

2 개의 축방향핀을 가진 전도관과 원통사이의 자연대류 열전달

Natural Convection Heat Transfer from a Conducting Tube with Two Axial Fins to a Surrounding Cylinder

정 한 식*, 이 상 훈**, 김 찬 원*, 권 순 석***
H.S.Chung, S. H. Lee, C. W. Kim, S. S. Kwon

ABSTRACT

A numerical study has been performed on the natural convection heat transfer from a conducting tube with two axial fins to a surrounding cylinder.

As increasing dimensionless fin length (L_F), the center of flow moves to the bottom of annulus and the recirculating flow rate is decreased. The maximum local Nusselt number of conducting tube appears at $\theta = 180^\circ$ for $L_F=0.0$, but at $\theta=130^\circ$ for $L_F \geq 0.3$ and that of outer cylinder appears at $\theta = 13^\circ$ for $L_F \leq 0.6$ but at $\theta=33^\circ$ for $L_F = 1.0$. The fin temperature is decreased by increasing radial distance and the temperature distribution of the downward fin is generally less than that of the upward fin. By increasing fin length, the local Nusselt number of the upward fin appears negative values for $L_F = 1.0$, but appears positive values for $L_F < 0.8$, and that of the downward fin appears positive values.

기 호 설 명

B_i : Biot 수, $h_i D_i / K_w$

C_F : 핀전도변수, $K_{Ft} / K_i D_{i0}$

D : 관의 직경

g : 중력 가속도

h : 열전달계수

K : 열전도율

ℓ : 핀의 길이

L_F : 무차원 핀길이, $\ell / (r_o - r_{i0})$

N_w : Nusselt 수, hD/K

P_r : Prandtl 수, ν/α

R : 반경방향 좌표

R_a : Rayleigh 수, $g \beta D_{i0}^3 \Delta T / \nu \alpha$

r : 무차원 반경방향좌표, R/D_{i0}

T : 온 도

U : 반경방향속도

u : 무차원 반경방향속도, UD_{i0}/α

V : 원주방향속도

v : 무차원 원주방향속도, VD_{i0}/α

W : 와 도

w : 무차원 와도, WD_{i0}/α

α : 열확산율

β : 열팽창계수

* 정희원, 창원기공대학

** 삼미종합특수강(주)

*** 정희원, 동아대학교 기계공학과

- δ : 전도관의 두께
- θ : 원주방향 좌표
- μ : 절대 점성계수
- ν : 동점성계수, μ/ρ
- ρ : 밀도
- ϕ : 무차원온도, $(T-T_o)/(T_b-T_o)$
- Ψ : 유동함수
- ψ : 무차원 유동함수, Ψ/α

<참 자>

- b : 전도관의 내부유체
- f : 환상공간의 유체
- i : 전도관의 내부표면
- io : 전도관의 외부표면
- o : 외부원통의 표면
- w : 전도관의 벽

1. 서 론

자연대류 열전달은 에너지 교환에 의하여 생기는 밀도차에 의해 유체 유동이 발생하면서 유체와 인접경계 사이에 열교환이 이루어지는 현상이다.^{1),2),3)}

McAdams⁴⁾는 자연대류 열전달을 기하학적 모델별로 구분하여 수직표면, 수평원통, 수평평판 및 밀폐공간 등으로 이전의 연구들을 정리하고 그 각각에 대한 이론, 상사해들을 소개하였다. 그는 밀폐공간을 설명하면서 환상공간에 대한 자연대류 열전달을 논의하고 각 모델에 대한 열전달 계수와 열유동에 관한 관계식을 정리 보고하였다. 이후 환상공간에 관한 연구들이 실험이나 수치해석으로 활발하게 수행되어 여러가지 형상에 대한 열전달 특성을 보고하게 되었다.⁵⁻⁹⁾

환상공간에 관한 연구는 동심, 편심 또는 타원 등에 관한 연구들로 발전되어 편심률, 반경비 및 Rayleigh 수 등을 변수로 하여 이들에 따른 등온선과 유선의 특성을 파악하고 자연대류 열전달 특성을 규명하였다.¹⁰⁻¹⁵⁾

근래에는 환상공간의 내부원통이 등온원통이 아닌 전도관으로 정의되어 여기서 출발한

새로운 열전달 특성이나 상사해가 보고되고 있다.^{16),17),18)}

본 연구는 내부 전도관에 2개의 축방향 핀을 수직방향으로 부착한 환상공간에서 핀의 길이가 변화함에 따른 자연대류 열전달 특성을 수치계산하여 연구하였다.

2. 기본방정식 및 수치해석

Fig.1은 해석 대상인 2개의 축방향 핀을 가진 수평환상 공간의 기하학적 형상을 나타낸다.

열전달은 전도관 내부에서는 강제 난류 유동에 의하여, 전도관에서는 전도에 의하여 그리고 환상공간에서는 유체의 층류자연대류에 의해 일어난다. 전도관과 핀의 열전도율은 동일하고 핀의 두께는 무한히 얇다고 가정하여 핀의 원주방향 온도구배는 무시하였으며, 핀과 전도관의 접합부는 완전한 접합으로 접촉 저항이 없는 것으로 가정한다. 환상공간내의 유체유동 현상은 Boussinesq Approximation을 적용한다. 위의 가정에 따라 2차원 정상 층류 운동량 방정식과 에너지 방정식을 유동함수와 와도(vorticity)를 도입하여 다음과 같이 무차원화 한다.

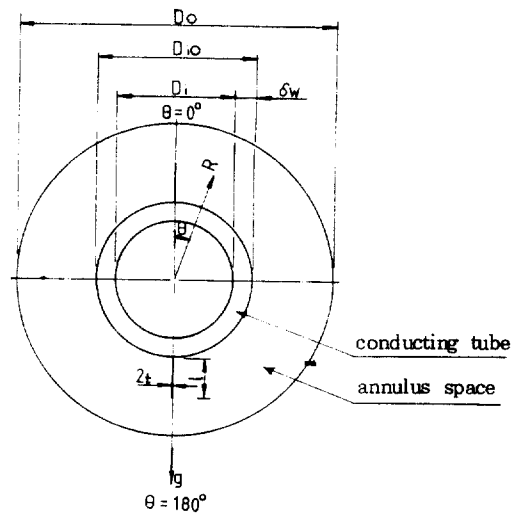


Fig. 1 Schematic diagram of the geometry investigated

$$\psi = \frac{\Psi}{\alpha}, \quad r = \frac{R}{D_{i0}}, \quad \phi = \frac{T - T_o}{T_b - T_o}, \quad u = \frac{UD_{i0}}{\alpha},$$

$$v = \frac{VD_{i0}}{\alpha}$$

상기식들을 이용하여 무차원방정식으로 정리하면 다음과 같다. ^{16), 17)}

$$\nabla^2 \phi_w = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\nabla^2 \psi = -w \dots\dots\dots (2)$$

$$\nabla^2 w = \frac{1}{Pr} \left(u \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) + Ra \left(\sin \theta \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{\cos \theta}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \dots\dots\dots (3)$$

$$\nabla^2 \phi = \left(u \frac{\partial \phi}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) \dots\dots\dots (4)$$

여기서

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

$$u = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, \quad v = -\frac{\partial \psi}{\partial r}$$

경계조건은 다음과 같다.

(1) 전도관의 내부표면 ($r_i = 0.5 - \delta_w / D_{i0}$)
전도관 내부표면의 열전달계수는 일정한 것으로 하고 $B_i = h_i D_i / k_w$ 로 한다.

$$\frac{h_i D_i}{K_w} \cdot \frac{D_{i0}}{D_i} \cdot (1.0 - \phi_{wi}) = B_i \cdot \frac{D_{i0}}{D_i} (1.0 - \phi_{wi})$$

$$= -\frac{\partial \phi_w}{\partial r} \dots\dots\dots (5)$$

(2) 전도관의 외부표면 ($r_{i0} = 0.5$)
전도관의 외부표면 온도는 환상공간 유체의 출발온도로 한다.

$$\phi_{wi0} = \phi_{i0}, \quad \frac{K_w}{K_f} \cdot \frac{\partial \phi_w}{\partial r} = \frac{\partial \phi}{\partial r}, \quad u = v = \psi = 0,$$

$$w = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2} \dots\dots\dots (6)$$

(3) 외부 원통 ($r_o = r_{i0} + 0.8$)
외부 원통의 무차원반경속도, 무차원원주방향속도, 와도, 그리고 무차원온도는 모두 0으로 되어 외부원통은 냉각된다.

$$u = v = \psi = 0, \quad w = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial r^2}, \quad \phi = 0 \dots\dots (7)$$

(4) 대칭축 ($\theta = 0^\circ, 180^\circ$)

$$u = \psi = w = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial \theta} = \frac{\partial \psi}{\partial \theta} = \frac{\partial \phi_w}{\partial \theta} = 0 \dots (8)$$

(5) 핀

핀은 무한히 얇은 것으로 가정하여 1차원 전도에 의하여 열전달이 일어나는 것으로 한다.

$$C_F \cdot \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} = -\frac{1}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}, \quad u = v = \psi = 0,$$

$$w = -\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2} \dots\dots\dots (9)$$

유한차분법으로 수치계산하기 위하여 기본방정식을 유한차분 방정식으로 만들었으며 수치계산은 successive over relaxation, central difference 및 upwind hybrid 방법을 이용하였다. ^{9), 10), 16)}

hybrid 방법은 환상공간 유체의 온도와 와도를 계산하는데 적용된다. 그리고 저속도이고 격자간격이 작은 부분에서는 central difference에 의하여 계수가 결정되고, 고속도이며 격자간격이 큰부분에서는 upwind difference에 의하여 계수가 결정되어진다. 계수가 음의 값을 가지므로서 생기는 발산을 위의 방법으로 방지하였다.

수치계산하기 위한 격자망은 반경방향에 대하여 등간격으로 전도관벽내에서는 20개, 환상공간에서는 21개 그리고 원주방향에 대하여 27개로 분할하였다. 원주방향은 대부분 $\Delta \theta = 10^\circ$ 로 하되 핀부근에서는 이부분의 미세한 열전달현상을 계산하기 위하여 $\Delta \theta = 2^\circ$ 로 조밀하게 하였다.

수렴기준은 다음과 같다.

$$\left| \frac{Q^m - Q^{m-1}}{Q^m} \right| < 10^{-3} \dots\dots\dots (10)$$

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며 m 은 반복회수를 나타낸다. 사용한 계산기는 VAX-11/780이고, 하나의 해를 구하는데 소요된 CPU시간은 4~10분, 반복회수는 50~300번으로 되었으며 Nusselt 수는 다음과 같이 계산하였다.

$$Nu_{i0} = \left(\frac{h_{i0} D_{i0}}{K_f} = -2r_{i0} \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_{r_{i0}=0.5} \dots (11)$$

$$Nu_o = \left(\frac{h_o D_o}{K_f} = 2r_o \cdot \frac{\partial \phi}{\partial r} \right)_{r=r_o} \dots\dots\dots (12)$$

$$Nu_F = \frac{h_F D_{io}}{K_f} = - \frac{1}{\phi_F} \cdot \left(\frac{\partial \phi}{r_{io} \cdot \partial \theta} \right)_{\text{fin surface}} \quad (13)$$

3. 결과 및 고찰

수치계산은 $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $k_w/k_f = 620$, $\delta_w/\delta_{io} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$ 인 경우에 L_F (무차원핀길이, $L_F = \ell / (r_o - r_{io})$) = 0.0~1.0를 변수로 하여 계산하였다. Fig. 2는 무차원 핀길이가 변화에 따른 유선과 등온선을 나타내었고 Fig. 3은 $L_F = 0.0, 0.5$ 및 1.0에서의 유선과 등온선을 각각 비교하였다. 무차원 핀길이가 증가함에 따라 유동의 중심이 환상공간의 하부쪽으로 이동되어 나타나서 핀길이가 길어짐에 따라 유체순환이 다소 작아짐을 알 수 있다.

등온선은 핀길이가 증가함에 따라 환상공간의 상부에서는 $L_F \leq 0.6$ 에서는 핀 주위에 plume이 형성되어 핀의 열전달이 plume의 기본형태를 바꾸지는 않으나 $L_F > 0.6$ 에서는

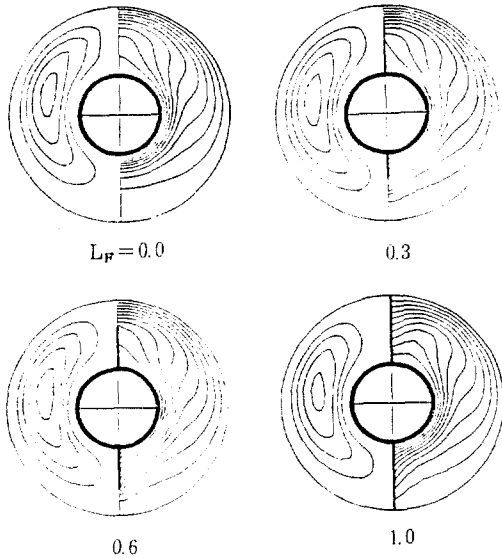


Fig. 2 Streamlines and isotherms for various dimensionless fin length at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $K_w/K_f = 620$, $\delta_w/D_{io} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$, $\Delta\phi = 2.0$, $\Delta\phi = 0.1$

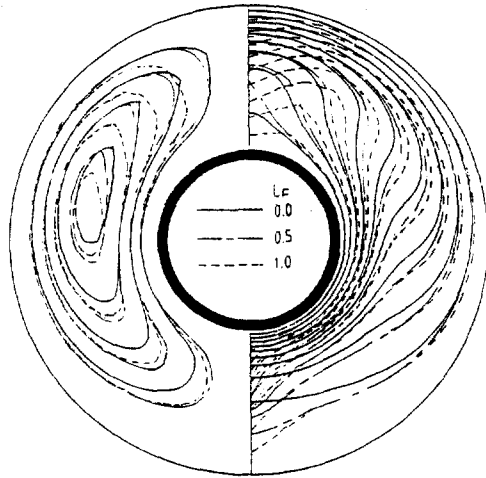


Fig. 3 Comparison of streamlines and isotherms for various dimensionless fin length at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $K_w/K_f = 620$, $\delta_w/D_{io} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$, $\Delta\phi = 2.0$, $\Delta\phi = 0.1$

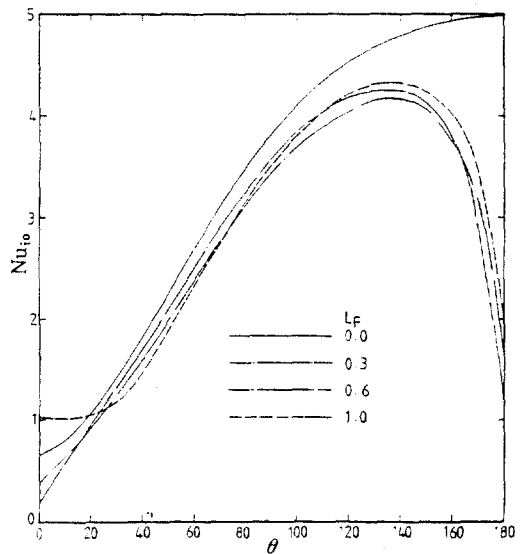


Fig. 4 Local Nusselt number of inner tube versus angle at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{io} = 2.6$, $K_w/K_f = 620$, $\delta_w/D_{io} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$

핀의 영향으로 plume이 좌우로 분리되어 나타난다. 환상공간의 하부에서는 핀길이가 증가함에 따라 등온선의 모양이 점점 아래방향으로 나타나서 핀의 열전달이 하부에 큰 영향

을 미치는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 각도 θ 에 대한 전도관의 국소 Nusselt 수를 나타낸다. 핀이 부착되지 않은 경우 ($L_F = 0.0$)는 각도 θ 가 증가함에 따라 국소 Nusselt 수는 증가하는 경향을 나타내어 $\theta = 180^\circ$ 에서 최대값을 나타낸다.¹⁸⁾ 그러나 핀이 부착된 경우는 $\theta < 130^\circ$ 에서는 증가하고 $\theta \geq 130^\circ$ 에서는 감소하여 $\theta \approx 130^\circ$ 에서 최대값을 나타낸다. 이들 현상은 환상공간의 상부는 하부로부터의 가열된 유체로 인하여 낮은 Nusselt 수 분포를 나타내고 θ 가 증가함에 따라서 유체유동이 상부보다 다소 활발하여 Nusselt 수가 증가한다. 그러나 $\theta \geq 130^\circ$ 에서는 하부에 위치한 핀으로부터의 전열로 인한 가열유체가 전도관의 열전달을 억제하여 낮은 값을 나타낸다. $L_F = 0.0$ 을 제외하고는 $\theta \leq 23^\circ$ 와 $\theta > 165^\circ$ 에서는 핀의 영향을 받아 핀 길이가 길어질수록 높은 Nusselt 수 분포는 나타내었다.

Fig. 5는 각도 θ 에 대한 외부원통의 국소 Nusselt 수 분포를 나타낸다. 일반적으로 환상

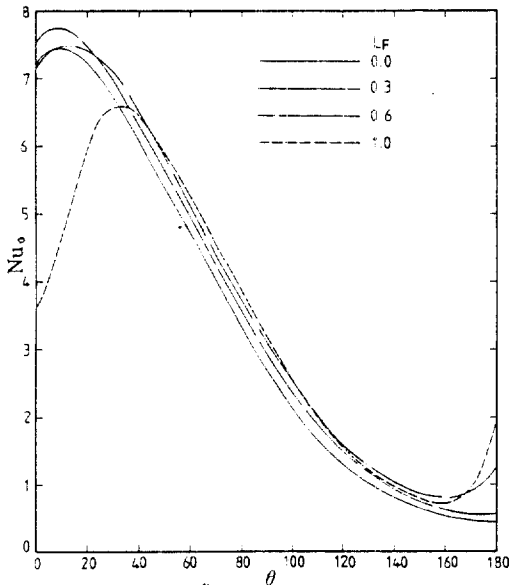


Fig. 5 Local Nusselt number of outer cylinder versus angle at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{i0} = 2.6$, $K_w/K_f = 620$, $\delta_w/D_{i0} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$

공간의 상부에서는 높은 Nusselt 수 분포를, 하부쪽에서는 낮은 Nusselt 수 분포를 보이며, 하부 ($\theta \geq 160^\circ$)에서는 $L_F = 0.6$ 과 1.0의 경우는 핀의 열전달이 전도관 하부에서 열전달을 촉진시키는 역할을 하여 다소 증가하는 경향을 보인다. 환상공간의 상단부를 관찰하여 보면 $L_F \leq 0.6$ 의 경우는 $\theta \approx 13^\circ$ 에서 최대값을 나타내나 $L_F = 1.0$ 의 경우는 $\theta \approx 33^\circ$ 에서 최대값이 나타난다. 이는 $L_F = 1.0$ 에서는 상부 핀이 격판의 역할을 하며 하부의 가열된 유체가 격판의 안내로 외부원통의 상부에서 유동을 억제하여 이 부분의 열전달을 감소시킨 결과이다. 그러나 $33^\circ < \theta \leq 100^\circ$ 에서는 핀 길이가 증가할수록 상부에 위치한 핀의 열전달로 인하여 높은 Nusselt 수 분포를 나타낸다.

Fig. 6은 상향핀의 무차원 온도 분포를 반경방향거리에 대하여 나타내었다. 이 무차원 온도분포는 핀 길이가 짧은 경우는 $(r - r_{i0})/(r_o - r_{i0})$ 가 증가하면 온도 감소율이 미소하나 핀 길이가 증가하면 현저히 감소된다. 이는 핀의 저부보다는 핀의 상부쪽으로 이동하면서 핀으로부터 환상공간으로 열전달이 활발하기 때문이다.

Fig. 7은 하향핀의 무차원 온도 분포를 나타낸다. 반경방향 거리가 증가함에 따라 일반적으로 감소하는 경향을 나타내며 $L_F = 1.0$ 의 경우에 접근하되 현상은 Fig. 6의 상향핀

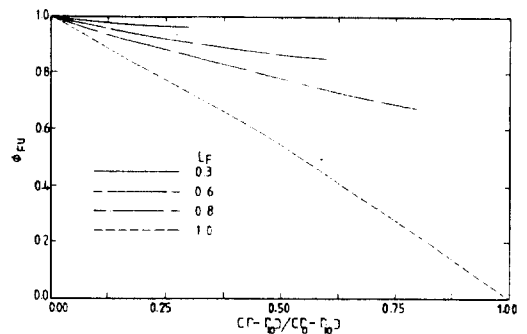


Fig. 6 Dimensionless fin temperature of an upward fin versus dimensionless radial distance at $Ra = 10^4$, $Pr = 0.7$, $D_o/D_{i0} = 2.6$, $K_w/K_f = 620$, $\delta_w/D_{i0} = 0.06$, $Nu_i = 122.5$

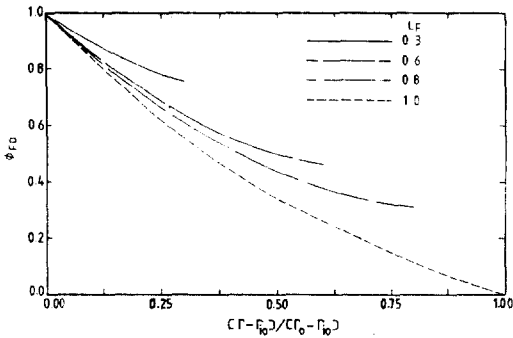


Fig. 7 Dimensionless fin temperature of a downward fin versus dimensionless radial distance at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=620$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$, $Nu_i=122.5$

과 유사한 경향이냐, 전체적으로 plume 속에 위치한 상향핀보다 열전달이 활발하여 낮은 온도분포를 나타낸다.

Fig. 6 과 Fig. 7 의 현상은 전도관에 핀이 부착된 연구결과¹⁶⁾와도 유사한 현상으로서 환상공간의 외부원통으로 인하여 전도관에 핀이 부착된 경우보다 온도의 감소율이 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 8 은 상향핀의 국소 Nusselt 수 분포를 반경방향 거리에 대하여 나타내었다. 반경방향 거리가 증가함에 따라 $L_F=1.0$ 을 제외하고는 증가하는 경향을 보이면서, 핀길이가 증가할수록 핀선단부의 국소 Nusselt 수는 높은 값을 나타낸다. 그러나 $L_F=1.0$ 은 전체적으로

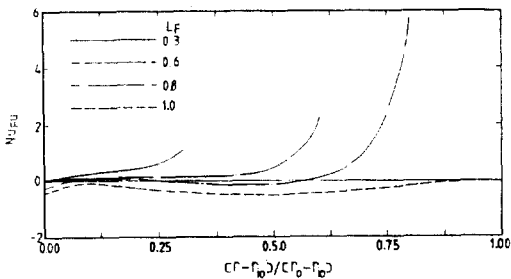


Fig. 8 Local Nusselt number of an upward fin versus dimensionless radial distance at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=620$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$, $Nu_i=122.5$

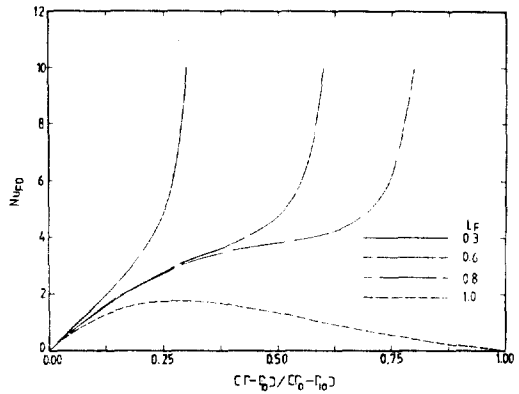


Fig. 9 Local Nusselt number of a downward fin versus dimensionless radial distance at $Ra=10^4$, $Pr=0.7$, $D_o/D_{i0}=2.6$, $K_w/K_f=620$, $\delta_w/D_{i0}=0.06$, $Nu_i=122.5$

로 음의 값을 나타낸다. 이는 $L_F=1.0$ 은 격판으로서 존재하여 환상공간 하부로부터 상승되는 열이 다소 적체되므로 인하여 환상공간으로부터 핀에 열이 유입된 결과이다.

Fig. 9는 하향핀의 국소 Nusselt 수 분포를 반경방향 거리에 대하여 나타내었다. 일반적으로 상향핀보다 높은 값을 나타내고 있으며 $L_F \leq 0.8$ 에서의 각 핀의 선단부 국소 Nusselt 수는 유사한 값을 가짐을 알 수 있다. 이들은 상향핀보다 하향핀의 자연대류 열전달이 활발한 결과이며,¹⁶⁾ 하향핀의 핀선단은 핀 길이가 변하여도 핀선단 부분과 환상공간과의 온도차가 거의 유사함을 나타내준 결과이다. $L_F=0.6$ 과 0.8 을 고찰하여 보면 국소 Nusselt 수는 반경방향 거리가 증가함에 따라 증가하는 핀저부, 미소하게 증가하는 핀중간부 그리고 급격히 증가하는 핀선단부로 구분하여 나타난다. 이들은 Chung¹⁶⁾의 전도관에 핀이 부착된 경우와 잘 일치되는 현상으로서 핀에서의 국소 Nusselt 수가 핀저부에서는 전도관의 열경계층에 영향을 받고, 핀선단에서는 환상공간의 대류유동에 크게 영향을 받기 때문이다. $L_F=1.0$ 은 핀선단 부분이 외부원통에 부착되어 격판의 역할을 하므로 핀선단 부분의 국소 Nusselt 수가 낮게 나타나며 $(r-r_{i0})/(r_o-r_{i0}) \approx 0.25$ 에서 최대값을 나타낸다.

4. 결 론

2개의 축방향 핀을 가진 전도관과 원통사이의 환상공간에 대한 자연대류 열전달 특성을 수치해석으로 연구한 결과 다음과 같다.

1) 무차원 핀길이가 증가함에 따라 재순환 유량은 다소 감소하여 유동의 중심은 환상공간의 하부쪽으로 이동되어 나타나고 $L_F > 0.6$ 에서의 등온선은 핀의 영향으로 plume이 핀 좌·우로 분리되어 나타난다.

2) 각도 θ 에 따른 국소 Nusselt 수의 최대값은 전도관의 경우 $L_F = 0.0$ 에서는 $\theta = 180^\circ$, $L_F \geq 0.3$ 에서는 $\theta \approx 130^\circ$ 에서 나타나고, 외부 원통의 경우 $L_F \leq 0.6$ 에서는 $\theta \approx 13^\circ$, $L_F = 1.0$ 에서는 $\theta \approx 33^\circ$ 에서 나타난다.

3) 핀길이가 증가함에 따른 핀의 온도는 상·하핀 모두 반경방향 거리가 증가함에 따라 감소하며 $L_F = 1.0$ 에 접근한다.

4) 상향핀의 경우 $L_F = 1.0$ 에서는 환상공간으로부터 핀으로의 열전달이 일어나고 하향핀의 경우는 모든 경우에 핀으로부터 환상공간으로의 열전달이 일어난다.

참 고 문 헌

1. S.S. Zabrodsky, "Hydrodynamics and Heat Transfer in Fluidized Beds," the M.I.T. Press pp.84-106, 1966.
2. J.R. Welty, "Engineering Heat Transfer," Jon Willey & Sons Inc., pp.173-291, 1974.
3. J.P. Holman, "Heat Transfer," McGraw-Hill Co., pp.207-371, 1986.
4. W.H. McAdams, "Heat Transmission," McGraw-Hill Co., pp.140-201, 1958.
5. E.R.G. Eckert and E.E. Soehngen, "Studies on Heat Transfer in Laminar Free Convection with the Zehnder-Mach Interferometer," Wright-Patterson AFB Tech. No.5747, ATI-44580, 1948.
6. E.H. Bishop and C.T. Carley, "Photographic Studies of Natural Convection between Concentric Cylinders," Proc. Heat Transfer and Fluid Mechanics Institute, Stanford University Press pp.63-78, 1966.
7. U. Grigull and W. Hauf, "Natural Convection in Horizontal Cylindrical Annuli," Proceedings of the 3rd, Int. Heat Transfer Conference, pp.185-195, 1966.
8. M.C. Jiskchke and M. Farschchi, "Boundary Layer Regime for Laminar Free Convection between Horizontal Circular Cylinders," ASME J. Heat Transfer, Vol.102, pp.228-235, 1980.
9. S.S. Kwon, "The Natural Convection in the Annulus between Horizontal Circular Cylinders with Radial Spacers," Ph.D. Thesis, Seoul National University, 1980.
10. T.H. Kuehn, "Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Circular Cylinder to a Surrounding Cylindrical Enclosure," Ph.D. Thesis, University of Minnesota, 1976.
11. J.H. Lee, "Natural Convection in Horizontal Elliptical Annuli," Ph.D. Thesis, Seoul National University, 1979.
12. 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.
13. C.H. Cho, K.S. Chang and K.H. Park, "Numerical Simulation of Natural Convection in Concentric and Eccentric Horizontal Cylindrical Annuli," Trans. KSME, Vol.6, No.1, pp.46-55, 1982.
14. J.H. Lee and T.S. Lee, "An Experimental and Numerical Study of Natural Convection in the Annuli between Horizontal Confocal Elliptic Cylinder," Trans. KSME, Vol.6, No.2, pp.160-168, 1982.
15. L.S. Yao, "Analysis of Heat Transfer in

- Slightly Eccentric Annuli," ASME J. Heat Transfer, Vol.102, pp.279-284, 1980.
16. H.S. Chung, "A Study on Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Conducting Tube," Ph.D. Thesis, Dong-A University, 1987.
 17. B.C. Lee, H.S. Chung and S.S. Kwon, "Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Annulus with Spacers," Trans. KSME, Vol.13, No.1, pp.153-160, 1989.
 18. B.C. Lee, "A Study of Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Annulus with Spacers," Ph.D. Thesis, Dong-A University, 1989.