

독립 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능특성에 관한 연구

이 호 성*, 김 용 찬†, 김 용 한**, 최 종 민**

*고려대학교 기계공학과 대학원, † 고려대학교 기계공학과, ** 삼성전자 DA연구소, ** 국립한밭대학교 기계공학과

Study on Heat Transfer Characteristics of Discrete Fin-and-tube Heat Exchangers

Hoseong Lee*, Yongchan Kim†, Yonghan Kim**, Jongmin Choi**

*Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

† Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Samsung Electronics DA R&D Center, Meatan-3Dong Yeongtong-ku, Suwon, 443-742, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

ABSTRACT: The objective of this study is to investigate the heat transfer performance of flat plate discrete fin-and-tube heat exchangers with large fin pitch. In this study, twenty-two heat exchangers were tested with a variation of fin pitch, number of tube row, longitudinal tube pitch and fin alignment. Discrete fin type exchangers improved heat transfer performance more than 10% compared to the continuous fin type heat exchangers. The air-side heat transfer coefficient decreased with a reduction of the fin pitch and an increase of the number of tube row. The staggered fin alignment improved heat transfer performance more than 6% compared to the inline fin alignment. The effect of longitudinal tube pitch was insignificant on the j-factor and experiments found opposite effects on the j-factor with respect to fin alignment. Heat transfer correlations were developed from the measured data for flat plate discrete fin-and-tube heat exchangers with large fin pitch. The correlations yielded good predictions of the measured data with mean deviations of 1.4% and 0.3% for the inline and staggered tube alignment, respectively.

Key words: Discrete fin(독립 핀), Number of tube row(열수), Fin pitch(핀피치), Fin-tube heat exchanger(핀관 열교환기)

기 호 설 명

A : 표면적, [m²]
 A_c : 최소 단면적, [m²]
 DF : 무차원 핀피치, [P/D_o]
 D_h : 수력직경, [4A_cL/A]
 D_o : 관 외경, [mm]
 F : 핀피치, [mm]

F_g : 열 사이 핀간격, [mm]
 j : Colburn j-factor (StPr^{2/3})
 L : 핀 높이, [mm]
 ṁ : 질량유량, [kg/h]
 N : 열수
 Q : 풍량, [CMM]
 RH : 습도, [%]
 Re_{Do} : Reynolds 수, (GD_o/μ)
 Re_{Dh} : Reynolds 수, (GD_h/μ)
 S_l : 열방향 튜브 피치, [mm]
 T : 온도, [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5946

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

그리스 문자

μ : 점성계수 [Ns/m^2]

하첨자

a : 공기
in : 입구
r : 냉매

1. 서론

핀-튜브 열교환기는 열장치 및 냉동공조 산업에서 가장 널리 사용되는 열교환기의 형태로서 기기의 소형화 및 고효율화를 위해 많은 발전을 해왔다. 대부분의 핀-튜브 열교환기는 2차유체로 공기를 사용하고 있는데 공기측 열저항이 전체 열저항의 80%정도를 차지하고 있기 때문에 공기측의 열전달 성능 향상을 위한 연구가 많이 진행되었다. 대부분의 공조용 열교환기는 고용량과 높은 생산성의 이유로 일체형 평판핀을 사용하고 있지만, 일체형핀은 경계층이 발달함에 따라 열전달계수가 지속적으로 낮아지기 때문에 열교환 효율이 독립핀에 비해 낮을 수 밖에 없는 단점이 있다. 이로 인해 핀 형상이 평판에서 웨이비(wavy), 슬릿(slot) 그리고 루버(louver)의 형태로 발전하면서 열전달 성능이 세 배 이상 향상되었을 수 있었다.

하지만 냉장고 및 냉동고에 사용되는 열교환기의 경우 열교환기 표면에서의 착상에 의해 슬릿이나 루버 형상의 효과를 거의 얻을 수 없기 때문에 독립 평판핀의 사용이 일반화 되고 있다. 따라서 냉장고 및 냉동고 증발기의 열교환 성능을 향상시키기 위해서는 표면처리에 의해 착상을 억제시키고 핀 및 튜브의 효율적인 배열을 통해 착상에 의한 유로차단을 감소시키면서 열전달계수를 증가시켜야 한다.

Wang and Chi⁽¹⁾의 보고에 의하면 현재까지 핀-튜브 열교환기에 대한 대부분의 연구가 핀피치 2 mm 정도의 공조용 열교환기에 집중되어 있는 것을 알 수 있다. Rich^(2,3)는 냉매관이 엇갈리게 배열되어있는 핀-튜브 열교환기에 대해 핀피치와 열수 변화에 따른 성능특성을 연구하였고, Saboya and Sparrow⁽⁴⁾는 나프탈렌의 질량전달을

이용하여 핀-튜브 열교환기의 국소적인 열전달계수를 측정하였다. 이 방법은 Kim and Song⁽⁵⁾의 연구에서도 이용되어 핀-튜브 열교환기에서의 튜브배열에 의한 효과를 알아보았다. Ay et al.⁽⁶⁾과 Critoph et al.⁽⁷⁾은 적외선 열측정을 통해 평판 핀-튜브 열교환기에서의 냉매관 주위에서의 온도변화를 측정하였다. 뿐만 아니라 수치해석을 통해 핀피치 및 열수 변화에 따른 열전달 성능 특성을 알아보았다.^(8, 10) 하지만 이들의 연구는 대부분 핀피치가 작고 공기유속이 빠른 공조기용 열교환기의 경우에 대한 실험 및 해석을 통해 핀피치 및 열수 변화에 대한 현상을 설명했을 뿐 열교환기 설계에 유용하게 사용될 수 있는 상관식을 제시하지 않았고, 대부분의 냉장고 및 냉동고에 사용되는 핀피치가 큰 독립핀의 경우에 대해서는 연구가 거의 전무한 상태이다.

본 연구에서는 일반적으로 핀피치가 5 mm 이상 되는 냉장고 및 냉동고용 독립 평판 핀-튜브 열교환기에 대해 열수 및 핀피치 그리고 튜브배열에 따른 공기측 열전달 성능에 대해 알아보고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 본 실험의 실험장치는 크게 냉매순환부와 공기순환부로 나눌 수 있다. 냉매순환부는 냉매의 온도를 일정하게 유지시켜주는 항온조와 냉매순환펌프, 질량유량계 그리고 시험부 입출구의 온도센서로 구성하였다. 실험시간 동안 항온조의 온도는 33°C로 일정하게 유지하였으며, 냉매순환펌프의 입력 전압을 조절하여 모든 시료에 대하여 일정한 냉매유량을 공급하였다. 실험의 편의상 냉매로는 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다.

공기순환부의 경우 공기순환팬, 노즐, 시험부 입출구의 온도센서 격자, 습도센서, 시험부 입구의 히터 및 가습기로 구성하였다. 공기순환팬의 경우 인버터를 이용하여 팬 주파수를 조절함으로써 풍량을 변화시켰다. 모든 실험장치는 온도 및 습도가 일정하게 유지되는 항온항습실 내부에 설치하였다. 하지만 항온항습실 내부의 위치에 따라 약간의 온도 및 습도 편차가 발생하기 때문에

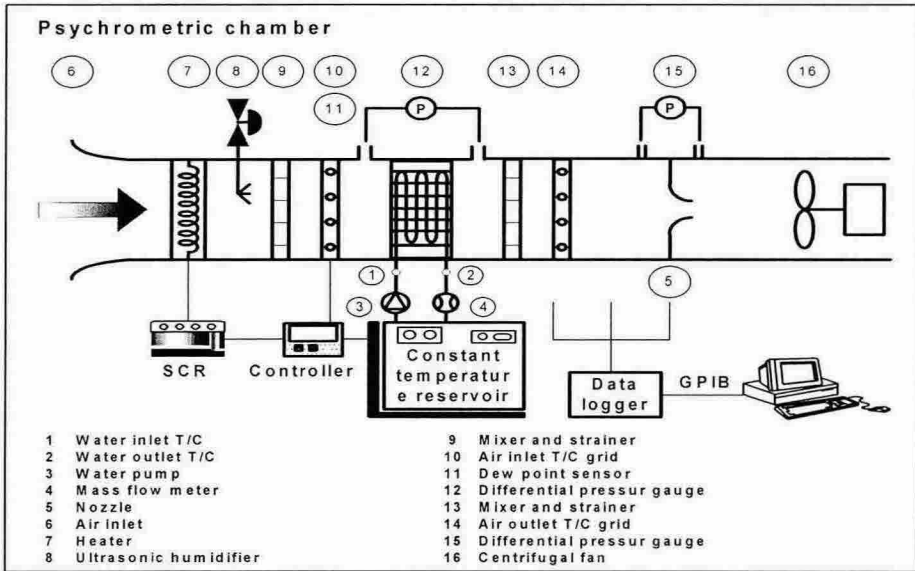


Fig. 1 Schematic of experimental setup.

실험조건을 정확히 맞추기 위해서 시험부 입구에 히터와 가습기를 설치하였다. 시험부 입구의 온도 및 습도센서와 연결된 제어기를 통해 히터와 가습기의 입력 전압을 조절함으로써 모든 실험에 대해 건구온도 및 노점온도를 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 미만으로 정밀하게 유지시켰다.

열교환량은 냉매측과 공기측을 동시에 측정했으며 둘 사이의 오차는 모든 경우에 있어 5% 미만으로 측정되었다. 냉매측의 열교환량은 냉매의 질량유량과 열교환기 입출구에서의 온도차를 이용하여 측정하였으며, 공기측의 열교환량은 풍량과 열교환기 입출구에서의 건구온도 및 노점온도를 이용하여 구하였다. 여기서 풍량은 노즐전후의 압력차와 공기의 밀도변화 및 노즐관계식을 이용하여 구하였다.

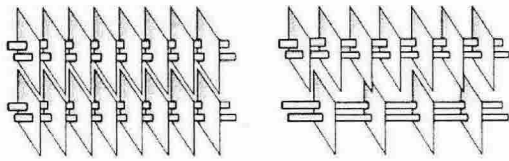
2.2 실험시료 및 실험조건

Fig. 2와 Table 1은 각각 본 실험에 사용한 핀의 형상 및 실험조건을 나타낸다. 본 실험에서는 평판 핀-튜브 열교환기의 핀피치를 7.5 mm에서 15.0 mm까지 2.5 mm씩 변화시켜가며 성능을 측정 하였다. 또한, 각 핀피치에 대해 열수를 4열까지 증가시켜가며 핀피치 및 열수 증가에 의한 평판 핀-튜브 열교환기의 성능변화를 알아보았다. 본 실험에 사용된 열교환기의 튜브 직경은 8

mm이고 1열에 대한 핀 높이는 27 mm이며 핀 폭은 62 mm 이다. 현재 사용되고 있는 핀의 두께가 0.15 mm 정도이지만 본 실험에서는 모든 시료를 납땜을 통해 직접 제작했기 때문에 납땜을 할 때 핀에서의 열변형을 피하기 위해 핀의 두께를 1 mm로 하였다. 열교환기의 공기측 열전달 성능은 공기유속과 열교환기 표면의 상태에 따라 달라진다. 따라서 본 실험에서는 모든 열교환기의 표면을 동일하게 만들고 핀과 냉매관 사이의 접촉저항을 최소화시키기 위해 핀과 냉매관을 납땜하여 열교환기를 제작한 후에 크롬 도금을 하였다.

본 실험에서는 튜브배열을 정렬된 배열(in-line alignment)과 엇갈린 배열(staggered alignment)로 나누어서, 핀배열의 변화에 따라 핀피치, 열수 변화 및 열방향(longitudinal tube pitch) 튜브 피치에 따른 핀-튜브 열교환기의 공기측 열전달 성능특성에 대해 알아보았다. 본 실험에서의 횡방향(traverse tube pitch)의 튜브 피치는 27 mm로 냉매관 배열에 상관없이 동일하다.

본 실험은 냉장고용 평판 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능 특성을 알아보기 위한 것으로 보다 정확한 열교환기 성능을 알기위해서 실험에 앞서 냉장고 덕트 내에서의 풍량을 측정하였고, 그 결과 냉장고 덕트에서의 풍속이 약 1 m/sec 정도가 됨을 알 수 있었다. 따라서 본 실험에는 실제



(a) In-line alignment (b) Staggered alignment
Fig. 2 Fin configurations of the evaporator coil.

Table 1 Test conditions

Parameter	Value
$T_{a,in}$ (°C)	3
$RH_{a,in}$ (%)	60
Q_a (m ³ /min)	1.1, 1.4, 1.7
$T_{r,in}$ (°C)	33
\dot{m}_r (kg/h)	150
F (mm)	7.5, 10.0, 12.5, 15.0
N	1, 2, 3, 4
S_i (mm)	28, 31, 34
Fin alignment	In-line, Staggered
Tube alignment	In-line, Staggered

냉장고에서와 유사한 풍속이 되는 1.4 m³/min을 기준으로 풍량을 변화시켜가며 실험을 수행하였다.

일반적으로 공기측 열전달계수는 공기와 냉매 사이의 온도차에 거의 영향을 받지 않기 때문에 본 실험에서는 공기와 냉매의 온도변화에 대한 효과는 고려하지 않았다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 열전달계수에 대한 핀피치의 영향

Fig. 3와 Fig. 4은 3열 독립핀에서의 핀배열이 정렬배열과 엇갈림 배열에서의 핀피치에 따른 j-factor의 변화를 나타내고 있다. 핀배열에 상관없이 핀피치가 증가할수록 j-factor가 증가하는 경향을 보이고 있다. 핀피치에 따라 냉매관에서 발생한 말발굽 와류(horseshoe vortex)의 형상이 달라져 튜브 뒷부분 및 핀에서의 열전달 현상이 달라질 수 있다. Romero-mendez et al.⁽⁹⁾은 핀-튜브 열교환기의 핀피치가 증가함에 따라 튜브 뒷부분의 후류영역에서 재순환부분이 발생하기 때문에 열전달률이 향상된다고 하였다. 그의

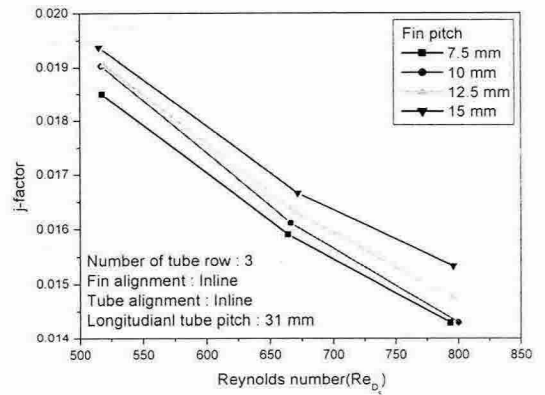


Fig. 3 Effects of fin pitch on the j-factor of three-row evaporator coil.

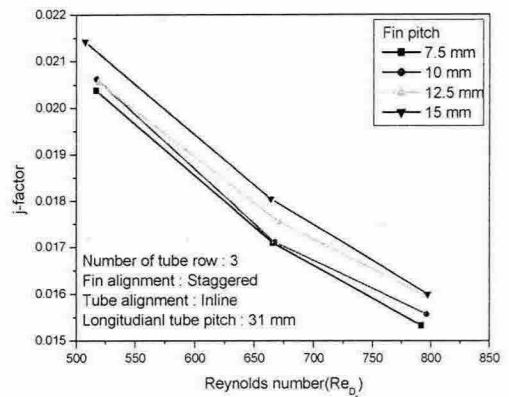


Fig. 4 Effects of fin pitch on the j-factor of three-row evaporator coil.

해석에서는 핀피치와 냉매관경의 비가 약 0.25 부근에서 이러한 현상이 일어났지만, 본 실험과 같이 핀피치와 냉매관경의 비가 약 1이상인 경우에는 핀피치 증가에 따른 재순환부에 의한 영향은 크지 않을 것으로 판단된다. 하지만 튜브에서의 평균 열전달계수가 평판에서보다 더 크기 때문에 핀피치가 증가할수록 튜브의 면적비가 증가하여 전체 열전달계수도 약간 증가하였다. 본 실험에서는 1열에서 4열까지 모든 경우에 대하여 핀피치가 증가할수록 j-factor가 증가했다.

Fig. 5는 3열의 일체형핀과 독립핀의 j-factor의 변화를 나타내고 있다. 독립 핀의 경우 정렬된 핀배열을 갖는다 할지라도 공기유로를 따라 절단면이 나타나기 때문에 핀의 선단에서 지속적

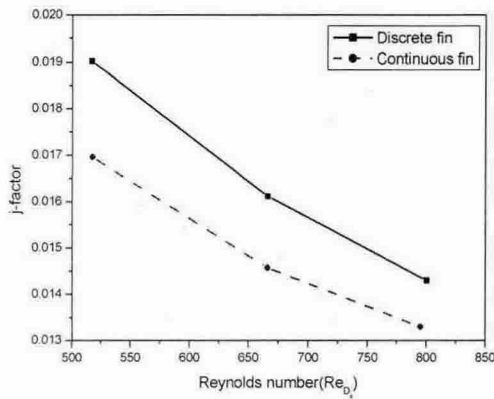


Fig. 5 Effects of fin type on the j-factor of three-row evaporator coil.

으로 새로운 경계층이 발달하게 되어 일체형 핀에 비해 더 높은 열전달 성능을 갖게 된다.

3.2 열전달계수에 대한 열수의 영향

Fig. 6과 Fig. 7은 핀피치가 10 mm이고 열방향의 튜브 피치가 31 mm인 평판 독립 핀-튜브 열교환기에 대해 정렬 핀배열과 엇갈림 핀배열에서의 열수 변화에 따른 j-factor의 변화를 나타낸다. 그림에서 보듯이 열수가 증가함에 따라 j-factor가 감소함을 알 수 있다. 특히 정렬 튜브배열에서 1열에서 2열로 열수가 증가할 때 j-factor가 크게 감소한다. 이는 2열의 냉매관이 1열 냉매관의 후류 영역에 놓이게 되어 냉매관에서의 열전달이 크게 감소했을 뿐만 아니라 열수가 증가함에 따라 이웃한 핀끼리의 경계층이 서로 간섭을 하기 때문이다. 본 실험에서는 엇갈림 핀배열인 경우는 열수 증가에 대해 3%정도 j-factor가 감소했지만, 정렬 핀배열의 경우는 약 9%정도 감소했다. 위의 결과로부터 독립핀을 사용하는 핀-튜브 열교환기에서 열간 핀배열을 엇갈리게 함으로써 열전달 효과를 증대시키고 동시에 열수 증가에 따른 열전달 효과의 감소를 완화시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

3.3 열전달계수에 열 간격의 영향

Fig. 8과 Fig. 9는 핀배열의 변화에 대한 열 간격 변화에 따른 j-factor의 변화를 나타낸다. 정렬

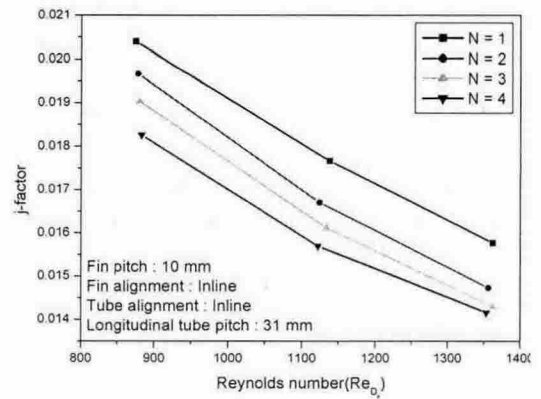


Fig. 6 Effects of the number of tube row on the j-factor of in-line fin alignment.

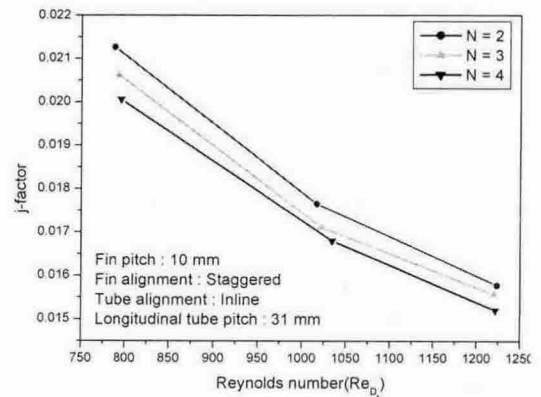


Fig. 7 Effects of the number of tube row on the j-factor of staggered fin alignment.

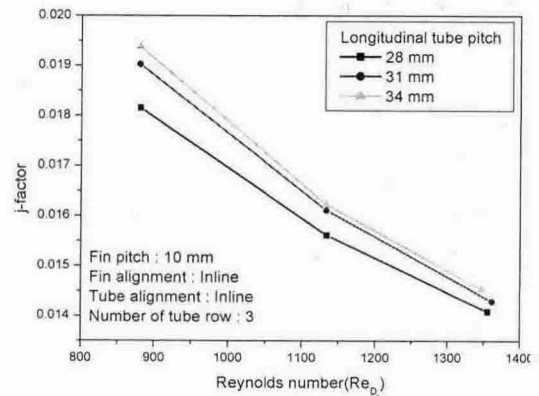


Fig. 8 Effects of longitudinal tube pitch on the j-factor of in-line tube alignment.

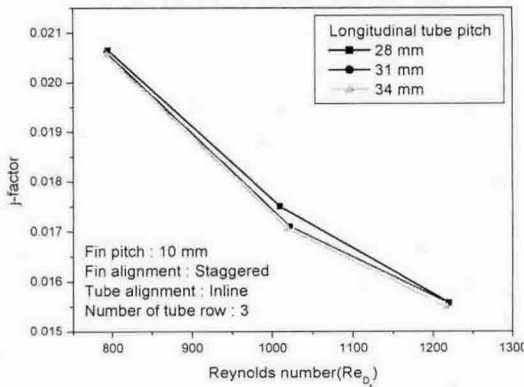


Fig. 9 Effects of longitudinal tube pitch on the j-factor of in-line tube alignment.

핀배열의 경우 열간격이 증가할수록 j-factor는 더 증가한다. 본 연구에서는 열간격이 28 mm에서 34 mm로 증가함에 따라 열교환 효율이 약 3%정도 증가하였다. 이는 열간격이 좁을수록 윗 열의 핀이나 냉매관이 아래열의 후류 영역에 더 많이 속하게 되어 열전달량이 감소하기 때문이다. 따라서 독립핀을 정렬로 배열할 경우 열간격을 넓힐수록 열전달 효율을 증가시킬 수 있다. 하지만, 엇갈림 핀배열의 경우에는 열간격이 좁을수록 미세하나마 열전달 성능이 향상되는 경향을 보이고 있다. 이는 열간격이 넓을수록 2열 핀의 선단이 1열 핀에 의해 발달된 온도 및 속도 경계층의 내부에 위치하게 되기 때문에 열전달 성능이 저하되는 것이다.

3.5 공기측 열전달 상관식

일체형핀의 경우 열전달계수에 영향을 미치는 열교환기 형상인자가 핀피치, 튜브배열 그리고 열수밖에 없다. 하지만 독립핀의 경우 이들 외에 열간격 및 핀배열이 추가적으로 공기측 열전달계수에 영향을 미친다. 핀배열의 경우 엇갈림배열이 정렬배열에 비해 어떠한 조건에 대해서도 더 높은 성능을 나타내기 때문에 핀배열에 의한 영향을 공기측 열전달 상관식에 고려해야 한다. 하지만, 열간격의 경우 핀배열에 따라서 서로 반대의 경향을 보이고 있고, 열전달 성능에 미치는 영향이 미비하기 때문에 공기측 열전달 상관식은 열간격이 31 mm인 실험 결과를 이용하여 개발하였다.

독립핀에 대한 공기측 열전달 상관식은 열교환기 열수, 핀피치 그리고 공기유속의 함수로 나타내었고, 핀피치의 영향을 반영하기 위해서 수력직경을 사용하였다. 또한 핀배열의 의미를 지니는 열 사이의 최소 핀간격 F_R 의 영향을 포함시켜서, 정렬 튜브배열과 엇갈림 튜브배열을 나누어서 상관식을 개발하였다.

식 (1)과 (2)는 본 연구에서 개발한 독립 핀-튜브 열교환기의 튜브배열에 따른 공기측 열전달 상관식을 나타낸다. 본 상관식은 측정 결과와 비교하여 평균오차는 정렬된 튜브배열에서는 1.4%, 엇갈림 배열에서는 0.5%를 나타냈다.

$$j_{in\text{-}line} = 1.1734 * N^{-0.0777} * DF^{0.6291} * Re_{D_h}^{-0.6179} * \left(\frac{F_g}{D_h}\right)^{-0.0158} \quad (1)$$

$$j_{staggered} = 0.3802 * N^{-0.0427} * DF^{1.8584} * Re_{D_h}^{-0.6268} * \left(\frac{F_g}{D_h}\right)^{-0.0145} \quad (2)$$

4. 결론

본 연구에서는 큰 핀피치를 갖는 평판 독립 핀-튜브 열교환기에서의 핀피치, 열수 및 열간격에 따른 열전달 성능 변화를 고찰하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 독립핀은 일체형핀보다 약 10%정도 더 높은 열전달 성능을 갖는다.

(2) 핀피치가 증가할수록 이웃하는 핀끼리의 경계층의 간섭이 늦게 발생하기 때문에 피치가 증가할수록 j-factor가 증가했으나 유속이 커질수록 그 차이는 점차 줄어들었다.

(2) 열수가 증가함에 따라 j-factor가 감소하는 경향을 보이고, 특히 1열에서 2열로 증가할 때 약 8% 정도 감소했으며, 그 후로는 감소폭이 크게 줄어들었다.

(3) 핀배열을 엇갈리게 배열함으로써 정렬 배열을 하는 경우보다 약 6% 정도의 공기측 열전달계수를 향상시킬 수 있었다.

(4) 열간격의 경우 핀배열에 따라서 상반된 효과를 보이고 있고, 열전달 성능에 미치는 영향은 미비하였다.

(5) 기존의 공기측 열전달 상관식들은 핀피치가 작고, 일체형핀인 공조용 열교환기 실험결과를 이용하여 개발되었기 때문에 핀피치가 크고,

독립핀이 주로 사용되는 냉동고용의 경우에 대해 열전달계수를 잘 예측하지 못하므로, 본 연구결과를 바탕으로 새로운 상관식을 개발하였다.

후 기

본 논문은 2004년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었으며(KRF-2004-042-D00023), 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Wang, C. C. and Chi, K. Y., 2000, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2681-2691.
2. Rich, D. G., 1973, The effect of fin spacing on the heat transfer and friction performance of multi-row, smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, pp. 137-145.
3. Rich, D. G., 1975, The effect of the number of tube rows on heat transfer performance of smooth plate fin-and-tube heat exchangers, *ASHRAE Transactions*, Vol. 81, pp. 307-317.
4. Saboya, F. E. M. and Sparrow, E. M., 1976, Transfer characteristics of two-row plate fin and tube heat exchanger configurations, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 41-49.
5. Kim, J. Y. and Song, T. H., 2003, Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly: naphthalene sublimation results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 3051-3059.
6. Ay, H., Jang, J. Y. and Yeh, J. N., 2002, Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 45, pp. 4069-4078.
7. Critoph, R. E., Holland, M. K. and Fisher, M., 1999, Comparison of steady state and transient methods for measurement of local heat transfer in plate fin-tube heat exchangers using liquid crystal thermography with radiant heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1-12.
8. 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.
9. Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K. T. and McClain, R., 2000, Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 39-51.
10. Jang, J. Y. and Wu, M. C., 1996, Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 39, pp. 3057-3066.