

비대칭형 슬릿 핀이 적용된 핀-관 열교환기의 습표면 성능

김내현*

¹인천대학교 기계시스템공학부

Air-Side Performance of Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Non-Symmetric Slit Fins Under Wet Condition

Nea-Hyun Kim^{1*}

¹Division of Mechanical System Engineering, Incheon National University,

요약 본 연구에서는 비대칭형 슬릿 핀 열교환기의 습표면 열전달 및 압력손실에 대하여 실험적으로 검토하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 실험범위에서 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않았다. 또한 루버 핀 시료의 j 와 f 인자가 슬릿 핀 시료의 값들보다 크게 나타났다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 27%, 31% 크고, 2열에서는 15%, 30% 크게 나타났다. 슬릿 핀과 루버 핀 모두 열수가 증가하면 j 와 f 인자가 감소하였다. 슬릿 핀의 평균 j/f 가 루버 핀보다 1열에서 3.4%, 2열에서 11.5% 크게 나타났다. 본 데이터로부터 새로운 상관식을 도출하였다.

Abstract In this study, wet surface heat transfer and friction characteristics of non-symmetric slit-finned heat exchangers are experimentally investigated. Louver-finned heat exchangers are also tested for comparison purpose. The effect of fin pitch on j and f factor is negligible. Louver fin samples yield higher j and f factors than slit fin samples. For one row, j and f factors of louver fin are 27% and 31% higher than those of slit fin. For two row, j and f factors of louver fin are 15% and 30% higher. Both j and f factor decrease as the number of tube row increases. For one row, average j/f ratios of slit fin samples are 3.4% larger than those of louver fin samples. For two row, average j/f ratios of slit fin samples are 11.5% larger. A new correlation was developed using the present data.

Key Words : Heat transfer coefficient, Pressure drop, Slit fin, Wet surface

1. 서론

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 흐르는데 대부분의 열저항은 공기 측에 있게 된다. 그간 공기 측 성능을 향상시키기 위하여 많은 노력이 있었고 그 결과 웨이브 핀, 슬릿 핀, 루버 핀, 컨벡스 루버 핀 등 고성능 핀이 개발되었다 [1, 2]. 특히 슬릿 핀은 공조기의 증발기 또는 응축기에 널리 사용되고 있다. Fig. 1에 대표적인 슬릿 핀의 제원을 나타내

었다.

핀-관 열교환기가 증발기로 사용될 경우 핀 표면의 온도가 공기의 노점온도보다 낮게 되고 핀에는 습표면이 형성된다. 이러한 습표면의 전열성능은 일반적으로 열 및 물질전달 해석을 통한 현열 열전달 계수로 평가하는데 평판 핀이나 웨이브 핀에 대해서는 많은 연구가 수행된 반면[3-8] 슬릿 핀에 대해서는 상대적으로 적게 수행되었다.

Table 1에 습표면 슬릿 핀에 대한 기존 연구를 정리하였다. Wang and Chang[9]은 핀 양쪽에 폭(w_s) 1.0mm의 슬릿이 9개 가공된 열교환기에 대해 습표면 실험을

*Corresponding Author : Nea-Hyun Kim (Incheon National Univ.)

Tel: +82-032-835-8420 email: knh0001@incheon.ac.kr

Received February 3, 2015

Revised (1st March 20, 2015, 2nd April 1, 2015)

Accepted June 11, 2015

Published June 30, 2015

Table 1. Previous studies on slit fins

| Author name | Slit formed | w_s [mm] | h_s [mm] | n_s | A_s/A_f | P_f [mm] | P_t [mm] | P_l [mm] | D_c [mm] | N |
|--------------------|-------------|---------------|---------------|-------|-----------|---------------|---------------|---------------|---------------|------|
| Wang and Chang [9] | Both sides | 1.0 | N/A | 9 | 0.112 | 1.4 | 20.4 | 12.7 | 7.5 | 2 |
| Wang et al. [10] | One side | 2.2 | 1.0 | 4 | 0.203 | 1.21 ~ 2.46 | 25.4 | 22.0 | 10.3 | 1~4 |
| Wang et al. [11] | Both sides | 1.0 | 1.0 | 9 | N/A | 1.27 | 21.0 | 12.7 | 7.6 | 2 |
| Ma et al. [12] | One side | N/A | 0.6 | 5 | 0.258 | 1.2 ~ 1.7 | 21.0 | 13.3 | 7.21 | 2, 3 |
| Yun et al. [13] | One side | 1.0 | 0.7 | 7 | 0.314 | 1.27 ~ 1.41 | 20.0 | 10.0 | 5.3~ 9.95 | 1~3 |

수행하였다. 낮은 풍속에서 열전달계수가 평판 핀의 값과 유사하게 나타났는데 액막이 슬릿을 막아 슬릿의 효과가 없어졌기 때문이라고 설명하였다. Wang et al.[10]은 한 면에 폭 2.2mm, 높이(h_s) 1.0mm의 슬릿이 4개 가공된 열교환기에 대하여 핀 핏치(P_f)와 튜브 열수(N)의 영향을 검토하였다. 핀 핏치가 2.5mm로 큰 경우, 튜브 열수가 j와 f 인자에 미치는 영향은 매우 작게 나타났다. 하지만 핀 핏치가 1.2mm로 작은 경우에는 튜브 열수가 증가할수록 j와 f 인자는 감소하였다. 그 이유로 핀 핏치가 큰 경우에는 액막 흐름이 원활하여 평판 핀과 유사하게 열수의 영향이 없고 핀 핏치가 작은 경우에는 액막 흐름이 원활치 않아 열교환기 후방으로 갈수록 전열성능이 감소하여 열수의 영향이 크게 나타난다고 설명하였다. Wang et al.[11]은 Table 1에 기술된 세 종류의 슬릿 핀 열교환기에 대하여 습표면 실험을 수행하였다. 핀 핏치 및 튜브 열수가 j와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않았다. 그들은 자신의 데이터와 Wang et al.[10]의 데이터를 사용하여 상관식을 도출하였다. Wang et al.[12]은 핀 양쪽에 폭 1.0mm, 높이 1.0mm의 슬릿이 9개 가공된 열교환기에 대해 친수 코팅의 효과를 검토하였다. 친수코팅을 한 열교환기의 j와 f 인자가 친수 코팅을 하지 않은 열교환기의 값 보다 작게 나타났는데 친수코팅을 함으로써 액적이 액막으로 변하고 따라서 액적의 조도 효과가 감소하기 때문으로 설명하였다. Ma et al.[13]은 한 면에 높이 0.6mm의 슬릿 4개가 가공된 열교환기에 대해 습표면 실험을 수행하였다. 튜브 열수가 증가할수록 j와 f 인자는 감소하였는데 열수가 증가할수록 습공기의 절대습도가 감소하여 수분 전달량이 감소하기 때문으로 설명하였다. 그들은 본인들의 데이터를 바탕으로 j와 f 상관식을 제시하였다. Yun et al.[14]은 한 면에 높이 0.6mm의 슬릿이 4개 가공된 열교환기에 대해 튜브 직경을 5.3mm에서 9.5mm로 변화시키며 습표면 실험을 수행하였다. 튜브 직경이 감소할수록 j와 f 인자는 증가하였는데 튜브 하류의 비효율적인 면적이 감소하기 때문으로 설명하였다. 그들은 또한 튜브 열수가 증가할수록 j와 f 인자가 감

소한다고 보고하였다.

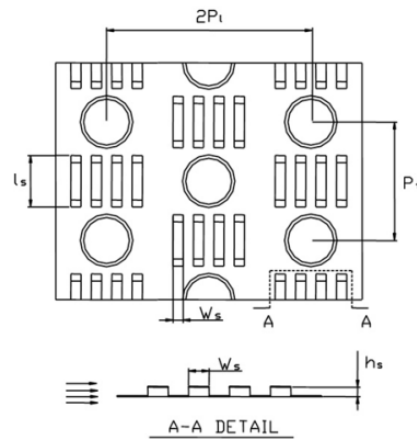


Fig. 1. Geometric dimensions of slit-finned heat exchanger

Table 2. Geometric dimensions of the test samples

| No | Fin pattern | A_s/A_f | P_f [mm] | P_t [mm] | P_l [mm] | D_c [mm] | t_f [mm] | N |
|----|-------------|-----------|---------------|---------------|---------------|---------------|---------------|---|
| 1 | Slit | 0.203 | 1.3 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 2 | Slit | 0.203 | 1.3 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |
| 3 | Slit | 0.203 | 1.4 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 4 | Slit | 0.203 | 1.4 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |
| 5 | Slit | 0.203 | 1.5 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 6 | Slit | 0.203 | 1.5 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |
| 7 | Louver | 0.335 | 1.3 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 8 | Louver | 0.335 | 1.3 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |
| 9 | Louver | 0.335 | 1.4 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 10 | Louver | 0.335 | 1.4 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |
| 11 | Louver | 0.335 | 1.5 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 1 |
| 12 | Louver | 0.335 | 1.5 | 21.0 | 12.7 | 7.3 | 0.11 | 2 |

상기 문헌 조사 결과는 슬릿 핀-관 열교환기에 대해 아직 많은 부분의 연구가 필요함을 보여준다. 특히 슬릿 패턴에 대해서는 더욱 그렇다. 지금까지 연구된 슬릿 패턴은 슬릿이 핀의 선단부와 말단부에 동일한 형태로 가공된 대칭형이었다. 하지만 유동 경계층이 선단부에서는 얇고 말단부로 갈수록 두꺼워지는 것을 고려하면 말단부에 슬릿을 집중시키는 것이 좀 더 효과적일 수 있다.

본 연구에서는 높이와 폭이 유동방향으로 증가하는 세 개의 슬릿이 가공된 열교환기 시료에 대하여 핀 핏치와 열수를 변화시키며 전열성능을 측정하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀이 장착된 열교환기에 대한 실험도 수행하였다.

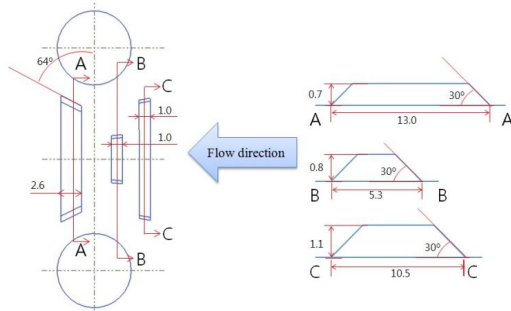
2. 실험장치 및 방법

2.1 열교환기 시료

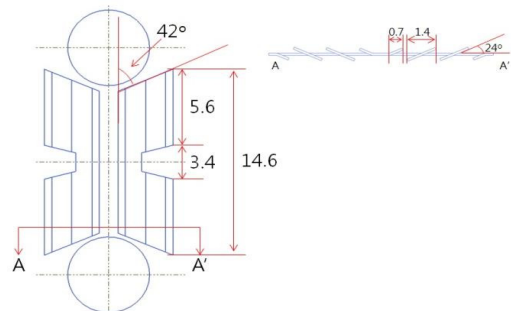


(a) Louver fin (7.3mm O.D.)

(b) Slit fin (7.3mm O.D.)



(c) Detailed dimensions of the present slit fin



(d) Detailed dimensions of the present louver fin

Fig. 2. Photos and detailed dimensions of the present slit and louver fin (unit : mm)

본 연구에서는 슬릿 핀 시료 6개와 루버 핀 시료 6개 총 12개의 시료에 대하여 습표면 실험을 수행하였다. Table 2에 시료의 제원을, Fig. 2에는 슬릿 핀과 루버 핀의 사진과 상세 제원을 나타내었다. 시료의 높이와 폭은 모든 시료에서 234mm와 400mm이고 유동 직각 방향 튜브 핏치(P_t)는 21.0mm, 유동 방향 튜브 핏치(P_l)는 12.7mm, 튜브 직경(D_o)은 7.3mm, 핀 두께(t_f)는 0.11mm이다. 슬릿 핀에는 세 개의 슬릿이 유동과 직각되게 가공되었는데 선단으로부터 첫 번째 슬릿은 폭(w_s)이 1.0mm, 높이(s_h)가 0.7mm, 길이(l_s)가 13.0mm이고 두 번째 슬릿은 폭이 1.0mm, 높이가 0.8mm, 길이가 5.3mm이다. 세 번째 슬릿은 폭이 2.6mm, 높이가 1.1mm, 길이가 10.5mm이고 핀 면적 중 슬릿이 차지하는 비율(A_s/A_f)은 20.3%이다. 루버 핀은 중앙의 방향 전환 루버를 포함하여 총 9개의 루버로 구성된다. 루버의 폭은 1.6mm, 길이는 5.6mm, 루버각(θ)은 24°이다. 각 형상별 6개의 시료는 핀 핏치 1.3mm, 1.4mm, 1.5mm, 튜브 열수 1열과 2열로 구성된다. 시료에 사용된 튜브는 마이크로 핀관으로 높이 0.12mm, 선회각 25°인 마이크로 핀 60개가 관 내측에 가공되어 있다. 튜브측 회로는 직교대향류로 구성되어 있다.

2.2 실험장치 및 실험 절차

실험장치의 개략도가 Fig. 3에 나타나 있다. 실험장치는 크게 흡입식 풍동, 수순환 회로, 자료 획득장치 등으로 구성되고 항온항습 챔버 내에 설치된다. 시료는 흡입식 풍동의 입구에 설치된다. 시료 후방에는 배플(baffle)이 설치되어 배출공기를 혼합시켜 준다. 시료의 입출구 온습도는 ASHRAE 규격 41.1에 따라 측정하였다[15]. 시료의 내측으로는 물이 순환하는데 항온조로부터 일정 온도와 유량을 공급받았다. 물의 온도는 정밀도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀 RTD(P_t -100 Ω 센서)로써 측정하였고, 유량은 정밀도 $\pm 0.0015\text{L/s}$ 의 질량유량계로 측정하였다. 공기측 풍량은 흡입식 풍동 후방에 장착된 노즐을 사용하여 측정하였고[16] 시료의 압력손실은 정밀도 $\pm 1.0\text{Pa}$ 의 차압계로 측정하였다.

시험 중 챔버의 온도는 35°C, 상대습도는 60%, 순환수의 공급 온도는 6°C로 유지하였다. 순환수의 온도는 시료에 습표면이 형성되도록 챔버의 이슬점 온도보다 낮은 온도로 결정되었다. 온도와 순환수의 온도는 실험은 시료 전방풍속을 0.5m/s에서 2.0m/s사이에서 변화시키

며 수행 되었는데 공기측과 물측 열평형은 $\pm 3\%$ 내에서 일치하였다. 전방 풍속 범위는 가정용 에어컨 증발기의 설계 풍속을 고려하여 결정되었다. ASHRAE 규격 41.5 [17]에 따라 실험오차 해석을 수행하였고 그 결과를 Table 3에 나타내었다. 마찰인자의 오차는 주로 차압계 ($\pm 1.0\text{Pa}$)에 의한 것이고 열전달계수의 오차는 주로 관 내측 상관식의 오차($\pm 10\%$)에 기인하였다. 실험 오차는 Reynolds수가 감소할수록 증가하였다.

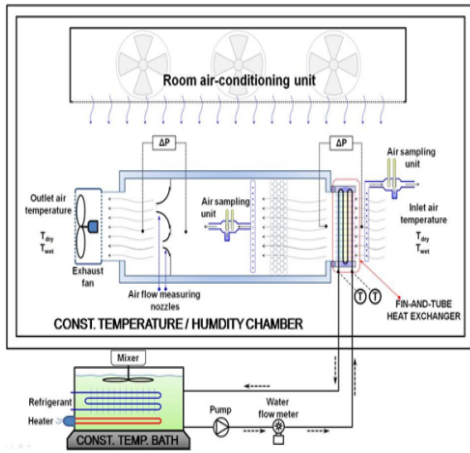


Fig. 3. Schematic drawing of the test setup.

Table 3. Experimental errors

| Parameter | Range | Max uncertainties |
|--------------------------|------------|-------------------------|
| Air inlet temperature | 35°C | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Air outlet temperature | 10 ~ 28°C | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Water inlet temperature | 6°C | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Water outlet temperature | 14 ~ 26°C | $\pm 0.1^\circ\text{C}$ |
| Differential Pressure | 5 ~ 100Pa | $\pm 1.0\text{Pa}$ |
| Water flow rate | 0.064kg/s | $\pm 2.0\%$ |
| Re_{Dc} | 350 ~ 1500 | $\pm 2.0\%$ |
| j | | $\pm 12.3\%$ |
| f | | $\pm 10.4\%$ |

Table 4. ϵ -NTU relationship for cross-counter configuration(18)

| | | |
|------|--|--------------------------------|
| Row | $C_{\min}(\text{air})$ | |
| 2row | $\epsilon = \frac{1}{R} \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp(2KR)} \right)$ | $K = 1 - \exp(-NTU/2)$ |
| | $C_{\min}(\text{water})$ | |
| 2row | $\epsilon = \left(1 - \frac{1}{\frac{K}{2} + \left(1 - \frac{K}{2} \right) \exp\left(\frac{2K}{R}\right)} \right)$ | $K = 1 - \exp(-NTU \cdot R/2)$ |

2.3 자료처리

본 연구에 사용된 직교대향류 열교환기의 경우 $\epsilon - NTU$ 관계식은[18] Table 4에 나타나 있다.

$$UA = C_{\min}NTU \quad (1)$$

$$R = (\dot{m})_{\min} / (\dot{m})_{\max} \quad (2)$$

여기서 ϵ 는 유용도, U는 열관류율($\text{kW}/\text{m}^2\text{K}$), A는 전열 면적(m^2), C는 열용량유량(W/K), \dot{m} 은 유량 (kg/s), NTU는 전달단위 수이다. 1열의 경우는 직교류의 $\epsilon - NTU$ 관계식을 사용한다. UA로 부터 공기측 열전달계수 h_o 는 아래 식으로 구한다.

$$\frac{b_{w,m}}{\eta_o h_w A_o} = \frac{1}{UA} - \frac{b_r}{h_i A_i} - \frac{b_t}{k A_t} \quad (3)$$

$$h_o = \frac{h_w c_{pm}}{b_{w,m}} \quad (4)$$

여기서 b_r , b_t , $b_{w,m}$ 은 각각 물, 튜브, 액막 온도에서의 포화공기 엔탈피선의 기울기(J/kgK)이고 c_{pm} 은 비열(J/kg), t는 관벽 두께(m)이다. 또한 A_i , A_t , A_o 는 각각 관 내측, 튜브, 관 외측 전열면적이다. 관 내측 열전달계수 h_i 는 Park et al. [19]식을 사용하여 구한다.

$$Nu_w = 0.00172 Re_w^{1.12} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (5)$$

$$Nu_w = 0.0376 Re_w^{0.81} Pr_w^{0.3} \quad 3,000 \leq Re_w \leq 21,000 \quad (6)$$

여기서 Nu_w 는 관 내측 Nusselt수, Re_w 는 관 내측 Reynolds수 Pr_w 는 관 내측 Prandtl수이다. 식(3)의 η_o 는 표면효율로 아래 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta) \quad (7)$$

여기서 η 는 핀 효율이고 A_f 는 핀의 면적이다. 핀 효율은 Schmidt[20]가 제안한 식을 사용하여 구한다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr_c\phi)}{mr_c\phi} \quad (8)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_w}{k_f t_f}} \quad (9)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{R_{eq}}{r_c}\right)\right] \quad (10)$$

$$R_{eq} = 0.64 P_t \left(\frac{P_t}{P_t} - 0.2\right)^{0.5} \quad (1row) \quad (11)$$

$$R_{eq} = 0.635 P_t \left(\frac{P_t}{P_t} - 0.3\right)^{0.5} \quad (2row) \quad (12)$$

여기서 k_f 는 핀의 열전도도(W/mK), r_c 는 튜브의 반경(m)이다. 풍속과 열전달계수는 Re_{Dc} 와 j 인자로 무차원화 된다.

$$Re_{Dc} = \frac{\rho_a V_{max} D_c}{\mu_a} \quad (13)$$

$$j = \frac{h_o}{\rho_a V_{max} c_{pa}} Pr_a \quad (14)$$

여기서 ρ_a 는 공기의 밀도 (kg/m^3), μ_a 는 공기의 점성계수(Pa·s), c_{pa} 는 공기의 비열(J/kgK), Pr_a 는 공기의 Prandtl수, V_{max} 는 열교환기내 최대 유속(m/s)으로 최소 유동단면적 $A_c(m^2)$ 에서의 유속이다. 마찰인자 f 는 아래 식으로 구한다.

$$f = \frac{A_c}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_{in}} \left[\frac{2\Delta P \rho_{in}}{(\rho_m V_{max})^2} - (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} - 1\right) \right] \quad (15)$$

여기서 ΔP 는 차압 (Pa)이고 ρ_{in} , ρ_m , ρ_{out} 은 입구, 입출구 평균, 출구에서의 밀도(kg/m^3), σ 는 축소비이다.

3. 결과 및 논의

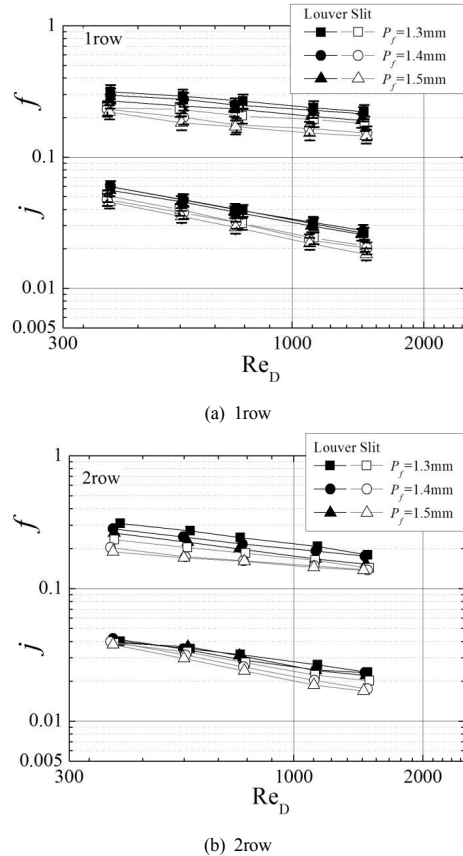
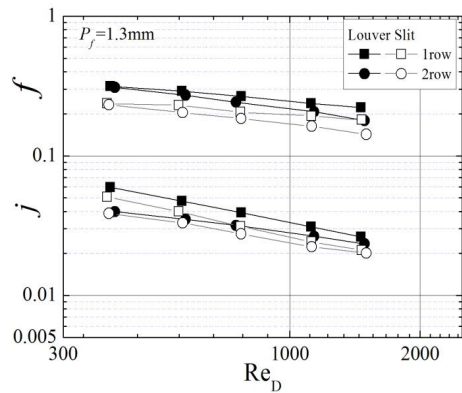


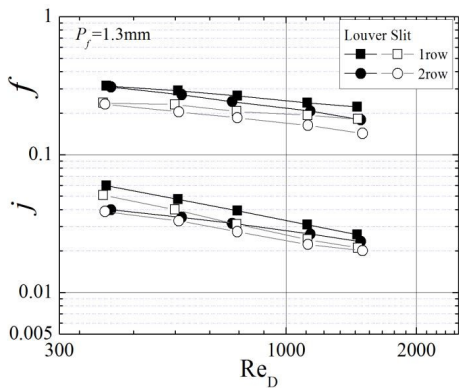
Fig. 4. Effect of fin pitch on j and f factors

Fig. 4에 슬릿 핀과 루버 핀의 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 또한 Fig. 4(a)에는 각 데이터의 오차범위도 나타내었다.

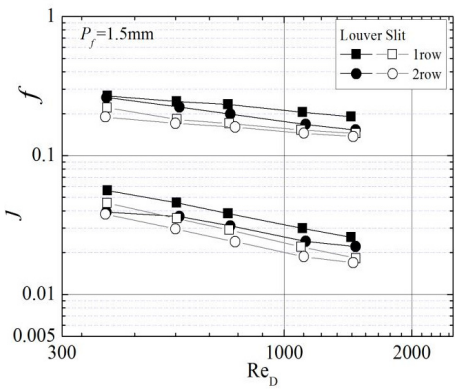
이 그림은 핀 핏치가 j 와 f 인자에 미치는 영향이 오차범위 내에 있음을 보여준다. 이러한 경향은 다른 여러 연구자들도 보고한 바 있다 [5, 21, 22]. 특히, 본 연구에서의 핀 핏치 변화는 1.3mm에서 1.5mm로 작으므로 더욱 핀 핏치의 영향이 크지 않으리라 예상할 수 있다. Fig. 4는 루버 핀의 j 와 f 인자가 슬릿 핀의 값들보다 크음을 보여준다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 27%, 31% 크고, 2열에서는 15%, 30% 크게 나타났다. 이는 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율 (A_s/A_o)이 0.335로 슬릿 핀의 0.203보다 65% 크기 때문이다.



(a) $P_f=1.3\text{mm}$



(b) $P_f=1.4\text{mm}$

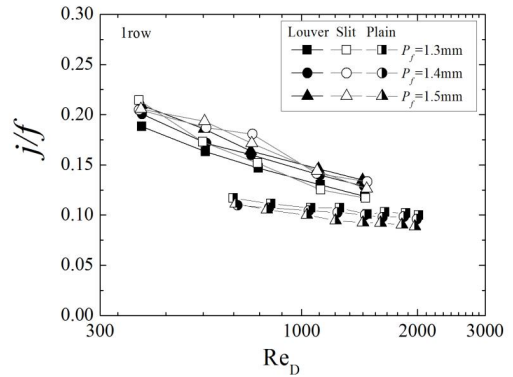


(c) $P_f=1.5\text{mm}$

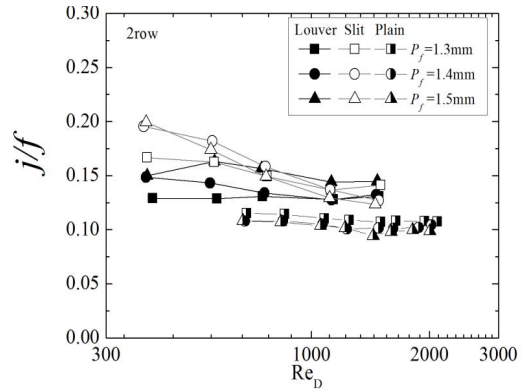
Fig. 5. Effect of number of tube row on j and f factors

Fig. 5에 튜브 열수가 j 와 f 인자에 미치는 영향을 나타내었다. 슬릿 핀과 루버 핀 모두에서 1열의 j 와 f 인자가 2열의 값들보다 크게 나타났다. 이 경향은 핀-관 열교환기의 일반적 경향으로 다수의 연구자가 동일한 경향을 보고한 바 있다 [10, 12, 13, 23, 24]. 이는 유동 및 열

경계층이 열교환기의 후방으로 갈수록 두꺼워져 열전달 및 압력손실이 감소하기 때문이다.



(a) 1row



(b) 2row

Fig. 6. Ratio of j/f between slit, louver and plain fin samples

Fig. 6에 슬릿 핀과 루버 핀의 j/f 를 나타내었다. 또한 평판 핀의 값[22]도 나타내었다. 이 그림은 슬릿 핀의 평균 j/f 가 루버 핀보다 1열에서 3.4%, 2열에서 11.5% 크음을 보여준다. 즉 동일한 압력손실에서 슬릿 핀의 전열량이 루버 핀보다 평균 3.4%에서 11.5% 크다고 이해될 수 있다. 또한 Fig. 6은 슬릿 핀과 루버 핀 모두 평판 핀보다 j/f 비가 크음을 보여준다.

Table 5. Existing slit fin correlations

| Wang et al. [11] | |
|------------------|--|
| j | $j = 2.77301 \text{Re}_{D_c}^{j1} N^{j2} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j3} \left(\frac{2\Gamma}{\mu_w}\right)^{j4}$ |
| $j1$ | $j1 = 0.587 + \frac{0.1686N}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} - 0.4188 \frac{F_s}{D_c} + 1.7099 \frac{N}{\text{Re}_{D_c}}$ |
| $j2$ | $j2 = 2.3197 + 1101.9365 \frac{F_s}{D_c \text{Re}_{D_c}} - \frac{18.2556}{\log_e(\text{Re}_{D_c})}$ |
| $j3$ | $j3 = 0.0819 + \frac{0.7213N}{\log_e(\text{Re}_{D_c})} + \frac{31.5232N}{\text{Re}_{D_c}}$ |
| $j4$ | $j4 = 0.0283 - 0.0023 \log_e(\text{Re}_{D_c})$ |
| f | $f = 0.00197 \text{Re}_{D_c}^{f1} N^{f2} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{f3} \left(\frac{2\Gamma}{\mu}\right)^{f4}$ |
| $f1$ | $f1 = 0.29 - 0.0003N + 0.3253 \frac{F_s}{D_c} - 0.0025 \frac{2\Gamma}{\mu}$ |
| $f2$ | $f2 = -0.6298 + 0.0229 \log_e(\text{Re}_{D_c}) + 1.9589 \frac{F_s}{D_c} - 0.0506 \frac{2\Gamma}{\mu}$ |
| $f3$ | $f3 = -4.3127 - 0.0535N + 0.4869 \log_e(\text{Re}_{D_c}) - 0.0646 \frac{2\Gamma}{\mu}$ |
| $f4$ | $f4 = -0.3005 + 0.03444 \log_e(\text{Re}_{D_c}) + 0.018N - 0.0506 \frac{F_s}{D_c}$ |
| Ma et al. [13] | |
| j | $j = 0.0605 \text{Re}_{D_c}^{-0.4218} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-0.7543} \left(\frac{P_l}{P_i}\right)^{1.951} RH^{0.0073} N^{-0.2895}$ |
| f | $f = 5.5335 \text{Re}_{D_c}^{-0.5581} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-0.313} \left(\frac{P_l}{P_i}\right)^{0.3379} RH^{0.0045} N^{-0.1844}$ |

Table 6. RMS errors of the present data predicted by available correlation

| Correlation | | j | f |
|-------------|------------------|------|------|
| Slit | Wang et al. [11] | 0.21 | 0.22 |
| | Ma et al. [13] | 0.22 | 0.54 |
| Louver | Wang et al. [25] | 0.19 | 0.20 |
| | Ma et al. [13] | 0.08 | 0.15 |

전술하다시피 슬릿 핀 열교환기의 습표면 상관식은 Wang et al.[11]과 Ma et al.[13]이 있고 Table 5에 상관식들을 기술하였다. 여기서 Γ 는 단위길이당 액막의 유량(kg/ms)이고 μ_w 는 핀 표면온도에서의 점성계수(Pa·s)이다. Fig. 7에 본 데이터와 상관식의 예측치를 나타내었고 Table 6에는 RMS 오차를 나타내었다. Ma et al.[13] 상관식은 j 와 f 인자 모두를 과대예측하고(RMS오차 22%와 54%) Wang et al.[11]

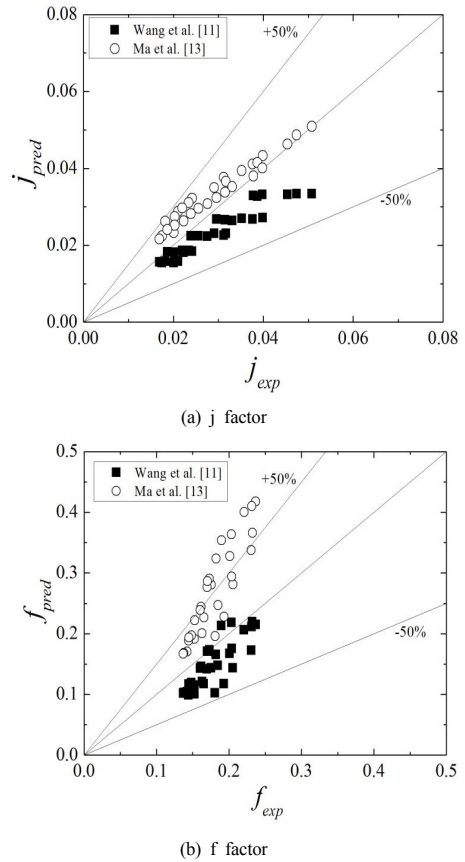
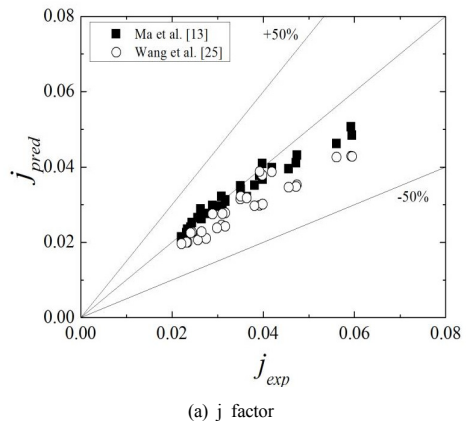


Fig. 7. Slit fin j and f factors compared with correlations



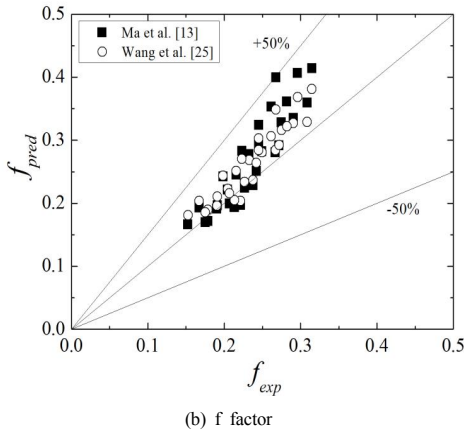
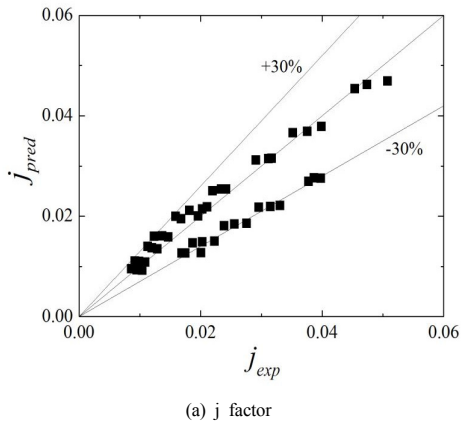


Fig. 8. Louver fin j and f factors compared with correlations

상관식은 j와 f 인자 모두를 과소예측한다(RMS 오차 21%와 22%). Fig. 8에는 루버 핀 상관식 [13, 25]과 데이터를 비교하였다. Ma et al.[13] 상관식은 j 인자를 잘 예측하고(RMS 오차 8%) f 인자를 과대예측(RMS 오차 15%)한다. Wang et al.[25] 상관식은 j 인자를 과소예측하고 (RMS 오차 19%) f 인자를 과대예측(RMS 오차 20%)한다. 기존 상관식이 본 실험 데이터를 절절히 예측하지 못하는 이유는 Fig. 2에 보여지듯이 본 연구의 비대칭 슬릿 핀의 기하학적 형상이 기존 슬릿 핀이나 루버 핀과 다르기 때문이다. 본 연구의 실험 데이터로부터 아래와 같은 상관식을 도출하였다.

$$j = 0.93 Re_{D_c}^{-0.565} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{0.168} \left(\frac{P_f}{D_c} \right)^{-0.264} N^{-0.760} \quad (16)$$

$$f = 0.98 Re_{D_c}^{-0.385} \left(\frac{P_l}{P_t} \right)^{2.20} \left(\frac{P_f}{D_c} \right)^{-1.16} N^{0.251} \quad (17)$$



(a) j factor

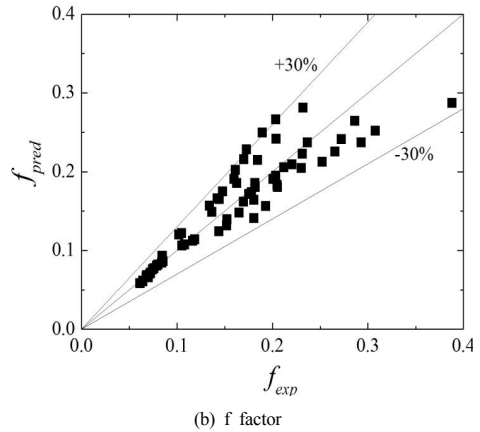


Fig. 9. Prediction of j and f factor by the new correlation

Fig. 9에 상관식과 데이터를 비교하였다. 이 그림은 상관식이 j 인자(RMS 오차 0.20)와 f 인자(RMS 오차 0.17)를 적절히 예측함을 보여준다.

4. 결론

본 연구에서는 비대칭형 슬릿 핀 열교환기의 습표면 열전달 및 압력손실에 대하여 실험적으로 검토하였다. 비교를 위하여 널리 사용되는 루버 핀 열교환기에 대한 실험도 수행하였다. 핀 핏치(1.3mm~1.5mm)와 열수(1열과 2열)를 변화시키며 열전달 및 압력손실에 미치는 영향을 검토하였다. 주된 결론은 다음과 같다.

- 1) 슬릿 핀의 평균 j/f가 루버 핀보다 1열에서 3.4%, 2열에서 11.5% 크다. 이는 슬릿 핀의 전열 성능이 루버 핀 보다 우수함을 의미한다.
- 2) 실험범위에서 핀 핏치가 j와 f 인자에 미치는 영향은 크지 않다.
- 3) 루버 핀 시료의 j와 f 인자가 슬릿 핀 시료의 값들보다 크다. 1열의 경우 평균 j 인자와 f 인자는 27%, 31% 크고, 2열에서는 15%, 30% 크게 나타났다. 이는 핀 면적 중 루버가 차지하는 비율이 슬릿 핀의 값보다 크기 때문이다.
- 4) 슬릿 핀과 루버 핀 모두 열수가 증가하면 j와 f 인자가 감소한다.
- 5) 기존 슬릿 핀 상관식들은 j와 f 인자를 과대 예측하거나 과소 예측한다. 새로이 개발된 상관식은 슬릿 핀 데이터를 ±30% 내에서 예측한다.

References

- [1] R. L. Webb and N.-H. Kim, Principles of Enhanced Heat Transfer. 2nd ed., Taylor and Francis Pub. 2005.
- [2] C.-C. Wang, "On the airside performance of fin-and-tube heat exchangers," in Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, Eds., S. Kakac, A.E. Bergles, F. Mayinger, H. Yuncu, Kluwer Academic Press, pp. 141-162, 1999.
- [3] F. C. McQuiston, "Heat, mass and momentum transfer data for five plate-fin-tube surfaces," ASHRAE Trans., Vol. 84, Pt. 1, pp. 266-293, 1978.
- [4] F. C. McQuiston, "Correlation of heat, mass and momentum transport coefficients for plate-fin-tube heat transfer surfaces with staggered tubes," ASHRAE Trans., Vol. 84, Pt. 1, pp. 294-309, 1978.
- [5] C.-C. Wang, Y.-C. Hsieh and Y.-T. Lin, "Performance of plate finned tube heat exchangers under dehumidifying conditions," J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 109-117, 1997.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2824075>
- [6] Y.-T. Lin, Y.-M. Hwang and C.-C. Wang, "Performance of the herringbone wavy fin under dehumidifying conditions, Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 45, pp. 5035-5044, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00193-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00193-X)
- [7] C.-C. Wang and J.-S. Liaw, "Airside performance of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers under dehumidifying condition - Data with larger diameter tube," Vol. 55, pp. 3054-3060, 2012.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.02.025>
- [8] T. Kuvannarat, C.-C. Wang and S. Wongwises, "Effect of fin thickness on the airside performance of wavy fin-and-tube heat exchangers under humidifying conditions," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 49, pp.2587-2596, 2006.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.01.020>
- [9] C.-C. Wang and C.-T. Chang, "Heat and mass transfer for plate fin-and-tube heat exchangers, with and without hydrophilic coating," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 41, pp. 3109-3120, 1998.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(98\)00060-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(98)00060-X)
- [10] C.-C. Wang, Y.-J. Du and C.-J. Chang, "Airside performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," Proc. 34th National Heat Transfer Conf., NHTC'00-12092, 2000.
- [11] C.-C. Wang, W.-S. Lee, W.-J. Shen and Y.-J. Chang, "Parametric study of the air-side performance of slit fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," IMechE, Vol. 215(C), pp. 1111-1121, 2001.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1243/0954406011524342>
- [12] C.-C. Wang, W.-S. Lee, W.-J. Sheu and Y.-J. Chang, "A comparison of the airside performance of the fin-and-tube heat exchangers in wet conditions; with and without hydrophilic coating," Applied Thermal Eng., Vol. 22, pp. 267-278, 2002.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00090-4](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00090-4)
- [13] X. Ma, G. Ding, Y. Zhang and K. Wang, "Airside heat transfer and friction characteristics for enhanced fin-and-tube heat exchanger with hydrophilic coating under wet conditions", Int. J. Ref., Vol. 30, pp. 1153-1167, 2007.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.03.001>
- [14] R. Yun, Y. Kim and Y. Kim, "Air side heat transfer characteristics of plate finned tube heat exchangers with slit fin configuration under wet conditions," Applied Thermal Eng., Vol. 29, pp. 3014-3020, 2009.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.03.017>
- [15] ASHRAE Standard 41.1, Standard Method for Temperature Measurement, ASHRAE , 1986.
- [16] ASHRAE Standard 41.2, Standard Method for Laboratory Air-Flow Measurement, ASHRAE, 1987.
- [17] ASHRAE Standard 41.5, Standard Measurement Guide, Engineering Analysis of Experimental Data, ASHRAE, 1975.
- [18] ESDU 98005, 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, 1998.
- [19] B.-B. Park, S.-M. You, B. Yoon and K.-C. Yoo, "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, 1997.
- [20] T. E. Schmidt, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. of ASRE, Refrigeration Engineering, Vol. 4, pp. 351-357, 1949.
- [21] D. G. Rich, "The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, ASHRAE Trans., Vol. 29, No. 2, pp. 137-145, 1973..
- [22] C.-H. Min, J.-P. Cho, W.-K. Oh and N.-H. Kim, "Heat transfer and pressure drop characteristics of heat exchangers having plain fins under dry and wet conditions," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 16, No. 3, pp. 218-229, 2004.

- [23] N.-H. Kim and H. Cho, "An Experimental investigation on the airside performance of fin-and-tube heat exchangers having silt fins," J. Enhanced Heat Transfer, under review.
- [24] N.-H. Kim, K.-J. Lee and Y. B. Jeong, "Airside performance of oval tube heat exchangers having sine wave fins under wet condition," Applied Thermal Eng. Vol. 66, pp. 580-589, 2014.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.042>
- [25] C.-C. Wang, Y.-T. Lin and C.-J. Lee, "Heat and momentum transfer for compact louvered fin-and-tube heat exchangers in wet conditions," Int. J. Heat MASS Transfer, Vol. 43, pp. 3443-3452.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(99\)00375-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00375-0)

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 내용