열교환기 휜에 따라 온도 분포를 갖는 휜 표면에서의 서리층 거동

김정수[†]· 김민수[*]· 이관수[**]· 김욱중[***]

Frost behavior of a fin surface with temperature variation along heat exchanger fins

Jung-Soo Kim, Min-Soo Kim, Kwan-Soo Lee, and Ook-Joong Kim

Key Words : Fin heat conduction(휜 열전도), Fin temperature distribution(휜 온도분포), Frost behavior(착상 거동)

Abstract

This paper presents a mathematical model for predicting the frost behavior formed on heat exchanger fins, considering fin heat conduction under frosting condition. The model is composed of air-side, the frost layer, and fin region, and they are coupled to the frost layer. The frost behavior is more accurately predicted with fin heat conduction considered (Case A) than with a constant fin surface temperature assumed (Case B). The results indicate that the frost thickness and heat transfer rate for Case B are over-predicted in most regions of the fin, as compared to those for Case A. Also, for Case A, the maximum frost thickness varies little with the fin length variations, and the extension of the fin length over 30 mm contributes insignificantly to heat transfer.

기호설명

c_p	:	정압비열 [kJ/kgK]
k_a	:	공기의 열전도계수 [W/mK]
k_{eff}	:	유효 열전도계수 [W/mK]
k_{fin}	:	휜의 열전도계수 [W/mK]
L	:	휜 길이 [m]
m_w	:	수증기의 질량분율
P	:	압력 [Pa]
T	:	온도 [K]
u, v	:	x-, y- 방향 속도 [m/s]
w	:	절대 습도 [kg/kg$_a$]
y_f	:	서리층 두께 [m]

그리스 문자

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

하첨자

a	:	공기
b	:	휜 바탕
c	:	냉각면
cond	:	열전도
f	:	서리층
fs	:	서리층 표면
in, out	:	입구, 출구
sat	:	포화상태
w	:	수증기

† 한양대학교 대학원 기계공학과
* 한양대학교 대학원 기계공학과
** 한양대학교 기계공학부
Email: ksleehy@hanyang.ac.kr
Tel.: (02)2220-0426, FAX: (02)2295-9021
*** 한국기계연구원 에너지기계연구센터

1. 서 론

최근 냉·난방 기능을 동시에 수행할 수 있는 에너지 절약형 압축식 열펌프가 각광을 받고 있다.

이 중, 전기구동식 열펌프(Electric-driven Heat Pump, EHP)의 경우, 기술의 거듭된 발전으로 공조 시장에서 그 중요도가 점점 더 높아지고 있다. 그러나, 동절기 낮은 외기 온도로 인해 증발기 표면에 착상 현상이 일어난다. 이는 EHP 시스템의 열적 성능 저하에 가장 큰 영향을 미치므로 착상 조건하에서 열교환기 휜에서의 열 및 물질전달 특성을 파악하는 것이 무엇보다도 중요하다.

착·제상 조건하에서 냉동 및 냉장 등에 사용되는 다양한 형상의 열교환기에 대한 실험 및 이론적 연구는 많은 연구자들[1-6]에 의해 활발하게 수행되어 왔다. 반면에, 열펌프 증발기에 대한 연구는 다소 부족한 상태에 있으며, 기존의 연구들[7-14]은 크게 두 부류로 나누어진다. 첫 번째는 시스템 전체로서의 성능 평가와 착상 거동에 대하여 거시적(macroscopic)인 관점[7-10]에 초점을 맞추고 있다. 이와 관련하여, 일부 연구자들[7-8]은 실험을 통해 다양한 외기 조건에 따른 공기 열원 열펌프 시스템의 난방 능력과 열적 성능을 기술하였다. Wang과 Martinez-Frias 등의 연구자들[9-10]은 증발기 입구로 유입되는 습공기의 제습(dehumidification) 또는 가열을 통한 착상 지연을 보고하였다. 특히, Martinez-Frias 와 Aceves[10]는 제습에 따른 시스템의 착상 지연과 더불어 서리층 두께 성장을 보고하였으나, 서리층 물성치(서리층 밀도와 열전달량 등) 및 온도분포에 관한 결과를 언급하지 않아 착상 거동을 국소적으로 파악함에 있어 제한성을 가진다. 두 번째는 실제 열펌프 실외기에서의 적용이 가능하도록 착상 현상을 미시적(microscopic)인 관점에서 접근하고 있다. 많은 연구자들[11-13]은 냉각 평판에 형성되는 서리층 성장 거동을 예측하기 위하여 수학적 모델을 제시하였다. 그러나, 이들은 냉각면 온도가 일정한 조건하에서 착상 현상을 예측하였기 때문에 휜에 따라 국소 온도분포를 갖는 휜-관 열교환기 휜에서의 착상 거동과는 상당한 차이를 보인다. Kwon 등[14]은 특정 운전 조건 및 특정 휜 길이에 대한 실험을 수행하여 열교환기 휜에서의 국소 온도분포와 착상 거동을 파악하였다. 이로 인해, 다양한 운전 조건 및 휜 길이의 변화에 따른 영향을 예측하기는 어렵다.

따라서 본 연구에서는 착상 조건하에서 휜-관 열교환기 휜의 열전도(fin heat conduction)를 고려하여 휜 표면에서의 착상 거동을 예측하고자 수학적 모델을 제시한다. 착상 현상은 공기측, 서리층 및 휜 영역으로 구성되며, 이들은 서로 연계되어 해석된다. 이를 통해 휜의 열전도를 고려한 경우와 휜 표면 온도가 일정한 조건에서의 서리층 물성치를 비교·분석한다. 또한, 휜의 열전도를 고려한 조건에서 휜의 길이 변화에 따른 영향을 파악한다.

2. 수학적 모델링

Fig. 1 은 휜-관 열교환기의 형상을 나타내며, 휜의 온도분포로 인해 휜에 따라 균일하지 않은 서리층이 형성된다. Fig. 2 는 Fig. 1 의 점선 부분을 확대한 것으로, 해석 영역을 나타낸다. 이에 적용된 가정은 다음과 같다.

(1) 공기 유동은 2차원, 비압축성, 층류이다.
(2) 서리층 형성 과정은 준정상상태(quasi-steady state)이다.
(3) 서리층 유효 열전도계수(k_{eff})는 서리층 밀도만의 함수이다[13].
(4) 휜의 열전도계수(k_{fin})는 일정하다.
(5) 공기-서리층 경계면에서 냉각면으로의 열전달은 1차원 전도이다.
(6) 휜의 온도분포는 1차원이며, 서리층 내 온도는 2차원으로 분포한다.

2.1 공기 및 서리층

착상 현상에 대한 유동 변화의 영향을 고려하기 위하여 강제 대류하에서 공기의 열·유동 및 수증기의 질량분율 방정식을 해석하였으며, 이와 관련된 일반형 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\sigma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right) + S_\phi \qquad (1)$$

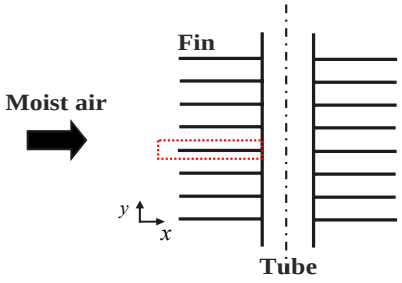

Fig. 1 Configuration of a fin-tube heat exchanger.

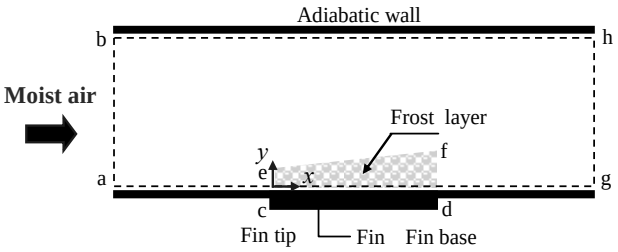

Fig. 2 Physical domain of interest.

여기서 σ_ϕ와 S_ϕ는 Table 1에서 보듯이 다양한 종속 변수(ϕ)에 대응하는 양으로, 각각 확산계수와 생성항을 의미한다. 식 (1)를 해석하기 위한 경계 조건은 다음과 같다(Fig. 2 참조).

$\overline{ab}$: $u = u_{in},\ v=0,\ T = T_{in},\ m_w = m_{w,\,in}$

$\overline{gh}$: $\frac{\partial u}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial v}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0,\ \frac{\partial m_w}{\partial x} = 0$

$\overline{cd}$: $T_c = T_c(x),\ m_w = m_{w,\,sat}(T_c),\ \frac{\partial m_w}{\partial y} = 0$

$\overline{bh}, \overline{ac}$ and $\overline{dg}$: $u = 0,\ v = 0,\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0,\ \frac{\partial m_w}{\partial y} = 0$

$\overline{ef}$: $u = 0,\ v = 0,\ T = T_{fs},\ m_w = m_{w,\,sat}(T_{fs})$

서리층에서의 지배방정식은 서리층 성장 예측을 위한 열 및 물질전달 방정식으로 구성된다. 우선, 서리층 내 수증기의 확산방정식과 경계 조건은 다음과 같다.

$$D_w \frac{d^2\rho_w}{dy^2} = \alpha_f \rho_w \qquad (2)$$

$$\rho_w\big|_{y=0} = \rho_{w,sat}(T_c)\ ,\ \rho_w\big|_{y=fs} = \rho_{w,sat}(T_{fs})$$

여기서 α_f는 흡수계수이며, D_w는 수증기의 확산계수[15]이다.

서리층 내 미소체적에서의 열전달 방정식과 경계 조건은 아래와 같고, 식 (2)에서 구한 수증기의 밀도 분포를 적용하면 서리층에서의 온도 분포를 얻을 수 있다.

$$k_{eff} \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} = -\alpha_f \rho_w h_{sv} \qquad (3)$$

$$T_c(x) = T_f(x,0),\ k_{eff} \left.\frac{\partial T_f}{\partial y}\right|_{y=fs} = q_{tot} - \dot{m}_\rho h_{sv}$$

여기서 휜과 서리층 경계면에서의 온도는 연속성을 가지며, q_{tot}는 공기와 서리층 표면에서 일어나는 현열과 잠열 전달의 합을 의미한다. 또한, 습공기로부터 서리층 내부로 전달되는 물질 유속(mass flux, $\dot{m}_f$)의 일부($\dot{m}_y$)는 서리층 두께를, 나머지 일부($\dot{m}_\rho$)는 서리층 밀도를 증가시킨다. 즉,

Table 1 ϕ, σ_ϕ and S_ϕ for Eq. 1

Equation	ϕ	σ_ϕ	S_ϕ
Continuity	1	-	0
u-momentum	u	μ	$-\partial P/\partial x$
v-momentum	v	μ	$-\partial P/\partial y$
Energy	T	k_a/c_p	0
Mass concentration	m_w	ρD_w	0

$$\dot{m}_f = \rho_f \frac{dy_f}{dt} + y_f \frac{d\rho_f}{dt} = \dot{m}_y + \dot{m}_\rho \qquad (4)$$

임의의 시간에서 서리층 두께는 다음과 같다.

$$y_f\big|_{t+\Delta t} = y_f\big|_t + \left.\frac{\dot{m}_y}{\rho_f}\right|_t \Delta t \qquad (5)$$

2.2 휜의 열전도 방정식

Fig. 3 은 열교환기 휜의 미소체적에 대한 열전달을 묘사한 것이다. 휜과 서리층 경계면은 서로 연관되어 있어, 휜의 열전도 방정식을 해석함에 있어 휜 표면에서의 서리층 거동을 고려하여야 한다. 이에 대한 휜의 열전도 방정식은 다음과 같다.

$$k_{fin} t \frac{d^2 T_c}{dx^2} + \mathrm{S} = 0\ ,\ \ \mathrm{S} = k_{eff} \left.\frac{\partial T_f}{\partial y}\right|_{y=0} \qquad (6)$$

여기서 S는 서리층으로부터 휜으로 전달되는 열량을, t는 휜 두께를 의미한다. 경계 조건은 휜 끝

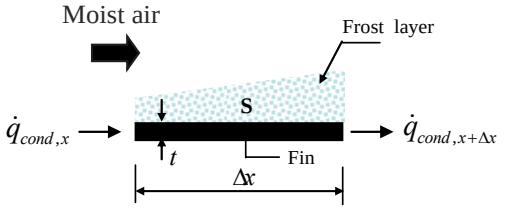

Fig. 3 Schematic of heat conduction in a fin.

(fin tip)에서 단열 조건을, 휜 바탕(fin base)에서 임의의 온도(T_b)를 가진다.

$$\left.\frac{dT_c}{dx}\right|_{x=0} = 0 \ , \ T_c|_{x=L} = T_b \tag{7}$$

2.3 수치해석

본 연구는 SIMPLER 알고리즘을 적용하여 수치해석을 수행하였으며, 해의 정확도를 위하여 불균일(non-uniform), 엇갈린(staggered) 격자계를 이용하였다. 먼저, 운전 조건과 적절한 초기 조건 등을 선정한 후, 휜의 국소 온도분포를 구한다. 공기측과 서리층에서의 지배방정식은 동시에 해석하며, 공기-서리층 경계면에서 에너지 평형[16]을 만족할 때까지 반복 계산한 후, 각 격자점에서 서리층 물성치(서리층 두께, 밀도 및 서리층 유효 열전도계수 등)를 구한다. 서리층 물성치를 이용하여 휜의 열전도 방정식을 해석하면 새로운 휜의 국소 온도분포를 얻을 수 있으며, 이는 다음 시간 단계에서 공기측과 서리층 지배방정식을 해석함에 있어 하나의 경계 조건으로 활용한다. 이러한 일련의 과정을 주어진 착상 시간 동안 반복 수행한다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 착상 조건하에서 휜-관 열교환기 휜의 열전도를 고려하여 휜 표면에서의 착상 거동을 파악하고자 한다. 먼저, 기존 연구[14]와의 비교를 통해 휜의 국소 온도분포를 검증하였고, 그 후, 휜 표면에서의 서리층 물성치에 대하여 비교·분석하였다. 또한, 휜의 길이 변화에 따른 영향을 조사하였다. 그 결과는 1 시간 동안의 운전 시간이 경과한 후의 값이다.

3.1 휜의 온도분포

휜-관 열교환기 휜의 온도분포는 휜 표면에서의 서리층 성장 거동과 밀접하게 연관되어 있다. 이를 근거로, 휜의 온도분포에 대해 휜의 열전도를 고려한 경우와 Kwon 등[14]의 실험 결과를 Fig. 4 에 나타내었으며, 이들은 동일한 경향성을 보인다. 즉, 휜의 온도분포는 휜 바탕(fin base)에서 휜 끝(fin tip)으로 갈수록 지수함수적으로 증가하는데, 이는 휜 표면 온도가 일정한 경우와 큰 차이를 가진다. 따라서, 실제 열교환기 휜에서의 착상 거동을 파악하기 위해 휜 표면 온도를 일정하게 가정하는 것 보다 휜의 열전도를 고려하는 것이 더 정확한 예측을 가능하게 한다.

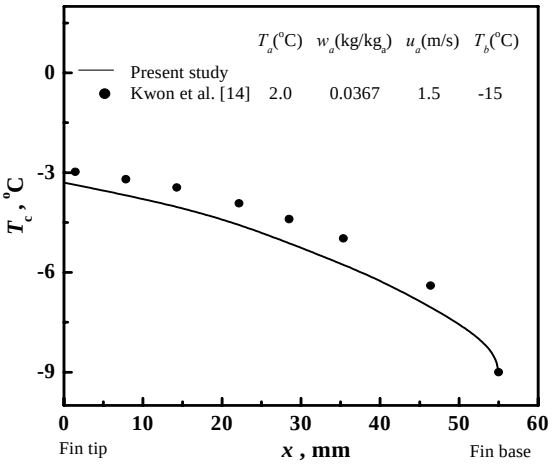

Fig. 4 Temperature variations along a fin after 1 hour.

Table 2 Geometric parameters and test conditions

Parameter	Value
Geometric parameters	
Fin length [mm]	20 – 45
Fin thickness [mm]	0.1
Fin thermal conductivity, [W/mK]	237
Test conditions	
Air temperature [℃]	2 – 7
Fin base temperature [℃]	-10 – -20
Air humidity ratio [kg/kg$_a$]	0.0037 – 0.0056
Air velocity [m/s]	1.5 – 2.5

3.2 서리층 거동

본 연구에서 열교환기 휜에서의 착상 거동 특성은 열교환기 성능의 중요 평가 지표인 서리층 두께와 열전달량으로 대표된다. Fig. 5 와 Fig. 6 은 휜의 열전도를 고려한 경우와 휜 표면 온도가 일정한 조건에서의 결과를 비교·분석하였다. 이에 적용된 휜의 형상 및 운전 조건은 Table 2 와 같다.

Fig. 5 는 휜의 두 가지 조건에 따른 서리층 두께 성장을 비교한 것이다. 휜의 열전도를 고려한 서리층 두께는 휜 온도분포의 영향으로 휜 바탕(fin base)에서 가장 활발하게 성장한다. 그러나, $x = 10\,\text{mm}$ 근처보다 휜 끝 ($x = 0\,\text{mm}$) 에서 휜 표면온도가 높음에도 불구하고 서리층은 더 두껍게 형성된다. 이는 휜 끝에서 물질전달 효과가 지배적인 소위 선단 효과 (leading effect)에 의한 것이다. 이에

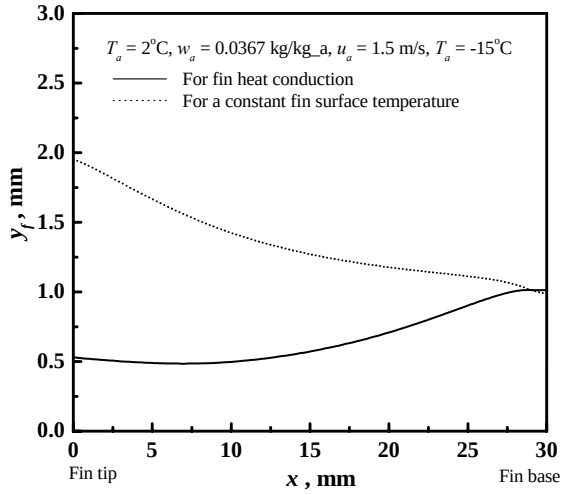

Fig. 5 Variations of the frost thickness for two different fin conditions (at 1 hour).

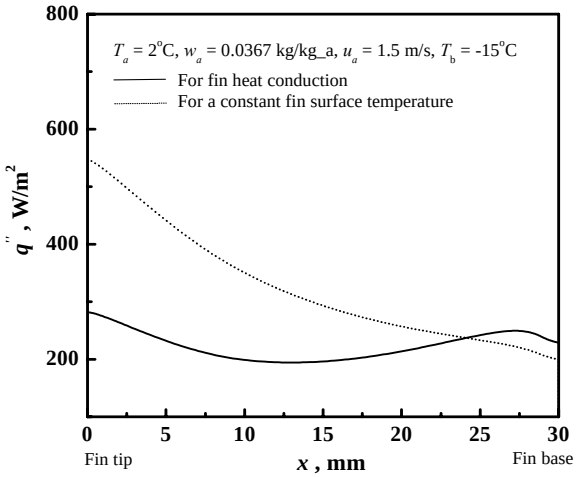

Fig. 6 Variations of the average heat flux for two different fin conditions (at 1 hour).

반해, 휜 표면 온도가 일정한 휜에서의 서리층 두께는 휜 끝에서 과도한 성장을 보이고, 휜 바탕으로 갈수록 감소한다. 또한, 휜 끝에 형성된 서리층 두께는 약 1.9 mm 으로, 휜의 열전도를 고려한 경우에 비해 약 3 배 이상 과대 예측한다. 이 과도한 서리층 두께는 휜의 열전도를 고려한 경우에 비해 휜 선단에서부터 공기 유로를 더 차단시켜, 열교환기의 열적 성능을 더 저하시키는 것으로 판단된다. 따라서, 휜에 따라 국소 온도분포를 가지는 휜-관 열교환기 휜의 서리층 두께를 휜 표면 온도가 일정한 조건에서 예측하는 것은 바람직하지 못하다.

Fig. 6은 휜의 두 가지 조건에 따른 평균 열유속을 나타낸 것이다. 휜의 열전도를 고려한 평균 열유속은 휜에 따라 전반적으로 균일하게 분포

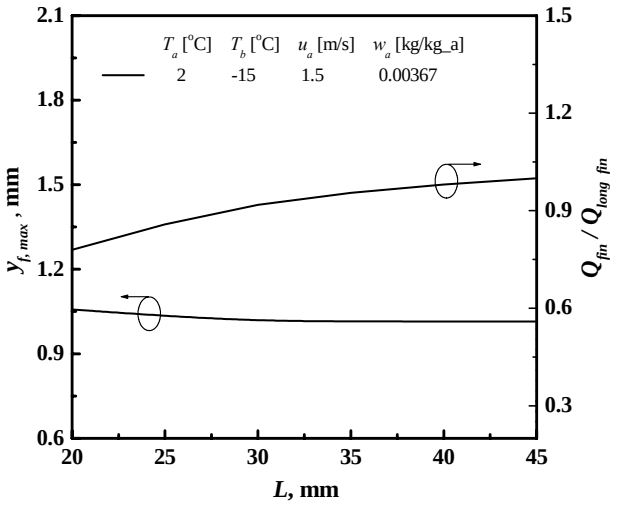

Fig. 7 Maximum frost thickness and heat transfer ratio on fin length variations (at 1 hour).

한다. 그러나, 휜 표면 온도가 일정한 경우, 평균 열유속은 휜 끝에서 과도하게 촉진되고, 휜 바탕으로 갈수록 감소한다. 이러한 현상은 앞서 언급한 바와 같이, 휜 표면 온도와 서리층 두께 성장에 의해 야기된다. 또한, 휜의 표면 온도가 일정한 경우의 평균 열유속은 휜의 열전도를 고려한 경우에 비해 약 28% 정도 과대 예측한다. 이는 열교환기 휜에서의 열유속을 예측함에 있어 휜의 열전도를 고려해야 한다는 것을 반증하고 있다.

3.3 휜의 길이 변화

열전달 성능 향상 및 비용 절감을 위하여 착상 조건하에서 효율적인 열교환기 휜 설계는 상당히 중요하다. 이를 위해, 휜의 열전도를 고려하여 휜의 길이 변화에 따른 최대 서리층 두께 및 열전달비(ratio)를 Fig. 7 에 도시하였다. 최대 서리층 두께는 휜 표면에서 가장 활발하게 서리가 형성되는 곳에서의 서리층 두께를 의미한다. 이 서리층은 공기 유로를 차단시켜 열교환기의 열적 성능을 저하시킨다. 이러한 맥락에서, 휜의 길이에 따른 최대 서리층 두께를 파악한 결과, 이는 휜 바탕에서 형성되어, 결국 휜 바탕 온도에 크게 영향을 받을 뿐, 휜의 길이에 따른 변화는 미미하다. 열전달비는 긴 휜(long fin)에 대한 특정 휜 길이의 열전달로 정의한다. 여기서, 긴 휜은 주어진 운전 조건하에서 휜 전반에 걸쳐 착상이 일어나는 최대 휜 길이(45 mm)를 의미한다. 열전달은 휜 길이가 증가함에 따라 거의 선형적으로 증가하다가, 휜 길이 약 30 mm 이후 증가폭이 둔화되어, 열전달 성

능 향상에 크게 기여하지 못한다. 여기서, 휜 길이에 따른 열전달 성능을 고려하여 열전달 비가 90% 이상일 때, 이 때의 휜 길이를 휜 적정 길이로 간주한다. 이를 근거로 하여, 본 연구에서 휜 적정 길이는 약 27 mm 이다.

4. 결론

본 연구에서는 착상 조건 하에서 열교환기 휜의 열전도를 고려하여 휜 표면에서의 착상 거동을 예측하고자 수학적 모델을 제시하였다. 착상 현상은 공기측 유동방정식, 서리층 내 수증기의 확산방정식 및 휜의 열전도 방정식으로 구성되며, 이들은 서로 연계되어 있다. 휜 표면 온도가 일정한 서리층 두께 및 열전달량은 휜의 열전도를 고려한 경우에 비해 휜 대부분의 영역에서 과대 예측한다. 따라서, 열교환기 휜에서의 서리층 두께 및 열전달량을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 휜의 열전도를 고려하여야 한다. 휜의 열전도를 고려한 경우, 휜의 길이 변화에 따른 최대 서리층 두께 변화는 미미하고, 열전달 증가폭은 휜 길이 약 30 mm 이상에서 둔화되어, 열전달 성능 향상에 크게 기여하지 못한다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단(KEMCO)의 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1) D. Seker, H. Karatas, N. Egrican, 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, pp. 367-374.
2) S. N. Kondepudi and D. L. O’Neal, 1993, “Performance of finned-tube heat exchangers under frosting conditions. I. Simulation model,” *Int. J. Refrigeration,* Vol. 16(3), pp. 175-180.
3) D. K. Yang, K. S. Lee, S. Song, 2006, “Modeling for predicting frosting behavior of a fin-tube heat exchanger,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 1472-1479.
4) Y. Xia and A. M. Jacobi, 2004, “An exact solution to steady heat conduction in a two dimensional slab on a one dimensional fin: application to frosted heat exchangers,” *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, No. 14-16, pp. 3317-3326.
5) H. Chen, L. Thomas, R. W. Besant, 2003, “Fan supplied heat exchanger fin performance under frosting conditions,” *Int. J. Refrigeration*, Vol. 26, pp. 140-149.
6) C. P. Tso, Y. C. Cheng, A. C. K. Lai, 2006, “An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition, with frost thickness variation along fin,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 26, pp. 111-120.
7) K. Kaygusuz, 1994, “Performance of an air-to-air heat pump under frosting and defrosting conditions,” *Applied Energy,* Vol. 48, pp. 225-241.
8) W. A. Miller, 1983, “Frosting Experiments for a heat pump having a one-row spine-fin outdoor coil,” *ASHRAE Journal - American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, Vol. 25(12), pp. 74-74.
9) S. W. Wang and Z. Y. Liu, 2005, “A new method for preventing HP from frosting,” *Renewable Energy,* 30, pp. 753-761.
10) J. Martinez-Frias and S. M. Aceves, 1999, “Modeling of a heat pump with evaporator air dehumidification for reduced frost formation,” *Journal of Energy Resources Technology – Transactions of the ASME*, 121(3), pp. 189-195.
11) S. M. Sami, and T. Duong, 1989, “Mass and heat transfer during frost growth,” *ASHRAE Transactions,* Vol. 95, pp. 158-165.
12) K. A. R. Ismail and C. S. Salinas, 1999, “Modeling of frost formation over parallel cold plates,” *Int. J. Refrigeration,* Vol. 22, No. 5 pp. 425-441.
13) K. S. Lee, W. S. Kim, T. H. Lee, 1997, “A one dimensional model for frost formation on a cold flat surface,” *Int. J. Heat and Mass Transfer,* Vol. 40, No. 18, pp. 4359-4365.
14) J. T. Kwon, H. J. Lim, Y. C. Kwon, S. Koyama, D. H. Kim, C. Kondou, 2006, “An experimental study on frosting of laminar air flow on a cold surface with local cooling,” *Int. J. Refrigeration,* Vol. 29, pp. 754-760.
15) *ASHRAE HANDBOOK*, 1993, Fundamentals. *ASHRAE* Atlanta.
16) J. S. Kim, Y. Y. Kim, K. S. Lee, O, J, Kim, 2006, “Correlation of critical air temperature for frost delay on a cold plate,” *Transactions of the KSME (B)*, Vol. 30, No. 12, pp. 1188-1195.