

## 평판형 열교환기의 건표면, 습표면 열전달 및 압력손실에 관한 연구

민 창 근, 조 진 표, 오 왕 규, 김 내 현<sup>†</sup>

인천대학교 기계공학과

### Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Heat Exchangers Having Plain Fins Under Dry and Wet Conditions

Chang-Keun Min, Jin-Pyo Cho, Wang-Ku Oh, Nae-Hyun Kim<sup>†</sup>

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received November 12, 2003; revision received December 29, 2003)

**ABSTRACT:** In this study, dry and wet surface pressure drop and heat transfer characteristics of heat exchangers having plain fins were investigated. Nine samples having different fin pitches and rows were tested. The wet surface heat transfer coefficient was reduced from experimental data using enthalpy-potential method. The wet surface heat transfer coefficients were approximately equal to the dry surface values except for one row configuration. For one row configuration, the wet surface heat transfer coefficients were approximately 30% lower than the dry surface values. For the pressure drop, the wet surface yielded approximately 30% higher values compared with the dry surface counterpart. Data were compared with existing correlations.

**Key words:** Wet surface(습표면), Dry surface(건표면), Heat transfer coefficient(열전달계수), Plain fin(평판형), Heat exchanger(열교환기), Pressure drop(압력손실)

#### 기 호 설 명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $b$  : 포화공기 엔탈피-온도 곡선의 기울기  
[ $kJ/kgK$ ]  
 $c_p$  : 비열 [ $kJ/kgK$ ]  
 $D$  : 관 외경 [ $m$ ]  
 $D_h$  : 수력 직경 [ $m$ ]

$f$  : 마찰계수 [-]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $i$  : 엔탈피 [ $kJ/kg$ ]  
 $j$  : Colburn  $j$  인자 [-]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/mK$ ]  
 $Le$  : Lewis 수 [-]  
 $\dot{m}$  : 유량 [ $kg/s$ ]  
 $N$  : 열수 [-]  
NTU : 전달단위수 [-]  
 $P$  : 둘레 [ $m$ ]  
 $P_f$  : 흰 핏치 [ $m$ ]  
 $P_t$  : 흐름방향 튜브 핏치 [ $m$ ]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8420; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: knh0001@incheon.ac.kr

- Pr : Prandtl 수
- $P_t$  : 흐름에 직각방향 튜브 핏치 [m]
- $q$  : 전열량 [W]
- $r_c$  : 흰을 포함한 튜브 반경 [m]
- $Re_b$  :  $P_t$  기준 Reynolds 수(  $= (\rho V_{max} P_t) / \mu$  )
- $Re_D$  : 관외경 기준 Reynolds 수(  $= (\rho V_{max} D) / \mu$  )
- $R_{eq}$  : 환형관의 상당 직경 [m]
- $Re_s$  :  $P_f$  기준 Reynolds 수(  $= (\rho V_{max} P_f) / \mu$  )
- $S$  : 흰 간격 [m]
- $t$  : 두께 [m]
- $T$  : 온도 [K]
- $U$  : 총합 열전달계수 [W/mK]
- $V$  : 열교환기 내부에서 공기유속 [m/s]

**그리스 문자**

- $\Delta P$  : 압력손실 [Pa]
- $\mu$  : 동점성계수 [kg/ms]
- $\eta$  : 흰효율 [-]
- $\eta_o$  : 표면효율 [-]
- $\sigma$  : 축소계수 [-]

**하첨자**

- $a$  : 공기
- $c$  : 흰 칼라, 단면
- $d$  : 건표면
- $D$  : 관경, 확산
- $f$  : 흰
- $i$  : 관내측
- $m$  : 평균
- max : 최대
- $o$  : 관외측
- $r$  : 관내측
- $t$  : 관벽
- $w$  : 습표면, 물

**1. 서 론**

흰-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기 또는

응축기로 널리 사용된다. 열교환기가 응축기로 사용될 경우 흰 표면의 온도가 공기의 온도보다 높게 되고 이러한 경우 열교환기 해석 및 공기측 열전달계수 데이터 리덕션 방법은 잘 정립되어 있다. 열교환기가 증발기로 사용될 경우는 흰 표면의 온도가 입구 공기의 노점온도보다 낮게 되고 흰 표면에는 제습에 의한 액막이 형성된다. 이러한 습표면의 전열성능은 일반적으로 열 및 물질 전달 해석을 통한 현열 열전달계수로 평가한다. 그런데 데이터 리덕션시 습표면의 경우는 건표면과 달리 해석에 여러가지 가정이 포함되고 따라서 해석방법에 따라 최종 현열 열전달계수가 다른 값을 가질 수 있다.

최근에 Kim et al.<sup>(1)</sup>은 습표면 열전달계수 데이터 리덕션에 관한 연구를 수행하였다. 그들은 열 및 물질전달 모델로 단일 포텐셜 모델과 이중 포텐셜 모델을 비교하였는데, 단일 포텐셜 모델을 사용하면 상대습도에 무관한 열전달계수를 얻을 수 있음을 보고하였다. 단일 포텐셜 모델은 열 및 물질전달이 공기와 습표면의 엔탈피 차에 의하여 이루어진다고 가정한 모델로 미국냉동협회(ARI)에서 권장한 방법이다.<sup>(2)</sup> 이 방법에서는 현열 열전달계수가 총 전열량(현열과 잠열을 포함하는)으로부터 구해진다. 이중 포텐셜 모델은 McQuiston<sup>(3)</sup>에 의하여 제안되었는데 현열 전달은 온도차에 의하여, 잠열 전달은 습도차에 의하여 이루어진다고 가정하고 현열 전달량으로부터 현열 열전달계수를 구한다. Kim et al.<sup>(1)</sup>은 흰효율을 계산할 때도 공기와 흰 사이의 열전달이 엔탈피 차에 의하여 이루어진다고 가정한 엔탈피 모델을 사용할 것을 제안하였다. 그들은 엔탈피 모델을 사용하여 흰효율을 구하면 흰효율이 상대습도와 무관하게 일정한 반면, 습도 모델을 사용하면 흰효율값이 상대습도에 따라 달라진다고 보고하였다. 습도 모델은 공기와 흰 사이의 잠열해석시 온도와 습도와의 선형적 관계를 가정한 모델이다. 엔탈피 모델은 ARI에서 추천하는 모델이고, 습도 모델은 McQuiston<sup>(3)</sup>에 의해 제안된 이후 다수의 연구자들에 의해 개선되어 왔다.

습표면 현열 열전달계수( $h_w$ )와 건표면 열전달계수( $h_d$ )의 상대적 크기에 대해서는 기존 연구자들이 상이한 결과를 보고하고 있다. Table 1에 흰-관 열교환기의 습표면 열전달에 관한 기존 연구 결과들이 정리되어 있다. McQuiston<sup>(4)</sup>은 4열

Table 1 Previous studies on wet surface heat transfer of fin-and-tube heat exchangers

Investigators	Heat and mass transfer	Wet fin efficiency	Fin shape	Row	Fin pitch [mm]	Result
McQuiston <sup>(4)</sup>	Dual	Humidity	Plain	4	1.81~6.35	$h_d > h_w$ ( $P_f > 3.17$ mm) $h_d \cong h_w$ ( $P_f \leq 3.17$ mm)
Wang et al. <sup>(5)</sup>	Single	Enthalpy	Plain	2, 4, 6	1.82~3.2	$h_d \cong h_w$
Eckels and Rabas <sup>(6)</sup>	Single	Enthalpy	Wavy	3	1.97~3.13	$h_w > h_d$
Mirth et al. <sup>(7)</sup>	Single	Enthalpy	Wavy	4, 8	1.61~3.2	$h_d \cong h_w$
Hong and Webb <sup>(8)</sup>	Dual	Humidity	Wavy			
		(Wu & Bong modification)	Lanced Louver	2, 3	1.49~2.12	$h_d > h_w$
Kim et al. <sup>(9)</sup>	Single	Enthalpy	Wavy slit	2, 3	1.59~2.12	$h_d \cong h_w$

평판형 열교환기에 대한 습표면 실험에서 흰 핏치가 3.17 mm 이상인 경우  $h_d$ 가  $h_w$ 보다 크다고 보고하였다. 이보다 작은 경우는 두 값이 유사하였다. 이때 열 및 물질전달 모델에는 이중 포텐셜 모델이 사용되었고, 습표면 유효율의 계산에는 습도 모델이 사용되었다. Wang et al.<sup>(5)</sup>은 2열, 4열, 6열 평판형 열교환기에 대하여  $h_d$ 와  $h_w$ 가 유사하다고 보고하였는데 이 경우 열 및 물질전달 모델에는 단일 포텐셜 모델이, 유효율 계산에는 엔탈피 모델이 사용되었다. Table 1에는 웨이브핀에 대한 습표면 실험자료<sup>(6-9)</sup>도 나타나 있는데 각기 다른 경향을 보인다. 이러한 차이가 나는 한 이유로 데이터 리덕션시 사용된 열 및 물질전달과 유효율 모델이 서로 다른 것을 지적할 수 있다.

평판형의 전열성능을 예측할 수 있는 상관식도 다수 개발되었다. 건표면 상관식들로는 Wang et al.,<sup>(10)</sup> Kim et al.,<sup>(11)</sup> Gray and Webb<sup>(12)</sup>이 있다. 평판형 열교환기의 습표면 열전달계수 및 압력손실계수를 예측할 수 있는 상관식은 McQuiston<sup>(13)</sup>과 Wang et al.<sup>(14)</sup>에 의해 제안되었다.

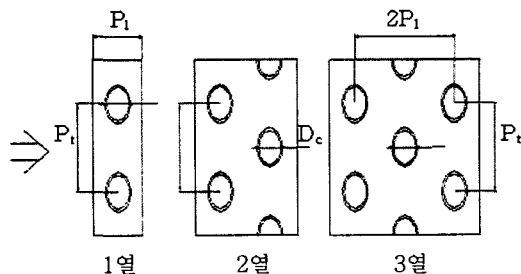


Fig. 1 Shape of the plain fin.

McQuiston<sup>(13)</sup>은 4열 열교환기에 대한 실험자료를 기초로 습표면의 형태(액막 또는 액적)에 따라서 다른 상관식을 제시하였다. Wang et al.<sup>(14)</sup>은 2, 4, 6열 열교환기에 대하여 실험을 수행하고 그 결과를 바탕으로 새로운 상관식을 제시하였다.

본 연구에서는 흰 핏치 및 열수가 다른 9종류 평판형 열교환기에 대하여 습표면 열전달 실험을 수행하고 습표면 열전달계수 및 압력손실계수를 도출하였다. 습표면 열전달계수 리덕션에는 Kim et al.<sup>(11)</sup>의 제안에 따라 열 및 물질전달에는 단일 포텐셜 모델을, 유효율 계산에는 엔탈피 모델을 사용하였다. 또한 건표면 실험도 수행하여 열전달계수의 상대적 크기를 비교하고 실험결과를 기존 상관식과도 비교하였다. Fig. 1에는 본 연구에서 실험된 평판형의 형상이 나타나 있다.

## 2. 실험장치 및 방법

열교환기 시료는 Table 2에 나타난 바와 같이 세 종류의 흰 핏치(1.21, 1.34, 1.49 mm)와 세 종류의 열수(1, 2, 3열) 총 9개로 구성된다. 모든 시료에서 관 외경은 7.3 mm,  $P_t$ 는 21.0 mm,  $P_f$ 은 12.5 mm로 균일하고, 시료의 높이는 252 mm, 너비는 400 mm이었다. 또한 흰 표면에는 제습성능을 향상시키기 위하여 비실리카 계열 친수코팅 처리를 하였다.

실험장치의 개략도는 Fig. 2에 나타나 있다. 본 실험에 사용된 실험장치는 흡입식 풍동으로 물순환 회로와 조절장치, 자료획득장치로 구성된다. 실험장치는 항온항습 챔버 내에 설치되어 시료 입구 측 온습도를 조절한다. 열교환기 입출구 온습도는

Table 2 Geometric details of heat exchanger samples

Sample No.	$D_c$ [mm]	Fin shape [mm]	$P_t$ [mm]	$P_l$ [mm]	$P_f$ [mm]	$t_f$ [mm]	$N$
1	7.3	plain	21	12.5	1.49	0.115	1
2	7.3	plain	21	12.5	1.34	0.115	1
3	7.3	plain	21	12.5	1.21	0.115	1
4	7.3	plain	21	12.5	1.49	0.115	2
5	7.3	plain	21	12.5	1.34	0.115	2
6	7.3	plain	21	12.5	1.21	0.115	2
7	7.3	plain	21	12.5	1.49	0.115	3
8	7.3	plain	21	12.5	1.34	0.115	3
9	7.3	plain	21	12.5	1.21	0.115	3

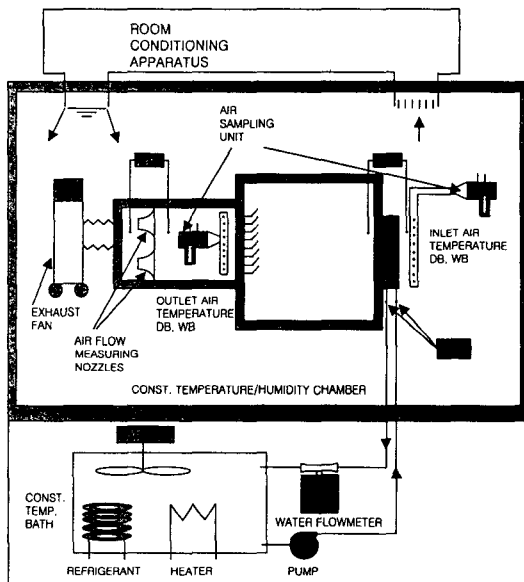


Fig. 2 Schematic drawing of the experimental setup.

ASHRAE Standard 41.1<sup>(15)</sup>에 규정된 샘플링 방법에 의하여 측정된다. 관내측 물의 온도와 유량은 챔버 외부에 설치된 환온조(5RT급)에서 조절된다. 물과 공기의 온도는 교정된 Pt-100Ω 센서로 측정하는데 온도계의 정밀도는 ±0.1℃이다. 물측 유량은 0.0015 L/s의 질량유량계로 측정된다. 열교환기 시료의 압력손실은 교정된 차압계로 측정한다.

공기측 풍량은 ASHRAE Standard 41.2<sup>(16)</sup>에 규정된 노즐 차압을 이용하여 측정한다. 노즐 차압계의 정도는 ±1 Pa이다. 실험중 물의 입구온도는 6℃(건표면 실험시는 60℃)로 유지하였고 챔버

Table 3 Experimental errors

Parameter	Max uncertainties (at $Re_{Dc}=3000$ )
Temperature	±1℃
Differential pressure	±1 Pa
Water flow rate	±1.5×10 <sup>-6</sup> m <sup>3</sup> /s
$Re_{Dc}$	±2%
$f$	±10%
$j$	±12%

의 온습도는 27℃, 60% RH(건표면 실험시는 21℃, 50% RH)로 유지하였다. 열교환기의 전방풍속은 0.3 m/s에서 3.5 m/s로 14구간으로 나누어서 측정하였다. 실험중 공기와 물측 열평형은 풍속이 작을수록 증가하였는데 최대 ±5% 이내에서 일치하였다. 실험중 계측기로부터의 신호는 자료획득장치(하이브리드 레코더)에서 처리되고 추후 계산을 위하여 PC에 저장되었다. ASHRAE Standard 41.5<sup>(17)</sup>에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과가 Table 3에 나타나 있다. 마찰계수의 오차는 주로 차압계(±10%)에 의한 것이었고, 열전달계수의 오차는 주로 관내측 상관식의 오차(±10%)에 기인하였다. 실험오차는 공기측 Reynolds 수가 감소할수록 증가하였다.

### 3. 자료처리

#### 3.1 건표면

본 연구에 사용된 대향직교류 열교환기의 경우

공기측 열전달계수는 다음과 같이 구한다.<sup>(18)</sup>

$$UA = \{(\dot{m}c_p)_{air} NTU_2\} \quad (1)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1-K) \quad (2)$$

여기서  $K$ 는 열수에 따라 아래 식으로 구해진다.

$$2\text{열} : \frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp(2KR) = \frac{1}{1-RP} \quad (3)$$

$$3\text{열} : K \left[1 - \frac{K}{4} - RK \left(1 - \frac{K}{2}\right)\right] \exp(KR) + \left[\left(1 - \frac{K}{2}\right)\right]^2 \exp(3KR) = \frac{1}{1-RP} \quad (4)$$

$$R = \frac{T_{r,in} - T_{r,out}}{T_{air,in} - T_{air,out}} \quad (5)$$

$$P = \frac{T_{air,out} - T_{air,in}}{T_{r,in} - T_{air,out}} \quad (6)$$

1열 열교환기의 경우 직교류의  $\epsilon$ -NTU 관계식을 사용한다.  $UA$ 가 구해지면 공기측 열전달계수는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_t} \quad (7)$$

관내측에는 평활관이 사용되었는데 Gnielinski<sup>(19)</sup> 식을 사용하여  $h_i$ 를 구한다. 식(7)의  $\eta_o$ 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (8)$$

원효율은 Schmidt 식<sup>(20)</sup>을 사용하였다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (10)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r_c}\right)\right] \quad (11)$$

1열 :

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.28 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.2\right)^{0.5} \quad (12)$$

2열 이상 :

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27 \frac{P_t}{r_c} \left(\frac{\sqrt{(P_t/2)^2 + P_t^2}}{P_t} - 0.3\right)^{0.5} \quad (13)$$

열전달계수는 관례상  $j$ 인자로 나타낸다.

$$Re_D = \frac{\rho_a V_{max} D}{\mu_a} \quad (14)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (15)$$

마찰계수는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[ \frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) \right] \quad (16)$$

### 3.2 습표면

습표면의 열전달계수 데이터 리덕션에 대해서는 Kim et al.<sup>(1)</sup>의 논문에 상세히 기술되어 있으므로 여기서는 개략적인 설명을 한다. 습표면의 경우 열전달이 엔탈피 차에 의해 이루어질 경우 온도차에 의해 열전달이 일어나는 건표면과는 다르게  $\epsilon$ 과 NTU를 정의할 필요가 있다. 습표면 해석시  $\epsilon$ 과 NTU 정의는 Kim et al.<sup>(1)</sup>의 논문에 상세히 기술되어 있다. 대향직교류형 열교환기의 경우 건표면과 마찬가지로 Taborek<sup>(18)</sup>의 식을 사용하여 열교환기를 해석할 수 있으나 이때 새롭게 정의된  $\epsilon$ 과 NTU를 사용해야 한다.

$$UA = \dot{m}_a NTU \quad (17)$$

$$NTU_2 = -2 \ln(1-K) \quad (18)$$

$K$ 에 관한 식은 건표면의 경우 식(3), (4)와 같다. 하지만  $R$ 과  $P$ 는 온도 대신 엔탈피를 사용하여야 한다.

$$R = \frac{i_{r,in} - i_{r,out}}{i_{a,out} - i_{a,in}} \quad (19)$$

$$P = \frac{i_{a,out} - i_{a,in}}{i_{r,in} - i_{a,in}} \quad (20)$$

위 식에서  $i_r$ 은 관내측 물온도에서의 포화 습공기의 엔탈피이다.  $UA$ 가 구해지면 공기측 열전달 계수는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_i A_i} - \frac{b_i t}{k A_t} \quad (21)$$

여기서  $b_r, b_i, b_{w,m}$ 은 포화공기의 엔탈피-온도곡선의 구배로 각각 평균 물온도, 평균 관벽온도, 평균 액막온도에서의 값이다. 습표면의 환효율은 다음과 같이 구한다.

$$\phi = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (22)$$

$$m^2 = \frac{h_{eff} P}{k_f A_c} \cong \frac{2h_{eff}}{k_f t} \quad (23)$$

$$h_{eff} \cong \frac{hm'}{c_{p,m}} \quad (24)$$

$$m' \equiv \left[ \frac{di}{dT} \right]_{T_{i,m}} \quad (25)$$

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 건표면

Fig. 3~5에 건표면의  $j$ 와  $f$  인자가 나타나 있다. 각각의 그림에서 흰 핏치의 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있다. 열 수가 증가할수록 흰 핏치의 영향이 다소 나타나는데 3열의 경우 낮은 Reynolds 수에서 흰 핏치가 커지면 열전달계수가 다소 증가함을 보인다. 흰-관 열교환기에서는 흰 핏치가 열전달계수나 압력손실계수에 미치는 영향은 크지 않음을 여러 연구자에 의해 보고되었다.<sup>(5,21)</sup> 본 실험에서 3열의 경우 낮은 Reynolds 수에서 흰 핏치의 영향이 나타나는 이유는 명확치 않다.

Fig. 6에는 흰 핏치 1.34 mm에서 열별 열전달 계수가 비교되어 있다. 이 그림은 열수가 감소할수록 열전달계수가 크나 그 차이는 Reynolds 수가 증가하면 작아짐을 보인다. 마찰계수도 열수가 감소할수록 증가하는 경향을 보인다. 이는 흰-관

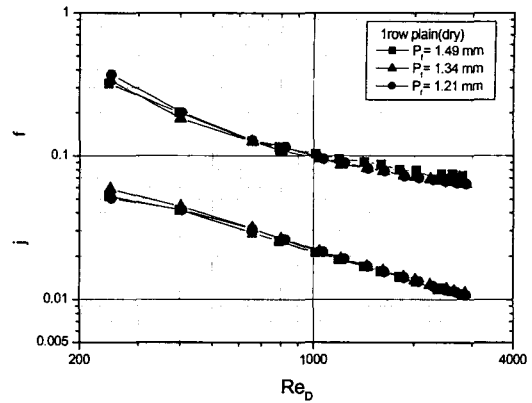


Fig. 3 Effect of fin pitch on the 1 row dry surface  $j$  and  $f$  factor.

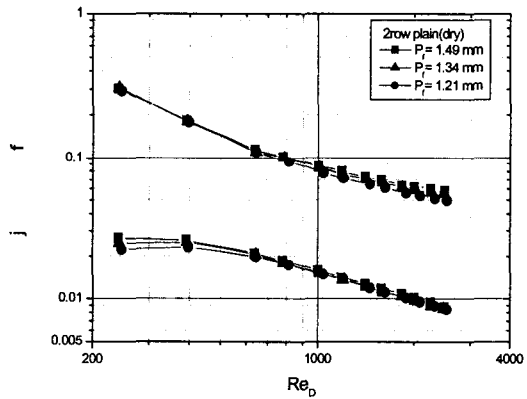


Fig. 4 Effect of fin pitch on the 2 row dry surface  $j$  and  $f$  factor.

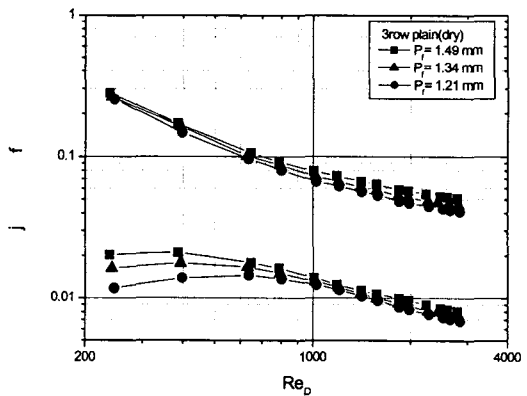


Fig. 5 Effect of fin pitch on the 3 row dry surface  $j$  and  $f$  factor.

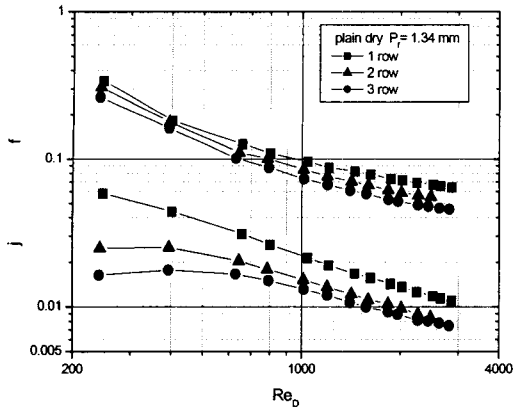


Fig. 6 Effect of tube row on the dry surface  $j$  and  $f$  factors for 1.34 mm fin pitch.

열교환기의 일반적 경향으로<sup>(5,21)</sup> 열수가 작을수록 환에서 경계층이 얇게 형성되기 때문으로 이해할 수 있다. 이러한 경향은 다른 환 핏치에 대한 실험에서도 동일하게 나타났다.

4.2 습표면

Fig. 7~9에는 평판환의 습표면 열전달계수와 압력손실계수가 나타나 있다. 건표면과 마찬가지로 환 핏치의 영향은 거의 없음을 보인다. Fig. 10에는 환 핏치 1.34 mm에서 열별  $j$ 와  $f$  인자가 나타나 있다. 이 그림은 열수가 적을수록  $j$ 와  $f$  인자가 증가함을 보인다. 또한 높은 Reynolds 수에서 열별 열전달계수는 서로 근접함을 보인다.

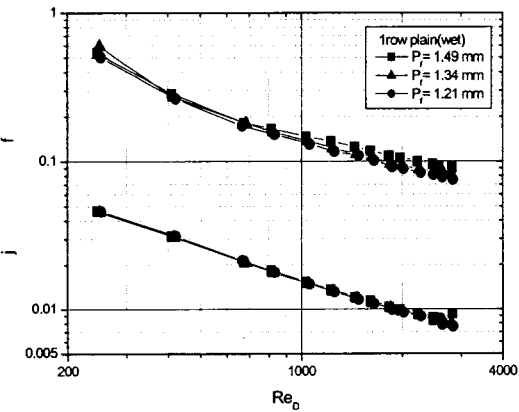


Fig. 7 Effect of fin pitch on the 1 row wet surface  $j$  and  $f$  factor.

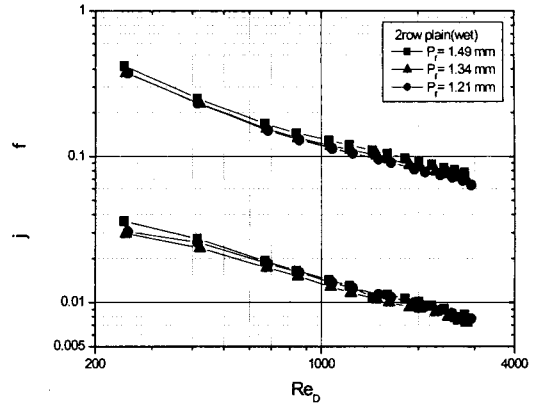


Fig. 8 Effect of fin pitch on the 2 row wet surface  $j$  and  $f$  factor.

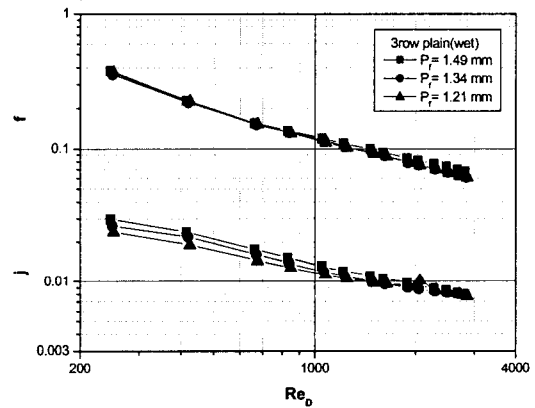


Fig. 9 Effect of fin pitch on the 3 row wet surface  $j$  and  $f$  factor.

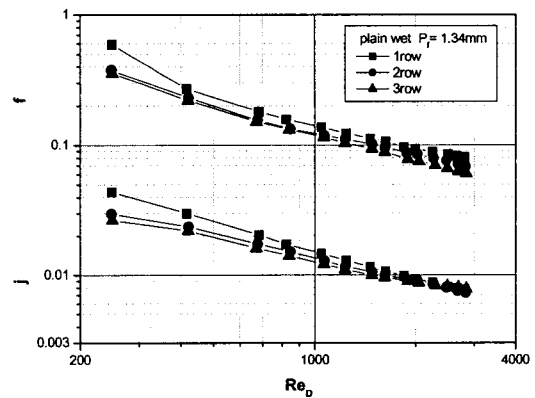


Fig. 10 Effect of tube row on the wet surface  $j$  and  $f$  factors for 1.34 mm fin pitch.

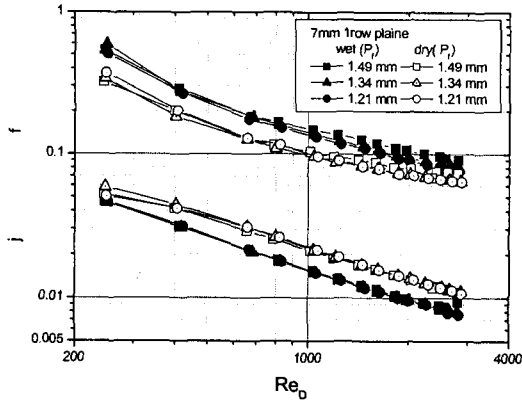


Fig. 11 Effect of fin pitch on the dry and wet surface  $j$  and  $f$  factor.

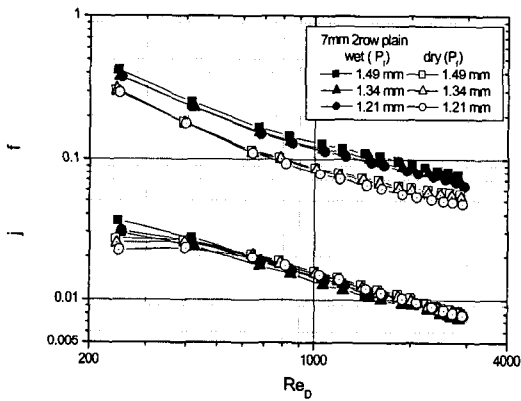


Fig. 12 Effect of fin pitch on the dry and wet surface  $j$  and  $f$  factor.

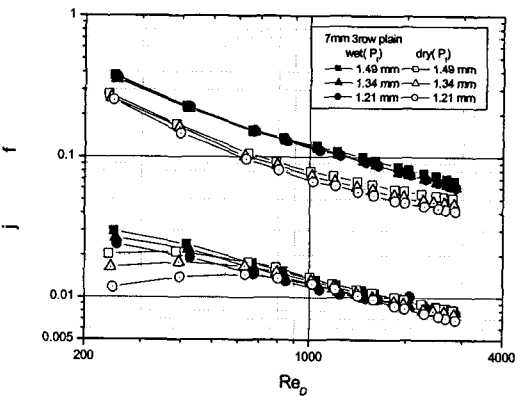


Fig. 13 Effect of fin pitch on the dry and wet surface  $j$  and  $f$  factor.

이는 건표면과 동일한 경향이다. Fig. 11~13에는 건표면 열전달계수와 비교한 값들이 나타나 있다. 1열의 경우 건표면보다 30% 정도 낮고 2열, 3열로 갈수록 건표면과 유사한 값을 보인다. 압력손실은 습표면에서 약 30% 증가하였다.

평판형의 습표면 실험은 그간 여러 연구자들에 의해 수행되었다. McQuiston<sup>(4)</sup>은 4열 열교환기에 대한 실험에서 흰 핏치가 증가할수록 열전달계수는 감소함을 보고하였다. 예를 들어 흰 핏치 6.4 mm인 경우는 습표면 열전달계수가 건표면보다 더 크고 2.5 mm에서는 경향이 역전됨을 보고하였다. Eckels and Rabas<sup>(6)</sup>는 3열 평판형에 대한 습표면 실험에서 열전달계수와 압력손실계수 모두 습표면에서 더 큼을 보고하였다. Idem et al.<sup>(23)</sup>은 4열 원형형에 대한 습표면 실험을 통하여 역시 습표면의 열전달계수가 더 크다고 보고하였다. Wang et al.<sup>(5)</sup>은 2, 4, 6열의 평판형에 대한 습표면 실험을 통하여 흰 핏치의 영향은 미미하고 열전달계수의 열수의 영향은 건표면보다 약하다고 보고하였는데 이는 본 실험의 결과와 잘 일치하는 경향이다. 또한 그들은 건표면 열전달계수와 습표면의 값이 거의 유사함을 보고하였는데 이 또한 본 실험의 결과와 일치하고 있다. 이는 Table 1에 나타나 있듯이 Wang et al.<sup>(5)</sup>의 습표면 자료처리방법과 본 연구에서 사용한 방법이 동일하기 때문으로 사료된다.

본 실험결과의 특이점은 건표면에서 특징적으로 나타나는 낮은 Reynolds 수에서  $j$  인자가 감소하는 현상이 습표면에서는 나타나지 않는다는 것이다. 습표면의  $j$  인자는 Reynolds 수가 감소할수록 증가함을 보인다. Wang et al.<sup>(5)</sup>도 유사한 현상을 보고하였는데 그들은 습표면에서는 튜브에 액적이 매달리게 되고 이 액적들이 원판 하류의 vortex를 교란시키기 때문에 열전달계수 감소 현상이 나타나지 않는다고 설명한 바 있다.

### 4.3 상관식과 비교

본 연구의 실험결과를 기존 상관식들과 비교하였다. 건표면 자료는 Gray and Webb,<sup>(12)</sup> Kim et al.,<sup>(11)</sup> Wang et al.<sup>(10)</sup>과 비교하였고, 습표면 자료는 McQuiston,<sup>(13)</sup> Wang et al.<sup>(14)</sup>과 비교하였다. 각 상관식은 Table 4와 Table 5에 정리되어 있다. Fig. 14에 건표면 실험자료와 상관식에 의한



Table 4 Dry surface heat transfer and pressure drop correlations for plain fin-tube heat exchangers

Dry surface	Wang et al. <sup>(10)</sup>	$N = 1 \quad j = 0.108 \text{Re}_D^{-0.29} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{P_1} \left(\frac{P_f}{D}\right)^{-1.084} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{-0.786} \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{P_2}$ $P_1 = 1.9 - 0.23 \ln(\text{Re}_D)$ $P_2 = -0.236 + 0.126 \ln(\text{Re}_D)$ $N \geq 2 \quad j = 0.086 \text{Re}_D^{P_3} N^{P_4} \left(\frac{P_t}{D}\right)^{P_5} \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{P_6} \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{-0.93}$ $P_3 = -0.361 - \frac{0.042N}{\ln(\text{Re}_D)} + 0.158 \ln \left[ N \left(\frac{P_f}{D}\right)^{0.41} \right]$ $P_4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{1.42}}{\ln(\text{Re}_D)}$ $P_5 = -0.083 + \frac{0.058N}{\ln(\text{Re}_D)}$ $P_6 = -5.735 + 1.21 \ln \left(\frac{\text{Re}_D}{N}\right)$ $f = 0.0267 \text{Re}_D^{F_1} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{F_2} \left(\frac{P_f}{D}\right)^{F_3}$ $F_1 = -0.764 + 0.739 \frac{P_t}{P_l} + 0.177 \frac{P_f}{D} - \frac{0.00758}{N}$ $F_2 = -14.689 + \frac{64.021}{\ln(\text{Re}_D)}$ $F_3 = 1.696 - \frac{15.696}{\ln(\text{Re}_D)}$
	Kim et al. <sup>(11)</sup>	$N \geq 3 \quad j_3 = 0.163 \text{Re}_D^{-0.369} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{0.106} \left(\frac{S}{D}\right)^{0.0138} \left(\frac{P_t}{D}\right)^{0.13}$ $N = 1, 2 \quad j = 1.043 j_3 \left[ \text{Re}_D^{-0.14} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.564} \left(\frac{S}{D}\right)^{-0.123} \left(\frac{P_t}{D}\right)^{1.17} \right]^{(3-N)}$ $f = f_f \frac{A_f}{A} + f_t \left(1 - \frac{A_f}{A}\right) \left(1 - \frac{t}{P_f}\right)$ $f_f = 1.455 \text{Re}_D^{-0.656} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.347} \left(\frac{S}{D}\right)^{-0.134} \left(\frac{P_t}{D}\right)^{1.23}$ $f_t = \frac{4}{\pi} \left(0.25 + \frac{0.118}{(P_t/D - 1)^{1.08}} \text{Re}_D^{-0.16}\right) \left(\frac{P_t}{D} - 1\right)$
	Gray and Webb <sup>(12)</sup>	$N \geq 4 \quad j_4 = 0.14 \text{Re}^{-0.328} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0.502} \left(\frac{S}{D}\right)^{0.0312}$ $N < 4 \quad j = 0.991 j_4 \left[ 2.24 \text{Re}^{-0.092} \left(\frac{N}{4}\right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)}$ $f : \text{same as Kim et al. except}$ $f_f = 0.508 \text{Re}^{-0.521} \left(\frac{P_t}{D}\right)^{1.318}$

Table 5 Wet surface heat transfer and pressure drop correlations for plain fin-tube heat exchangers

Wet surface	McQuiston <sup>(13)</sup>	$J_d = \left[ \frac{1 - 1280 N Re_b^{-1.2}}{1 - 5120 Re_b^{-1.2}} \right] (0.0014 + 0.2618 Re_D^{-0.4} \epsilon^{-0.15})$ $j = j_d (0.84 + 4.0 \times 10^{-5} Re_s^{1.25})$ $f_d = 4.904 \times 10^{-3} + 1.382 Re_D^{-0.5} \left( \frac{D}{D^*} \right)^{0.5} \left( \frac{P_t - D}{4S} \right)^{-0.8} \left( \frac{P_t}{D^*} - 1 \right)^{-1.0}$ $D^* = \frac{D\epsilon}{1 + \frac{P_t - D}{P_f}}, \quad \epsilon = \frac{A}{A_t}$ $f = f_d (1 + Re_s^{-0.4}) \left( \frac{P_f}{S} \right)^{1.5}$
	Wang et al. <sup>(14)</sup>	$j = 0.4 Re_D^{(-0.4680 + 0.04076N)} \epsilon^{0.159} N^{-1.261}$ $f = 28.209 Re_D^{-0.5653} N^{-0.1026} \left( \frac{P_f}{D} \right)^{-1.3405} \epsilon^{-1.3343}$

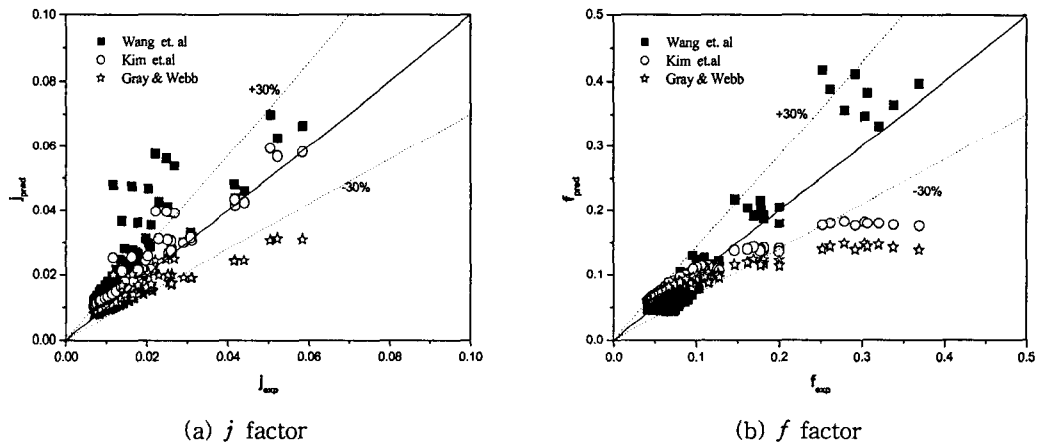


Fig. 14 The present dry surface *j* and *f* data compared with existing correlations.

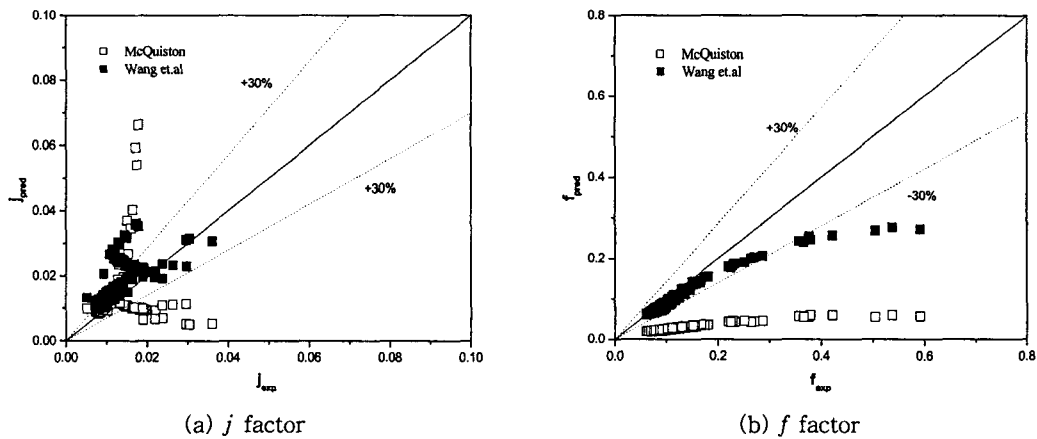


Fig. 15 The present wet surface *j* and *f* data compared with existing correlations.

예측치를 비교하였는데  $j$  인자는 Kim et al.<sup>(11)</sup>의 상관식이 가장 잘 예측함을 보여준다. Wang et al.<sup>(10)</sup>의 상관식은 실험자료를 과대예측하고, Gray and Webb<sup>(12)</sup> 상관식은 과소예측한다. 마찰계수는 Wang et al.<sup>(10)</sup>의 상관식이 가장 잘 예측함을 보여준다. Kim et al.<sup>(11)</sup>과 Wang et al.<sup>(10)</sup>의 상관식은  $f$ 값이 큰 경우 다소 과소예측함을 알 수 있다. Fig. 15에는 습표면 실험자료와 상관식의 예측치가 비교되어 있다. Wang et al.<sup>(14)</sup>의 상관식은  $j$ 와  $f$  인자를 적절히 예측하는 반면 McQuiston<sup>(13)</sup> 상관식은  $j$ 와  $f$  인자 과대 또는 과소 예측한다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 세 종류의 흰 핏치(1.21, 1.34, 1.49 mm)와 세 종류의 열수(1, 2, 3열) 총 9개 평판형 열교환기 시료에 대하여 건표면 및 습표면 열전달 및 압력손실 실험을 수행하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 습표면의 열전달계수값은 건표면과 마찬가지로 흰 핏치의 영향이 거의 없다.
- (2) 습표면의 열별 열전달계수와 마찰계수는 열수가 커질수록 감소한다.
- (3) 습표면의 경우 작은 열수에서는 열전달계수가 건표면보다 다소 작으나 열수가 증가할수록 건표면의 값에 접근하였다.
- (4) 건표면에서 나타나는 낮은 Reynolds 수에서 열전달계수가 감소하는 현상이 습표면에서는 나타나지 않았다.
- (5) 습표면의 압력손실은 건표면보다 30% 가량 증가하였다.
- (6) 건표면 열전달계수는 Kim et al.<sup>(11)</sup>의 상관식이, 습표면 열전달계수는 Wang et al.<sup>(14)</sup>의 상관식이 가장 잘 예측한다.

## 참고문헌

1. Kim, N.-H., Oh, W.-K., Cho, J.-P., Park, W.-Y. and Baek, Y., 2003, Data reduction on the air-side heat transfer coefficients of heat exchangers under dehumidifying conditions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 15, No. 1, pp. 73-85.
2. ARI 410-81, Standard for forced-circulation air-cooling and air-heating coils, American Refrigeration Institute.
3. McQuiston, F. C., 1975, Fin efficiency with combined heat and mass transfer, ASHRAE Trans., Vol. 81, No. 1, pp. 350-355.
4. McQuiston, F. C., 1978, Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube surfaces, ASHRAE Trans., Vol. 84, Part 1, pp. 266-293.
5. Wang, C.-C., Hsieh, Y.-C. and Lin, Y.-T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.
6. Eckels, P. W. and Rabas, T. J., 1987, Dehumidification: on the correlation of wet and dry transport process in plate finned-tube heat exchangers, J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 575-582.
7. Mirth, D. R., Ramadhyani, S. and Hittle, D. C., 1993, Thermal performance of chilled water cooling coils at low water velocities, ASHRAE Trans., Vol. 99, Pt. 1, pp. 43-53.
8. Hong, K. and Webb, R. L., 1999, Performance of dehumidifying heat exchangers with and without wetting coatings, J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 1018-1026.
9. Kim, N.-H., Kim, J.-S., Yun, J.-H., Peck, J.-H., Lee, S.-K., Nam, S.-B. and Kwon, H.-J., 1997, Wet surface performance test of fin-and-tube heat exchangers with slit-wavy fin, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 9, No. 2, pp. 153-162.
10. 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.
11. Kim, N.-H., Youn, B. and Webb, R. L., 1999, Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube heat exchangers with staggered tube arrangements, J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 662-667.
12. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, Heat

- transfer and friction correlations for plate fin-and-tube heat exchangers having plain fins, Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, Taylor & Francis, London, San Francisco, pp. 2745-2750.
13. McQuiston, F. C., 1978, Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes, ASHRAE Transactions, Part 1, Vol. 84, pp. 294-309.
  14. Wang, C.-C., Hsieh, Y.-C. and Lin, Y.-T., 1997, Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions, J. of Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117.
  15. ASHRAE Standard 41.1, 1986, Standard method for temperature measurement, ASHRAE.
  16. ASHRAE Standard 41.2, 1986, Standard method for laboratory air-flow measurement, ASHRAE.
  17. ASHRAE Standard 41.5, 1986, Standard measurement guide, engineering analysis of experimental data, ASHRAE.
  18. Taborek, J., 1998, F and  $\theta$  charts for cross-flow arrangements, in Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Eds., S. Kakac, A. E. Bergles, F. Mayinger and H. Yuncu, Kluwer Academic Press, pp. 141-162.
  19. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe flows, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
  20. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. ASRE, Refrigeration Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
  21. Rich, D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Transactions, Part 2, Vol. 79, pp. 137-145.
  22. Rich, D. G., 1975, The effect of number of tube rows on the heat transfer performance of smooth plate-fin-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 81, Part 1, pp. 307-317.
  23. Idem, S. A., Jacobi, A. M. and Goldschmidt, V. W., 1990, Heat transfer characterization of a finned-tube heat exchanger (with and without condensation), Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 64-70.