

## 비대칭 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판핀 형상의 밀집형 열교환기에 대한 대류열전달 특성 해석

모 정 하<sup>†</sup> · 이 상 호<sup>\*</sup>

(2008년 9월 19일 접수, 2009년 3월 5일 수정, 2009년 3월 24일 심사완료)

### Analysis of Convective Heat Transfer Characteristics for the Compact Heat Exchanger with Flat Tubes and Plate Fins Having a Non-symmetric Staggered Arrangements

Jeong-Hah Moh and Sang-Ho Lee

**Key Words:** Compact Heat Exchanger(밀집형 열교환기), Convective Heat Transfer(대류열전달), Friction Factor(마찰인자), Colburn j Factor(Colburn j 계수), Flat Tubes and Plate Fins(납작관-평판핀), Non-Symmetric Staggered Arrangements(비대칭 엇갈림배열)

#### Abstract

Numerical analysis has been carried out to investigate air-side convective heat transfer characteristics in compact heat exchanger with flat tubes and continuous plate fins having a symmetric and non-symmetric staggered arrangements. Simulation results such as air velocity and temperature distributions are presented, and heat transfer coefficients are compared with previous experimental results. In order to investigate the flow and heat transfer features by periodic boundary conditions, the three blocks were used. Predicted heat transfer coefficients between the three blocks are similar while there are relatively differences, compared with the experimental data. From the calculated results a correlation for Colburn j factor in the compact heat exchanger system is suggested. The predicted results in this study can be applied to the optimal design of air conditioning system.

#### 1. 서 론

단위 체적 당 매우 큰 열전달 표면적이 요구되는 밀집형 열교환기(compact heat exchanger)는 주로 열전달매체가 기체일 경우에 사용되며 표면의 핀(fin)과 판(plate)의 형상에 따라 여러 종류로 분류된다. 대표적인 형태로써 납작관-연속적인 평판핀(flat tubes-continuous plate fins), 원형관-연속적인 평판핀(circular tubes-continuous plate fins), 원형관-원형핀(circular tubes-circular fins) 등이 있

으며 이러한 형태의 열교환기는 주로 공조기용 기기에서 사용되고 있다.

원형관-평판핀 형상의 열교환기에 대한 연구는 실험적<sup>(1~6)</sup>으로 또는 수치적<sup>(6,7)</sup>으로 많이 이루어져 왔으며 여러 가지의 상관관계식이 제시되어 있다. 납작관-평판핀은 원형관-평판핀에 비하여 열전달의 성능이 떨어지며 특별한 경우(자동차의 라디에이터<sup>(8)</sup> 등과 같은 열교환기) 외에는 사용되지 않는 특수성이 있기 때문에 이에 대한 연구는 상대적으로 적으며 제시되어 있는 상관관계식도 거의 없다.

납작관-평판핀 형상의 관군은 대칭(symmetric)형 엇갈림 배열과 비대칭(non-symmetric)형 엇갈림 배열로 분류된다. 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 열교환기에 대하여 Fiebig 등<sup>(9)</sup>은 핀 표면에

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

E-mail : jhmoh@wonkwang.ac.kr

TEL : (063)850-6684 FAX : (063)850-6691

<sup>\*</sup> 회원, 원광대학교 기계자동차공학부

와류발생기가 Wang 등<sup>(10)</sup>은 납작관에 와류발생기가 부착된 형상에 대한 열전달특성을 고찰하였으며, Shi 등<sup>(11)</sup>은 환에 와류발생기가 부착된 형상에서 환 간격에 따른 열전달특성을 연구하였다. 한편 Yoo 등<sup>(12)</sup>은 대칭형 엇갈림배열로 구성된 납작관-평판환의 열교환기에 대한 열전달계수를 얻기 위하여 나프탈렌 승화법을 이용한 실험을 수행하였으며 적용 가능성을 확인하였다. 그리고 Moh<sup>(13)</sup>는 대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판환 열교환기에서 납작관의 종횡비를 고려한 수치해석을 수행하여 Colburn  $j$  계수 및 마찰인자 (friction factor)에 대한 상관관계식을 제시하였다.

비대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판환의 열교환기 연구에 대한 대표적인 문헌은 Kays와 London<sup>(1)</sup>으로써 이들은 수력직경  $D_h$ 를 기준으로 Reynolds수  $500 < Re < 10,000$ 의 범위에 대하여 정렬배열 및 비대칭형 엇갈림배열(non-symmetric staggered arrangements)의 납작관-평판환 형상의 열교환기에 대한 실험결과를 제시하였다. 한편 대칭형 엇갈림 배열과 비대칭형 엇갈림 배열의 경우를 고려하여 유동 및 열전달 특성을 고찰한 수치적 연구는 제시된 바 없다.

본 연구에서는 대칭형 엇갈림 배열과 비대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판환 형상의 열교환기에 대한 해석 모델을 개발하고 모델의 타당성을 검증한 후 재순환유동의 해석에 적합한 RNG  $k-\epsilon$  난류모델을 적용하여 열교환기 내의 유체유동 및 열전달 특성을 수치적으로 고찰하고자 한다. 그리고 계산결과들을 바탕으로 동일한 수력직경에 대하여 대칭형 및 비대칭형 엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판환의 열교환기 해석에 적용할 수 있는 Reynolds수의 함수로 표시된 상관관계식을 제시함으로써 열교환기의 설계 변경에 따른 자료의 적용을 용이하게 하고자 한다.

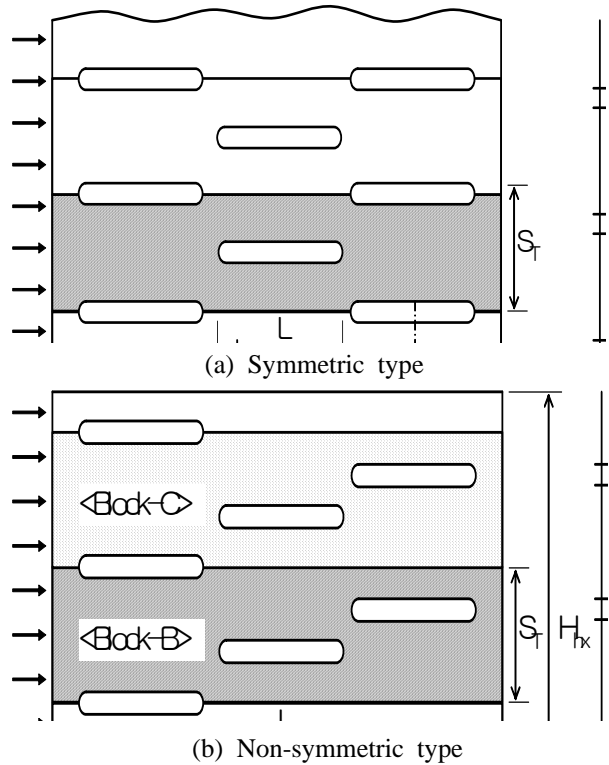
## 2. 이론

### 2.1 형상 및 제원

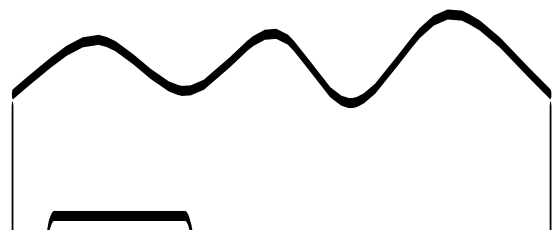
대칭 및 비대칭 엇갈림배열로 구성된 납작관-평판환의 열교환기 형상은 Fig. 1과 같다. 비대칭인 경우, 형태가 대칭이 아니므로 여러 개의 구역을 사용해야 하며 해석을 위하여 세 개의 구역으로 구성하였다. 열교환기는 구역-B를 중심으로 상하의 구역이 비대칭으로 연결된다. 대칭형 및

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

Symbol	$L$	$H$	$S_L$	$S_T$	$f_p$	$t$
Dimension	18.7	2.54	20.1	13.92	2.793	0.102



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



**Fig. 2** Dimensions between flat-tubes (Unit; mm)

표면  $9.1 - 0.737 \cdot S^{(1)}$ 로 명명되는 비대칭형 열교환기의 제원은 Table 1과 같다.

여기서  $L$ 은 납작관의 가로길이,  $H$ 는 세로길이,  $S_L$ 은 관의 가로피치,  $S_T$ 는 세로피치,  $f_p$ 는 환피치,  $t$ 는 환두께,  $L_{hx}$ 는 열교환기의 유동방향 길이, 그리고  $H_{hx}$ 는 높이를 나타낸다. 본 모델인 경우  $L_{hx}$ 는  $68.9\text{ mm}$ ,  $H_{hx}$ 는  $51.04\text{ mm}$ 이며, 관균

의 기하학적 형상에 대한 제원은 Fig. 2와 같다.

## 2.2 Colburn j 계수

밀집형 열교환기의 열전달과 유동특성은 주로 환의 모양과 배열에 영향을 받으며, 열전달특성은 식(1)과 같은 Colburn j계수와 Reynolds수로 상관된다.

$$j = StPr^{2/3} = \left( \frac{h}{Gc_p} \right) Pr^{2/3} \quad (1)$$

여기서  $G$ 는 최대 질량유속으로써  $\rho V_{max}$ 로 표현되며,  $V_{max}$ 는 최소유동면적을 가로지르는 유체의 최대속도를 나타낸다. Colburn  $j$  계수는 또한 다음과 같은 식 (2)의 형태로 나타낼 수 있다.

$$j = C \cdot Re_{D_h}^m \quad (2)$$

위 식에서 Reynolds 수는 두 모델(대칭형 및 비대칭형)에 대한 동일 조건의 부여를 위하여 식 (3)과 같이 정의한다.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho V_{in} D_h}{\mu} \quad (3)$$

여기서  $V_{in}$ 은 입구속도이며,  $D_h (= 4A_c/P)$ 는 수력직경으로써 본 모델인 경우 4.577mm이다.

대류열전달계수 및 Colburn j계수의 계산 방법은 참고문헌<sup>(7,13)</sup>에 제시되어 있으므로 본 논문에서는 설명을 생략한다.

## 3. 수치해석

### 3.1 지배방정식

납작판-평판환 형상의 열교환기에 대하여 물성치가 일정하며 3차원, 정상상태의 난류유동에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i' u_j'} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} [u_i (\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (6)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $p$ 는 압력,  $u_j$ 는 속도벡터,  $E$ 는 단위 질량당 총에너지,  $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ 는 Reynolds 응력을 나타낸다. 이들 방정식의 각항은 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$-\rho \overline{u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}$$

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (7)$$

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

RNG  $k-\varepsilon$ 모델의 경우, 난류운동에너지( $k$ )와 소산율( $\varepsilon$ )에 대한 두 개의 방정식이 추가된다. 난류 점성계수는 식 (8)과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

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

## 3.2 경계조건

### 3.2.1 속도 경계조건

계산영역은 대칭형인 경우 Fig. 1(a)에서 빗금친 부분이며, 비대칭형인 경우 Fig. 1(b)와 같다. 모양이 동일하지만 비대칭으로 구성된 구역-A, 구역-B 및 구역-C 중에서 구역-B를 해석영역으로 선정하였다. 이 경우에 구역-B의 상단면과 하단면에 주기적 경계조건(periodic boundary condition)을 부여하면 계산을 수행할 수 있지만 Fluent 프로그램의 특성상 이곳에 주기적 경계조건을 부여하기가 쉽지 않기 때문에 본 연구에서는 세 개의 구역이 연결된 모델을 사용하였다.

입구( $x=0$  mm)에는 일정한 속도조건을 적용하였으며, 출구( $x=68.9$  mm)에는 유출(outflow) 경계조건을 부여하였다. 그리고 네 개의 면( $y=0$  mm,  $y=13.92$  mm 또는  $51.04$  mm,  $z=0$  mm,  $z=1.397$  mm)에 대해서는 대칭조건을 적용하였다.

### 3.2.2 온도 경계조건

일반적으로 냉방용 공조기기의 경우 응축기의 응축수온도는 약 50℃ 전·후이며, 외기의 공기온도는 약 30℃이다. 이에 따라 입구의 공기온도는 303K로, 관의 표면온도는 323K로 가정하였다. 위치가  $y=0, 13.92\text{mm}$  또는  $51.04\text{mm}, z=0, 1.397\text{mm}$ 인 네 개의 면에는 단열조건을 부여하였다.

수치해석에 사용된 공기의 물성치는 대기압, 310K를 기준으로 밀도는  $1.146\text{ kg/m}^3$ , 열전도율은  $0.027\text{ W/mK}$ , 정압비열은  $1005\text{ J/kgK}$ , 그리고 점성계수는  $1.89 \times 10^{-5}\text{ Pa} \cdot \text{s}$ 이다.

### 3.3 수치해석 방법 및 격자계

해석 영역의 형태를 고려하여 직육면체 격자를 적용하였으며 총 371,712개의 셀을 사용하여 격자계를 구성하였다. Fig. 3은 비대칭형 해석모델에 대한 전체 격자계를 나타낸 것이다.

본 수치해석을 위하여 열·유체분야의 상용코드인 FLUENT<sup>(14)</sup>를 사용하였고 SIMPLE 알고리즘<sup>(15)</sup>이 포함된 유한체적법(finite volume method)을 적용하였으며 대류항 보간법으로 2차 상류차분법을 사용하였다. 그리고 지배방정식의 주요 변수인 속도와 온도에 대하여 다음의 수렴조건을 설정하였다.

$$\left| \frac{\Phi^{n+1} - \Phi^n}{\Phi^n} \right| < 5 \times 10^{-4} \quad (9)$$

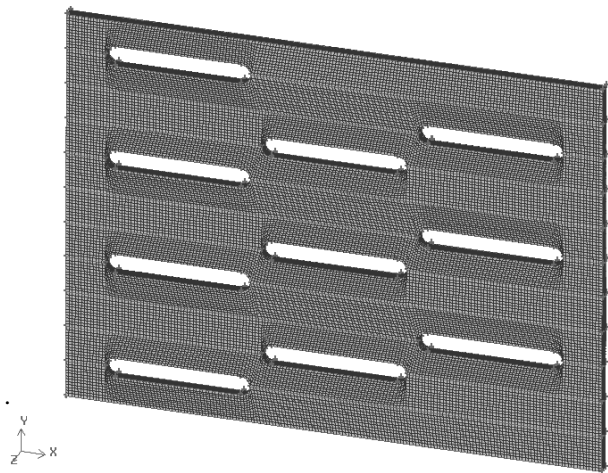


Fig. 3 Numerical grid system for non-symmetric type

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 열전달계수의 비교 및 검토

본 연구에서 예측한 결과의 타당성을 고찰하기 위하여 기존에 수행된 Kays와 London<sup>(1)</sup>의 실험 결과와 비교하였다.

Fig. 4는 수치해석을 적용하여 계산한 열전달계수와 기존의 실험식 결과로부터 구한 열전달계수를 입구속도의 변화에 대하여 도시한 것이다. 입구속도 전범위(3.1~28.1m/s)에 대하여 구역-B에서의 열전달계수값이 실험값보다 높게 나타났다. 실험 결과인 경우 수치 결과에 비하여 저속에서 약 20%의 차이를 보이지만 입구속도가 증가하면 이러한 격차는 점차 감소하여 최고속도에서 약 2%의 차이로 줄어드는 경향을 나타내고 있다. 중형비가 증가할수록 유동방향에 대한 투영면적이 감소하고 작은 입구속도에서 충분한 열전달이 이루어지지 않아 오차를 보이는 것으로 판단된다.

### 4.2 유동장 및 온도장

Fig. 5는  $z=1.397\text{mm}$ (대칭면) 위치에서, 대칭형 및 비대칭형(구역B)에 대하여 입구속도 3.1m/s인

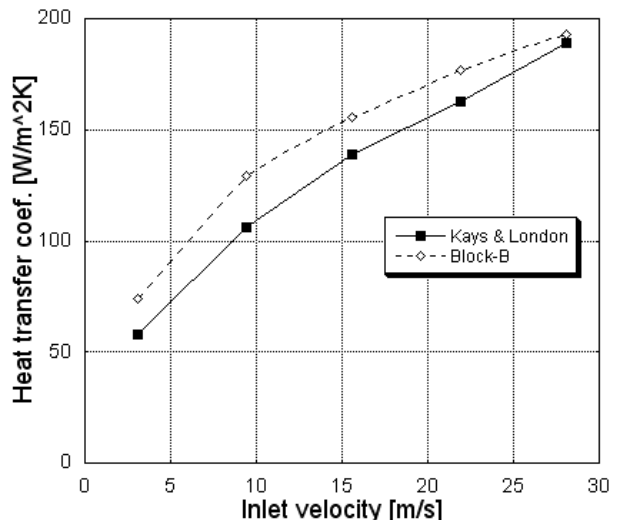
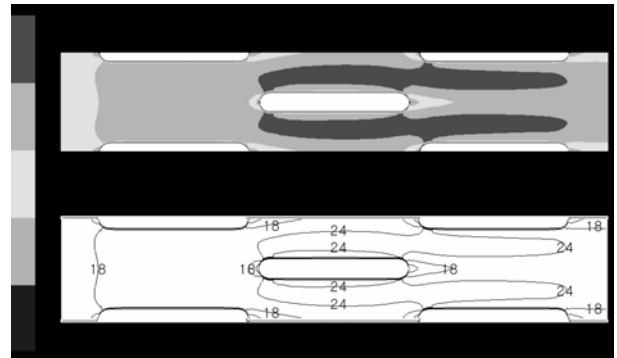
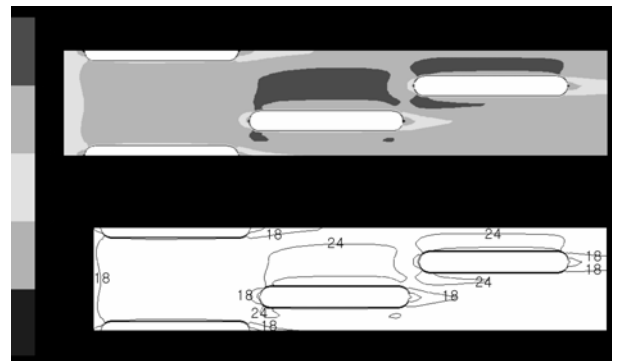


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients between numerical results and previous experimental results for nonsymmetric type

경우에 대한 속도분포를 도시한 것이다. 입구 단면을 지난 공기는 좁아진 유로면적으로 인하여 유속이 점차적으로 빨라지는 경향을 보이고 있으며, 비대칭형인 경우 관의 비대칭적인 엇갈림 배열 때문에 다소 복잡한 유동형태가 나타나고 있다. 최대 속도 지역(Fig. 5에서 5~6m/s 범위)은 관의 상단과 하단 부에 비교적 넓게 분포되고 있으며 비대칭인 경우가 대칭인 경우에 비하여 더 넓게 퍼져있다. 관 뒤에서는 재순환 영역이 형성되고 있으며 세 번째 열의 관 뒤에 형성된 재순환영역은 출구 부분까지 연장되어 나타남을 알 수 있다. 입구속도가 15.6m/s로 증가하는 경우(Fig. 6), 앞의 경우와 비교하여 전체적인 유동패턴에는 큰 차이가 없으나 최대속도지역(Fig. 6에서 24~30 m/s 범위)이 증가한 입구속도로 인하여 두 번째 열 관 부근부터 형성되는 특성을 보이고 있다. 비대칭형인 경우 최대속도지역은 비대칭적인 관 배열의 특성 때문에 두 번째 열 관 상단부에 분포되고 있으며 관 뒤에 형성된 재순환 영역의 크기가 약간 줄어드는 현상이 관찰되었다. 그리고 입구속도가 28.1m/s(Fig. 7)로 크게

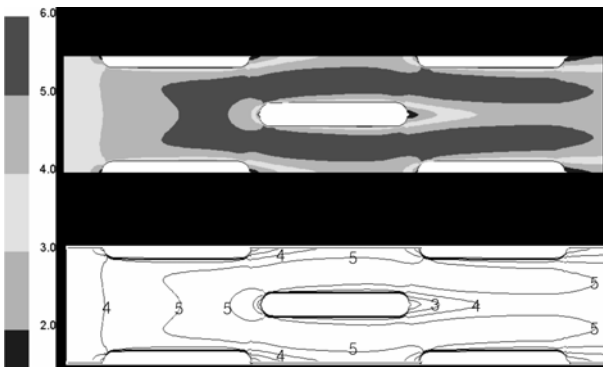


(a) Symmetric type

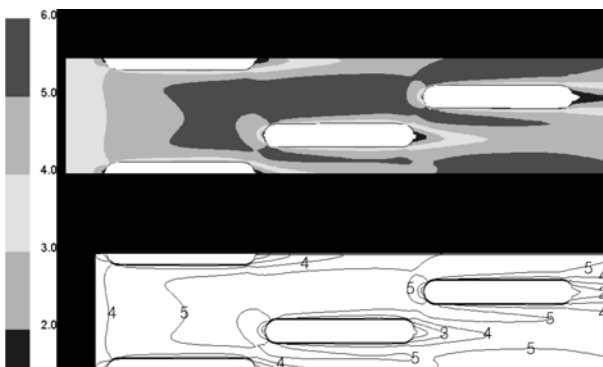


(b) Non-symmetric type

Fig. 6 Air velocity distribution for  $V_{in} = 15.6m/s$

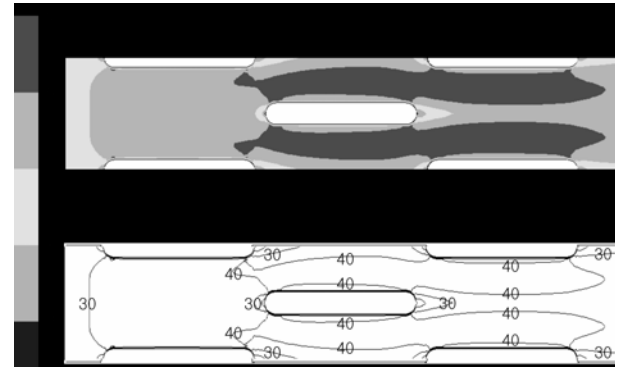


(a) Symmetric type

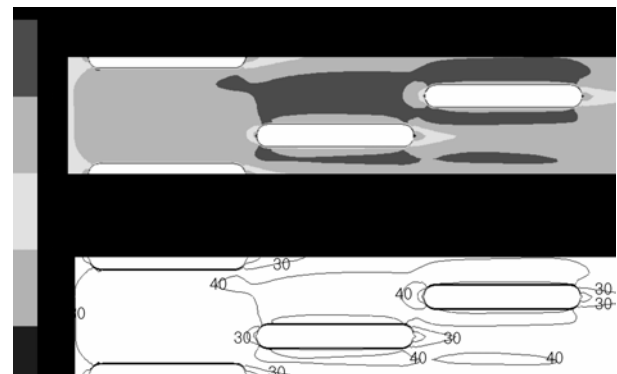


(b) Non-symmetric type

Fig. 5 Air velocity distribution for  $V_{in} = 3.1m/s$



(a) Symmetric type

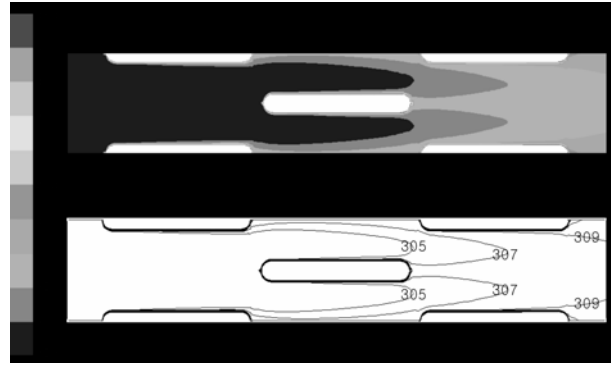


(b) Non-symmetric type

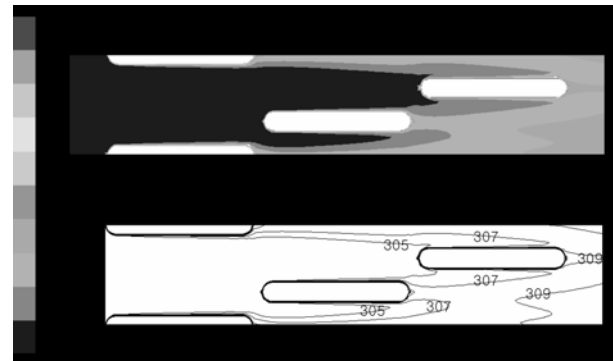
Fig. 7 Air velocity distribution for  $V_{in} = 28.1m/s$

증가하여도 유동형태는 유사하였으며 최대속도의 분포지역이 약간 증가하는 경향을 나타냈다. 한편 비대칭형인 경우 최대속도지역은 매우 빠른 입구속도의 영향으로 두 번째 열 관 하단부에서 나타남을 확인할 수 있었다.

Fig. 8은 동일한 위치에서 대칭형 및 비대칭형 (구역B) 모델에 대하여 입구속도 3.1m/s에 대한 공기의 온도분포를 표현한 것이다. 대칭형인 경우 공기온도는 느린 유속으로 인하여 거의 일정한 온도구배를 유지하면서 증가하였으며 관벽 부근에서 급격한 온도구배를 나타냈다. 비대칭형인 경우 관 상단부에서 온도분포는 대칭형인 경우와 비슷하였으나 관 하단부에서는 상단부에 비하여 온도구배가 약간 크게 나타나는 현상을 보였다. 입구속도가 15.6m/s(Fig. 9)로 증가하면 그림에서 관찰되는 바와 같이 증가한 유속의 영향으로 입구온도에 근접하는 303 ~ 305K의 온도영역이 세 번째 열 관의 앞 부근까지 이르렀으며 하류에서도 약 307 ~ 309K의 낮은 온도가 형성되고 있음을 관찰할 수 있었다. 입구속도가 28.1m/s(Fig. 10)로 크게 증가하여도 온도구배의 특성은 앞의

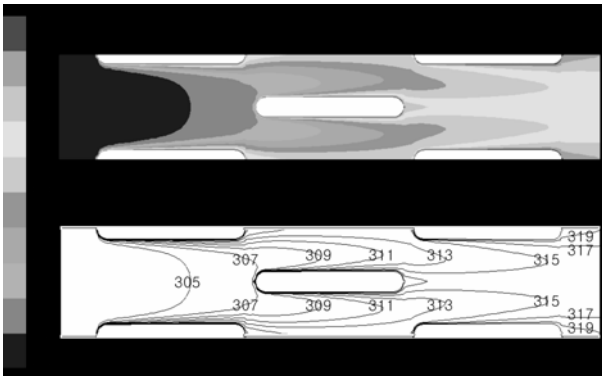


(a) Symmetric type

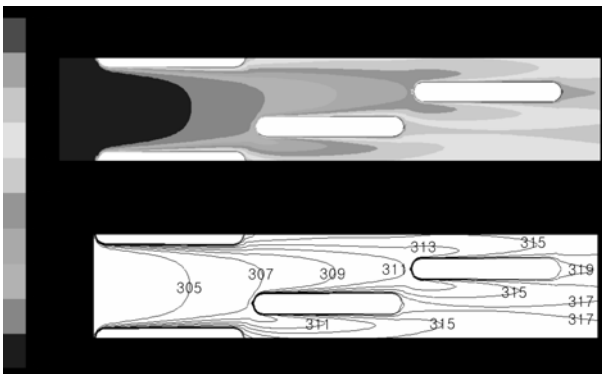


(b) Non-symmetric type

Fig. 9 Temperature distribution for  $V_{in} = 15.6m/s$

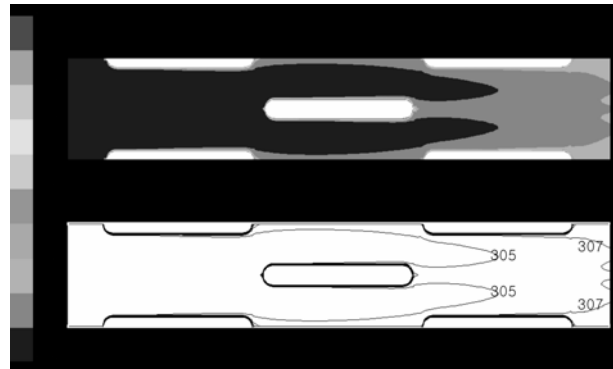


(a) Symmetric type

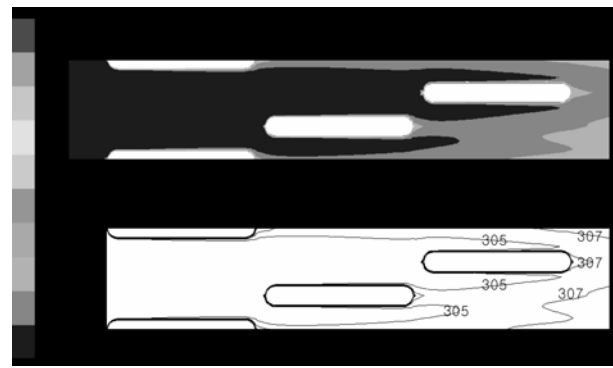


(b) Non-symmetric type

Fig. 8 Temperature distribution for  $V_{in} = 3.1m/s$



(a) Symmetric type



(b) Non-symmetric type

Fig.10 Temperature distribution for  $V_{in} = 28.1m/s$

경우와 유사하게 나타났다. 다만 303~305K의 온도영역이 빠른 유속으로 세 번째 열 관 근처까지 확장되어 분포되었으며 비대칭형인 경우 303~305K의 온도영역이 대칭형인 경우보다 약간 증가하여 세 번째 관 후방까지 넓게 분포되었다.

4.3 마찰인자 및 Colburn 계수의 상관관계식

본론에서는 앞장에서 검토된 결과를 바탕으로 Reynolds 수의 범위 900 ~ 10,000에 대하여, 대칭 및 비대칭-엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판형 열교환기에 적용할 수 있는 마찰인자 및 Colburn j 계수의 상관관계식을 제시하고자 한다.

관이 부착된 관관을 지나는 유동과 관련된 마찰인자는 다음의 식<sup>(11)</sup> (10)을 이용하면 구할 수 있다.

$$f = \frac{\Delta p}{\rho V_{in}^2 / 2} \frac{D_h}{L_{HX}} \tag{10}$$

여기서  $\Delta p$ 는 열교환기의 입구와 출구의 압력차,  $V_{in}$ 는 입구속도,  $D_h$ 는 수력직경, 그리고  $L_{HX}$ 는 열교환기의 유동방향 길이를 나타낸다. 그리고 식 (1) 및 식 (3)을 이용하면 각각의 Reynolds 수에 대하여 Colburn j 계수값을 구할 수 있다.

Fig. 11 및 Fig. 12는 계산된  $f$  및  $j$ 계수를  $900 < Re < 10,000$  범위에 대하여 도시한 것이다. 마찰인자는 비대칭형인 경우가 대칭형인 경우보다 낮은 값을 보였으며 Reynolds수의 증가에 비례하여 차이가 증가하였다. Colburn계수는 비대칭형인 경우가 약간 높게 나타났지만 큰 차이는 보이지 않았다.

수치해석기법을 적용하여 한 개의 식으로 정립하면 마찰인자는 식 (11) 및 식 (12)와 같이 표현할 수 있다.

$$f = 10.27 Re^{-0.4856} \text{ (대칭형)} \tag{11}$$

$$f = 13.43 Re^{-0.5355} \text{ (비대칭형)} \tag{12}$$

같은 방법으로 Colburn j 계수는 식 (13) 및 식 (14)와 같이 표현할 수 있다.

$$j = 0.5327 Re \frac{D_h}{L}^{-0.5558} \text{ (대칭형)} \tag{13}$$

$$j = 0.6681 Re \frac{D_h}{L}^{-0.5761} \text{ (비대칭형)} \tag{14}$$

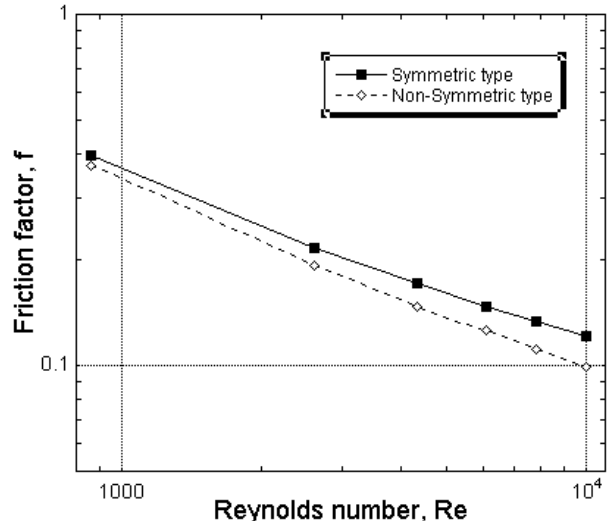


Fig. 11 Friction factor with Reynolds number for a flat tube-plate fin type heat exchanger having a non-symmetric staggered arrangements

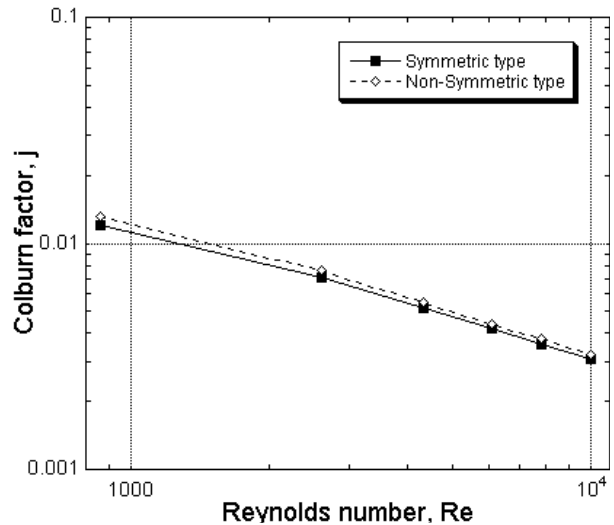


Fig. 12 Colburn j factor with Reynolds number for a flat tube-plate fin type heat exchanger having a nonsymmetric staggered arrangements

5. 결 론

본 연구에서는 열의 수가 세 개인 대칭 및 비대칭-엇갈림 배열로 구성된 납작관-평판형 열교환기의 밀집형 열교환기에 대한 공기의 유동 및 열전달 특성을 분석하였으며 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 마찰인자는 대칭형인 경우가 비대칭형인 경우보다 높게, 그리고 Colburn 계수는 비대칭형인

경우가 대칭형인 경우보다 약간 높게 나타났다.

(2) 식 (3)과 같이 정의되는 Reynolds 수의 범위 900 ~ 10,000에 대하여 마찰인자는 식 (11) 및 식 (12)와 같이, Colburn j 계수는 식 (13) 및 식 (14)와 같이 표현할 수 있다.

### 후 기

이 논문은 2007년도 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) Park, K. W. and Pak, H. Y., 2000, "Flow and Thermal Analyses for the Optimal Specification of Flat Tube at Radiator," *Journal of KSME B*, Vol. 24, No. 8, pp. 1046 ~ 1055.
- (9) 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.
- (10) 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.
- (11) 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.
- (12) 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.
- (13) 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.
- (14) *FLUENT User's Guide Volume*, Version 6.1, Fluent Inc.
- (15) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw Hill.