

(論文)

## 착상시 설계인자에 따른 핀-관 열교환기의 성능변화에 관한 실험적 연구

이관수\* · 이태희\*\* · 김우승\*

(1995년 2월 21일 접수)

### An Experimental Study on the Effects of Design Factors for the Performance of Fin-Tube Heat Exchanger under Frosting Conditions

K. S. Lee, T. H. Lee and W. S. Kim

**Key Words** : Frost(서리), Frost Formation(착상), Fin-tube Heat Exchanger(핀-관 열교환기)  
Blockage Ratio(차단비)

#### Abstract

In this study, the effects of design factors of finned-tube heat exchanger, such as fin spacing and fin array on the frost growth and heat exchanger performance are investigated under a frosting condition. The results show that the amount of frost, frost density and blockage ratio of air flow passage increase with decreasing fin spacing. Heat transfer rate increases momentarily at the initial stage of frosting and then decreases. After that heat transfer rate continues to increase again to reach a maximum value and then decreases dramatically. It is shown that the time required for heat transfer rate to reach a maximum value becomes shorter with decreasing fin spacing, and after a maximum value, heat transfer rate decreases very fast. The maximum allowable blockage ratio is introduced to determine the operation limit of a finned-tube heat exchanger operating under frosting condition and is obtained as a function of fin spacing. It is also shown that heat transfer rate of heat exchanger with staggered fin array increases about 17% and the amount of pressure drop of air increases about 1~2 mmH<sub>2</sub>O, compared with those of in-line type heat exchanger under frosting condition.

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달면적 [m<sup>2</sup>]  
 $a$  : 유동면적 [m<sup>2</sup>]  
 $C_p$  : 정압비열 [kJ/kg °C]  
 $D$  : 지름 [m]  
 $D_h$  : 수력학적 지름 [m]  
 $E_a$  : 에너지전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $G$  : 질량유속 [kg/m<sup>2</sup>s]

$h_h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup>K]  
 $h_m$  : 물질전달계수 [kg/m<sup>2</sup>·s]  
 $i$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $k$  : 열전도계수 [W/mK]  
 $L_H$  : 승화잠열 [kJ/kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
 $Nu$  : Nusselt 수  
 $P$  : 압력 [mmH<sub>2</sub>O]  
 $Pr$  : Prandtl수  
 $q$  : 열전달, 에너지전달 [kW]

\*정회원, 한양대학교 기계공학과  
 \*\*한양대학교 대학원

$Re$  : Reynolds수  
 $S$  : 간격 [m]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $t$  : 시간 [s]  
 $w$  : 절대습도 [kg/kg']  
 $X$  : 두께 [m]

#### 그리스문자

$\Delta$  : 차이 (difference)  
 $\eta$  : 효율  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

#### 하첨자

0 : 초기, 무착상  
 1 : 열 (row)  
 2 : 행 (column)  
 $a$  : 공기측, 공기  
 $av$  : 평균  
 $e$  : 상당 (equivalent)  
 $eff$  : 유효 (effective)  
 $F$  : 핀 (fin)  
 $f$  : 서리층  
 $i$  : 입구 (inlet), 안쪽 (inner)  
 $l$  : 잠열  
 $m$  : 질량, 물질  
 $max$  : 최대 (maximum)  
 $min$  : 최소 (minimum)  
 $o$  : 출구 (outlet), 바깥쪽 (outer)  
 $s$  : 현열, 표면, 포화상태  
 $T$  : 전체 (total)  
 $t$  : 관 (tube)  
 $w$  : 수증기

## 1. 서 론

공기 중에 포함되어 있는 수증기는 기체 상태에서 고체 상태로 상변화를 하면서 다공성 구조의 서리층으로 열교환기 표면에 부착하게 된다. 서리층은 열교환기를 통해 흐르는 습공기와 관 안쪽을 흐르는 냉매 사이에 단열층을 형성할 뿐 아니라, 공기의 유동을 방해하여 열교환기의 열적 성능 저하를 초래한다.

현재까지 착상에 관한 많은 연구가 진행되어 왔지만 실제로 사용되는 핀-관 열교환기 등에 관한

이용할 만한 자료는 극히 부족한 실정이다. 이는 핀-관 열교환기 형상이 복잡할 뿐 아니라, 서리층 성장으로 인하여 여러 가지 인자들이 시시각각 변화하기 때문이다. 착상을 고려한 핀-관 열교환기의 해석에서 가장 중요한 열전달과 압력강하에 대한 기존의 연구결과를 정리하면 다음과 같다. Stoecker,<sup>(1)</sup> Hosoda 등,<sup>(2)</sup> 그리고, Gatchilov 등<sup>(3)</sup>은 열전달은 착상초기에 증가하다 착상이 진행됨에 따라 다시 감소하는 것으로 보고한 반면, Rite 등<sup>(4)</sup>은 착상이 진행됨에 따라 열전달이 꾸준히 증가한다는 결론을 내렸으며, Aoki 등<sup>(5)</sup>은 착상 초기에 감소를 보인 후 계속 증가한다는 결론을 얻었다. 많은 연구자들은 압력강하의 증가로 인한 공기 유량의 감소가 착상 현상이 열교환기의 성능에 미치는 악영향을 나타내는 지표라고 하였다.<sup>(1,6-8)</sup> Gatchilov 등<sup>(3)</sup>은 착상상태에서의 압력 강하는 무착상 상태에서의 유동저항과 서리층 생성으로 인한 부가적인 유동저항과의 합이라고 하였고, Kondupudi 등<sup>(9)</sup>은 압력강하의 증가는 오로지 서리성장때 따른 차단효과(blockage effect) 때문임을 밝혔는데, 이것은 앞서 언급했던 Stoecker<sup>(1)</sup>와 Niederer<sup>(7)</sup>의 주장을 뒷받침하는 것이다.

이 연구에서는 2단 2열의 핀-관 열교환기를 이용하여, 착상조건하에서 핀 간격과 핀 배열상태에 따른 서리층의 성장, 열전달, 그리고, 공기측 압력강하등의 열교환기 성능변화를 조사하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

착상실험장치는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 폐회로 풍동장치로서 각 부분을 독립적으로 제어하여 다양한 실험 조건에 부합될 수 있도록 제작하였다. 장치는 외기로부터의 열전달이 실험 조건에 미치는 영향을 줄이기 위하여 장치의 각 부분은 외부와 단열이 될 수 있도록 유의하여 제작하였다. 이 실험 장치는 시험부, 순환부, 항온항습실, 그리고, 냉각부의 네부분으로 나누어져 있다. 시험부는 실험 목적에 따라 여러 가지의 열교환기를 장착하여 착상현상을 시각적으로 관찰할 수 있도록 두께 20 mm의 아크릴(acryl)판으로 500 mm×500 mm×200 mm의 크기로 제작되었으며, 탈착이 가능한 40 mm 두께의 스티로폴로 단열시켰다. 순환부는 0.5 마력의 블로워(blower)의 회전수를 변화시켜 시험

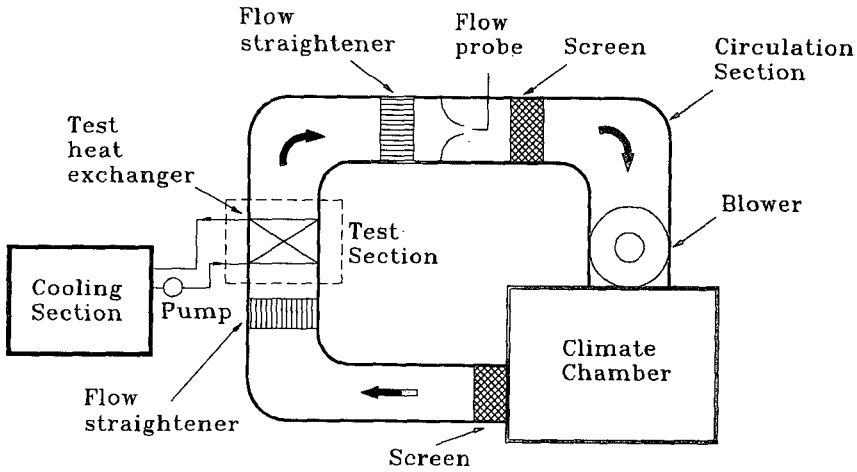


Fig. 1 Experimental apparatus

부로 유입되는 공기의 유량을 조절할 수 있도록 만들어졌다. 항온항습실은 유동 공기의 온도를 0~70 °C, 그리고, 습도를 30~98%의 범위에서 제어하며, 그 용적은 252리터이다. 그리고 냉각부에는 시험 열교환기로 유입되는 냉매(에틸렌글리콜 70% 수용액)의 유량과 온도 조절을 위해 1마력의 펌프와 5마력의 냉동기가 포함되어 있다. Fig. 2에 이 연구에서 사용된 2단 2열 핀-관 열교환기를 도시하였다.

2.2 실험방법

시험부 입·출구에 각각 5개씩 설치된 T-type

열전대와 세라믹 습도센서를 이용하여 열교환기 입·출구 공기의 온·습도를 측정한다. 그리고, 순환부에 위치한 유동노즐(flow nozzle)을 이용하여 열교환기를 통과하는 공기의 유량을 측정한다. 또한, 열교환기의 냉매 입·출구 온도, 냉매 유량 측정은 열교환기의 냉매 입·출구에 설치된 RTD와 터빈 유량계를 이용한다. 열교환기 관 위의 냉매측 입구와 출구, 그리고, 중간의 위치에 T-type 열전대( $\phi=0.01\text{ mm}$ )를 각각 부착하여 관의 온도를 측정하였다. 그리고, 관의 중간에 위치한 핀의 뿌리와 끝부분에 각각 T-type 열전대( $\phi=0.01\text{ mm}$ )를 하나씩 부착하여 두 온도의 산술 평균을 핀의 온도

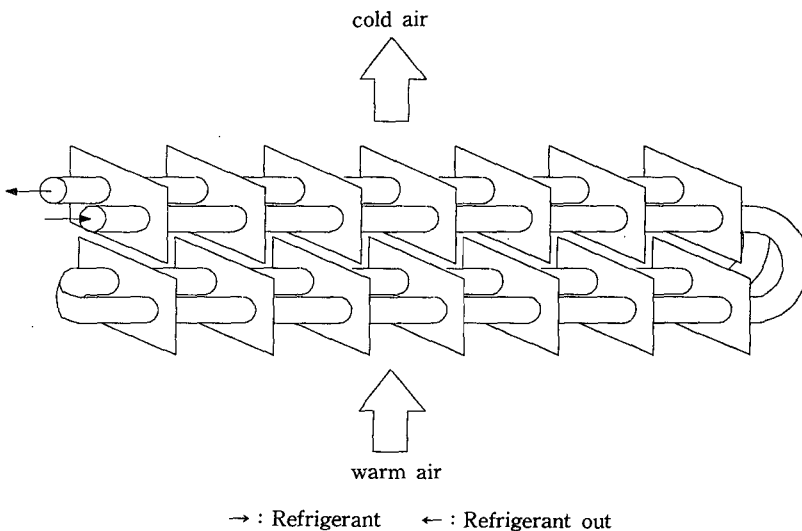


Fig. 2 Fin-tube heat exchanger for this study

Table 1 Measurement range and error of devices

Measurement device		Measurement range	Error
Humidity sensor	Temperature	30~70 °C	±0.5 °C
	Relative humidity	0~100%	±1.5%
Differential manometer (for air side flow nozzle)		0~10.197 mmH <sub>2</sub> O	±0.02 mmH <sub>2</sub> O
Manometer (for pressure drop of air)		-1000~2400 mmH <sub>2</sub> O	±0.01%
Turbine flow meter		1.325~13.25 l/min	±0.5%

로 간주한다. 알루미늄 테이프(두께 50 μm)를 이용하여 열교환기의 표면에 열전대를 부착하였다. 앞에서 열거한 열교환기 입·출구 공기의 온·습도, 공기의 유량, 냉매의 온도와 유량, 그리고, 관 및 핀의 온도는 매 15초마다 data recorder를 통해 PC로 기록한다. 그리고 15분 간격으로 서리 두께 측정을 위한 사진을 촬영하고, 정밀 차압계를 이용하여 시험부 사이에서 일어나는 압력강하를 각각 측정한다. 실험이 종료된 후에 착상된 서리를 녹여 측정된 착상량과 공기 입·출구의 절대 습도 차를 이용하여 계산한 착상량이 5%의 오차 범위 내에서 일치하기 때문에 입·출구 공기의 절대습도의 차이를 기준으로 착상량을 계산한다.

이 연구에서 수행된 실험은 공기의 유속을 일정하게 유지하면서 수행되었으며, 사용된 기기의 측정 범위와 오차는 Table 1과 같다.

## 2.3 실험적 해석

### 2.3.1 서리층의 두께

열교환기의 관과 핀의 표면에 발생한 서리층의 두께는 기준이 되는 길이 단위와 함께 촬영한 사진을 분석하여 각각 구한다. 이 때 핀과 관에 발생한 서리층의 두께는 제1열과 제2열의 값을 각각 산출 평균하여 산출하였다.

### 2.3.2 서리층의 밀도

열교환기 표면에 발생한 서리층의 밀도는 다음 식과 같이 착상량과 서리층의 부피로부터 구한다.

$$\rho_f = \frac{m_f}{V_f} \quad (1)$$

여기서,  $m_f$ 는 착상량이며, 서리층의 부피는 다음 식으로 구한다.

$$V_f = X_{f,F} \left[ A_{f,0} - \frac{\pi \{ (D_o + 2X_{f,i})^2 - D_o^2 \}}{4} \right]$$

$$+ X_{f,i} A_{f,0} \quad (2)$$

여기서,  $D_o$ 는 관의 바깥지름,  $X_{f,F}$ 와  $X_{f,i}$ 는 각각 핀과 관에 발생한 서리층의 두께,  $A_{f,0}$ 와  $A_{f,i}$ 는 각각 무착상 상태의 핀과 관의 면적을 나타낸다.

### 2.3.3 열전달

열교환기를 지나는 공기의 총 열전달량은 공기의 온도 변화에 의한 현열전달량과 습공기중에 포함된 수증기의 상변화에 의한 잠열전달량의 합으로 나타낼 수 있으며, 일반적으로 습공기중에 포함된 수증기의 질량은 건공기의 질량에 비해  $10^{-3}$  차수(order)를 가지므로 잔류 수증기의 현열전달을 무시하고 이를 수식화하면 다음과 같다.

$$q_T = q_1 + q_s \approx \dot{m}_a (i_{a,i} - i_{a,o}) \quad (3)$$

여기서,

$$i_{a,i} = c_{p,a} \cdot T_{a,i} + L_H \cdot w_{a,i} \quad (4a)$$

$$i_{a,o} = c_{p,a} \cdot T_{a,o} + L_H \cdot w_{a,o} \quad (4b)$$

### 2.3.4 에너지전달계수의 계산

서리층 표면에서의 에너지전달계수를 계산하기 위해서는 서리층 표면의 엔탈피를 알아야 한다. 이 엔탈피를 구하기 위해서는 서리층의 표면 온도가 필요하다. 이 온도는 열과 물질전달의 상사성을 이용하여 다음의 식으로부터 계산할 수 있다.

$$\frac{h_m \cdot c_{p,a}}{h_a} = \frac{q_1 \cdot c_{p,a} \cdot (T_a - T_{f,av})}{q_s \cdot [w_a - w_s(T_{f,av})] \cdot L_H} = 1 \quad (5)$$

이 때,  $w_s(T_{f,av})$ 는 서리층 표면의 평균 온도  $T_{f,av}$ 에서의 포화 절대습도이다. 식 (5)로부터 구한 서리층 표면의 평균 온도를 이용하여 다음과 같이 서리층 표면의 평균 엔탈피를 구한다.

$$i_{f,av} = c_{p,a} \cdot T_{f,av} + L_H \cdot w_s(T_{f,av}) \quad (6)$$

위 식에서 구한 서리층 표면의 평균 엔탈피, 열교환기 입·출구 공기의 평균 온·습도로부터 에너지 전달계수를 다음과 같이 계산한다.

$$E_a = \frac{q_T}{A_{T,o} \cdot (i_a - i_{f,av}) / c_{p,a}} \quad (7)$$

### 2.3.5 서리층의 유효 열전도계수 계산

총 열전달량, 그리고 무착상시의 전열면적을 기준으로 하여 아래와 같이 서리층의 유효 열전도계수 ( $k_{f,eff}$ )를 구한다.

$$k_{f,eff} = \frac{q_T \cdot X_f}{A_{T,o} \cdot (i_{f,min} - i_{t,o}) / c_{p,a}} \quad (8)$$

이 때,  $i_{f,min}$ 은 표면효율 ( $\eta_s$ )의 정의를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$i_{f,min} = i_{f,av} \frac{1}{\eta_s} - i_a \frac{1 - \eta_s}{\eta_s} \quad (9)$$

여기서, 표면효율  $\eta_s$ 는

$$\eta_s = \frac{A_{t,o} + \eta_F \cdot A_{F,o}}{A_{t,o} + A_{F,o}} \quad (10)$$

이때, 핀효율  $\eta_F$ 는 Brown의 정의<sup>(10)</sup>를 사용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\eta_F = \frac{i_a - i_F}{i_a - i_{t,o}} \quad (11)$$

## 3. 결과 및 고찰

이 장에서는 Fig. 2에 나타낸 바 있는 2단 2열 핀-관 열교환기를 사용하여 수행된 착상조건하에서의 핀 간격과 핀의 배열상태에 따른 핀-관 열교환기의 성능평가 실험의 결과를 도시하고, 정리한다. 실험을 통하여 측정된 값들로부터 서리층의 두께와 밀도 등의 서리층의 성장, 공기측의 압력강하, 그

**Table 2** Experimental conditions for this study

	Component	Spec.	Component	Spec.
Design condition	Number of columns	2	Number of rows	2
	Tube material	Al	Fin material	Al
	Transverse tube spacing	27 (mm)	Longitudinal tube spacing	30 (mm)
	Tube ID	6 (mm)	Tube OD	8 (mm)
	Tube length	370 (mm)	Fin thickness	0.2 (mm)
	Operating condition	Air inlet temp. (°C)	Air inlet humidity (%)	Air inlet velocity (m/s)
6		70	1.0	-30
Symbol	Fin pitch		Fin type	
●	20.0		In-line type	
☆	10.0			
★	7.5			
☆	5.0			
○	20.0		Staggered type	
△	10.0			
□	7.5			
◇	5.0			

리고, 열전달량, 서리층의 유효 열전도계수, 그리고, 에너지전달계수 등의 열전달 특성 등을 계산하여 핀-관 열교환기의 성능을 파악한다. 운전 및 설계조건과 각 조건에 따른 기호를 Table 2에 나타내었다.

3.1. 핀 간격의 영향

3.1.1 서리층의 성장

핀 간격에 따른 핀 위에 생성된 서리층의 두께를 Fig. 3에 도시하였다. 핀 간격이 작을수록 서리층의 두께는 작게 나타났다. 이것은 핀 간격이 작을수록 열전달 면적이 증가하여 열교환기의 총 착상량은 증가하였으나, 참고문헌<sup>(11)</sup>으로부터 알 수 있듯이 핀 간격이 작을수록 열전달계수가 작아지고, 열과 물질전달 사이에는 상사성이 성립하므로 단위 열전달 면적당의 물질전달량이 줄어들었기 때문이다.

핀-관 열교환기의 최적 운전에 대한 기준을 설정하기 위해 다음의 식과 같이 차단비(blockage ratio, BR)를 정의하였다.

$$BR = 2 \times \frac{X_{r,f}}{S_f} \times 100[\%] \quad (12)$$

차단비는 서리층에 의해 공기 유로가 차단되는 비율로써, Fig. 4에 나타낸 것과 같이 핀 간격이 작을수록 크게 나타났다. 이 그림에서 알 수 있듯이 핀 간격 5 mm의 열교환기의 경우 2시간이 경과하였을 경우 완전히 차단되었으며, 핀 간격 7.5 mm의 열교환기의 경우 3시간이 경과하였을 때 80% 이상의 유로가 차단되었음을 알 수 있다. 차단비는 핀간격의 0.8~0.9승에 반비례하여 증가한 것으로 나타났다.

Fig. 5에 도시한 핀간격에 따른 서리층의 밀도는 핀 간격이 좁을수록 크게 나타났다. 핀간격이 좁을수록 핀사이의 공기유속이 크기 때문에 서리층 표면의 온도가 높고, 서리층의 두께가 작아 서리층과 열교환기의 표면 사이의 온도구배가 크게 나타난다. 이러한 이유로 서리층 내부로 확산되는 수증기의 양이 증가하여 서리층의 밀도는 핀간격이 작을수록 크게 나타난 것으로 생각된다.

3.1.2 공기의 압력강하

핀 간격의 변화에 따른 공기측 압력 강하량의 변

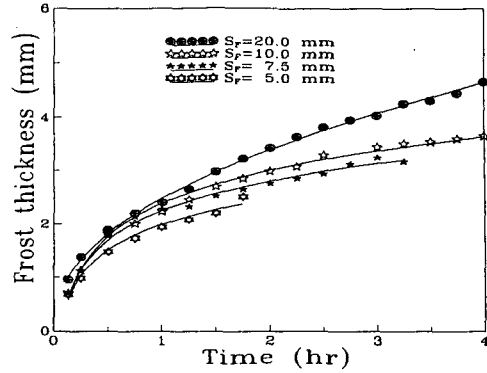


Fig. 3 The variations of frost thickness as a function of fin spacing

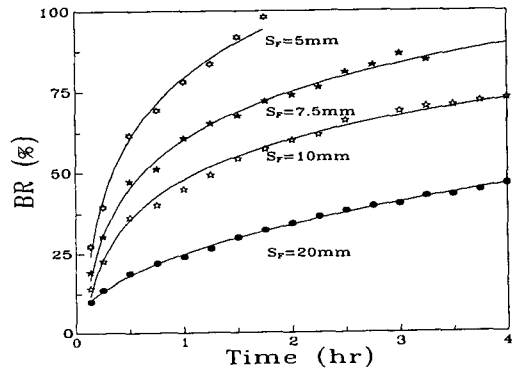


Fig. 4 The variations of blockage ratio as a function of fin spacing

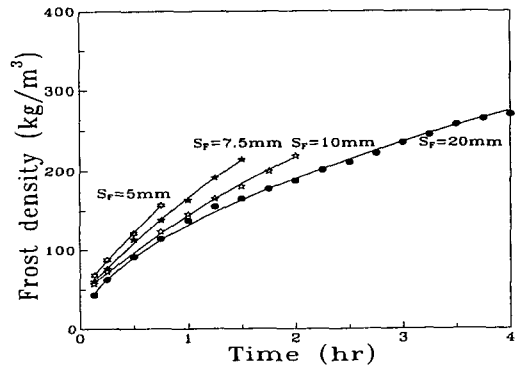


Fig. 5 The variations of frost density as a function of fin spacing

화를 Fig. 6에 나타냈다. 이 그림에서 공기측의 압력 강하량은 시간에 따라 증가함을 알 수 있다. 핀 간격이 좁을수록 공기측 압력강하의 증가는 매우 급격하게 일어나며, 핀간격의 2~3승에 반비례하여 증가한다. 이는 핀 간격이 좁을 수록 핀의 개수가

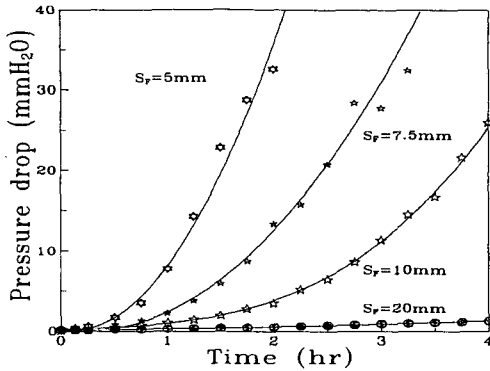


Fig. 6 The variations of pressure drop as a function of fin spacing

많아지고, 이에 따라 무착상 상태의 압력 강하량도 크게 나타나며, Fig. 4에서 알 수 있듯이 공기 유로가 차단되는 비율 또한 매우 크기 때문이다. 핀 간격이 20 mm인 경우 4시간이 경과 한 후에도 압력 강하량이 1 mmH<sub>2</sub>O를 조금 넘지만, 핀 간격이 5 mm인 경우 1시간 30분이 경과한 후 압력 강하량은 20 mmH<sub>2</sub>O를 넘어 냉장고나 열펌프 등의 경우, 공기 유량은 매우 큰 폭으로 감소하게 될 것이다.

3.1.3 열전달

핀 간격에 따른 총 열전달량의 변화는 Fig. 7에 나타내었다. 총 열전달량은 착상 초기에 아주 짧은 시간 동안 증가를 보이는데, 이는 Hayashi 등<sup>(12)</sup>이 주장한 바 있듯이, 결정 성장기에는 얼음과 같은 서리핵이 생성되고, 이 서리핵이 소형 핀으로 작용하기 때문이다. 결정 성장기에서 서리층 성장기로 넘어가면, 서리핵은 다공성의 서리층으로 성장하는데<sup>(12)</sup> 이로 인하여 서리층의 열저항이 증가하여 열전달량이 다시 감소한다. 이 때, 서리층의 성장에 따른 공기 유속과 조도의 증가로 인한 대류열저항의 감소로 열전달량이 증가하여 최고치에 도달한다. 그러나, 서리층의 열저항이 증대되고, 전열 면적이 줄어들어 열전달량은 다시 감소를 보인다. 결정 성장기에 서리핵이 소형핀으로 작용하는 시기는 매우 짧기 때문에 전체 운전 시간에 비해 무시할 만하므로 착상 초기에 열전달량이 감소하고, 그 이후 증가한다고 보고한 Aoki 등<sup>(6)</sup>의 주장과 부분적으로 일치한다. 열전달량이 최고치까지 증가하다가 일정 시간이 경과한 후 다시 감소를 보이는 것은 기존의 연구 결과<sup>(1-3)</sup>에서도 찾아볼 수 있는 현상이다. 따라서, 이 연구의 결과는 열전달량은 착상

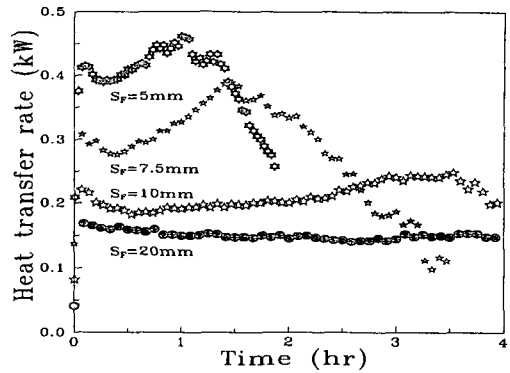


Fig. 7 The variation of heat transfer rate as a function of fin spacing

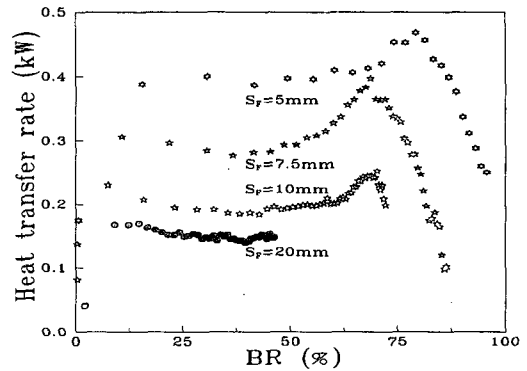


Fig. 8 The variations of heat transfer rate with blockage ratio as a function of fin spacing

초기에 감소하다가 그 이후 계속 증가한다는 결론<sup>(6)</sup>과 착상 초기부터 증가하여 최고치에 도달한 후 감소한다는 결론<sup>(1-3)</sup>과 각각 부분적으로 일치한다. 핀 간격이 좁을수록 열전달량은 증가하지만 최고치에 도달하는 시간은 짧고, 최고치에 도달한 후 더욱 급격하게 감소한다.

Fig. 8에는 공기유로 차단비에 따른 열전달량의 변화를 도시하였다. 이 그림을 살펴보면, 차단비가 10% 미만일 경우 착상 초기에 발생하는 서리핵의 영향으로 열전달량은 증가한다. 그 이후, 증가되는 서리층의 열저항에 의해 차단비가 약 35~45%가 될 때까지 열전달량이 감소하고, 그 이후 열전달량은 증가하기 시작한다. 그러나 공기 유로의 차단비가 70~80%가 되면 핀간격에 상관없이 비교적 일정한 기울기를 가지고 열전달량은 감소한다. Fig. 8으로부터 알 수 있듯이 열전달량은 최대치를 나타낸 후 급격히 감소하므로 최대 열전달량을 나타낼 때의 차단비를 최대 허용차단비 ( $BR_{max}$ )라 정의하

면, 공기유로의 차단비가 최대 허용차단비를 넘어서지 않는 범위에서 운전하는 것이 바람직하다고 사료된다. 즉, 착상조건 하에서 운전되는 핀-관 열교환기는 핀에 발생한 서리층의 두께가 다음의 식으로 표현되는 최대 허용두께 이하의 범위에서 운전되는 것이 바람직하다.

$$X_{f,F,max} = \frac{S_F}{2} \times BR_{max}(S_F) \quad (13)$$

여기서, 최대 열전달량을 나타낼 때의 차단비인 최대 허용차단비  $BR_{max}(S_F)$ 는 최소자승법을 이용하여 도출하였으며, 다음의 식으로 표시된다.

$$BR_{max}(S_F) = 89.1 - 11.2 \frac{S_F}{5} \quad (14)$$

식 (14)의 적용 범위는  $5 \leq S_F \leq 20$  mm이며,  $S_F$ 의 단위는 mm이다.

서리층의 유효 열전도계수는 일반적으로 서리층의 밀도의 함수로 알려져 있으며, 이 연구를 통하여 얻어진 값은 아래의 식과 같고, 이를 Fig. 9에 도시하였다.

$$k_{f,eff} = 0.01184 + 0.0005661 \cdot \rho_f \quad (15)$$

이때,  $50 \leq \rho_f \leq 350$  kg/m<sup>3</sup>이며,  $k_{f,eff}$ 의 단위는 W/m°C이다.

식 (7)로부터 구한 에너지전달계수를 이용하여 다음 식과 같이 Nusselt수를 정의하여 Fig. 10에 참고문헌<sup>(11,13)</sup>의 Nusselt수와 비교하였다.

$$Nu_{exp} = \frac{E_a D_h}{k_a} \quad (15)$$

이 때,

$$D_h = D_o + 2 \cdot X_{f,t} \quad (16)$$

그리고, 참고문헌<sup>(11,13)</sup>의 Nusselt수는 다음과 같다.

$$Nu_{ref} = 0.14 Re^{0.672} Pr^{0.3} \left( \frac{S_{t,2}}{S_{t,1}} \right)^{-0.502} \left( \frac{S_F}{d_o} \right)^{0.0312} \quad (17)$$

이 때, Reynolds 수는

$$Re = \frac{m_a D_h}{a_{min} \mu_a} \quad (18)$$

식 (17)에서  $Nu_{ref}$ 는 무착상 상태의 식을 수정하여 착상 상태의 인자들로 수정하여 만든 식으로, 서리층의 표면이 매끄럽다는 가정으로부터 유도한 식으로, 서리 표면 조도 효과를 고려하지 못하고 있다.

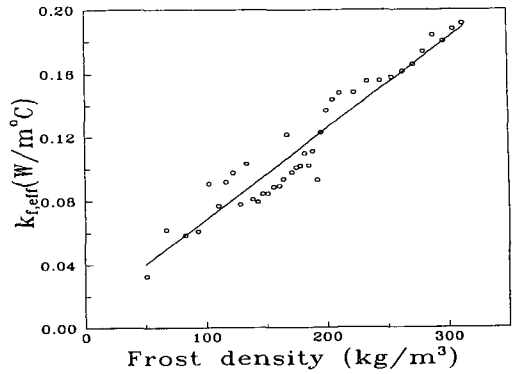


Fig. 9 The effective thermal conductivity of frost

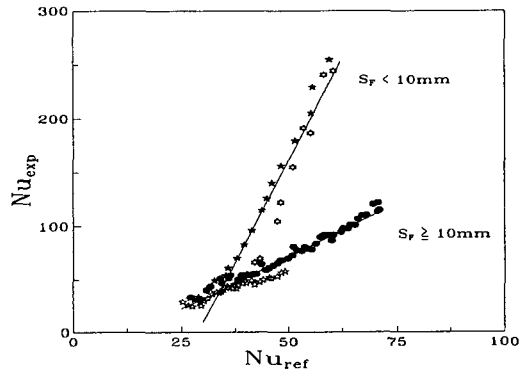


Fig. 10 The comparison of  $Nu_{exp}$  with  $Nu_{ref}$

실험치 ( $Nu_{exp}$ )와 기준의 값 ( $Nu_{ref}$ )과는 상당한 차이가 있는데, 핀 간격이 10 mm 이하일 때는 그 차이가 더욱 크게 난다. 이는 핀간격이 좁을수록 조도가 큰 서리층 표면이 공기층의 온도 및 유동분포에 미치는 영향이 크게 나타나기 때문에 무착상 상태를 기준으로 한  $Nu_{ref}$ 와는 큰 차이를 보이는 것이다.

3.2 엇갈린 핀 배열을 갖는 열교환기의 성능 비교  
이 절에서는 핀의 배열상태가 착상조건하에서 운전되는 핀-관 열교환기의 성능에 미치는 영향을 조사하고자 한다.

### 3.2.1 열전달

착상조건하에서 엇갈린 핀 배열을 한 열교환기와 정열 배열 열교환기의 평균 열전달량의 비교를 Fig. 11에 도시하였다. 다소의 편차는 보이지만 엇갈린 배열의 핀을 가진 열교환기의 열교환 성능은 그렇지 않은 경우보다 열전달 성능 면에 있어 약



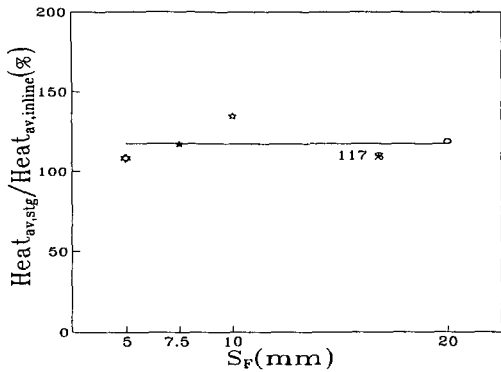


Fig. 11 The variations of the ratio of total heat transfer rate of staggered finned heat exchanger to that of in-line type heat exchanger as a function of fin spacing

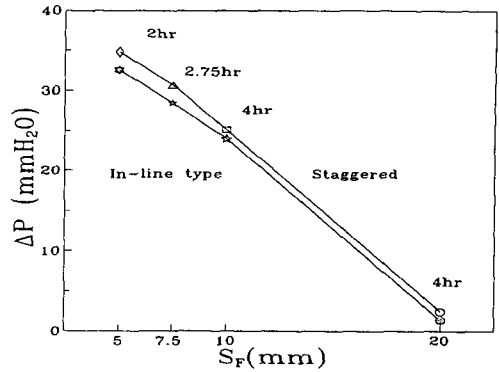


Fig. 13 Comparison of the maximum pressure drop of staggered finned heat exchanger with in-line type heat exchanger

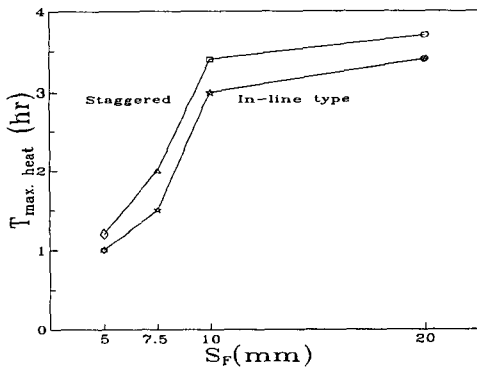


Fig. 12 Comparison of the time required to reach a maximum total heat transfer rate between staggered finned heat exchanger and in-line type heat exchanger

17%의 상승을 나타내었다. 이것은 엇갈린 핀 배열로 인한 공기층의 열전달계수의 상승으로 판단될 수 있다. 앞 절에서 언급한 바와 같이 열전달량은 최고치에 도달한 후 다시 감소하므로 최고치에 도달하는 시간이 길수록 성능이 우수하다는 것을 알 수 있다. 각각의 경우에 대하여 총 열전달량이 최고치에 도달하는 시간을 Fig. 12에 도시하였다. 엇갈린 핀을 가지는 열교환기의 경우에 열전달량이 최고치에 도달하는 시간이 더 길게 나타나 엇갈린 핀 배열을 갖는 경우가 열교환 성능에서 더 우수하다는 것을 알 수 있다.

### 3.2.2 공기층 압력강하

열교환기의 성능을 평가하는데 있어 열전달 성능

이외의 또 하나의 중요한 인자는 공기층의 압력 강하이다. 각각의 핀 배열과 핀 간격의 열교환기에서 일어나는 최대 압력강하량을 Fig. 13에 도시하였다. 이 그림을 살펴보면, 각각의 경우 엇갈린 핀 배열을 가지는 경우가 1~2 mmH<sub>2</sub>O 더 큰 값의 압력 강하를 나타내었다. 앞에서 말한 바와 같이 엇갈린 핀 배열의 열교환기는 열전달면에서는 17%의 향상과, 1~2 mmH<sub>2</sub>O의 압력강하량의 증가를 유발하였으므로 1~2 mmH<sub>2</sub>O의 압력강하 증가로 인한 공기 질량 유량의 감소가 크지 않은 시스템에는 엇갈린 핀 배열의 열교환기가 우수한 성능을 나타낸다.

## 4. 결 론

착상 조건하에서의 2단 2열 핀-관 열교환기의 성능평가 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 핀간격이 작을수록 얇고, 밀도가 높은 서리층이 생성된다.
- (2) 공기의 유로 차단비는 시간에 따라 포물선적으로 증가하고, 핀간격의 0.8~0.9승에 반비례하여 증가한다.
- (3) 공기층 압력강하는 시간에 따라 지수함수적으로 증가하고, 핀간격의 2~3승에 반비례하여 증가하는 것으로 나타났다.
- (4) 열전달률은 착상초기에 순간적으로 크게 증가한 후, 감소를 보이고, 그 이후 다시 증가하여, 최고치에 도달한 후 다시 감소한다.

(5) 열전달량은 핀 간격이 작을수록 최고치에 도달하는 시간이 짧고, 최고치에 도달 후 빠른 속도로 감소한다.

(6) 최대 허용차단비를 결정할 수 있는 실험식을 도출하였다.

(7) 무착상 상태를 기준으로 한 기존의 열전달 관계식은 핀 간격이 좁을수록, 착상이 진행될수록 큰 오차를 보인다.

(8) 착상조건하에서 운전될 경우, 엇갈린 핀 배열을 갖는 열교환기는 정열 배열 열교환기에 비해 약 17%의 열전달상승과 약 1~2 mmH<sub>2</sub>O의 공기측 압력강하량의 증가를 유발하였다.

### 참고문헌

- (1) Stoecker, W. F., 1957, "How Frost Formation on Coils affects Refrigeration Systems," *Refrigeration Engineering*, Vol. 65, No. 2, pp. 42~46.
- (2) Hosoda, T. and Uzuhashi, H., 1967, "Effects of Frost on the Heat Transfer Coefficient," *Hitachi Review*, Vol. 16, No. 6, pp. 254~259.
- (3) Gatchilov, T. S. and Ivanova, V. S., 1979, "Characteristics of Extended Surface Air Coolers during Operation under Frosting Conditions" *Int. J. Refrig.*, Vol. 2, No. 4, pp. 233~236.
- (4) Rite, R. W. and Crawford, R. R., 1991, "The Effect of Frost Accumulation on the Performance of Domestic Refrigerator-freezer Finned-tube Evaporator Coils," *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Pt. 2, pp. 428~437.
- (5) Aoki, K., and Hattori, M. and Hayashi, Y., 1985, "A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting : 1st Report, Overall Heat Transfer Characteristics," *JSME Trans.*, Ser. B, Vol. 51, No. 469, pp. 3048~3054.
- (6) Barrow, H., 1985, "A Note on the Frosting of Heat Pump Evaporator Surfaces," *Journal of Heat Recovery Systems*, Vol. 5, No. 3, pp. 195~201
- (7) Gates, R. R., Sepsy, C. F. and Huffman, G. D., 1967, "Heat Transfer and Pressure Loss in Extended Surface Heat Exchangers Operating Under Frosting Conditions-Part 1 : Literature Survey, Test Apparatus and Preliminary Results," *ASHRAE Transactions*, Vol. 73, Pt. 2, pp. I. 2. 1~I. 2. 13.
- (8) Niederer, D. H., 1976, "Frosting and Defrosting Effects on Coil Heat Transfer," *ASHRAE Transactions*, Vol. 82, Pt. 1, pp. 467~473.
- (9) Kondepudi, S. N. and O'Neal, D. L., 1989, "The Effect of Frost Growth on the Performance of Louvered Finned Tube Heat Exchangers," *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Pt. 1, pp. 258~274.
- (10) Brown, G., 1954, "Theory of Moist Air Heat Transfers," *Transactions of the Royal Institute of Technology*, Stockholm, No. 77.
- (11) Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Finned-Tube Heat Exchangers having Plain Fins." *Proc. of 8th Int. Heat Transfer Conference*, ASME, San Francisco, Vol. 6, pp. 2745~2750.
- (12) Hayashi, Y., Aoki, A. and Yuhana, H., 1977, "Study of Frost Formation Based on a Theoretical Model of the Frost Layer," *Heat Transfer*, Jap. Res., Vol. 6, No. 3, pp. 79~94.
- (13) Kondepudi, S. N. and O'Neal, D. L., 1993, "Performance of Finned-tube Heat Exchangers Under Frosting Conditions : I Simulation Model," *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, No. 3, pp. 175~180.