

루버핀-관 열교환기의 습조건에서의 열전달 및 마찰특성에 대한 실험 연구

권영철[†] · 장근선

선문대학교 기계공학부
(2007년 10월 15일 접수, 2007년 12월 7일 채택)

Heat Transfer and Friction Characteristics of Louver Fin and Tube Heat Exchangers under Wet Conditions

Young Chul Kwon[†] and Keun Sun Chang

Division of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-708, Korea
(Received October 15, 2007; accepted December 7, 2007)

본 연구에서는 핀-관 열교환기의 공기측 열전달, 마찰 그리고 물질특성을 조사하기 위하여 6종의 열교환기에 대하여 습조건에서 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 핀은 루버형으로 핀피치, 관 열수 그리고 입구상대습도를 변화하였다. 루버핀-관 열교환기의 열전달계수와 마찰계수는 레이놀즈 수가 증가할수록 감소하였으며, 핀피치가 줄어들수록 열전달계수는 감소하였고 마찰계수는 증가하였다. 3열 열교환기의 열전달계수와 마찰계수의 핀피치 변화에 따른 영향은 2열 열교환기의 경우보다 덜 민감하였다. 그리고 유입공기의 상대습도에 대한 열전달계수와 마찰계수의 변화폭은 크지 않았다. 또한, 루버핀-관 열교환기의 물질전달계수는 핀피치가 감소할수록 줄어들었으나, 레이놀즈 수 변화에 따른 물질전달계수는 열전달계수와는 달리 관 열수에 따라 서로 다른 경향을 보였다. 유입공기의 상대습도가 높아질수록, 물질전달계수는 다소 줄어들었다.

An experimental study was conducted to investigate the effect of a tube row, a fin pitch and an inlet humidity on air-side heat and mass transfer performance of louvered fin-tube heat exchangers under wet conditions. Experimental conditions were varied by three fin pitches, two rows, two inlet relative humidities. Experimental results showed that the heat transfer performance decreased and the friction increased with the decrease of fin pitch, for 2 row heat exchanger. The effect of fin pitch on heat transfer performance was negligible with 3 row heat exchanger. The changes in relative humidity was not affected heat transfer and friction. However, the mass transfer performance was slightly decreased with the increase of relative humidity and with the decrease of fin pitch. The mass transfer performance of the louvered fin-tube heat exchanger decreased with the decrease of the fin pitch and was different according to the number of tube row.

Keywords: louver fin, heat exchanger, wet condition, heat transfer, friction

1. 서 론

핀-관 열교환기는 에어컨, 팬코일 등 공조기에 널리 사용되고 있다. 냉방조건에서 운전하는 경우에 열교환기 핀 표면온도가 입구공기의 노점온도보다 낮게 되면 핀 표면에 물방울이 나타나기 시작한다. 물방울은 공기 흐름방향으로 냉각이 진행됨에 따라 응축수로 성장하여 핀 후단부에서 배출된다. 응축수의 일부는 핀과 핀 사이에 잔류하기도 한다. 핀표면이 습조건(wet condition)인 경우에는 건조조건(dry condition)과는 달리 열전달과 물질전달이 동시에 일어나며, 또한 응축수에 의해 열교환기를 통과하는 공기의 유동과정은 매우 복잡하므로, 열교환기의 습과정(wet process)을 해석적인 방법으로 명확히 이해하기는 쉽지 않지만, 공조기의 습조건에 따라 열전달 성능이 크게 변하므로 많은 연구자들로부터 주목을 받고 있다.

루버핀-관 열교환기에 대한 연구는 그동안 꾸준히 진행되어 왔지만 열

교환기 설계에 필요한 데이터로는 충분치 않다. 특히, 습조건에서의 연구는 실험결과가 부족하여 핀표면에 발생하는 응축현상을 해석적 또는 실험적 방법으로도 예측하기가 쉽지 않는 실정이다.

Wang 등[1]은 루버핀의 설계변수들에 대한 실험연구로부터 열전달 성능은 유입공기의 상대습도 변화에 큰 영향을 받지 않음을 그리고 열교환기 열수에 대한 열전달 성능과 마찰에 대한 영향은 상대적으로 적다고 보고하였다. Fu 등[2]은 4종의 루버핀 샘플에 대한 실험연구로부터, 유입공기 상대습도가 높을수록 열전달성능과 마찰은 증가하며, 레이놀즈수 200 미만에서는 열전달성능이 핀피치 감소에 따라 줄어든다고 하였다. Korte와 Jacobi[3]는 핀피치가 줄어들수록 응축수 잔류가 늘어나게 되어 열전달 성능이 점차 감소하고 응축수에 의한 표면 거칠기 효과로 마찰은 점차 증가한다고 보고하였다. 제시된 이들 연구결과는 실험목적에 따라 다른 경향을 보여주고 있다. 이는 습조건하에서 루버핀에 대한 기존 연구들의 실험데이터가 매우 제한적으로 확보되었기 때문이다.

따라서 본 연구의 목적은 습조건에서 루버핀-관 열교환기의 공기측 열전달 및 마찰 특성을 실험을 통하여 이해하고 이 결과를 참고문헌의 상과

[†] 교신저자(e-mail: yckweon1@sunmoon.ac.kr)

Table 1. Geometric Details of Heat Exchanger Samples

Sample #	D_c [mm]	Fin shape	P_f [mm]	P_t [mm]	P_r [mm]	δ_f [mm]	N
1	9.96	louver	14.24	25.4	22	0.115	2
2			16.15	25.4	22	0.115	
3			18.3	25.4	22	0.115	
4			14.24	25.4	22	0.115	3
5			16.15	25.4	22	0.115	
6			18.3	25.4	22	0.115	

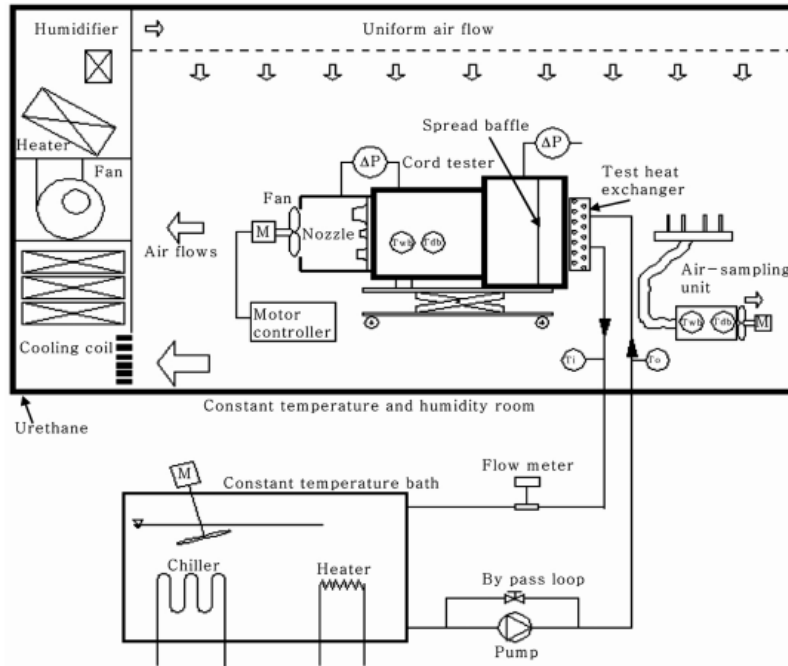


Figure 1. Schematic of the experimental apparatus.

식과 비교 분석하는 데 있으며, 또한 루버핀의 공기측 물질전달 특성도 이해하고자 하였다. 이를 위해 본 연구에서는 6종의 열교환기를 실험하였다. 사용된 열교환기의 관외경은 9.96 mm, 핀 간격은 3가지로 변화시켰으며 관 열수는 2열과 3열 2종을 사용하였다.

2. 실험장치 및 실험조건

Figure 1은 본 연구 실험에 사용된 공기엔탈피식(psychrometric) 열량계의 개략도를 나타낸다. 이 장치는 크게 흡입식 향온향습챔버, 향온수조, 공기 샘플링장치, 자료획득 및 처리장치로 구성되어 있다. 루버핀-관 열교환기는 코드테스트 공기 유입구에 설치되며, 열교환기로 유입되는 공기의 입구조건(온도, 습도)은 챔버 내에 설치된 HVAC&R 계통에 의해 제어되며, 챔버 내 공기 샘플링장치에 의해 건구 및 습구온도가 측정된다. 공기유량은 챔버 후단에 설치된 흡입팬과 모터제어기에 의해 조절되며, 중간 챔버 후단에 설치된 5개의 노즐을 유량 크기에 따라 개폐 상태를 선택하고 개방된 노즐을 통과하는 차압을 측정함으로써 유량이 계산된다. 공기측 압력강하는 챔버 상하좌우에 설치된 4개의 차압노즐에 의해 측정된다. 열교환기 튜브 내로 공급되는 물의 온도는 향온조에 설치된 냉각기(chiller)와 가열기(heater)의 제어에 의해 ± 0.5 °C 오차 이내로 일

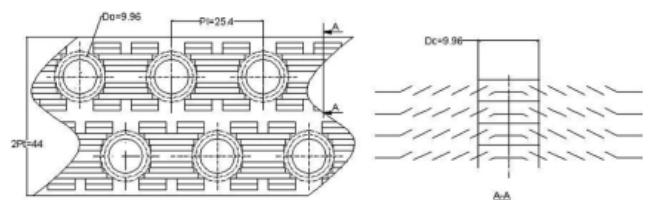


Figure 2. Details of the louver fin geometry.

정 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 GPIB 연계장치를 거쳐 컴퓨터로 보내고 이후 분석을 위해 저장된다. 실험에 사용된 열량계는 다양한 실험이 가능하도록 설계되었고, 공기측 열전달량 측정에 있어서 오차는 정상상태에서 $\pm 1.5\%$ 이내이며 재현성은 $\pm 0.5\%$ 이내이다.

Figure 2는 본 실험에 사용된 루버핀 형상을 보여준다. 본 실험에는 사용된 루버핀은 핀피치 3종류와 열수 2종류로 이루어져 있으며, Table 1에 제시되어 있다. 본 연구에서의 실험조건은 다음과 같다.

공기 입구 건구온도 : $27 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
 공기 입구 상대습도 : 50%, 70%
 물 입구온도 : $5 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$
 공기 속도 : 0.7~1.5 m/s (5단계)
 물 유량 : $1.08 \text{ m}^3/\text{h}$

3. 데이터처리

3.1. 열전달계수

핀-튜브 열교환기를 습조건에서 해석하기 위해서는 열전달과 물질전달을 동시에 고려하여야 하므로, 엔탈피 포텐셜 방식[4]을 이용하였다.

열교환기에서의 전열량은 공기 입·출구 온도차 또는 물의 입·출구 온도차를 이용하여 계산할 수 있으며, 평균 열전달률은 다음과 같이 표현된다.

$$Q = \frac{(Q_a + Q_w)}{2} \quad (1)$$

여기서, Q_a 와 Q_w 는 공기와 물측의 열전달률을 의미한다.

$$Q_a = \dot{m}_a(i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (2)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (3)$$

총괄 열전달계수 $U_{o,w}$ 는 엔탈피 포텐셜을 기초로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$Q = U_{o,w} A_{t,o} \Delta i_m F \quad (4)$$

여기서 $\Delta i_m = i_{a,m} - i_{w,m}$, F는 수정계수이다.

공기측과 물측의 평균 엔탈피는 다음의 방정식으로 결정될 수 있다.

$$i_{a,m} = i_{a,i} + \frac{i_{a,i} - i_{a,o}}{\ln\left(\frac{i_{a,i} - i_{w,o}}{i_{a,o} - i_{w,i}}\right)} - \frac{(i_{a,i} - i_{a,o})(i_{a,i} - i_{w,o})}{(i_{a,i} - i_{w,o}) - (i_{a,o} - i_{w,i})} \quad (5)$$

$$i_{w,m} = i_{w,o} + \frac{i_{w,o} - i_{w,i}}{\ln\left(\frac{i_{a,i} - i_{w,o}}{i_{a,o} - i_{w,i}}\right)} - \frac{(i_{w,o} - i_{w,i})(i_{a,i} - i_{w,o})}{(i_{a,i} - i_{w,o}) - (i_{a,o} - i_{w,i})} \quad (6)$$

총괄 열전달계수는 열저항과 관련이 있으므로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{1}{U_{o,w} A_{t,o}} = \frac{b'_i}{h_w A_{t,i}} + \frac{b'_i \ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k L_P} + \frac{1}{h_{o,w} \left(\frac{A_{t,i}}{b'_{w,t}} + \frac{A_f \eta_{f,wet}}{b'_{w,m}} \right)} \quad (7)$$

여기서

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_{P,a}}{b'_{w,f} h_a} + \frac{\delta_w}{k_w}} \approx \frac{b'_{w,m} h_a}{C_{P,a}} \quad (8)$$

식 (8)의 δ_w 는 응축수의 두께이다. b'_w 와 b'_i 는 물 및 관측 평균온도에 따른 포화 엔탈피의 비를, 그리고 $b'_{w,m}$ 와 $b'_{w,f}$ 는 핀 기저부와 전체 핀의 응축수 평균온도에 의해 계산되는 포화 엔탈피의 비를 나타낸다.

튜브 내의 대류열전달계수는 다음과 같은 Gnielinski[5] 상관식을 사용하였다.

$$Nu_w = \frac{(f_w/8)(Re_w - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f_w/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

여기서

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

습조건에서의 핀표면의 핀효율을 구하기 위해 다음과 같이 등가원형면적과 섹터방법을 사용하였다.

$$\eta_{f,wet} = \frac{\sum_{n=1}^N S_n \eta_n}{\sum_{n=1}^N S_n} \quad (10)$$

여기서 S_n 는 섹터 표면적을 의미하며, 각 섹터에 대한 핀효율은 Hong과 Webb[6]의 식을 사용하였다.

$b'_{w,m}$ 와 $\eta_{f,wet}$ 를 산출하기 위해서 다음과 같이 시행착오 과정을 사용하였다.

- 1) $T_{w,m}$ 을 가정하여 $b'_{w,m}$ 를 계산한다.
- 2) $\eta_{f,wet}$ 를 가정한다.
- 3) 식 (7)로부터 $h_{o,w}$ 를 계산한다.
- 4) $\eta_{f,wet}$ 를 구하기 위하여 Hong과 Webb[6]의 식에 $h_{o,w}$ 를 대입한다.
- 5) 단계 4에서 얻어진 $\eta_{f,wet}$ 가 단계 2에서 가정한 값과 허용오차 범위 (10^{-4}) 내에서 일치하지 않으면 $\eta_{f,wet}$ 가 허용오차 범위 내에서 수렴하도록 반복 계산한다.
- 6) 식 (11)로부터 수막 평균온도의 엔탈피 $i_{s,w,m}$ 를 계산한다.

$$i_{s,w,m} = i_{a,m} - \frac{C_{P,a} h_{o,w} \eta_{f,wet}}{b'_{w,m} h_a} \times \left(1 - U_{o,w} A_{t,o} \left[\frac{b'_w}{h_w A_{t,i}} + \frac{b'_i \ln\left(\frac{D_c}{D_i}\right)}{2\pi k L_t} \right] \right) \times (i_{a,m} - i_{w,m}) \quad (11)$$

7) $i_{s,w,m}$ 에서 $T_{w,m}$ 을 계산하며, 만약 단계 1에서 가정한 $T_{w,m}$ 과 같지 않으면 새로운 값을 가정하여 $T_{w,m}$ 이 허용오차 범위 내에서 수렴할 때까지 전 과정을 반복 계산한다.

3.2. 물질전달

핀-관 열교환기의 제습과정을 습공기선도상에 효과적으로 표현할 수 있도록 제습과정에 에너지균형 식을 이용하면, 핀-관 열교환기의 열 및 물질전달과정을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{m}_a di_a = \frac{h_a}{C_{P,a}} dA_{t,o} (i_{a,m} - i_{s,t,o,m}) + \frac{h_a}{C_{P,a}} dA_f (i_{a,m} - i_{s,w,m}) \quad (12)$$

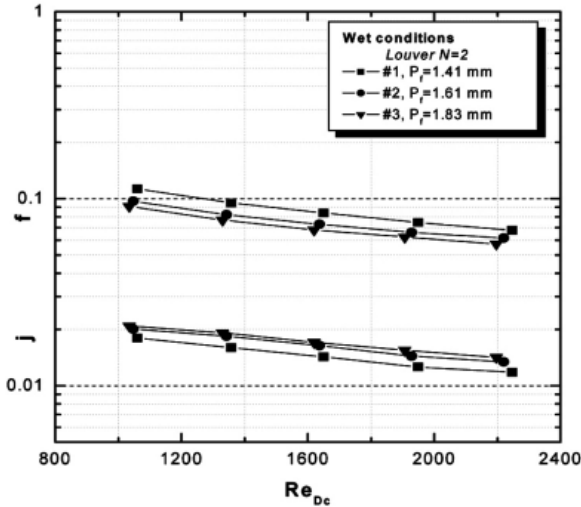


Figure 3. Effect of fin pitch on heat transfer and friction for $N = 2$.

$$\dot{m}_a dW_a = h_m dA_{t,o} (W_{a,m} - W_{s,t,o,m}) + h_m dA_f (W_{a,m} - W_{s,w,m}) \quad (13)$$

$$\frac{di_a}{dW_a} = \frac{R \cdot (i_{a,m} - i_{s,t,o,m}) + R \cdot (\epsilon - 1) \cdot (i_{a,m} - i_{s,w,m})}{(W_{a,m} - W_{s,t,o,m}) + (\epsilon - 1) \cdot (W_{a,m} - W_{s,w,m})} \quad (14)$$

여기서 R 은 물질전달과 열전달에 관한 Colburn 상사에 의한 무차원 수이다.

$$R = \frac{h_a}{h_m C_{P,a}}, \quad \epsilon = \frac{A_o}{A_{t,o}} \quad (15)$$

R 을 가정하고 반복과정을 통해 식(14)를 적분함으로써 구할 수 있다. 구하는 과정은 다음과 같다.

- 1) $i_{s,t,o,m}$ 과 $i_{s,w,m}$ 로 부터 $W_{s,t,o,m}$ 과 $W_{s,w,m}$ 을 획득한다.
- 2) R 을 가정한다.
- 3) 시행착오 방법으로 R 을 결정한다.
 - (1) 실험으로부터 출구공기 습도비를 획득한다.
 - (2) 식 (13)을 이용하여 출구공기 습도비를 계산한다.
 - (3) 단계 (1)과 단계 (2)의 출구공기 습도비가 허용오차 범위를 만족할 때까지 반복한다.
- 4) 식 (15)로부터 R 을 결정한다.

공기측 열전달 및 물질전달계수와 마찰계수는 다음과 같이 j , j_m 그리고 f 로 나타낸다.

$$j = \frac{h_a}{G_{\max} C_{P,a}} Pr^{2/3} \quad (16)$$

$$j_m = \frac{h_m}{G_{\max}} Sc^{2/3} \quad (17)$$

$$f = \frac{\Delta P_a \rho_a D_h}{2G_{\max}^2 L} \quad (18)$$

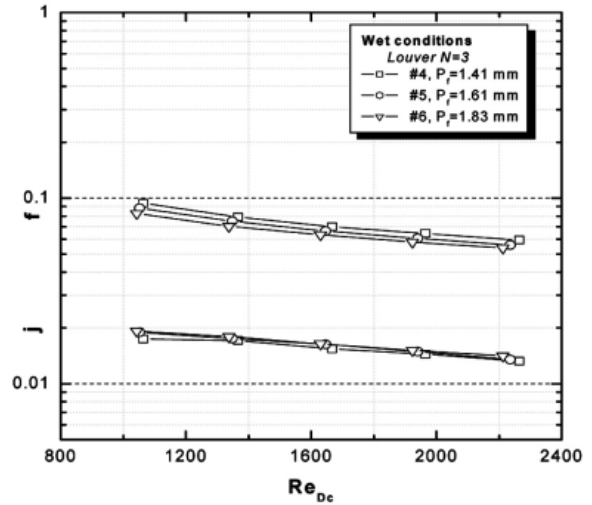


Figure 4. Effect of fin pitch on heat transfer and friction for $N = 3$.

Moffat[7]에 의한 실험데이터 오차분석에서 물측 열전달률, 공기측 열전달률, 공기측 열전달계수의 불확실성은 각각 3%, 5% 그리고 6% 이내로 평가되었다. 그리고 공기측 열전달, 물질전달계수 그리고 마찰계수의 불확실성은 각각 14%, 14% 그리고 10% 이내로 계산되었다.

4. 실험결과 및 고찰

Figures 3과 4는 습조건에서의 루버핀-관 열교환기의 열전달과 마찰특성을 이해하기 위해 열전달계수와 마찰계수로 표현하였다. 사용된 루버핀-관 열교환기의 핀피치는 1.41, 1.61, 1.83 mm이고, 관 열수는 2열과 3열이다. 그리고 관외경을 기준으로 한 레이놀즈수의 범위는 1035에서 2265이다. 실험범위 내에서 열전달계수와 마찰계수는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 보여준다.

Figure 3은 2열 열교환기의 열전달과 마찰계수에 대한 핀피치의 영향을 보여준다. 핀피치가 감소할수록 열전달은 감소하고 마찰은 증가한다. 핀피치 1.41 mm인 경우에 열전달계수와 마찰계수는 핀피치 1.83 mm보다 열전달계수는 16.4% 정도 낮고, 마찰계수는 22.2% 정도 높았다. 본 연구결과는 Fu 등[2]의 결과와 같은 경향으로, 레이놀즈수가 2000 이하일 때 핀피치가 감소할수록 열전달계수는 감소하고, 마찰계수는 증가한다고 보고하였다. Wang 등[1]은 레이놀즈수가 1000 이하일 때, 유사 결과를 보였다. Figure 4는 3열 열교환기의 열전달과 마찰계수에 대한 핀피치의 영향을 제시하는 것으로, 열전달계수는 핀피치에 대해 덜 민감함을 알 수 있다. 그러나 마찰계수는 핀피치가 감소할수록 증가하였다. Wang 등[1]은 레이놀즈수가 1000 이상일 때 유사한 결과를 제시하였고, 특히 관수가 증가할수록 열전달계수와 마찰계수의 핀피치 효과는 줄어들음을 보여주었다. 그들은 이 현상에 대해 핀 표면에 발생하는 응축액으로 핀의 유동흐름이 변화하였기 때문으로 설명하였다. 또한 핀피치가 작을수록 레이놀즈수가 낮을수록 더 많은 응축수가 핀사이에 잔류(retention)한다고 하였지만, 잔류응축 영향을 조사하기 위한 연구는 수행하지 않았다. Yoshii 등[8]은 관다발 주위의 공기유동 가시화 실험으로부터, 잔류 응축수가 관의 주위의 공기흐름을 방해하여 열전달 및 마찰에 영향을 준다고 하였다. Figures 3과 4에서 볼 수 있듯이, 관 열수가 증가하게 되면 핀피치에 대한 영향은 점차 약해짐을 알 수 있다. 이는 핀피치가 줄어들수록 핀표면에 발생한 응축액의 잔류량이 많아져 열전달 능력은 약해지고 마찰은 크게 되기 때문이다. 핀-튜브 열교환기의 습조건에서의 유동형태는

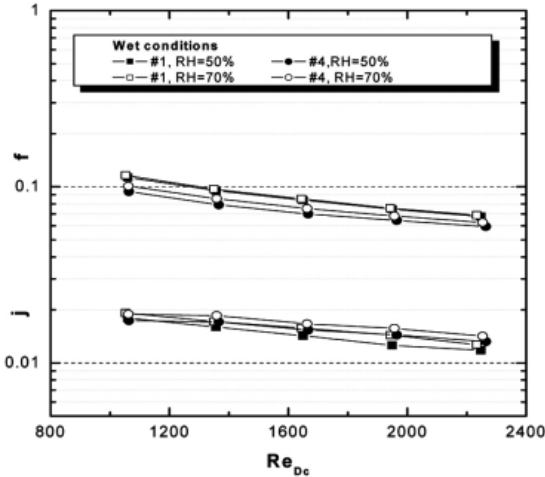


Figure 5. Effect of inlet humidity on the heat transfer and friction.

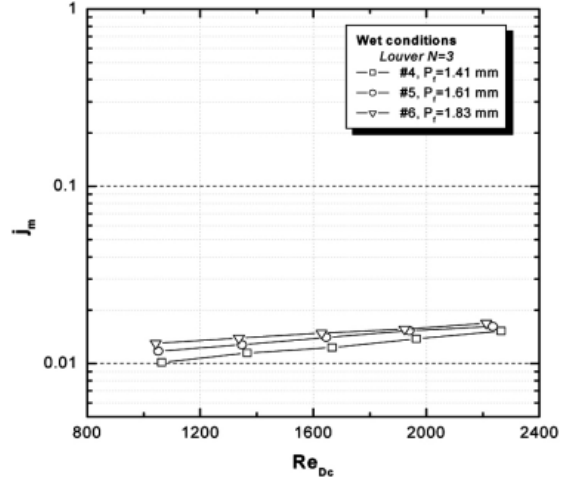


Figure 7. Effect of fin pitch on mass transfer for N = 3.

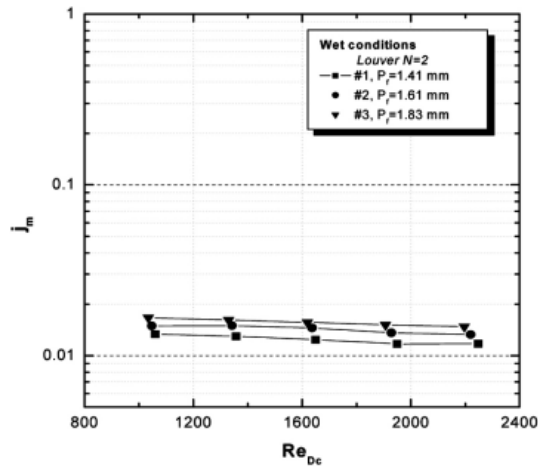


Figure 6. Effect of fin pitch on mass transfer for N = 2.

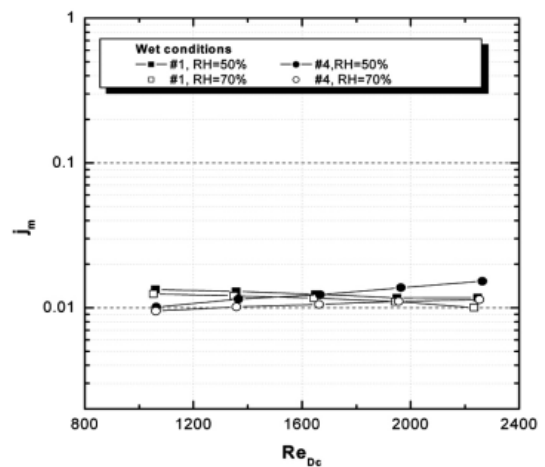


Figure 8. Effect of inlet humidity on mass transfer.

건조조건과는 다르다. 열교환기가 습조건에서 작동할 때 응축수의 핀 표면에서의 잔류정도는 핀 간격이 줄어들수록 커진다. 또한, 핀 간격이 줄어들수록 응축수는 열교환기를 통과하는 공기의 유동형태를 더욱 심하게 왜곡시킬 수가 있다. 결과적으로 2차유동이 생성되고 이 유동은 추가적인 마찰저항으로 작용할 수 있다.

Figure 5는 유입공기의 상대습도(RH = 50%, RH = 70%)에 따른 실험 열교환기 샘플 1과 4의 열전달계수와 마찰계수를 보여준다. 실험범위 내에서 열전달계수와 마찰계수는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하는 경향을 가진다. 그러나 유입공기의 상대습도 변화에 대한 열전달계수와 마찰계수의 상대적인 변화폭은 크지 않다. 본 연구결과는 Wang 등[1]이 보고한 결과와 유사하다. 그러나 Fu 등[2]은 열전달계수와 마찰계수에 대한 상대습도의 영향에 대한 다른 결론을 제시하였다. 그들은 상대습도가 높을수록 열전달계수는 감소하며, 마찰계수는 증가함을 보고하였다.

Figures 6과 7은 관 열수가 2열 또는 3열인 경우의 물질전달에 대한 핀피치의 영향을 보여준다. 핀피치가 감소할수록 물질전달계수는 감소한다. 이는 인접한 핀들과 루버들 사이에 나타나는 응축수의 연결현상으로 설명할 수 있다. 작은 핀피치 열교환기의 핀에 형성된 응축수는 큰 핀피치 열교환기보다 핀들 사이에서 서로 쉽게 연결될 수 있다. 그 결과, 핀피치가 적은 열교환기는 큰 피치의 열교환기에 비해 핀사이의 유동공간이 줄어들어 핀피치가 감소할수록 물질전달은 감소하게 된다. 한편, 실험범

위 내 레이놀즈수의 증가에 따른 물질전달계수의 감소 또는 증가율은 열전달계수보다 완만하다. 또한 레이놀즈수 변화에 따른 물질전달계수의 거동은 열전달계수와는 달리 관 열수(N=2, 3)에 따라 서로 다른 경향을 가진다. 이는 3열 열교환기는 2열에 비해 열전달 길이가 길어 응축수의 생성, 성장 및 배출 특성이 다르기 때문이다. 3열의 경우는 2열과는 달리 응축수가 열전달의 증가 메커니즘으로 작용하고 있다. 즉, 핀-관 열교환기의 물질전달 과정이 열교환기 형태에 따라 열전달 과정과는 다른 메커니즘으로 진행된다는 것을 알 수 있다. 이 현상을 보다 명확히 이해하기 위해서는 습조건에서 루버핀과 관 주위의 유동흐름, 응축수 발생과정 그리고 응축수와 상호영향 등이 복잡하므로 해석적인 접근이 쉽지 않다.

Figure 8은 유입공기의 상대습도(RH = 50%, 70%)에 따른 실험 열교환기 샘플 1과 4의 물질전달 물질전달계수의 변화를 보여준다. 습도가 50%에서 70%로 늘어날 때, 물질전달계수는 다소 줄어드는데, 이는 습도 변화에 따라 핀과 핀, 핀과 관 사이에 형성되는 응축수의 생성, 성장 및 배출과정 등의 메커니즘 때문으로 사료된다.

Figure 9는 본 실험데이터와 Wang 등[1]이 제안한 열전달계수와 마찰계수 상관식의 비교결과를 보여준다. Figure 9(a)는 열전달계수의 비교로 상관식이 실험보다 다소 높지만 약 ±10% 이내에서 만족한다. 그러나 Figure 9(b)의 마찰계수는 상관식이 실험데이터보다 약 ±20% 이상 크게 계산됨을 보여준다. 이는 열교환기 형태 및 데이터 처리에 사용된 열전달

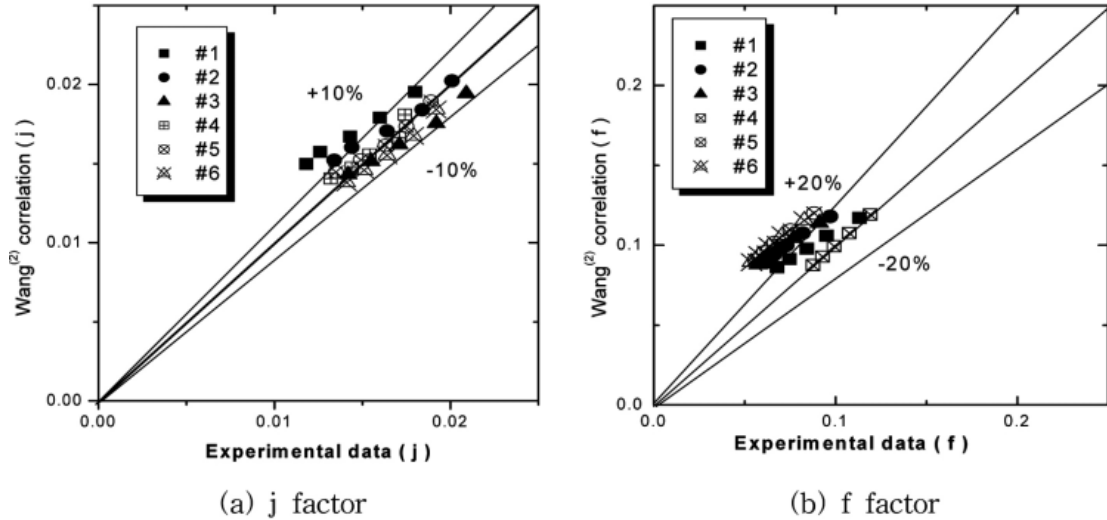


Figure 9. Comparison on correlation with experimental data for wet condition.

및 핀효율 해석상의 차이점 때문으로 보다 다양한 실험과 데이터 확보를 통해 보다 일반적인 상관식의 제안이 필요하다.

5. 결 론

본 연구에서는 습조건에서 루버핀-관 열교환기의 열전달 및 마찰특성을 실험을 통하여 조사하였다. 또한 물질전달특성도 이해하고자 하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

루버핀-관 열교환기의 열전달계수와 마찰계수는 레이놀즈수가 증가할수록 감소하였으며, 핀피치가 줄어들수록 열전달계수는 감소하였고 마찰계수는 증가하였다. 또한 3열 열교환기의 열전달계수와 마찰계수의 핀피치 변화에 따른 영향은 2열 열교환기의 경우보다 덜 민감하였다. 그리고 유입공기의 상대습도(50%, 70%) 변화에 대해 열전달계수와 마찰계수의 변화폭은 크지 않음을 알 수 있었다.

루버핀-관 열교환기의 물질전달계수는 핀피치가 감소할수록 감소하였다. 그러나 레이놀즈수 변화에 따른 물질전달계수의 거동은 열전달계수와는 달리 관 열수에 따라 서로 다른 경향을 보였다. 이 현상을 이해하기 위해 습조건에서 루버핀과 관 주위의 유동흐름 그리고 응축수와의 상호 영향 등의 연구가 필요하다. 또한 유입공기의 상대습도가 50%에서 70%로 늘어날 때, 물질전달계수는 다소 줄어들음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부와 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업으로 수행된 연구결과입니다.

기 호 설 명

- A : 전열면적 [m^2]
- b' : 포화공기 엔탈피 온도곡선 구배 [$kJ/kg \cdot K$]
- C_p : 비열 [$kJ/kg \cdot K$]
- f : 마찰계수
- G_{max} : 최소자유유동 면적에서의 공기 질량유속 [kg/m^2s]
- h : 열전달계수 [kW/m^2K]

- i : 엔탈피 [kJ/kg]
- j : 열 또는 물질전달 성능계수
- k : 열전도율 [$kW/m \cdot K$]
- L : 핀 길이 [m]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- N : 관 열수
- Nu : 너셀수
- P : 핀 간격 [m]
- Pr : 프란틀수
- Re : 레이놀즈수
- Sc : 슈미트수
- S_n : 섹터 표면적 [m^2]
- U : 총괄열전달계수 [kW/m^2K]

그리스 문자

- ΔP : 압력강하 [kPa]
- δ : 두께 [m]
- η_n : 열교환기 표면효율
- η_f : 핀 효율
- ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

- a : 공기측
- c : 환관 후 관외경, 응축수
- f : 핀
- h : 수력
- i : 입구, 내부
- l : 흐름방향
- m : 평균, 물질
- o : 출구, 외부, 총괄
- s : 포화
- t : 직각방향, 관측
- w : 물측, 응축수
- wet : 습조건

참 고 문 헌

1. C. C. Wang, Y. T. Lin, and C. J. Lee, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **43**, 3443 (2000).
2. W. L. Fu, C. C. Wang, W. R. Chang, and C. T. Chang, *ASME*, **320**, 75 (1995).
3. C. Korte and A. M. Jacobi, *Journal of heat transfer, ASME*, **123**, 926 (2001).
4. W. Pirompogd, S. Wongwises, and C. C. Wang *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **49**, 132 (2006).
5. V. Gnielinski, *Int. Chem. Engineering*, **16**, 359 (1976).
6. T. K. Hong and R. L. Webb, Ph. D. thesis, Pennsylvania State University, Pennsylvania, United State (1996).
7. R. J. Moffat, *Exp. Therm. Fluid Sci.*, **1**, 3 (1988).
8. T. Yoshii, M. Yamamoto, and M. Otaki, *13th International Congress of Refrigeration*, 85 (1973).