

물결형 슬릿핀이 장착된 핀-관 열교환기의 습표면 성능 실험

Wet surface performance test of fin-tube heat exchangers with slit-wavy fin

김 내 현*, 김 정 식*, 조 진 표*, 윤 재 호**, 백 종 현**, 이 순 구***, 남 승 백***, 권 형 진***
N. H. Kim, J. S. Kim, J. P. Cho, J. H. Yun, J. H. Peck, S. G. Lee, S. B. Nam, H. J. Kwon

Key words : Wet surface(습표면), Slit-wavy fin(물결형 슬릿핀), Heat transfer coefficient(열전달계수), Friction factor(마찰계수)

Abstract

In this study, the wet surface heat transfer coefficients and friction factors of the heat exchanger with slit-wavy fin were measured. Four sample cores of two or three row with fins of 12 fpi or 16 fpi were tested. Tests were conducted in a closed loop wind tunnel, where the heat exchanger was mounted at 45 degree inclination angle. The wet surface heat transfer coefficient was reduced following the procedure given in ARI 420-81. During the course, new definitions of the ϵ -NTU applicable to enthalpy driving system were introduced. The wet surface heat transfer coefficients were approximately equal to the dry surface values. However, the friction factors were approximately 120% to 170% higher than those of the dry surface. Both the heat transfer coefficient and the friction factor of the wet surface increased as the relative humidity increased, fin pitch decreased, and the number of row decreased, although the difference was not large.

기 호 설 명

A : 열전달면적 [m^2]
A_c : 최소유동면적 [m^2]
C : 열용량 [W/K]
C_p : 비열 [J/kg K]
C_{pm} : 습공기비열 [J/kg K]

D : 관외경 [m]
d_i : 관내경 [m]
f : 마찰계수
G : 질량유속 [kg/m² s]
h : 열전달계수 [W/m² K]
i : 엔탈피 [J/kg]
j : Colburn j인자
k : 열전도도 [W/m K]
 \dot{m} : 유량 [kg/s]
m'' : 포화엔탈피선의 구배 [J/kg K]
N : 관열수

* 정회원, 인천대학교 기계공학과
** 정회원, 생산기술연구원
*** 신성이엔지

- p_a : 핀의 골 깊이[m]
 P_f : 핀 피치[m]
 P_l : 흐름방향 관피치[m]
 Pr : Prandtl수
 P_r : 흐름과 직각방향 관피치[m]
 ΔP : 압력손실[Pa]
 Q : 열전달량[W]
 R : 열저항[m² K/W]
 Re_i : 관내측 Reynolds 수
 Re_o : 공기측 Reynolds 수[$=\frac{G_{max} D}{\mu}$]
 t : 핀의 두께[m]
 T : 온도[°C]
 U : 총합열전달계수[W/m² K]
 x_f : 핀 물결핏치의 절반값[m]

그리스문자

- η_f : 핀효율
 η_w : 습표면효율
 ϕ : 상대습도
 ρ : 밀도[kg/m³]
 σ : 유로축소비
 θ : 핀의 절곡각[deg]

하 첨 자

- a : 공기
 c : 저온측
 f : 핀
 h : 고온측
 i : 관내측 또는 입구측
 m : 평균
 max : 최대
 min : 최소
 o : 공기측 또는 출구측
 r : 물측 또는 냉매측
 s : 응축액막
 t : 관측
 T : 총합
 w : 습표면

1. 개 요

핀-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기와 응축기로 널리 사용되고 있다. 핀-관 열교환기는 관 내로 냉매가 흐르고 관 외측의 핀 사이로는 공기가 흐르는데 공기 측의 열전달계수는 냉매 측에 비하여 매우 작으므로(냉매 측의 5~20%) 공기 측의 전열 성능을 향상시켜야 한다. 핀 사이의 유동은 수력학적 기준 Reynolds 수로 대략 500에서 1500사이로 층류의 유동 특성을 지니는데 이 경우 전열 촉진 방안으로 유로 형상을 파형으로 만든 파형핀이나 핀을 유동과 직각인 방향으로 절개한 슬릿핀이 주로 사용된다. 파형핀은 유동 방향을 주기적으로 변화시켜 이차유동을 유발하고 경계층을 박리 시킴으로 유체 혼합효과를 발생시킨다. 슬릿핀은 경계층 발달을 단속하여 핀 표면에 전반적으로 얇은 경계층을 유지함으로써 열전달을 증진시킨다. 공기측 전열성능을 높이기 위해서는 핀밀도도 증가시킬 필요가 있다.

최근들어 물결형 슬릿핀이 널리 사용되고 있다. 이 핀의 형상은 Fig.1에 보여지는데 물결형 핀 표면에 슬릿이 가공된 형상을 하고 있다. 이 핀이 부착된 열교환기의 건표면 전열 성능은 Kim 등¹⁾이 실험하였는데 평판 핀에 비하여 63~102% 증가된 전열성능을, 80%~109% 증가된 압력손실을 보여주었다. 또한 동일한 형상의 슬릿이 없는 물결형 핀과 비교하였을 때 전열 성능 및 압력손실 계수가 모두 증가한다고 보고하였다.

핀-관 열교환기의 습표면 전열 성능에 대해서는 그 간 많은 연구가 수행되어 왔다. 평판 핀의 경우 액막이 표면 조도 역할을 하여 일반적으로 건표면보다 열전달계수가 증가하는 것으로 알려져 있으나^(2,3) 핀 밀도가 큰 경우 감소하기도 한다^(4,5). 슬릿핀이나 물결형 핀의 경우는 건표면 성능과 유사한 것으로 알려져 있다.^(6,7) 고성능 핀의 경우 핀 표면의 난류 강도가 이미 크기 때문에 액막에 의한 전열증진 효과는 미미한 것으로 사료된다. 고성능 핀이 제 성능을 발휘하려면 핀 표면에 형성된 응축액이 적절히 제거되어야 한다. 슬릿 핀 같은 경우 응축액이 적절히 제거되지 못하면 액막이 핀과 슬릿 사

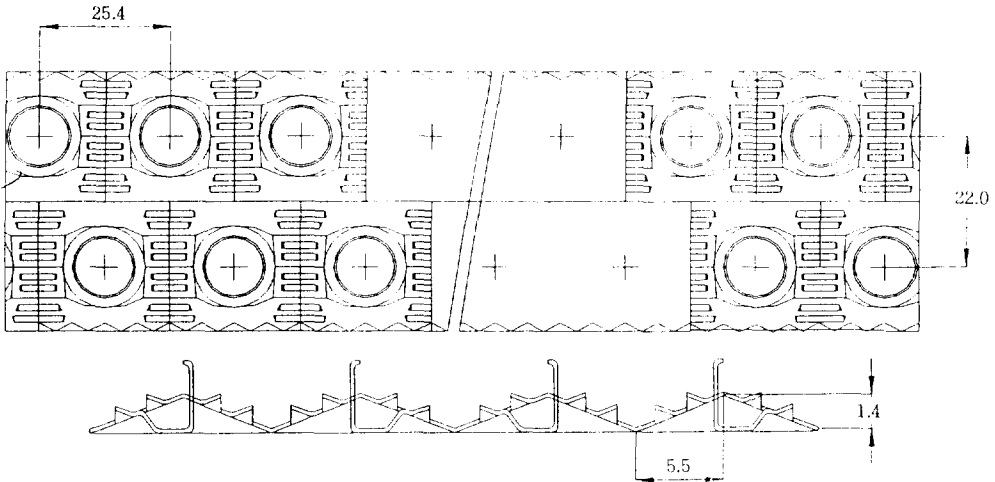


Fig.1 Slit-wavy fin configuration

Table 1 Geometric dimensions of the sample slit-wavy fin heat-exchanger

Sample No	In-line or Staggered	P_t (mm)	P_r (mm)	D (mm)	P_f (mm)	x_f (mm)	P_a (mm)	N
# 1	S	25.4	22.0	10.3	2.12	5.5	1.4	2
# 2	S	25.4	22.0	10.3	1.59	5.5	1.4	2
# 3	S	25.4	22.0	10.3	2.12	5.5	1.4	3
# 4	S	25.4	22.0	10.3	1.59	5.5	1.4	3

이에 위치하여 유동을 방해하고 전열 성능을 감소시킬 것이다. 습표면의 압력손실은 건표면에 비하여 월등히 증가하는 것으로 알려져 있다.^(4,6)

본 연구에서는 불결형 슬릿핀이 부착된 핀-관 열교환기의 습표면 열전달 및 압력손실계수를 측정하였다. 또한 이 결과를 건표면 자료⁽¹⁾와 비교하였다. 불결형 슬릿핀은 핀-관 열교환기에 널리 사용되지만 이에 대한 습표면 실험자료는 전무한 실정이다. Table 1에 본 연구에서 실험한 열교환기의 제원이 보여진다. 시험된 열교환기는 2 열과 3 열, 핀 피치 1.59mm(16fpi)와 2.12mm(12fpi)의 네 종류이다.

2. 습표면 열전달계수 결정

핀-관 열교환기에서 공기측 열전달계수를 직접 측정하기는 매우 어렵다. 따라서 건표면의 경우는

측정이 용이한 총합열전달계수로부터 관 내측 열전달계수, 관벽 저항 등을 빼어 공기측 열전달계수를 구하는 것이 일반적 과정이다. 습표면에서의 열전달은 Fig.2에 개략적으로 보이듯이 공기로부터 습표면으로, 습표면에서 핀을 통하여 관내의 냉각수로 일어난다. 공기로부터 습표면으로 열전달은 공기와 습표면의 엔탈피 차에 의하여 구동되고 습표면에서 냉각수까지의 열전달은 습표면과 냉각수의 온도차에 의하여 구동되므로 건표면에서 사용되는 총합열전달계수의 개념이 적용되기는 힘들고 엔탈피차나 온도차 중의 하나를 사용하여 신열량을 계산하여야 한다. 이를 위해서는 엔탈피차와 온도차의 경계가 되는 습표면의 상태(온도와 엔탈피)를 알아야 하는데 그 상태를 구하는 절차는 ARI Standard 410~81⁹⁾에 자세히 기술되어 있다. 개략적인 절차는 다음과 같다.

Fig.2의 습표면에서 전열량 dq 는 식 (1)과 같이

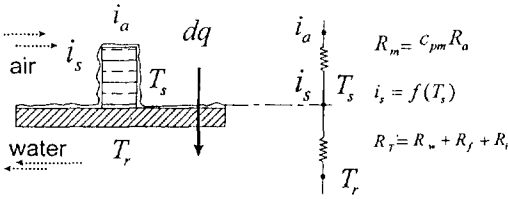


Fig.2 Heat transfer from air to water through wet surface

표현된다.

$$dq = \frac{i_a - i_s}{C_{pm} R_a} = \frac{T_s - T_r}{R_w + R_f + R_i} \quad (1)$$

또는

$$\frac{R_w + R_f + R_i}{C_{pm} R_a} = \frac{T_s - T_r}{i_a - i_s} \quad (2)$$

$$i_s = \text{func}(T_s) \quad (3)$$

여기서 i_a 는 공기의 엔탈피, i_s 는 습표면 포화공기 엔탈피, c_{pm} 은 습공기의 비열, T_s 는 습표면의 포화 온도, T_r 은 냉각수의 온도이고, R_w 는 벽면저항, R_f 는 핀저항, R_i 는 관 내측 저항, R_a 는 공기측 저항으로 아래 식들로 표현된다. 식 (3)은 습표면의 포화온도와 포화 엔탈피의 관계식으로 습공기 선도로부터 구해진다.⁽⁹⁾ 습표면의 온도와 엔탈피는 식 (2)와 (3)을 연립하여 풀면 구할 수 있다.

$$R_a = \frac{1}{h_w A_o} \quad (4)$$

$$R_f = \frac{1 - \eta_w}{\eta_w} \frac{1}{h_{eff} A_o} \quad (5)$$

$$R_i = \frac{1}{h_i A_i} \quad (6)$$

$$h_{eff} = \frac{m'' h_w}{C_{pm}} \quad (7)$$

여기서 h_w 는 습표면의 열전달계수, h_{eff} 는 유효 열전달계수, m'' 는 습공기 선도에서 포화엔탈피-포화온도선의 구배이고 η_w 는 습표면 핀 효율이다.

습표면에서의 열전달은 온도차가 아니라 엔탈피 차에 의하여 구동되므로 핀 효율도 건표면과 다르게 된다. 습표면의 핀효율을 구하기 위해서는 핀의 미소요소에 대하여 에너지 균형을 고려하면 된다. 이렇게 구해진 미분방정식은 공기와 습표면의 엔탈피 차이 항을 포함하는데 이 엔탈피 차이를 m'' 을 사용하여 온도차로 바꿔 주면 건표면의 핀 효율을 구하는 방정식과 같게 된다. 이때 열전달계수 h_w 는 식 (7)의 우변과 같이 바뀌게 되는데 이를 유효 열전달계수 h_{eff} 라 한다.⁽¹⁰⁾ 본 연구에서는 습표면의 핀효율을 하기 식으로 구하였다⁽¹¹⁾.

$$\eta_w = \frac{\eta_i A_i + A_o}{A_o} \quad (8)$$

$$\eta_i = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_{eff}}{k_i t}} \quad (10)$$

전열실험자료로부터 열전달계수를 구하기 위해서는 실험이 수행된 열교환기에 대한 열적 해석이 수행되어야 한다. 대향류나 평행류 또는 직교류 열교환기처럼 열교환기의 회로가 간단한 경우에는 LMTD 방법을 사용하거나 적절한 ϵ -NTU 관계식을 사용할 수 있으나 회로가 복잡하여지면 이런 관계식이 존재하지 않는다. 이런 경우 열교환기를 미소구간으로 나누어 해석하여야 하는데 이 중 간단하면서도 비교적 정확한 방법이 열교환기를 패스별 개별요소로 나누어 해석하는 관순법(tube-by-tube method)^(12,13)이다. 이 경우 각 개별요소는 혼합-비혼합의 직교류 형태로 생각할 수 있고 이에 대한 ϵ -NTU 관계식은 잘 알려져 있다. 그런데 기존 ϵ -NTU 관계식은 온도구동 시스템에 주로 사용되고 있으므로 이를 엔탈피 구동 시스템에 적용하려면 ϵ 과 NTU를 적절히 정의하여야한다. Fig.3에 본 연구에서 실험한 열교환기의 냉각수 회로도가 나타나 있다.

열교환기의 유용도 ϵ 은 실제 전열량과 최대가능 전열량의 비를 의미하고 NTU는 열교환기의 열적 크기를 의미하는데 온도구동 시스템의 경우 다음과 같이 정의된다.

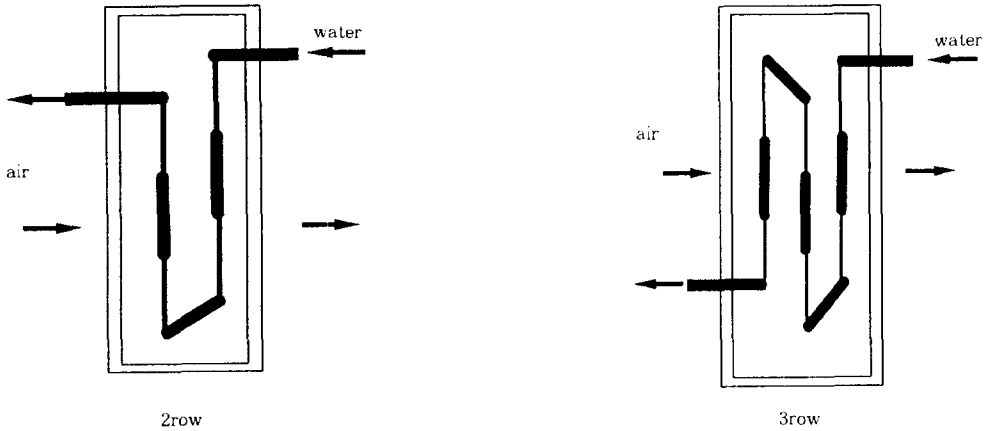


Fig.3 Flow configuration of the present cores

$$\epsilon = \frac{Q}{(\dot{m}C_p)_{\min}(T_{a,i} - T_{r,i})} \quad (11)$$

$$NTU = \frac{1}{R_o(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (12)$$

여기서 R_o 는 공기와 냉각수 사이의 총합열저항이고 $(\dot{m}c_p)_{\min}$ 은 공기측의 열용량(질량유량과 비열의 곱)과 냉각수측 열용량 중 작은 쪽을 의미한다. 공기와 습표면의 열전달은 엔탈피차에 의하여 구동되므로 상기 식 중 온도는 엔탈피로 대체하고, 총합열저항을 공기와 습표면 사이의 열저항으로 대체하면 엔탈피 구동 시스템에서의 ϵ 와 NTU를 구할 수 있는데 이 경우 식 (11)과 (12)는 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{Q}{(\dot{m})_{\min}(i_{a,i} - i_{r,i})} \quad (13)$$

$$NTU = \frac{1}{R_a C_{pm}(\dot{m})_{\min}} \quad (14)$$

여기서 R_a 는 공기와 습표면의 열저항이고 C_{pm} 은 습공기의 비열, $(\dot{m})_{\min}$ 은 공기측 유량 \dot{m}_a 와 습표면의 가상 공기유량 \dot{m} , 중 작은 쪽을 의미한다. 가상 공기유량 \dot{m} ,는 에너지 균형으로부터 아래식으로 구해진다.

$$\dot{m} = \dot{m}_a \frac{\Delta i_a}{\Delta i_s} \quad (15)$$

여기서 Δi_a 는 공기측 입출구 엔탈피차이고 Δi_s 는 습표면 입출구의 엔탈피차이다.

관순법을 사용하여 엔탈피 구동 열교환기를 해석할 때 각 개별요소의 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon_s = 1 - \exp\left[\frac{1}{R_{ci}} \exp(-R_{ci} NTU_i) - 1\right] \quad (16)$$

$(\dot{m}_a > \dot{m}_s)$

$$\epsilon_s = \frac{1}{R_{ci}} [1 - \exp(R_{ci} (\exp(-NTU_i) - 1))] \quad (17)$$

$(\dot{m}_a \leq \dot{m}_s)$

$$R_{ci} = \frac{\dot{m}_{\min, i}}{\dot{m}_{\max, i}} \quad (18)$$

$$NTU_i = \frac{1}{R_{ai} \dot{m}_{\min, i} C_{pm}} \quad (19)$$

$$\epsilon_i = \frac{Q_i}{\dot{m}_{\min, i} (i_{a,i} - i_{s,i})} \quad (20)$$

이 때, 관 내측 열전달계수 h_i 는 Gnielinski의 식^[14]으로부터 구하였다.

$$h_i = \left(\frac{k}{d_i}\right)_f \frac{(Re_i - 1000)Pr(f/2)}{1 + 12.7\sqrt{f/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (21)$$

$$f_i = (1.58 \ln(Re_i) - 3.28)^{-2} \quad (22)$$

본 실험에서 측정된 인자는 공기 유량

\dot{m}_a , 냉각수 유량 \dot{m} , 공기 입출구 온도 및 습도 (또는 엔탈피), 냉각수 입출구 온도인데 이로부터 습표면의 열전달계수 h_w 는 다음과 같이 구한다. 우선 h_w 를 가정하고 식 (1)~(3)에서 각 개별요소 입출구에서의 습표면 엔탈피를 구한다. 이 때, 각 열저항은 식 (4)~(7)에서 구한다. 공기와 습표면의 입출구 엔탈피로부터 습표면의 가상공기유량 \dot{m}_s 를 구하고 [식 (15)], 이를 \dot{m}_{min} 를 구한다. 이 \dot{m}_{min} 와 식 (4)로부터 구해지는 R_a 를 사용하여 식 (19)에서 NTU를, 식 (16)과 (17)에서 ϵ 를 구하고 식 (20)에서 Q 를 구한다. 각 개별요소 전 열량 Q 의 합은 전체 열교환기 전열량 Q 와 같아야 하므로 반복계산으로 이를 만족시키는 h_w 를 구한다.

본 실험 해석시 총 전열량 Q 는 공기측과 냉수측의 평균값을 사용하였다. 실험 중 이 두 값은 8% 이내로 일치하였다.

$$Q_{air} = \dot{m}_a C_{pa} \Delta T_a \quad (23)$$

$$Q_{water} = \dot{m}_r C_{pr} \Delta T_r \quad (24)$$

$$Q = (Q_{air} + Q_{water})/2 \quad (25)$$

물결형 핀의 경우 공기측 전열면적 A_a 는 동일 형태의 평판 핀보다 $\sec\theta$ 만큼 증가하는데 본 해석시는 증가한 이 값을 공기측 전열면적으로 사용하였다.

습표면 실험은 열교환기의 핀 표면이 충분히 차가와 표면이 모두 수증기 응축 액막으로 젖어있는 상태에서 수행되어야 한다. 이를 위해서는 핀표면 온도가 입구 공기의 노점온도 이하로 유지되어야 하는데 핀표면 온도는 전술한 바와 같이 식 (2)와 (3)으로부터 구할 수 있다. 본 실험은 상대 습도 40%, 50%, 60%에서 수행되었는데 50% 이상에서는 전 표면이 습한 것으로 나타났고 40%에서는 일부 건표면이 존재한 것으로 나타났다. 본 논문에서는 전 표면이 습한 상대습도 50% 이상의 경우만을 고려하였다.

전열실험자료는 관례적으로 관외경 기준 Reynolds 수인 Re_D 와 j 인자로 나타내는데 각각은 다음과 같이 정의된다.

$$Re_D = \frac{G_{max} D}{\nu} \quad (26)$$

$$j = \frac{h_w Pr^{2/3}}{G_{max} C_{pm}} \quad (27)$$

실험자료를 수력직경 기준 Reynolds수로 나타낼 수도 있지만 핀-관 열교환기의 경우 관외경 기준 Reynolds 수가 실험자료를 좀 더 잘 상관시킨다고 알려져 있다⁽¹⁷⁾.

마찰계수 f 는 압력 손실 자료로부터 아래 식을 사용하여 구하였다.

$$f = \frac{A_c \rho_m}{A_o \rho} \left[\frac{2 \rho_o \Delta p}{G_{max}^2} (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) \right] \quad (28)$$

여기서 A_c 는 최소 유동면적, ρ_i 는 입구 공기의 밀도, ρ_o 는 출구 공기의 밀도, σ 는 유동면적 축소비(contraction ratio), G_{max} 는 최소면적을 흐르는 질량유량이다. 식 (28)로 구해진 f 는 열교환기의 입구와 출구에서의 손실계수의 영향을 포함한 값이 된다.

3. 실험장치

본 실험의 장치는 Fig.4에 보여진다. 본 실험장치에 대해서는 다른 문헌⁽¹⁶⁾에 상세히 기술되어 있으므로 본 논문에서는 주요부분만을 개략적으로 기술한다. 실험장치는 크게 순환형 풍동, 항온조, 각종 측정 및 조절장치, 자료처리 장치로 구성된다. 풍동내에는 가변 모터에 의해 구동되는 2마력의 원심식 송풍기가 장착되어 있는데 이는 열교환기 샘플에 최대 3.0m/s의 풍속을 공급할 수 있는 용량이다. 또한 송풍기 전후에는 플렉시블 덕트를 사용하여 송풍기의 진동이 시험장치에 전달되지 않도록 하였다. 유량은 시험부 후방에 장착된 오리피스 차압을 측정하여 결정하였다. 오리피스의 차압은 정밀도 $\pm 0.1\%$ 의 정밀 차압 트랜스듀서로 측정하였다. 시험부와 오리피스 전방에는 밀집형 허니콤을 장착하여 균질한 유동이 공급되도록 하였다.

습표면 열전달 실험을 수행하기 위해서 전기 히터를 이용한 용량 4kW의 비등식 가습기를 시험부 전방에 설치하였다. 공기의 습도는 시험부의 전후방에 습도계(KANOMAX : Model 6243)를 설치하여 측정하였다. 습도계의 정밀도는 상대습도 5

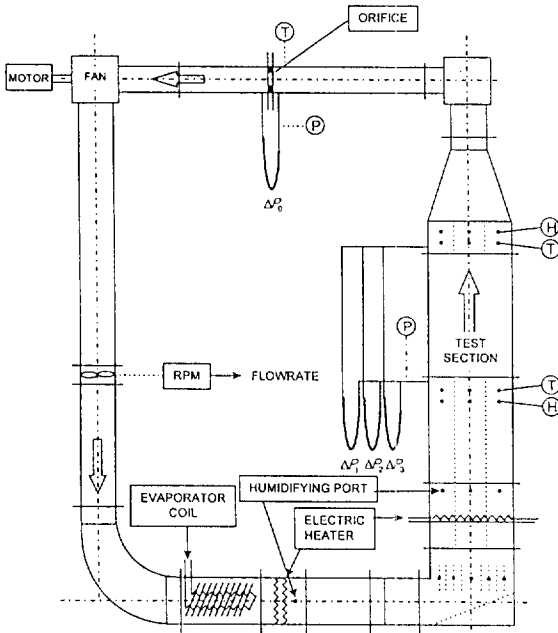


Fig.4 Schematic drawing of the experimental setup

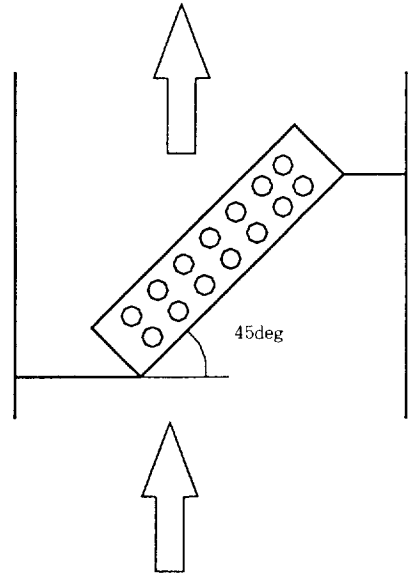


Fig.5 Sketch of the sample core installed in the test section

~80%에서는 $\pm 3\%$, 80~95%에서는 $\pm 5\%$ 이다. 순환공기의 온도는 시험부의 전방에 2RT 냉동기와 6kW의 히터를 설치하여 조절하였다. 공기의 온도는 T-type 열전대를 사용하여 측정하였다. 열전대는 시험부 입출구측에 각각 18개를 설치하였고 자료처리시에는 평균온도를 사용하였다. 각 위치에서의 온도는 1°C 이내에서 서로 일치하였다. 시험장치는 열손실을 최소화 하기 위하여 전 유로를 두껍게 단열처리하였다. 시험부의 압력 손실은 시험부 벽면에 압력공을 가공하여 정밀 마이크로마노미터(정밀도 1Pa)를 사용하여 측정하였다. 열교환기 샘플은 Fig.5에 보이듯이 실제 제품의 설치상태를 모사하기 위하여 시험부 내에 45도 경사지게 설치되었다.

냉각수의 순환회로는 Fig.6에 보여진다. 냉각수는 빙축열 항온조(용량 3RT)를 사용하여 일정한 온도(약 5°C)로 공급되도록 하였다. 냉각수 유량은 매스 실린더와 초시계로 측정하였고 시험부 입출구 온도는 정밀 RTD(정밀도 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$)를 사용하여 측정하였다. 실험중 공기측 냉각 열량과 냉각

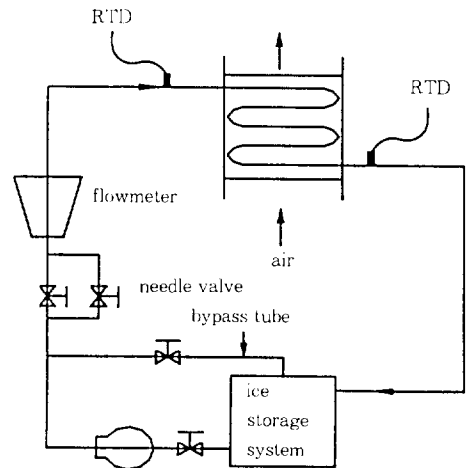


Fig.6 Schematic drawing of the water circulating system

수측 가열열량을 비교한 결과 두 값은 8% 내에서 서로 일치하였다. 시험은 입구공기의 온도는 30°C 로 일정하게 유지하고 상대습도는 40%~60% 사

이에서 변화시키며 수행되었다.

실험의 오차를 Kline와 McClintock⁽¹⁷⁾의 방법에 따라 분석하였다. 실험의 주된 오차는 공기측 유량과 온도 측정의 오차였는데 분석 결과 이들이 마찰계수(f인자)에 미치는 오차는 2.1%~8.5%, 열전달 계수(j인자)에 미치는 오차는 6.5%~10.8%가 되었다. 이들 오차는 Reynolds 수가 감소할수록 증가하였다.

4. 실험 결과 및 논의

본 연구에서 고려한 네 종류의 열교환기 샘플에 대한 실험결과가 Fig.7에서 Fig.9에 보여진다. 전반적으로 습표면의 열전달계수는 건표면의 값과 비슷하고 마찰계수는 건표면의 값보다 월등히 증가함을 보여준다. 이는 고성능핀의 습표면 실험시 나타나는 일반적 경향으로 Mirth와 Ramadhyani⁽⁶⁾도 물결형 핀에 대하여 유사한 결과를 발표하였다.

Fig.7은 2열, 12fpi인 경우 상대습도가 습표면의 전열성능에 미치는 영향을 보여준다. 상대습도 60%인 경우 50%에 비하여 열전달계수와 마찰계수가 모두 다소 증가함을 보여준다. 이러한 경향은 다른 열교환기 샘플에 대한 실험에서도 동일하게 나타났다. 상대습도가 높으면 수증기 응축액량이 증가할 것이고 증가된 응축액막이 핀표면의 조도를 증가시켜 열전달계수와 마찰계수가 증가한 것으로 사료된다. 하지만 Mirth와 Ramadhyani⁽¹⁸⁾는 물결형핀에 대한 실험에서 이와는 상반된 - 상대습도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는 - 결과를 얻었는데 본 실험과 차이가 나는 이유는 명확치 않다. 일반적으로 습표면 실험은 습도측정에 따른 오차가 크고 실험자료를 처리하는 방법이 확립되어 있지 않아 실험결과간 편차가 심한 것으로 알려져 있다.

Fig.7은 습표면의 열전달계수가 건표면의 값과 유사하고 마찰계수는 120%~140% 정도 증가함을 보여준다. Mirth와 Ramadhyani⁽⁶⁾도 4열과 8열의 물결형 핀에 대한 실험에서 습표면의 열전달계수가 건표면의 값과 유사하고 마찰계수는 건표면보다 40%~70% 정도는 증가한다고 보고하였다. 평판핀에 대한 습표면 실험은 McQuiston⁽¹⁵⁾에 의하여 수행되었다. 그는 4 열 평판핀의 경우 열전달

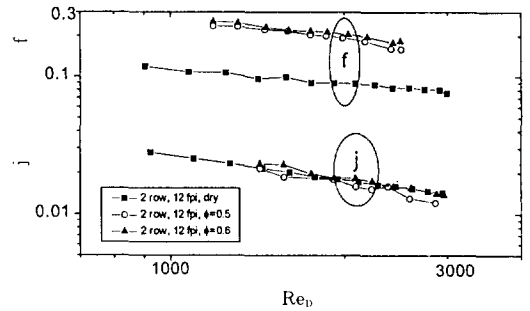


Fig.7 Graph showing the effect of relative humidity on the wet surface j & f factor

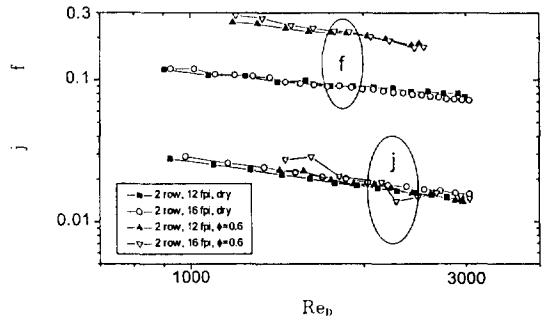


Fig.8 Graph showing the effect of fin pitch on the wet surface j & f factor

계수는 0%~30%, 마찰계수는 대략 40% 정도 증가함을 보고하였다.

Fig.8은 2열, 상대습도 60%인 경우 핀피치의 영향을 보여준다. 낮은 Reynolds 수에서 16fpi가 12fpi보다 열전달계수와 마찰계수가 모두 크다. 하지만 Reynolds 수가 증가하면 이 영향은 거의 없어지고 두 값은 같게된다. 건표면의 열전달계수도 16fpi가 12fpi보다 다소 큼을 보여준다. 전반적으로 습표면의 열전달계수는 건표면의 값과 유사하고 마찰계수는 120%~170% 정도 증가함을 보여준다.

Fig.9는 16fpi, 상대습도 60%에서 열수의 영향을 보여준다. 열전달계수와 마찰계수 모두 2열이 3열보다 크다. 이는 핀-관 열교환기의 일반적 경향으로 열전달계수가 상대적으로 큰 입구영역의 영향이 열수가 증가할수록 감소하기 때문으로 이해되고 있다. Fig.9는 16fpi 경우 2열과 3열의 건표면 열전달계수가 거의 같음을 보여준다. 하지만 다른 핀

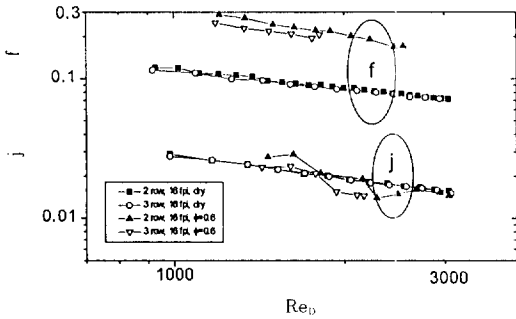


Fig.9 Graph showing the effect of tube row on the wet surface j & f factor

핏치에서는 2열의 열전달계수가 3열의 값보다 높았다⁽¹⁾. Fig.9도 습표면의 열전달계수는 건표면의 값과 유사하고 마찰계수는 120%~170% 정도 증가함을 보여준다.

5. 결 론

본 연구에서는 물결형 슬릿핀이 장착된 핀-관형 열교환기의 습표면 열전달 계수와 마찰계수를 측정하였다. 열교환기는 유동 방향과 45도 경사지게 장착되었다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 습표면 열전달계수는 전반적으로 건표면 열전달계수와 유사하게 나타났다. 마찰계수는 건표면보다 120%~170% 정도 높게 나타났다.
- 2) 열전달계수와 마찰계수 모두 상대습도가 높을수록, 핀핏치가 감소할수록 그리고 열수가 감소할수록 다소 증가하였으나 그 차이는 그다지 크지 않았다.
- 3) 본 연구에서는 온도구동 시스템 해석에 일반적으로 사용되는 ϵ -NTU를 엔탈피 구동 시스템에 적합하도록 새롭게 정의하였다.

참 고 문 헌

1. Kim, N. H., Kim, J. S., Yun, J. H., Baek, J. H., Lee, S. G., Nam, S-B. and Kwon, H-J., 1996, "Heat Transfer and Friction Characteristics of the Fin-and-Tube Heat Exchangers with Slit-Wavy Fin", Proceedings

of the International Ondol Conference, pp. 236~244, Seoul, Korea, July, 28~31.

2. Elmahdy, A. H., 1975, "Analytical and Experimental Multi-Row, Finned-Tube Heat Exchanger Performance during Cooling and Dehumidification Process", Ph. D Thesis, Mechanical Engineering Department, Carleton Univ., Ottawa, Canada.
3. Eckels, P. W. and Rabas, T. J., 1987, "Dehumidification : On the Correlation of Wet and Dry Transport Processes in Plate Finned-Tube Heat Exchangers", J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 575~582.
4. McQuiston, F. C., 1978, "Heat, Mass and Momentum Transfer Data for Five Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Trans., Vol. 84, Pt. 1, pp. 266~293.
5. McQuiston, F. C., 1978, "Correlation of Heat, Mass and Momentum Transport Coefficients for Plate-Fin-Tube Heat Transfer Surfaces", ASHRAE Trans., Vol. 84, Part 1., pp. 294~308.
6. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1994, "Correlations for Predicting the Air-Side Nusselt Numbers and Friction Factors in Chilled Water Cooling Coils", Experimental Heat Transfer, Vol. 7, pp. 143~162.
7. Senshu, T., Hatada, T. and Ishibane, K., 1981, "Heat and Mass Transfer Performance of Air Coolers under Wet Conditions", ASHRAE Trans., Vol. 87, pp. 109~115.
8. ARI 410-81, 1981, "Standard for Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils", Air-Conditioning and Refrigeration Institute, Arlington, VA.
9. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill Co.,
10. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1993, "Comparison of Methods of Modeling the Air-Side Heat and Mass Transfer in Chilled

- Water Cooling Coils”, ASHRAE Trans., Vol. 99, pt. 2, pp. 285~299.
11. Schmidt, T. E., 1949, “Heat Transfer Calculations for Extended Surfaces”, Refrigeration Engineering, April, pp. 351~357.
 12. Domanski, P. A., 1989, “EVSIM-An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution”, NISTIR 89-4133, U. S. Dept. of Commerce, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, U.S.A
 13. 윤백, 유국철, 박현연, 김영생, 1996, “직교류 환-관 증발기의 해석모형” 대한기계학회 열 및 유체공학부문 학술강연 논문집, 1996. 9. 13., 서울대학교.
 14. Gnielinski, V., 1976, “New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow”, Ind. Chem, Engng., Vol. 16, pp. 359~368.
 15. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley Inter-Science.
 16. 윤재호외 6인, 1996, “박형 에어킨용 소구경 열교환기 개발” 공기반 사업 최종보고서, 생산기술연구원.
 17. Kline, S. J. and McCintock, F. A., 1953, “The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments”, Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3~9.
 18. Mirth, D. R. and Ramadhyani, S., 1993, “Prediction of Cooling-Coil Performance under Condensing Conditions”, Int. J. Heat Fluid Flow, Vol. 14, No. 4, pp. 391~400.