

< 논문 >

# 확대모형 열교환기를 이용한 공기측 열전달 성능에 관한 연구

변주석\*\* · 이진호\* · 전창덕† · 홍만기\*\*

(2005년 4월 28일 접수, 2005년 8월 16일 심사완료)

## A Study on Heat Transfer Characteristics in the Air Side of Large-scaled Heat Exchanger

Ju-Suk Byun, Jinho Lee, Chang-Duk Jeon and Man-Gi Hong

**Key Words :** Colburn j Factor(열전달인자), Friction Factor(마찰인자), Large-scaled Model(확대모형), Finned-tube Heat Exchanger(핀-관 열교환기), Combination Fin(조합핀)

### Abstract

This study is performed to investigate the heat transfer characteristics of heat exchanger according to the arrangement of fins as well as fin configuration by using the four times enlarged model. Friction factor, Colburn j factor and goodness factors are compared to each other to estimate performance of each case for 4 different kinds of fins, which are plain, single side slit, double side slit and louver fin. Results show that heat transfer would be altered by fin arrangement and that friction loss is more affected by fin configurations than by the fin arrangements. In particular, heat transfer depends more on the shape of front row than that of rear row. The heat transfer rate of combined fin arrangement increases a lot more under the same pressure drop than that of conventional fin arrangement. This indicates that the heat exchanger of higher efficiency would be designed by the proper combination of fins, of different shapes.

### 기호설명

A : 열전달면적 [ $m^2$ ]  
 $c_p$  : 정압비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]  
 $D_c$  : 관 직경 [m]  
 $D_h$  : 수력직경 [m]  
E : 마찰력 [ $W/m^2$ ]

$F_s$  : 핀 사이 공간[m]  
 $F_p$  : 핀 간격[m]  
f : 마찰인자  
 $G_c$  : 최소유동면적의 질량유속 [ $kg/m^2 \cdot K$ ]  
h : 열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
j : Colburn 인자  
k : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
N : 관 열수  
Pr : Prandtl 수  
 $P_t$  : 관의 횡간격 [m]

† 책임저자, 회원, 충주대학교 기계공학과  
E-mail : cdjeon@chungju.ac.kr  
TEL : (043)841-5134 FAX : (043)841-5120

\* 회원, 연세대학교 기계공학부

\*\* 회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

- $P_1$  : 관의 종간격 [m]
- $\Delta P$  : 압력강하량 [Pa]
- $Q$  : 총괄열전달량 [W]
- $r$  : 반경 [m]
- $Re$  : Reynolds 수
- $St$  : Stanton 수
- $T$  : 온도 [K]
- $\Delta T_{lm}$  : 대수평균온도차 [K]
- $V$  : 공기유속 [m/s]
- $U$  : 총괄열전달계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

그리스 문자

- $\rho$  : 공기밀도 [ $kg/m^3$ ]
- $\sigma$  : 전면면적에 대한 최소자유유동면적비
- $\mu$  : 동점성계수 [ $kg/m \cdot s$ ]
- $\eta$  : 표면효율
- $\eta_r$  : 환효율
- $\delta$  : 환 두께 [m]
- $\beta$  : 전체 열전달 면적비

하첨자

- $i$  : 관내측
- $o$  : 관외측
- $in$  : 입구
- $ex$  : 출구
- $m$  : 평균
- $f$  : 환
- $t$  : 관
- $w$  : 관벽
- $1st$  : 1 열
- $fr$  : front

1. 서론

원형관을 사용한 환-관 열교환기는 산업용 및 가정용 공조, 냉동 장치에 널리 사용되고 있다. 공랭식 환-관 열교환기에서 발생하는 대부분의 열저항은 공기측에서 일어난다. 열교환기의 공기측 성능 향상의 주요 목표는 압력강하 감소와 전열량 향상이며 이러한 관점에서 공기측 성능 향상의 연구가 진행되어 왔다. 환-관 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 성능은 루버, 슬릿, 파형, 평판 환 등과 같은 환 형상에 의해 좌우되며 또한 관 열수, 환 간격, 단 간격, 열 간격, 관 직경 등의 기하학적 형상 변수에 의해서도 영향을 받는다.

Rich<sup>(1,2)</sup> 등은 평판 환-관 열교환기에 대해 환 간격과 관 열수가 열전달 및 압력강하에 미치는 영향에 대해 연구하여 열전달 계수는 본질적으로 환 간격에 독립적이고 압력강하 또한 관 열수에 대해 독립적이라는 결론을 내렸다. McQuiston<sup>(3,4)</sup>은 평판 환-관 열교환기에 대해서 관 외부 표면적에 대한 전체 표면적으로 정의되는 finning 인자를 사용하여 열전달 성능은 finning factor에 매우 강하게 종속된다고 주장하였다. Gray와 Webb<sup>(5)</sup>은 기존의 연구결과를 토대로 평판 환에 적용할 수 있는 상관식을 제시하였다. 그들의 상관식은 관 직경, 열 간격, 단 간격이 클수록 상당히 합리적인 예측결과를 보였다. Wang 등<sup>(6)</sup>은 평판 환-관 열교환기에 대해 관 열수, 환 간격, 환 두께와 같은 기하학적 변수가 공기측 열전달 및 압력강하에 미치는 영향에 대해 실험하였고, 열전달 및 압력강하를 예측할 수 있는 상관식을 제안하였다. 그 결과 평판 환의 경우 환 간격은 열전달 계수에 크게 영향을 미치지 않으며 관 열수도 마찬가지로 큰 영향을 주지 않으며 관 두께 또한 열전달 및 마찰 특성에 영향을 미치지 않는다고 주장하였다. Kays와 London<sup>(7)</sup>은 루버 환-관 열교환기에 대한 전열특성과 압력강하에 관한 자료를 최초로 발표하였으며, Davenport<sup>(8)</sup>은 32종의 루버 환-관 열교환기 모형에 대한 열전달 및 유동마찰에 대한 데이터를 제시하였다. 그는 배열내의 유동 및 그에 따른 전열특성은 평판 환의 경우와는 달리 루버 간격을 특성길이로 하는 Reynolds 수의 함수임을 밝혔다.

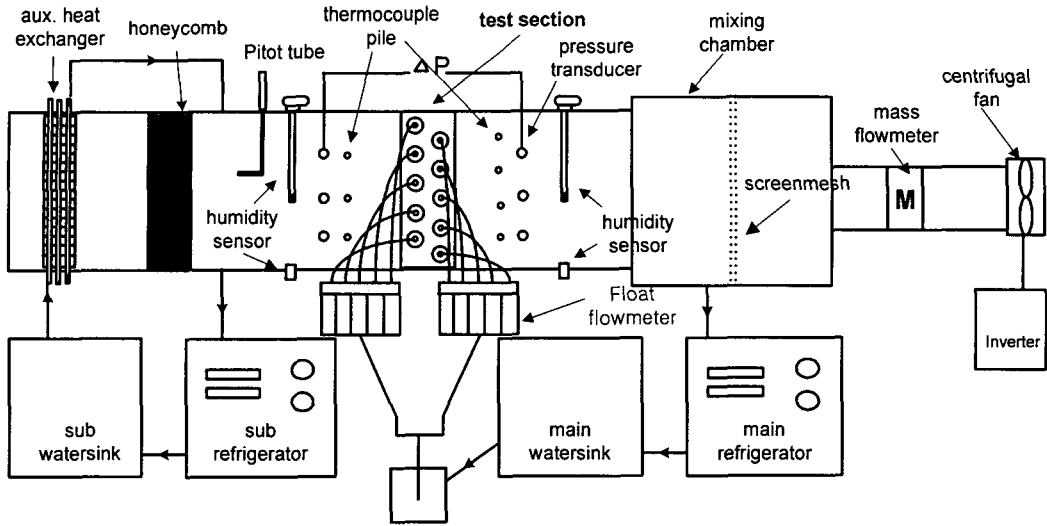


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Parameters of finned-tube heat exchanger

Parameter	Practical model	Enlarged model
Tube outside diameter	7.3 mm	29.2mm
Longitudinal tube spacing	12.7 mm	50.8mm
Traverse tube spacing	21 mm	84mm
Fin spacing	1.5 mm	6mm
Number of tube row	.	2row
Number of test fin	.	10ea
Number of test tube	.	10ea
Air velocity	0.8-2.0 m/s	0.2 - 0.5 m/s
Scale factor	1	4

Jeon 등<sup>(9)</sup>은 10 배 확대 상사시킨 27 종의 루버 환-관 열교환기 모형에 대한 열전달 및 압력강하 실험을 수행하여 루버 환의 기하학적 형상에 따른 국소평균 열전달계수를 구하였으며, 또한 열 후류의 영향을 규명하였다. 최근들어 Wang 등<sup>(10)</sup>은 루버 환-관 열교환기 성능데이터를 바탕으로 열전달 상관식을 개발, 발표한 바 있다. 슬릿 환 열교환기에 대한 최근의 연구는 Wang 등<sup>(11)</sup>의 연구로 그들은 슬릿의 기하학적 형상에 따른 실험을 수행하여 열수  $N=1$  인 경우 슬릿 환-관 열교환기의 열전달 성능은 환 간격이 감소할수록 증가하였으나  $N=2$  인 경우, 열전달에 미치는 환 간격의 영향은 반대가 되었다는 연구결과를 밝혔다. 또한  $Re_{Dc} < 1000$  인 경우

열전달 성능은 관 열수가 증가함에 따라 상당히 감소하였으나  $Re_{Dc} > 2000$  인 경우 열전달 성능은 상대적으로 관 열수의 변화에 덜 민감했으며, 슬릿의 길이가 작을수록 열전달에 미치는 관 열수의 영향은 거의 무시할 만 했다고 보고하였다.

공랭식 환-관 열교환기에 대한 대부분의 연구는 실제모형을 대상으로 한 연구였다. 그러나 실제 모형을 제작하기 위해서는 많은 제작비와 오랜 시간이 소요되기 때문에 새로운 형상의 제품을 개발하는데 있어 큰 제약조건이 된다. 그러므로 실제모형을 몇 배 확대한 상사모형을 통해 성능 실험이 가능하다면 시료의 제작비용을 크게 절감할 수 있을 뿐만 아니라 실제모형에서는 얻기 힘든 국부적인 열유동 특성을 알 수 있다. 이와 관련한 대표적 연구는 Kang 등<sup>(12,13)</sup>에 의한 연구를 들 수 있다. Kang 등은 실제 환-관 열교환기를 3 배 확대, 상사시킨 열교환기를 대상모델로 하여 열전달 및 압력강하 특성에 대해 연구를 수행하였다. 그들이 실험에 사용한 환은 평판환, 슬릿환 그리고 두 환을 조합한 형상 등 총 4 종류의 2 열 모형이었다. 그들은 기존의 상관식과 실험데이터 비교를 통해 상사모델 실험결과가 실제모델 실험 결과와 잘 일치한다고 밝혔으며 1 열은 평판환으로, 2 열은 슬릿환으로 조합한 조합형 환이 2 열 모두 슬릿환인 경우보다 더 우수한 열전달 특성을 보였다고 주장했다. 또한 같은 조합형 환이라도 평판환(1 열)-슬릿환(2 열)의 형상이 1 열 슬릿환-2 열 평판환의 형상보다 열전달 성능이 우수하다고 주장하였다. Yun 등<sup>(14,15)</sup>은 Kang 등의 실험에서 사용한 것과

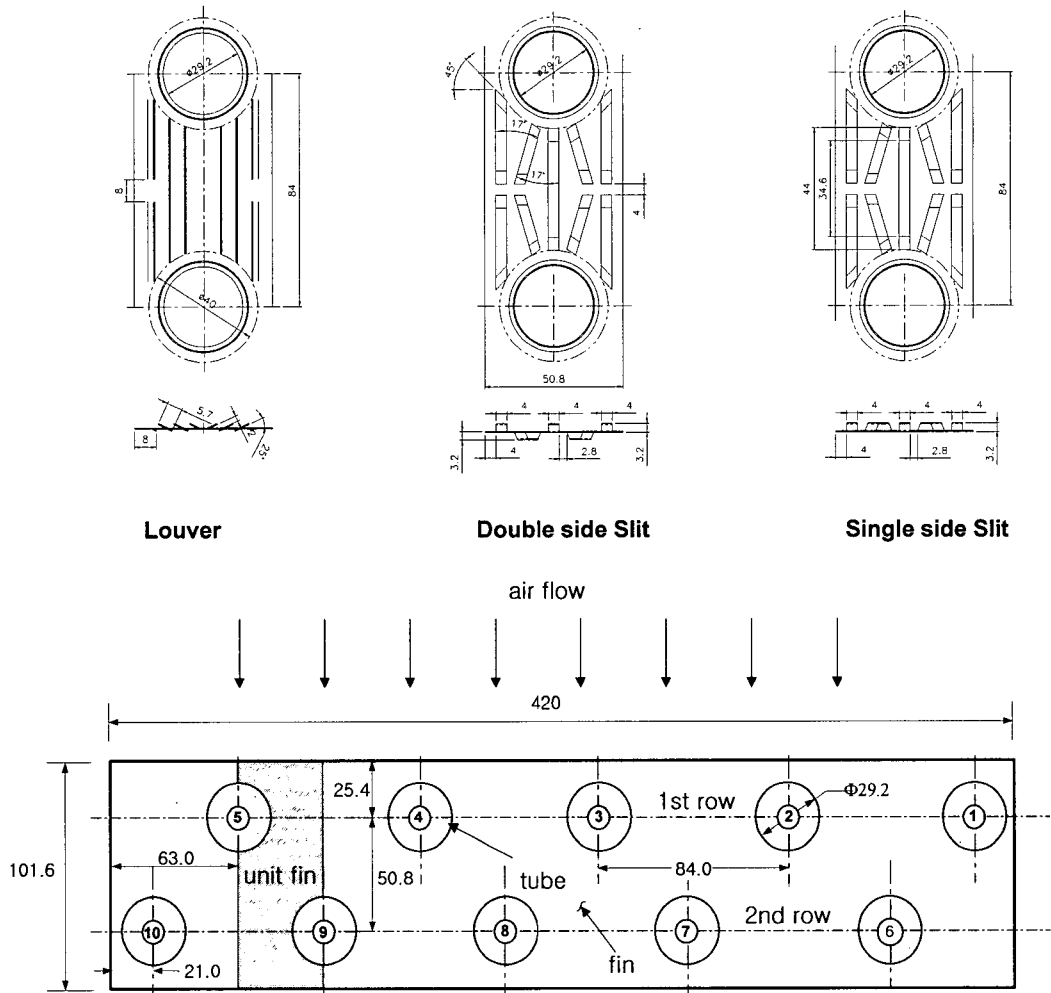


Fig. 2 Dimensions of large scale fin model

동일한 3 배 확대된 열교환기를 사용하여 슬릿 환에 대한 최적의 설계변수를 제시한 바 있다.

본 연구는 기본적으로 Kang 등의 실험기법을 적용하여 상사기법의 타당성 검토와 보다 다양한 데이터 확보를 위해 원평판, 단방향 슬릿, 양방향 슬릿, 루버환 등 4 배 확대한 4 종류의 환형상에 대해 공기측 성능을 평가하였다. 특히 형상이 서로 다른 환열을 조합한 조합형 환이 공기측 열전달 및 압력 강하를 미치는 영향에 대해 중점적으로 연구하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

Fig. 1 은 실험장치의 개략도이며 실험에 사용된

환은 2 열이며 Fig. 2 와 Table 1 에 형상 및 특성을 나타내었다. 상사관계로부터 4 배 확대 모형에 대한 상사실험을 위해서는 매우 낮은 풍속이 요구되어 일반적인 풍동에서는 실험하기가 어렵다. 따라서 본 실험에서는 두께 10mm 의 투명한 아크릴판으로 소형풍동을 제작하였다. 이 장치는 흡입 개방형으로써 공기의 유입을 위한 팬, 입구공기의 온도조절을 위한 보조열교환기, 균일한 공기 유동 분포를 위한 정류부, 그리고 주실험부, 유량측정이 이루어지는 출구부로 구성되었다. 팬은 최대 풍량 8m<sup>3</sup>/min, 최대 정압 200Pa 로써 전압조절장치를 사용하여 입력전압을 조절함으로써 실험부의 전면풍속을 가변시킬 수 있다. 본 실험에서는 실측 실험의 전면 풍속이 0.8~2m/s 임을 고려하여 0.2~0.5m/s 범위로 가변시켰다. 흡입공기의 온도를 일정하게

실험 열교환기로 공급하기 위하여 폭 418mm, 높이 68mm, 길이 38.1mm 인 3 열 환-관 열교환기를 풍동 입구에 설치하였다. 보조 열교환기와 시험 열교환기에 온도가 일정한 작동유체를 공급하기 위하여 2kW 용량의 냉동기와 3kW 히터가 부착된 항온조를 사용하였다. 펌프를 사용하여 항온조에서 시험 열교환기의 각 관으로 일정한 온도의 작동유체를 공급한다. 그러나 환과 관의 위치에 따라 대류 열전달계수가 다르게 나타나기 때문에 공기측으로 전달되는 열전달량이 관마다 변하므로 모든 관의 온도를 일정한 온도로 유지할 수 없다. 따라서 일정온도조건을 유지하기 위해서는 개별적으로 관의 온도를 조절할 수 있는 장치가 필요하다. 그러므로 본 실험에서는 입구측 관 각각에 개별적으로 유량제어밸브가 부착된 플로터식(float type) 유량계를 설치하여 유량제어를 통해 열유속을 조절함으로써 모든 관이 동일한 온도로 유지될 수 있도록 하였다. 이렇게 각 관의 온도를 일정하게 유지하는 이유는 원형 열교환기에서 일어나는 상변화 열전달, 즉 일정온도 조건을 재현시키기 위함이다. 유입공기의 유질을 향상시키기 위한 정류부는 하니컴을 설치하였다. 주실험부의 크기는 폭 420mm, 높이 70mm, 길이 101.6mm 로, 4 배 확대시킨 상사 환을 6mm 간격으로 10 장을 설치할 수 있도록 하였고 상사 환 후방은 발생하는 와류가 충분히 소멸될 수 있도록 주실험부 길이의 5 배 정도의 여유 공간을 주었다. 실험 열교환기의 전체적인 작동유체 유량은  $\pm 0.5\%$ 의 정밀도를 갖는 체적식 유량계를 사용하여 측정하였으며 공기량의 측정은 혼합실(mixing chamber) 후방에 설치된  $\pm 0.2\%$ 의 정밀도를 갖는 질량유량계를 사용하여 측정하였다. 주실험부에서 발생하는 공기측 압력강하량은  $\pm 0.2\%$ 의 정밀도를 갖는 미세차압변환기를 사용하여 측정하였으며 주실험부 입구 및 출구 아크릴 벽면에 각각 6 개의 정압측정 구멍을 통하여 평균값으로 측정하였다. 실험부 입출구의 공기온도는 입구부에 3 개, 출구부에 4 개의 T 형 열전대(직경 0.254mm)를 설치하여 측정하였다. 또한 각 관의 온도는 관의 내부에 설치한 Pt100 $\Omega$  측온저항체를 사용하여 측정하였다.

## 2.2 데이터 처리

본 실험에서 총열전달량,  $Q$ 는 공기의 엔탈피 변화량으로부터 계산할 수 있다. 공기의 엔탈피 변화량은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m}c_p(T_{ex} - T_{in}) = UA\Delta T_{lm} \quad (1)$$

여기서  $U$ 는 총괄 열전달계수,  $A$ 는 열교환기의 전체 전열면적이며 대수평균온도차,  $\Delta T_{lm}$ 은 다음과 같이 정의 된다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w1st} - T_{in}) - (T_{w2nd} - T_{ex})}{\ln[(T_{w1st} - T_{in}) / (T_{w2nd} - T_{ex})]} \quad (2)$$

$T_{w1st}$ 와  $T_{w2nd}$ 는 1 열과 2 열의 평균 관벽온도이다. Colburn  $j$  인자를 구하기 위한 열전달계수,  $h$ 는 아래 식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{t}{k A_i} + \frac{1}{\eta h_o A} \quad (3)$$

이 식에서 우변 제 3 항의 열교환기 표면효율,  $\eta$ 는 Schimidt<sup>(16)</sup>가 제시한 방법을 사용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f), \quad (4)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (5)$$

여기서  $\eta_f$ 는 환 효율,  $r$  관 외측 반경이다.  $m$ 과  $\phi$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f \delta_f}} \quad (6)$$

$$\phi = \left( \frac{R_{eq}}{r} - 1 \right) \left[ 1 + 0.35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r} \right) \right] \quad (7)$$

$$\frac{R_{eq}}{r} = 1.27 \frac{X_M}{r} \left( \frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (8)$$

$$X_M = \frac{P_1}{2} \quad (9)$$

$$X_L = \frac{\sqrt{\left( \frac{P_1}{2} \right)^2 + P_1^2}}{2} \quad (10)$$

$k_f$ 는 환의 열전도계수,  $\delta_f$ 는 환 두께이다.  $P_1$ 는 단간격이며  $P_1$ 은 열간격이다. 위식에서 알 수 있듯이 공기측 열전달계수  $h$ 와 표면효율  $\eta$ 를 얻기 위해서는 반복법이 요구된다. 공기측 열전달 특성,

Colburn  $j$  인자는 다음과 같이 정의하였다.

$$j = St Pr^{2/3} = \left( \frac{h_0}{G_c c_p} \right) \left( \frac{\mu c_p}{k} \right)^{2/3} \quad (11)$$

여기서  $G_c$  는 최소단면에서의 질량유속으로 다음과 같다.

$$G_c = \frac{\rho V}{\sigma}, \sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} \quad (12)$$

$A_c$  는 최소자유유동면적이며  $A_{fr}$  은 열교환기 전면면적(frontal area)이다. 측정된 압력강하로부터 압력강하계수,  $f$  인자는 Kays 와 London<sup>(7)</sup>이 제시한 다음 식을 사용하였다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A \rho_m} \left[ \frac{2 \rho_m \Delta P}{G_c^2} - (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_m}{\rho_{ex}} - 1 \right) \right] \quad (13)$$

여기서  $\Delta P$  는 시험 열교환기 전후에 걸리는 압력강하이며  $\rho$  는 공기 밀도이다. 아래첨자  $i, o, m$  은 열교환기 입구, 출구, 평균을 각각 의미한다. 시험 열교환기의  $f$  및  $j$  인자를 비교하기 위한  $Re$  수의 특성길이는 저자에 따라 혹은 고찰하고자 하는 주요 인자의 성격에 따라 다르며, 관 외경, 열간격, 수력직경 등이 널리 이용되나 본 실험에서는 관 외경에 따른 값을 사용하였다.

열교환기 표면의 기본 성능 특성은 일반적으로 레이놀즈 수에 대한 Colburn 열전달 인자  $j$  와 Fanning 마찰 인자  $f$  같은 무차원 형태로 표시된다. 그러나  $j$  와  $f$  vs.  $Re$  곡선의 직접 비교로는 압력 강하 특성에 대한 표면의 열전달 특성의 우수성을 판단할 수 없다. 이러한 서로 다른 열교환기 표면의 성능을 비교하는 가장 일반적인 방법은 London<sup>(17)</sup>이 제시한 면적 goodness 인자와 체적 goodness 인자가 있다. 체적 goodness 인자 비교는 일반적으로 다음 두 가지 방법이 사용된다. (1)  $h_{std}$  vs.  $E_{std}$ , 그리고 (2)  $\eta_0 h_{std} \beta$  vs.  $E_{std} \beta$ . London 과 Ferguson<sup>(18)</sup>에 의해 제시된 첫 번째 방법의 비교는 동일한 수력직경을 갖는 표면에서 이루어진다. 이 비교에서 특정 표면 형상의 우수함은  $h$  vs.  $E$  그림의 높이에 의해 결정된다. 단위 온도차와 단위 표면적에 대한 열전달 능력은 다음과 같이 표현한다.

$$\eta_0 h_{std} \beta = \frac{c_p \mu}{Pr^{2/3}} \eta_0 \frac{4\sigma}{D_h^2} j Re \quad (14)$$

$$E_{std} \beta = \frac{\mu^3}{2g_c \rho^2} \frac{4\sigma}{D_h^4} f Re^3 \quad (15)$$

여기서  $\beta$  는 표면적 밀도 또는 조밀함이다.  $\eta_0 h_{std} \beta$  는 단위 코어 체적과 단위 온도차에 대한 열전달 동력을 나타낸다.  $E_{std} \beta$  는 단위 코어 체적당 마찰력 소비를 나타낸다.  $\eta_0$  은 표면 전체 효율을 나타낸다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 기본형 원의 성능

1 열과 2 열의 원 형상이 서로 다른 조합원의 열전달 및 압력강하 특성을 정확하게 비교, 연구하기 위해서는 우선 일반적으로 사용되고 있는 1 열과 2 열 원 형상이 동일한 원에 대한 특성이 파악되어야 한다. 본 실험에서는 1, 2 열의 원 형상이 동일한 4 종의 원(평판, 단방향슬릿, 양방향슬릿, 루버 원)을 기본형 원으로 선정하였다. 확대모형 실험의 타당성을 검증하기 위해 본 실험결과를 Gray 와 Webb<sup>(5)</sup>이 평판 원-관 열교환기에 대해서 제시한 다음의 열전달 및 압력강하 상관식과 비교하였다.

$$j = 0.991 j_4 \left[ 2.24 Re_{Dc}^{-0.092} \left( \frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} \quad (16)$$

여기서,  $j_4$  는 4 열 이상의 엇갈림 배열된 평판 원-관 열교환기에 대한 열전달계수이며 다음과 같다.

$$j_4 = 0.14 Re_{Dc}^{-0.328} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{-0.502} \left( \frac{F_s}{D_c} \right)^{0.031} \quad (17)$$

마찰 인자는 다음과 같다.

$$f = f_f \frac{A_f}{A} + f_l \left( 1 - \frac{A_f}{A} \right) \left( 1 - \frac{\delta_f}{F_p} \right) \quad (18)$$

$f_f$  는 원에 대한 마찰인자이며 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$f_f = 0.508 Re_{Dc}^{-0.521} \left( \frac{P_t}{D_c} \right)^{1.318} \quad (19)$$

식 (18)에서 관에 대한 마찰인자  $f_l$  는 엇갈림 관관에 대한 Zukauskas<sup>(21)</sup>의 상관식에서 얻었다.

Figs. 3 과 4 는 기본형 원의 레이놀즈 수 변화에 대한 압력강하 및 열전달 인자를 나타낸 것이다.

레이놀즈 수는 전면면적 공기유속 0.2~0.5m/s 에 상응하는 범위이다. Kang 등<sup>(12)</sup>과 Yun 등<sup>(14,15)</sup>의 확대 모형 실험 결과는 본 실험 모형보다 큰

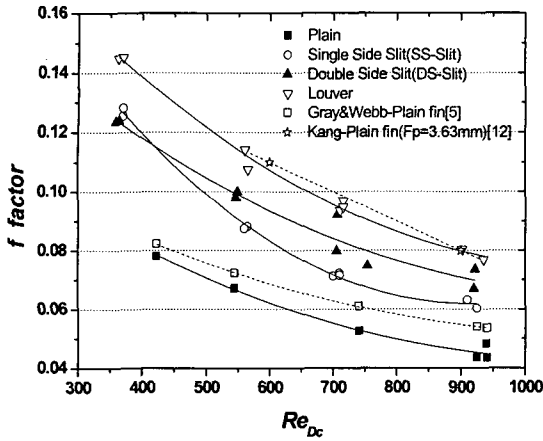


Fig. 3 Friction  $f$  factor for geometry of reference fins

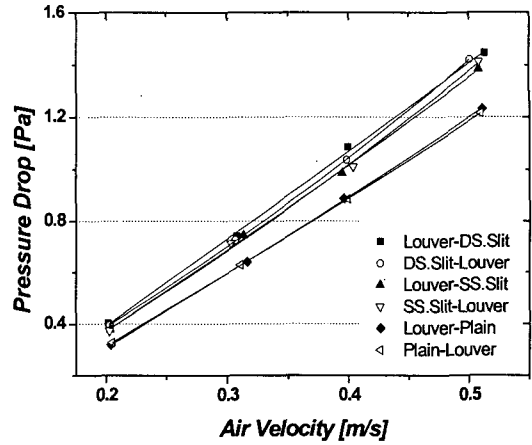


Fig. 6 Pressure drop for geometry combination fins

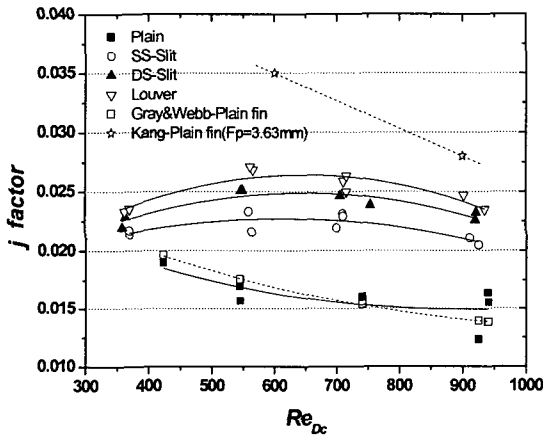


Fig. 4 Colburn  $j$  factor for geometry of reference fins

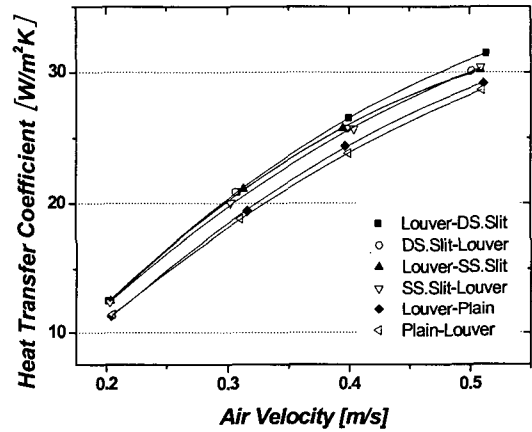


Fig. 7 Heat transfer coefficient for geometry combination fins

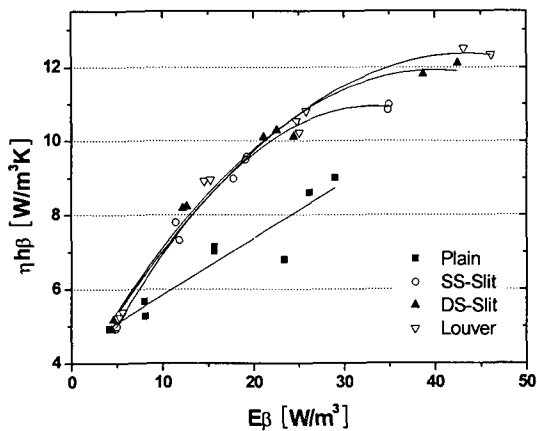


Fig. 5 Volume goodness factor for geometry of reference fins

$j$  와  $f$  인자를 나타내고 있는데 이것은 그들의 실험에 사용된 열교환기의 흰 간격이 더 작기 때문이다. 전체 실험범위에서  $j$  와  $f$  인자 모두 흰 형상별로 차이가 뚜렷하게 나타났으며 루버, 양방향슬릿, 단방향슬릿, 평판 흰 순으로 나타났다. 루버 흰의  $f$  인자는 양방향슬릿 흰 보다 8-12%정도 높았으며  $j$  인자는 평균 5% 높은 값을 나타냈다. 단방향슬릿 흰의  $f$  인자는 평판흰 보다 10-25% 높았다. 이러한 현상은 평판흰과 비교해서 단방향슬릿 흰의 절개 스트립이 공기 속도가 빨라질수록 열경계층의 두께를 얇게 만들어 난류강도를 증대시켜 공기측 열전달을 촉진시키기 때문이며 루버 흰은 루버 각에 의한 공기 유동 방향의 변화로 공기와 전열면과의 접촉면적을 증가시켜 열전달이 활발하게 이루어지기 때문이다. 실험 결과에서 루버, 양방향슬릿, 단방향슬릿 흰은 레이놀즈 수가 600에서 700 사이 일때 가장 높은  $j$  인자 값을 나타냈

다. 이것은 2 열 환-관 열교환기에 대한 이전 실험 결과와 동일한 경향이다.<sup>(22,23)</sup>

Fig. 5 는 Kays 와 London<sup>(19)</sup>이 제시한 체적 goodness 인자를 통해 기본형 환들 간의 성능 비교를 나타내고 있다. 동일한 단위 코어 체적당 마찰 소비력,  $E_{std}\beta$  에서 루버 환의 성능이 가장 우수한 것으로 나타났다. 불연속 환(루버, 양방향슬릿, 단방향슬릿 환)은 평판 환 보다 동일한  $E_{std}\beta$  에서 약 30% 정도 높은 값을 보였다.  $E_{std}\beta < 25$  에서 불연속 환들 간의  $\eta_{o,h_{std}\beta}$  의 차이는 거의 보이지 않았지만  $E_{std}\beta > 25$  에서는 루버 환이 슬릿계열 환들 보다 좋은 성능을 갖는 것으로 나타났다. 다시 말해 불연속 환의 장점은 난류의 효과가 커지는 고속 영역에서 보다 잘 나타난다.

3.2 형상 조합형 환의 성능

기본형 환(평판 환, 단방향슬릿 환, 양방향슬릿 환, 루버 환) 실험을 통해서 루버 환을 열전달 특성이 가장 우수한 불연속 환으로 선정하였다. 따라서 루버 환과 다른 형상 환들(양방향슬릿, 단방향슬릿, 평판 환)을 교대로 배치한 조합형 환의 열전달계수 및 압력강하 특성을 실험하였다.

Figs. 6, 7 은 형상 조합형 환의 공기속도 변화에 대한 압력강하와 열전달계수를 나타냈다. 실험 결과를 보면 평판 환과 루버 환을 조합한 환이 1, 2 열 모두 불연속 환을 사용한 경우보다 낮은 압력강하와 열전달계수를 나타냈으며 다른 조합형 환들의 경우는 압력강하와 열전달 계수 모두 1 열과 2 열의 환 배치 변화에 대해서 별다른 차이를 보이지 않았다. 루버-양방향슬릿 환을 조합한 경우가 가장 높은 열전달계수와 압력강하를 보였고 반대인 양방향슬릿-루버 조합형 환에 비하여 2-3% 높은 열전달계수를 보였다. 루버-평판 조합형 환은 반대인 평판-루버 조합형 환 보다 2% 향상된 열전달계수를 보였지만 압력강하는 거의 같았다.

Fig. 8, 9 는 루버 조합형 환에 대하여 레이놀즈 수의 변화에 따른  $f, j$  인자의 변화를 나타낸 그래프이다.  $f$  인자의 경우 압력강하량과 마찬가지로 루버환과 평판환을 조합한 환에서 환 배치에 따른 차이는 매우 작다. Fig. 9 에서 조합형 환의 열전달 특성을 나타내는 무차원 수,  $j$  인자는 열전달계수와 달리 환 배치에 따른 영향을 보다 분명하게 나타내고 있다. 열전달 성능이 좋은 루버 환을 전열에 배치하고 양방향슬릿 환을 후열에 배치하는 것이 반대의 경우 보다  $Re_{Dc} = 700$  에서 약 15% 정도 우수한 값을 나타냈다. 환 배치에 따른  $j$  인자의 차이가  $600 < Re_{Dc} < 700$  에서 더 커진다. 이는 다열

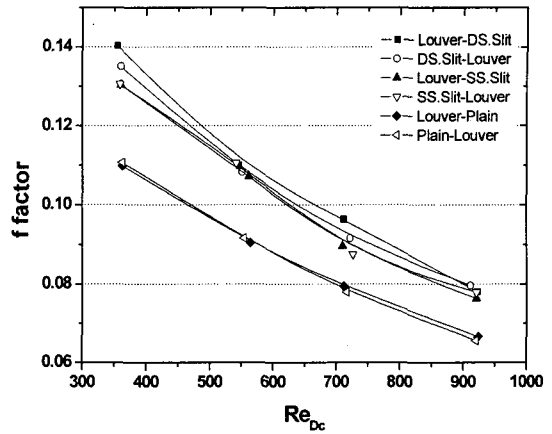


Fig. 8 Friction  $f$  factor for geometry combination fins

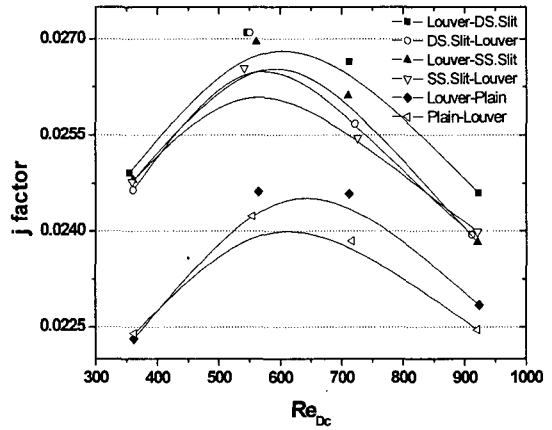


Fig. 9 Colburn  $j$  factor for geometry combination fins

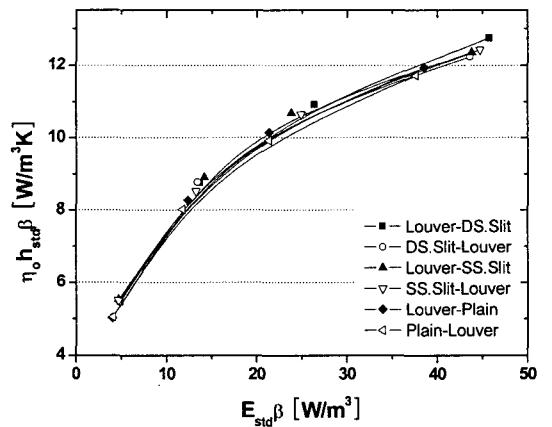


Fig. 10 Volume goodness factor for geometry combination fins

열교환기에서 전열이 차지하는 열전달량이 후열 보다 월등히 많기 때문에 열전달 성능은 후열의 환 형상 보다는 전열의 환 형상에 영향을 받는다



는 것을 의미한다.

루버 조합형 환들의 성능을 비교하기 위해 체적 goodness 인자를 비교하였다. Fig. 10 을 보면 루버 조합형 환들 간의 단위 코어 체적당 마찰 소비력에 따른  $\eta_{oh, std}$ 의 차이가 거의 없음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구는 전열과 후열에 서로 다른 형상의 환을 조합한 2 열 환-관 열교환기의 공기측 열전달 및 압력강하 특성을 4 배 확대모형 상사실험을 통하여 연구하였다. 실험에 사용된 환은 4 종의 기본형 환으로써 루버, 양방향슬릿, 단방향슬릿, 평판 환이며 루버 환과 이들 기본형 환을 조합한 형상 조합 환을 실험하였다. 환 형상 뿐만 아니라 환 배치에 따른 성능을 평가하기 위해 각 환-관 열교환기에 대하여 Colburn  $j$  인자와  $f$  인자, 그리고 goodness 인자를 비교하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 형상 조합 환-관 열교환기의 마찰인자는 환 배치에 대하여 영향을 받는다. 그러나 Colburn  $j$  인자는 환 배치에 영향을 받으며 후열보다 전열의 환 형상에 대하여 영향을 받는다.

(2) 루버 환을 평판 환과 조합한 환-관 열교환기의 Colburn  $j$  인자와  $f$  인자가 불연속 환과 조합한 경우보다 낮았다.

(3) 루버 조합형 환-관 열교환기의 체적 goodness 인자에서 환 배치 변화에 대한 효과는 작았다.

(4) 서로 다른 형상의 환 조합을 통해서 상대적으로 압력강하는 작고 열전달계수는 높은 열교환기를 고안할 수 있다.

#### 후 기

이 논문은 2004 년도 충주대학교의 학술연구조성비에 의하여 연구되었음.

#### 참고문헌

(1) Rich, D.G., 1973, "Effect of Fin Spacing on the Heat Transfer and Friction Performance of Multi Row, Smooth Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 79, No. 2, pp. 135~145.  
 (2) Rich, D.G., 1975, "Effect of the Number of Tubes Rows on Heat Transfer Performance of Smooth Plate

Fin-and Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Trans.*, Vol. 81, No. 1, pp. 307~317.  
 (3) McQuiston, F.C., 1978, "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Finned-Tube Heat Transfer Surfaces," *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, No. 1, pp. 266~293.  
 (4) McQuiston, F.C., 1978, "Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Finned-Tube Heat Transfer Surfaces," *ASHRAE Trans.*, Vol. 84, No. 1, pp. 294~308.  
 (5) Gray, D.L. and Webb, R.L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers Having Plain Fins," in *Proc. 8th Heat Transfer Conference*, pp. 2745~2750.  
 (6) Wang, C.C., Hsieh, Y.C., Chang, Y.J. and Lin, Y.T., 1996, "Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plate Fins," *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 4, pp. 223~230.  
 (7) Kays, W.M. and London, A.L., 1984, "Compact Heat Exchangers," 3rd ed., McGraw-Hill.  
 (8) Davenport, C.J., 1983, "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin," *Heat Transfer-Seattle 1983 AIChE Symp. Ser.*, Vol. 79, No. 225, pp. 19~27.  
 (9) Jeon, C.D., Hong, J.T. and Lee, J., 1996, "Experimental Study of Heat Transfer Characteristics in the Louvered-Fin Type Heat Exchanger," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 8, No. 1.  
 (10) Chang, Y.J. and Wang, C.C., 1997, "A Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry," *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 40, No 3, pp. 533~544.  
 (11) Du, Y.J. and Wang, C.C., 2000, "An Experimental Study of the Air-side Performance of the Super-slit Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4475~4482.  
 (12) Kang, H.C. and Kim, M.H., 1999, "Effect of Strip Location on the Air-side Pressure Drop and Heat Transfer in Strip Fin-and-Tube Heat Exchanger," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 302~312.  
 (13) Kang, H.C. and Kim, M.H., 1997, "A Large Scale Model Test to Investigate the Pressure Drop and Heat Transfer Characteristics in the Air Side of Two - Row Heat Exchanger," *Transaction of the KSME(B)*, Vol. 21, No. 1, pp. 113~124.  
 (14) Yun, J.Y. and Lee, K.S., 1996, "Heat Transfer Characteristics of Fin and Tube Heat Exchangers with Various Interrupted Surfaces for Air Conditioning Application," *Transaction of the KSME(B)*, Vol. 20, No. 12, pp. 3938~3948.  
 (15) Yun, J.Y. and Lee, K.S., 2000, "Influence of Design Parameters on the Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of the Heat Exchanger with Slit Fins,"

- Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2529~2539.
- (16) Schmidt, T.E., 1949, "Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces," *Refrigeration engineering*, pp. 351~357.
- (17) London, A.P., 1964, *Mechanical Engineering, ASME*, Vol. 86, pp. 31~34.
- (18) London, A.P. and Ferguson, C.K., 1949, *Trans. ASME*, Vol. 71, pp. 17~26.
- (19) Kays, W.M. and London, A.P., 1950, *Trans. ASME*, Vol. 72, pp. 1087~1097.
- (20) Air-conditioning and Refrigeration Institute, 1981, "Standard for Forced Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils," ARI Standard 410.
- (21) Zukauskas, A., 1972, "Heat Transfer from Tubes in Cross Flow," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 93~160.
- (22) Wang, C.C., Tao, W.H. and Chang, C.J., 1999, "An Investigation of the Airside Performance of the Slit Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Refrigeration*, Vol. 22, pp. 595~603.
- (23) Du, Y.J. and Wang, C.C., 2000, "An Experimental Study of the Airside Performance of the Superslit Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4475~4482.