

핀-관 열교환기의 착상 성능 해석

양 동근*, 이 관수**

한양대학교 대학원, *한양대학교 기계공학부

Analysis of Frosting Performance of a Fin-Tube Heat Exchanger

Dong-Keun Yang, Kwan-Soo Lee*

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received March 23, 2005; revision received August 17, 2005)

ABSTRACT: This paper proposes a mathematical model for predicting the frosting performance on a fin-tube heat exchanger. The model consists of empirical correlations of average heat transfer coefficients for the plate and tube surfaces and a diffusion equation inside the frost layer. The numerical results are compared with experimental data for the frost thickness, the frosting rate and the heat transfer rate to validate the proposed model. The results are in good agreement with the experimental data, and show that this model can be applied to predict frosting performance of common fin-tube heat exchanger.

Key words: Frosting performance(착상 성능), Fin-tube heat exchanger(핀-관 열교환기)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 c_p : 정압비열 [J/kgK]
 D : 확산계수 [m^2/s]
 D_h : 수력지름 [m]
 d_i : 원관 내측 지름 [m]
 G : 단위면적당 질량유량 [kg/m^2s]
 h_{fg} : 냉매의 증발잠열 [J/kg]
 h_{sv} : 수증기의 승화잠열 [J/kg]
 \bar{h}_h : 평균 열전달계수 [W/m^2K]
 \bar{h}_m : 평균 물질전달계수 [kg/m^2s]
 k : 열전도계수 [W/mK]
 $k_{f, eff}$: 서리층 열전도계수 [W/mK]

L : 평판의 길이 [m]
 Le : Lewis 수, a/D
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 m_f : 착상량 [g]
 \dot{m}_f : 착상률 [g/min]
 m'' : 물질전달유속 [kg/m^2s]
 \overline{Nu} : 평균 Nusselt 수
 Pr : Prandtl 수
 Q : 열전달률 [W]
 R : 관의 반지름 [m]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [K]
 t : 시간 [s]
 u : 공기유속 [m/s]
 W : 미소 관의 길이 [m]
 w : 절대 습도 [kg/ka]
 x : 냉매 건도
 y : 서리층 두께 [m]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-2220-0426; fax: +82-2-2295-9021

E-mail address: ksleehy@hanyang.ac.kr

그리스 문자

| | |
|------------|---------------------|
| α_f | : 흡수계수 [s^{-1}] |
| Δ | : 증분 |
| η | : 효율 |
| μ | : 점성계수 [kg/ms] |
| ρ | : 밀도 [kg/m^3] |

상첨자

| | |
|------------|----------|
| t | : 시간 |
| Δt | : 시간의 증분 |

하첨자

| | |
|--------|--------------|
| a | : 공기층 |
| ave | : 평균값 |
| $cond$ | : 전도 열전달 |
| f | : 서리층 |
| fin | : 환측 |
| fs | : 서리층 표면 |
| in | : 입구 |
| $init$ | : 초기값 |
| l | : 액체 |
| lat | : 잠열 |
| n | : 유동 방향 관의 수 |
| out | : 출구 |
| r | : 냉매 |
| sen | : 현열 |
| tot | : 전체 |
| $tube$ | : 원관측 |
| v | : 기체 |
| w | : 수증기 |
| y | : 서리층 두께 |

1. 서 론

착상조건에서 운전되는 열교환기는 운전시간이 경과함에 따라 냉각 표면에 형성되는 서리층으로 인해 공기유량은 감소하고 서리층 표면온도가 상승하여 전열성능은 떨어지게 된다. 이처럼 착상 현상은 저온용 열교환기의 성능에 가장 지배적인 요소이므로 착상 조건하에서 열교환기의 성능 평가를 위한 모델의 개발이 요구된다.

착상현상에 관련된 기존의 연구들은 크게 평판과 원관 등의 기본적인 형상과 실제 열교환기에 대한 연구로 구분된다. 지금까지 열교환기의 형상을 국소적으로 단순화한 평판과 원관에 대해 비교적 다양한 조건에서의 실험적 연구와 수치적 연구가 진행되어 왔다. 이 연구들은 평판과 원관 표면에 형성되는 서리층 물성치와 열 및 물질전달을 수치적으로 해석한 후 실험결과와 비교·검증하였고, (1-6) 착상 인자를 변화시키면서 실험을 수행한 후에 서리층 물성치에 대한 실험 상관식을 제시하였다. (7-9) 따라서 평판 및 원관에서 착상 거동을 예측할 수 있는 많은 수학적 모델 및 상관식들이 제시되어 단순 형상에서 착상 현상에 대한 기본적인 연구들은 상당히 진척되었다.

이와 달리 실제 산업 및 가정용 증발기로 사용되는 열교환기에 대해서는 주로 실험적인 연구들이 진행되어 왔으며, 환의 표면특성에 따른 착상 거동 (10)과 열교환기의 운전 조건의 변화 (11-12)에 따른 착상 성능을 실험적으로 평가하였다. 착상 조건에서 열교환기의 성능에 대한 해석적인 연구의 경우, 착상 현상을 너무 간단히 다루고 제시된 모델의 검증이 미약하거나 사용된 열전달계수의 관계식이 특정한 형태를 갖는 열교환기에서 실험적으로 유도된 것으로 열교환기의 변화에 따른 모델의 적용성에 한계가 있다. (13-14)

이처럼 기존의 열교환기의 성능 평가에 대한 연구는 개별적인 열교환기에 대해 실험적으로 주로 이루어지고 있으며, 열교환기의 성능에 대한 해석적 연구는 미진한 상태이다. 따라서 열교환기의 설계시 성능 평가 모델의 부재로 인해, 다양한 운전 조건에서 열교환기의 성능 평가에는 수많은 실험과 많은 시제품의 제작으로 인한 시간, 예산 및 인력이 낭비되고 있어 효율적인 열교환기의 설계가 이루어지지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 착상 조건하에서 환-관 열교환기의 성능을 평가할 수 있는 수학적 모델을 제시하고자 한다. 이를 위해 착상 조건하에서 평판과 원관에 대한 착상 실험을 수행하여 평균 열전달계수에 대한 상관식을 유도한다. 또한, 제시된 모델은 실험결과와 비교·검증한다.

2. 실험

본 연구에서 사용된 실험장치는 습공기의 온·

습도를 제어하는 항온항습실, 냉매의 온도와 유량을 조절하는 냉각부, 평판, 원판 및 열교환기에서 착상실험이 진행되는 시험부, 그리고 습공기의 유량을 조절하고 실험장치의 각 부분을 연결하는 순환부로 구성되어 있으며, 각 부분은 독립적으로 제어할 수 있다.⁽⁹⁾

항온항습실 내에는 습공기의 온·습도를 측정하기 위해 Pt 100 Ω의 RTD가 장착되어 있으며, PID controller, 가열 및 가습을 위한 히터, 그리고 냉동장치를 제어하여 공기의 온·습도를 조절하였다. 냉각부는 냉매를 냉각시키는 냉동기와 냉매를 순환시키는 펌프로 구성되어 있으며, 냉매는 에틸렌글리콜과 증류수를 6:4로 혼합한 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다. 시험부의 입·출구에서의 공기온도는 10개의 T형 열전대와 thermopile을 사용하여 측정하였고, 습도는 시험부 입·출구에 장착된 습도센서를 이용하여 측정하였다. 인버터가 부착된 송풍기를 사용하여 공기의 유량을 조절하였고, 그 유량은 노즐형 유량계로 측정하였다. 시험부 입·출구에 허니컴과 무동력 팬을 설치하여 공기의 순환을 균일하게 하였으며, 시험부에 단열재를 부착하였다.

착상실험에 앞서 공기의 실험조건을 제어하기 위해 항온항습실을 가동하였다. 공기의 실험조건이 정상상태에 도달하면 냉동기, 냉매순환용 펌프 등을 가동하여 착상실험을 시작하였다. 공기의 온·습도와 유량, 냉매의 유량 및 온도 등을 컴퓨터와 자료기록계를 이용하여 저장하였다.

공기측 열전달량은 시험부에서 공기의 온·습도차와 유량을 이용하여 다음 식으로 구하였다.

$$Q_{tot} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) + h_{sv} \dot{m}_a (w_{a,in} - w_{a,out}) \quad (1)$$

착상조건에서 평판과 원판에서 평균 열전달계수는 다음과 같이 계산하였다.

$$\bar{h}_h = \frac{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out})}{A_{tot} (T_{a,ave} - T_{fs})} \quad (2)$$

냉매측의 열전달량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_{tot} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,out} - T_{r,in}) \quad (3)$$

착상 실험 중에 공기측과 냉매측의 열평형은 ASHRAE Standard 33-78에서 제시된 바와 같이 5% 내로 유지되었다.

위의 실험으로부터 착상 조건하에서 평판과 원판에서의 평균 열전달계수에 대한 상관식은 다음과 같이 유도하였다.

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{h,fin} L}{k_a} = 0.204 Re_L^{0.657} Pr^{1.334} \quad (4)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h}_{h,tube} D_h}{k_a} = 0.146 Re_{D_h}^{0.917} Pr^{2.844} \quad (5)$$

실험결과의 불확실도는 장치의 바이어스 오차와 정밀도 오차를 고려하여 계산하였으며,⁽¹⁵⁾ 평균 서리층 두께, 착상량, 열전달률, 평균 열전달계수에 대해 각각 5.28%, 4.50%, 3.69%, 5.07%이다.

3. 수학적 모델링 및 계산과정

본 연구에서는 열교환기에서 착상거동을 예측할 수 있는 수학적 모델을 제시하며 이를 통해 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 열적 성능을 평가한다. 수치해석을 위해 열교환기를 공기 유동방향, 냉매 유동방향, 그리고 열교환기 깊이 방향으로 분할하며, 미소체적을 갖는 열교환기에 대해서 성능해석을 수행한다. 이를 위해 다음과 같이 가정한다.

- (1) 미소체적 열교환기 내부의 환에 형성되는 서리층은 균일하다.
- (2) 미소체적 열교환기 내부의 판에 형성되는 서리층은 균일하다.
- (3) 서리층의 형성과정은 준정상상태이다.
- (4) 환과 판의 접합부에서 국소적인 착상거동은 고려하지 않는다.
- (5) 서리층 내의 열전달은 순수한 열전도이며, 서리의 유효 열전도계수는 서리밀도의 함수이다.

3.1 수학적 모델링

본 연구에서는 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 성능을 평가하기 위해 열교환기를 환과 판으로 각각 분리하여 모델링한다. 이때 해석하고자 하는 열교환기의 개략도는 Fig. 1과 같다.

열교환기의 환과 습공기 사이의 현열전달은 착

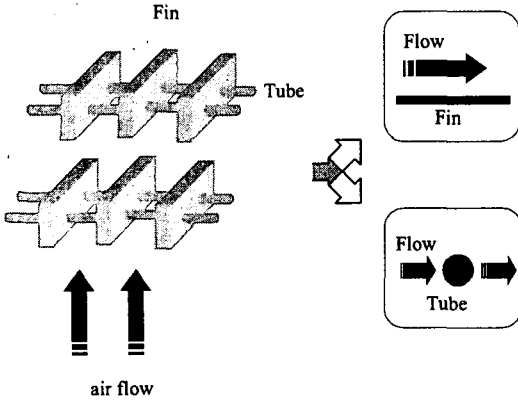


Fig. 1 Schematic diagram of typical fin-tube heat exchanger.

상 조건하에서 평판에서 유도된 식(4)를, 열교환기의 관과 습공기 사이의 현열전달은 착상 조건하에서 원관에서 유도된 식(5)를 사용하여 각각 계산한다. 따라서 열교환기의 전체 표면과 습공기 사이의 현열전달은 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{sen} = \eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f} (T_a - T_{fin,fs}) + \bar{h}_{h,tube} A_{tube,f} (T_a - T_{tube,fs}) \quad (6)$$

여기서 η_{fin} 는 Schmidt⁽¹⁶⁾에 의해 정의된 핀 효율이다.

평균 물질전달계수는 평균 열전달계수로부터 다음의 관계를 이용하여 구할 수 있다.

$$\bar{h}_{m,fin} = \frac{\bar{h}_{h,fin}}{c_{p,a} Le^{2/3}} \quad (7)$$

$$\bar{h}_{m,tube} = \frac{\bar{h}_{h,tube}}{c_{p,a} Le^{2/3}} \quad (8)$$

열교환기 표면과 습공기 사이의 잠열전달은 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{lat} = \eta_{fin} \bar{h}_{m,fin} A_{fin,f} (w_a - w_{fin,fs}) h_{sv} + \bar{h}_{m,tube} A_{tube,f} (w_a - w_{tube,fs}) h_{sv} \quad (9)$$

열교환기의 환과 습공기 사이의 열전달은 다음과 같다.

$$Q_{tot,fin} = \eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f} (T_a - T_{fin,fs}) + \eta_{fin} \bar{h}_{m,fin} A_{fin,f} (w_a - w_{fin,fs}) h_{sv} \quad (10)$$

핀에 형성되는 서리층 내부의 전도 열전달은 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{cond,fin} = k_{f,eff} A_{fin,f} \left(\frac{T_{fin,fs} - T_{fin}}{y_{fin,f}} \right) \quad (11)$$

서리의 유효 열전도계수는 다음의 관계식⁽¹⁷⁾을 사용한다.

$$k_{f,eff} = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (12)$$

열교환기의 환과 습공기 사이의 열전달은 환의 서리층 내부에서 전도 열전달과 평형을 이루어야 하며, 그 관계로부터 환에 형성되는 서리층 표면 온도는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_{fin,fs} = \frac{\eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f} T_a + \eta_{fin} \bar{h}_{m,fin} A_{fin,f} (w_a - w_{fin,fs}) h_{sv}}{\frac{k_{f,eff} A_{fin,f}}{y_{fin,f}} + \eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f}} + \frac{k_{f,eff} A_{fin,f} \frac{T_{fin}}{y_{fin,f}}}{\frac{k_{f,eff} A_{fin,f}}{y_{fin,f}} + \eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f}} \quad (13)$$

열교환기의 관과 습공기 사이의 열전달은 식(10)과 유사한 형태로 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{tot,tube} = \bar{h}_{h,tube} A_{tube,f} (T_a - T_{tube,fs}) + \bar{h}_{m,tube} A_{tube,f} (w_a - w_{tube,fs}) h_{sv} \quad (14)$$

관에 형성되는 서리층 내부의 전도 열전달은 다음과 같이 계산한다.

$$Q_{cond,tube} = 2\pi k_{f,eff} W \left[\frac{T_{tube,fs} - T_{tube}}{\ln \left\{ \frac{R + y_{tube,f}}{R} \right\}} \right] \quad (15)$$

열교환기의 관과 습공기 사이의 열전달은 관에 형성되는 서리층 내부에서 전도 열전달과 평형을

이루어야 하며, 그 관계로부터 관에 형성되는 서리층 표면온도는 다음과 같다.

$$T_{tube,fs} = \frac{\bar{h}_{h,tube} A_{tube,f} T_a + \bar{h}_{m,tube} A_{tube,f} (w_a - w_{tube,fs}) h_{sv}}{\frac{2\pi k_{f,eff} W}{\ln\{(R+y_{tube,f})/R\}} + \bar{h}_{h,tube} A_{tube,f}} \quad (16)$$

$$+ \frac{\frac{2\pi k_{f,eff} W T_{tube}}{\ln\{(R+y_{tube,f})/R\}}}{\frac{2\pi k_{f,eff} W}{\ln\{(R+y_{tube,f})/R\}} + \bar{h}_{h,tube} A_{tube,f}}$$

서리층 내부에서 임의의 검사체적에 흡수되는 수증기는 수증기 밀도에 비례한다고 가정하여, 본 연구에서는 다음과 같은 서리층 내부의 수증기 확산방정식⁽²⁾을 사용한다.

$$D \frac{d^2 \rho_w}{dy^2} = \alpha_f \rho_w \quad (17)$$

공기층에서 서리층 표면으로 전달된 수증기는 서리층으로 확산되며, 서리층 두께와 밀도를 증가시키는 총물질전달유속(m_f^*)은 다음과 같다.

$$m_f^* = \eta_{fin} \bar{h}_{m,fin} (w_a - w_{fin,fs}) + \bar{h}_{m,tube} (w_a - w_{tube,fs}) \quad (18)$$

서리층 내부로 흡수되어 서리층 밀도를 증가시키는 물질전달유속(m_ρ^*)은 다음과 같이 계산한다.

$$m_{fin,\rho}^* = \int_{y=0}^{y=y_{fin,f}} \alpha_f \rho_w dy \quad (19)$$

$$m_{tube,\rho}^* = \int_{y=0}^{y=y_{tube,f}} \alpha_f \rho_w dy \quad (20)$$

임의의 계산 시간에서 흰과 관에서의 서리층 밀도와 두께는 식(18), (19), (20)을 이용하여 계산한다.⁽⁴⁾

열교환기 입구에서 공기의 온·습도는 일정 조건을 유지한다. 그러나 공기가 유동방향으로 진행함에 따라 공기의 온·습도는 점점 변화하게 된다. 미소체적 열교환기의 입·출구에서 열 및 물질평형 관계는 다음과 같다.

$$Q_{sen} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,out}) = \eta_{fin} \bar{h}_{h,fin} A_{fin,f} (T_a - T_{fin,fs}) + \bar{h}_{h,tube} A_{tube,f} (T_a - T_{tube,fs}) \quad (21)$$

$$Q_{lat} = \dot{m}_a (w_{a,in} - w_{a,out}) h_{sv} = \eta_{fin} \bar{h}_{m,fin} A_{fin,f} (w_a - w_{fin,fs}) h_{sv} + \bar{h}_{m,tube} A_{tube,f} (w_a - w_{tube,fs}) h_{sv} \quad (22)$$

열교환기의 흰과 관에 서리층이 형성됨에 따라 관 내부를 흐르는 냉매의 상태는 냉매 유동방향으로 계속해서 변화하며, 냉매의 온도에 의존적인 관 및 흰의 표면온도도 또한 달라지게 된다. 관벽에서 열저항을 무시하면 열교환기의 임의의 미소체적에서 공기와 일어나는 열전달은 관 내부 냉매의 열전달과 평형을 이루어야 하며, 그 관계는 다음과 같다.

$$Q_{tot} = h_r A_{tube} (T_{tube} - T_r) = \begin{cases} \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,out} - T_{r,in}) \\ \dot{m}_r (x_{r,out} - x_{r,in}) h_{fg} \end{cases} \quad (23)$$

본 연구에서 냉매의 열전달계수를 계산하기 위해 사용된 상관식은 다음과 같다.

(1) 단상 영역⁽¹⁸⁾

$$\frac{h_r d_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (24)$$

(2) 이상 영역($0 \leq x \leq 0.85$)⁽¹⁹⁾

$$\frac{h_r d_i}{k_i} = \begin{cases} 0.0265 Re_{eq}^{0.8} Pr_i^{1/3}, & Re_{eq} > 5 \times 10^4 \\ 5.03 Re_{eq}^{1/3} Pr_i^{1/3}, & Re_{eq} < 5 \times 10^4 \end{cases} \quad (25)$$

여기서 $Re_{eq} = G_{eq} d_i / \mu_l$, $G_{eq} = G_l + G_v \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1/2}$ 이다.

(3) 이상 영역($0.85 \leq x \leq 1.0$)

$$h_r = h_{r,x=1.0} + \frac{h_{r,x=0.85} - h_{r,x=1.0}}{0.85 - 1.0} (x - 1.0) \quad (26)$$

3.2 계산과정

착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 착상 성능 평가를 위해 다음과 같은 계산순서에 따라 해석이 수행되었으며 이를 Fig. 2에 나타내었다.

(1) 열교환기를 공기 유동방향, 냉매 유동방향, 그리고 열교환기 깊이방향으로 미소체적의 열교환기로 분할한다.

(2) 관의 지름, 계산시간, 시간의 증분, 입구 공기 조건, 흰 및 관의 온도, 그리고 흰과 관에 형성된 서리층의 초기 표면온도와 밀도를 각각 입력한다.

(3) 막온도에서 공기의 물성치를 계산하고, 흰에서의 열 및 물질전달계수와 관에서 열 및 물질전달계수, 서리층의 유효열전도계수, 흰과 관에서의 착상량, 흰과 관에서의 서리 두께와 밀도 등을 계산한다.

(4) 미소체적 열교환기의 흰과 관에서의 새로운 서리층 표면온도를 각각 계산한다.

(5) 모든 미소체적 열교환기의 흰과 관에서의 서

리층 표면온도에 대한 수렴조건을 만족하면 다음 계산시간으로 이동한다. 수렴조건을 만족하지 않으면 새로운 막온도에서 공기의 물성치를 계산한다. 공기의 물성치를 이용해 흰의 열 및 물질전달계수와 관의 열 및 물질전달계수, 서리층의 유효열전도계수 등을 계산하고, 수렴조건이 만족할 때까지 서리층 표면온도를 반복계산한다.

(6) 임의의 계산시간에서 열교환기의 착상 성능 평가가 종료되면 계산시간을 변경한다.

(7) 모든 계산시간에서 열교환기의 착상 성능에 대한 계산이 완료되면 수치해석을 종료한다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 착상 조건하에서 흰-관 열교환기의 성능을 해석하기 위해 평균 열전달계수에 대한 상관식과 수증기의 확산방정식을 이용한 수학적 모델을 제시하였다. 그러나 확산방정식을 사용할 경우 초기 서리밀도를 가정해야 하는 문제점이 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 수학적 모델에 대한 초기값의 영향을 살펴보기 위해 2단 2열 열교환기⁽²⁰⁾에서 평균 서리 밀도와 두께의 해석결과에 대한 초기 서리밀도의 영향을 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 보듯이 본 연구에서 해석 결과에 대한 초기 서리층 밀도의 영향은 거의 없는 것으로 나타났다. Fig. 4는 흰-관 열교환기에 대한 착상 모델을 검증하기 위해 2단 2열 열교환기에서 서리층 두께에 대한 실험결과⁽²⁰⁾와 수치해

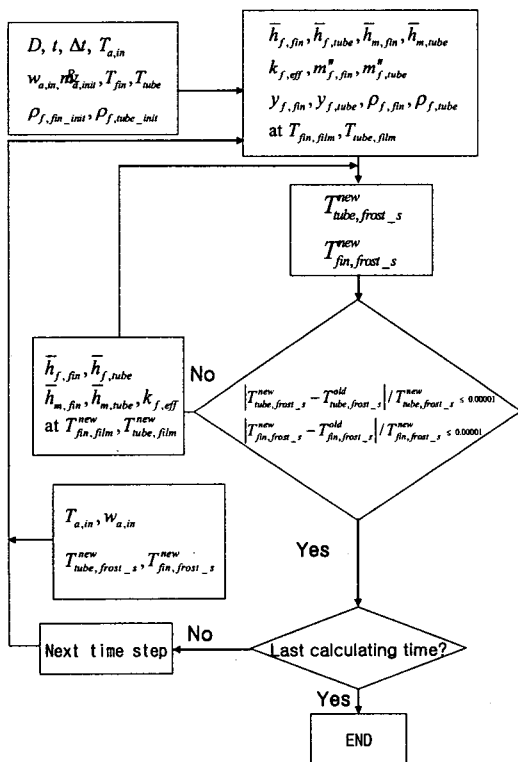


Fig. 2 Flow chart for numerical analysis.

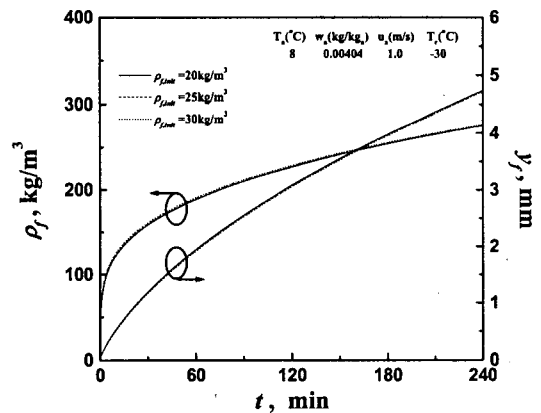


Fig. 3 Effect of initial frost density on the average frost thickness and density in a simple fin-tube heat exchanger.⁽²⁰⁾

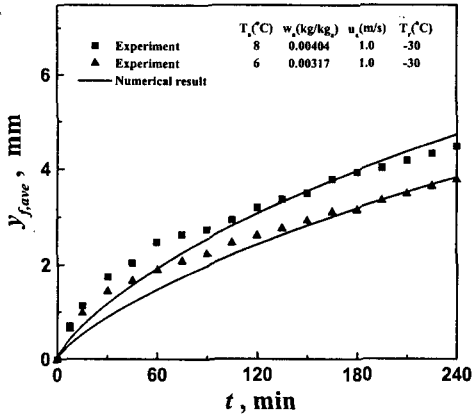


Fig. 4 Comparison of numerical results and experimental data on the average frost thickness in a simple fin-tube heat exchanger.⁽²⁰⁾

석결과를 비교하여 제시한 것이다. 수치해석결과는 착상 초기를 제외하고 실험결과와 잘 일치하고 있다.

일반적으로 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 성능 평가를 위해서는 열전달량의 예측이 필요하며, 적절한 제상열량 결정을 위해 착상량의 예측이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 제시한 수학적 모델의 적용성을 검증하고자 일반적인 2단 8열 열교환기에서 착상률과 열전달량에 대한 실험결과와 비교하였다. 해석된 2단 8열 열교환

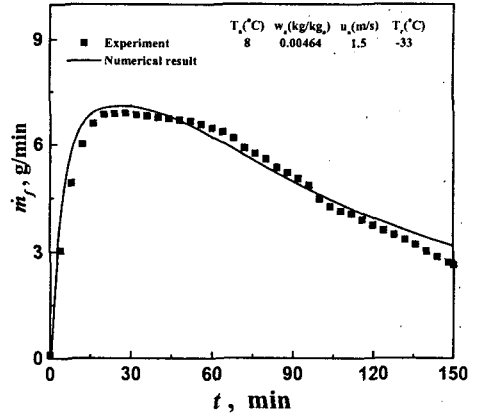


Fig. 5 Comparison of numerical results and experimental data on the frosting rate in a typical fin-tube heat exchanger.

기의 형상 및 치수를 Table 1에 나타내었다. Fig. 5는 2단 8열 열교환기에서 착상률에 대한 해석결과를 실험결과와 비교하여 나타낸 것이다. 착상이 진행되는 동안 다소 간에 차이는 존재하나, 해석결과는 실험결과와 잘 일치한다.

Fig. 6은 열전달률에 대한 해석결과와 실험결과를 비교하여 나타낸 것이다. 운전시간 60분까지의 열전달률에 대한 실험결과는 공기유량의 감소에도 불구하고 착상으로 인한 유동의 교란효과와 전열면적의 증대로 인해 열전달의 하락이 거의

Table 1 Geometric parameters of a typical fin-tube heat exchanger

| Parameters | Values |
|---------------------------|---------|
| Fin width | 60 mm |
| Fin length | 27 mm |
| Fin thickness | 0.15 mm |
| Row 1,2 | 20 mm |
| Row 3,4 | 10 mm |
| Row 5,6 | 7.5 mm |
| Row 7,8 | 5 mm |
| Number of columns | 2 |
| Number of rows | 8 |
| Tube length | 440 mm |
| Tube diameter | 8.5 mm |
| Transverse tube spacing | 25 mm |
| Longitudinal tube spacing | 30 mm |

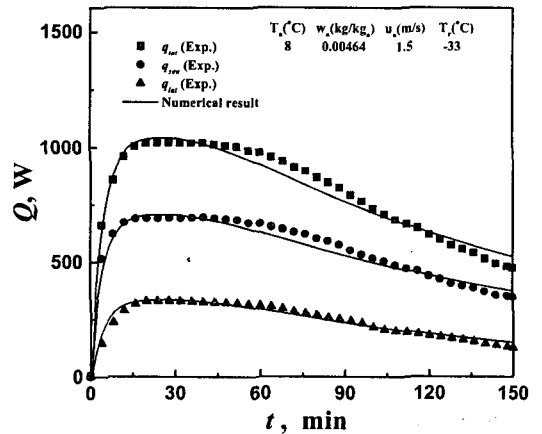


Fig. 6 Comparison of numerical results and experimental data on the heat transfer rate in a typical fin-tube heat exchanger.

없다. 그러나 수치해석에 의해 계산된 열전달률은 운전시간 60분 이전부터 서서히 감소하며, 착상 중기에는 다소 과소 예측된다. 이는 제시된 수학적 모델이 착상으로 인한 전열면적의 증가를 효과적으로 고려할 수 있으나 유동의 교란효과를 고려하지 못하기 때문이다. 그러나 전체 운전시간에 대한 평균 열전달률은 실험결과와 비교할 때 전반적으로 평균 1.4% 이내에서 잘 예측되고 있다.

본 연구에서는 착상 조건하에서 운전되는 열교환기의 착상 성능을 예측하기 위한 수학적 모델을 제시하였다. Fig. 5와 Fig. 6의 결과로부터 판단할 때 제시된 모델의 결과는 착상률과 평균 열전달률을 잘 예측하였으며, 다만 다열 열교환기에의 열적 성능 평가에 적용이 가능한 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 착상 조건하에서 운전되는 환-관 열교환기의 열적 성능을 평가하기 위한 수학적 모델을 제시하였다. 수학적 모델은 실험을 통해 얻어진 평판 및 원관에서의 열전달계수에 대한 상관식과 서리층 내부에서 수증기의 확산방정식과 서리의 유효 열전도계수에 대한 상관식을 사용하여 구성하였다. 제시된 수학적 모델은 서리층 두께, 착상률, 그리고 열전달률에 대한 실험결과와 비교를 통해 검증하였다. 제시된 모델의 결과는 2단 8열 열교환기에서의 착상률과 평균 열전달률을 잘 예측하였으며, 다만 다열의 환-관 열교환기에의 적용이 가능한 것으로 판단되었다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 한양대학교 최적설계신기술연구센터(iDOT)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- Jones, B.W. and Parker, J.D., 1975, Frost formation with varying environmental parameters, *J. Heat Transfer*, Vol. 97, pp. 255-259.
- Lee, K.S., Kim, W.S. and Lee, T.H., 1997, A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 18, pp. 4359-4365.
- Yun, R., Kim, Y. and Min, M.K., 2002, Modeling of frost growth and frost properties with airflow over a flat plate, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, No. 3, pp. 362-371.
- Lee, K.S., Jhee, S. and Yang, D.K., 2003, Prediction of the frost formation on a cold flat surface, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 20, pp. 3789-3796.
- Mago, P.J. and Sherif, S.A., 2003, Heat and mass transfer on a cylinder surface in cross flow under supersaturated frosting conditions, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, No. 8, pp. 889-899.
- Raju, S.P. and Sherif, S.A., 1993, Frost formation and heat transfer on circular cylinders in cross-flow, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 16, No. 6, pp. 390-401.
- Yonko, J.D. and Sepsy, C.F., 1967, An investigation of the thermal conductivity of frost while forming on a flat horizontal plate, *ASHRAE Trans.*, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 73, No. 2, pp. 1.1-1.11.
- Mao, Y., Besant, R.W. and Chen, H., 1999, Frost characteristics and heat transfer on a flat plate under freezer operating conditions: Part 1, Experimentation and correlations, *ASHRAE Trans.*, Vol. 105, No. 2, pp. 231-251.
- Yang, D.K. and Lee, K.S., 2004, Dimensionless correlations of frost properties on a cold plate, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, No. 1, pp. 89-96.
- Jhee, S., Lee, K.S. and Kim, W.S., 2002, Effect of surface treatments on the frosting/defrosting behavior of a fin-tube heat exchanger, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 25, No. 8, pp. 1047-1053.
- Yan, W.M., Li, H.Y., Wu, Y.J., Lin, J.Y. and Chang, W.R., 2003, Performance of finned tube heat exchangers operating under frosting conditions, *Int. J. Heat Mass Trans-*

- fer, Vol. 46, No. 5, pp. 871-877.
12. Deng, D., Xu, L. and Xu, S., 2003, Experimental investigation on the performance of air cooler under frosting conditions, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 23, No. 8, pp. 905-912.
 13. Kondepudi, S. N. and ON'eal, D. L., 1993, Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions: I. Simulation model, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 16, No. 3, pp. 175-180.
 14. Seker, D., Karatas, H. and Egrican, N., 2004, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers: Part I-Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, No. 4, pp. 367-374.
 15. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing uncertainties in single-sample experiments, *Mechanical Engineering*, Vol. 75, pp. 3-8.
 16. Schmidt, T. E., 1949, Heat transfer calculations for extended surfaces, *Refrigerating Engineering*, Vol. 57, pp. 351-357.
 17. Sanders, C. T., 1974, The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, Ph.D Thesis, Delft Technical University.
 18. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2001, Introduction to heat transfer, John Wiley and Sons Inc., pp. 491-492.
 19. Akers, W. W., Deans, H. A. and Crosser, O. K., 1959, Condensing heat transfer within horizontal tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium*, Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
 20. Lee, K. S., Pak, H. Y., Lee, T. H., Lee, N. G., Lee, S. Y. and Lee, M. R., 1995, An experimental study on the performance of fin-tube heat exchanger under frosting condition, *Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp. 319-328.