

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2010.34.3.291

원형관 및 납작관-평판회 형상의 밀집형 열교환기에 대한
대류열전달 상관관계식

모 정 하*

* 원광대학교 기계자동차공학부

Convective Heat Transfer Correlations for the Compact Heat Exchanger with
Circular Tubes and Flat Tubes-Plate Fins

Jeong-Hah Moh**

* Division of Mechanical & Automotive Engineering, Wonkwang Univ.

(Received October 22, 2009 ; Revised December 13, 2009 ; Accepted December 15, 2009)

Key Words: Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기), Circular Tubes and Plate Fins(원형관-평판회), Flat Tubes and Plate Fins(납작관-평판회), Friction Factor(마찰인자), Colburn j Factor(Colburn j계수), Convective Heat Transfer Correlations(대류열전달상관관계식)

초록: 본 연구에서는 열의 수가 세 개인 원형관 및 종횡비가 고려된 납작관-평판회 형상의 밀집형 열교환기 내 공기의 유동 및 열전달 특성을 RNG k-ε 난류모델을 적용하여 수치적으로 해석하였다. 수치조건의 범위는 원형관인 경우 $1,000 < Re_{D_h} < 10,000$ 이며, 납작관인 경우 $1,000 < Re_{D_h} < 10,000$ 및 $3.06 < AR < 5.44$ 이다. 마찰인자는 $f = CRe_{D_h}^m$ 의 형태로, Colburn j 계수는 $j = CRe_{D_h}^m$ 형태로 상관관계식을 제시하였다. 이러한 상관관계식은 향후 원형관 및 납작관-평판회 형상의 열교환기 설계시에 기본적인 자료로 충분히 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

Abstract: Aspect-ratio-based numerical analysis is carried out to investigate the air-side convective heat transfer characteristics in compact heat exchangers with circular tubes and flat tubes-plate fins. The RNG k-ε model is adopted for turbulence analysis. The numerical analysis is carried out for aspect ratios ranging from 3.06 to 5.44 and for Reynolds numbers ranging from 1,000 to 10,000. The calculated results indicate a correlation between the friction factor and Colburn j factor in the compact heat exchanger system for the range of aspect ratios under consideration. The results obtained for circular tubes and flat tubes-plate fins in this study can be utilized to realize the optimal design of an air conditioning system.

- 기호설명 -

AR : 종횡비
C : 상관관계식의 상수
 c_p : 정압비열
 D_h : 수력직경
f : 마찰인자
 f_p : 환피치
h : 대류열전달계수
H : 납작관의 세로방향 길이
j : Colburn 계수
L : 납작관의 가로방향 길이

L_{HX} : 열교환기의 유동방향 길이
 \dot{m} : 질량유량
 Δp : 압력차
Pr : Prandtl 수
q : 열전달률
Re : Reynolds 수
 S_L : 납작관의 가로방향 피치
 S_T : 납작관의 세로방향 피치
t : 회 두께
T : 유체온도
V : 유체속도

그리스문자

μ : 점성계수
 ρ : 밀도

* Corresponding Author, jhmoh@wonkwang.ac.kr

하첨자

in : 열교환기 입구

max : 최대

out : 열교환기 출구

w : 관벽

1. 서 론

단위 체적당 매우 큰 열전달 표면적이 요구되는 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)는 주로 열전달매체가 기체일 경우에 사용되며 표면의 흰(fin)과 판(plate)의 형상에 따라 여러 종류로 분류된다. 대표적인 형태로써 납작관-연속적인 평판흰(flat tubes-continuous plate fins), 원형관-연속적인 평판흰(circular tubes-continuous plate fins), 원형관-원형흰(circular tubes-circular fins) 등이 있으며 이러한 형태의 열교환기는 주로 공조기용 기기에서 사용되고 있다.

원형관-평판흰 형상의 열교환기에 대한 연구는 실험적⁽¹⁻⁶⁾으로 또는 수치적^(6,7)으로 많이 이루어져 왔으며 여러 가지의 상관관계식이 제시되어 있다. 납작관-평판흰은 원형관-평판흰에 비하여 열전달의 성능이 떨어지며 특별한 경우⁽¹⁾ 외에는 사용되지 않는 특수성이 있기 때문에 이에 대한 연구는 상대적으로 적으며 제시되어 있는 상관관계식도 거의 없다.

납작관-평판흰 형상의 관군은 대칭(symmetric)형 엇갈림 배열과 비대칭(non-symmetric)형 엇갈림 배열로 분류된다. 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 열교환기에 대하여 Fiebig 등⁽⁸⁾은 흰 표면에 와류발생기가 Wang 등⁽⁹⁾은 납작관에 와류발생기가 부착된 형상에 대한 열전달특성을 고찰하였으며, Shi 등⁽¹⁰⁾은 흰에 와류발생기가 부착된 형상에서 흰 간격에 따른 열전달특성을 연구하였다. 한편 Yoo 등⁽¹¹⁾은 대칭형 엇갈림배열로 구성된 납작관-평판흰의 열교환기에 대한 열전달계수를 얻기 위하여 나프탈렌 승화법을 이용한 실험을 수행하였으며 적용 가능성을 확인하였다. 그리고 Moh⁽¹²⁾는 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판흰 열교환기에서 납작관의 종횡비를 고려한 수치해석을 수행하여 Colburn j 계수 및 마찰인자(friction factor)에 대한 상관관계식을 제시하였다.

한편 Moh 등⁽¹³⁾은 Reynolds수 $500 < Re < 10,000$ 의 범위에 대하여 비대칭형 엇갈림배열의 납작관-평

판흰 형상의 열교환기에 대한 대류열전달 상관관계식을 제시하였다.

본 연구의 목적은 기존에 제시된 문헌들^(7,12,13)을 중심으로 원형관 및 종횡비가 고려된 납작관-평판흰 형상의 밀집형열교환기에 대한 대류열전달 상관관계식을 제시하는 것이다. 이를 위하여 박리 및 재부착과 관련된 재순환유동의 해석에 적합한 RNG k- ϵ 난류모델을 적용하였으며, 열교환기 내의 유체유동 및 열전달 특성을 수치적으로 고찰하였다. 이와 함께 계산결과들을 이용하여 밀집형열교환기 해석에 적용할 수 있는 Reynolds수의 함수로 표시된 마찰인자 및 Colburn j 계수와 같은 상관관계식을 제시함으로써 밀집형 열교환기의 설계 변경에 따른 자료의 적용을 용이하게 하고자 한다.

2. 이 론

2.1 형상 및 제원

원형관 및 납작관-평판흰의 열교환기 형상은 Fig. 1과 같으며, 세 개의 열(row)이 있는 관군은 엇갈림 배열로 구성되어 있다. 표면 $8.0-3/8T$ ⁽¹⁾로 명명되는 원형관을 기준으로 원형관과 납작관에 대한 관군을 Fig. 1과 같이 배치하였으며, 제원은 Table 1과 같다.

여기서 S_L 은 관의 가로피치, S_T 는 세로피치, D 는 직경, L 은 납작관의 가로길이, H 는 세로길이, f_p 는 흰피치, t 는 흰의 두께, 그리고 N 은 가

Table 1 Dimensions of the heat exchanger with circular tubes and flat tubes-plate fins (Unit; mm)

Symbol	S_L	S_T	f_p	t	N	D
Circular tube	22	25.4	3.175	0.33	3	10.2
Flat tube	22	25.4	3.175	0.33	3	

Table 2 Aspect ratios of the flattubes(Unit; mm)

No.	L	H	AR
1	13.5	4.42	3.06
2	14.0	3.54	3.95
3	14.5	2.67	5.44

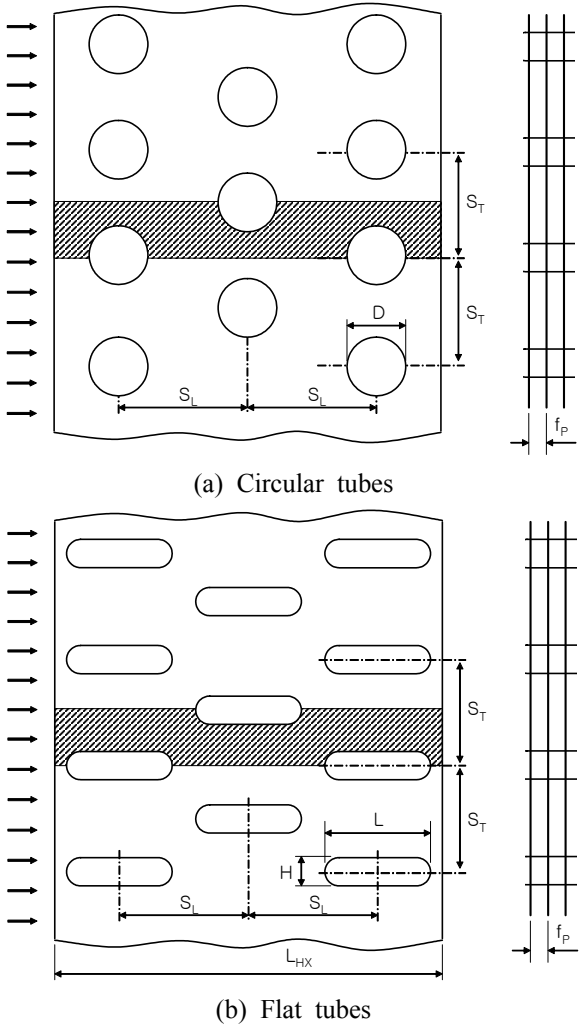


Fig. 1 Schematic drawing of the heat exchanger with circular tubes and flat tubes-plate fins

로방향의 열수를 각각 나타낸다.

원형관과 납작관의 공기측 외부 열전달 표면적을 동일하게 놓으면 여러 형태의 납작관을 만들 수 있다. 종횡비는 식 (1)과 같이 정의할 수 있으며, 본 연구에서 고려한 종횡비의 범위는 Table 2와 같다.

$$AR = L/H \quad (1)$$

2.3 마찰인자 및 Colburn j계수

밀집형 열교환기의 열전달과 유동특성은 주로 핀의 모양과 배열에 영향을 받으며, 마찰인자 및 Colburn j계수로 상관된다.

마찰인자는 유편치 또는 핀의 면적을 기준으로 정의될 수 있는데 본 논문에서는 유편치를 기준으로 식 (2)와 같이 정의하였다.

$$f = \frac{\Delta p}{\rho V_{in}^2 / 2} \frac{f_p}{L_{HX}} \quad (2)$$

여기서 Δp 는 열교환기의 입구와 출구의 압력차, V_{in} 는 공기의 입구속도, f_p 는 유편치, L_{HX} 는 열교환기의 유동방향길이를 나타낸다.

Colburn j계수는 대류열전달계수(h)와 연관되어 식 (3)과 같이 정의된다.

$$j = St Pr^{2/3} = \left(\frac{h}{Gc_p} \right) Pr^{2/3} \quad (3)$$

위 식에서 G 는 최대 질량유속으로써 ρV_{max} 로 표현되며, V_{max} 는 최소유동면적을 가로지르는 유체의 최대속도를 나타낸다. 그리고 Colburn j계수는 다음과 같은 식 (4)의 형태로 나타낼 수 있다.

$$j = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (4)$$

위 식에서 Reynolds 수는 수력직경(D_h)을 기준으로 식 (5)와 같이 정의할 수 있으며, 납작관인 경우 수력직경은 식 (6)과 같이 정의될 수 있다.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho V_{max} D_h}{\mu} \quad (5)$$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (6)$$

여기서 A_c 는 납작관의 단면적을, P 는 접수주변 길이(wetted perimeter)를 의미한다.

식 (5)와 같이 정의되는 Reynolds수를 계산하기 위해서는 주어진 형상에 대한 최대속도(V_{max})를 알아야 한다. Fig. 1과 같은 원형관군 및 납작관군 형상에 기하학적 관계를 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

<원형관군>

$$V_{max} = \max \left(\frac{S_T}{S_T - D}, \frac{S_T/2}{S_D - D} \right) \cdot V_{in} \quad (7)$$

여기서

$$S_D = \{ S_L^2 + (S_T/2)^2 \}^{1/2}$$

<납작관군>

$$V_{max} = \max \left(\frac{S_T}{S_T - H}, \frac{S_T/2}{S_D - H} \right) \cdot V_{in} \quad (8)$$

Table 3 Maximum velocity and hydraulic diameter

AR	V_{max} [m/s]	D_h [mm]
원형관	$1.671 V_{in}$	10.20
3.06	$1.211 V_{in}$	6.922
3.95	$1.162 V_{in}$	5.854
5.44	$1.117 V_{in}$	4.635

여기서

$$S_D = \{(S_L - L + H) + (S_T/2)^2\}^{1/2}$$

입구속도(V_{in})를 기준으로 원형관과 납작관에 대한 최대속도와 수력직경을 구하면 Table 3과 같다.

2.4 공기측 열전달계수의 계산방법

납작관-평판형 열교환기에 대한 공기측 대류열전달계수 및 Colburn j계수는 다음과 같은 방법으로 구할 수 있다. 공기의 유동시 공기와 벽면간의 열전달률은 식 (9)과 같이 표현되며, 출구온도는 식 (10)을 사용하여 계산할 수 있다.

$$q = hA_t(T_w - T_f) = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (9)$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{q}{\dot{m}c_p} \quad (10)$$

여기서 A_t 는 관의 외부표면적, T_w 는 관 표면온도, T_{in} 은 공기의 입구온도, T_{out} 는 공기의 출구온도를 나타내며, T_f 는 평균온도로써, 식 (11)과 같이 정의된다.

$$T_f = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (11)$$

식 (9)~(11)을 이용하면 최종적으로 공기측 대류열전달계수를 식 (12)와 같이 계산할 수 있다.

$$h = \frac{q}{A_t(T_w - T_f)} \quad (12)$$

식 (12)에서 q 는 수치계산을 통하여 구할 수 있고, 벽면온도 T_w 는 상수이며, 평균온도 T_f 는 식 (10)과 식(11)을 이용하면 계산할 수 있다.

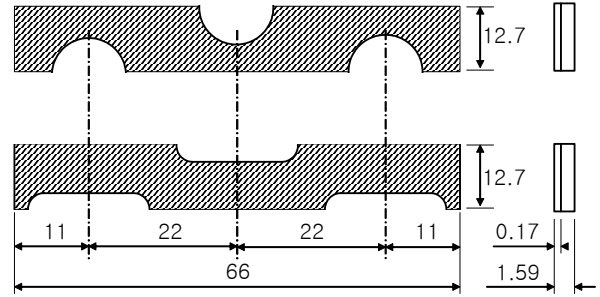


Fig. 2 Computational domain and dimensions for the heat exchanger system(Unit; mm)

Colburn j계수는 식 (3)과 같이 정의되므로 식 (12)에서 얻은 열전달계수를 이용하여 j계수를 구할 수 있다. 그리고 해석하고자 하는 공기의 속도범위에 해당하는 Reynolds 수를 정하면 로그-로그 좌표계에서 수치적인 방법을 적용하여 식 (4)와 같은 형태로 Colburn j계수에 대한 상관식을 얻을 수 있다.

3. 수치해석

3.1 해석 모델

Fig. 1과 같은 형상의 열교환기인 경우, 가운데관을 중심으로 상하가 대칭이며, 환의 피치가 일정하므로 계산영역을 Fig. 2의 빗금친 부분과 같이 설정할 수 있다. 환의 유동방향 길이는 66mm, 가로피치는 22mm, 세로피치는 25.4mm이다. 그리고 환피치 부분의 계산길이는 1.59mm이다.

3.2 지배방정식

원형관 및 납작관-평판형 열교환기에 대하여 물성치가 일정하며 3차원, 정상상태의 난류유동에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

여기서 ρ 는 밀도, p 는 압력, u_i 는 속도벡터, E 는 단위 질량당 총에너지, $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ 는 Reynolds

응력을 나타낸다. 이들 방정식의 각항은 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\begin{aligned}
 -\rho \overline{u_i' u_j'} &= \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \\
 E &= h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \\
 k_{eff} &= k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t}
 \end{aligned} \tag{16}$$

여기서 h 는 단위 질량당 엔탈피, μ_t 는 난류 점성계수, Pr_t 는 난류 Prandtl 수로서 0.85의 값을 적용하였다.

RNG $k-\epsilon$ 모델의 경우, 난류운동에너지(k)와 소산율(ϵ)에 대한 두 개의 방정식이 추가된다. 난류 점성계수는 식 (17)과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{17}$$

위에서 언급한 난류모델에 추가되는 방정식 및 방정식에 포함된 상수들에 대한 자세한 내용은 참고문헌⁽¹⁴⁾에 언급되어 있다.

3.3 경계조건

3.3.1 속도 경계조건

입구($x=0$ mm)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구($x=66$ mm)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다. 그리고 네 개의 면($y=0$ mm, $y=12.7$ mm, $z=0$ mm, $z=1.59$ mm)에 대해서는 대칭조건을 적용하였다. 본 연구에서 고려하는 Reynolds수 (식 (5) 기준)의 범위는 1000 ~ 10,000이다. 납작관수에 따른 입구속도는 Table 4와 같이 주어진다.

Table 4 Inlet velocity for aspect ratios

AR	Re	1000	3000	5000	7000	10000
원형관		0.97	2.90	4.83	6.76	9.66
3.06	V_{in} [m/s]	1.97	5.89	9.82	13.8	19.7
3.95		2.42	7.26	12.1	17.0	24.2
5.44		3.19	9.55	15.9	22.3	31.9

인 경우 종횡비에 따라 최대속도와 수력직경이 다르기 때문에 각각의 종횡비에 대하여 Reynolds

3.3.2 온도 경계조건

일반적으로 냉방용 공조기기의 경우 응축기의 응축수온도는 약 50°C 전·후이며, 외기의 공기온도는 약 30°C이다. 이에 따라 입구의 공기온도는 303K로, 관의 표면온도는 323K로 가정하였다. 위치가 $y=0, 12.7$ mm, $z=0, 1.59$ mm인 네 개의 면에는 단열조건을 부여하였다.

수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, 310K를 기준으로 밀도는 1.146 kg/m³, 열전도율은 0.027 W/mK, 정압비열은 1005 J/kgK, 그리고 점성계수는 1.89 × 10⁻⁵ Pa · s이다.

3.4 수치해석 방법 및 격자계

해석 영역의 형태를 고려하여 직육면체 격자(mesh)를 사용하였으며 온도가 급격하게 변화하는 관 벽 부근에서는 격자를 조밀하게 구성하였다. Fig. 3은 납작관인 경우에 대하여 156,000개의 셀로 구성된 전체 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열·유체분야의 상용코드인 FLUENT⁽¹⁴⁾를 사용하였고 SIMPLE 알고리즘⁽¹⁵⁾이 포함된 유한체적법을 적용하였으며 대류항 보간법으로 2차 상류차분법을 사용하였다. 지배방정식의 모든 변수에 대하여 다음의 수렴조건을 설정하였다.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 5 \times 10^{-4} \tag{18}$$

4. 결과 및 고찰

4.1 열전달계수의 비교 및 검토

원형관 및 납작관으로 구성된 열교환기에서 대류열전달계수를 입구속도의 변화(Table 4)에 따라

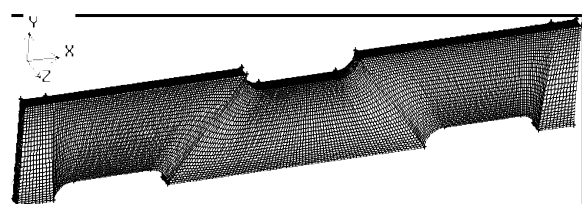


Fig. 3 Numerical grid system for flat tubes

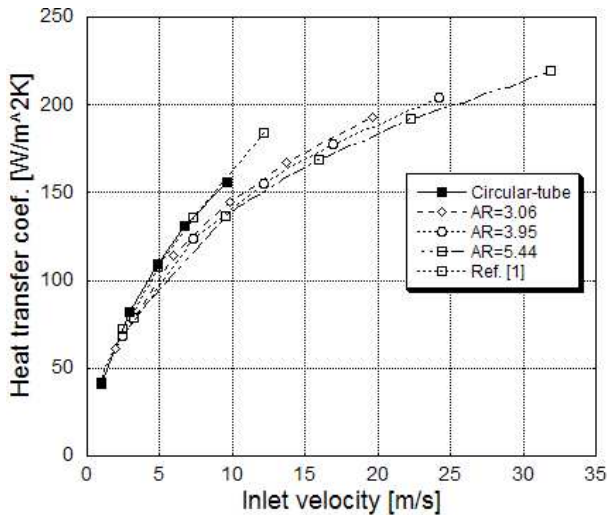


Fig. 4 Comparison of convective heat transfer coefficients between circular tube-plate fin and flat tube-plate fin

도시하면 Fig. 4와 같다. 예상되는 바와 같이 원형관인 경우의 열전달계수값이 납작관인 경우의 값보다 높게 나타났으며 입구속도가 증가할수록 두 형상간의 차이는 점점 증가하는 경향을 보였다. 한편 종횡비의 변화에 따른 열전달계수는 큰 차이가 없었지만 종횡비가 증가할수록 약간 낮은 값을 나타냈다.

4.2 유동장 및 온도장

Fig. 5는 동일한 입구속도 6.5m/s에 대하여 원형관 및 납작관의 종횡비 변화에 따른 속도분포를 나타낸 것이다. 최고속도는 원형관인 경우 16.2m/s, 납작관인 경우 종횡비 3.06, 3.95, 5.44 각각에 대하여 11.7m/s, 11.2m/s, 10.9m/s이며 종횡비가 작을수록 높은 값을 보였다. 원형관인 경우 공기는 압력의 증가와 함께 전방 정체점에서 정지하게 되며, 이점으로부터 압력은 x가 증가함에 따라 감소하고, 경계층은 순압력 구배하에서 발달한다. 이후 압력은 최소값에 도달하며 원통 후면에서 경계층은 역압력 구배하에서 발달된다. 그 결과 하류에서는 후류(wake)가 생성된다. 그러나 납작관인 경우 유로변적의 변화가 원형관에 비하여 상대적으로 작아 앞에서 설명한 현상은 완화되고 속도구배는 낮게 나타나는 경향을 보였으며 종횡비의 변화에 대해서도 큰 차이를 보이지 않았다.

관 주위에서의 변화 형태를 살펴보면 관의 상하 부근에서 가장 높은 속도분포 지역이 존재하

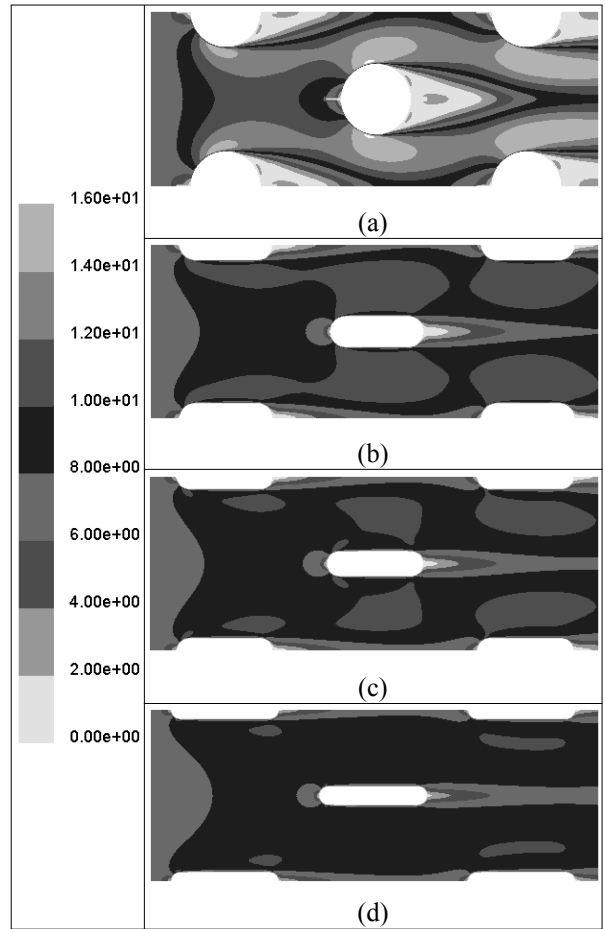


Fig. 5 Air velocity distribution for (a) circular tube, (b) AR=3.06, (c) AR=3.95, (d) AR=5.44 at $V_{in} = 6.5m/s$

였으며 중앙관의 후류부에서 속도구배가 심하게 나타남을 관찰할 수 있었다. 그러나 종횡비가 증가할수록 이러한 현상은 줄어들어 종횡비가 5.44인 경우 중간 속도대(8~10m/s)의 지역이 전 유동영역을 지배하였다.

Fig. 6은 동일한 입구속도 6.5m/s에 대하여 원형관 및 납작관의 종횡비 변화에 따른 온도분포를 도시한 것이다. 원형관인 경우 정체점에서 시작하여 층류경계층이 발달하며 관 하류로 갈수록 후류 내의 와류의 생성에 따른 혼합으로 인하여 온도구배가 높게 나타난다. 납작관인 경우 유동의 투영면적이 작은 관계로 상대적으로 낮은 온도구배를 보였다. 한편 종횡비의 차이에 따른 온도구배의 모습도 큰 변화 없이 비슷한 형태로 나타났다.

4.3 마찰인자 상관관계식

본론에서는 앞장에서 검토된 결과를 바탕으로

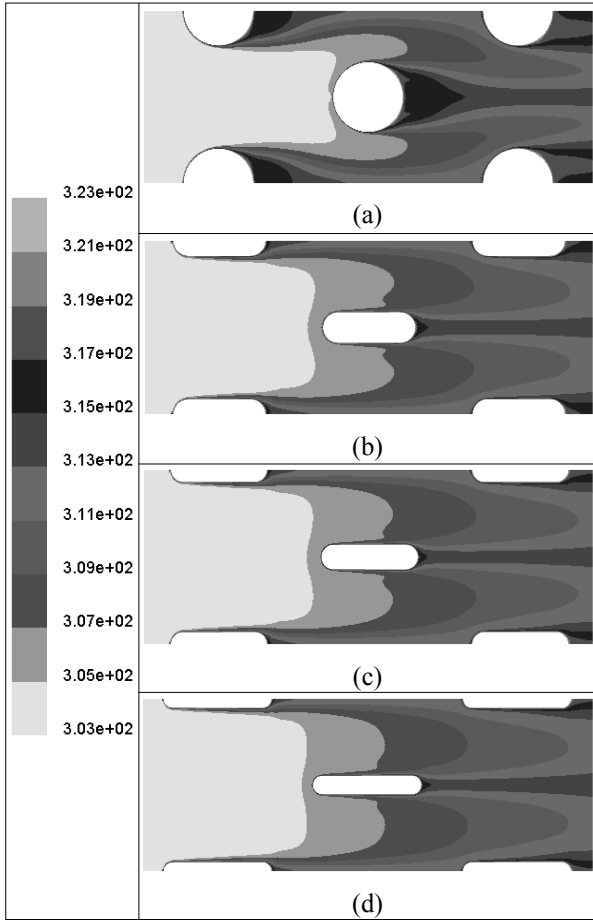


Fig. 6 Temperature distribution for (a) circular tube, (b) AR=3.06, (c) AR=3.95, (d) AR=5.44 at $V_{in} = 6.5m/s$

Reynolds 수의 범위 1000 ~ 10,000에 대하여, 식 (2)로 정의되는 마찰인자의 값을 계산하였다. 식에서 압력차(Δp)는 수치해석의 결과로부터 값을 얻을 수 있다. Fig. 7은 원형관과 납작관에 대한 마찰인자를 Reynolds수의 함수로 나타낸 것이다.

마찰인자는 Reynolds수의 증가에 반비례하여 감소하였으며, 원형관은 유로면적의 변화가 납작관에 비하여 심하기 때문에 값이 높게 나타났다. 그리고 종횡비가 증가할수록 낮은 값을 보였으며 종횡비에 따른 값의 차이는 Reynolds수의 증가에 비례하였다.

수치해석기법을 적용하면 납작관에 대한 세 개의 곡선을 종횡비(AR)가 고려된 한 개의 식으로 정립할 수 있다. 원형관군과 납작관군에 대한 마찰인자는 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

<원형관군>

$$f = 9.8656 Re_{D_h}^{-0.3943} \quad (19)$$

(1,000 < Re_{D_h} < 10,000)

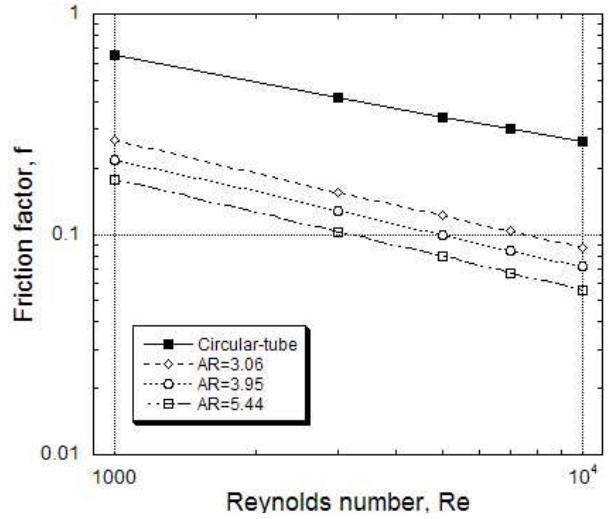


Fig. 7 Friction factor with Reynolds number for a circular tube and flat tube-plate fin type heat exchanger

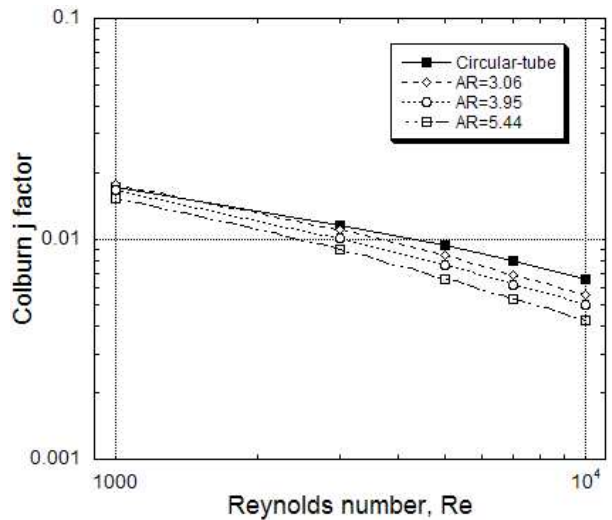


Fig. 8 Colburn j factor with Reynolds number for a circular tube and flat tube-plate fin type heat exchanger

<납작관군>

$$f = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (20)$$

$$(1,000 < Re_{D_h} < 10,000, 3.06 < AR < 5.44)$$

여기서

$$C = 15.55 - 3.6296(AR) + 0.3261(AR)^2$$

$$m = -0.4904 + 0.0066(AR) - 0.0014(AR)^2$$

4.4 Colburn j계수의 상관관계식

식 (5)와 같이 정의되는 Reynolds수를 이용하여 계산된 Colburn j계수를 Reynolds 수의 함수로 나타내면 Fig. 8과 같다.

원형관인 경우의 값이 납작관에 비하여 약간 높은 경향을 보였으며 Reynolds 수가 증가할수록 이러한 차이는 더욱 심하게 나타났다. 앞에서와 같은 방법으로 Colburn j 계수를 식으로 표현하면 다음과 같다.

<원형관>

$$j = 0.3049 Re_{D_h}^{-0.4126} \quad (21)$$

$$(1000 < Re_{D_h} < 10,000)$$

<납작관>

$$j = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (22)$$

$$(1000 < Re_{D_h} < 10,000, 3.06 < AR < 5.44)$$

여기서

$$C = 0.0461 + 0.2309(AR) - 0.02(AR)^2$$

$$m = -0.3428 - 0.066(AR) + 0.0051(AR)^2$$

5. 결 론

본 연구에서는 열의 수가 세 개인 원형관 및 납작관-평판형 형상의 밀집형 열교환기 내 공기의 유동 및 열전달 특성을 수치적으로 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 원형관으로 구성된 열교환기에 대한 마찰인자 및 Colburn j 계수는 $1,000 < Re_{D_h} < 10,000$ 의 범위에서 식 (19) 및 식 (21)과 같이 표현할 수 있다.

(2) 중형비를 고려한 납작관-평판형의 열교환기에 대한 마찰인자 및 Colburn j 계수는 $1,000 < Re_{D_h} < 10,000$ 과 $3.06 < AR < 5.44$ 의 범위에서 식 (20) 및 식 (22)와 같이 표현할 수 있다.

(3) 위 상관관계식은 향후 원형관 및 납작관-평판형 형상의 열교환기 설계시에 기본적인 자료로 충분히 활용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2008년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Kay, W. M. and London, A.L., 1998, *Compact Heat Exchangers*, Third Edition, Krieger.

- (2) Kayansayan, N., 1993, "Heat Transfer Characterization of Flat Plain Fins and Round Tube Heat Exchangers," *Exp. Therm. Fluid Sci.* 6, pp. 263 ~ 272.
- (3) Kim, N. H., Youn, B. and Webb, R. L., 1999, "Air-Side Heat Transfer and Friction Correlation for Plain Fin and Tube Heat Exchangers with Staggered Tube Arrangements," *J. Heat Transfer*, Vol. 121, pp. 662 ~ 667.
- (4) Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, part I: New Experimental Data," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 43, pp. 2681 ~ 2691.
- (5) Wang, C. C., Chi, K. Y. and Chang, C. J., 2000, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, part II: Correlation," *Int. J. Heat Mass Trans.*, Vol. 43, pp. 2693 ~ 2700.
- (6) Yoon, Y. H., Paeng, J. G. and Yoon, K. S., 2006, "Experimental Measurement and Numerical Computation on the Air-Side Forced Convective Heat Transfer Coefficient in Plate Fin-Tube Exchangers," *Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 10, No. 9, pp. 729 ~ 737.
- (7) Moh, J. H. and Lee, S. H., 2007, "Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchangers with Circular Tubes and Continuous Plate Fins," *Journal of KSME B*, Vol. 31, No. 12, pp. 994 ~ 1001.
- (8) Fiebig, M., Valencia, A. and Mitra NK., 1994, "Local Heat Transfer and Flow Losses in Fin-Tube Heat Exchanger with Vortex Generators: a comparison of Round and Flat Tubes," *Exp Therm. Fluid Sci.* 8, pp. 35 ~ 45.
- (9) Wang, L. B., Ke, F., Gao, S. D. and Mei, Y. G., 2002, "Local and Average Characteristics of Heat/Mass Transfer over Flat Tube Bank Fin with Four Vortex Generators per Tube," *J. Heat Transfer ASME Trans.*, Vol. 124, pp. 546 ~ 552.
- (10) Shi, B, Wang, L., Gen, F. and Zhang, Y., 2006, "The Optimal Fin Spacing for Three-Row Flat Tube Bank Fin Mounted with Vortex Generators," *Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 91 ~ 101.

- (11) Yoo, S. Y., Chung, M. H., Park, D. S. and Lee, S. S., 2002, "An Experimental Study on the Local and Overall Heat Transfer Characteristics of a Fin-Flat Tube Heat Exchangers," *Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea*, Vol. 10, No. 9, pp. 729 ~ 737.
- (12) Moh, J. H., 2008, "Numerical Analysis for the Air-Side Convective Heat Transfer Characteristics in a Compact Heat Exchangers with Flat Tubes and Plate Fins According to the Aspect Ratio," *Journal of KSME B*, Vol. 32, No. 9, pp. 695 ~ 703.
- (13) Moh, J. H. and Lee, S. H., 2009, "Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for the Compact Heat Exchanger with Flat Tubes and Plate Fins Having a Non-symmetric Staggered Arrangements," *Journal of KSME B*, Vol. 33, No. 5, pp. 318 ~ 325.
- (14) *FLUENT User's Guide Volume*, Version 6.1, Fluent Inc.
- (15) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.