

형상변수에 따른 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달 특성에 관한 실험적 연구

강태형* · 이무연* · 김용찬*† · 윤성중**

* 고려대학교 기계공학부, ** 한국번디㈜ 연구소

Experimental Study on the Air-Side Heat Transfer Characteristics of a Spirally-Coiled Circular Fin-Tube Heat Exchanger According to Geometric Parameters

Taehyung Kang*, Mooyeon Lee*, Yongchan Kim*† and Sungjung Yun**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.,

** Research and Development Team, Korea Bundy Corporation

(Received December 28, 2009 ; Revised February 23, 2010 ; Accepted February 24, 2010)

Key Words : Heat Transfer(열전달), Spirally-Coiled Circular Fin-Tube(나선형 원형핀-튜브), Refrigerator(냉장고), Heat Exchanger(열교환기)

초록: 본 연구의 목적은 무착상 조건에서 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 형상변수에 따른 열전달특성을 고찰하고 평판 사각핀-튜브 열교환기와 열전달성능을 비교하는 것이다. 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 L-foot 길이 2.7 mm 에서 열전달계수가 최대로 나타났으며, 공기측 열전달계수는 튜브열수가 2 열에서 5 열로 증가하면서 평균 10% 감소하였고 핀피치가 5 mm 에서 10 mm 로 증가하면서 평균 17.5% 증가하였다. 모든 풍량조건에서 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 튜브피치 30 mm 가 35 mm 보다 열전달량이 평균 5.1% 높게 나타났고 튜브두께 0.5 mm 가 0.7 mm 보다 열전달량이 평균 4.1% 높게 나타났다. 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 열전달계수가 평판 사각핀-튜브 열교환기에 비하여 평균 24.3% 정도 높게 나타났다.

Abstract: The objective of this study is to investigate the air-side heat transfer characteristics of a spirally-coiled circular fin-tube heat exchanger for various geometric parameters under non-frosting conditions. The heat transfer characteristics of the heat exchanger were analyzed with respect to heat exchanger geometries, and then, the characteristics were compared with those of rectangular-plate fin-tube heat exchangers with discrete fins. The heat transfer coefficient increased with a decrease in the number of tube rows and an increase in the fin pitch. The optimum length of the L-foot was 2.7 mm. In addition, the heat transfer rate increased with a decrease in the tube pitch and the tube thickness. The heat transfer coefficient of the spirally-coiled circular fin-tube heat exchanger was 24.3% higher than that of the rectangular-plate fin-tube heat exchanger.

- 기호설명 -

A : 전열면적 (m^2)
 C : 비열 (J/kgK)
 F : 핀
 h : 열전달계수 (W/m^2K)
 k : 열전도계수 (W/mK)
 L : 열교환기 폭 방향 튜브길이 (mm)
 m : 질량유량 (kg/s)
 N : 열수

Q : 열전달량 (W)
 r : 튜브 반지름 (mm)
 Re : Reynolds number
 T : 온도 ($^{\circ}C$), 튜브
 t : 두께
 UA : 총괄 열전달계수와 표면적의 곱
 ΔT : 온도차 ($^{\circ}C$)
 V : 공기유속 (m/s)

그리스문자

ρ : 밀도 (kg/m^3)
 η : 효율
 μ : 점성 (kg/ms)

† Corresponding Author, yongckim@korea.ac.kr

하첨자

<i>a</i>	: 공기
<i>c</i>	: 수정 (correction)
<i>f</i>	: 핀
<i>h</i>	: 수력 (hydraulic), 높이 (height)
<i>i</i>	: 입구
<i>l</i>	: 손실 (loss)
<i>LMTD</i>	: 대수평균온도차
<i>md</i>	: 수정 (modified)
<i>o</i>	: 출구, 튜브 외부
<i>p</i>	: 피치
<i>t</i>	: 튜브

1. 서론

최근에 국제적으로 에너지효율에 대한 관심이 증가되고 있으며, 특히 에너지효율이 우수한 제품에 대해 혜택을 주는 움직임이 세계적으로 진행되고 있어 에너지 효율이 우수한 냉장고에 대한 관심이 증가되고 있다. 냉장고의 에너지효율을 높이기 위한 방안으로는 여러 가지가 있을 수 있다. 압축기효율을 향상시키는 방법, 냉동사이클 효율을 향상시키는 방법, 그리고 단열성능을 향상시키는 방법이 있다.⁽¹⁾ 압축기 효율을 향상시키기 위하여 기존의 정속형 압축기 대신 냉장고의 부하에 따른 압축량을 제어할 수 있는 가변속형 압축기와 일반적으로 압축효율이 우수하다고 알려져 있는 리니어 압축기가 사용되고 있다. 단열성능을 향상시키는 방안으로는 다양한 가공이 용이하여 기존의 단열재로 많이 사용되고 있는 경질 우레탄 폼 대신 열전도계수가 낮은 진공단열재를 많이 사용하고 있다.⁽¹⁾ 하지만 진공단열재는 제작이 어려우며 가격이 비싼 단점이 있다. 마지막으로 냉동사이클 효율을 향상시키기 위한 방안으로는 냉동사이클의 최적화를 통한 사이클효율 향상과 열교환기의 열교환 효율을 향상시키는 방법이 있을 수 있다.⁽¹⁻²⁾ 일반적으로 냉장고용 증발기에는 평판사각핀-튜브 열교환기를 주로 사용하고 있다. 하지만 평판사각핀-튜브 열교환기는 제상시 제상수 처리의 용이성이 있지만 핀효율이 우수하지 못한 단점이 있다. 본 연구에서는 기존의 냉장고용 증발기로 오랜기간 동안 사용되고 있는 평판사각핀-튜브 열교환기를 대체할 수 있는 새로운 핀형상의 고효율 핀-튜브 열교환기에 대한 연구를 수행하였다.

Mon and Gross⁽³⁾는 환형핀-튜브 열교환기에서 핀피치 변화에 따른 열전달 성능을 수치해석을 통하

여 고찰하였다. Yun 등⁽⁴⁾은 나선형 핀-튜브 열교환기의 열전달 특성을 실험적으로 규명하였다. 하지만 그들의 연구는 응축기에 국한되었으며, 본 연구에서 적용하고자 하는 나선형 원형핀-튜브 열교환기와는 세부형상 및 핀과 튜브의 접촉방식이 크게 다르다. Kim and Kim⁽⁵⁾은 7.5 mm 이상의 넓은 핀피치를 가지는 평판 사각핀-튜브 열교환기의 성능을 실험적으로 규명하였다. 그들의 연구는 기존에 연구가 많이 이루어지지 않았던 넓은 핀피치에 대한 연구이지만 일반적인 핀형상인 평판 사각핀에 국한되었다.

현재까지 넓은 핀피치를 가지는 나선형 원형핀-튜브 열교환기에 대한 국내외 연구는 매우 부족하며, 이를 냉장고용 증발기로 적용하기 위한 연구는 매우 제한적이었다. 따라서 본 연구에서는 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 형상변수 변화에 따른 열전달 특성을 고찰하고 기존 사각핀과 열전달 성능의 차이를 비교하고자 한다. 또한 이를 냉장고용 증발기로 적용할 수 있도록 하기 위하여 냉장고용 증발기에 많이 사용되고 있는 5.0 mm 이상의 비교적 큰 핀피치에 대하여 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 열교환기

Fig. 1은 열교환기 성능을 측정하기 위한 실험장치이다. 열교환기 성능을 측정할 수 있는 열교환기 실험장치를 공기의 온도와 습도를 제어할 수 있는 향온향습실 내부에 설치하였다. 시험용 열교환기 입구와 출구의 공기온도를 측정하기 위하여 3 개의

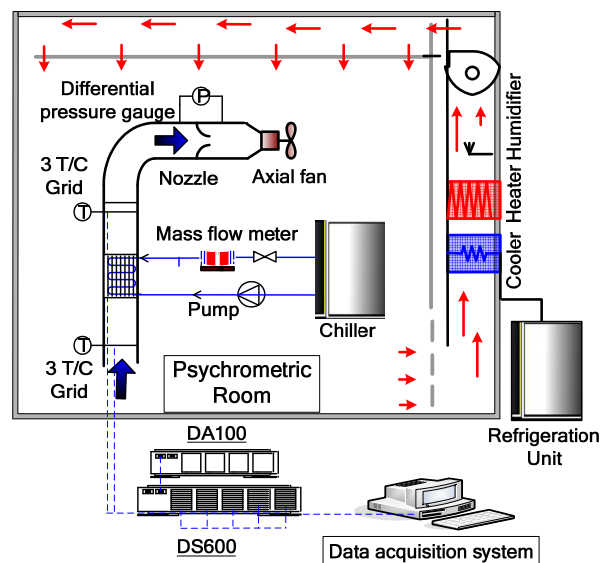


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

열전대 다발을 각각 입구와 출구에 설치하였다.

시험부를 통과한 공기의 풍량을 측정하기 위한 노즐 및 차압계, 풍량을 조절하기 위한 축류팬 및 인버터 드라이브를 설치하였다. 시험부 입구와 출구의 냉매인 물-에틸렌 글리콜 혼합액 (50:50%)의 온도를 측정하기 위하여 시험용 열교환기의 입구와 출구에 T-type 열전대를 설치하였고, 질량유량을 측정하기 위하여 Coriolis 효과를 이용한 유량계를 사용하였다. 냉매의 입구온도는 30 °C 이며 냉매유량은 150 kg/h 이다. 시험부는 착상시험을 위하여 10 mm 두께의 투명 아크릴수지로 제작되었기 때문에 외부로의 열손실이 발생할 수 있다. 따라서 외부로의 열손실을 보정하기 위하여 Kim and Kim⁽⁵⁾이 제시한 단열손실 보정실험을 통하여 공기측 열전달량을 보정하였다. 보정실험에서는 시험부 내부에 열교환기 대신 전기히터를 설치하여 시험부 내부의 조건을 변화시키면서 손실을 측정하고, Fig. 2 와 같은 열손실 상관관계를 유도하였다. Table 1 은 본 연구에서 사용한 실험조건이다. Table 2 는 본 연구에서 사용한 온도센서, 질량유량계, 그리고 차압계에 대한 측정범위 및 측정오차를 나타낸다.

Fig. 3 은 본 연구에서 사용한 시험용 열교환기를 나타낸다. 모든 시험용 열교환기는 정렬튜브 배열과 정렬핀 배열을 가지도록 설계하였다. 본 연구에 사용된 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 기존의 평판 사각핀-튜브 열교환기에서 사용된 기계적인 확장방법 대신에 L-foot 이라고 불리는 접합방식을 사용하였다. 본 접합방식은 원형핀 끝의 일부를 튜브와 면접촉하여 접촉저항을 줄이면서 접합력을 유지하는 방식이다. Table 3 은 본 연구에서 사용한 시험용

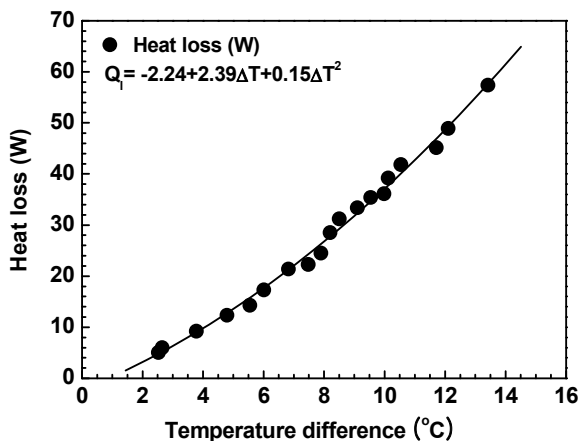


Fig. 2 Heat loss with the variation of the temperature difference between the air in the test section and the ambient

열교환기에 대한 사양을 나타낸다.

2.1 실험결과 계산

시험용 열교환기의 공기측 열전달량은 열교환기

Table 1 Test conditions

Parameters	Specifications
Inlet air temperature (°C)	3
Inlet air relative humidity (%)	80
Inlet temperature of the refrigerant (°C)	30
Air flow rate (m ³ /min)	0.7/1.1/1.3/1.8
Refrigerant flow rate (kg/h)	150

Table 2 Specifications of measurement

Items	Specifications	Accuracy
Thermocouples (T-type)	-100 ~ 400 °C	± 0.2 °C
Differential pressure gauge	0 ~ 10 kPa	± 1.0%
Mass flow meter	0 ~ 300 kg/h	± 0.2%

Table 3 Specifications of the spirally-coiled circular fin-tube heat exchangers

Parameters		Specifications
Fin	Fin pitch (mm)	5.0/7.5
	Height (mm)	8.25/8.85
	Thickness (mm)	0.25
	Alignment	Inline
	L-foot length (mm)	2.3/2.5/2.7/2.9
Tube	Outer diameter (mm)	8.0
	Tube pitch (mm)	30.0/35.0
	Number of row	2/3/4/5
	Alignment	Inline
	Thickness (mm)	0.5/0.7

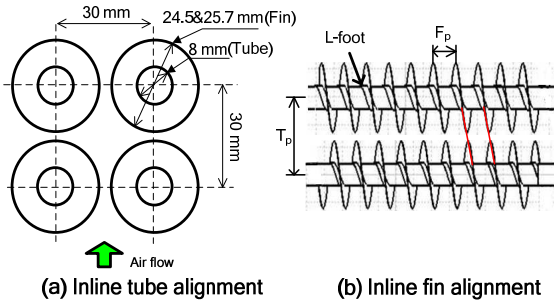


Fig. 3 Schematic diagram and fin-tube alignment of the spirally-coiled circular fin-tube heat exchanger

입구와 출구의 온도차이 및 질량유량을 이용하여 식 (1)과 같이 계산하였다. 질량유량계 및 온도계의 측정오차는 각각 $\pm 0.2\%$ 및 $\pm 0.1\text{ }^\circ\text{C}$ 이다. 본 연구에서 열교환기 시험부는 투명한 아크릴 소재로 제작되었기 때문에 실험시 열전달 손실이 필연적으로 발생하게 된다. 이를 보정하기 위하여 열전달 손실량 보정실험을 통하여 식 (2)와 같은 상관관계를 얻었다. 이것을 이용하여 공기측 열전달량을 식 (3)과 같이 최종 계산하였다. 냉매측과 공기측의 열전달량은 $\pm 5\%$ 오차범위 내에서 서로 일치하였다.

$$Q_a = m_a C_a (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (1)$$

$$Q_l = -2.24 + 2.39T + 0.15T^2 \quad (2)$$

$$Q_{a,md} = m_a C_a (T_{a,i} - T_{a,o}) + Q_l \quad (3)$$

공기측 열전달계수 (h_o)을 계산하기 위하여 먼저 UA (총괄 열전달계수와 전열면적의 곱)를 식 (4)로부터 계산한다. UA 를 구하여 식 (5)로부터 공기측 열전달계수인 h_o 를 계산한다. 보정계수인 F_c 는 Incropera and Dewitt⁽⁷⁾를 참조하여 계산하였다.

$$Q_{a,md} = UAF_c \Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(\frac{r_o}{r_i})}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o (A_i + \eta_f A_f)} \quad (5)$$

공기측 레이놀즈 수는 식 (6)과 같이 계산하였다.

$$Re = \frac{2\rho V r_o}{\mu} \quad (6)$$

관내측 열전달계수는 관내측 냉매가 물-에틸렌글리콜 혼합액으로 점성으로 인하여 레이놀즈수가 4000 이하로 크지 않으므로 Glieninski correlation⁽⁸⁾을 사용하였다. 나선형 원형 핀효율 계산에 있어 이에 대한 계산식이 없을 뿐만 아니라, 핀피치 구

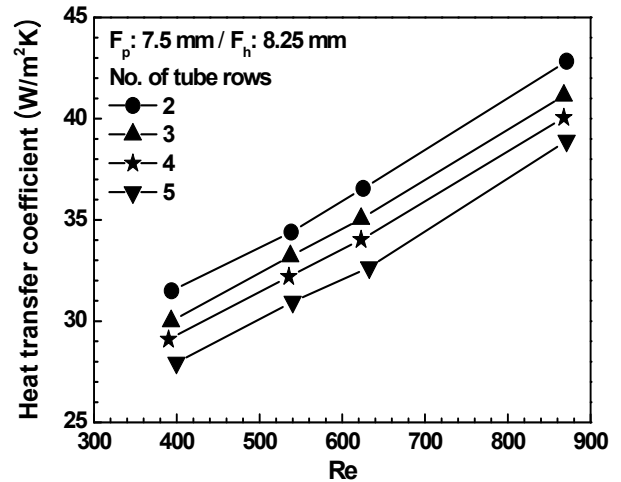


Fig. 4 Effect of the number of tube rows on the heat transfer coefficient

간 내 핀의 길이방향 온도편차가 크지 않기 때문에 Yun 등⁽⁴⁾의 가정을 이용하여 Lee 등⁽⁹⁾의 효율 계산방법을 이용하였다. 본 연구에서 사용된 열전달계수 및 열전달량의 평균오차는 ASHRAE Guideline(1983)⁽⁶⁾에서 제시한 방법을 사용하여 계산하였고 각각 6.6%와 4.0% 이다.

3. 결과 및 고찰

3.1 튜브열수의 영향

Fig. 4 는 튜브열수 변화에 대한 열전달계수의 변화를 나타낸다. 튜브열수가 2 열에서 5 열로 증가함에 따라 열전달계수는 평균 10% 감소하였다. 열수가 증가함에 따라 각 열들은 전열의 후류영역(wake region)에 존재함으로 열전달 효율이 떨어져서 열전달계수가 감소하게 된다. 이러한 연구들은 Mon and Gross⁽⁴⁾의 연구와도 일치하는 결과이다. 그들의 연구에 따르면 열교환기에 유입된 공기가 1 열 튜브에 부딪히고 나면 후류가 발생하여 2 열 튜브들부터는 1 열의 후류영역 안에 놓이게 된다. 정렬튜브 및 핀배열에서 1 열을 통과하는 대부분의 공기유동은 튜브와 튜브 사이로 바이패스 되어 열교환기에서 빠져나오게 되고 후류영역에 위치해 있는 2 열 이후의 튜브들은 오직 역압력 구배에 의하여 발생하는 역류에 의해서만 열전달이 일어나게 된다. 따라서 2 열 이후의 튜브 및 핀들의 열전달효율은 감소하게 되고 튜브열수가 증가할수록 열전달계수는 일정하게 감소하게 된다. 또한, 레이놀즈수가 증가할수록 열전달계수가 증가하는데 이는 유속이 빠를수록 경계층의 두께가 얇아지면서 공기유동의 수직방향으로 온도구배가 증가하여 열교환기 내에서의 열전달이 촉진되기 때문이다.

3.2 핀피치의 영향

Fig. 5 는 핀피치 변경에 따른 열전달계수 변화

를 나타낸다. 핀피치가 5.0 에서 10.0 mm 로 증가함에 따라 열전달계수는 평균 17.5% 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 핀사이에 발달된 속도 및 온도 경계층으로 설명될 수 있다. 핀사이에서 발생된 경계층들은 핀 위에서 공기의 유동방향으로 성장하게 되는데, 핀피치가 작을 경우 핀을 통과하기 전에 핀 사이에 발생된 경계층들이 서로 맞닿아 버리는 경계층 간섭효과가 일어난다. 만약 경계층간섭이 되면 공기의 평균유속이 느려지게 되고 핀과 공기 사이의 온도차가 감소하여 열전달 성능이 현저하게 떨어지게 된다.^(5,9,10) 더불어 경계층 간섭이 발생하면 튜브와 핀의 접합부(junction)에서 공기의 열전달성능을 촉진하는 말발굽와류(horseshoe vortex)가 발생하지 않아 열전달계수가 감소하게 된다. 따라서 핀피치가 증가할수록 경계층 간섭을 피하거나 늦출 수 있어 열전달계수가 증가하게 된다.

3.3 튜브피치의 영향

Fig. 6 은 튜브피치에 따른 풍량변화에 대한 열전달량 변화를 나타낸다. 2 단 2 열에 핀피치 5.0 mm 의 나선형 원형핀-튜브 열교환기에 대하여 튜브피치를 30 에서 35 mm 로 변화시켜가면서 열전달량을 측정하였다. 튜브피치는 열전달 성능뿐만 아니라 열교환기 크기와 밀접하게 관계되는 요소로 적절한 튜브피치를 가지도록 열교환기를 설계하는 것이 중요하다. 일반적으로 냉장고용 증발기의 튜브피치는 30 mm 이다. 모든 풍량조건에서 튜브피치 30 mm 가 35 mm 보다 평균 5.1% 우수한 열전달량을 나타내었다. 이러한 이유로는 튜브피치가 35 에서 30 mm 로 감소함에 따라 열사이에 있는 유동방향의 핀의 끝단과 끝단

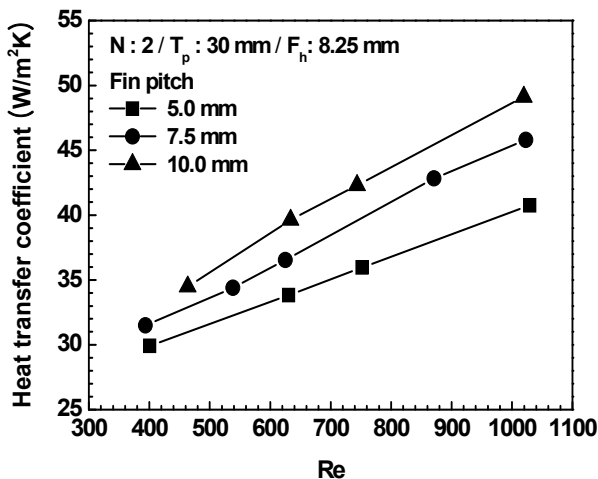


Fig. 5 Effect of the fin pitch on the heat transfer coefficient

사이의 간격이 감소하여 공기의 유속이 상대적으로 증가하여 열전달효율이 증가했기 때문이다. 이러한 결과는 Mon⁽¹⁰⁾의 연구결과에서도 확인되었다.

3.4 L-foot 길이의 영향

Fig. 7 은 L-foot 길이 변경에 따른 열전달계수 변화를 나타낸다. 일반적으로 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 L-foot 길이는 핀과 튜브의 접촉저항 그리고 핀효율과 서로 상관된 영향을 나타내므로 적절한 L-foot 길이의 설계는 중요하다. 따라서 L-foot 길이의 영향을 알아보기 위하여 비교적 많은 열수인 2 단 5 열의 핀피치 5.0 mm 의 나선형 원형핀-튜브 열교환기에 대하여 L-foot 길이를 2.3 에서 2.9 mm 까지 변화시키면서 열전달 성능을 비교하였다. 2 단 5 열에서 비교한 이유는 열수가 많을수록 L-foot 변화의 영향을 잘 파악할 수 있기 때문이다. Fig. 7 에 나타낸 바와 L-foot 길이가 증가

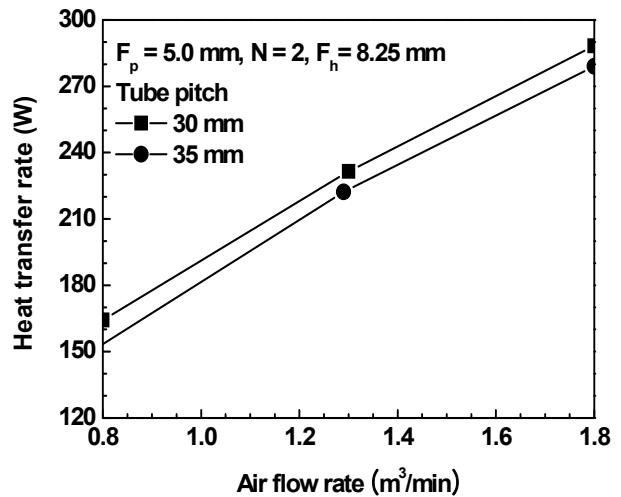


Fig. 6 Effect of the tube pitch on the heat transfer rate

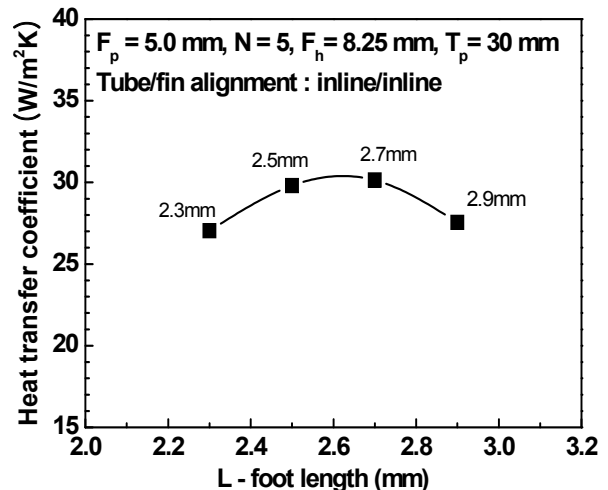


Fig. 7 Effect of the L-foot length on the heat transfer coefficient

할수록 접촉저항이 감소하여 점차 열전달계수가 증가하였지만, L-foot 길이가 너무 길어지면 접촉 저항 감소보다는 전도저항이 추가로 발생하여 점차 열전달계수가 감소하였다. 따라서 본 연구에서는 최적의 L-foot 길이로 2.7 mm 를 선정하였다.

3.5 튜브두께의 영향

Fig. 8은 튜브두께에 따른 풍량변화에 대한 열전달량변화를 나타낸다. 2 단 2 열에 핀피치 5.0 mm 의 나선형 원형핀-튜브 열교환기에 대하여 튜브두께를 0.7 에서 0.5 mm 로 변화시켜가면서 열전달량을 측정하였다. 이때 튜브외경은 8.0 mm 로 유지하면서 튜브두께를 감소시킴으로서 튜브내경이 커지는 효과, 즉 환관효과를 고찰하였다. 일반적으로 평판 사각핀-튜브 증발기는 핀과 튜브를 결합 후 기계적 확관을 이용하여 튜브두께는 얇게 하면서 내경이 커지는 효과를 내지만 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 기계적 확관이 어렵기 때문에 튜브의 두께를 변화시키는 실험이 필요하다. 모든 풍량조건에서 튜브두께 0.5 mm 가 0.7 mm 보다 평균 4.1% 우수한 열전달량을 나타내었다. 이는 튜브두께가 0.7 mm 에서 0.5 mm 로 감소함에 따라 냉매와 공기측사이의 전도저항이 감소하였기 때문이다. 하지만 튜브두께를 너무 감소하면 튜브의 내압성에 문제가 발생할 수 있다.

3.6 핀높이의 영향

Fig. 9는 핀높이에 따른 풍량변화에 대한 열전달량 및 열전달계수를 나타낸다. 2 단 2 열에 핀피치 5.0 mm 의 나선형 원형핀-튜브 열교환기에 대하여 핀높이를 8.25 에서 8.85 mm 로 변화시켜가면서 열전달량을 측정하였다. 이때 L-foot 의 길이는 2.5 mm 로 변화시켜가면서 열전달량을 측정하였고 이로부터 열전달계수를 계산하였다. Fig. 9(a)에서 보는 것처럼, 모든 풍량조건에서 핀높이 8.85 mm 의 열전달량이 8.25 mm 보다 평균 4.0% 높게 나타났다. 확인할 수 있었다. 이는 핀높이가 8.25 에서 8.85 mm 로 증가하면서 상대적으로 열전달면적이 증가하여 열전달량이 증가하였기 때문이다. Fig. 9(b)은 핀높이에 따른 레이놀즈 수 변화에 대한 열전달계수를 나타낸다. 일반적으로 핀높이가 증가할수록 경계층의 두께가 더욱 성장하며, 열전달계수는 감소하게 된다.⁽¹⁰⁾ 따라서 핀높이 8.25 mm 에서 열전달계수는 핀높이 8.85 mm 보다 평균 5.4% 높게 나타났다. 또한 모든 핀높이에서 레이놀즈수가 증가하면서 열전달계수가 증가하는데, 이는 유속이 빠를수록 경계층의 두께가 얇아지기 때문이다. 이러한 결과는 Lee 등⁽⁹⁾과 Mon⁽¹⁰⁾의 연구결과에서도 확인할 수 있다.

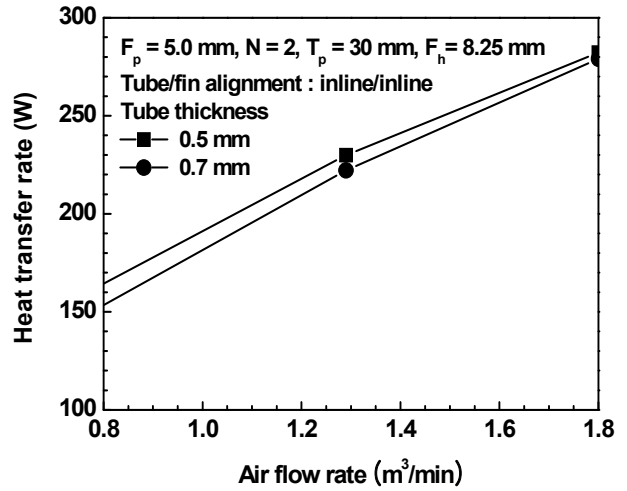
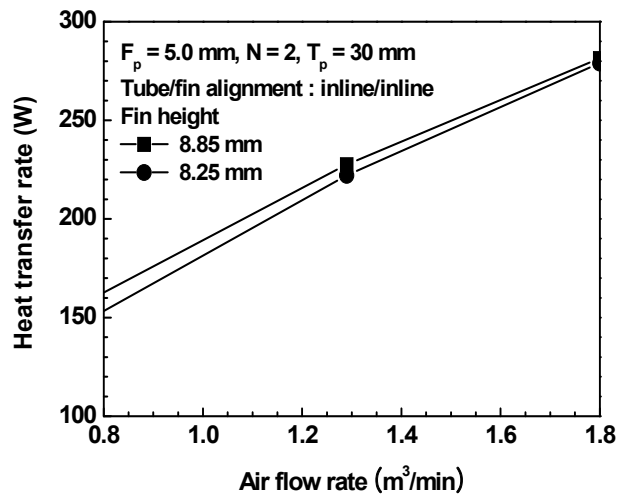
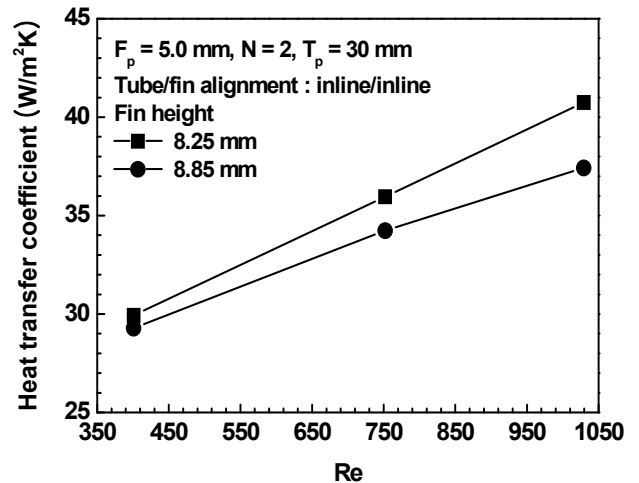


Fig. 8 Effect of the tube thickness on the heat transfer rate



(a) Heat transfer rate



(b) Heat transfer coefficient

Fig. 9 Effect of the fin height on the heat transfer coefficient

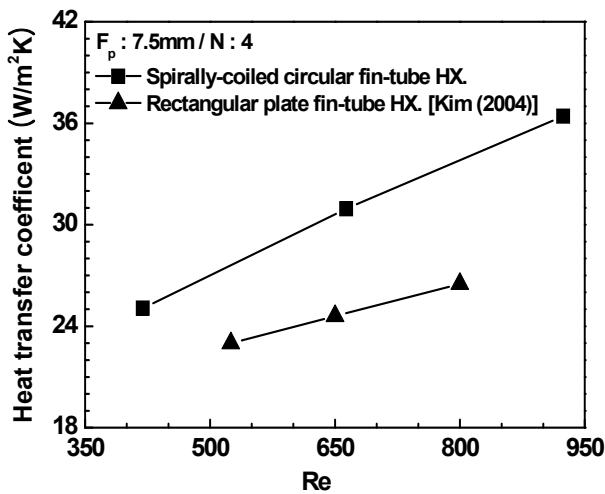


Fig. 10 Comparison of the heat transfer coefficient of the present data with the existing data

3.7 평판 사각핀과 원형핀의 열전달 성능 비교

Fig. 10 은 레이놀즈수 변화에 따른 열전달계수를 나타낸다. 기존 평판 사각핀과 나선형 원형핀의 핀형상에 따른 열전달계수의 차이를 알아보기 위하여 2 단 4 열, 핀피치 7.5 mm 의 나선형 원형핀-튜브 열교환기를 제작하였다. 입구공기의 온도 및 상대습도는 각각 3 °C 와 30% 이며, 냉매측 온도 및 유량은 각각 30 °C 와 150 kg/h 이다. 2 단 4 열을 기준으로 열전달 성능을 비교한 이유는 기존 평판 사각핀-튜브 열교환기와 원형핀-튜브 열교환기와 성능차이를 가장 잘 보여줄 수 있는 열수일 뿐만 아니라 기존 열교환기가 2 단 4 열까지만 열전달 성능 데이터를 제시하였기 때문이다. 평판 사각핀-튜브 열교환기의 열전달계수는 Kim⁽¹¹⁾의 연구결과를 이용하여 비교하였다. 비교된 평판 사각핀-튜브 열교환기는 핀의 가로 및 세로측 길이가 각각 30 mm 로 동일하게 제작되었으며, 2 단 4 열로 핀피치는 7.5 mm 이다. 각 튜브의 핀은 개별핀 (discrete fin) 형식을 적용하고 있다. 이는 본 연구에서 사용하고 있는 나선형 원형핀-튜브 열교환기와 동일한 핀배열 방식이다. 일반적으로 원형핀은 사각핀에 비하여 단위면적당 열방출량이 큰 것으로 알려져 있다.⁽¹²⁾ 또한, Lee 등⁽⁹⁾의 연구결과에서도 알 수 있듯이 핀과 튜브의 접합부 (fin and tube junctions) 주변에서 볼텍스 (vortices)의 발생이 평판 사각핀에 비하여 용이하고, 경계층 두께도 더 얇아서 열전달계수가 더 높게 나타났다. 본 연구에서도 나선형 원형핀-튜브 열교환기가 평판 사각핀-튜브 열교환기에 비하여 평균 24.3% 정도 높은 열전달계수를 나타냈다. Table 4 는 열교환기의 사양을 나타내고 있다.

Table 4 Specifications of the spirally-coiled circular fin- and rectangular plate fin-tube heat exchangers

Parameters	Specifications	
	Spirally-coiled circular fin	Rectangular fin
Fin thickness (mm)	0.25	0.2
Fin size (mm)	24.5 (diameter)	30×30 (rectangular)
Tube diameter (mm)	8.0	8.0
Tube thickness (mm)	0.7	0.7
Tube pitch (mm)	30	30

향후 나선형 원형핀-튜브 열교환기를 냉장고용 증발기로서 적용하기 위해서는 증발기의 주된 운전환경인 착상 및 제상조건에서 열전달 특성을 고찰할 필요가 있다. 더불어 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 국내는 물론 국제적인 관심사인 고효율 시스템에 대한 관심을 충족시켜 줄 수 있는 좋은 증발기의 대안 중 하나로 체계적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 형상변수에 따른 열전달특성을 고찰하였고, 기존 평판 사각핀과의 열전달계수를 비교하였다. 다음은 본 연구를 통하여 얻은 결론이다.

- (1) 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 열전달계수는 튜브열수가 2 열에서 5 열로 증가하면서 평균 10% 감소하였으며, 핀피치가 5 mm 에서 10 mm 로 증가하면 평균 17.5% 증가하였다.
- (2) 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 L-foot 길이 2.7 mm 에서 열전달계수가 최대로 나타났다. 모든 풍량조건에서 튜브피치 30 mm 가 35 mm 보다 열전달량이 평균 5.1% 우수하게 나타났다. 또한, 튜브두께 0.5 mm 가 0.7 mm 보다 열전달량이 평균 4.1% 우수하게 나타났다.
- (3) 나선형 원형핀-튜브 열교환기의 핀높이 8.85 mm 가 8.25 mm 보다 평균 4.0% 열전달량이 높게 나타났지만, 열전달계수는 핀높이 8.25 mm 에서 더 얇은 경계층 두께로 인하여 8.85 mm 보다 평균 5.4% 우수하게 나타났다.
- (4) 나선형 원형핀-튜브 열교환기는 기존 냉장고용 증발기로 사용되고 있는 평판 사각핀-튜브 열교환기에

비하여 열전달계수가 평균 24.3% 정도 높게 나타났다.

참고문헌

- (1) Lee, M. Y., Kim, S. O. and Kim, Y., 2007, "Performance Evaluations of a Residential Small Multi-Refrigeration System Considering the Adiabatic Characteristics," *Trans. of the KSME*, Vol. 31, No. 10, pp. 868~875.
- (2) Lee, M. Y. and Kim, S. O., 2005, "A Study on the Performance of a Domestic Small Multi Refrigerator According to a Capillary Tube Change," *Trans. of the KSME*, Vol. 29, No. 6, pp. 763~771.
- (3) Mon, M. S. and Gross, U., 2004, "Numerical Study of Fin-spacing Effects in Annular-finned Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 1953~1964.
- (4) Yun, R., Kim, Y., Kim, S. and Choi, J. M., 2005, "Experimental Study on the Heat Transfer Characteristics of Spiral Fin-tube Heat Exchanger," *Trans. of the SAREK*, Vol. 17, No. 6, pp. 529~535.
- (5) Kim, Y. H. and Kim, Y., 2005, "Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Finned-tube Heat Exchangers with Large Fin Pitch," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 28, pp. 851~858.
- (6) ASHRAE Guideline 2, 1986, "Engineering Analysis of Experimental Data," ASHRAE, Atlanta, USA.
- (7) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 2006, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," 5th edition, Wiley, New York, 466~499.
- (8) Gnielinski, V., 1976, "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.* Vol. 16, 359~368.
- (9) Lee, M. Y., Kang, T. H. and Kim, Y., 2009, "Air-side Heat Transfer Characteristics of Spiral-type Circular Fin-tube Heat Exchangers," *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 313~320.
- (10) Mon, M. S., 2003, "Numerical Study of Air-side Heat Transfer and Pressure Drop in Circular Finned-tube Heat Exchangers," Ph.D. Thesis, Freiberg Technischen University.
- (11) Kim, Y. H., 2004, "Study on the Frosting and Defrosting Performance of Fin-tube Heat Exchangers," Ph. D. Thesis, Korea University.
- (12) Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 2002, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer," John Wiley & Sons, 4th edition, pp. 88~182, 326~431.