

〈論 文〉

저온 수직평판에서 착상에 대한 운전조건의 영향

이관수* · 이태희** · 김우승*

(1994년 4월 10일 접수)

The Effect of Operating Conditions on the Frost Formation in a Vertical Plate at a Low Temperature

Kwan-Soo Lee, Tae-Hee Lee and Woo-Seung Kim

Key Words: Frost(서리), Frost Formation(착상), Energy Transfer Resistance(에너지전달 저항), Vertical Plate(수직평판), Mass Transfer(물질전달)

Abstract

In this study, the influence of a frost formed on the vertical plate for different operating conditions(the temperature of the air, the humidity of the air, the velocity of the air, and the temperature of the cooling plate) is investigated. The performance of the heat exchanger is examined by introducing a parameter such as the energy transfer resistance. Correlations which relate frost density, frost thickness and energy transfer resistance to Reynolds number, air temperature and humidity, and cooling plate temperature are developed. Static pressure drop and air flow rate are expressed as a function of free flow area of air.

기 호 설 명

A : 열교환기 면적 [m^2]
 a : 공기의 유로 면적 [m^2]
 H : 열교환기의 길이 [m]
 h_e : 에너지전달계수 [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]
 h_h : 열전달계수 [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]
 h_m : 물질전달계수 [$kg/s \text{ } m^2$]
 h_{sv} : 수증기의 승화 잠열 [kJ/kg]
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 열전도계수 [$W/m \text{ } ^\circ C$]
 Le : Lewis수
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 \dot{m}'' : 질량유속 [$kg/s \text{ } m^2$]
 P : 압력 [Pa]
 \dot{Q} : 에너지전달량 [W]
 \dot{Q}'' : 에너지유속 [W/m^2]

Re : 에너지전달 저항 [$^\circ C/W$]

Re : Reynolds수

T : 온도 [$^\circ C$]

t : 시간 [min]

W : 열교환기의 폭 [m]

w : 절대습도 [kg_w/kg_a]

x : 두께 [mm]

그리스문자

Δ : 차이

δ : 공기의 유로간격 [m]

ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a : 공기

b : Bakelite

e : 에너지

eff : 유효

*정회원 한양대학교 기계공학과

**한양대학교 대학원 기계공학과

- f : 서리층
- p : 냉각면
- s : 표면, 포화상태
- steady : 정상상태
- 0 : 초기상태, 기준상태

1. 서 론

저온 공학분야와 공기조화 냉동분야에서의 급속한 발전으로 인하여 착상조건 하에서의 열 및 물질 전달에 대한 지식이 요구되고 있다. 특히 공기 냉각기와 냉장고의 증발기, 각종 냉동장치 등에서의 저온면과 주위의 기체 사이의 열 및 물질전달 과정의 특성은 이러한 장치를 설계하는데 있어서 매우 중요한 인자로 작용한다. 그러나 착상과정의 복잡한 메카니즘으로 인하여 해석에 상당한 어려움을 겪고 있으며, 일반적인 설계에 적용할 수 있는 실험자료 또한 매우 부족한 실정이다.

최근까지 이루어진 서리의 물성치, 착상조건에서의 열 및 물질전달에 대한 연구는 연구자들에 따라 상이한 결과를 보여주고 있다. Reid 등⁽¹⁾은 냉각면의 온도가 낮을수록 서리층의 밀도가 높아진다고 하였으나, Trammel 등⁽²⁾과 Biguria 등⁽³⁾은 냉각면의 온도가 낮을수록 서리층의 밀도가 낮아진다고

하였다. 공기유속의 영향에 대한 연구의 결과 또한 연구자들에 따라 서로 다른 결론을 도출하였는데, Schneider⁽⁴⁾는 서리층의 성장률이 Reynolds 수와 무관하다고 주장한 반면, O'Neal,⁽⁵⁾ Kamei 등⁽⁶⁾과, Yamakawa 등⁽⁷⁾은 일정 Reynolds수 이하일 때는 서리층의 성장률이 Reynolds수의 영향을 크게 받지만 그 이상의 Reynolds수의 범위에서는 영향을 받지 않는다고 하였다. 공기의 습도의 영향에 대해서는 Reid 등⁽¹⁾은 습도가 높을수록 고밀도의 서리층이 생성된다고 하였으나, Trammel⁽²⁾ 등은 공기의 습도가 높을수록 낮은 밀도의 서리층이 생성된다고 하였다.

이 연구의 목적은 착상현상이 수직 평행판 열교환기의 성능에 미치는 영향을 규명하기 위해서 공기의 온도, 습도, 유속과 냉각면의 온도 등이 서리층의 성장과 서리층의 열적특성에 미치는 영향을 조사하는 것이다. 이를 위하여, 공기를 순환시키는 팬(fan)의 입력주파수를 일정하게 유지하는 조건하에서 운전인자에 따른 서리층의 성장과 열전달, 공기와 냉각면 사이의 에너지전달 저항, 그리고 공기의 유동특성의 변화를 조사하였다.

2. 실 험

이 연구를 위하여 사용된 실험장치는 Fig. 1과

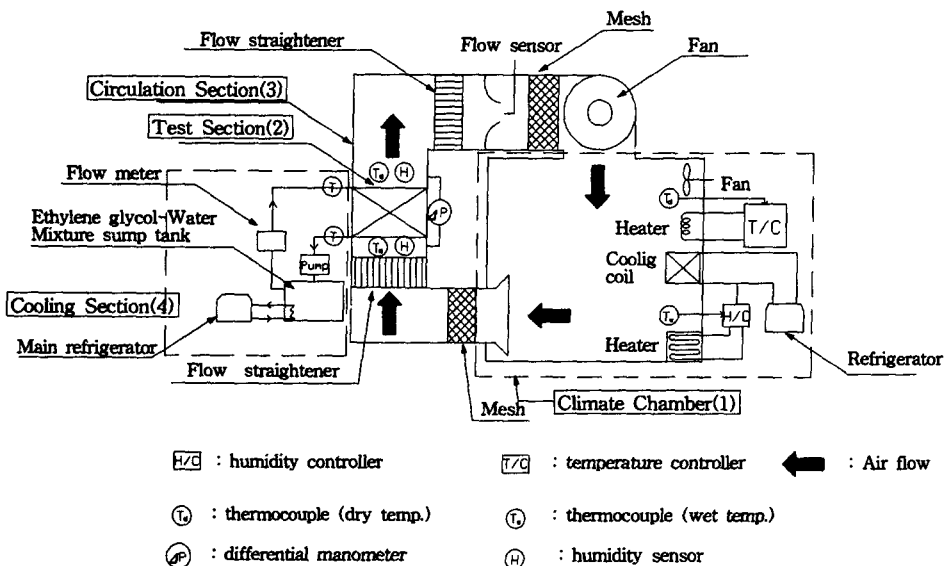


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

같다. 이 장치는 온·습도를 조절할 수 있는 항온항습실(1), 시험 열교환기가 장착되어 있는 시험부(2), 공기를 순환시키는 순환부(3), 그리고, 열교환기의 온도를 유지하기 위한 냉각부(4)로 구성되어 있다.

항온항습실에서 온·습도가 조절된 공기는 순환부를 통하여 시험부에 유입되는데, 시험부로 유입되는 공기의 유량은 순환부에 장착된 팬에 의해 조절된다. 순환부 내부에 설치된 스크린과 flow straightener가 시험부로 유입되는 공기의 흐름을 균일하게 만든다. 이 때 시험부내의 수직평판 열교환기의 표면은 냉각부를 순환하는 냉매에 의해 일정한 온도로 유지된다. 그리고 시험부로 유입된 공기는 수직평판 열교환기와 열 및 물질교환을 한 후 다시 순환부의 유로를 통과하여 항온항습실로 귀환한다. 시험부에는 수직평판 열교환기가 장착되어 있는데, 착상면의 넓이(A)는 0.4 m(W)×0.3 m(H)이고, 초기의 공기유로의 깊이는 0.018 m이다. 열교환기 내부의 냉매유로는 착상면 온도를 균일하게 유지하기 위하여 미로형태로 제작되었다. 그리고, 시험부의 앞면은 착상현상을 시각적으로 관찰할 수 있도록 아크릴판(두께 0.02 m)으로 제작되었다.

수직평판 열교환기와 마주보고 있는 아크릴판의 각 위치(열교환기 선단으로부터의 거리 0.045, 0.115, 0.180, 0.235 m)에 micrometer의 탐침이 들어 갈 수 있는 구멍을 뚫어 서리층의 두께를 측정하였다.

열교환기 표면의 이 위치에 두께 50 μm, 너비 0.01 m의 알루미늄 테이프를 부착하여 테이프 위에 착상된 서리의 질량을 정밀 저울로 측정하여 열교환기 표면에 발생한 착상량과 서리층의 밀도를 측정하였다.

서리층이 열전달에 미치는 영향을 규명하고, 서리층의 열전도계수를 측정하기 위해서는 서리층의 표면 온도와 열교환기 표면의 온도를 알아야 한다. 이 실험에서는 적외선 복사온도계를 서리층의 두께를 측정할 때와 같이 아크릴판에 뚫어 놓은 구멍에 삽입하여 각 위치에서의 서리층의 표면 온도를 측정한다. 이 때 적외선 복사온도계는 T-type 열전대(두께 1/10 mm)를 이용하여 서리층 표면 온도 측정에 대한 보정곡선을 만들어 사용하였다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 열교환기 표면의 각 위치에 T-type 열전대(두께 1/10 mm)를 부착하여 열교환

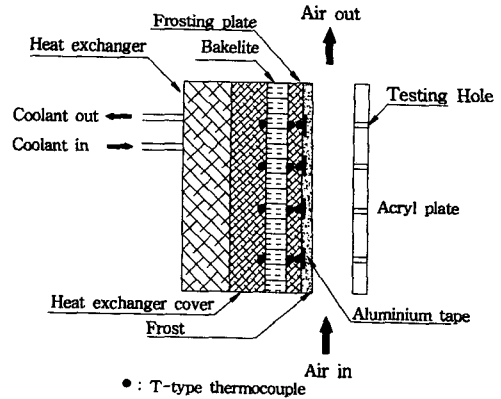


Fig. 2 Side view of heat exchanger in the test section

기의 표면의 온도를 측정하였다.

공기로부터 서리층으로 전달되는 열유속을 각 위치에 따라 측정할 수 있도록 Fig. 2에서 보는 바와 같이 bakelite(두께 0.0014 m)의 양쪽면에 T-type의 열전대(두께 1/10 mm)를 심어 bakelite판을 통하여 일어나는 온도의 변화를 측정하였다.

서리층이 성장함에 따른 시험부를 통과하는 공기 유량의 변화는 순환부에 장착된 유동 노즐과 열선 유속계(hot wire anemometer)를 이용하여 측정하였다.

열교환기를 통과하는 공기의 압력 강하량의 변화는 시험부의 입구와 출구에서의 정압차를 정밀 차압계로 일정 시간간격마다 측정하였다.

2.1 에너지전달 저항의 계산

공기와 냉각면의 평균 에너지전달 저항을 다음의 식과 같이 정의하였다.

$$R_e = \frac{(i_a - i_p) / C_{p,a}}{Q} = \frac{1}{h_e \cdot A} + \frac{x_f}{k_{f,eff} \cdot A} \quad (1)$$

식(1)의 우변의 첫번째 항은 공기와 서리층 표면 사이의 대류 저항이고, 두번째 항은 서리층이 가지는 전도 저항이다. 공기로부터 서리층으로 전달되는 에너지는 모두 bakelite를 통하여 냉매로 전달되므로 위의 식에 나타난 $k_{f,eff}$ 는 다음과 같이 계산한다.

$$k_{f,eff} = k_b \frac{\Delta T_b}{\Delta T_f} \cdot \frac{x_f}{x_b} \quad (2)$$

여기서, ΔT_f 는 서리층 표면의 평균 온도와 냉각면의 평균 온도의 차이이고, ΔT_b 는 bakelite를 통하여

일어나는 온도차이다. 그리고, $k_{f,eff}$ 는 서리층의 내부에서 일어나는 열전도와 수증기의 확산에 의한 에너지전달을 모두 포함하고 있는 유효 열전도계수이며, 이 유효 열전도계수는 일반적으로 밀도의 함수로써, 참고문헌⁽⁸⁾에 따르면 다음과 같다.

$$k_{f,eff} = -8.71 \times 10^{-3} + 4.39 \times 10^{-4} \cdot \rho_f + 1.05 \times 10^{-6} \cdot \rho_f^2 \quad (3)$$

공기와 서리층 표면 사이의 열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다.⁽⁹⁾

$$h_h = \frac{\dot{Q}}{A \left[C_{p,a}(T_a - T_{f,s}) + h_{sv}(w_a - w_{f,s}) \frac{1}{Le} \right] / C_{p,a}} \quad (4)$$

공기로부터 서리층 표면으로 전달되는 에너지 \dot{Q} 는 다음의 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= k_b A \frac{\Delta T_b}{\Delta x_f} \\ &= h_h A (T_a - T_{f,s}) + h_m A (w_a - w_{f,s}) h_{sv} \end{aligned} \quad (5)$$

이 식에서 우변의 첫번째 항은 현열에 의한 열전달이고, 두번째 항은 잠열에 의한 열전달이다. 식(4)를 이용하여 열전달계수를 계산할 경우 Lewis 수를 알아야 한다. 그러나, Lewis수가 열 및 물질전달 계수의 함수이므로 직접적인 계산은 매우 어렵다. 공기와 서리층 표면의 엔탈피를 기준으로하여 공기와 서리층 표면 사이의 평균 에너지전달계수를 표현하면 다음과 같다.

$$h_e = \frac{\dot{Q}}{A \cdot (i_a - i_{f,s}) / C_{p,a}} \quad (6)$$

식(1)과 (6)에서 i_a 는 공기의 엔탈피, $i_{f,s}$ 와 i_p 는 서리층 표면과 냉각면의 평균 엔탈피로써 다음과 같다.

$$i_a = C_{p,a} \cdot T_a + h_{sv} \cdot w_a \quad (7a)$$

$$i_{f,s} = C_{p,a} \cdot T_{f,s} + h_{sv} \cdot w_s(T_{f,s}) \quad (7b)$$

$$i_p = C_{p,a} \cdot T_p + h_{sv} \cdot w_s(T_p) \quad (7d)$$

이 때 $w_s(T_{f,s})$ 는 서리층 표면 평균온도 $T_{f,s}$ 에서의 포화습도, 그리고 $w_s(T_p)$ 는 냉각면의 평균온도 T_p 에서의 포화습도이다.

3. 실험결과 및 고찰

이 연구에서는 착상현상이 수직평행핀 열교환기의 성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 Table 1

에 열거된 실험 조건 하에서 서리층의 열전달 특성을 지배하는 서리층의 밀도, 두께 그리고 공기와 냉각면 사이의 에너지전달 저항 등을 측정하였다. 이 때 공기를 순환시키는 팬의 입력주파수를 실제의 증발기에서와 같이 일정하게 유지시켜 공기의 질량 유량의 감소와 압력 강하량의 변화를 함께 조사하였다.

3.1 서리층의 성장

이 절에서는 시간과 위치에 따른 서리층의 성장과 입구 공기의 온도와 습도, 냉각면의 온도, 그리고 입구 공기의 속도 등의 운전조건이 서리층의 성장과 밀도에 미치는 영향에 대하여 설명하였다. 이 때, Figs. 4~11의 서리층의 두께 및 밀도는 평판 전체의 평균 값을 나타낸 것이다.

Fig. 3은 서리층의 성장을 위치와 시간에 따라 도시한 것이다. 서리층의 두께는 열교환기의 입구에서 큰 값을 보이며, 입구와 출구에서의 서리층의 두께의 차는 시간과 함께 증가하고 있다. 이러한 결론은 기존의 연구 결과^(10,11)와 일치하는 것이다. 이는 열교환기의 선단은 출구에 비하여 상대적으로 공기 중에 포함된 수증기의 양이 많아 물질전달의 추진력이 크기 때문이다. 그리고, 초기에는 서리층 두께가 빠르게 성장하지만, 시간이 경과함에 따라 성장 속도는 둔화된다. 이는 착상 초기의 서리층은 매우 얇고 거칠어 물질전달을 촉진시키기 때문에^(10,12) 서리층은 매우 빠른 속도로 성장하지만, 이러한 초기상태가 지나면 서리층이 열 및 물질전달에 대한 저항으로 작용하여 물질 전달량이 급격히 감소하여 성장속도가 감소되었기 때문이다.

3.1.1 입구공기 온도의 영향

Fig. 4는 공기 온도의 변화가 서리층 두께의 변화에 미치는 영향을 보여준 것이다. 입구 공기의 온도가 높을수록 얇은 서리층이 형성되었다. 공기의 온도가 증가하면 공기와 서리층 사이의 물질전달량은 증가하지만, 서리층 내부의 온도구배가 증가하여 밀도가 높아지기 때문에 서리층의 두께는 작아졌다.

입구공기의 온도에 따른 서리층의 밀도에 미치는 영향을 Fig. 5에 나타내었다. 입구공기의 온도가 높을수록 높은 밀도의 서리층이 발생하는데, 이는 서리층 표면으로 전달되는 에너지 유속이 증가하여 서리층 내부의 온도구배와 수증기압의 구배가 커짐

Table 1 Experimental conditions

	Symbol for each condition	Inlet air temperature (°C)	Inlet air humidity (%)	Cooling plate temperature (°C)	Initial inlet air velocity (m/s)
Baseline condition	BC	8	70.0	-15	3.9
Low air temperature condition	TL	5	86.1	-15	3.9
High air temperature condition	TH	11	57.2	-15	3.9
Low air humidity condition	HL	8	60.0	-15	3.9
High air humidity condition	HH	8	80.0	-15	3.9
Low cooling plate temperature condition	PL	8	70.0	-26	3.9
High cooling plate temperature condition	PH	8	70.0	-11	3.9
Low initial inlet air velocity condition	VL	8	70.0	-15	1.1
High initial inlet air velocity condition	VH	8	70.0	-15	6.2

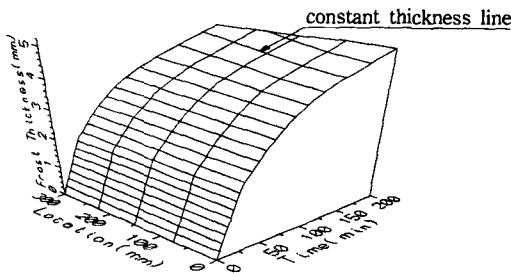


Fig. 3 The growth of the frost layer for the baseline condition

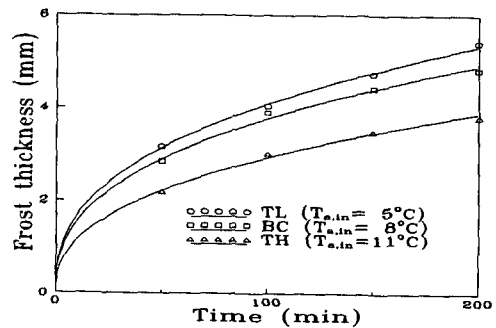


Fig. 4 Effect of air temperature on the frost thickness

에 따라 서리층 내부로 전달되는 수증기의 양이 많아졌기 때문이다. 그러나, Trammel 등⁽²⁾은 서리층의 밀도는 공기 온도의 영향을 거의 받지 않는다고 하였다.

3.1.2 입구공기의 절대습도의 영향

Fig. 6에는 수직평판 입구에서의 공기의 절대습

도가 서리층의 성장에 미치는 영향을 도시하였다. 공기의 절대습도가 높을수록 서리층 두께가 증가하였는데, 습공기와 서리층 표면 사이에 물질전달의 추진력이 커졌기 때문으로 판단된다.

Fig. 7은 수직평판 입구에서의 공기의 절대습도가 서리층의 밀도에 미치는 영향을 도시한 것이다. 이 그림을 살펴보면 공기의 절대습도가 높을수록

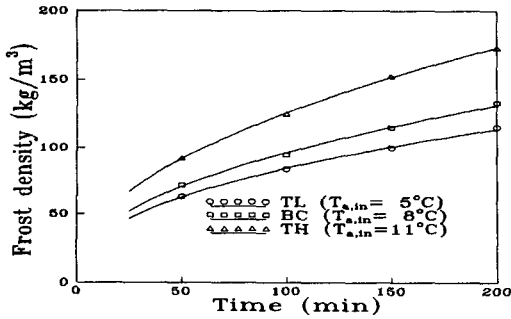


Fig. 5 Effect of air temperature on the frost density

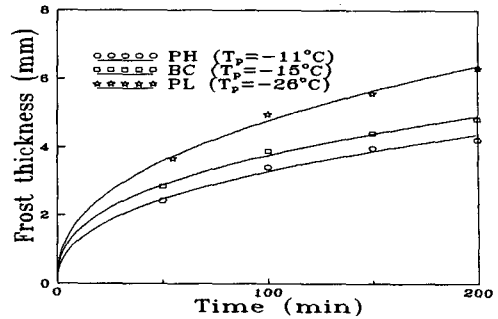


Fig. 8 Effect of plate temperature on the frost thickness

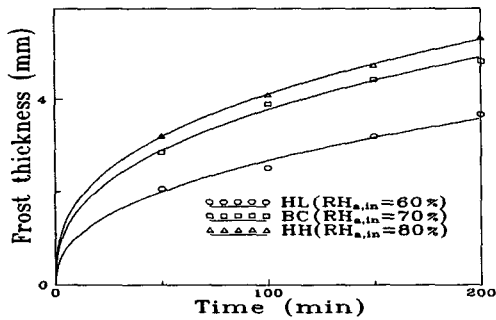


Fig. 6 Effect of air humidity on the frost thickness

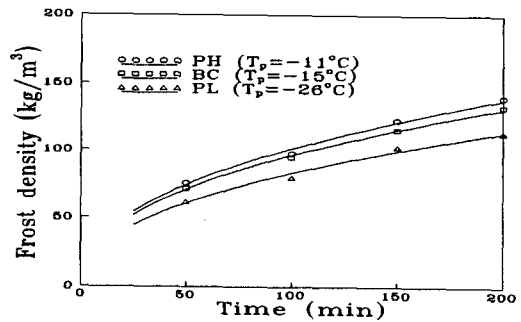


Fig. 9 Effect of plate temperature on the frost density

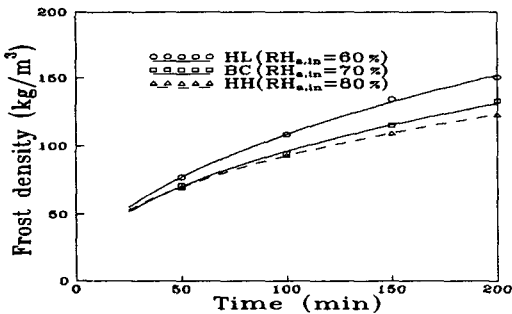


Fig. 7 Effect of air humidity on the frost density

밀도는 감소하였다. 공기의 절대습도가 높을수록 공기로부터 서리층의 표면으로 전달되는 수증기의 질량유속이 증가하지만, 이에 따른 서리층의 두께가 큰 폭으로 증가하여 밀도는 낮게 나타났다. 공기 습도의 증가에 따라 밀도가 감소하는 이 연구의 결과는 Reid 등⁽¹⁾의 결론과 일치하지만, Trammel 등⁽²⁾의 결론과는 상반된 것이다.

3.1.3 냉각면 온도의 영향

Fig. 8에는 냉각면의 온도가 서리층의 성장에 미치는 영향을 도시하였다. 냉각면의 온도가 낮을 수

록 두께가 증가하였는데, 이는 냉각면의 온도가 낮을수록 서리층 표면의 포화 절대습도가 작은 값을 가져 습공기와 냉각면 사이의 물질전달의 추진력이 커졌기 때문으로 판단된다.

냉각면의 온도에 따른 서리층 밀도의 변화를 Fig. 9에 도시하였다. 이 그림으로부터 냉각면의 온도가 낮을수록 밀도는 감소하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 Trammel 등⁽²⁾과 Biguria 등⁽³⁾의 결론과 일치한다. 그러나 본 연구의 이러한 결과는 Reid 등⁽¹⁾의 결론과는 상반된 것이다. 이것은 냉각면의 온도가 낮을수록 습공기로부터 서리층의 표면으로 전달되는 수증기의 질량유속이 증가하지만 서리층의 두께가 큰 폭으로 증가하였기 때문이다.

3.1.4 공기속도의 영향

수직 평판의 입구 공기의 유속이 서리층의 두께의 성장에 미치는 영향을 Fig. 10에 나타내었다. 저유속 조건 ($V_{in}=1.1\text{ m/s}$)의 경우는 다른 경우와 그 성장의 양상이 다르게 나타났는데, 이는 습공기로부터 서리층으로 전달되는 수증기의 양이 매우

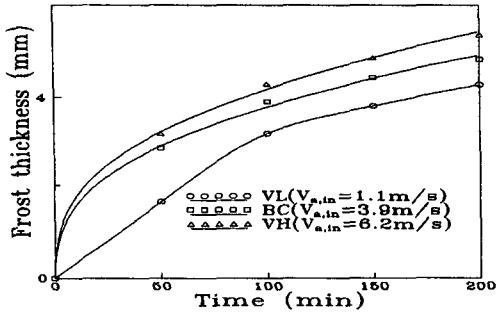


Fig. 10 Effect of air velocity on the frost thickness

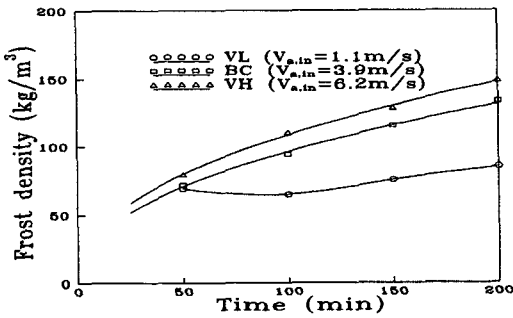


Fig. 11 Effect of air velocity on the frost density

작아 상대적으로 긴 시간동안 착상 초기상태가 유지되기 때문이다.

Fig. 11은 공기의 속도의 변화에 따른 서리층 밀도의 변화를 나타낸 것이다. 입구공기의 속도가 증가하면 서리층의 밀도가 증가하였다. 이러한 경향은 기존의 연구^(1,2)와 일치한다. 이는 공기의 유속이 클수록 에너지전달량이 많아져 서리층 내부의 온도구배가 증가하였기 때문이다. 저유속 조건의 경우를 제외한 모든 경우에 밀도는 시간에 대하여 단조적으로 증가한다. 그러나, 저유속조건의 경우에는 100분이 경과하였을 경우의 밀도가 50분이 경과하였을 때의 밀도보다 작은 것으로 나타났다. 저유속조건에서 발생한 이러한 현상은 Hayashi 등⁽¹⁰⁾이 주장한 바와 같이 착상 초기에 나타나는 현상때문에 일어난 것으로 생각된다.

이 연구를 통하여 얻은 결과를 종합하여 서리층의 평균 두께와 평균 밀도를 여러가지의 인자에 대한 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$x_f = 1.441 \cdot \left(\frac{T_a - 12.3}{T_a - 13.2} \right) \cdot \left(\frac{w_a - 3.710 \cdot 10^{-3}}{w_a - 3.190 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot \left(\frac{T_p + 9.1}{T_p + 8.0} \right) \cdot \left(\frac{Re}{Re_0} \right)^{0.304} \cdot t^{f_1(w_a, Re)} \quad (8)$$

$$\rho_f = 10.297 \cdot \left(\frac{T_a - 14.4}{T_a - 13.3} \right) \cdot \left(\frac{6.413 \cdot 10^{-3} - w_a}{6.059 \cdot 10^{-3} - w_a} \right) \cdot \left(\frac{38.8 + T_p}{45.4 + T_p} \right) \cdot \left(\frac{Re}{Re_0} \right)^{0.24} \cdot t^{f_2(w_a, Re)} \quad (9)$$

위의 두 식에서 시간의 지수는 공기의 절대 습도와 Reynolds수의 함수로 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$f_1(Re, w_a) = 0.18 \cdot (3.17 - w_a/w_0) \cdot (Re/Re_0)^{-0.078}$$

$$f_2(Re, w_a) = 0.21 \cdot (3.14 - w_a/w_0) \cdot (Re/Re_0 - 0.26)^{0.02}$$

식 (8)과 (9)는 최소사승법 (least square method)를 적용하여 구한 식이며, 실험치와의 오차는 10% 내외이다. (저유속조건, $t=50$ min의 경우 제외) 위 두 식의 적용 범위는 다음과 같다.

$$5^\circ\text{C} < T_a < 11^\circ\text{C}$$

$$3.974 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_a < w_a < 5.298 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_a$$

$$-11^\circ\text{C} < T_p < -26^\circ\text{C}$$

$$50 < t < 200 \text{ min}$$

$$2700 < Re < 15200$$

$$Re_0 = 9545,$$

$$w_0 = 4.636 \cdot 10^{-3}$$

(10)

3.2 에너지전달

공기로부터 서리층으로 전달되는 에너지는 식 (5)에 나타 낸 것과 같이 잠열과 현열로 이루어져 있다. 잠열유속과 현열유속, 그리고 총 에너지유속은 초기에 비교적 급격히 감소하고, 그 이후에는 그 감소의 폭이 줄어들어 일정한 값에 수렴한다.⁽¹³⁾

Fig. 12는 공기의 온도, 습도 그리고 속도의 변화에 따른 에너지전달량의 변화를 도시한 것이다. 공기의 속도가 클수록 에너지전달계수가 커져 총 에너지 유속이 큰 값을 갖지만, 저유속 조건의 경우는 에너지 유속의 감소 폭이 상대적으로 작으면서, 변화를 보이는 시간도 길게 나타났다. 이는 앞 절에서 설명한 바와 같이 공기의 속도가 작은 경우에는 서리층의 성장속도가 작아 서리층의 열저항 효과가 상대적으로 작기 때문이다. 공기의 온도가 높을수록 에너지전달의 추진력이 큰 값을 가지며, 서리층의 밀도가 높고, 두께가 얇아 서리층이 가지는 에너지전달 저항이 작아져 큰 에너지 유속을 보였다. 공기의 상대습도가 80%인 경우(고습도 조건)가 70%(기준조건)의 경우보다 초기에는 큰 값의 에너지 유속을 보였으나, 고습도조건의 경우는 에너지 유속이 감소하는 시간이 비교적 길고 그 폭

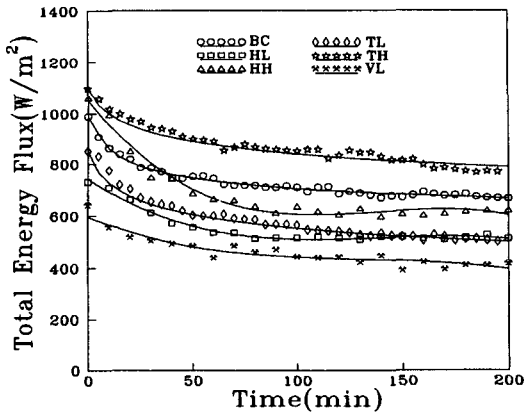


Fig. 12 The variation of total heat flux with respect to time

도 커서, 중국에는 기준조건의 경우보다 작은 값의 에너지 유속을 나타내었다. 그 이유는 고습도조건의 경우 습공기와 냉각면 사이의 에너지전달의 추진력은 증가하지만, 낮은 밀도의 서리층이 두껍게 형성되어 습공기와 냉각면 사이의 에너지전달 저항이 더욱 커졌기 때문이다. 냉각면의 온도가 낮을수록 에너지전달의 추진력이 커져 큰 값의 에너지 유속을 나타냈다.

공기와 냉각면 사이에서 열과 수증기의 전달에 의한 에너지전달이 일어날 때 서리층이 에너지전달의 저항으로 작용 한다. 이러한 저항은 공기와 서리층 사이의 대류에 의한 에너지전달에 대한 저항과 서리층의 내부에서 일어나는 열전도와 수증기의 확산에 의한 에너지전달에 대한 저항으로 구성되어 있으며 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$Re = \frac{1}{h_e \cdot A} + \frac{x_f}{k_{f,eff} \cdot A} \quad (11)$$

여기서, 우변의 첫번째 항은 대류 에너지저항이고, 두번째 항을 전도에너지 저항이다. 착상 초기에는 서리층의 두께가 매우 얇아 에너지전달 저항 중 대부분을 대류 에너지저항이 차지하지만 시간이 경과함에 따라 밀도가 낮은 서리층이 빠르게 성장하여 서리층 내부의 전도에너지 저항이 급격히 증가하여 더 큰 값을 갖는다.⁽¹³⁾ 반면, 대류에너지저항은 계속적으로 감소하고 있는데, 이것은 식(6)의 에너지 전달계수가 계속적으로 증가하는 것을 의미한다.

Fig. 13은 입구공기의 온도와 습도, 유속, 그리고 냉각면 온도의 변화에 따른 공기와 냉각면 사이의 에너지전달 저항(Re)을 도시한 것이다. 입구

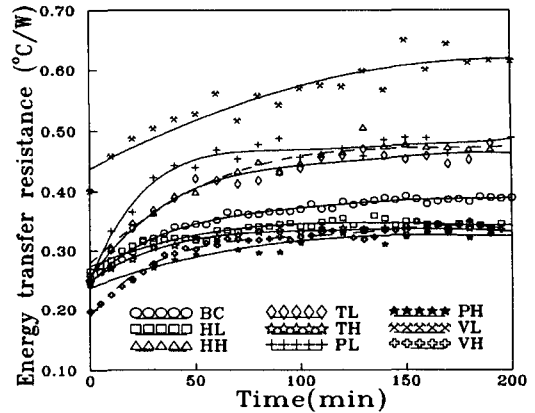


Fig. 13 The variation of energy transfer resistance with respect to time

공기의 습도가 높으면 서리층의 성장이 빠르고 밀도가 낮기때문에 에너지전달 저항은 큰 값을 갖는다. 입구공기의 온도가 높을수록 에너지전달 저항은 작은 값을 보이는데, 이는 서리층의 두께는 작고, 밀도는 높기 때문이다. 냉각면의 온도가 낮을수록 밀도가 낮고 두꺼운 서리층이 형성되기 때문에 큰 값의 에너지전달 저항을 가진다. 입구 공기의 속도가 크면 대류 에너지저항이 작기 때문에 작은 값의 에너지전달 저항을 갖는다. 에너지전달 저항은 저유속조건의 경우에 비교적 긴 시간동안 계속 증가하는 경우를 제외하면 모두 짧은 시간이 경과한 후에 일정한 값에 수렴한다. 100분이 경과한 후에는 에너지전달 저항의 변화량이 매우 작고, 일정한 값으로 수렴한다. 최소자승법을 이용하여 수렴된 에너지전달 저항을 각 운전인자의 함수로 표시하면 다음과 같다.

$$Re_{steady} = 0.1192 \left(\frac{T_a + 47.7}{T_a + 6.6} \right) \cdot \left(\frac{w_a - 7.183 \cdot 10^{-3}}{w_a - 6.308 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot \left(\frac{T_p + 1.2}{T_p - 9.7} \right) \cdot \left(\frac{Re_0}{Re} \right)^{0.325} \quad (12)$$

이 때, Re_{steady} 의 단위는 °C/W이다. 그리고 이 식의 적용범위는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &5^\circ\text{C} < T_a < 11^\circ\text{C} \\ &3.974 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_a < w_a < \\ &5.298 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_w/\text{kg}_a \\ &-11^\circ\text{C} < T_p < -26^\circ\text{C} \\ &2700 < Re < 15200 \\ &Re_0 = 9545 \end{aligned} \quad (13)$$

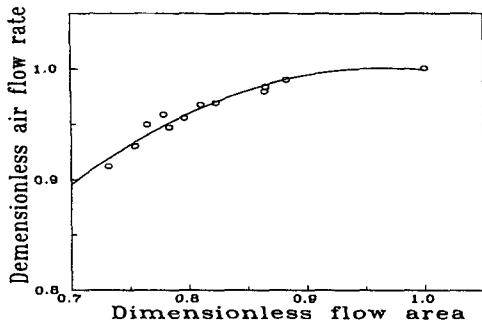


Fig. 14 The variation of dimensionless air flow rate with respect to dimensionless air flow area

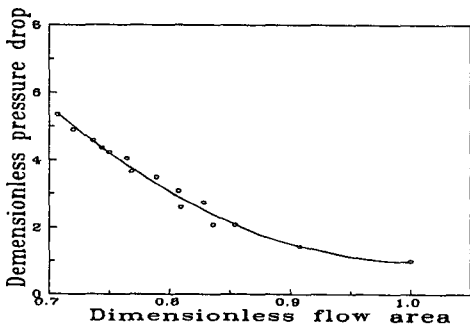


Fig. 15 The variation of dimensionless pressure drop with respect to dimensionless air flow area

3.3 공기의 유동특성

시간이 경과함에 따라 열교환기를 통과하는 공기의 질량 유량은 계속적으로 감소하고 공기가 열교환기 통과할 때 발생하는 압력 강하량은 계속적으로 증가하는데, 이것은 서리층이 계속 성장하여 공기의 흐름을 방해하기 때문이다. 공기의 평균 유로면적 $a(t)$ 에 대한 공기의 질량유량과 압력강하의 변화는 각각 Fig. 14, Fig. 15와 같고, 이를 최소자승법을 적용하여 수식화하면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{m}_a(t)}{\dot{m}_{a,0}} = -0.376 + 2.848\left(\frac{a(t)}{a_0}\right) - 1.473\left(\frac{a(t)}{a_0}\right)^2 \quad (14)$$

$$\frac{\Delta P(t)}{\Delta P_0} = 51.4 - 100.4\left(\frac{a(t)}{a_0}\right) + 50.0\left(\frac{a(t)}{a_0}\right)^2 \quad (15)$$

식(14)와 (15)의 적용범위는 다음과 같다.

$$0.7 < \frac{a(t)}{a_0} < 1.0 \quad (16)$$

이 때, $\dot{m}_{a,0}$, a_0 그리고, ΔP_0 는 착상되지 않은 상태에서의 공기의 질량유량, 공기의 유동면적, 그리고 착상되지 않은 상태에서의 압력강하량이다.

4. 결 론

착상현상이 수직평행 평판 열교환기의 성능에 미치는 영향을 규명하기 위해 공기의 온도, 습도, 유속과 냉각면의 온도 등이 서리층의 성장과 서리층의 열적특성 및 공기의 유동특성에 미치는 영향을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 입구공기의 온도가 높을수록 서리층의 두께가 얇고, 밀도가 높은 서리가 발생하였다.

(2) 입구공기의 습도가 높을 수록, 그리고 냉각면의 온도가 낮을수록 착상량과 서리층의 두께는 증가하였지만, 밀도는 작게 나타났다.

(3) 입구공기의 유속이 빠를수록 서리층의 두께와 밀도는 증가하였다.

(4) 공기와 냉각면 사이의 에너지전달 저항은 공기의 습도의 증가와 함께 증가하지만, 공기의 온도, 냉각면의 온도, 그리고 공기의 유속이 증가할수록 감소하였다.

(5) 공기의 질량유량은 서리층의 성장에 따른 압력 강하의 증가로 감소하였다.

(6) 서리층의 성장에 따른 서리층의 두께와 밀도 그리고, 에너지전달 저항을 공기의 온도, 습도, 유속, 그리고 냉각면의 온도의 함수로 나타내었다. 또한, 공기의 질량유량과 압력 강하를 공기의 자유 유동 면적의 함수로 나타내었다.

참고문헌

- (1) Reid, R. C., Brian, P. L. T. and Weher, M. E., 1966, "Heat Transfer and Frost Formation Inside a Liquid Nitrogen - Cooled Tube," *A. I. Ch. E. - J.*, Vol. 11., pp. 1190~1195.
- (2) Trammel, G. J., Little, D. C. and Killgore, 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.
- (3) Biguria, G., Wenzel, L. A., 1970, "Measurement and Correlation of Water Frost Thermal Conductivity and Density," *I & EC Fundamentals*, Vol. 9, No. 1.
- (4) Schneider, H. W., 1978, "Equation of the Growth Rate of Frost Forming on Cooled Surface," *International Journal of Heat and Mass*

- Transfer*, Vol. 21, No. 3, pp. 1019~1024.
- (5) O'Neal, D. L., 1983, "The Effects of Frost Formation on the Performance of a Parallel Plate Heat Exchanger," Ph. D. Thesis, Purdue University.
- (6) Kamei, S., Mizushima, T., Kifune, S. and Koto, T., 1952, "Research on the Frost Formation in a Low Temperature Cooler Condense," *Japanese Science Review*, Vol. 2, No. 3, pp. 317~326.
- (7) Yamakawa, N., Takahashi, N., and Ohtani, S., 1972, "Forced Convection Heat and Mass Transfer under Frost Conditions," *Heat Transfer Jap. Res.*, Vol. 1, No.2, pp. 1~10.
- (8) Ostin R. and Andersson S., 1991, "Frost Growth Parameters in Forced Air Stream," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, No. 4/5, pp. 1009~1017.
- (9) Varma H. K., Charan V., and Soogappa P., 1978, "Simultaneous Heat and Mass Transfer to Flat Plate in Humid Air Stream under Frosting Condition," *Letters in Heat and Mass Transfer*, Vol. 5, pp. 297~305.
- (10) Hayashi, Y., Aoki, K., Adachi, S. and Hori, K., 1977, "Study of Frost Properties Correlating with Frost Formation Types," *ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 99, No. 2, pp. 239~245.
- (11) Neiderer, D. H., 1976, "Frosting and Defrosting Effects on Coil Heat Transfer," *ASHRAE Trans.*, Vol. 92, No. 1, pp. 467~473.
- (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) 이관수, 이태희, 김우승, 1994, "착상조건하에서 평행 평판 열교환기의 열 및 물질전달," *공기조화·냉동공학회논문집*, 제6권, 제2호, pp. 155~165.