

내부핀이 부착된 원형관유동에서의 열전달특성에 관한 수치적연구

A Numerical Study on the Heat Transfer Characteristics in an Internally Finned Circular Tube Flow

박 회 용*, 박 경 우**, 최 문 석***
H. Y. Pak, K. W. Park, M. S. Choi

Key words : Internally finned circular tubes(내부핀이 부착된 원형관), Marching scheme(행진기법), Parabolized Navier-Stokes equation(포물선화 N-S 방정식), Forced convection(강제대류), Secondary flow(2차 유동)

Abstract

Steady, laminar, forced convection flow and heat transfer in the entrance region of an internally finned circular duct with a finite thermal conductivity has been analyzed numerically. The problem under investigation is a three-dimensional boundary layer problem, and is solved by employing a marching-type procedure which involves solution of a series of 2-dimensional elliptic problems in the cross-stream plane. Two types of inlet hydrodynamic conditions are considered : (a) uniform velocity flow and (b) fully developed flow. From the above inlet conditions, the effects of the fin height(h), fin number(N) and conductivity ratio (k_r) on the flow and thermal characteristics are investigated. The numerical results show that the height and number of fins, and ratio of the solid to fluid thermal conductivity have pronounced effect on the solution. Considering pressure drop, optimized dimensionless fin height is 0.4.

기 호 설 명

A : 단면적
 C_p : 정압비열
 a : 반지름
 D_i : 원관의 안지름
 D_o : 원관의 바깥지름

f : 마찰계수
 H : 핀높이
 h : 무차원화 된 핀높이
 k : 열전도계수
 k_r : 유체에 대한 관과 핀의 열전도계수비
($= \frac{k_{solid}}{k_{fluid}}$)
 \dot{m} : 질량
 Nu : Nusselt수 ($= \frac{h D_i}{k_f}$)
 N : 핀갯수

* 정회원, 한양대학교 기계공학과
** 정회원, LG산전 빌딩시스템연구소
*** 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

P	: 무차원화 된 압력
\bar{P}	: 무차원화 된 축방향에 대한 압력
P'	: 무차원화 된 단면내에서의 미소압력
p	: 압력
\bar{p}	: 축방향에 대한 압력
p'	: 단면내에서의 미소압력
Pr	: Prantle수 ($=\frac{\nu}{\alpha}$)
R	: 반경방향
Re	: Reynold수 ($=\frac{\bar{w}a}{\nu}$)
T	: 온도
T_{in}	: 입구온도
T_{wall}	: 원관의 외벽온도
U	: 무차원화된 θ -방향 속도
u	: θ 방향 속도
V	: 무차원화된 r -방향 속도
v	: r -방향 속도
W	: 무차원 z -방향 속도
\bar{W}	: 무차원 z -방향 평균속도
w	: z 방향 속도
Z	: 축방향

그리스 문자

θ	: 무차원 온도
θ_{in}	: 무차원화된 입구온도
θ_w	: 무차원화된 원관의 외벽온도
θ	: 원주방향
μ	: 점성계수
ν	: 동점성계수
ρ	: 유체의 밀도

하첨자

s	: 고체
f	: 유체

1. 서 론

철강, 알루미늄 그리고 소각산업 등 대부분의 생산현장에서는 높은 에너지가 함유된 고온의 가스가

대기중으로 배출되고 있다. 따라서 배출되는 에너지를 효과적으로 재활용함으로써 시스템의 효율향상을 도모하기 위한 연구가 최근들어 활발히 진행되고 있다. 이러한 목적에 부응하는 폐열이용 방법은 여러가지가 있으나, 이들 중에서 관내에 핀이 부착된 열교환기를 시스템의 배출부에 설치함으로써 에너지를 회수하는 방법이 근래에 크게 각광을 받고 있다. 따라서 높은 온도에서 작동하는 관내에 핀이 부착된 열교환기의 설계 및 열전달 향상방안을 모색하기 위해서는 관내부의 정확한 유동 및 열전달특성의 규명이 이루어져야 하는 것이다.

일반적으로 관내부에 핀이 설치됨으로서 핀이 부착되지 않은 경우에 비하여 열전달 면적을 증가시키기 때문에 전체적인 전달열량을 증가시키지만, 동시에 이러한 핀이 관내 유동면적을 감소시키고 이로 인하여 압력강하를 증가시키기 때문에 관내의 유동형태에 많은 변화를 초래하게 되는 것이다. 즉, 관 입구로부터 일정한 속도의 유체가 유입되는 경우, 핀의 존재로 인하여 임의의 단면에서 2차유동(secondary flow)이 발생하게 되어 열전달(일반적으로 Nusselt 수)이 크게 향상되며, 또한 수력학 및 열역학적인 입구 영역의 길이도 변화하고, 마찰계수가 매우 커지게 된다. 특히 관내의 마찰계수 증가는 팬동력을 증가시키므로, 열전달과 마찰계수를 동시에 고려함으로써 핀의 수와 높이 등 기하학적인 형상에 따른 최적의 열전달 향상 방안이 도출되어야 한다.

지금까지는 핀이 부착되지 않은 원형덕트내의 열 및 유동특성을 연구한 경우가 대부분으로⁽¹⁾, 핀이 부착된 관 내부의 열 및 유동특성에 대한 연구는 상대적으로 매우 미미한 실정이다. 또한 핀이 부착된 원형 덕트내의 열 및 유동특성에 관한 연구라 할지라도 완전히 발달한 관입구 유동에 대해 열적으로 발달해가는 과정을 연구한 경우가 대부분이다. 일반적으로 열교환기용으로 사용되는 관에서는 입구영역의 영향이 대단히 중요하며, 또한 완전히 발달한 유동이 유입된다는 가정은 실제현상과 많은 차이를 나타낸다.

Rustum등^{(2),(3)}은 내부에 핀이 부착된 수평관에서 층류 강제대류에 대하여 입구의 유동이 완전히 발달하여 유입될 때, 일정한 속도로 유입될 때에

비해 입구영역의 길이가 44%~77%정도 단축된다고 하였고, 혼합대류에 대해 핀의 수와 핀의 높이의 증가는 여러개의 핀에 의하여 형성된 공간내의 2차유동 형성을 억제한다고 하였다. Kettner등⁽⁴⁾은 입구에서의 유동이 완전히 발달한 경우에 대해 핀과 관의 두께와 열전도계수를 고려하여 두께를 무시하였을 때보다 열전도계수비(k_s/k_f)가 100일때 5%정도, 10일때 15%정도 낮은 Nusselt수를 가진다고 하였다. Prakash등^{(5),(6)}은 수직관과 수평관에 대해 입구에서 일정한 속도로 유입될 때 유동과 열적으로 발달해가는 과정을 연구하였는데 이들에 의하면 핀의 반경에 대한 높이의 비(h/a)가 0.6인 핀을 부착하였을 때 약 140%정도 열전달이 향상된다고 하였다. 그러나 이상에서 언급한 연구들은 핀과 관의 두께를 고려하지 않았거나, 관입구의 유동조건 변화, 핀의 높이 및 수의 변화 그리고 유체와의 열전도계수비 등이 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 동시에 고려하지 않은 경우가 대부분이다.

그러므로 이 연구에서는 먼저, 핀이 부착된 원관내의 입구유동조건이 관내에서의 열 및 유동특성에 미치는 영향을 규명하기 위하여, 입구에서 완전히 발달한 유동과 일정한 속도로 유입되는 경우 등 두

가지 유입조건을 선택하였다. 이와 같은 두가지 유입조건에 대하여 관과 핀의 두께를 고려한 상태에서, 관과 핀의 열전도계수비와 핀의 갯수, 그리고 핀의 높이 등의 변화가 관내의 2차유동, 온도분포, 단면에서의 열전달, 그리고 수력학적인 입구길이 및 열적인 입구길이 등에 미치는 영향에 대해 수치적으로 연구하였다.

2. 이론해석

2.1 계산모델 및 기본가정

이 연구에서 해석하고자 하는 열교환기는 내부에 핀이 부착된 수평의 원형관으로서, 그 개략도를 Fig.1에 나타내었다. Fig.1에서 보는 바와 같이 여러개의 핀은 관의 단면에 원주방향으로 일정한 간격으로 위치하며, 핀의 양측면은 관의 반경방향과 일치하고, 또한 양단면은 관의 축방향에 대하여 동심(concentric)의 원형아크와 일치하는 형상이다. 관입구에서는 고온(T_h)의 유체가 유입되며, 관 외벽은 저온(T_w)으로 일정하게 유지된다. 그리고 핀과 관은 동일한 열전도계수를 갖는 재질이라 하였다. 이상의 기본적인 가정에 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 추가하였다.

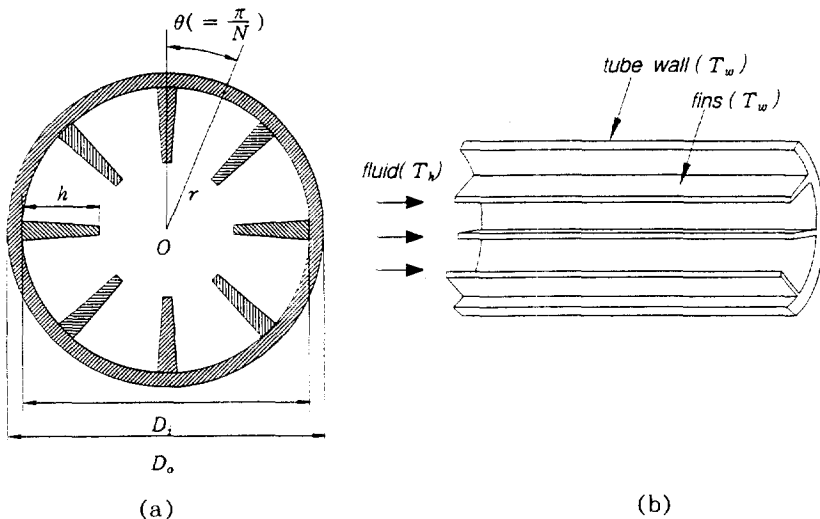


Fig.1 Schematic diagram of computational domain(a) and typical internally finned circular duct(b)

- ① 유동은 정상, 층류유동이다.
- ② 작동유체는 비압축성, 뉴튼유체이다.
- ③ 점성 열소산은 무시한다.
- ④ 운동량의 축방향에 대한 확산은 반경방향의 확산에 비하여 작기 때문에 무시한다.

2.2 지배방정식

Fig.1의 축방향(z-방향)의 속도가 지배적인 유동이라 가정하면, z-방향에 따른 질량, 운동량 그리고 에너지의 확산을 무시할 수 있는 포물선형(parabolic)유동이라 가정할 수 있다.

따라서 상류측 압력 p 가 하류의 어떤 조건에도 영향을 받지 않으므로 아래의 식(1)과 같이 수식화하여 parabolized Navier-Stokes 방정식을 얻을 수 있다.

$$p(r, \theta, z) = \bar{p}(z) + p'(r, \theta) \tag{1}$$

여기서, \bar{p} 은 원형 덕트의 단면에서의 평균압력을 의미하며, p' 은 관의 단면에서 2차유동분포를 지배하는 미세한 압력변화를 나타낸다. 이때 주유동 방향에 대한 속도성분(w)은 압력구배($d\bar{p}/dz$)에 의하여 발생하며, 유동단면(r, θ -면)에서의 p' 의 구배($\partial p'/\partial r, \partial p'/\partial \theta$)는 운동량방정식에 포함된다. 따라서 주유동방향에 대하여 marching-기법을 도입함으로써 임의의 유동단면에 대한 3차원적인 포물선방정식을 2차원 타원형방정식으로 간주하여 해를 구할 수 있게 되는 것이다.

위에서 언급한 가정과 식(1)을 이용하면, r, θ, z -원통좌표계(각각 v, u, w -속도성분)에서의 다음과 같은 무차원화된 포물선형 지배방정식을 얻을 수 있다.

연속방정식 :

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R}(RV) + \frac{1}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{\partial W}{\partial Z} = 0 \tag{2}$$

r-방향 운동량방정식 :

$$V \frac{\partial V}{\partial R} + \frac{U}{R} \frac{\partial V}{\partial \theta} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{\partial P'}{\partial R} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) \tag{3}$$

$$+ \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 V}{\partial \theta^2} + \frac{U^2}{R} - \frac{V}{R^2} - \frac{2}{R^2} \frac{\partial U}{\partial \theta}$$

θ -방향 운동량방정식 :

$$V \frac{\partial U}{\partial R} + \frac{U}{R} \frac{\partial U}{\partial \theta} + W \frac{\partial U}{\partial Z} = -\frac{1}{R} \frac{\partial P'}{\partial \theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 U}{\partial \theta^2} - \frac{UV}{R} + \frac{2}{R^2} \frac{\partial V}{\partial \theta} - \frac{U}{R^2} \tag{4}$$

z-방향 운동량방정식 :

$$V \frac{\partial W}{\partial R} + \frac{U}{R} \frac{\partial W}{\partial \theta} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = \frac{d\bar{P}}{dZ} + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial W}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \tag{5}$$

에너지방정식

$$V \frac{\partial \theta}{\partial R} + \frac{U}{R} \frac{\partial \theta}{\partial \theta} + W \frac{\partial \theta}{\partial Z} = \frac{1}{Pr} \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \theta^2} \right\} \tag{6}$$

편과 관내부의 에너지방정식 :

$$= \frac{k_r}{Pr} \left\{ \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial \theta}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 \theta}{\partial \theta^2} \right\} = 0 \tag{7}$$

총질량 보존방정식 :

$$\int \int_{Duct} \rho W dA = \dot{m} = \text{constant for } z\text{-direction} \tag{8}$$

이때, 지배방정식의 무차원화를 위하여 사용한 무차원 변수는 다음과 같다.

$$Re = \frac{\bar{w}a}{\nu}, \quad Pr = \frac{\mu c_p}{k_f},$$

$$R = \frac{r}{a}, \quad Z = \frac{z}{aRe}, \quad \bar{P} = \frac{\bar{p}}{\rho w^2} \tag{9}$$

$$V = \frac{va}{\nu}, \quad U = \frac{ua}{\nu}, \quad W = \frac{w}{w}$$

$$P' = \frac{p' a^2}{\rho v^2}, \quad \theta = \frac{T - T_{wall}}{T_{in} - T_{wall}}, \quad k_r = \frac{k_s}{k_f}$$

$$k_r \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)_{solid} = \left(\frac{\partial \theta}{\partial n} \right)_{fluid} \quad (10j)$$

지배방정식에서 나타난 바와 같이 주유동방향(z -방향)으로의 확산항은 무시되었으며($\partial^2/\partial Z^2=0$), 임의의 단면에서의 압력 P' 는 연속방정식을, 축방향압력구배(dP/dZ)는 총질량보존방정식을 이용하여 계산한다. 이 연구에서는 관입구 유동조건(입구 유입속도: W_{in} , 핀의 갯수(N), 무차원화된 핀의 높이($h=H/a$), 무차원화된 핀(또는 관)과 유체의 열전도계수비(k_r)와 같은 무차원형태의 변수들을 이용하여 내부핀이 부착된 관내부의 열 및 유동특성을 규명하였다.

이상에서 언급한 지배방정식을 계산하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

(i) 관 입구($z=0$):

$$\theta = \theta_{in} \quad (10a)$$

$$U = 0, \quad V = 0 \quad (10b)$$

$$W = \begin{cases} W_{in} : \text{for uniform flow} \\ \text{calculation} : \text{for fully developed flow} \end{cases} \quad (10c)$$

(ii) 관 외벽:

$$\theta = \theta_{wall} \quad (10d)$$

(iii) 모든 고체면:

$$U = V = W = 0 \quad (10e)$$

(iv) 대칭면:

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial R} \right)_{\theta=0} = \left(\frac{\partial \phi}{\partial R} \right)_{\theta=\pi/N} = 0, \quad (\phi = V, W, \theta) \quad (10f)$$

$$U_{\theta=0, \theta=\pi/N} = 0 \quad (10g)$$

$$\left(\frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right)_{R=0} = 0, \quad (\phi = U, W, \theta) \quad (10h)$$

$$V_{R=0} = 0 \quad (10i)$$

(v) 유체와 핀(또는 관)의 접촉면:

여기서, n 은 접촉면에 수직인 방향이다.

2.3 수치 해석

운동량 및 에너지방정식을 계산하기 위하여 해석 영역을 Fig.2와 같이 θ - r 방향에 대하여 30×50 의 비균일 격자계로 나누고 검사체적법을 사용하였다. 주유동 방향으로의 marching 기법 사용시 완전암시도식(fully implicit scheme)을 사용하였으며 marching step의 길이는 1×10^{-4} 으로 시작하여 점차 증가시키면서 열 및 유동장을 해석하였다. 각 marching step에서, 단면(cross stream plane)에 대한 지배방정식의 선형화된 이산화방정식은 선순법(line-by-line)을 사용한 TDMA(tridiagonal matrix algorithm)을 이용하여 구하였으며, 운동량방정식에 나타난 압력 P' 은 SIMPLER-알고리즘⁽⁷⁾을 사용하여 계산하였다.

또한 주유동방향(W)에 대한 운동량 방정식은 Raithby⁽⁸⁾등의 포물선형 압력-속도 관계식을 이용하였다. 즉, 식(8)의 총질량보존법칙을 만족하도록, $d\bar{P}/dZ$ 를 가정하여 축방향속도 및 축방향속도를 질량으로 미분한 량인 f 를 계산한 후, 이를 입구유입질량과 비교하고, $d\bar{P}/dZ$ 와 W 를 수정한 후 반복 계산하여 $d\bar{P}/dZ$ 와 W 를 구한다. 해의 수렴을 향상 시키기 위하여 하향이완법을 사용하였는데, 하향이완계수는 U, V 에 대해서는 0.7, θ 는 0.9를 각각 사용하였다. 또한 해의 판정기준은, 해석에 의하여 얻어진 해가 아래의 식을 만족할 때로 정하였다.

$$\left| \frac{\phi_{max}^{n+1} - \phi_{max}^n}{\phi_{max}^{n+1}} \right| < 10^{-5} \quad (11)$$

여기서, ϕ 는 종속 변수이며, 첨자 n 은 n 번째 반



Fig.2 Grid system for this study

복을 의미한다.

3. 결과 및 고찰

이 연구에서는 핀이 부착된 관내에서 관입구의 유동조건 및 핀의 기하학적 현상 변화가 열 및 유동 특성에 미치는 영향을 수치적으로 규명하고자 하였다. 이를 위하여 작동유체의 입구에서 조건을 완전발달한 유동과 일정한 유동으로 나누어 이들의 영향을 예측하였으며, 또한 fin 의 두께(0.003rad)를 고려하여 핀의 수(N), 높이(h), 그리고 유체의 열전도계수에 대한 핀 또는 관의 열전도계수비(k_r)의 영향을 규명하였다. 또한 작동 유체를 공기라 하여 Prandtl수를 0.7이라 하였다. 이 연구에서 사용한 인자들의 범위를 Table 1에 나타내었다.

격자 의존성 및 타당성 검증 : 이 연구의 해석모델은 대칭면을 많이 포함하고 있으므로 적절한 격자계의 선택은 관내의 정확한 열 및 유동특성을 규

Table 1 Parameter study for this study

Inlet flow condition	fully developed, uniform velocity
Fin height(h)	0, 0.2, 0.4, 0.6, 0.8
Number of fin(N)	4, 8, 12, 16, 20
Ratio of Conductivity(k_r)	1, 10, 100, 1000

Table 2 Average Nusselt number and computing time for $h=4$, $N=16$ and $k_r=100$

Grid system ($\theta-r$)	Nu		computing time(sec)
	entrance	fully developed	
20×40	36.402(3.2%)	3.20(0.3%)	240
30×50	37.417(0.59%)	3.21(0.0%)	480
50×60	37.64	3.21	780

Table 3 Pressure drop of this study compared with Prakash

$f \cdot Re$	This study(Error)	Prakash
$h=0.0$	8.1(1.5%)	7.98
$h=0.6$	103.1(1.0%)	104.1

명하는데 매우 중요하다. 이를 위하여 이 연구에서는 $\theta-r$ 방향으로 각각 세가지 경우의 비균일 격자계(20×30, 30×50, 그리고 50×60)를 선택하여 기본적인 해석모델(완전발달 또는 균일한 입구 유동, $h=0.4$, $N=16$, $k_r=100$)에 대하여 일정한 온도로 유지되는 관 외벽에서의 Nusselt수 및 계산시간 등을 Table 2에 나타내었다. Table 2에서 보는 바와 같이, 열적으로 완전발달한 경우의 평균 Nusselt 수에 대한 오차는, 20×40, 30×60 및 50×60인 세격자계에서 각각 0.3%와 0.0%로 나타났다으며, 완전한 수렴된 해를 구하는데 필요한 시간(PC 486 DX2-66기준)은 각각 240초와 480초, 780초가 소요되었다. 이상의 세 결과로부터 시간이 비교적 적게 소요되고 정확한 결과를 얻을 수 있는 30×50($\theta-r$ 방향)의 비균일격자계를 사용하였다.

본 연구 결과의 타당성을 검증하기 위하여 Table 3에 Prakash등⁽⁵⁾과의 유동결과를 비교하여 나타내었다. 특히 핀의 높이가 0인 경우에 해석적으로 구한 $f \cdot Re$ 값이 8.0과 비교하여 1.25%의 오차를 나타냈다.

3.1 유동특성

핀이 부착된 경우의 압력강하 특성 및 이로 인한 수력학적인 입구영역의 길이변화를 살펴보기 위하여 Fig.3에 축방향 거리에 대한 무차원 압력강하 관계식인 $f \cdot Re$ 를 나타내었고, Table 3는 완전발달한 $f \cdot Re$ 및 입구영역길이를 나타낸 것이다. 이때, 압력강하와 $f \cdot Re$ 의 관계는 다음과 같다.

$$f = \frac{-(d\bar{p}/dz)D/4}{\rho w^2/2} = \frac{1}{2Re} \frac{dP}{dz} \quad (12)$$

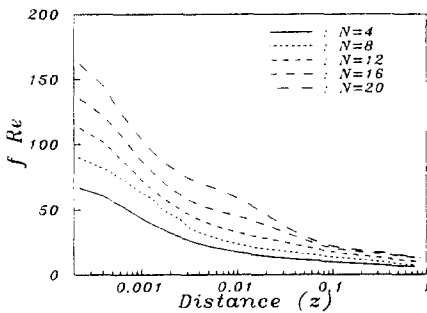
여기서 f 는 마찰계수이다. 이때 수력학적인 입구길이는 입구유동이 완전히 발달한 상태라는 가정하에 유동방정식을 다시 풀어서 얻어진 압력강하량과 Fig.3과 같이 구한 압력 강하량이 5%이내의 오차를 가질때의 거리라고 정의하였다. Fig.3은 두 경우 관 입구에 일정한 속도로 작동유체가 유입되는 상태에서의 압력강하 분포로서, Fig.3(a)는 핀의 높이가 0.4이며, 열전도계수비가 100인 경우에 핀의 수의 변화에 따른 것이며 Fig.3(b)는 핀의

수가 16인 경우의 핀의 높이 변화에 대한 것을 각각 나타낸 그림이다. 그림에서 보는바와 같이 두 경우 압력강하는 입구영역에서 급격히 감소하며, 이후 유동이 발달해 감에 따라 점차 감소하다가 $z=0.1$ 이상이 되면 완전발달한 상태로 접근하며, 결국 z (축방향 거리)와 무관한 일정한 값을 갖게 되는 것이다. 핀의 수(N)의 영향을 나타낸 Fig.3(a)를 보면 핀의 수가 증가함에 따라 압력강하는 더 크게 나타나지만 그 차이는 크지 않음을 알 수 있다. 이는 유동이 핀이나 핀의 주위보다는 주로 관 중심부에서 형성되기 때문이며 이로 인하여 $h=0.4$ 인 비교적 낮은 높이의 핀을 여러개 관에 부착한다 하더라도 핀의 수가 압력강하에 미치는 영향은 작다. 그러나 Fig.3(b)에 나타난 바와같이 핀의 높이가 압력강하에 미치는 영향은 핀의 수에 비하

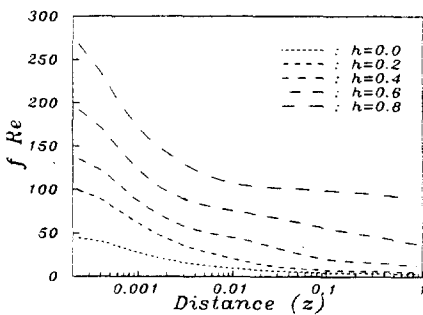
여 더 크다. 전체적으로 h 값이 증가함에 따라 $f \cdot Re$ 는 증가한다. 특히, $h=0.6$ 일때, $h=0.4$ 에 비하여 $f \cdot Re$ 이 급격히 증가함을 보이는데 이는 관의 중심부에서 핀이 밀집되어 중심부에서의 유동이 핀에 의하여 방해를 받기 때문이다. 그리고 $h=0.8$ 일때 이러한 경향이 더욱 두드러짐을 알 수 있다.

또한 수력학적인 관점에서 Fig.3의 결과를 이용하여 수력학적으로 완전히 발달한 경우의 입구영역의 길이 및 압력강하를 $k_r=100$ 인 경우에 여러가지 기하학적 형상 변화에 대하여 Table 3에 나타내었다. Table 3에서 보는바와 같이 핀 갯수보다는 핀 높이에 따라 압력강하의 차이가 크게 나타났다. 그리고 핀의 높이가 증가함에 따라 유동이 완전히 발달한 경우에 압력강하는 증가하는데, 핀의 높이가 0.4에서 그 이상이 되면 급격하게 증가하였다(즉, $h=0.4$ 일때 압력강하는 33.2이지만 $h=0.6$ 이 되면 103.13). 이러한 압력강하는 핀의 갯수가 증가함에 따라 계속적으로 증가하는 등 핀의 높이의 영향과 동일한 경향을 보임을 알 수 있다.

그리고 핀의 높이가 수력학적인 입구길이에 미치는 영향을 보면 핀의 높이가 증가함에 따라 입구길이는 증가한 후 $h=0.6$ 이 되면 다시 감소하는데, 이러한 경향은 참고문헌 [5]와 잘 일치하고 있다. 또한 핀의 수가 수력학적 입구길이에 미치는 영향도 핀의 높이와 동일하게 증가 후 감소하였다. 이



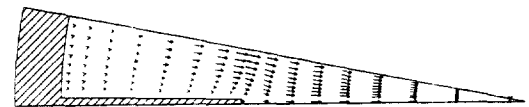
(a) $h=0.4, k_r=100$



(b) $N=16, k_r=100$



(a) $z=0.0009$



(b) $z=0.063$

Fig.3 Pressure drop($f \cdot Re$) according to the axial distance for various fin heights and numbers

Fig.4 Velocity distribution in cross section for various axial location($h=0.4, k_r=100$ and $N=8$)

는 핀이 존재하므로 유동을 방해하여 유동의 발달을 저해하는 성질과 유체와의 접촉면 증가로 점성의 영향이 증가되어 유동의 발달을 촉진시키는 두 가지 성질을 가지게 되고, 따라서 $h=0.4$ 이하일 때는 유동의 발달을 방해하는 성질이 우세하여 점차 압력강하의 증가와 함께 입구길이도 증가하지만 $h=0.6$ 이상에서는 점성의 영향이 우세하여 압력강하도 증가하고 유동이 빠르게 발달한다.

Fig.4는 z -위치 변화에 대한 2차유동 분포를 살펴보기 위하여, $N=8$ 이며, $h=0.4$ 일때의 두개의 축방향 위치($z=0.0009$ 와 0.063)의 단면에서의 $U-V$ 속도분포를 나타낸 것이다. 일반적으로 단면에서의 $U-V$ 속도는 관과 핀 주위의 점성효과로 인하여 유체가 관의 중심으로 밀려감으로써 발생되는데, z 가 증가함에 따라, 즉 주유동방향으로 유동이 완전히 발달하게 되면, 단면에서의 $U-V$ 속도분포는 소멸되게 된다. 이러한 현상은 Fig.4(a)와 Fig.4(b)를 비교하면 잘 알 수 있다. 참고로 $z=0.063$ 인 경우의 속도벡터의 크기가 상대적으로 작기 때문에 설명의 편의를 돕기 위하여 Fig.4(b)의 크기를 2배로 확대하여 나타낸 그림이다.

그림에서 보는 바와 같이 $z=0.0009$ 일 때의 2차유동은 상대적으로 활발하고 해석영역의 중심부(핀과 관사이)에서 단면의 최고속도가 발생하며 핀의 영향으로 핀이 없는 대칭면으로 유체가 유동한다. 그러나 Fig.4(b)에서 나타난 바와 같이 축방향으로 진행함에 따라 수력학적으로 발달해가면서 이러한 유동특성은 최고속도가 관의 중심에서 발생하게 되며, 동시에 유동의 세기도 감소함을 알 수 있다.

관입구에 일정한 속도로 유입되는 경우 핀의 수가 16, 무차원 핀의 높이가 0.8 그리고 $k_f=100$ 일 때의 열 및 유동의 발달과정을 살펴보기 위하여 z 의 위치에 따른 속도분포를 Fig.5(a)에, 그리고 Fig.5(b)에 온도분포를 각각 도시하였다. Fig.5(a)는 속도분포로서 $z=0.0009$ 일때는 핀과 관부근에서만 속도감소가 일어나지만, $z=0.063$ 일때는 점성의 영향이 거의 관의 중심부까지 미침을 알 수 있다. 핀과 핀 사이에서는 중앙부로 갈수록 그리고 핀 끝에서 관의 중심으로 갈수록 속도가 증가하는 것으로 나타났다. $z=0.0009$ 인 경우(Fig.5(a)의 상부)는 축방향속도가 0.65에서 1.05까지를, $z=$

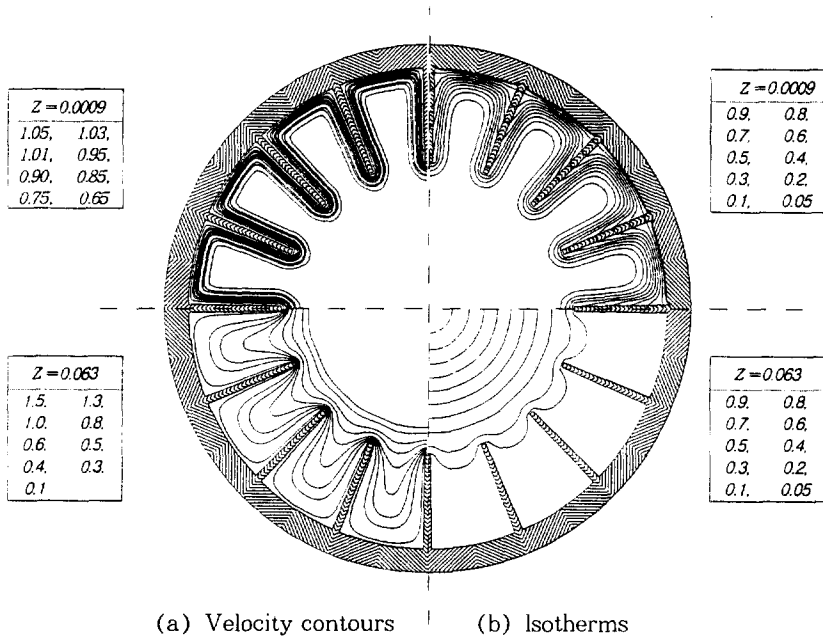


Fig.5 Velocity contours(a) and isotherms(b) according to axial distance

0.063일 때는 0.1에서 1.5까지를 나타내고 있다. 이는 Fig.4에서 언급되었듯이, 유동이 발달해 감에 따라 유체가 관의 중심으로 이동함을 의미한다. 그리고 동일한 방법으로 등온선을 Fig.5(b)에 도시하였는데, z 가 증가할수록 관벽 주위의 온도구배가 줄어들음을 알 수 있다. 이로부터 유체가 완전발

달하기 전의 영역에서 열전달이 더 활발하게 이루어짐을 알 수 있으며(열전달 관계식은 이후 설명), 특히 $z=0.063$ 인 경우에 고온의 영역이 관의 중심부에 밀집되어 나타나고 있는데, 이는 열적으로 점차 완전발달한 영역으로 접근되고 있음을 예측할 수 있다.

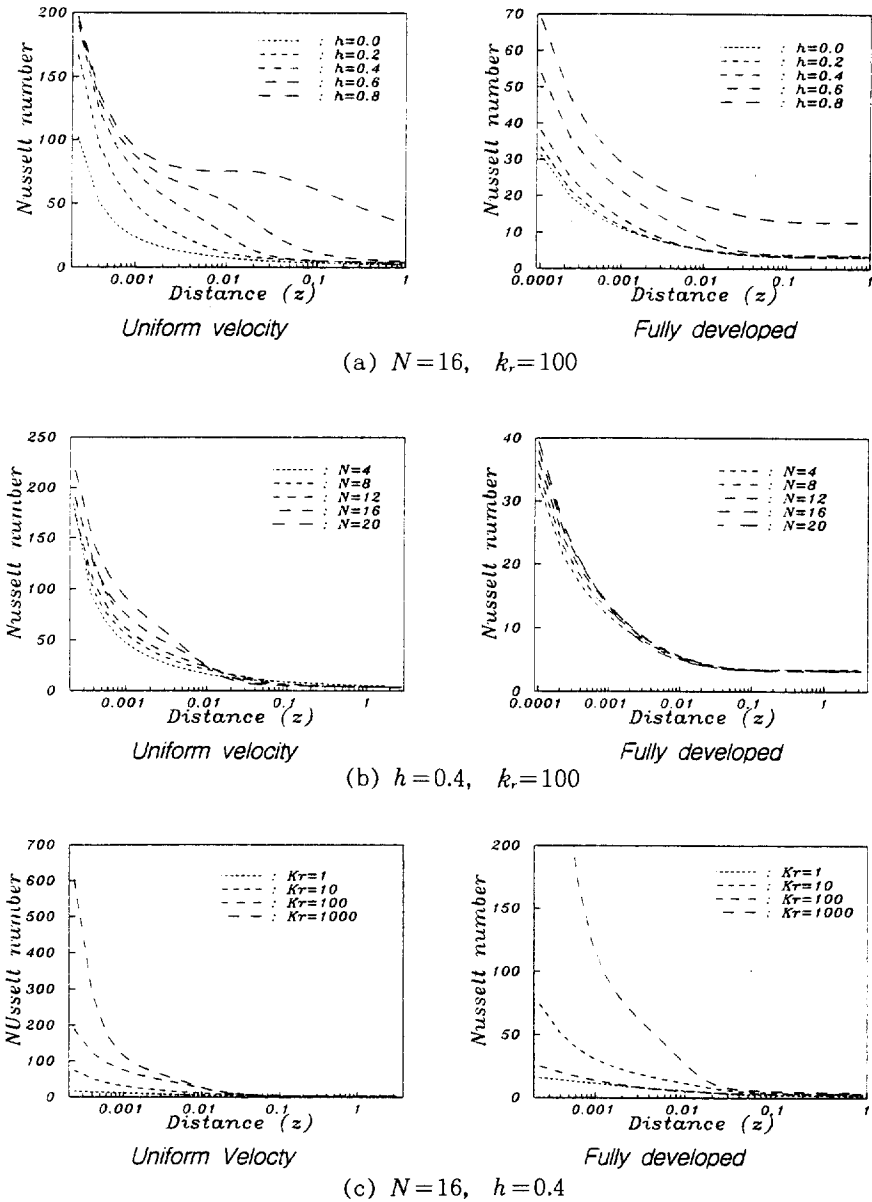


Fig.6 Nusselt number according to the axial direction

3.2 열전달 특성

핀이 부착된 관에서의 열전달 향상 방안은 효율적인 에너지 관리에 매우 중요한 요소이다. 관 표면에서의 열전달특성은 Nusselt 수에 의하여 규명할 수 있는데, 이 연구에서 체적온도(bulk temperature)를 고려하여 다음의 식으로 Nusselt 수를 정의하였다.

$$Nu = \frac{2a}{k_f} \cdot \frac{Q_w}{T_b - T_w} \quad (13)$$

여기서 Q_w 는 관외표면에서 외부로의 열전달량을 의미하며, 체적온도(T_b)는 다음과 같이 정의된다.

$$T_b = \frac{\int_{c,s} \rho \bar{w} T dA}{\int_{c,s} \rho \bar{w} dA} \quad (14)$$

이 연구에서는 입구에서 일정한 속도로 유입될 때와 수력학적으로 완전히 발달한 유체가 유입될 때, 핀의 수, 핀의 높이 그리고 유체에 대한 핀의 열전도계수비 등이 관외벽에서의 열전달특성에 미치는 영향을 규명하고자 하였다.

이를 위하여 열적으로 발달해 가는 과정에 대하여 Fig.6에 z -변화에 따른 평균 Nusselt 수를 나타내었는데, 입구 유동조건이 완전발달된 유동과 일정속도인 2가지 상황에 대하여 Fig.6(a)는 $N=16$ 이며 $k_f=100$ 인 경우에 핀의 높이의 영향을, Fig.6(b)는 $h=0.4$, $k_f=100$ 일 때의 핀의 수의 영향을 나타낸 그림이며, Fig.6(c)는 $N=16$, $h=0.4$ 인 상태에 대한 열전도계수비가 Nusselt 수에 미치는 영향을 각각 도시한 것이다.

먼저 입구 유동조건이 열전달에 미치는 영향을 살펴보면, 일정한 속도로 유입되는 경우가 수력학적으로 완전 발달한 유동보다 전 입구영역에서 열전달이 훨씬 크게 일어나는데, 모든 경우 z 가 0.001 이하인 영역에서 거의 3배정도 열전달이 활발하게 이루어지고 있음을 알 수 있다. 그리고, Fig.6(a)~(c)에서 나타나는 바와 같이 z 가 0.1 이상이 되면 유동형태에 관계없이 일정한 열전달이 이루어지고 있으며, 일정속도로 유입되는 경우 열

적으로 발달해가는 입구길이가 더 길다.

다음, 동일한 입구유동 형태, 핀의 수 그리고 열전도계수비에 대하여 핀 높이의 증가가 열전달에 미치는 영향을 나타낸 Fig.6(a)를 보면, 핀 높이(h)가 증가할수록 열전달은 향상되는데 이는 열전달 면적이 증가하기 때문이다. 특히, 핀의 높이가 0.8일때 급격히 열전달이 향상되었는데, 이는 Fig. 3(b)에서 언급한 바와같이 $h=0.6$ 일때의 압력강하가 급격히 증가하는 것과 관련이 깊다. 즉, 핀의 높이가 0.6이상이 되면 열전달 면적의 증가와 더불어 유동 면적이 감소하게 되는데 이로 인하여 핀의 끝부분(관의 중심부)에서 유속이 매우 빨라지기 때문이다. 그리고 Fig.6(b)의 완전발달한 구역에서 h 가 매우 작을 때에는 $h=0$ 일때의 열전달(혹은 Nu)이 $h>0$ 일때보다 오히려 크게 나타나는데, 이는 유효직경이 감소하기 때문에 발생하는 현상이다.

핀의 수의 증가는 열적으로 발달해가는 영역에서는 전반적으로 열전달을 향상시킨다(Fig.6(b)). 이러한 경향은 유동조건 및 열전도계수비에 관계없이 일정하게 나타났다. 또한 열적으로 발달해가는 영역에서는 핀의 갯수가 많을수록 열전달은 향상되었지만, 열적으로 완전 발달한 영역에 이르러서는 ($z=0.01$ 이상) 오히려 열전도계수 및 입구유동형태에 관계없이 핀의 갯수가 적을수록 약간 큰

Table 4 Pressure drop and hydrodynamic entrance length for various fin heights and numbers

		$f \cdot Re$	entrance length
$N=17,$ $k_f=100$	$h=0.0$	8.10	0.183
	$h=0.2$	12.74	0.260
	$h=0.4$	33.21	0.260
	$h=0.6$	103.13	0.202
	$h=0.8$	223.65	0.007
$h=0.4$ $k_f=100$	$N=4$	13.35	0.262
	$N=8$	19.84	0.260
	$N=12$	27.76	0.256
	$N=16$	33.22	0.260
	$N=20$	37.35	0.201

Table 5 Nusselt number and thermal entrance length for various fin heights, fin numbers and inlet conditions

		Nu (In fully developed region)	thermal entrance length	
			fully developed	uniform velocity
N=16 k _r =100	h=0.0	3.37	0.065	0.262
	h=0.2	3.42	0.069	0.180
	h=0.4	3.24	0.057	0.230
	h=0.6	3.81	0.063	0.447
	h=0.8	12.74	0.068	0.454
h=0.4 k _r =10	N=4	3.43	0.062	0.410
	N=8	3.39	0.062	0.325
	N=12	3.30	0.064	0.245
	N=16	3.23	0.064	0.230
	N=20	3.23	0.065	0.174
h=0.4 N=16	k _r =1	3.30	0.061	0.116
	k _r =10	3.23	0.060	0.205
	k _r =100	3.23	0.058	0.230
	k _r =1000	3.89	0.062	0.223

Nusselt수를 나타내었다.

그러나 핀의 수의 증가는 압력강하를 크게 증가시키지 않았듯이 열전달을 크게 향상시키지는 않음을 알 수 있다. 따라서 설계적인 관점에서 열전달 향상을 위해서는 핀의 수보다는 나머지 요소의 변화에 관점을 두는 것이 더 바람직하다고 여겨진다.

또한 열전도계수비가 Nusselt수에 미치는 영향을 살펴보면(동일한 형상 및 입구조건에 대하여 Fig.6(c)), 열전도계수비가 클수록 핀의 높이와 유동형태에 관계없이 열전달이 훨씬 활발하게 이루어짐을 알 수 있다. 특히 입구에서 일정한 속도로 유입되는 경우에 열전도계수비의 영향은 더욱 크며, 입구에서 Nusselt수가 완전한 발달한 영역에서의 Nusselt수에 대하여 k_r=1000인 경우에는 150배 정도 크고 k_r=1일때에는 7배 정도로 변화가 작게 나타났다.

Table 4는 열적으로 완전히 발달한 영역에서 입구유동조건, 핀의 수, 핀의 높이 그리고 열전도계수비가 열전달 및 열적인 입구길이에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

일정한 속도로 유입되는 경우가 완전히 발달한 유동이 유입되는 경우에 비하여 열적인 입구영역의 길이가 더 크게 나타났다. 이는 입구영역에서 Nusselt수가 일정한 속도로 유입될때 완전발달한 유동이 유입될때에 비하여 3배이상 크고 열적으로 완전히 발달한 Nusselt수는 동일하므로 Nusselt수가 감소하여 완전히 발달한 값을 가지는 열적인 입구 길이가 길어지기 때문이다. 핀 높이에 따른 Nusselt수의 변화를 살펴보면 입구길이가 증가하다가 핀의 높이가 0.6이상 이 되면 거의 일정하게 유지된다. 핀의 수가 증가하면 입구 길이는 감소하였고, 핀과 관의 열전도계수가 증가하면 입구는 증가하였다.

4. 결 론

핀의 부착된 원관내의 열 및 유동 특성을 핀과 관의 두께를 고려하여 입구에서의 유동 형태, 핀의 높이, 핀의 갯수 그리고 핀의 열전도계수를 변화시키면서 수치적으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 일정한 속도로 유체가 유입되는 경우에 Parabolic 3차원 방정식의 해법을 적용하여 해석한 결과, 수력학적으로 발달해가는 과정에서 단면 2차 유동이 형성되었으며 이러한 유동의 영향으로 입구 영역에서 Nusselt 수가 3배이상 향상되었다.

2) 핀의 갯수를 2배 증가시키는 경우보다 핀의 높이를 증가시키는 경우가 열전달과 압력강하 모두 크게 나타났으며, 이로 인하여 열전달측면에서 핀의 갯수보다는 높이가 중요한 역할을 함을 알 수 있다. 그러나 압력강하는 핀의 높이가 0.6이상이면 크게 증가하게 되고, 열전달은 핀의 높이 0.8이상에서 크게 증가하게 되므로 이를 고려하여 핀의 높이 0.4인 경우가 핀의 갯수가 16일때 최적의 핀높이이다.

3) 핀과 관의 열전도계수비 변화에 따라 완전발달한 영역에서 열전달량의 변화에 비해 입구영역에서 열전달량이 크게 변화하였으며, 따라서 입구영역 해석에서 열전도계수의 고려는 필수적이다.

후 기

본 연구는 1995년도 한양대학교 산업과학연구소의 연구비 지원에 의하여 수행되었으며 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

- Davis, L. P., and Perona, J. J., 1971, "Developed of Free Convection Flow of a Gas in a Heated Vertical Open Tube", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 889~903.
- Rustum, I. M., and Soliman, H. M., 1988, "Numerical Analysis of Laminar Forced Convection in the Entrance Region of Tubes with Longitudinal Internal Fins", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 310~913
- Rustum, I. M., and Soliman, H. M., 1971, "Numerical Analysis of Laminar Mixed Convection in Horizontal Internally Finned Tubes", *Int. J. of Heat and mass Transfer*, Vol. 35, pp. 1485~1496.
- Kettner, I. J., Degani, D., and Gutfinger, C., 1991, "Numerical study of Laminar Heat Transfer in Internally Finned Tubes", *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 20, pp. 159~180
- Prakash, C., and Liu, Y. D., 1985, "Analysis of Laminar Flow and Heat Transfer in the Entrance Region of an Internally Finned Circular Duct", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 84~91
- Prakash, C., and Liu, Y. D., 1985, "Buoyancy Induced Flow in a Vertical Internally Finned Circular Duct", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 107, pp. 119~123
- Patanka, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York
- Raithby, G. D., and Schneider, G. E., 1979, "Numerical Solution of Problems in Incompressible Fluid Flow; Treatment of the Velocity Pressure Coupling", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 2, pp. 417~440