

외기 온도 변화가 핀-관 열교환기의 공기측 열전달계수와 마찰계수에 미치는 영향에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Effect of the Air Temperature on the Air-Side Heat-Transfer Coefficient and the Friction Factor of a Fin-and-Tube Heat Exchanger

김내현(Nae-Hyun Kim)^{1†}, 조홍기(Honggi Cho)²

¹인천대학교 기계시스템공학부, ²삼성전자 생활가전사업부

¹Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon, 22012, Korea

²Digital Appliance Business, Samsung Electronics, Suwon, 16677, Korea

(Received November 7, 2016; revision received December 8, 2016; Accepted: December 5, 2016)

Abstract In general, the air-side j and f factors of evaporators or condensers are obtained through single-design tests performed under air-dry and wet-bulb temperatures. Considering that the indoor or outdoor air temperatures vary significantly during the operation of an air conditioner, it is necessary to confirm that the experimentally-obtained j and f factors are widely applicable under variable air conditions. In this study, a series of tests were conducted on a two-row slit-finned heat exchanger to confirm the applicability. The results showed that, for the dry-surface condition, the changes of the tube-side water temperature, water-flow rate, and air temperature had virtually no effect on the air-side j and f factors. For the wet condition, however, the f factor was significantly affected by these changes; contrarily, the j factor is relatively independent regarding this change. The formulation of the possible reasoning is in consideration of the condensation behavior underneath the tube. The wet-surface j and f factors are larger than those of the dry surface, with a larger amount for the f factor.

Key words Air-side performance(공기측 성능), Fin-and-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Friction factor(마찰계수)

† Corresponding author, E-mail: knh0001@inu.ac.kr

기호설명

| | | | |
|--------|---|-----------|-----------------------|
| A | : 전열면적 [m^2] | f | : 마찰계수 |
| br | : 물과 관벽 평균온도에서 포화온도-엔탈피 곡선의 기울기 [J/kgK] | h | : 열전달계수 [W/m^2K] |
| br,m | : 물측 평균 평균온도에서 포화온도-엔탈피 곡선의 기울기 [J/kgK] | j | : Colburn j 인자 |
| br | : 관벽 평균온도에서 포화온도-엔탈피 곡선의 기울기 [J/kgK] | \dot{m} | : 유량 [kg/s] |
| br,m | : 공기측 평균 액막 온도에서 포화온도-엔탈피 곡선의 기울기 [J/kgK] | NTU | : 전달단위수 |
| C | : 열용량유량 [W/K] | Nu | : Nusselt 수 |
| c_p | : 비열 [J/kgK] | P_f | : 핀 핏치 [m] |
| D_c | : 튜브 직경 [m] | P_t | : 세로 방향 튜브 핏치 [m] |
| | | P_l | : 가로 방향 튜브 핏치 [m] |
| | | Pr | : Prandtl 수 |
| | | R | : 열용량유량 비 |
| | | RH | : 상대 습도 |

| | | | |
|------------|-------------------------|------------|--------|
| r_c | : 튜브 반경 [m] | σ | : 축소비 |
| R_{eq} | : 등가 반경 [m] | 하첨자 | |
| Re | : Reynolds 수 | a | : 공기 |
| t | : 튜브 두께 [m] | c | : 단면 |
| T | : 온도 [K] | i | : 관 내측 |
| t_f | : 핀 두께 [m] | in | : 입구 |
| U | : 열관류율 [W/m^2K] | f | : 핀 |
| V_{max} | : 최대 속도 [m/s] | m | : 평균 |
| ϵ | : 유용도 | o | : 공기측 |
| ΔP | : 압력손실 [Pa] | out | : 출구 |
| η | : 핀 효율 | s | : 슬릿 |
| η_o | : 표면 효율 | t | : 튜브 |
| ρ | : 밀도 [kg/m^3] | w | : 물 |
| μ | : 점성계수 [$Pa \cdot s$] | | |

1. 연구배경 및 목적

핀-관 열교환기는 구조가 간단하고 제작이 용이하여 가정용 및 산업용 공조기의 증발기 또는 응축기로 널리 사용된다. 이 경우 관 내로는 냉매가 흐르고 관 외측의 핀 사이로는 공기가 흐른다. 응축기의 경우는 냉매의 온도가 공기의 온도보다 높아 현열전달만이 일어난다. 반면 증발기에서는 냉매의 온도가 공기 온도보다 낮아 현열 전달과 더불어 공기 중 수증기 응축에 의한 잠열 전달도 동시에 일어난다. 따라서 응축기에서는 건표면이 형성되고 증발기에서는 습표면이 형성된다.

핀-관 열교환기의 경우는 공기 측 형상이 복잡하여 열전달계수에 대한 이론 해석은 어렵고 실험을 통하여 열전달계수를 산정한다. 이 경우 관 내측 유체로는 물을 사용하는데 이는 물의 물성치가 잘 알려져 있고 또한 시험부 입출구 온도 변화에 따른 물성치 변화가 크지 않아 데이터 리덕션시 평균 온도에서의 물성치를 사용하여도 크게 무리가 없기 때문이다. 물론 점성계수가 작고 열전도도가 커서 전열 성능이 뛰어난 것도 다른 이유이다. 실험 결과로부터 건표면의 경우는 열전달, 습표면의 경우는 열 및 물질 전달 해석을 통하여 열전달 계수를 도출하는데 이 과정을 데이터 리덕션이라 한다.^(1, 2) 데이터 리덕션을 통하여 구해진 열전달 계수는 j 인자로 무차원화 되고(압력손실은 f 인자로 무차원화 된다) 동시에 풍속은 Reynolds 수로 무차원화 된다. 무차원화의 장점은 한 번의 실험을 통하여 얻어진 데이터를 다른 조건에도 적용할 수 있다는 데에 있다.

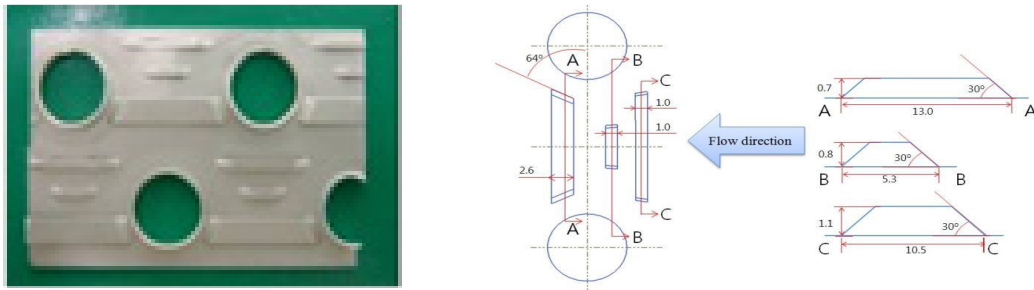
공랭식 응축기와 증발기의 경우 설계 외기 온도에서 실험을 하여 얻어진 j 와 f 인자를 사용하여 열 설계를 한다. 설계 외기 온도는 응축기의 경우 건구온도 21℃, 습구온도 16℃이고 증발기의 경우 건구온도 35.5℃, 습구온도 29℃이다.⁽³⁾ 하지만 실제 공조기 작동시 외기 및 실내 온도는 수시로 변하고 따라서 온도 변화시 j 와 f 인자의 적용 타당성에 대한 검토가 필요하다. 아래에 j , f 인자와 열전달계수(h_o)와 압력손실(ΔP)의 관계를 나타내었다.^(1, 2)

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{\max} c_{pa}} Pr_a^{2/3} \quad (1)$$

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

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{\max} D_c}{\mu_a} \quad (3)$$

여기서 ρ_a 와 μ_a 는 공기의 밀도(kg/m^3)와 점성계수($Pa \cdot s$)로 입출구의 평균값을 사용한다. 또한 c_{pa} 는 공기의



(a) Slit fin (b) Detailed drawing of the slit fin

Fig. 1 Photo and detailed drawing of the present slit fin(unit : mm).

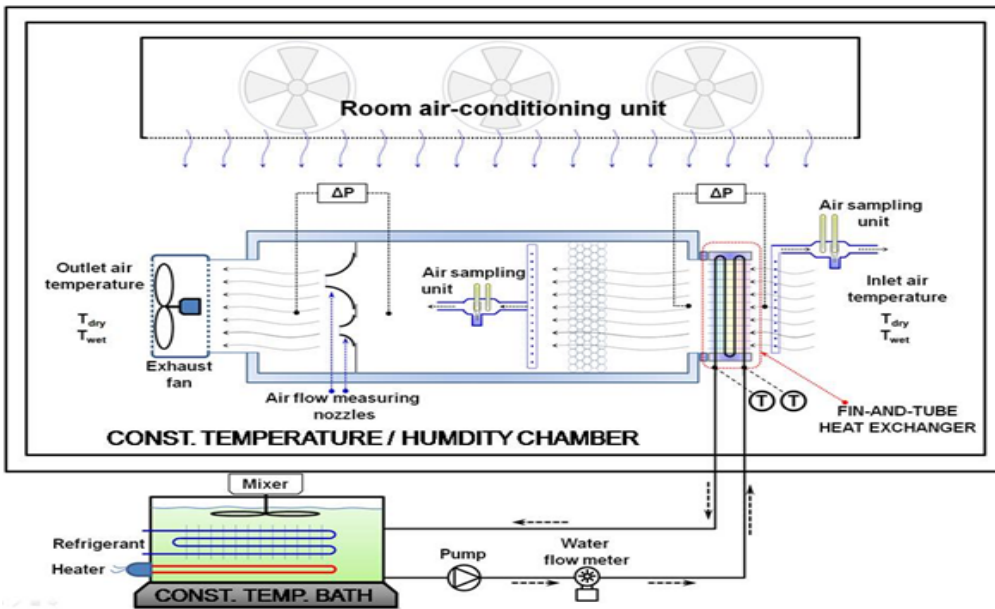


Fig. 2 Schematic drawing of the apparatus.

비열(J/kgK), Pr_a 는 공기의 Prandtl수, V_{max} 는 열교환기 내 최대 유속(m/s)으로 유량을 최소 유동단면적 $Ac(m^2)$ 으로 나누어 구한다. 한편 ρ_{in} , ρ_m , ρ_{out} 은 입구, 입출구 평균, 출구에서의 밀도(kg/m³), σ 는 축소비이다. 상기 식들은 공기 온도의 변화가 공기 물성치의 변화를 통하여 j 와 f 인자에 반영되고 있음을 보여준다. 이 논거는 f 인자의 경우는 이론의 여지가 없다. 왜냐하면 유체 유동의 경우 유속과 압력 손실의 관계는 Reynolds 수와 f 인자만으로 무차원화 되기 때문이다.⁽⁴⁾ 하지만 열전달의 경우 Nusselt 수(또는 j 인자)는 Reynolds 수 외에도 Prandtl 수에 관련된다.⁽⁴⁾ 따라서 범용 열전달 상관식을 얻기 위해서는 Reynolds 수와 Prandtl 수를 변화시키며 실험을 수행하여야 한다. 공랭식 응축기와 증발기의 경우 이는 풍속과 외기 온도를 변화시키며 실험을 하여 Reynolds 수와 Prandtl 수의 상관관계를 구하여야 한다는 의미이다. 일반적으로 강제 대류 열전달에서 많은 경우 Prandtl 수의 지수로 2/3가 적합한 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁾ 또한 이러한 목시적인 가정은 식(1)의 j 인자에 대한 정의에도 포함되어 있다. 하지만 이 부분에 대해서는 확인이 필요하다. 또한 습표면이 되면 공기 온도 변화에 따라 공기 중의 수증기 응축량이 다르게 되는데 응축액은 열교환기의 표면 형상을 변화시키고 부가적인 열저항으로 작용하게 되므로 이 부분에 대한 검토도 필요하다.

본 연구의 목적은 설계 온도 조건에서 얻어진 j 와 f 인자가 넓은 온도 범위에 적용 가능한지를 확인하는데 있다. 좀 더 엄밀하게 이야기하면 공랭식 응축기에서 j 인자의 Prandtl 수 지수 2/3가 적절한지를 확인하고

습표면의 경우 수증기 응축액이 j 와 f 인자에 미치는 영향을 파악하고자 한다. 이를 위하여 외기 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 또한 관 내측의 물의 온도와 유량이 미치는 영향도 살펴보았다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 시료

본 연구에 사용된 시료는 2열 슬릿 핀-관 열교환기로 Fig. 1에 핀 형상이 나타나 있다. 시료의 높이와 폭은 234 mm와 400 mm이고 유동 직각 방향 튜브 핏치(P_t)는 21.0 mm, 유동 방향 튜브 핏치(P_l)는 12.7 mm, 튜브 직경(D_c)은 7.3 mm, 핀 핏치(P_f)는 1.3 mm, 핀 두께(t_f)는 0.11 mm이다. 슬릿 핀에는 세 개의 슬릿이 유동과 직각되게 가공되었는데 선단으로부터 첫 번째 슬릿은 폭이 1.0 mm, 높이가 0.7 mm, 길이가 13.0 mm이고 두 번째 슬릿은 폭이 1.0 mm, 높이가 0.8 mm, 길이가 5.3 mm이다. 세 번째 슬릿은 폭이 2.6 mm, 높이가 1.1 mm, 길이가 10.5 mm이고 핀 면적 중 슬릿이 차지하는 비율(A_s/A_f)은 20.3%이다. 시료에 사용된 튜브는 마이크로 핀관으로 높이 0.12 mm, 선회각 25°인 마이크로 핀 60개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다.

2.2 실험장치

실험장치의 개략도가 Fig. 2에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료 획득장치로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 시료는 흡입식 풍동의 입구에 설치되고 시료 후방에는 배플이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다.⁽⁵⁾ 시료의 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정온도와 유량을 공급받았다. 물의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD (Pt-100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 ± 0.0015 L/s의 질량 유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고⁽⁶⁾ 시료의 압력손실은 정밀도 ± 1.0 Pa의 차압 트랜스듀서로 측정하였다.

Table 1에 건표면 및 습표면 실험에 따른 외기 건구 및 습구 온도 그리고 물의 온도 및 유량 범위를 나타내었다. 실험은 건표면의 경우는 전방 풍속을 1.0 m/s에서 2.5 m/s 사이에서, 습표면의 경우는 0.75 m/s에서 2.0 m/s 사이에서 변화시키며 수행 되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. ASHRAE 규격 41.5⁽⁷⁾에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 (± 1.0 Pa)에 의한 것이고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차($\pm 10\%$)에 기인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

Table 1 Test conditions

| Surface Cond. | DB/WB($^\circ\text{C}/^\circ\text{C}$) | Water temp.($^\circ\text{C}$) | Water flow rate(kg/hr) |
|---------------|--|---------------------------------|------------------------|
| Dry | 9/5.6~21/16 | 30~50 | 160~690 |
| Wet | 35.5/28~47.5/38.4 | 6~18 | 230~690 |

Table 2 Experimental uncertainties

| Parameter | Max. Uncertainty |
|-----------------------|-------------------------|
| Temperature | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Differential pressure | ± 1.0 Pa |
| Water flow rate | $\pm 2.0\%$ |
| Re_{Dc} | $\pm 2.2\%$ |
| j | $\pm 10.4\%$ |
| f | $\pm 12.3\%$ |

2.3 데이터 리덕션

본 연구에 사용된 2열 직교대향류 열교환기의 경우 $\epsilon - NTU$ 관계식(8)은 다음과 같다.

$$\epsilon = \left[1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2}\right) \exp\left(\frac{2K}{R}\right)} \right] \quad (4)$$

$$K = 1 - \exp(-NTU \cdot R/2) \quad (5)$$

건표면의 경우 열용량유량 비 R 은 다음과 같다. 습표면의 R 은 다음 절에 기술하였다.

$$R = (\dot{m}c_p)_{\min} / (\dot{m}c_p)_{\max} \quad (6)$$

$$UA = (\dot{m}c_p)_{\min} NTU \quad (7)$$

여기서 ϵ 은 유용도,⁽⁴⁾ U 는 열관류율(W/m²K), A 는 전열면적(m²), \dot{m} 은 유량(kg/s), NTU 는 전달단위 수이다. UA 로부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다. 하기 식은 건표면에 해당하고 습표면의 경우는 다음 절에 기술하였다.

$$\frac{1}{\eta_o h_o A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{1}{h_i A_i} - \frac{t}{k A_t} \quad (8)$$

여기서 t 는 관벽 두께(m), A_i , A_t , A_o 는 각각 관 내측, 튜브, 관 외측 전열면적이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 본 연구의 마이크로 핀관 실험으로부터 얻어진 Park et al.⁽⁹⁾ 식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (9)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad Re_w > 21,000 \quad (10)$$

여기서 Nu_w 는 관 내측 Nusselt 수, Re_w 는 관 내측 Reynolds 수 Pr_w 는 관 내측 Prandtl 수이다. 식(8)의 η_o 는 표면 효율로 아래 식으로 구한다. 습표면의 경우는 일부 수정이 필요한데 이에 대해서는 다음 절에 기술하였다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (11)$$

여기서 η 는 핀 효율이고 A_f 는 핀의 면적이다. 핀 효율은 Schmidt^[10]가 제안한 식을 사용하여 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c \phi)}{mr_c \phi} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f t_f}} \quad (13)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_c} \right) \right] \quad (14)$$

$$R_{eq} = 0.635 P_t \left(\frac{P_l}{P_t} - 0.3 \right)^{0.5} \quad (2row) \quad (15)$$

여기서 k_f 는 핀의 열전도도(W/mK), r_c 는 튜브의 반경(m)이다. 습표면의 경우 R 및 UA 는 다음과 같다.⁽²⁾

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (16)$$

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa} / b_{r,m}) \quad (17)$$

$$C_{\max} = \max(\dot{m}_a, \dot{m}_w c_{pa} / b_{r,m}) \quad (18)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (19)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_{w,m}}{\eta_o h_{wo} A_o} + \frac{b_t}{k A_m} + \frac{b_r}{h_i A_i} \quad (20)$$

$$h_o = \frac{h_{wo} c_{pm}}{b_{w,m}} \quad (21)$$

여기서 $b_{r,m}$ 은 물측 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기(J/kgK), $b_{w,m}$ 은 공기측 평균 액막 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기(J/kgK), b_t 는 관벽 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기(J/kgK), b_r 은 물과 관벽 평균 온도에서 포화 온도-엔탈피 곡선의 기울기(J/kgK)이다. 습표면의 표면 효율 η_o 는 핀 인자 m 을 제외하곤 건표면의 표면 효율과 동일한 식(12)~식(15)를 사용하여 구한다. 습표면의 경우 핀 인자 m 은 다음과 같다.

$$m = \sqrt{\frac{2h_{wo}}{k_f t_f}} \quad (22)$$

풍속과 열전달계수, 압력손실은 Re_{dc} 와 j, f 인자로 식(1)~식(3)과 같이 무차원화 된다.

3. 실험결과 및 고찰

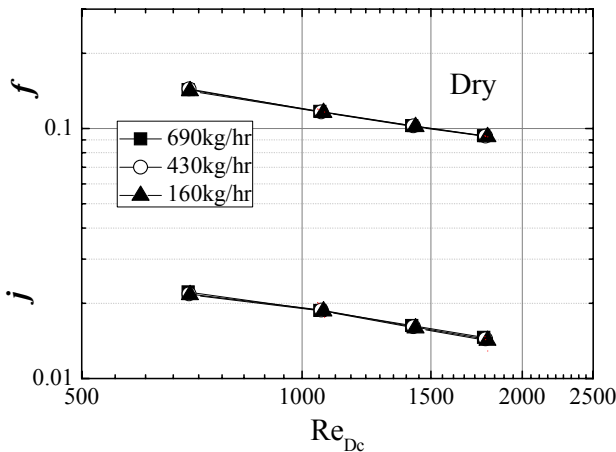
3.1 건표면

관 내측에 물을 사용한 실험을 통하여 공기측 j 와 f 인자를 구할 경우 물의 입구 온도와 유량을 우선 결정하여야 한다. 식(8)에 나타나 있듯이 공기측 열전달계수는 UA 에서 관 내측 열저항을 차감하여 구한다. 따라서 정확한 관 내측 열전달 상관식이 필요하다. 관 내측이 평활한 경우는 Dittus-Boelter,⁽¹¹⁾ Gnielinski⁽¹²⁾ 상관식들이 사용된다. 하지만 관 내측 형상이 복잡한 경우(예를 들면 본 연구의 마이크로 핀관) 별도의 실험을 통하여 상관식을 구하게 된다.⁽⁹⁾ 일반적으로 관 내측 열전달 실험은 관 외측에 전기 히터를 설치하거나 또는 관 벽의 Joule 발열을 통하여 수행한다. 하지만 실제 열교환기 실험에서는 공기에 의해 가열 또는 냉각되므로 관 내측 열전달 실험과 열 경계조건이 동일하지 않다. 일반적으로 난류 영역에서는 열 경계조건이 열전달계수에 미치는 영향이 크지 않은 것으로 알려져 있으나 이 부분에 대해서는 확인이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 관 내측 물의 유량과 온도를 변화시키며 열교환기 실험을 수행하여 이들이 공기측 j 와 f 인자에 미치는 영향을 살펴봄으로써 상기 열 경계조건 문제를 확인하고자 하였다.

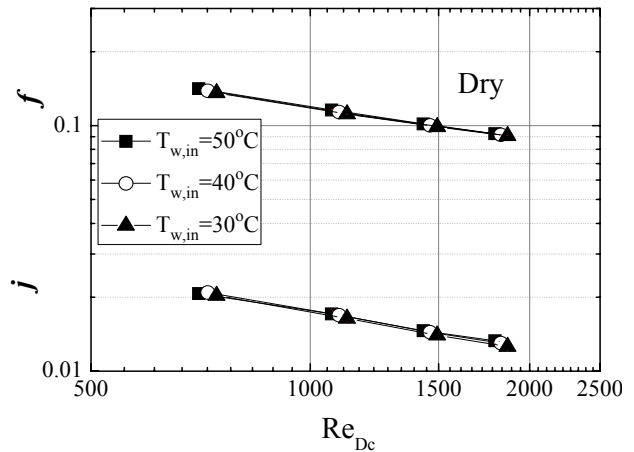
Fig. 3에 실험 변수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. Fig. 3(a)는 관 내측 물 유량 영향을 보여준다. 실험은 관 내측 물 유량 130~630 kg/hr 범위에서 전방 풍속을 1.0~2.5 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 때 공기의 건습구 온도는 21°C/16°C, 물 온도는 50°C로 유지되었다. Fig. 3(a)는 물 유량 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 무시할 만함을 보여준다. j 와 f 인자는 각각 3%, 2% 내에서 일치하였다. 실험 물 유량 범위에서 관 내측 Reynolds

수는 14,000에서 60,000사이로 변화하였다. Fig. 3(b)에는 관 내측 물 입구 온도를 30~50°C로 변화시키며 실험한 데이터를 나타내었다. 이 때 공기의 건습구 온도는 21°C/16°C, 물 유량은 130 kg/hr로 유지되었다. Fig. 3(b)는 물 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 무시할 만함을 보여준다. j 와 f 인자는 각각 5%, 3% 내에서 일치하였다. 즉, 물 유량과 온도(또는 Reynolds 수와 Prandtl 수)가 공기측 j 와 f 인자에 영향을 미치지 않으므로 본 연구의 상관식 식(9)와 식(10)은 열교환기 실험에 적절하다고 결론을 내릴 수 있다.

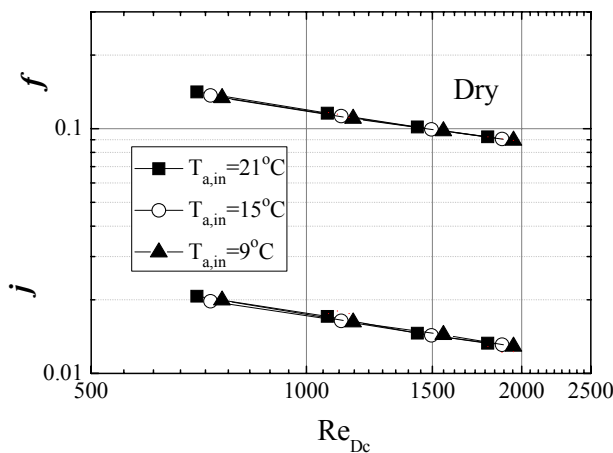
Fig. 3(c)에는 공기 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 이는 본 연구의 목적으로 설계 공기 온도(21°C/16°C)에서 구해진 j 와 f 인자가 다른 공기 온도에서도 적용 가능한지를 확인하기 위함이다. 실험은 외기 온도를 21°C에서 9°C까지 변화시키며 수행되었다. 또한 모든 실험에서 시료에 동일한 열량을 공급하기 위하여 물 입구온도도 50°C에서 38°C로 감소시켰다. 이 때 공기의 상대습도는 60%로 유지하였다. Fig. 3(c)은 공기 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 무시할 만함을 보여준다. j 와 f 인자는 각각 5%, 3% 내에서 일치하였다. 즉, 설계 온도에서 구해진 j 와 f 인자가 다른 공기 온도에서도 적용 가능함을 알 수 있다. 또한 이로부터 식(1)의 Prandtl 수의 지수 2/3가 무리가 없다고 판단된다. 하지만 본 공기 온도 범위(9~21°C)에서 Prandtl 수의 변화가 0.7336에서 0.7309로 1% 미만이므로 Prandtl 수의 지수를 판단하기엔 다소 미흡한 면이 있다.



(a) Effect of water flow rate



(b) Effect of water temperature



(c) Effect of air temperature

Fig. 3 Effect of experimental parameters on j and f factor(dry).

3.2 습표면

습표면에서는 건표면과는 달리 공기 중의 수증기가 열교환기 표면에 응축되고 이 응축수는 부가적인 열저항이 됨과 동시에 열교환기의 표면 형상을 변화시켜 열전달계수에 영향을 미치게 된다. Fig. 4에 습표면에서 실험 변수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. Fig. 4(a)는 관 내측 물 유량 영향을 보여준다. 실험은 관 내측 물 유량 230~630 kg/hr 범위에서 전방 풍속을 0.75~2.0 m/s로 변화시키며 수행되었다. 이 때 공기의 건습구 온도는 35.5°C/29°C, 물 온도는 6°C로 유지되었다. Fig. 4(a)에는 물 유량 230 kg/hr에서 전방 풍속 2.0 m/s의 데이터가 누락되어 있는데 이는 이 조건에서 완전 습표면이 형성되지 않고 부분 습표면이 형성되었기 때문이다. 부분 습표면의 형성 여부는 실험 데이터의 자료 처리를 통하여 확인할 수 있는데 부분 습표면 데이터에 제 2.3절의 완전 습표면 해석을 수행하면 비현실적으로 높은 열전달계수가 얻어진다.

Fig. 4(a)는 물 유량 변화가 j 인자에 미치는 영향은 3% 이내로 무시할 만함을 보여준다. 하지만 f 인자는 물 유량의 증가에 따라 증가하여 최대 20%까지 차이가 난다. 물 유량이 증가하면 열교환기의 UA 값이 커지고 따라서 전열량이 증가하게 된다. 전열량이 증가하면 열교환기 표면에 응축수량도 증가하고 이 응축수량의 변화가 j 와 f 인자에 영향을 미치게 된다. 본 실험의 결과는 응축수량이 증가하더라도 j 인자는 변화가 없음을 보여준다. 반면 f 인자는 응축수량의 증가에 따라 증가하는데 이러한 경향은 다른 연구자들도 보고한 바 있다.^(13, 14) Wang et al.⁽¹³⁾에 따르면 핀-관 열교환기에서 습표면 형성시 일부 배출되지 못한 응축수가 핀과 핀 사이의 튜브 하부에 물방울 형태로 매달려 있게 되고 이 물방울이 부가적인 압력 손실을 유발하게 된다. 물방울의 크기는 응축수량에 비례하여 커지므로 f 인자도 따라서 증가한다. 하지만 튜브 하부의 물방울의 크기 변화는 열전달계수(j 인자)에는 별로 영향을 미치는 않는 것으로 나타났다.

Fig. 4(b)는 외기의 상대습도가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 보여준다. 이 때 공기의 건구 온도는 35.5°C, 물 온도는 6°C, 물 유량은 690 kg/hr로 유지되었다. 상대습도가 증가할수록 f 인자는 증가함을 보인다.

하지만 j 인자는 상대습도와 무관하게 일정하다. 상대습도의 증가하면 응축수량도 증가하고 응축수량의 증가에 따라 f 인자도 증가한 것으로 판단된다. 하지만 j 인자는 응축수량에 크게 영향을 받지 않음을 보이는데 이는 Fig. 4(a)와 동일한 결과이다.

Fig. 5에 건표면과 습표면의 j 와 f 인자를 비교하였다. 건표면 데이터는 건습구 온도 21°C/16°C($RH = 60\%$)에서 획득한 데이터이고 습표면 데이터는 건구 온도 35.5°C, 상대습도 60%에서 획득한 데이터이다. Fig. 6은 습표면의 j 와 f 인자가 건표면의 값보다 각각 11%, 83% 큼을 보여준다. 이는 전술한 바와 같이 열교환기 튜브 하부에 형성된 물방울이 열전달계수와 압력손실을 증가시키기 때문이다. 또한 물방울이 미치는 영향은 열전달보다는 압력손실에 더욱 큼을 알 수 있다.

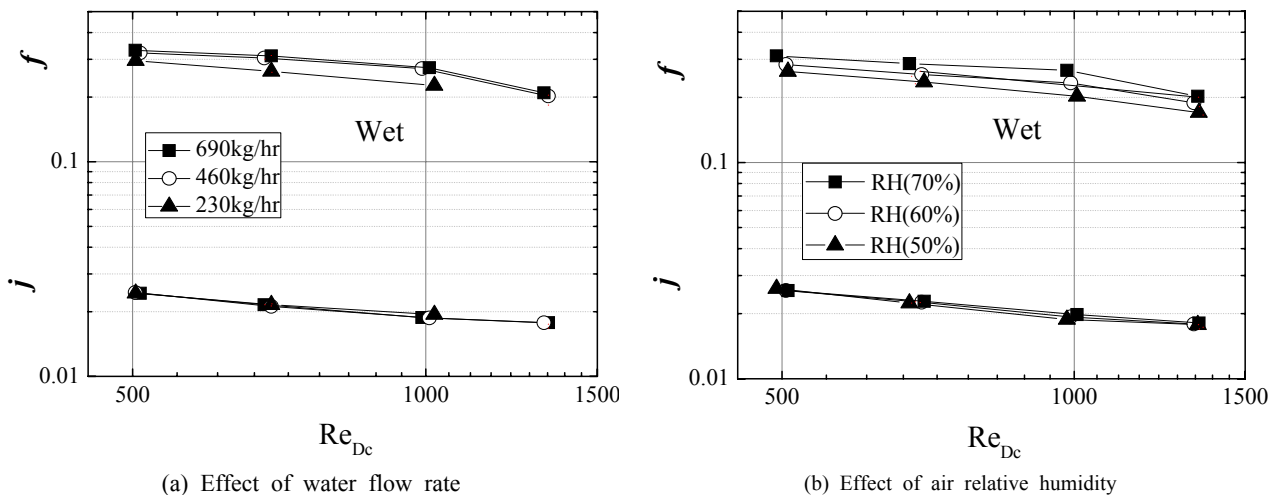


Fig. 4 Effect of experimental parameters on j and f factor(wet).

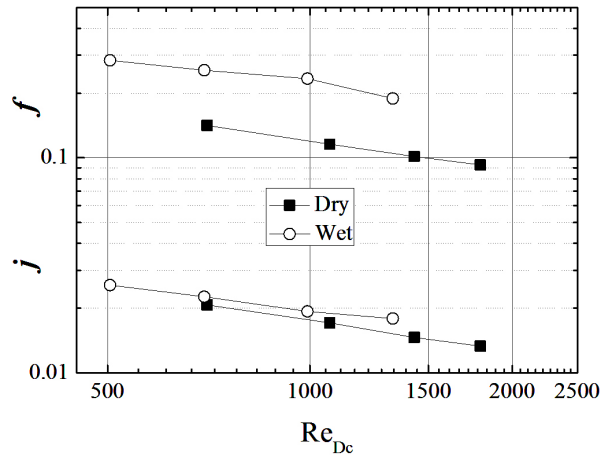


Fig. 5 Comparison of j and f factors between dry and wet condition.

4. 결 론

본 연구에서는 설계 온도 조건에서 얻어진 j 와 f 인자가 실제 공조기 운전시에도 무리없이 적용 가능한지를 실험을 통하여 확인하였다. 이를 위하여 2열 슬릿 핀-관 열교환기에 대하여 외기 온도를 변화시키며 일련의 실험을 수행하였다. 또한 관 내측의 물의 온도와 유량이 미치는 영향도 살펴보았다. 주된 결론은 다음과 같다.

- (1) 건표면의 경우 관 내측 물 온도, 물 유량 그리고 외기의 온도 변화가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 무시할 만 하였다. 이로부터 데이터 리덕션시 별도의 실험을 통하여 얻어진 관 내측 상관식의 적용이 무리가 없다고 판단된다. 또한 j 인자에 포함된 Prandtl 수의 지수 2/3도 적절하다고 판단된다.
- (2) 습표면의 경우 관 내측의 유량, 외기의 상대습도 변화에 따른 수증기 응축수량의 변화가 j 인자에 미치는 영향은 무시할 만하였다. 하지만 f 인자는 응축수량의 증가에 따라 증가하였다.
- (3) 습표면 j 와 f 인자는 건표면의 값보다 크게 나타났고 그 차이는 f 인자에서 더욱 컸다. 이는 습표면 실험시 열교환기 튜브 하부에 형성되는 물방울이 열전달 및 압력손실에 미치는 영향 때문으로 판단된다.

References

1. Wang, C. C., Webb, R. L., and Chi, K. Y., 2000, Data reduction for air-side performance of fin-and-tube heat exchangers, *Exp. Thermal Fluid Sci.*, Vol. 21, No. 4, pp. 218-226.
2. Kim, N. H., Oh, W. K., Cho, J. P., Park, H. Y., and Youn, B., 2003, Data reduction on the air-side heat transfer coefficients of heat exchangers under dehumidifying conditions, *Korean J. Air Conditioning Refrigeration*, Vol. 15, No. 1, pp. 73-85.
3. Kim, N. H., 2016, Personal communication with Samsung Electronics.
4. Mills, A. F., 1995, *Basic Heat and Mass Transfer*, Irwin Pub.
5. ASHRAE Standard 41.1, 1986, *Standard Method for Temperature Measurement*, ASHRAE.
6. ASHRAE Standard 41.2, 1987, *Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement*, ASHRAE.
7. ASHRAE Standard 41.5, 1975, *Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data*, ASHRAE.
8. ESDU 98005, 1998, *Design and performance evaluation of heat exchangers : the effectiveness and NTU method*, Engineering and Sciences Data Unit 98005 with Amendment A, London ESDU International plc., pp. 122-129.
9. Park, B. B., You, S. M., Yoon, B., and Yoo, K. C., 1997, Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics for flow of water inside circular smooth and micro-fin tubes, *Korean J. Air Conditioning Refrigeration*, Vol. 9, No. 4, pp. 454-461.

10. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. of ASRE, Refrigeration Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
11. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of California Publications on Engineering, Vol. 2, No. 13, pp. 443-461.
12. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
13. Wang, C. C., Tao, W. H. and Du, Y. J., 2000, Effect of waffle height on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, Heat Trans. Eng., Vol. 21, pp. 17-26.
14. Pirompugd, W., Wongwises, S. and Wang, C. C., 2006, Simultaneous heat and mass transfer characteristics for wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying conditions, Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 49, pp. 132-143.