheme) 및 hybrid법을 사용하였다. 격자(grid) 간격은 plume, 두 좌표연결부분 및 내외부관표면 부근에서는 조밀하게 두고 나머지 영역은 배로 증가시켜 격자수를 원통좌표계에서는 반경방향으로 16개 원주방향으로 31개로 분할하여 16×31 격자를 만들었고, 직각좌표계에서는 수평방향으로는 원통좌표계의 반경방향 격자수와 같이 16개, 수직방향으로는 18개로 분할하여 16×18 격자를 만들었다. 계산기는 32 비트 퍼스날 컴퓨터를 사용하였으며 한개의 해를 구하는데 약 30분 정도 소요되었다. 수렴기준은 다음과 같으며, B는 유동함수 또는 온도를 나타내고 상첨자 m은 반복회수를 나타낸다.

$$\frac{B^m-B^{m-1}}{B^m}\leq 10^{-3}\dots\dots\dots(12)$$

내외부관 표면의 국소 Nusselt 수 및 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 계산하였다.

국소 Nusselt 수

$$Nu_i=\frac{h_i\cdot L}{K}=-\frac{\partial\phi}{\partial\gamma}\Big|_{i,j}\dots\dots\dots(13)$$

$$Nu_o=\frac{h_o\cdot L}{K}=\frac{\partial\phi}{\partial\gamma}\Big|_{MAXI,J}\dots\dots\dots(14)$$

평균 Nusselt 수

$$\bar{Nu}_i=\frac{\bar{h}_i\cdot L}{K}=\frac{1}{P}\int_0^P Nu_i\cdot ds\dots\dots\dots(15)$$

$$\bar{Nu}_o=\frac{\bar{h}_o\cdot L}{K}=\frac{1}{P}\int_0^P Nu_o\cdot ds\dots\dots\dots(16)$$

3. 실험

3.1 실험장치

본 연구모델의 기하학적 형상은 Fig.1과 같으며 내부 및 외부 비원형관은 99.9%의 동관을 사용하여 와이어 커팅 머어신(wire cutting machine)으로 제작하였다. 내부관은 길이가 150mm, 두께가 2mm, 반원외경이 20mm, 수직평판길이가 12mm이고 내부관 표면의 온도를 측정하기 위하여 6개소에 6개의 Copper-Constantan 열전대를 부착하였는데 그 중 4개는 축방향으로 중앙단면의 상부와 하부 그리고 수직평판의 중간에 각각 부착하였고 나머지 2개는 양단 수직 평판중간에 각각 부착하였다. 이들에 의하여 내부관 표면의 온도를 측정하였고 또한 온도 분포의 균일성을 확인 하였다. 열전대는 스파크(Spark)용접에 의하여 접점을 만들었고 그 접점은 내부관 안쪽에서 내부관 외벽쪽으로 넣은 후 은으로 용접하여 밀봉하였다. 내부관의 내부에는 전기 가열기를 만들어 넣었고, 내부관의 표면온도가 등온을 유지하도록 열원체와 내부관 사이에 열용량이 큰 장식가루를 넣은 후 양단에 두께 12mm베이크라이트로 밀봉하여 양단으로 빠져나오는 열을 막았다. 외부관은 본 실험실에서 사용한 Mach-Zehnder간섭계의 유

효직경이 허용하는 범위내에서 직경비 $D_o/D_i = 2.6$, 무차원 평판길이 $H/L = 0.75$ 가 되도록 길이는 150mm, 두께는 2mm, 반원내경은 52mm, 수직평판 길이는 12mm로 제작하였다. 외부관의 내부표면 온도를 측정하기 위하여 6개의 열전대를 내부관과 상사한 위치에 부착하였다. 외부관의 내부 중앙에 내부관이 위치하도록 양단에 각각 1개의 지지봉으로 고정시켜 외부관과 내부관 사이의 간격을 균일하게 하였다. 외부관은 냉각수에 의하여 냉각되어 외부관벽의 온도가 일정하게 유지되도록 냉각수 통로를 나선형으로 제작하여 외부관벽에 부착하였다. 본 실험에서 사용된 Mach-Zehnder 간섭계의 유효직경은 80mm이고 광원은 He-Ne Laser이다. 내부에 가열을 위한 공급전원량 조절을 위하여 슬라이드스틀을 사용하였는데 그 규격은 전압 범위가 0~130V, 입력이 100V, 60Hz인 1Kw의 정격용량이다.

3.2 실험방법

실험은 먼저 간섭계를 부한대 무늬가 얻어지도록 조정후 시험부분을 광축에 평행하게 위치시켰다. 그다음 냉각수를 외부관의 냉각수 통로를 통하여 흐르게하고 슬라이드스틀을 사용하여 내부관의 전기가열기에 전원을 공급하였다. 원관 표면의 온도는 각 위치에 따

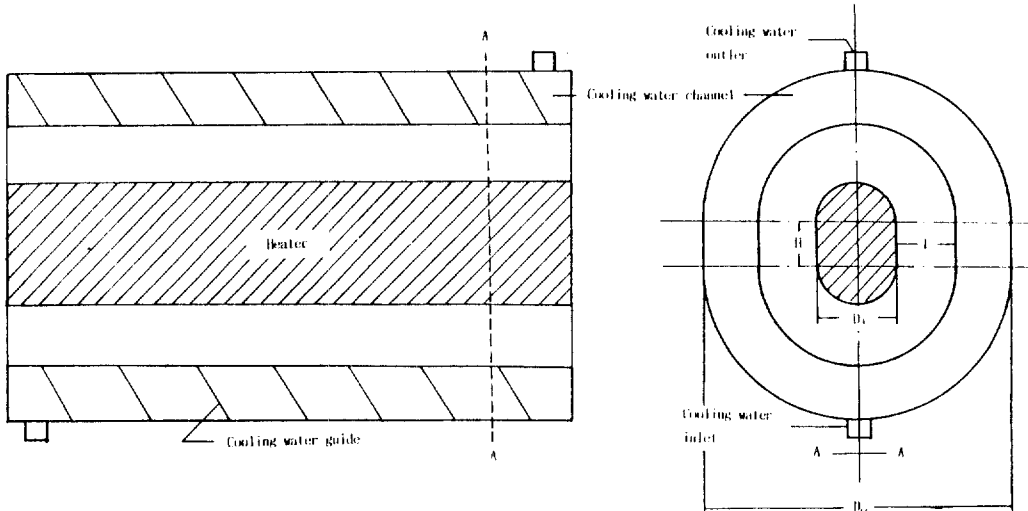


Fig.1 Schematic cross section of the test part

라 약간의 차가 있었으나 그 오차는 내부 관과 외부관의 온도차의 1.5% 이하였다. 실험시에 정상상태를 유지하는데는 최소 3시간이 소요되었다. 실험으로 얻은 각 간섭무늬 사이의 간격은 공구현미경으로 판독 하였으며 간섭무늬 사진으로 부터 등온선 온도와 국소 Nusselt 수를 구하기 위하여 Hauf 와 Grigul¹¹⁾ 방법을 사용하였다.

4. 결과 및 검토

4.1 수치해석결과

수평 동심 비원형 이중관 사이의 비원형 환상공간에서의 자연대류 열전달 특성을 고찰하

기 위하여 4개의 무차원 변수 Rayleigh 수 Ra , Prandtl 수 Pr , 무차원 평판길이 H/L 그리고 직경비 D_o/D_i 를 $10^3 \leq Ra_L \leq 2 \times 10^4$, $0.1 \leq Pr \leq 1.0$, $0.0 \leq H/L \leq 1.5$ 그리고 $1.5 \leq D_o/D_i \leq 9.0$ 의 범위로 변화시키면서 수치해를 구하였다.

Fig. 2, Fig. 3 그리고 Fig. 4는 $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$ 그리고 무차원 평판길이가 $H/L=0.25$, 0.75 , 1.5 일 때 각각 Ra_L 에 따른 등온선과 stream lines 를 나타낸다. $Ra_L=10^3$ 일 때는 거의 전도에 의하여 열전달이 일어나고 $Ra_L=10^4$ 이상에서는 내외부관 온도경계층이 발달하면서 온도역전 현상이 나타난다. 온도역전 현상은 냉각표면 가까이 있는 유체의

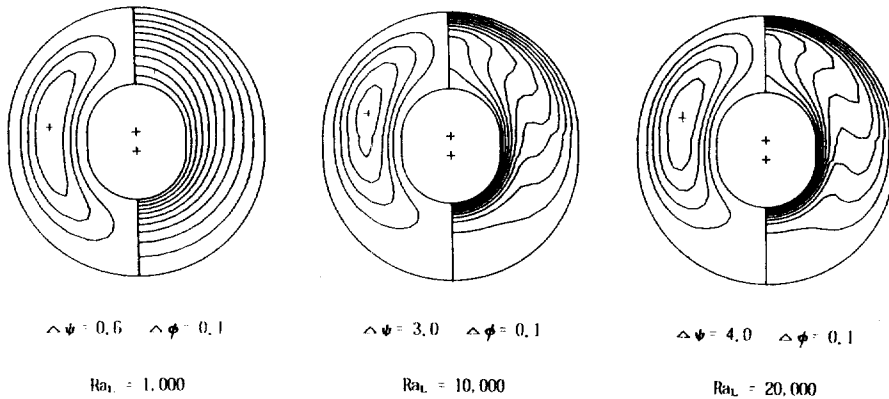


Fig.2 Streamlines and isotherms for $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$, $H/L=0.25$

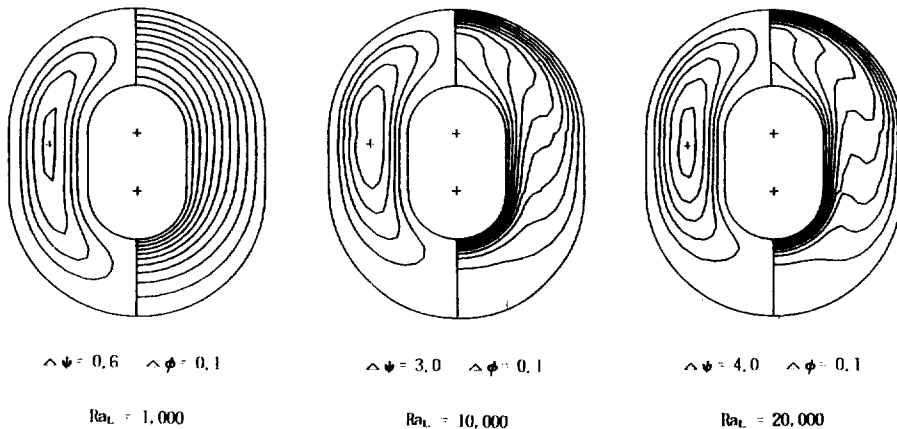


Fig.3 Streamlines and isotherms for $Pr=0.7$, $D_o/D_i=2.6$, $H/L=0.75$

온도가 가열표면 가까이 있는 유체의 온도보다 높게 나타나는 현상이다. 이는 내부관에 의하여 가열된 유체가 내부관 표면을 따라 상부로 올라가면서 내부온도경계층과 $\theta=0^\circ$ 부근에 열기둥을 만들고 이 열기둥이 외부관벽을 따라 하부로 내려오면서 외부온도경계층을 만들어 유동방향이 서로 반대기되면서 상호 유동간섭을 일으키므로 발생한다. 이러한 온도역전 현상은 Ra_L 이 증가하면 크게 나타나지만 H/L 이 증가하면 작게 나타나고 등온선은 하부로 약간씩 내려온다. 무차원 평판길이 H/L 에 따른 온도구배는 하부 반원관에서는 별 차이가 없으나 상부 반원관에서는 H/L 이 증가

할수록 내부관에서는 감소하고 외부관에서는 증가한다. 이는 H/L 이 증가하면 평판에서 가열된 유체의 증가 및 수직방향으로 발달된 유체유동의 영향이 증대되기 때문이다. 따라서 H/L 이 증가하면 상부 내부관에서의 열전달은 둔화되고 상부 외부관의 열전달은 증대된다. 한편 유동은 Ra_L 와 H/L 이 증가할수록 증가하며, 유체회전의 중심점인 최대유동점은 H/L 이 증가할수록 하부로 내려오고 이 최대유동점을 중심으로 상부유동과 하부유동은 거의 대칭적인 형상을 나타낸다. Fig. 5는 $Ra_L = 2 \times 10^4$, $D_o/D_i = 2.6$, $H/L = 0.75$ 일 때 Pr 에 따른 등온선과 stream lines를 나타낸다.

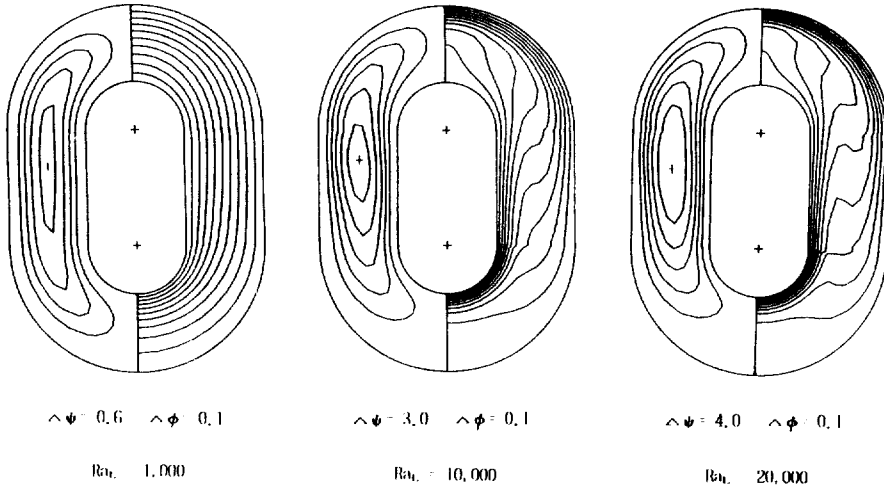


Fig.4 Streamlines and isotherms for $Pr=0.7, D_o/D_i=2.6, H/L=1.5$

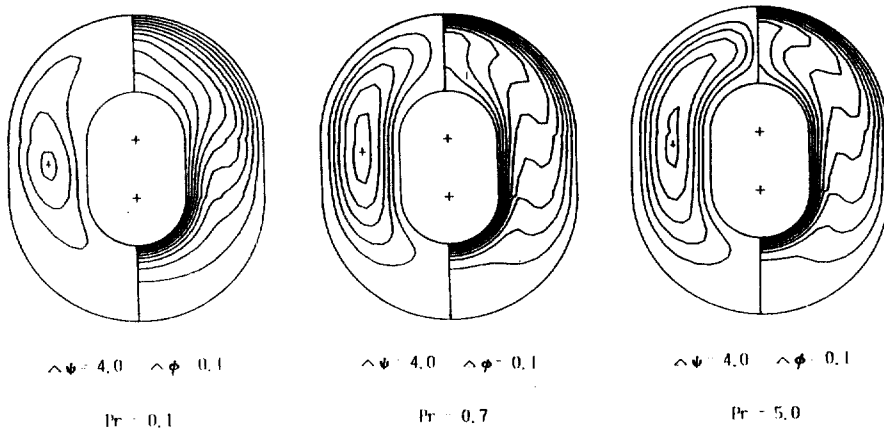


Fig.5 Streamlines and isotherms for $Ra_L = 2 \times 10^4, D_o/D_i=2.6, H/L=0.75$

Pr의 영향은 Pr가 증가할수록 유동은 증가하고 내외부관의 온도경계층이 잘 발달하여 열전달이 증가한다. 그러나 Pr=0.7과 Pr=5.0의 경우를 비교하면 그 차가 적고 등온선과 stream lines의 형태가 비슷하지만 Pr=0.1인 저 Pr에서는 현저한 형태상의 차이를 나타내며 상부 반원관에서는 온도역전 현상은 일어나지 않고 전도에 의한 열전달 등은 선형상과 비슷하다. 이는 Pr=0.1은 거의 액체 금속에 가까운 Pr로써 stream lines에서 보는 바와 같이 유동이 활발하지 못하기 때문이다. Fig. 6과 Fig. 7은 H/L=0.75 그리고 Pr=10과 Pr=0.1일 때 각각 직경비 D_o/D_i 에 따른 등온선과 stream lines를 나타낸

다. Pr=10, $Ra_L=2 \times 10^4$ 일 때 D_o/D_i 가 증가하면 내부관에서의 열전달은 증대되고 유동성은 감소한다. 이는 D_o/D_i 가 증가하면 내부관의 전열면적에 대한 저온 유체의 양이 상대적으로 증가하기 때문이다. 직경비가 아주 작은 $D_o/D_i=1.5$ 일 때는 저 Rayleigh 수 $Ra_L=5000$ 에서 이차유동인 count-rotating cell이 나타나 층류유동에서 난류유동으로 천이되어지는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 Pr=0.7일 때도 나타나며⁹⁾ 원형환상공간에 대한 Powe¹⁰⁾의 실험결과와 일치한다. 한편 Pr=0.1일 때는 앞의 경우와는 다르게 count-rotating cell은 발생하지 않고 거의 전도에 의하여 열전달이 이루어지고 오히려 직경비가

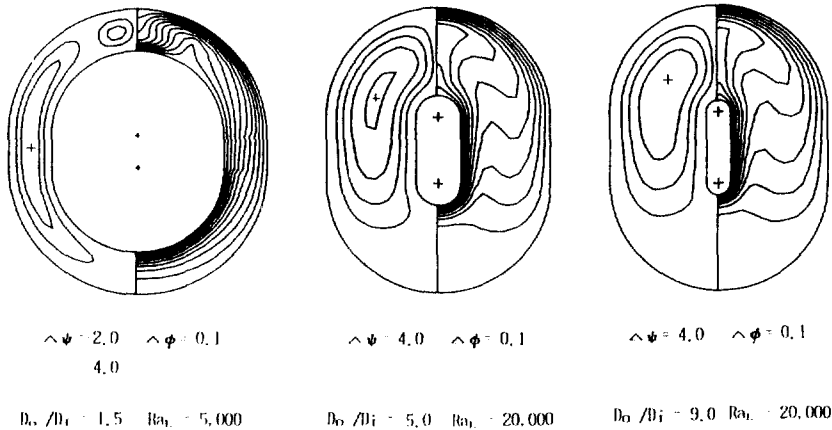


Fig.6 Streamlines and isotherms for Pr=10.0, H/L=0.75

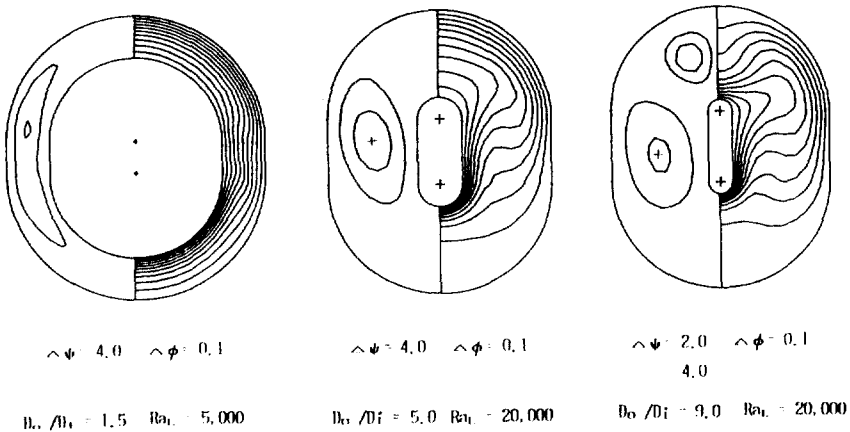


Fig.7 Streamlines and isotherms for Pr=0.1, H/L=0.75

증가된 $D_o/D_i = 9.0$ 에서 count - rotating cell 이 나타난다. 이는 직경비가 증가하면 주위유체에 대한 내부관의 상대적 전열면적 감소에 따른 전열량 감소와 유동감소의 영향을 크게 받기 때문인 것을 고려된다. Fig. 8은 Ra_L 와 무차원 평판길이 H/L 에 따른 평균 Nusselt 수를 나타낸다. 전체적으로 평균 Nusselt 수는 H/L 이 증가함에 따라 감소하고 Ra_L 가 증가함에 따라 증가한다. Fig. 9는 Pr 와 Ra_L 에 따른 평균 Nusselt 수를 나타낸다. $Ra_L = 10^3$ 에서는 Pr 가 평균 Nusselt 수에 미치는 영향은 거의 없으나 $Ra_L \geq 10^4$ 에서는 $Pr \leq 1.0$ 일 때 Pr 수는 평균 Nusselt 수에 크게 영향을 미친다. Fig. 10은 직경비 D_o/D_i 와 Pr 에 따른 평균 Nusselt 수를 나타낸다. 직경비가 증가할수록 Pr 의 영향은 증가한다.

4. 2 실험결과 및 수치해석결과와의 비교

비원형 환상공간에 대한 수치해석의 타당성을 입증하기 위하여 $D_o/D_i = 2.6$ 그리고 $H/L = 0.75$ 인 대표적인 형상에 대해 $Ra_L = 0.45 \times 10^4 \sim 1.98 \times 10^4$ 범위에서 공기중에서 Mach-Zehnder 간섭계를 사용하여 실험하고, 그 결과를 수치해석 결과와 비교 검토하였다. Fig. 11은 내부 및 외부 비원형관의 국소 Nusselt 수 분포를 나타내고 수치해석 결과와 비교하

였다. 또한 비원형 환상공간에서의 열전달 특성을 살펴보기 위하여 원형 환상공간에 대한 수치해석 결과도 함께 나타내었다. 실험결과와 수치해석 결과는 정성적으로 잘 일치하였으나 상부 반원관과 수직평판보다는 하부 반원관에서 더 잘 일치하였다. 원형 환상공간의 경우와 비교하면 비원형관의 국소 Nusselt 수는 하부 반원관보다 상부 반원관에서 큰 차이가 나며 원형 환상공간의 국소 Nusselt 수보다 작다. 이는 평판에서 가열된 유체의 영향이 이 부분에 크게 미치기 때문이다. Fig. 12는 간섭무늬사진과 수치계산으로 구한 등온선과의 비교이다. 우측에 실험으로 얻은 간섭무늬는 등온선을 나타낸다. 따라서 좌측의 수치계산으로 구한 등온선과 일치해야하나 전체적으로 실험으로 구한 등온선보다 약간 상부로 올라가 있다. 이는 실험과 수치계산에서 생기는 오차 때문이다. 실험오차는 주로 단말영향(end effect), 불완전한 무한대 프린지조정, 내외부관 표면온도의 불균일등에서 생기는 오차이고 수치계산 오차는 유한한 격자수, Boussinesq 근사 그리고 해의 수렴판정 기준치의 한계등에서 생긴다. 이러한 오차를 고려할 때 실험에서 얻은 간섭무늬 사진과 수치계산으로 구한 등온선은 비교적 잘 일치함을 보인다.

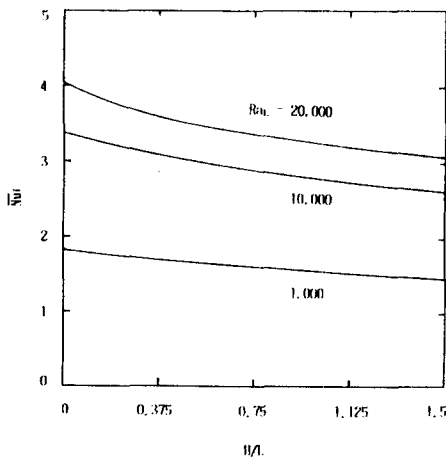


Fig.8 Mean Nusselt number versus aspect ratio for various Rayleigh number at $Pr = 0.7$, $D_o/D_i = 2.6$

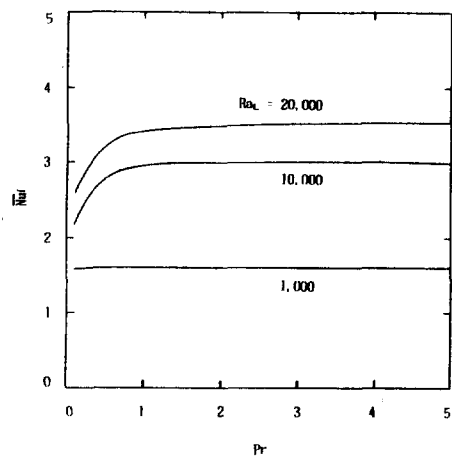


Fig.9 Mean Nusselt number versus Prandtl number for various Rayleigh number at $H/L = 0.75$, $D_o/D_i = 2.6$

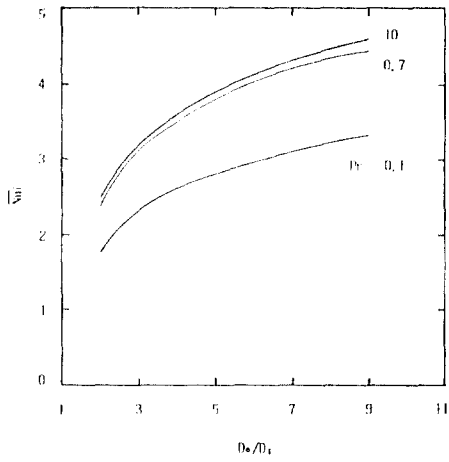


Fig.10 Mean Nusselt number versus diameter ratio for various Prandtl number at $H/L = 0.75$, $Ra_L = 10,000$

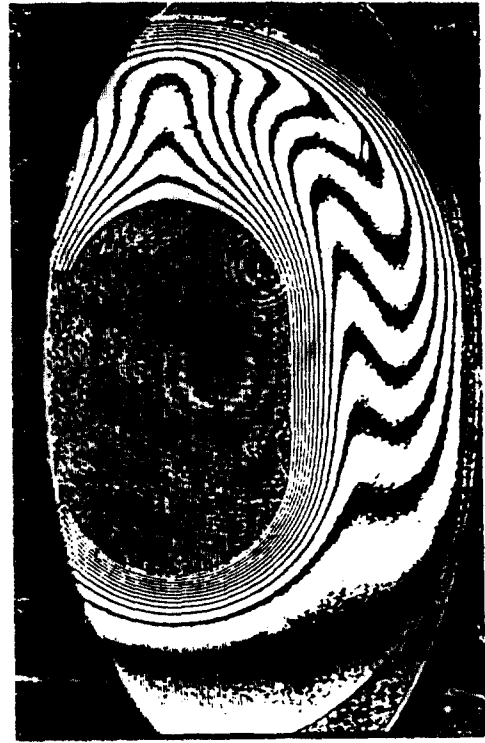


Fig.12 Interferogram for $Ra_L = 1.98 \times 10^4$, $Pr = 0.702$, $D_o/D_i = 2.6$, $H/L = 0.75$



Fig.11 Interferogram for $Ra_L = 1.07 \times 10^4$, $Pr = 0.708$, $D_o/D_i = 2.6$, $H/L = 0.75$

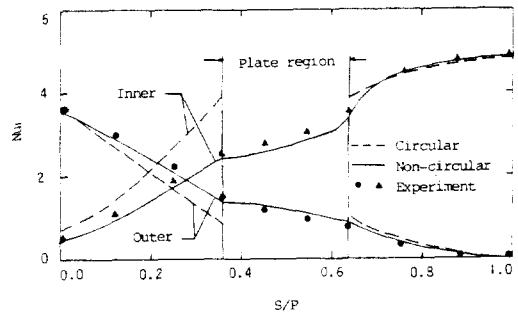


Fig.13 Local Nusselt number distribution around non-circular cylinder at $Pr = 0.7$, $D_o/D_i = 2.6$, $H/L = 0.75$, $Ra_L = 1 \times 10^4$ (experiment; $Ra_L = 1.07 \times 10^4$)

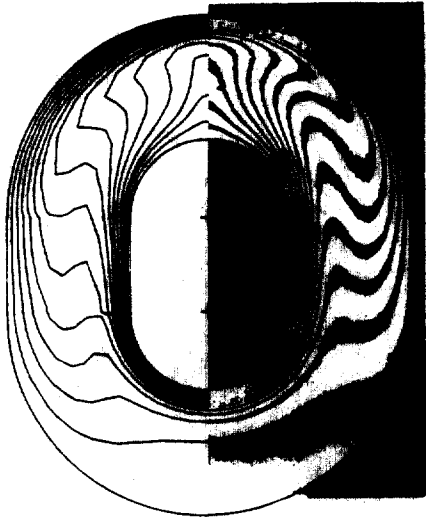


Fig.14 Comparison of the experimental and numerical isotherms

Numerical	Experimental
$Ra_L = 2 \times 10^4$	$Ra_L = 1.98 \times 10^4$
$Pr = 0.7$	$Pr = 0.708$
$D_o/D_i = 2.6$	$D_o/D_i = 2.6$
$H/L = 0.75$	$H/L = 0.75$

5. 결 론

본 연구는 비원형 환상공간에서의 자연대류에 관하여 무차원 변수 $Ra_L = 10^3 \sim 2 \times 10^4$, $Fr = 0.1 \sim 10$, $H/L = 0.0 \sim 1.5$ 그리고 $D_o/D_i = 1.5 \sim 9.0$ 범위에서 수치해석하였고, Mach-Zehnder 간섭계를 사용한 실험결과와 비교하였다. 이 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 무차원 평판길이 증가할수록 평균 Nusselt 수는 감소하고, 온도역전도 작게 일어난다.

2) $Pr \leq 1.0$ 일 때 Pr 는 평균 Nusselt수에 영향을 미치나 $Pr \geq 1.0$ 에서는 거의 영향을 미치지 않고, 그 영향은 직경비가 증가할수록 증가한다.

3) 정상상태 층류운동에서 난류운동으로 천이되는 count-rotating cell발생은 직경비, Rayleigh 수, Prandtl 수에 영향을 받으며 $Pr = 0.1$ 일 때는 직경비 $D_o/D_i = 9.0$ 에서 $Ra_L = 20000$

때 발생하였고, $Pr = 10$ 일 때는 $D_o/D_i = 10$ 에서 $Ra_L = 5000$ 때 발생하였다.

4) 수치해석결과와 실험결과가 정성적으로 잘 일치하며, 수치해석의 타당성을 입증하였다.

참 고 문 헌

1. T.H. Kuchn and R.J. Goldstein, "An experimental study of natural convection heat transfer in concentric and eccentric horizontal cylinder annuli", ASMEJ. Heat transfer, Vol. 100, pp. 635-640, 1978.
2. U. Projahn, H. Rieger and H. Beer, "Numerical analysis of laminar natural convection between concentric and eccentric cylinders", Numerical Heat Transfer, Vol. 4, pp. 131-146, 1981.
3. F. Karim, B. Farouk and I. Namer, "Natural convection heat transfer from a horizontal cylinder between vertical confining adiabatic walls", ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 291-298, 1986.
4. S.S. Kwon, T.H. Kuehn and T.S. Lee, "Natural convection in the annulus between horizontal circular cylinders with three axial spacers", ASME J. Heat Transfer, Vol.104, pp. 118-124, 1982.
5. J.H. Lee and T.S. Lee, "Natural convection in the annuli between horizontal confocal elliptic cylinders", Int. J. Heat Mass Transfer", Vol. 24, No. 10, pp. 1739-1742, 1981.
6. K.S. Chang, Y.H. Won and C.H. Cho, "Patterns of natural convection around a square cylinder placed concentrically in a horizontal circular cylinder", ASME J. Heat Transfer, Vol. 105, pp. 273-280, 1983.
7. B.E. Launder and T.H. Massey, "The numerical prediction of viscous flow and heat transfer in tube bands", ASME J.

- Heat Transfer, Vol. 100, pp. 556-571, 1978.
8. T.H. Kuehn and R.J. Goldstein, "Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar natural convection about a horizontal isothermal circular cylinder", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23, pp. 971-979, 1979.
 9. 배대석, 권순석, "수평 비원형이중관 사이의 환상공간에서의 자연대류" 공기조화 냉동공학 논문집, 제 1권, 제 4호, pp. 305~312, 1989.
 10. R.E. Powe, C.T. Carley and E.H. Bishop, "Free convection flow patterns in cylindrical annuli", ASME J. Heat Transfer, Vol. 91, pp. 310-314, 1971.
 11. J.P. Hartnett and T.F. Irvine "Advances in heat transfer", Academic Press, Vol. 6, pp. 134-362, 1970.