

2열 핀-관 열교환기의 열별 전열성능 측정

권영철, 정지환*, 장근선, 홍기수**, 진심원**
선문대학교 기계공학과, *천안대학교 환경시스템과, **LG 디지털 어플라이언스 연구소

Heat Transfer Performance of Individual Rows in Fin-Tube Heat Exchangers

Young Chel Kweon, Ji Hwan Jeong*, Keun Sun Chang, Ki Soo Hong**, Simon Jin**

Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Asan 336-840, Korea

**Department of Environmental System, Cheonan University, Cheonan 330-705, Korea*

***Thermal System Application Group, LG Digital Appliance Laboratory, Seoul 153-802, Korea*

(Received September 9, 2003; revision received January 26, 2004)

ABSTRACT: An experimental study is performed to examine the heat transfer performance of individual rows of fin-tube heat exchangers. The heat transfer performance is measured using an air-enthalpy type calorimeter. The examined heat exchangers consist of 7 mm tube and fin patterns of them are slit and louver types. Equivalent fin spacings are 18 fins per inch (fpi) for all samples, and the number of tube rows are two. In order to confirm that thermal boundary condition on fins of each row are the same, physically separated between two rows as well as connected heat exchangers are used. The frontal air velocity is varied from 0.7 to 2.5 m/s. Heat transfer performance for each row is measured. It is observed that the heat transfer coefficient of the second row is smaller than that of the first row at low Reynolds number while larger at high Reynolds number.

Key words: Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Heat transfer coefficient(열전달계수), Fin-connection(핀 연결), Compact heat exchanger(밀집 열교환기)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C_p : 정압비열 [kJ/kg]
 dh : 수력직경 [m]
 L : 유동특성 길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 ΔP : 압력강하 [Pa]
Re : 레이놀즈수

T : 온도 [K]

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 μ : 점성계수 [kg/ms]

하첨자

a : 공기
 f : 열교환기 핀
 i : 입구
 o : 출구
 w : 물

† Corresponding author

Tel.: +82-41-550-0649; fax: +82-41-522-8633

E-mail address: jhjeong@ccfs.ac.kr

1. 서 론

공조기 및 냉동기에 사용되는 열교환기에서 공기측 열저항은 일반적으로 전체 열저항의 약 60~70%를 차지한다. 따라서 열교환기의 성능향상을 위해서는 공기측 열전달 성능을 향상시키는 것이 무엇보다 중요하며, 이에 관한 연구도 주로 핀과 주위 유체와의 열전달을 촉진시키는 방향으로 진행되어 왔다. 공기측 열전달계수는 핀형상, 관과 관 사이의 열간격 및 단간격, 관 사이즈, 핀간격 및 열수 등의 형상변수에 의해 달라지게 되는데, 이들 인자의 영향은 오랫동안 연구되어 왔다. 그 결과 열교환기의 성능향상이 이루어져 가정용 에어컨의 증발기나 응축기는 3열 혹은 2열만으로 이루어져 생산되고 있다. 현재의 열교환기 성능을 더욱 향상시키는 방법으로서 열을 추가하는 것보다는 공기유량을 크게 하는 방법이 경제적인 이유로 관심받고 있다. 적정 열교환기 설계를 위해서는 공기유량 변화에 따른 열별 전열성능을 정확히 예측하는 것이 필요하다. 그러나 열수의 영향을 연구한 결과는 드물어 매우 제한적인 수의 문헌만이 공개되었다.

Rich⁽¹⁾는 열별 j-factor를 비교하여 저 레이놀즈수 영역에서는 1열의 열전달계수가 가장 높고, 후열로 갈수록 열전달계수가 낮으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 역전된다고 보고하였다. Saboya and Sparrow⁽²⁾는 2열의 평균 핀-관 열교환기에 대한 나프탈렌 승

화 실험을 통하여 1, 2열의 열별 Sherwood 수를 비교하여, 제1열 핀 선단부에서 생기는 온도 경계층 효과로 국부적인 물질전달계수가 높음을 확인하였다. 이들은 관 주위에서 발생하는 난류가 후열로 전파되어 열전달을 촉진시키므로 고 레이놀즈수에서 2열 핀의 난류형성이 중요함을 강조하였다. Youn et al.⁽³⁾은 저 레이놀즈수 영역에서는 열수가 적을수록 공기측 열전달계수가 높으며, 레이놀즈수가 증가하면 그 차이가 줄어들어 근접하거나 역전된다고 보고하였다. 한편, 언급한 연구자들은 실험에서 각 열의 관내측에 공급되는 작동유체를 개별 제어하는 대신 총유량만을 조절하였다. 그러나, Kim et al.⁽⁴⁾은 1열과 2열이 합쳐진 경로를 구성하여 실험을 수행하면 1열과 2열 사이에 물의 온도차에 의한 전도열전달이 발생하여 각 열에 대한 정확한 열전달/물질전달계수를 구할 수가 없다고 보고하고, 1열과 2열이 분리된 경로를 갖도록 하여 실험을 수행하였다.

이러한 관점에서, 2열 열교환기에서 각 열의 전열성능을 독립적으로 평가하는 것을 목표로 하여 본 연구를 수행하였다. 향후, 증가된 공기유량에서의 활용도를 고려하여 전면공기속도(0.7~2.5 m/s)도 기존의 유속범위(~1.5 m/s)보다 크게 하였다. 실험에서는 기존 연구자들과는 달리, 각 열의 관내측에 공급되는 물의 유량을 독립적으로 제어하여 각 열의 핀표면 온도가 같도록 함으로써 열간 전도열전달이 없도록 하고 핀 표면의 열적 경계조건이 같아지도록 하였다.

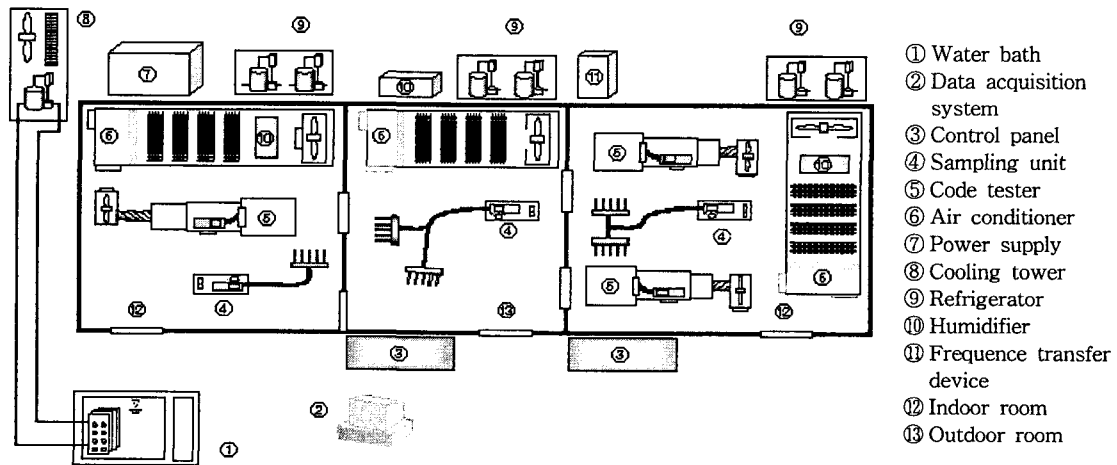


Fig. 1 Schematic diagram of multi-calorimeter.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에 사용된 psychrometric형 칼로리미터의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 이 설비는 실내측 시료의 냉·난방능력을 흡입·배출 공기의 엔탈피차와 공기의 풍량을 측정하여 ASHRAE⁽⁵⁾에 규정된 공기 엔탈피법으로 측정한다. 항온항습 챔버 외부에 설치되어 있는 항온수조는 물을 작동유체로 사용하여 열교환기의 성능시험을 목적으로 설치하였으며 PID 제어기에 의해 자동으로 온도를 제어하게 된다. 온도는 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 의 정밀도를 가지는 저항온도계(RTD)로 측정하며 계측기를 통해 측정된 신호는 GPIB Card를 통해 컴퓨터에 입력되어 자동 계산된다.

Fig. 2에 실험에 사용된 열교환기의 개략도를 나타내었다. 본 연구에서는 열별 열전달계수를 구하기 위하여 1열과 2열의 관내측이 독립된 경로를 갖도록 하였다. 열교환기의 물측 유로는 1열과 2열이 독립적으로 되어 있고, 각 열로 흐르는 유량을 조절할 수 있도록 제어용 밸브가 설치되어 있다. 또한 열간 전도열전달이 없음을 확인하기 위하여 동일한 핀 형상에 대해 시료 하나는 물리적으로 1, 2열을 분리시켰으며 다른 하나의 시료는 연결시켰다. 시험 열교환기는 항온항습 챔버의 입구부에 설치하며, 설치부의 틈새로 공기의 누설이 없도록 주위를 잘 밀폐하였고, U 밴드 부분은 단열재를 부착하여 열 출입을 최소화하였다. 모든 시험 열교환기는 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 기본적인 형상을 균일하게 하였다. Table 1은 시험 열교환기 제원을 나타낸다.

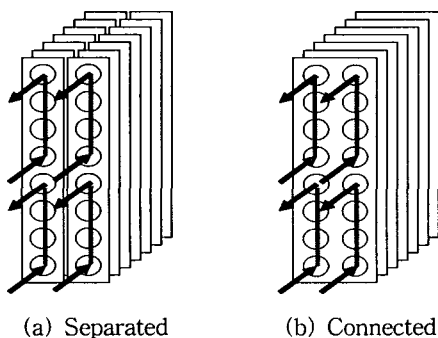


Fig. 2 Two-types of examined heat exchanges.

Table 1 Specifications of heat exchanger samples (unit: m)

Notation	L1	L2	S1	S2
Fin Type	louver	louver	slit	slit
Fin pitch	18 FPI	18 FPI	18 FPI	18 FPI
Step pitch	0.021	0.021	0.021	0.021
Row pitch	0.0125	0.0125	0.0125	0.0125
Tube diam.	0.00735	0.00735	0.00735	0.00735
# of rows	2	2	2	2
1&2 rows	separated	connected	separated	connected

2.2 실험방법

본 실험은 난방(heating) 조건에서 수행되었으며 실험조건을 Table 2에 요약하였다. 열교환기에 유입되는 공기의 온도는 35°C 이며, 상대습도는 50%이다. 전면유속은 $0.7\sim 2.5\text{ m/s}$ 범위에서 7가지 유속에 대하여 실험을 수행하였다. 관내측 물의 입구온도는 60°C 이며, 각 열의 유량은 물의 입·출구 온도차가 5°C 가 되도록 독립적으로 조절하였다.

각 열에서 입·출구 온도차가 동일하도록 각 열의 유량을 독립적으로 조절하는 실험방법은 1열과 2열의 핀 표면온도가 동일하도록 하여 열간 전도열전달이 없고 1열과 2열의 공기측 열전달계수를 평가하는 데 동일한 경계조건을 제공하게 된다. Rich⁽¹⁾가 사용한 방법에 비하여 열별 전열량 측정에 개입되는 오차를 크게 줄일 수 있는 반면, 실험조건이 정상상태에 이르도록 하는 데 훨씬 긴 시간이 소요되는 단점이 있다. 모든 측정은 공기의 온도 및 유속, 물의 입구온도, 유량 등이 정상상태(steady state)에 도달한 후 이루어졌다. 본 실험에서 정상상태는 모든 제어량이 고정되고 온도변동이 $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 이내로 유지되는 상태로 정의하였다. 측정된 변수는 공기의 풍량, 입·출구 건·습구 온도, 압력차와 물의 유량, 입·출구 온도 등이다. 실험에서 측정된 공기측

Table 2 Experimental conditions

Inlet air		Inlet water	
Temp.	Frontal velocity	Temp.	Flow rate
35°C (DB) 24°C (WB)	$0.7\sim 2.5\text{ m/s}$ (6 steps)	60°C	at water $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$

과 물측의 열평형(heat balance)은 $\pm 3\%$ 이내에서 잘 일치하였다.

3. 실험데이터 처리

열교환기의 공기측과 물측의 전열량(Q)은 다음 식으로 각각 표현된다. 본 연구에서는 공기측 열전달계수를 계산하기 위하여 공기측과 물측의 전열량을 산술평균한 값을 사용하였다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{p,a} (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$Q = \frac{Q_a + Q_w}{2} \quad (3)$$

핀-관 열교환기에서 열저항은 크게 대류열저항, 전도열저항, 접촉열저항으로 나눌 수 있지만, 실험에 사용된 열교환기의 구리관의 경우에 관벽과 핀칼라에 의한 전도열저항이 전체 열저항의 1% 미만으로 알려져 있으므로 본 연구에서는 무시하고 총괄 열저항을 다음과 같이 나타내었다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{\eta h_a A_a} \quad (4)$$

본 연구에서는 실험으로부터 총괄 열전달계수(UA)를 구하기 위하여 LMTD 법을 이용하였다. 접촉열전달계수(h_c)는 Sawai et al.⁽⁶⁾이 제안한 식을 사용하였고, 관내측 열전달계수(h_w)를 구하

기 위하여 Gnielinski⁽⁷⁾의 상관식을 사용하였다. 위 식에서 η 는 열교환기의 표면효율을 나타내며 다음과 같다.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (5)$$

핀효율(η_f)은 Schmidt⁽⁸⁾가 제안한 상관식을 사용하였다. 이러한 값들을 식(4)에 대입하면 공기측 열전달계수(h_a)를 구할 수 있게 된다.

4. 실험결과 및 고찰

2열의 전열성능 및 열전달계수를 평가하기 위해서는 2열로 들어가는 공기의 조건을 알아야 한다. 그러나 1열과 2열에 설치된 핀 간격이 매우 작으므로 공기의 특성을 측정하는 것이 쉽지 않다. 본 연구에서는 1열을 떠나는 공기의 조건이 2열로 들어가는 공기의 조건과 같다고 가정한다. 이러한 목적으로, 1열의 관내측 열손실량이 1열의 공기측 열회득량과 같다고 가정한다.

Fig. 3은 전면공기속도의 변화에 따른 루버핀 열교환기와 슬릿핀 열교환기의 전열량을 보여주고 있다. 전면공기속도가 증가함에 따라 전열량이 지속적으로 증가함을 알 수 있다. 슬릿핀 데이터를 보면 1열과 2열의 핀이 연결된 열교환기(S2)의 전열량이 분리된 열교환기(S1)의 전열량과 거의 같다. 이것은 두 열에 설치된 핀의 연결/분리 여부가 전열량에 영향을 미치지 않음을 의미한다. 이러한 현상은 본 실험에서 채택한 관내

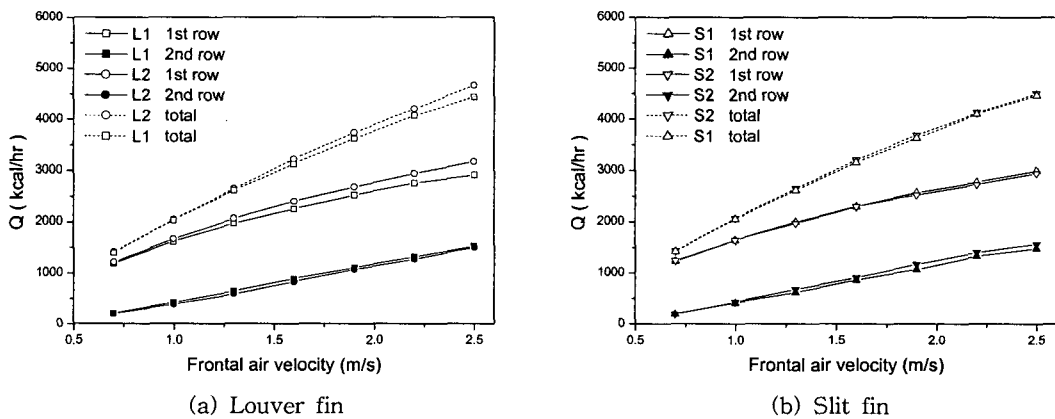


Fig. 3 Heat transfer rates of heat exchangers.

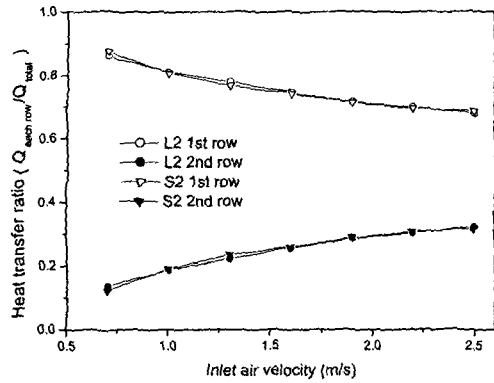


Fig. 4 Contribution of individual rows to total heat transfer.

측 온수공급방법에 기인한다. 본 실험에서는 각 열을 통과한 온수의 온도감소가 동일하도록 각 열로 흘러가는 온수의 유량을 독립적으로 조절하였기 때문에, 1열과 2열의 핀 온도분포가 거의 같도록 유지되었을 것이다. 즉, 1열과 2열 사이의 온도차가 없으므로 열간 전도에 의한 열전달이 없게 된다. 따라서 1열과 2열의 핀이 연결되었는지 분리되었는지 하는 사항은 전열량에 영향을 주지 못하는 것이다. 약간의 차이가 보이기 는 하나 같은 경향을 루버핀 열교환기에서도 볼 수 있다. 루버핀 데이터에서 볼 수 있는 차이는 측정오차 범위 안에 드는 값이다. 이러한 결과로부터 본 연구의 실험설계의 목표(1열과 2열 핀 표면의 온도가 같도록 함)가 제대로 구현된 것으로 판단된다. Fig. 3은 또한 전면공기속도 증가에 따른 1열과 2열의 전열량 증가율이 거의 같음을 보여주고 있다. 이것은 전면공기속도의 증가에 따른 2열의 전열성능 기여도가 증가함을 의미한다. Fig. 4는 총 전열량에 대한 각 열의 기여도를 나타내고 있다. 전면공기속도가 증가함에 따라 1열의 기여도가 감소하는 반면, 2열의 기여도는 증가하고 있다. 2열의 기여도는 전면공기속도 2.5 m/sec에서 32%까지 증가하였다.

1열과 2열의 핀효율을 Fig. 5에 나타내었다. 서로 다른 두 열교환기에서 열교환기의 체적대비 전 열면적과 관내측 물의 온도가 같다면, 일반적으로 열전달률이 클수록 핀과 공기 사이의 온도차가 커지고, 결과적으로 핀효율이 감소하게 된다. Fig. 5는 이러한 논리가 본 실험결과에 적용됨을 보이고 있다. Fig. 3을 보면 슬릿핀 열교환기에 비

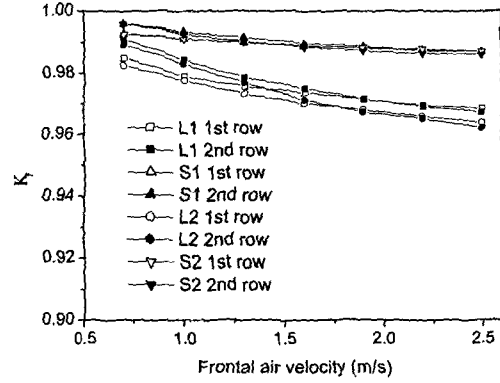


Fig. 5 Fin efficiency of heat exchangers.

해서 루버핀 열교환기가 더 큰 전열량을 보이고 있으며, Fig. 5는 슬릿핀 열교환기의 핀효율이 루버핀 열교환기의 핀효율보다 크게 나타내고 있다. Fig. 5는 또한 전면공기속도가 낮은 영역에서 2열의 핀효율이 1열의 핀효율보다 높게 나타나고 있다. 전면공기속도가 증가함에 따라 이 차이는 줄어들고 마침내 역전되고 있다. 2열의 핀효율의 변화율이 1열의 값보다 큰 것이다. 이것은 2열의 핀효율이, 결국 전열성능이, 전면공기속도 변화에 민감함을 의미한다. 즉, 가파른 2열 핀효율의 기울기는 전면공기속도가 증가함에 따라 2열의 전열량이 크게 변화할 것임을 의미하는 것이다.

측정된 공기측 열전달계수는 아래 식과 같이 정의된 Colburn-*j* 인자로 표현하여 Fig. 6에 나타내었다.

$$j = \frac{h_a}{G_{max} C_{p,a}} Pr_a^{2/3} \quad (6)$$

Fig. 6의 가로축은 최소자유유동면적(A_{free})을 통과하는 공기의 최대질량유속(G_{max}) 및 수력직경을 기준으로 계산된 레이놀즈수를 나타낸다.

$$Re = \frac{G_{max} d_h}{\mu_a} \quad (7)$$

위 식에서 수력직경(d_h)은 핀-관 열교환기에서 공기가 통과하는 최소자유유동면적(minimum free flow area)을 기준으로 다음과 같이 정의된다.

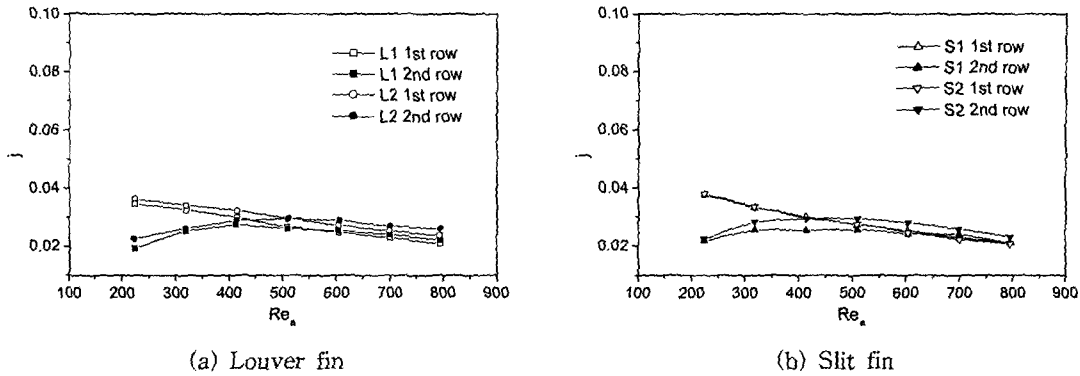


Fig. 6 Heat transfer coefficient of each row.

$$d_h = \frac{4A_{free} L}{A_a} \quad (8)$$

고 레이놀즈수 영역에서 2열의 열전달계수가 1열의 값보다 크게 나타났다. 일반적으로 1열의 선단 부분에는 경계층이 발달되어 대류열저항 역할을 하게 된다. 또한, 2열 부근에서는 난류가 형성되어 유체혼합을 통해 열전달이 촉진된다. 이로 인해 2열의 열전달계수가 1열의 열전달계수보다 높게 나타날 것으로 예상된다. 그러나 저 레이놀즈수 영역에서는 2열의 열전달계수가 1열의 값보다 작게 나타났다. 이것은 앞서 언급한 예상과 반대되는 결과이다. 1열의 후단에 형성된 저 열전달 영역이 이러한 결과를 내게 된 원인으로 생각된다. 즉, 1열 후단에는 와류가 형성되게 된다. 와류를 형성하는 공기는 경계 밖으로 흐르지 않고 그 안에서 회전하려는 경향이 있다. 이 영역에서의 순 유량은 다른 지역의 유량보다 작게 되어 공기의 온도는 전열관 혹은 핀의 온도에 가까워진다. 저 레이놀즈수 영역에서 이 와류는 하류 방향으로 확장되어 다음 열의 앞부분에 이를 수 있다. 그럼으로써 2열의 열전달을 방해하게 된다. Saboya and Sparrow⁽²⁾은 나프탈렌 승화법을 이용하여 와류가 열전달에 미치는 영향을 보인 바 있다. 레이놀즈수 변화에 따른 파이프 뒤쪽에 형성된 와류에서의 유동형태와 거동은 Tsai and Sheu⁽⁹⁾가 수치해석을 이용해 잘 설명하고 있다. 레이놀즈수가 증가함에 따라 난류가 더욱 발달하면 와류에 의한 저 열전달 영역이 축소되고 2열의 열전달계수가 증가하게 되는 것이다. 즉, 저 레이놀즈수 영역에서 2열의 j -인자는 1열

의 값보다 작지만 레이놀즈수가 증가함에 따라 그 차이는 감소하고 결국 역전된다. j -인자의 이러한 경향은 Rich⁽¹⁾의 실험결과와 유사하다. j -인자가 역전되는 레이놀즈수는 Fig. 5에 나타낸 편효율이 역전되는 값과 일치한다.

5. 결 론

2열 핀-관 열교환기에서 열에 따른 열전달계수의 변화를 알아보기 위한 실험을 수행하였다. 실험에는 2개의 슬릿핀 열교환기와 2개의 루버핀 열교환기를 사용하였다. 각 핀 형상에 대하여 열교환기 하나는 1열과 2열의 핀이 분리된 형태이고, 다른 하나는 연결된 형태이다. 공기측 열전달계수 측정을 위하여 1열과 2열의 경계조건을 동일하게 만들기 위하여, 각 열을 통과한 관내측물의 온도강하가 같도록 각 열의 유량을 독립적으로 조절하였다. 이러한 실험방법은 두 열에서 핀의 온도분포가 거의 같도록 한다. 두 열 사이의 핀이 분리된 열교환기와 연결된 열교환기에서 측정된 열전달계수가 거의 같게 나타났다. 이 결과로 볼 때, 핀을 통한 두 열 사이의 전도는 무시할 만한 것으로 판단된다. 이것은 두 열에 설치된 핀의 온도분포가 거의 동일하여 가열면의 경계조건이 거의 동일함을 의미한다.

전면공기속도가 증가함에 따라 각 열의 전열량은 모두 증가하였으나, 총 전열량에 대한 2열의 기여도는 계속 증가하고 1열의 기여도는 감소하는 것으로 나타났다. 공기측 열전달계수, 즉 j -인자의 경우, 저 레이놀즈수 영역에서는 2열의 값이 1열보다 작게 나타났으나 레이놀즈수가 증가함에

따라 그 차이는 감소하였고 결국 역전되었다. j -인자가 역전되는 레이놀즈수는 핀효율이 역전되는 값과 일치하는 것으로 나타났다. 이러한 결과들을 종합하면 전면공기속도가 커짐에 따라 후열(들)의 중요성이 점차 증가함을 의미하는 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술연구센터(RRC)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Rich, D. G., 1975, The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchanger, ASHRAE Transactions, Vol. 81, Part 1, pp. 307-319.
2. Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1976, Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 19, pp. 41-49.
3. Youn, B., Kil, Y. H., Park, H. Y., Yoo, K. C. and Kim, Y. S., 1997, Experimental study of pressure drop and heat transfer characteristics of 10.07 ϕ wave and wave-slit fin-tube heat exchangers, Proceedings of the SAREK, pp. 216-225.
4. Kim, H. Y., Ha, S. C., Lee, W. Y., Kim, C. H. and Yun, J. Y., 1998, A experimental study on heat and mass transfer of the slit fin, Proceedings of the SAREK, pp. 790-795.
5. ASHRAE Standard 33-78, 1978, Methods of testing forced circulation air cooling and air heating coils, pp. 33-78.
6. Sawai, S., Hayashi, T., Ohtake, Y. and Takei, T., 1969, Effects of mechanical bond between fin and tube on heat transfer, Refrigeration, Vol. 44, No. 502, pp. 15-21.
7. Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, International Chemical Engineering, Vol. 16, No. 2, pp. 359-368.
8. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, J. of the ASRE, Refrigerating Engineering, Vol. 4, pp. 351-357.
9. Tsai, S. F. and Sheu, T. W. H., 1998, Some physical insights into a two-row finned tube heat transfer, Computers & Fluids, Vol. 27, No. 1, pp. 29-46.