

착상조건 하에서 핀-관 열교환기의  
성능예측을 위한 컴퓨터 시뮬레이션

A Computer Simulation for Performance Prediction of  
Fin-Tube Heat Exchanger under Frosting Conditions

이 관 수\*, 박 희 용\*, 이 옥 용\*\*, 이 태 희\*\*, 이 수 엽\*\*\*, 이 명 렬\*\*\*  
K. S. Lee, H. Y. Pak, W. Y. Lee, T. H. Lee, S. Y. Lee, M. R. Lee

**Key words** : Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기), Frost(서리), Frosting process(착상과정), Performance analysis(성능해석), LMED(대수평균엔탈피차)

Abstract

This study is concerned with the numerical analysis of performance on fin-tube heat exchanger under frosting condition. In this work, tube-by-tube method using LMED is employed. The present results are compared with O'Neal's experimental and numerical results. A standard evaporator model with 2rows-2columns is selected to investigate the effects of the various parameters such as fin pitch, air flow velocity, and humidity. The results show that frost thickness and the amount of frost per unit area decrease as fin-pitch becomes narrower. In the meantime, frost thickness and accumulation rate increase with higher inlet air humidity. It is shown that heat transfer rate increases during 30minutes and then it decreases. Heat transfer rate and the amount of frost increase with air velocity, however frost thickness does not increase over a certain velocity.

기 호 설 명

$A$ : 열전달 면적[m <sup>2</sup> ]	$q$ : 총열전달[kW]
$D_s$ : 물질 확산 계수[m <sup>2</sup> /s]	$q_i$ : 잠열전달[kW]
$E_s$ : 총합 에너지 전달 계수[W/m <sup>2</sup> ·K]	$q_s$ : 현열전달[kW]
$f$ : 마찰 계수	$S$ : 간격[m]
$G$ : 질량유속[kg/m <sup>2</sup> s]	$T$ : 온도[°C]
$h$ : 열전달 계수[W/m <sup>2</sup> ·K]	$t$ : 시간[s]
$i$ : 비엔탈피[kJ/kg]	$V$ : 속도[m/s]
$k$ : 열전도 계수[W/m·K]	$\nu$ : 비체적[m <sup>3</sup> /kg]
$\dot{m}$ : 질량 유량[kg/s]	$w$ : 절대 습도[kg/kg]
$P$ : 압력[Pa]	$X$ : 두께[m]

그리스 문자

* 한양대학교 기계공학과	$\Delta$ : 차이
** 한양대학교 대학원 기계공학과	$\eta$ : 효율
*** 금성사	

$\rho$  : 밀도[kg/m<sup>3</sup>]

하 첨 자

- 1 : 열(row)
- 2 : 행(column)
- a : 공기
- e : 출구, 바깥쪽
- F : 핀
- frost : 서리
- fg : 액체-기체
- g : 기체
- i : 입구, 안쪽
- ice : 얼음
- l : 잠열
- max : 최대
- min : 최소
- P : 관
- r : 냉매
- s : 현열 또는 표면
- T : 전체
- v : 수증기

1. 서 론

열교환기는 유체의 유동형태와 구조에 따라 여러가지로 구분되는데, 그 중 핀-관 열교환기는 가정용 냉장고 등에 널리 사용되고 있다. 특히 가정용 냉장고의 증발기에서와 같이 저온조건에서 사용되는 열교환기는 표면의 온도가 0℃이하에서 작동하므로 열교환기 표면 위에서 서리가 생성되는 착상과정을 동반한다. 이러한 서리의 생성과정에는 열 및 물질전달이 동시에 진행되며, 이에 따라 공기와 냉매 사이의 열전달 및 공기측 압력강하 등에 영향을 가져오며, 궁극적으로 열교환기 성능을 저하시킨다. 따라서 열교환기 표면에 서리가 생성되는 착상과정에 대한 해석이 필요하다.

착상과정에 대한 연구는 기본적인 열 및 물질전달 관계식 등을 기초로 한 해석적 및 준경험적인 방법과 여러가지 단순한 형상에 대한 실험적인 방법에 의해 수행되어 왔다. Kondepudi와 O'Neal 등<sup>1, 2)</sup>은 착상이 핀-관 열교환기의 성능에 미치는 영향을

기본적인 열 및 물질전달 원칙하에서 해석하였다. 그들은 기존의 LMTD 대신에 LMED방법을 사용하여 열교환기의 성능을 평가하는 실험적 접근을 하였다.

Al-Sahaf<sup>3)</sup>는 착상의 가장 중요한 인자를 알아보기 위해서 원통에서의 착상을 실험적으로 조사하고 이론적으로 해석하여 비교하였다.

기존의 열교환기에 대한 수치적인 해석은 일반적으로 착상이 일어나지 않는 무착상 조건에서 수행된 것이 대부분이다.

이 연구에서는 서리가 열교환기에 미치는 영향을 알아보기 위해 우선 2단 2열의 증발기를 기본모델로 하여 성능해석을 선행한 후에, 증발기의 설계인자(핀피치) 및 공기측의 입구조건(공기의 유속 및 습도) 등을 변화시키면서 증발기에 대한 성능해석을 하였다.

2. 이론해석

Fig.1은 이 연구에서 고려한 핀-관 열교환기이다. 이 연구에서는 in-line type의 관배열을 가진 열교

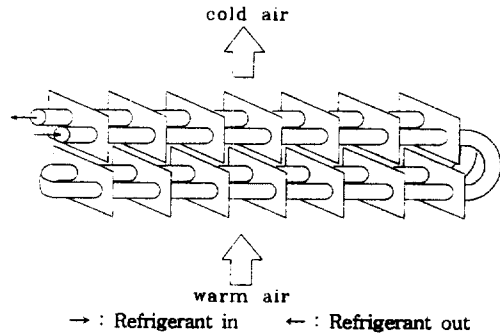


Fig.1 Fin-tube heat exchanger considered in this study.

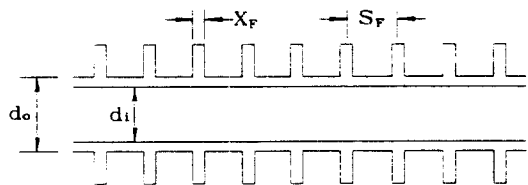


Fig.2 The geometry of fin-tube heat exchanger.

환기에 대해 Fig.2와 같이 단일 원관과 사각핀들로 이루어진 단위관을 해석모델의 기준으로 하여, 착상이 진행됨에 따른 열교환기의 성능해석을 하였다. 이를 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1) 공기 및 냉매의 유동성질(압력, 온도 등)은 유동방향으로만 변한다.
- 2) 관과 핀의 열전도계수는 일정하다.
- 3) 관 벽에서 열저항은 무시한다.
- 4) 모든 국소 열전달 표면(핀 및 관 표면)의 온도는 노점 아래에 있다.
- 5) 단위관의 핀 및 관의 표면에는 등질의 서리가 분포되어 있다.
- 6) 열 및 물질전달과 공기·냉매의 유동은 준정상 상태이다.

2.1 열전달

열전달 표면과 습공기사이의 현열 및 잠열에 의한 열전달에 대해 Fig.3에 나타내었다. 습공기는 차가운 표면과 접촉하면서 온도가 내려가고 착상이 진행된다. 이 때, 열 및 물질전달의 상사성이 성립한다고 가정하면 습공기와 열전달 표면사이의 열전달은 다음과 같다.

$$q = \frac{E_o A_T}{c_{p,a}} \Delta i_{im} \quad (1)$$

여기서,  $E_o$ 는 총합에너지전달계수(total energy transfer coefficient)이며,  $\Delta i_{im}$ 은 대수평균엔탈피차(LMED)로서 다음과 같다.

$$\Delta i_{im} = \frac{(i_{a,i} - i_{r,e}) - (i_{a,e} - i_{r,i})}{\ln[(i_{a,i} - i_{r,e}) / (i_{a,e} - i_{r,i})]} \quad (2)$$

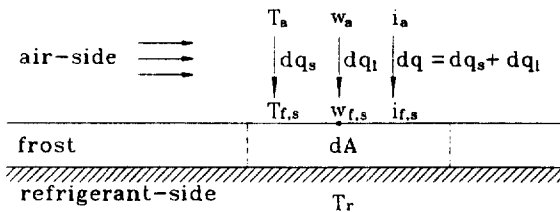


Fig.3 Schematic illustration of sensible and latent heat transfer between moist air and refrigerant.

2.2 압력강하

2.2.1 냉매측 압력강하

냉매측 압력강하는 운동량에 의한 압력강하, 마찰에 의한 압력강하 및 중력에 의한 압력 강하로 이루어진다. 그러나, 이 연구에서는 중력에 의한 압력강하는 무시한다. 따라서 압력강하는 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$\frac{dP}{dL} = -G_r^2 \frac{dv}{dL} - \frac{2fG_r^2}{d_i \rho_r} \quad (3)$$

여기서,  $G_r$ 는 냉매의 질량유속,  $v$ 는 냉매의 비체적,  $L$ 은 단상길이,  $d_i$ 는 관의 내부지름,  $\rho_r$ 은 냉매의 평균밀도이고,  $f$ 는 관내의 마찰계수이다.

2.2.2 공기측 압력강하

착상이 진행됨에 따라 공기 유동의 면적이 감소하며, 이에 따라 압력강하가 증가한다. 착상시의 공기측 압력강하는 Aoki 등<sup>4)</sup>이 제안한 다음 식에 의해 구한다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{max}^2 \frac{4S_{b,1}}{de} \quad (4)$$

여기서,

$$f = 58.7 Re_{de}^{-0.44} de^{0.83} \quad (5)$$

$$Re_{de} = \frac{\rho_a V_{max} de}{\mu} \quad (6)$$

$$de = \frac{4A_{min} S_{b,1}}{A_T} \quad (7)$$

여기서,  $V_{max}$ 는 최소유동면적을 지나는 공기의 속도이고,  $A_{min}$ 은 최소유동면적이며,  $A_T$ 은 열교환기의 전열면적이다.

2.3 보조관계식

2.3.1 총합 에너지전달계수

총합에너지전달계수는 냉매의 대류열저항, 관의 전도열저항, 핀-관 접촉열저항, 서리의 전도 열저항 및 공기측 대류열저항으로 구성된다. 그 중 핀-관

접촉 열저항에 관해서, Domanski<sup>5)</sup>는 약 4% 정도 열교환 성능감소가 있다고 보고하였고, 본 연구에서 사용된 열교환기의 핀과 관의 접촉성능이 뛰어나다고 가정하여 핀-관 접촉저항은 무시한다. 또한 가정(3)에 의해 관의 전도열저항을 무시한다. 따라서, 열교환기의 외부표면적을 기준으로 한 총합 에너지전달계수는 다음과 같이 정의한다.

$$\frac{1}{E_c} = \left[ m \left( \frac{A_T}{h_r A_{p,i}} + \frac{X_{fmsl}}{\eta_s k_{fmsl}} \right) + \frac{1}{\eta_s h_{r,i}} \right] \quad (8)$$

여기서,  $m$ 은 서리의 표면온도와 같은 온도의 포화공기에 대한 엔탈피 구배로서 다음과 같이 표현된다.

$$m = \frac{di_{fmsl,s}}{c_{p,a} dT_{fmsl,s}} \quad (9)$$

또한,  $\eta_s$ 는 표면효율로서 식(15)와 같이 정의된다.

### 2.3.2 공기측 열전달계수

착상 과정이 동반되는 핀-관 열교환기에서의 공기측 열전달계수를 예측하는 것은 상당히 어려운 문제이다. 이 연구에서는 서리의 표면이 매끄럽다는 가정 하에 무착상상태의 공기측 열전달계수<sup>6)</sup>를 착상상태에서도 적용하여 계산한다.

$$h_{r,i} = 0.14 G_{a,max} \frac{c_{p,a}}{Pr^{2/3} Re^{1/2}} \left( \frac{S_{p,2}}{S_{p,1}} \right)^{-0.502} \left( \frac{S_F}{d} \right)^{0.0312} \quad (10)$$

### 2.3.3 냉매측 열전달계수

냉매측 열전달계수는 Dittus-Boelter 관계식을 이용하여 계산하였다.

### 2.3.4 핀효율 및 표면효율

#### 핀효율

핀효율은 Schmidt<sup>7)</sup>에 의한 계산방법에 의해 구한다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(BH)}{BH} \quad (11)$$

여기서,

$$B = \sqrt{(2h_r/k_f X_f)} \quad (12)$$

$$h_r = \left( \frac{1}{h_a} + \frac{X_{fmsl}}{k_{fmsl}} \right)^{-1} \quad (13)$$

$$H = r(\rho - 1)(1 + 0.35 \ln \rho) \quad (14)$$

여기서,  $\rho$ 는 관의 외부지름에 대한 상당(equivalent) 핀지름의 비이다.

#### 표면효율

표면효율은 열교환기의 전체 표면적에 대한 상당 열교환기의 열전달 표면적의 비로서 다음과 같다.

$$\eta_s = 1 - (1 - \eta_f) \frac{A_F}{A_T} \quad (15)$$

## 2.4 서리층의 해석

### 2.4.1 서리의 표면온도 결정

열교환기의 표면에서 발생하는 서리층의 성장을 해석하기 위해서는 먼저 서리층의 표면온도를 구하여야 하며, 이 온도를 바탕으로 서리층의 성장을 예측할 수 있다. 앞서 언급한 보조 관계식들을 이용하여 서리층 표면에서의 엔탈피를 계산하면 다음과 같다.

$$i_{fmsl} = i_a - (i_a - i_r) (E_c / \eta_s h_a) \quad (16)$$

위의 식에서 계산한 서리표면의 평균 엔탈피를 이용하여, 건습관계식으로부터 평균 서리 표면온도를 구할 수 있다.

### 2.4.2 서리층의 두께와 밀도

서리의 착상율은 습공기에 의한 서리의 밀도 증가율과 서리의 두께 증가율의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a (w_{a,i} - w_{a,e}) = \dot{m}_x + \dot{m}_r \quad (17)$$

여기서,  $\dot{m}_x$ 는 서리의 높이 증가율이고,  $\dot{m}_r$ 은 서리의 밀도 증가율이다. 다공성의 서리층 내부로 확산되어 서리층의 밀도를 증가시키는 수증기의 양은 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{m}_v = A_T D_s \left( \frac{1 - (\rho_{frost} / \rho_{ice})}{1 + (\rho_{frost} / \rho_{ice})^{0.5}} \right) \frac{d\rho_v}{dz} \quad (18)$$

여기서,  $D_s$ 는 공기중에서의 수증기 분자의 확산계수이며, Eckert와 Drake<sup>8)</sup>의 관계식으로 부터 계산된다. Clausius-Clapeyron의 관계식을 적용하여, 위의 식을 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_v = A_T D_s \left( \frac{1 - (\rho_{frost} / \rho_{ice})}{1 + (\rho_{frost} / \rho_{ice})^{0.5}} \right) \left( \frac{i_{fg}}{v_g RT_s^2} - \frac{p_s}{RT_s^2} \right) \frac{dT_v}{dz} \quad (19)$$

여기서,  $i_{fg}$ 는 서리의 표면온도에서 습증기의 승화 잠열이다. 위의 관계식(19)에서 서리층에서의 온도구배와 서리표면에서 에너지 평형식을 적용하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_v = q [b / (k_{frost} + i_{fg} b)] \quad (20)$$

여기서,

$$b = D_s \left( \frac{1 - (\rho_{frost} / \rho_{ice})}{1 + (\rho_{frost} / \rho_{ice})^{0.5}} \right) \left( \frac{i_{fg}}{v_g RT_s^2} - \frac{p_s}{RT_s^2} \right) \quad (21)$$

위의 관계식들을 사용하여 각 시간 구간에 대한 서리의 밀도와 두께는 다음과 같은 식으로 각각 나타낸다.

$$\rho_{frost}^{i+4} = \rho_{frost}^i + \left( \frac{\dot{m}_v}{A_T X_{frost}} \right) \Delta t \quad (22)$$

$$X_{frost}^{i+4} = X_{frost}^i + \left( \frac{\dot{m}_v}{A_T \rho_{frost}} \right) \Delta t \quad (23)$$

### 2.4.3 서리의 열전도계수

총합에너지전달계수 및 서리의 높이증가율 등을 계산하기 위해서는 서리의 열전도계수가 필요하다. 서리의 열전도계수는 식(22)에서 계산한 서리의 밀도를 Sanders<sup>9)</sup>가 제안한 다음 식에 대입하여 계산한다.

$$k_{frost} = 0.001202 \rho_{frost}^{0.963} \quad (24)$$

## 3. 수치해석

이 연구에서는 Fig.2와 같은 단위관에 대한 열 및 전달 물성치를 계산한후, 전체 열교환기에 대한 해석을 수행하는 tube-by-tube method를 적용한다. 이 방법은 관의 배열이 복잡한 열교환기에 대한 해석이 용이하며, 본 연구와 같이 관마다 서리의 두께 등이 다를 경우 적용하기에 편리하다. 또한 착상과정은 열전달 뿐만 아니라 물질전달이 동반되므로 엔탈피차를 기초로한 열전달 관계식인 식(1)을 적용하였다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 프로그램 타당성 검증

이 연구에서 개발된 시뮬레이션 프로그램의 검증을 위하여 O'Neal 등<sup>2)</sup>의 실험 및 이론 결과와 비교하였다. O'Neal 등이 사용한 열교환기의 기하학적 인자는 Table 1과 같고, 냉매는  $-15^{\circ}\text{C}$ 의 에틸렌글리콜 50% 수용액이며, 온도  $0^{\circ}\text{C}$  상대습도 85%인 공기가  $0.762\text{m/s}$ 의 속도로 흐른다. Fig.4에 나타난 바와 같이 O'Neal 등이 수치해석한 결과는 실험치와의 오차가 시간이 경과함에 따라 점점 크게 나타나는 경향을 보였으며, 50분이 경과하였을 때 착상량을 비교하여 보면 실험치는 약 425g이었고 수치적 방법에 의한 결과치는 300g으로서 29.4%의 비교적 큰 오차를 보였다. 본 연구에서는 초기 10분까지는 실험치와 거의 일치하였으며 그 이후에 약간의 차이가 나타나기 시작하여 50분이 경과하였을 때는 착상량이 약 342.3g으로서 실험치와 약 19.4%의 상대오차를 보였다. 이것은 O'Neal 등의 수치해석과 비교하여 볼 때 약 10%의 향상된 결과를 나타낸 것이다.

### 4.2 성능해석

이 연구에서는 관내로  $-30^{\circ}\text{C}$ 의 온도로  $0.6\text{m}^3/\text{h}$ 의 유속으로 냉매가 흐르고, 온도  $5^{\circ}\text{C}$ , 상대습도가 70%인 공기가  $1\text{m/s}$ 의 속도로 흐르는 Fig.1과 같은 구조의 2단 2열의 열교환기를 성능해석의 기본모델로 하여 증발기에 대한 성능해석을 수행하였다. 이 때 사용한 증발기의 기하학적인 형상은 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Coil geometry considered in O'Neal's work<sup>2)</sup>

Component	Specification
Fin	Aluminium, 0.12mm thick, flat-fin
Fin density	710 fins per meter
Tubes	Copper, 9.525mm(OD), 9.195mm(ID)
Coil dimensions	1 row, 18 tubes high, 22mm×25.4mm spacing, 0.209m <sup>2</sup> face area

Table 2 Geometry of evaporator considered in this study

Component	Specification	Component	Specification
Number of tubes	4	Longitudinal tube spacing	30mm
Number of rows	2	Tube material	Aluminium
Tube ID	6mm	Fin pitch(fin/m)	49.5
Tube OD	8mm	Fin thickness	0.2mm
Tube length	370mm	Fin material	Aluminium
Transverse tube spacing	27mm	Fin type	Flat type

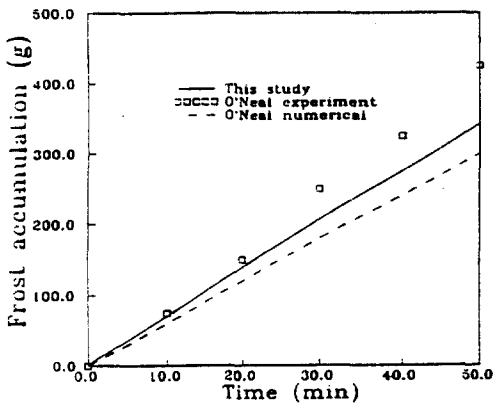


Fig.4 Variation of frost accumulation with time.

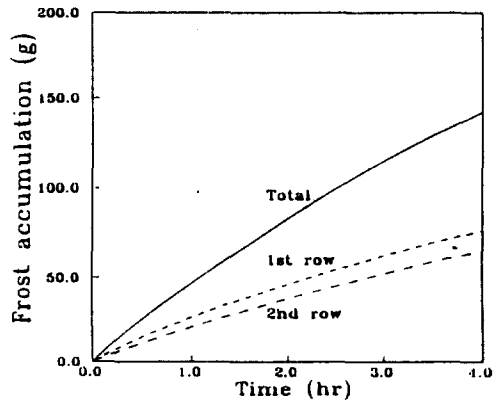


Fig.5 Variation of frost accumulation with time.

Fig.5에는 시간이 경과함에 따른 각 열의 착상량을 나타내었다. 제1열이 제2열보다 착상량이 크게 나타나는 데, 이는 제1열이 제2열보다 습공기에 포함된 수증기의 양이 많아 공기와 서리표면 사이의 물질전달 추진력(습도차)이 크기 때문이다.

Fig.6은 각 열에서 시간이 경과함에 따른 서리의 밀도변화를 나타낸 것이다. 서리와 같은 다공성물질은 내부로의 수증기 확산에 의하여 밀도가 증가한다. 또한 수증기 확산은 서리의 표면과 관표면

사이의 온도 구배의 함수로 나타난다. 제1열에서의 온도구배가 제2열의 온도구배보다 더 크기 때문에 서리의 밀도 또한 크게 나타난다. 그림에 나타난 바와 같이 서리가 생성되는 순간부터 약 30분이 될 때까지는 각 열(row) 모두 서리의 밀도가 급격히 증가하다가 그 후에는 완만하게 증가한다.

시간이 경과함에 따른 열전달량을 Fig.7에 나타내었다. 시간이 경과함에 따라 잠열전달량은 서서히 감소하고, 현열전달량은 큰 폭으로 감소한다. 이에

따라 공기와 냉매 사이의 열전달량은 감소하는 경향을 보였다. 이는 서리층의 두께 증가로 인해 총합에너지전달계수가 감소하기 때문이다. 전체 열전달량에서 잠열전달량이 차지하는 비율은 15~20% 정도로서, 상변화에 따른 물질전달이 동반하는 착상과정에는 이를 무시할 수 없음을 알 수 있다. 4시간이 경과한 후의 전체 열전달에 대해 살펴보면, 약 0.119kW의 열전달이 일어났으며, 이는 서리가 생기지 않은 초기 무착상상태에 비해 약 38.9%가 감소한 것이다.

Fig.8은 시간에 따른 공기측 압력강하를 도시한 것이다. 착상에 의한 압력강하의 증가는 유동면적의 감소와 서리층의 표면거칠기에 의한 것으로 알려졌다. 하지만 표면거칠기 효과는 정확하게 알려지지 않았기 때문에 본 연구에서는 압력강하를 유동면적의 감소에 의한 영향만을 고려하였다. 앞서 언급한 바와 같이 서리의 두께가 증가하면, 공기의 유동면적이 감소되므로, 질량유속의 증가를 가져온다. 따라서 속도의 함수로 표시되는 압력강하는 시간에 따라 지수함수적으로 증가한다.

4.2.1 핀피치

Fig.9와 Fig.10은 핀피치의 변화에 따른 서리층 두께와 착상량의 변화를 각각 나타낸 것이다. 핀피치가 작을수록 열전달면적이 더 크기 때문에 착상량은 증가하였지만, 각 핀과 핀사이를 지나는 공기의 질량유량이 감소하여 단위면적당 착상량은 감소하였다. 따라서, 핀피치가 작을수록 서리층의 두께는 작게 나타났다. 예를 들면, 핀피치가 5.0 mm인 경우는 20.0mm 경우에 비해 열전달 면적이 3.4배 증가하였는 데도 불구하고, 착상량은 2.4배 정도만 증가하였다. 따라서, 단위 열전달면적당 착상량이 28.5%의 감소하여, 서리의 두께가 31.5%가 감소하였다. 동일 공기 및 냉매 조건하에서 운전 시간이 1시간 경과하였을 때, 공기의 유로는 핀피치가 5.0mm일 경우 약 20%, 20.0mm일 경우에는 약 8%가 차단되었다. 시간이 진행됨에 따라 서리층의 성장으로 인해 핀피치가 5.0mm일 때는 약 1시간 50분, 7.5mm일 때는 약 3시간이 경과하였을 때, 공기의 유로가 막혔다.

Fig.11은 시간이 경과함에 따른 각 핀피치에 대한 열전달량을 나타낸 것이다. 7.5~20.0mm의 핀피치를 가지는 증발기는 서리의 증가로 인해 전체열

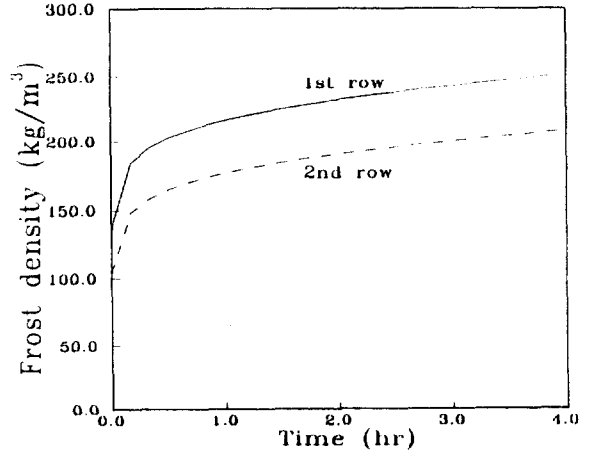


Fig.6 Variation of frost density with time.

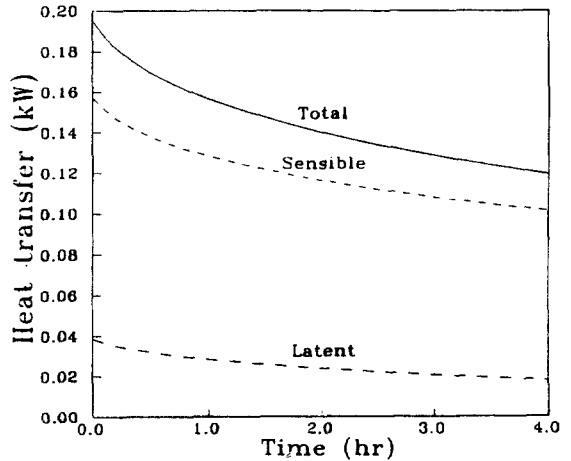


Fig.7 Variation of heat transfer rate with time.

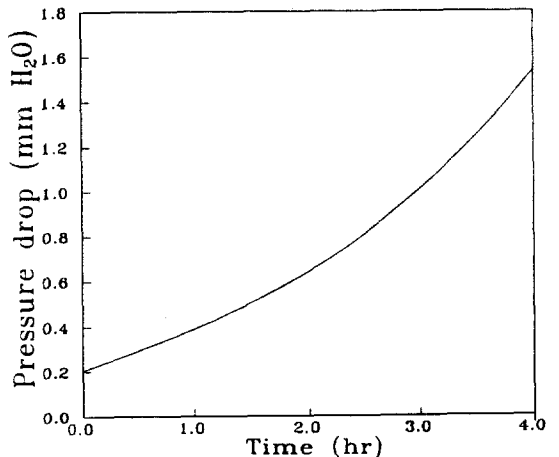


Fig.8 Variation of air-side pressure drop with time.

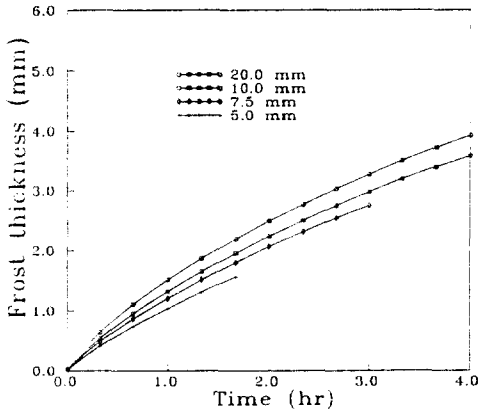


Fig.9 Variation of froat thickness with various values of fin pitch.

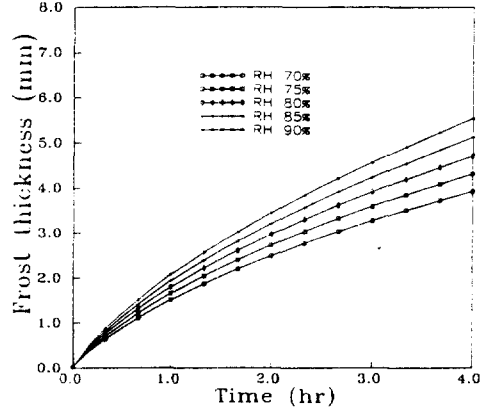


Fig.12 Variation of frost thickness with various values of air relative humidity.

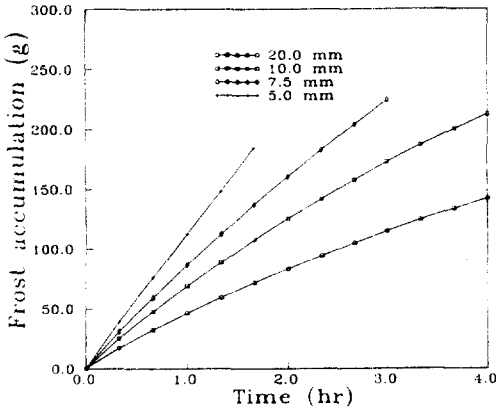


Fig.10 Variation of frost accumulation with various values of fin pitch.

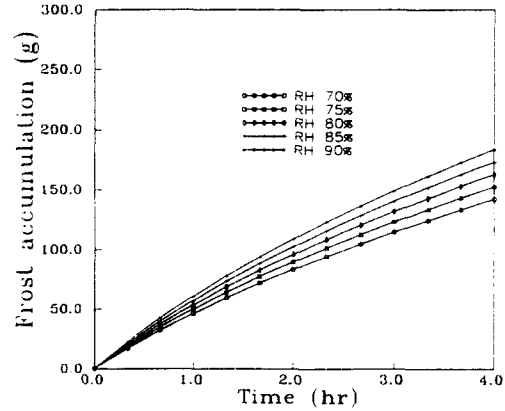


Fig.13 Variation of frost accumulation with various values of air relative humidity.

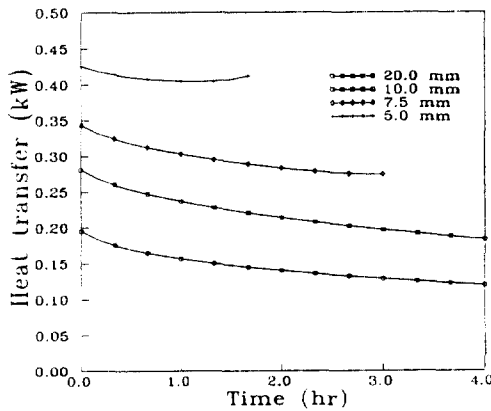


Fig.11 Variation of heat transfer rate with various values of fin pitch.

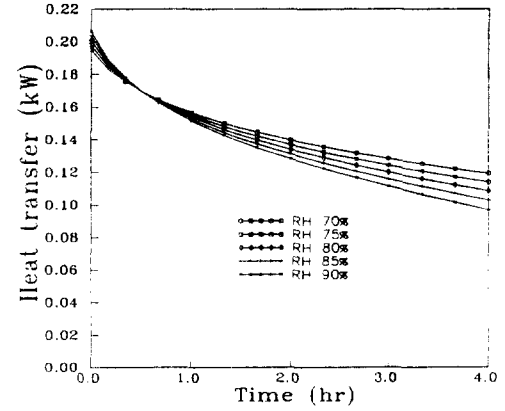


Fig.14 Variation of heat transfer rate with various values of air relative humidity.



저항이 증가하여 열전달량이 감소하였다. 반면, 5.0 mm의 경우에는 1시간이 경과한 후 서리의 성장에 따른 서리의 전도열저항 증가보다는 공기유속의 증가로 인한 공기측 대류열저항의 감소가 더 큰 영향을 미친다. 따라서, 총합에너지전달계수가 증가하게 되어, 서리층이 성장함에도 불구하고 열전달량이 증가한다.

4.2.2 공기 입구습도의 영향

Fig.12는 공기의 입구습도에 따른 서리층의 두께를 나타낸 것이다. 서리의 두께는 습도가 증가할수록 증가하였으며, Fig.13에 나타난 바와 같이 착상량 또한 습도의 증가와 함께 증가한다. 이는 동일 공기 온도에서는 습도가 높을수록 습공기에 포함되어 있는 수증기의 양이 더 많아 공기과 냉각면 사이의 물질전달의 추진력이 증가하였기 때문이다.

Fig.14는 공기의 상대습도에 따른 열전달량을 나타낸 것이다. 공기의 습도가 높을수록 공기과 냉매 사이의 엔탈피차가 더 크기 때문에 착상 초기부터 약 30분까지는 큰 값의 열전달량을 나타낸다. 하지만 습도가 높을수록 낮은 습도에 비해 낮은 밀도의 서리층이 빠르게 성장한다. 따라서, 서리층으로 인한 전도열저항이 큰 값을 가지고 이에 따라 총합에너지전달계수가 크게 감소하여 결국에는 큰 값의 에너지 전달추진력(공기과 냉매의 엔탈피차)에도 불구하고 열전달은 감소하였다.

4.2.3 공기 입구 속도의 영향

Fig.15는 공기의 입구속도만을 변화시켰을 때 착상되는 서리의 두께를 나타낸 것이다. O'Neal<sup>10)</sup>은 일정 Reynolds수 이하일 때는 서리층의 두께가 Reynolds수의 영향을 크게 받지만 그 이상의 Reynolds수의 범위에서는 영향을 받지 않는다고 하였다. 이 연구에서도 1.5m/s 이상에서는 속도가 증가함에도 불구하고 서리층의 두께는 거의 변화하지 않았다. 반면 Fig.16에 나타난 바와 같이 속도증가에 따른 공기유량의 증가로 인해 착상량은 증가한다. 이로부터 공기속도의 증가는 서리층의 두께 증가보다는 밀도 증가에 많은 영향을 미친다는 기존의 연구와 일치한다.<sup>11, 12)</sup>

Fig.17은 공기속도 변화에 따른 열전달량을 나타낸 것이다. 공기의 속도가 빨라짐에 따라 Reynolds수가 증가하게 되어, 공기측 열전달계수가 증가한다. 이러한 이유로 공기의 속도가 빠를수록 더

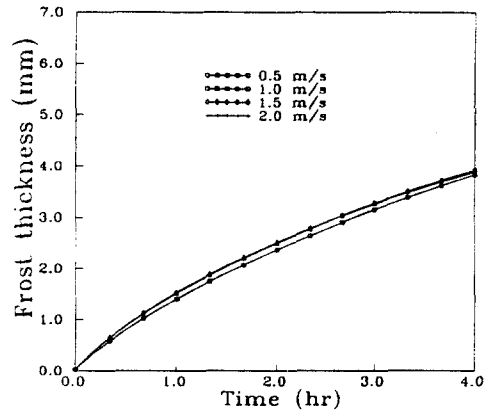


Fig.15 Variation of frost thickness with various values of air velocity.

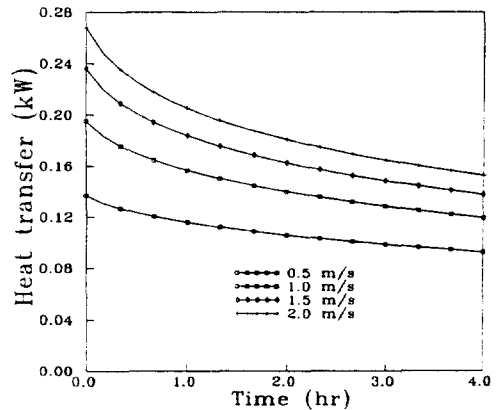


Fig.16 Variation of frost accumulation with various values of air velocity.

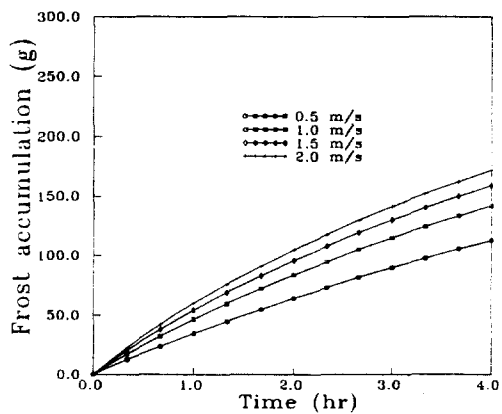


Fig.17 Variation of heat transfer rate with various values of air velocity.

큰 열전달량을 나타낸다. 서리층이 성장함에 따라 입구공기의 속도가 클수록 전도열저항의 증가폭이 커지게 되어, 저속에 비해 열전달량의 감소폭이 컸다.

## 5. 결 론

착상과정을 고려한 공기냉각 방식 핀-관 열교환기의 성능예측을 수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 이 연구를 통하여 개발된 수치해석용 프로그램을 이용하여 착상효과를 고려한 증발기의 성능을 예측할 수 있다.

2) 핀피치가 좁을수록 서리의 두께와 단위 면적당 착상량은 감소하였다.

3) 핀피치가 5.0mm이하의 증발기에 대해서는 서리의 생성에 따른 단열효과보다는 공기측 열전달계수의 향상효과가 더 크게 나타났다.

4) 서리의 두께 및 착상량은 습도가 높을수록 증가한다. 열전달량은 착상 초기부터 30분까지는 습도가 높을수록 크게 나타나지만, 그 이후에는 습도가 높을수록 더 작게 나타난다.

5) 공기의 속도가 증가할수록 착상량과 열전달량은 증가하였으나, 서리층의 두께는 1.5m/s이상의 속도에서는 크게 증가하지 않았다.

## 참 고 문 헌

1. 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.
2. Kondepudi, S.N. and O'Neal, D.L., 1993, "Performance of Finned-Tube Heat Exchangers under Frosting Conditions : II. Comparison of Experimental Data with Model", *Int. J. Refrig.*, Vol.16, No.3, pp.181-184.
3. Al-Sahaf, J., 1989, "The Influence of Frosting on

- the Optimum Design of Finned-Tube Evaporator", Ph.D. Thesis, Heriot-Watt University, Edinburgh
4. Aoki, K. and Hattori, M. and Akita, K., 1990, "A Study of Extended Surface Heat Exchanger with Frosting ; 2nd Report, Heat Transfer and Pressure Drop for Each Row", *JSME Trans., Ser. B*, Vol.56, No.521, pp.133-139.
5. Domanski, P.A., 1991, "Simulation of an Evaporator with Nonuniform One-Dimensional Air Distribution", *ASHRAE Transaction : Symposia*, Vol.97, pp.793-802.
6. Gray, D.L., and Webb, R.L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate and Finned-Tube Heat Exchangers having Plain Fins." *Proc. of 8th Int. Heat Transfer Conference*, San Francisco, ASME.
7. Schmidt, Th. E., 1950, "Die Wärmeleistung berippter oberflächen", *Abh. Deutscher Kältetechnischer Verein, Heft 4*, C.F. Müller Verlag, Karlsruhe.
8. Eckert, E.R.G and Drake, R.M., 1992, Analysis of Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill.
9. Sanders, C.T., 1974, "The Influence of Frost Formation and Defrosting on the Performance of Air Coolers", Ph.D. Thesis, Delft Technical University.
10. O'Neal, D.L., 1983, "The Effects of Frost Formation on the Performance of a Parallel Plate Heat Exchanger", Ph.D. Thesis, Purdue University.
11. Reid, R.C., Brian, P.L.T., and Weher, M.E., 1966, "Heat Transfer and Frost Formation Inside a Liquid Nitrogen-Cooled Tube", *AICHE-J.*, Vol.11, pp.1190-1195.
12. Trammel, G.J., Little, D.C., and Killgre, E.M., 1968, "A Study of Frost Formed on a Flat Plate Held at Sub-Freezing Temperature", *ASHRAE-J.*, Vol. 10, No.7, pp.42-47.