

## 습표면 조건에서 슬릿 핀-튜브 열교환기의 열전달 및 압력강하 특성

장 근 선<sup>†</sup>, Thanh-Long Phan  
선문대학교 기계공학과

### Heat Transfer and Friction Characteristics of Slit Fin and Tube Heat Exchangers in Wet Conditions

Keun-Sun Chang<sup>†</sup>, Thanh-Long Phan  
*Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-708, Korea*

(Received April 12, 2006; revision received November 13, 2006)

**ABSTRACT:** Water condensate accumulated on the surface of a fin-and-tube heat exchanger significantly affects its thermal and hydraulic performance. The purpose of this study is to investigate the effect of condensate retention on the air-side heat transfer performance and flow friction. Total 12 samples of slit and plate fin-and-tube heat exchangers with varying fin spacing and number of tube rows are tested under dry and wet conditions. The thermal fluid measurements are made using a psychrometric calorimeter. Frontal air velocity varies in the range from 0.7 m/s to 1.5 m/s. Using the experimental data, presented are the heat transfer coefficients in terms of Colburn  $j$ -factor and friction factor.

**Key words:** Fin-tube heat exchanger(핀-튜브 열교환기), Slit fin(슬릿핀), Wet condition(습표면), Heat transfer coefficient(열전달계수), Dehumidification(제습)

#### 기 호 설 명

<p><math>A</math> : 전 전열면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>A_f</math> : 핀 전열면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>A_{free}</math> : 공기측 최소 자유유동면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>A_i</math> : 튜브 내측 전열면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>A_o</math> : 튜브 외측 전열면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>b</math> : 포화공기 엔탈피 온도곡선 구배 [<math>kJ/kgK</math>]</p> <p><math>c_p</math> : 비열 [<math>kJ/kgK</math>]</p> <p><math>d_h</math> : 수력 직경, <math>4A_{free}L/A</math> [<math>m</math>]</p> <p><math>d_i</math> : 튜브 내경 [<math>m</math>]</p>	<p><math>D_c</math> : 확장 후 튜브 외경 [<math>m</math>]</p> <p><math>D_o</math> : 튜브 외경 [<math>m</math>]</p> <p><math>G_{max}</math> : 최소 자유유동면적에서의 공기 질량유속 [<math>kg/m^2s</math>]</p> <p><math>h</math> : 열전달계수 [<math>kW/m^2K</math>]</p> <p><math>i</math> : 엔탈피 [<math>kJ/kg</math>]</p> <p><math>k</math> : 열전도도 [<math>kW/mK</math>]</p> <p><math>L</math> : 핀 길이 [<math>m</math>]</p> <p><math>\dot{m}</math> : 질량유속 [<math>kg/s</math>]</p> <p><math>N</math> : 튜브 열수</p> <p><math>P_f</math> : 핀 간격 [<math>m</math>]</p> <p><math>P_l</math> : 흐름방향 튜브간격 [<math>m</math>]</p> <p><math>P_t</math> : 직각방향 튜브간격 [<math>m</math>]</p> <p><math>U</math> : 총괄 열전달계수 [<math>kW/m^2K</math>]</p> <p><math>U_w</math> : 습표면 총괄 열전달계수 [<math>kg/m^2s</math>]</p>
--	---

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-530-2336; fax: +82-41-530-2986

E-mail address: chang@sunmoon.ac.kr

## 그리스 문자

- $\Delta D_o$  : 환관 전과 후의 튜브 직경 차 [m]  
 $\Delta P$  : 압력강하 [kPa]  
 $\delta$  : 두께 [m]  
 $\eta$  : 전 표면 효율  
 $\eta_f$  : 핀 효율  
 $\mu$  : 동점성계수 [ $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

## 하첨자

- $a$  : 공기측  
 $c$  : 튜브와 핀 칼라와의 접촉  
 $f$  : 핀  
 $i$  : 입구  
 $o$  : 출구  
 $r$  : 튜브측  
 $w$  : 물측

## 1. 서 론

슬릿 핀-튜브 열교환기는 에어컨 열교환기, 팬 코일 등 공기조화기에 자주 응용된다. 이 열교환기가 공기 냉각용으로 사용될 경우 열교환기 핀 표면온도가 입구 공기의 노점온도 이하가 될 때 핀 표면에는 결로에 의한 이슬 맺힘이 시작된다. 이 이슬은 공기 흐름방향으로 냉각이 진행됨에 따라 성장하여 액막, 응축수로 발전되고 핀 후단에

서 주로 배출되며 일부는 핀과 핀 사이에 고착되기도 한다. 이러한 습표면의 경우 건표면과는 달리 열전달과 물질전달이 동시에 일어나 응축수의 양이나 응축형태에 따라 열전달특성 및 마찰특성이 크게 달라진다. 또한 열교환기를 통과하는 공기가 응축수와 상호작용을 하여 유동양상이 더욱 복잡하게 된다.

최근에는 작은 튜브 직경에 슬릿 핀을 결합한 핀-튜브 열교환기가 가정용 에어컨에 많이 응용되고 있다. 이것은 튜브 직경이 작아질수록 단위 체적당 열전달면적이 증가되어 열전달량이 증가되고 요구되는 공간은 줄어들기 때문이다. 슬릿 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달성능에 관한 연구가 과거에도 다수 있었으나 대부분의 경우 건표면 조건에서 실험을 수행하였다.<sup>(1-5)</sup> Nakayama and Xu<sup>(6)</sup>는 3종의 슬릿 핀-튜브 열교환기에 대해 실험하고 이 결과에 기초하여 공기측 열전달 계수 상관식을 제시하였다. Wang et al.<sup>(1)</sup>은 다양한 핀 간격 및 튜브 열수를 가진 12종의 샘플을 실험하고 Nakayama and Xu<sup>(6)</sup>의 상관식과 비교하여 새로운 상관식을 제시하였으며, 또한 Nakayama and Xu<sup>(6)</sup> 상관식의 적용한계를 지적하였다. 슬릿 핀이 핀-튜브 열교환기에 많이 사용되고 있고 이에 관한 많은 연구가 이루어졌지만 열교환기 설계에 필요한 데이터로는 충분치 않으며, 특히 습표면 조건에서의 실험결과는 희박하다. 본 연구의 목적은 습표면 조건에서 슬릿 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달특성 및 마찰특성을 실험을 통하여 제시하고 이 결과를 참고문헌의 상관

Table 1 Geometric details of heat exchanger samples

Sample No.	$D_c$ [mm]	Fin shape	$P_f$ [mm]	$P_t$ [mm]	$P_l$ [mm]	$\delta_f$ [mm]	$N$
1	7.34	Plain	1.24	12.5	19	0.115	2
2	7.34	Plain	1.4	12.5	19	0.115	2
3	7.34	Plain	1.7	12.5	19	0.115	2
4	7.34	Plain	1.24	12.5	19	0.115	3
5	7.34	Plain	1.4	12.5	19	0.115	3
6	7.34	Plain	1.7	12.5	19	0.115	3
7	7.34	Slit	1.24	12.5	19	0.115	2
8	7.34	Slit	1.4	12.5	19	0.115	2
9	7.34	Slit	1.7	12.5	19	0.115	2
10	7.34	Slit	1.24	12.5	19	0.115	3
11	7.34	Slit	1.4	12.5	19	0.115	3
12	7.34	Slit	1.7	12.5	19	0.115	3

식과 비교 분석하는 데 있다. 본 실험에서 사용된 열교환기는 튜브 직경이 7mm이고 핀 간격은 3가지로 변화시켰으며, 튜브 열수는 2열과 3열 2종을 사용하였다. 총 12종 열교환기 샘플에 대한 상세한 제원을 Table 1에 나타내었다.

## 2. 실험장치 및 방법

Fig.1은 본 연구 실험에 사용된 공기 엔탈피식(psychrometric) 칼로리미터의 개략도를 나타낸다. 이 장치는 크게 흡입식 챔버(chamber), 물공급장치, 공기 샘플링장치, 자료획득 및 처리장치로 구성되며 물공급장치를 제외하고 모두 항온 항습실 내에 위치한다. 챔버 입구에 설치된 열교환기로 유입되는 공기의 입구조건(온도, 습도)은 항온항습실에 설치된 HVAC 계통에 의해 정밀 제어되며, 챔버 입·출구 모두에서 공기 샘플링장치에 의해 건구 및 습구 온도가 측정된다. 공기유량은 챔버 후단에 설치된 흡입팬과 모터제어기에 의해 조절되며, 중간 챔버 후단에 설치된 5개의 노즐을 유

량 크기에 따라 개폐상태를 선택하고 개방된 노즐을 통과하는 차압을 측정함으로써 유량이 계산된다. 공기측 압력강하는 챔버 벽에 설치된 4개의 차압노즐에 의해 측정된다. 열교환기 튜브 내로 공급되는 물의 온도는 항온조에 설치된 냉각기(chiller)와 가열기(heater)의 제어에 의해  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$  오차 이내로 일정 온도 유지가 가능하며 물의 유량은 펌프 회전수를 조절함으로써 얻어진다. 열교환기 입구 및 출구에 RTD 센서와 압력계를 설치하여 물의 온도와 압력을 측정하며 유량은 터빈 유량계에 의해 측정된다. 모든 데이터 신호는 자료획득장치(hybrid recorder)에 의해 수집되고 변환된다. 자료획득장치는 이 변환된 신호를 General Purpose Interface Bus(GPIB) 연계장치를 거쳐 컴퓨터로 보내고 이후 분석을 위해 저장된다. 이 칼로리미터는 KS, JIS, JRS, ASHRAE, ISO 등의 대부분의 국제 규격에 맞게 설계되었고, 공기측 열전달량 측정에 있어서 오차는 정상 상태에서  $\pm 1.5\%$  이내이며 재현성은  $\pm 0.5\%$  이내이다. 본 실험에는 슬릿 핀-튜브 열교환기와 평

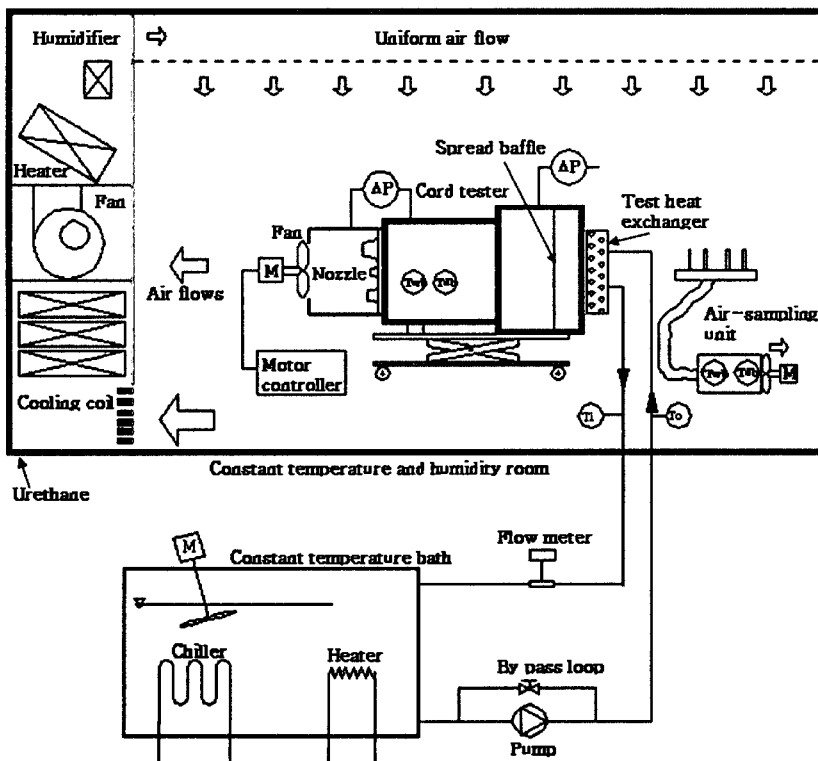


Fig. 1 Schematic drawing of the experimental setup.

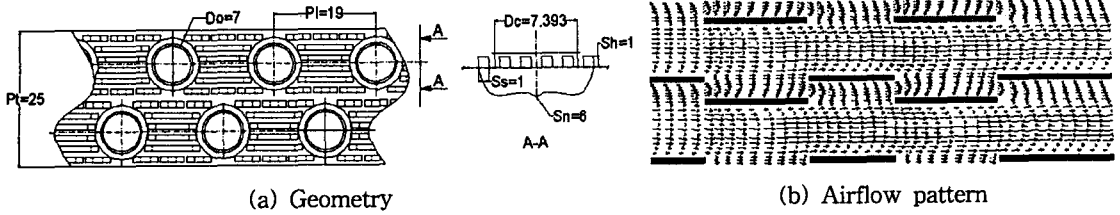


Fig. 2 Geometry and airflow pattern of slit fin.

판 핀-튜브 열교환기에 대해 실험하였다. Fig. 2 (a)는 본 실험에 사용된 슬릿 핀 형상을 보여주며, Fig. 2(b)는 슬릿 핀을 통과하는 공기의 유동장을 나타낸다. Fig. 2(b)에서 보듯이 핀 전단에서부터 발달된 경계층은 핀 후단에서 파괴되고 다시 다음 핀 입구에서 재발달하여 후단에서 파괴되는 반복과정을 통하여 열전달이 증진된다. 본 연구에서의 실험조건은 다음과 같다.

공기 입구 건구온도 :  $20 \pm 0.5^\circ\text{C}$  (건표면 조건)  
 $27 \pm 0.5^\circ\text{C}$  (습표면 조건)

공기 입구 상대습도 : 50%

물 입구온도 :  $60 \pm 0.5^\circ\text{C}$  (건표면 조건)  
 $5 \pm 0.5^\circ\text{C}$  (습표면 조건)

공기속도 :  $0.7 \sim 1.5 \text{ m/s}$  (5단계)

튜브 내 물 유량 :  $0.78 \text{ m}^3/\text{h}$

### 3. 데이터 처리

#### 3.1 건표면 조건

건표면 조건에서 열교환기에서의 전열량은 공기 입·출구 온도차 또는 물의 입·출구 온도차를 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

본 연구에서는 두 유체 사이에서의 전열량을 위 두 값의 산술평균값으로 사용하였다. 즉,

$$Q = \frac{(Q_a + Q_w)}{2} \quad (3)$$

본 실험에서는 공기와 물의 입·출구 온도 모두를 측정하기 때문에 대수평균온도차( $\Delta T_{LM}$ )를 계산

할 수 있다. 위 전열량과 대수평균온도차로부터 총괄 열전달계수는 다음의 식으로부터 구해진다.

$$Q = UA \Delta T_{LM} \quad (4)$$

일반적으로 판-튜브 열교환기의 총괄 열저항은 두 유체에 대한 대류열저항, 튜브 벽에서의 전도 열저항, 튜브와 핀 칼라와의 접촉면에서의 접촉 열저항의 합으로 표현할 수 있다. 이 중 튜브 벽면에서의 열저항은 열교환기가 매우 얇은 구리 튜브를 사용하고 이를 통한 열저항은 전체 열저항의 1%를 넘지 않아 무시할 수 있다. 이 경우 총괄 열저항은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_i} + \frac{1}{h_w A_i} + \frac{1}{\eta h_a A} \quad (5)$$

이 식으로부터 공기측 열전달계수를 계산하기 위해서는 몇몇의 미지의 변수를 구해야 한다. 접촉 열저항은 Sawai et al.<sup>(6)</sup>가 제안한 다음의 상관식을 이용하여 구하였다.

$$\frac{h_c}{\delta_f} = 1.38 \times 10^{11} \Delta D_0 + 1.62 \times 10^7 \quad (6)$$

여기서  $\delta_f$ 는 핀 두께,  $\Delta D_0$ 는 튜브의 확관 전 및 후의 외경차이다. 튜브 내의 대류 열전달계수는 다음과 같은 Gnielinski<sup>(7)</sup> 상관식을 사용하였다.

$$Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr_w}{1 + 12.7\sqrt{f_w/8}(Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

$$f_w = (1.82 \ln Re_w - 1.64)^{-2}$$

전 표면 효율은 핀 효율과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\eta = 1 - \left( \frac{A_f}{A} \right) (1 - \eta_f) \quad (8)$$

본 연구에서는 핀 효율 계산에서 다음의 Schmidt 상관식<sup>(8)</sup>을 사용하였다.

$$\eta_f = \tanh \left( \frac{\beta D_c \phi}{2} \right) \bigg/ \left( \frac{\beta D_c \phi}{2} \right) \quad (9)$$

공기측 레이놀즈수는 최소자유유동 면적에서의 최대질량유속 및 확장 후 튜브 외경에 기초하여 다음과 같이 정의하였다.

$$Re_{D_c} = \frac{G_{max} D_c}{\mu_a} \quad (10)$$

식(5)로부터 계산된 공기측 열전달계수는 아래 정의된 무차원 수인 Colburn  $j$  factor로 표현하였으며 압력강하는 마찰계수  $f$  factor로 표현하였다.

$$j = \frac{h_a}{G_{max} C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (11)$$

$$f = \frac{\Delta P \rho_a d_h}{2 G_{max}^2 \cdot L} \quad (12)$$

### 3.2 습표면 조건

핀-튜브 열교환기가 공기 냉각을 위해 사용되고 핀 표면온도가 노점온도 이하가 되면 표면에서 응축이 일어나게 되며 이러한 습표면의 경우 열전달과 물질전달을 동시에 고려하여야 한다. 본 연구에서는 습표면에 관한 데이터 처리에서 평균 엔탈피차 방식<sup>(9)</sup>을 사용하였다. 즉, 습표면 열교환기에서의 전열량은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q_w = \dot{m}_w C_p \Delta T_w \quad (13)$$

$$Q_a = Q_{lat} + Q_{sen} \quad (14)$$

반면에 총괄 열전달계수는 건표면에서의 대수평균온도차 대신 대수평균엔탈피차를 이용하여 다음 식으로부터 구해진다.

$$Q = U_w A \Delta i_m \quad (15)$$

여기서 대수평균엔탈피차  $\Delta i_m$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta i_m = \frac{i_{a,i} - i_{a,o}}{\ln \left( \frac{i_{a,i} - i_{s,r}}{i_{a,o} - i_{s,r}} \right)} \quad (16)$$

식(16)에서  $i_{s,r}$ 는 물 온도에서의 포화공기 엔탈피이다. 습표면 조건에서의 총 열저항은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{U_w A} = \frac{b_{w,m}}{\eta_{wet} h_{wet} A} + \frac{b_r}{h_w A_i} + \frac{b_i \delta_f}{k A_f} \quad (17)$$

여기서  $b_r$ ,  $b_i$ ,  $b_{w,m}$ 는 각각 평균 물온도, 튜브 벽면온도, 평균 액막온도에서의 포화공기 엔탈피-온도곡선의 구배를 나타낸다. 습표면에서의 핀 효율은 Kim et al.<sup>(9)</sup>이 제안한 방식을 사용하였다.

본 데이터 처리의 오차분석에서 접촉 열저항 및 튜브 내 대류열전달 저항의 오차의 합은  $\pm 5\%$ 로 가정하였으며, 물측 전열량, 공기측 전열량, 공기측 열전달계수의 최대오차는 각각  $\pm 3\%$ ,  $\pm 5\%$ ,  $\pm 6\%$  이하로 평가되었다.

### 4. 결과 및 고찰

Fig. 3에는 습표면 조건에서 슬릿 핀 및 평판 핀-튜브 열교환기에 대한 Colburn  $j$  factor 및 마찰계수  $f$  factor를 나타내었다. 각 핀 형상에 대해 핀 간격은 1.24, 1.4 및 1.7 mm이며 튜브 외경에 기초한 레이놀즈수( $Re_{D_c}$ ) 범위는 570~1,260이다. 그림에서 보듯이 슬릿 핀의 열전달계수 및 마찰계수가 평판 핀의 값보다 현저히 큼을 알 수 있으며, 다른 연구자들의 연구<sup>(1-3,5,10)</sup>에서도 모든 형태의 단속 핀은 평판 핀에 비해 열전달계수가 매우 큰 반면 마찰계수도 그 이상 큼을 보고하고 있다. 본 연구에서 2열의 경우 슬릿 핀의 열전달계수가 평판 핀에 비해 42%, 3열의 경우 52% 크게 나타났으며, 반면 마찰계수의 경우에는 각각 90% 및 80% 크게 나타났다.

Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)는 습표면 및 건표면 조건에서 슬릿 핀의 핀 간격이 열전달계수 및 마찰계수에 미치는 영향을 나타낸다. 그림에서 보듯이 모든 경우에서  $j$  factor는 레이놀즈수가 증가할수

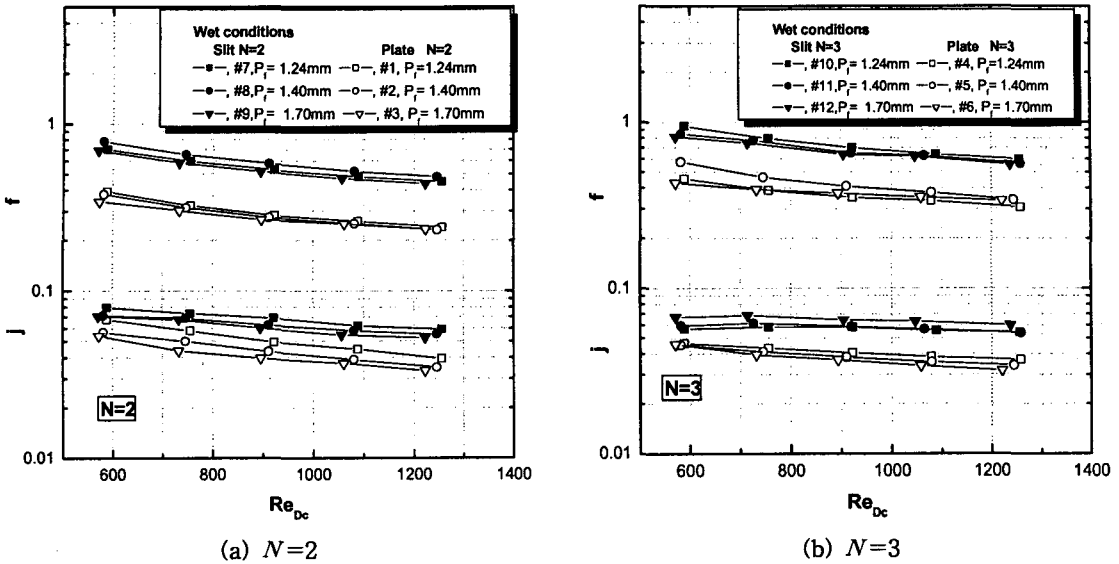


Fig. 3 Comparison of  $j$  &  $f$  factors between slit and plain fin-and-tube heat exchangers in wet conditions.

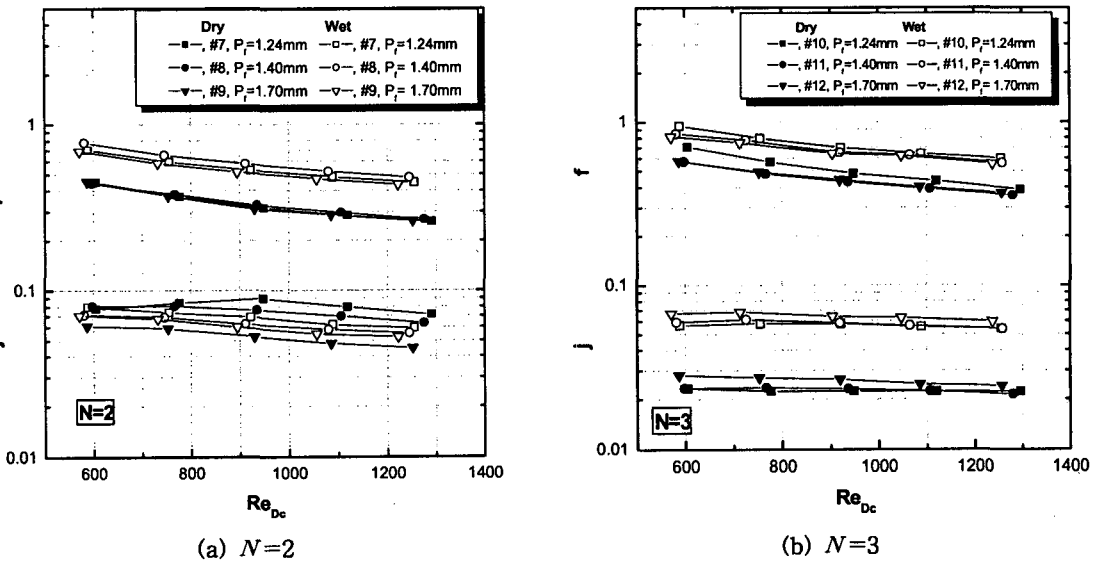


Fig. 4 Effect of fin-pitch on the air side performance for slit fin-tube heat exchanger in dry and wet conditions.

특 감소하고  $f$  factor의 경우는 감소율이  $j$  factor에 비해 더 큼을 알 수 있다. 습표면에서의 마찰 계수는 응축수가 추가적인 마찰 저항으로 작용해 2열 및 3열 열교환기 모두에서 건표면의 경우보다 현저히 큰 값을 나타내고 있다. 반면 열전달

계수의 경우 2열 열교환기에서는 습표면과 건표면 사이에 분명한 차이를 보이지 않지만 3열에서는 습표면의 열전달계수가 건표면의 값에 비해 크게 나타나고 있다. 이는 3열의 경우 응축수 생성에 다른 영향으로 보인다. 핀-튜브 열교환기 건

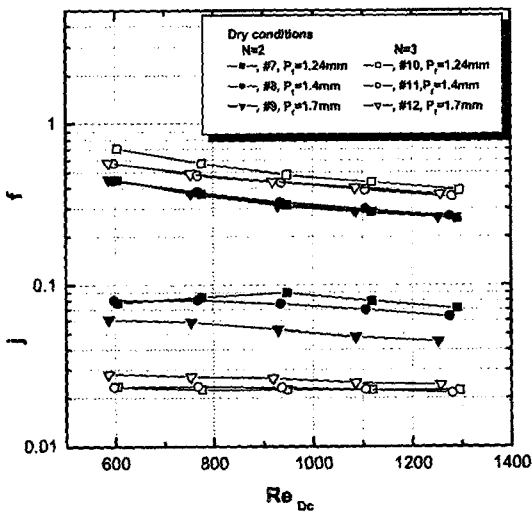
표면과 습표면 간의 유동형태의 차이점은 크게 두 가지로 설명될 수 있다. 첫째, 이 열교환기가 제 습조건에서 작동할 때 응축수의 핀 표면에서의 감금(retention) 정도는 핀 간격이 줄어들수록 커진다. 둘째, 핀 간격이 줄어들수록 응축수는 열교환기를 통과하는 공기의 유동형태를 더욱 심하게 왜곡시킬 수가 있다. 결과적으로 소용돌이 유동이 생성되고 이 소용돌이는 추가적인 마찰저항으로 작용할 수 있다. 그러나 Fig. 4에서 보듯이 핀 간격이 열전달계수 및 마찰계수에 미치는 영향이 건표면 및 습표면 조건 모두에서 미미하게 나타남을 알 수 있다. Du and Wang<sup>(2)</sup>은 핀 간격 및 튜브 직경이 다른 30종의 슬릿 핀-튜브 열교환기를 공기속도 0.25~7 m/s에서 실험하여  $N=1$ 인 경우 열전달계수는 핀 간격이 감소할수록 증가하지만  $N>2$ 인 경우 반대로 나타남을 보고하고 있다. Wang et al.<sup>(3)</sup>은 핀 간격이 1.2 mm와 1.8 mm이고 열수  $N=1, 2, 3$ 인 6종의 슬릿 핀-튜브 열교환기에 대해 실험한 결과 핀 간격이 열전달 효과에 미치는 영향이 미미함을 보고하고 있다. 그러나 핀 간격의 감소는 동일한 열교환기 체적에 대해 열전달 면적의 증가로 나타나 전체 전열량의 증가를 가져온다.

Fig. 5(a)는 건표면 조건에서 튜브 열수가 열전달 및 마찰계수에 미치는 영향을 보여주고 있다. 모든 핀 간격에서 2열의 열전달계수가 3열의 값

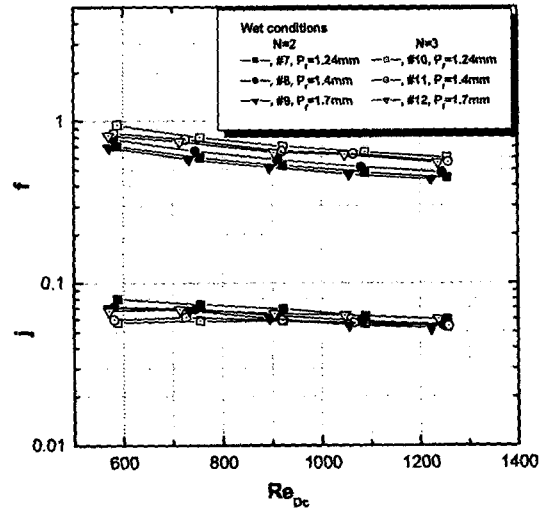
보다 크게 나타나고 있다. 핀 간격 1.2 mm ( $D_c = 7.6$  mm,  $P_t = 21$  mm,  $P_s = 12.7$  mm)에 대해 Wang et al.<sup>(3)</sup>은  $Re_{Dc} < 1,000$ 에서 열전달계수가 튜브 열수의 증가에 따라 급격히 감소함을 보고하고 있다. Mochizuki et al.<sup>(11)</sup>은 저 레이놀즈수 영역에서 정상 층류 유동이 옅은 슬릿 핀 중심부 전 영역에서 지배적으로 나타난다고 보고하고 있다. 이는 슬릿 핀 중심부가 증가할수록, 즉 열수가 증가할수록 열전달 성능은 한정적으로 증가함을 의미한다. 그러나 마찰계수의 경우 3열 열교환기가 2열에 비해 크고 핀 간격이 감소할수록 약간 증가함을 보여준다.

Fig. 5(b)는 Fig. 5(a)와 동일한 시료에 대해 습표면 조건에서의 열전달계수 및 마찰계수를 보여준다. 3열 열교환기에서는 2열에 비해 열전달 길이가 길어 응축수의 생성, 성장 및 배출이 잘 이루어진다. 이 응축수는 열전달의 증가 메커니즘으로 작용하고 따라서 Fig. 5(b)에서 보듯이 건표면 조건에서 작은 값을 보이던 3열 열교환기의 열전달계수가 2열의 값에 근접함을 알 수 있다. 반면에 응축수는 유동저항도 증가시키게 되며 마찰계수는 건표면(Fig. 5(a))에 비해 2열 3열 모두 커짐을 알 수 있다.

Fig. 6은 본 연구의 실험결과와 참고문헌<sup>(1,3,5)</sup>에서 제안한 상관식과의 비교결과를 보여준다. 이들 참고문헌에서 사용한 열교환기의 사안이 본



(a) Dry conditions



(b) Wet conditions

Fig. 5 Effect of number of row on the air-side performance for slit fin-and-tube heat exchanger.

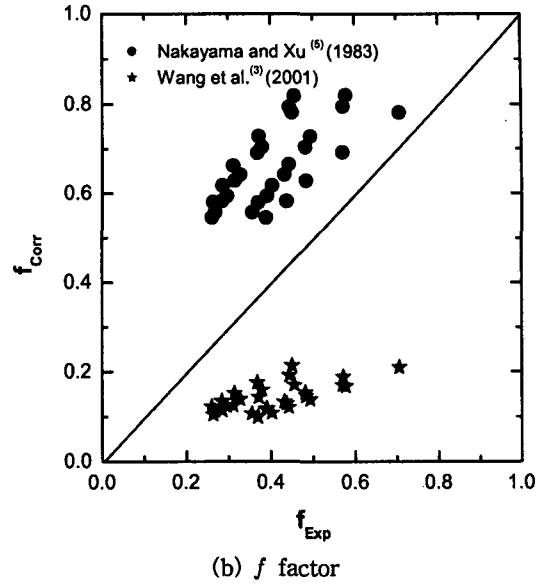
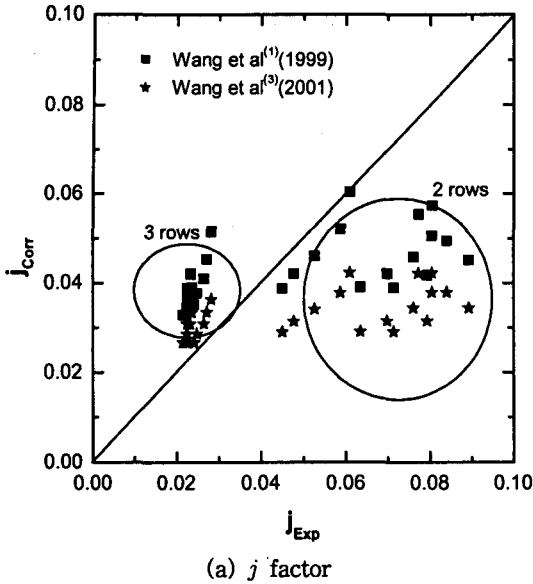


Fig. 6 Comparison of present data with existing correlations for dry conditions.

연구의 경우와 일치하지는 않지만 일반적 비교 및 경향분석이 가능하리라 본다. Wang et al.<sup>(3)</sup>을 제외하고는 이전 연구의 대부분의 샘플들은 본 연구에 비해 튜브직경, 튜브간격이 큰 열교환기를 사용하였다. Fig. 6에서 보듯이 Wang et al.<sup>(1)</sup>과 Wang et al.<sup>(3)</sup>의 열전달계수 상관식은 3열 열교환기에서 과다 예측하고 있으며, 2열 열교환기에서는 과소 예측하고 있다. 반면에 마찰계수의 경우 Nakayama and Xu<sup>(5)</sup> 상관식은 2열 및 3열 열교환기 모두에서 과다 예측하고 있으며 Wang et al.<sup>(3)</sup> 상관식은 과소 예측함을 보여준다. 이러한 차이점은 일차적으로 열교환기 사양의 차이점에서 비롯되며 이차적으로 데이터 처리에 사용된 열전달 및 핀 효율 모델의 차이점 때문이다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 건표면 및 습표면 조건에서 슬릿형 핀과 평판형 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능 및 유동저항 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 중요 결론은 다음과 같다.

(1) 슬릿 핀 및 평판 핀-튜브 열교환기 모두에서 핀 간격이 줄어들수록 열전달계수 및 마찰계수가 증가하였으나 증가 정도는 매우 미미하였다.

(2) 건표면 조건에서 2열 슬릿 핀-튜브 열교환기는 3열 열교환기에 비해 열전달계수는 현저하게 나타나고 마찰계수는 현저하게 작게 나타남을 알 수 있었다.

(3) 습표면의 경우 2열 슬릿 핀 열교환기가 3열의 경우에 비해 마찰계수는 작게 나타났지만 차이는 건표면의 경우보다 줄어들었다. 반면, 열전달계수는 2열, 3열 열교환기 간에 거의 차이가 없음을 보여주었다.

(4) 다른 연구자들의 상관식과 비교한 결과 3열 열교환기에서는 Wang et al.<sup>(1)</sup>과 Wang et al.<sup>(3)</sup>의 열전달계수 상관식이 본 실험값보다 각각 40%, 30% 크게 나타났으며, 2열의 경우에는 이들 상관식이 반대로 본 실험값보다 각각 35%, 25% 작게 나타났다. 그러나 마찰계수의 경우에는 동일한 경향을 보이지 않았다.

## 후 기

이 연구는 2005년도 선문대학교 교내학술연구비 지원에 의해 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. 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. of Refrigeration*, Vol. 22, pp. 595-603.
2. Du, Y. J. and Wang, C. C., 2000, An experimental study of the air-side performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 4475-4482.
  3. Wang, C. C., Lee, W. S. and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 3565-3573.
  4. Dejong, N. C. and Jacobi, A. M., 1997, An experimental study of flow and heat transfer in parallel-plate arrays: local, row-by-row and surface average behavior, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 1365-1378.
  5. Nakayama, W. and Xu, L. P., 1983, Enhanced fin for air cooled heat exchangers-heat transfer and friction correlation, 1st ASME/JSME. Thermal Engineering Joint Conference, pp. 495-502.
  6. Sawai, S., Hayashi, T., Ohtake, Y. and Takei, T., 1969, Effects of mechanical bond between fin and tube on heat transfer, *Refrigeration*, Vol. 41, No. 502, pp. 15-21.
  7. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Engineering*, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
  8. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculation for extended surface, *J of ASHRAE, Refrigerating Engineering*, Vol. 4, pp. 351-357.
  9. Kim, N. H. and Sim, Y. S., 2004, Reduction of the wet surface heat transfer coefficients from experimental data, *Int. J. of Air-Conditioning and Refrigeration Korea*, Vol. 12, pp. 37-39.
  10. Min, J. C. and Webb, R. L., 2001, Condensate formation and drainage on typical fin materials, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 25, pp. 101-111.
  11. Mochizuki, S., Yagi, Y. and Yang, W. J., 1988, Flow pattern and turbulence intensity in stacks of interrupted parallel surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 1, pp. 51-57.
  12. Wang, C. C., Lin, Y. T. and Lee, C. J., 2000, Heat momentum for compact louver fin-and-tube heat exchangers in wet condition, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 3443-3452.
  13. Wang, C. C., Webb, R. L. and Chi, K. Y., 2000, Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 21, pp. 218-226.
  14. Jeong, J. H., Chang, K. S., Kweon, Y. C., Lee, S. J. and Lee, M. K., 2002, Study on air-side heat transfer and pressure drop for fin-tube heat exchangers, *Proceeding of IMECE2002*, pp. IMECE2002-HT-34560.
  15. Sugawara, S. and Michiyoshi, I., 1965, Drop wise condensation, *Mem. Fac. Eng, Kyoto Univ.*, Vol. 18, pp. 84-111.
  16. ANSI/ASHRAE 41.2-87, 1987, Standard methods for laboratory air-flow measurement.
  17. ASHRAE 33-87, 1987, Method of testing forced circulation air cooling and air heating coils.
  18. Webb, R. L., 1994, *Principles of Enhanced Heat Transfer*, Wiley, New York, pp. 87-142.