

이산화탄소 냉매를 이용한 냉동탑차용 핀-관 증발기의 서리성장에 따른 열교환기 성능에 관한 해석적 연구

명치욱, 조흥현*[†]

조선대학교 기계공학과 대학원, *조선대학교 기계공학과

Theoretical Study on Heat Exchanger Performance of a Fin-tube Evaporator with Frost Growth in a CO₂ Refrigerator Truck

Chi-Wook Myung, Hong-Hyun Cho*[†]

Department of Mechanical Engineering, Graduate school of Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

*Department mechanical engineering, Chosun University, Gwangju, 501-759, Korea

Abstract

To analyze the cooling performance of fin-tube evaporator in the refrigerator truck using R744 according to frost growth, the analytical model of evaporator was developed under frost and non-frost conditions. The performance of fin-tube evaporator was investigated with frost thickness and indoor temperature. Besides, the performance of evaporator under frost condition was compared to that under non-frost condition. As a result, area of air passage and system performance were decreased as the frost thickness increased. The cooling capacity was reduced by 10%, 20%, 30% when the frost thickness was 0.7 mm, 1.1 mm, and 1.6 mm respectively. At these conditions, the block ratio was 31%, 48%, and 71%. In addition, the outlet quality of refrigerant was not over 1 when the frost thickness was 1.6 mm in spite of high indoor air temperature.

Key words: R744(이산화탄소), Evaporator(증발기), Cooling capacity(냉방용량), Frost(서리), Fin-tube(핀-튜브)

기 호 설 명

k : 열전도도 [W/m·K]
 T : 온도 [°C]
 P : 압력 [kPa]
 V : 속도 [m/s]

S_p : 핀 높이 [m]
 de : 수력직경의 비
 R : 열저항 [m²·k/W]
 h : 열전달계수 [W/m²·k]
 A : 면적 [m]
 d : 직경 [m]
 t : 두께 [m]
 l : 길이 [m]
 t : 두께 [m]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7050, Fax: +82-62-230-7055

E-mail: hhcho@chosun.ac.kr

접수일 : 2012년 4월 30일

심사일 : 2012년 5월 1일

채택일 : 2012년 5월 16일

그리스 문자

ρ : 밀도 [kg/m^3]
 η : 효율

하첨자

f : 서리층
 a : 공기
 max : 최대값
 total : 전체
 r : 냉매
 o : 바깥측
 i : 안측
 s : 표면

1. 서론

현대사회에 있어 냉장시스템은 가정용 냉장고 뿐만 아니라 산업적, 공업적인 목적으로도 널리 이용되고 있는 시스템이다. 이중 산업적 측면에서 운수업에 이용되고 있는 냉동탑차는 온도에 민감하여 변질의 우려가 있는 식료품들을 적정 온도를 유지시켜 원하는 곳까지 안전하게 운반하는데 사용된다. 식료품이 점차 대형화, 집중화, 지역화가 되어가는 추세이므로 저온을 유지하면서 장거리 이동을 할 수 있는 냉동탑차의 필요성은 점차 커져가고 있다. 냉동탑차의 냉동시스템의 고효율화를 위한 연구가 절실히 요구되고 있는 실정이며, 또한 냉동탑차의 냉장시스템 가동 시 증발기에 발생하는 서리는 냉동시스템의 성능저하의 원인이 되므로 이에 대한 연구가 필요하다.

냉동탑차의 냉장시스템 작동시 증발기로 들어오는 습공기가 차가운 열교환기의 표면과 접촉할 때 응축수가 생성된다. 증발기 표면온도가 어는점 이하로 내려갈 경우 서리가 생성되고, 장시간 운전 시 서리가 성장함에 따라 서리층 두께가 증가하게 되면서 증발기를 지나가는 통로를 차단하게 된다. 이는 증발기의 통과하는 풍량이 감소하게 되어 증발기의 서리가 생성되지 않은 부분 즉, 온도가 낮은 부분으로 공기가 지나가게 되고 결국 증발기와 열교환하는 고내(indoor)의 공기온도가

상승하게 되어 냉방용량이 감소하고 동시에 증발기의 성능이 떨어지게 된다. 또한 서리의 성장은 열저항을 증가시켜 냉매와 공기와의 열전달률을 감소시키므로, 서리생성에 따른 증발기의 성능변화에 대한 연구는 냉장시스템의 성능을 유지하여 물품을 신선하게 유지하기 위한 필수적인 고려사항 중의 하나이다.

또한 냉동시스템에 궁극적으로 사용될 냉매로 오존층파괴 및 지구온난화에 미치는 영향이 적은 자연냉매가 많은 연구의 대상이 되고 있다. 이 중 무취, 무독성, 부식성이 없으며 연소와 폭발성이 없고 냉매의 회수가 필요 없는 이산화탄소(CO_2) 냉매가 주목받고 있다. 이산화탄소를 적용한 냉동시스템은 이전부터 여러 분야로 활발히 진행되고 있으나 이를 냉동탑차의 냉장시스템에 적용된 경우는 전무하다.

핀-관 열교환기의 착상현상에 대한 해석적 연구로 Lee^[1]는 상대습도와 핀 피치에 따른 시뮬레이션을 수행하여 핀 피치가 작을수록 열전달율의 감소가 크고 일정 착상 후에는 습도가 낮을수록 열전달이 커짐을 보였다. 또한, Lee and Yang^[2]은 수학적 모델링을 통하여 착상 조건하에서 운전되는 다단 다열의 핀-관 열교환기의 열적 성능을 평가하기 위한 수학적 모델을 제시하였다. Huang et al.^[3]은 핀-관 열교환기에서 서리 두께에 따른 효과를 고려한 해석적 연구를 수행하였으나 대부분 이전의 연구는 사이클이나 열교환기의 일부분만을 해석의 대상으로 하여 연구를 진행하였다. 그러나 서리의 성장을 고려한 열교환기 전체 또는 이의 영향을 받은 사이클의 성능저하에 대한 고찰은 수행되지 않았다. 특히 냉동탑차 시스템에서 이산화탄소를 냉매로 사용하는 경우 서리성장에 따른 열교환기 성능의 감소에 관한 연구는 거의 찾아보기 힘들다.

따라서 본 연구에서는 자연냉매인 이산화탄소 냉매를 적용한 냉동시스템에서 증발기의 해석적 모델을 개발하고 저온조건에서 증발기에 생성되는 서리성장에 따른 증발기의 성능변화를 파악하였다. 특히, 서리성장에 따른 증발기의 용량을 고찰하고자 무착상상태와 착상상태의 증발기 용량을 서로 비교하고 냉방용량이 10%씩 감소되는 서리의 두께를 해석적으로 분석하여 냉방용량을 확

보하기 위한 제상조건에 대한 기초적인 자료를 제공하고자 한다.

2. 모델링 및 해석 방법

Fig. 1은 일반적인 냉동탑차 냉장시스템의 개략도를 보여주고 있으며 현재 실제품으로 냉동탑차에 장착되어 사용되고 있는 증발기의 사양을 참조하여 해석적 모델로 선정하였다. 또한 성능해석을 위한 프로그램은 EES(Engineering equation solver)^[4]를 이용하였다.

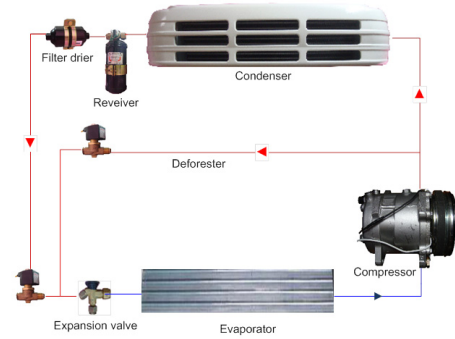


Fig. 1 Refrigerating system of refrigerator truck.

2.1 증발기 모델링

Fig. 2는 본 연구에서 설계된 증발기의 모습을 보여주고 있으며 이는 기존의 R404A를 사용하는 상용탑차용 냉동시스템의 핀-관 열교환기와 동일하게 설계하였다. 증발기의 경우 6개의 관으로 총 8열을 구성하여 설계하였다. 열교환기에서 열전달을 해석하기 위하여 증발기에서의 열전달계수 및 압력강하는 Yun et al.^[5]의 식을 적용하여 모델링하였다. 또한 공기측 열전달계수와 압력강하 식은 Wang^[7]의 식을 사용하였다. 본 연구에서 설계된 증발기의 자세한 사양을 Table 1에 나타내었다.

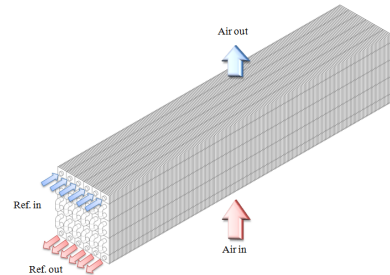


Fig. 2 Schematic of evaporator for modeling.

2.2 서리층 모델링

착상상태를 고려한 열교환기의 성능을 해석적 모델을 통해 분석하는 것은 매우 어렵기 때문에 본 연구에서는 해석의 편의를 위하여 열교환기에 형성된 서리는 균일하고, 서리층 열전달계수는 서리밀도의 함수로 가정하였다. 본 연구에서 서리의 해석에 사용된 서리층의 밀도는 식 (1), 열전달계수는 식 (2)와 같이 표현된다.^{[8],[9]}

$$k_f = 1.202 \times 10^{-3} \rho_f^{0.963} \quad (1)$$

$$\rho_f = 650 \exp^{0.227 T_f} \quad (2)$$

일반적으로 서리성장과 함께 공기가 통과하는 면적이 감소하고 이에 공기의 압력강하는 증가하게

Table 1 Specification of heat exchanger

Contents	Length
Fin interval[mm]	4.56
Fin height[mm]	22.64
Fin width[mm]	26.13
Tube diameter[mm]	9.5
Tube thickness[mm]	0.5
Total size[mm]	864.6(L)×135.8(H)×209(W)

Table 2 Simulation conditions

Parameters	Condition
Air velocity[m/s]	2.5*
Air Indoor air temperature[°C]	1, 3, 5*, 7, 9
Indoor air humidity	Φ=50%
Mass flow rate[kg/h]	10, 12.5, 15*, 17.5, 20
Refrigerant Inlet temperature[°C]	-15.3*
Inlet pressure[MPa]	2.05*
Inlet quality	0.3575*

*Basic operating condition

된다. 서리가 생성된 조건에서 공기측의 압력강하는 Aoki et al.^[10]에 의해 제안된 식을 사용하여 계산하였으며 이는 식 (3)과 같다.

$$\Delta P_a = \frac{f}{2} \rho_a V_{\max}^2 \frac{4S_{p,1}}{de} \quad (3)$$

또한 열교환기에서 서리의 열저항을 고려한 총저항은 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$R_{total} = \frac{1}{h_r A_r} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi kl} + \frac{1}{h_a A_a} + \frac{\ln((d_o + 2t)/d_o)}{2\pi kl} + \frac{t_f}{\eta_s k_f A_f} + \frac{1}{\eta_s h_a A_f} \quad (4)$$

2.3 해석 조건

서리가 성장함에 따라 열교환기의 성능은 점차 떨어지게 되므로 무착상 조건에서의 증발기 성능과 착상 조건에서의 증발기의 냉방용량을 서로 비교하였다. 또한 냉방용량이 10%씩 감소시 생성하는 서리의 두께를 선정하고 이때 증발기의 열교환에 영향을 미치는 고내온도 변화에 대해 성능해석을 수행하였다. 본 연구에서 서리성장에 따른 증발기의 성능특성을 비교하기 위하여 설정된 해석조건은 냉장운전조건(ISO 15502)^[12]을 기준으로 하였으며 자세한 조건은 Table 2에 나타났다.

3. 해석결과 및 고찰

냉동탑차의 냉장운전을 해석하기 위해 먼저 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량을 결정하기 위해 설정된 기본 운전조건에서 냉방용량을 약 3 kW로 선정하였으며, 이후 증발기에 형성되는 서리층의 두께변화에 따른 성능변화를 고찰하였다. 또한 서리생성에 따른 증발기의 성능감소가 10%에서 30%까지 10%씩 감소되는 서리층의 두께를 찾고, 각각의 서리성장 조건에서 고내측 온도변화에 따른 성능변화를 고찰하였다. Fig. 3은 무착상 조건에서 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량 변화에 따른 냉방용량과 증발기 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량이 10 kg/h에서 20 kg/h까지 증가할 때 증발기의 냉

방용량은 2 kW에서 3.8 kW까지 약 90% 증가하고, 증발기 출구의 냉매온도는 4.5°C에서 -8.9°C까지 감소하는 것으로 나타났다. 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 증발기의 냉방용량은 이와 비례하여 증가하게 된다. 냉매의 질량유량이 크게 증가하는 경우 증발기에서 공기와 충분한 열교환이 이루어지지 않아 증발기 출구의 냉매의 온도는 감소하게 된다. 본 연구에서는 3 kW의 냉방용량을 가지는 증발기의 성능해석을 위하여 냉매의 질량유량이 15 kg/h인 경우를 질량유량 조건으로 선정하였고 이를 기준으로 여러 가지 운전조건 변화에 따른 성능해석을 수행하였다.

Fig. 4는 서리층 두께 변화에 따른 증발기의 냉방용량, 증발기 출구온도 및 냉방용량 감소율을 보여주고 있다. 증발기 핀표면의 서리층의 두께가 0 mm에서 2 mm까지 증가할 때 증발기의 냉방용량은 3 kW에서 1.9 kW까지 최대 36%까지 감소하는 것으로 나타났다. 또한 서리층 두께가 1 mm 이상 증가하였을 때 서리층에서의 열저항 증가로 인하여 공기로의 충분한 열전달이 이뤄지지 않고 이에 증발기 출구의 건도가 1이 되지 않고 증발기 출구의 온도가 일정해지는 모습을 보인다. 또한 해석결과 서리의 성장에 따른 증발기의 냉방용량이 10%씩 감소하는 서리층의 두께는 각각 0.7 mm, 1.1 mm, 1.6 mm인 것으로 예측되었다. 이때 증발기에서 생성되는 서리에 의한 핀 사이에서의 차단비(block ratio)는 각각 31%, 48%, 71%로 나타났다.

Fig. 5는 서리층 두께 증가에 따른 공기측의 레이놀즈수와 열저항의 변화를 보여주고 있다. 서리층의 두께가 0 mm에서 2 mm까지 증가할 때 공기측의 레이놀즈수는 약 27% 증가하고 이에 열저항은 50% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 증발기의 핀 표면에 서리가 생성되어 서리층의 두께가 증가함에 따라 공기가 통과하는 공기의 유로가 감소하게 된다. 이로 인해 증발기를 통과하는 공기풍속은 점점 증가하고 따라서 공기의 레이놀즈수가 점차 증가하게 된다. 또한 서리층 두께의 증가는 공기와 냉매사이에 열저항을 증가시켜 열교환량을 감소시켜 증발기의 냉방용량 감소에 주요한 원인이 된다. 본 연구에서는 서리층의 두께가

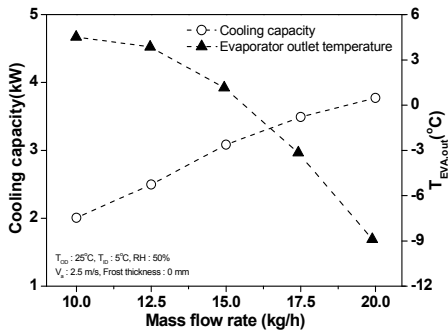


Fig. 3. Variations of cooling capacity and evaporator outlet temperature with refrigerant mass flow rate.

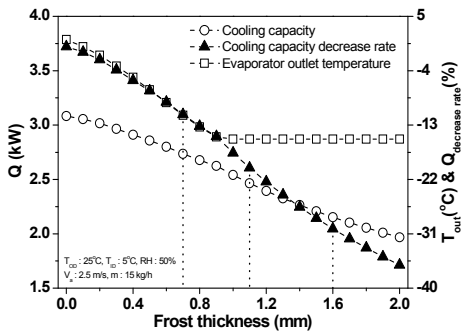


Fig. 4. Variations of cooling capacity and evaporator outlet temperature with frost thickness.

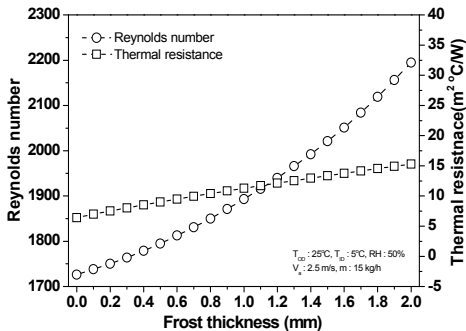


Fig. 5. Variations of Reynolds number and thermal resistance with frost thickness.

0 mm에서 2 mm까지 증가할 때 열저항은 6.4에서 15.3 m² · °C/W까지 약 2.4배 증가하는 것으로 해석되었다.

냉방용량 3 kW를 가지는 증발기에 대해 서리층의 증가에 따른 냉방용량의 감소함을 알 수 있었

으며 냉방용량이 10%씩 감소하는 서리층의 두께가 형성된 조건에서 증발기의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 고내온도 변화에 대한 성능변화를 고찰하였다. 이를 위하여 선정된 각각의 서리층 두께조건에서 고내온도를 1°C에서 9°C까지 2°C씩 상승시키면서 해석을 수행하였다. Fig. 6은 증발기의 각각의 서리층 조건에서의 고내온도 변화에 따른 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 고내온도가 증가함에 따라 냉방용량은 점차 증가하는 경향을 보이고 있으며 이때 고내온도가 1°C에서 9°C까지 8°C 증가할 때 서리층 두께가 0 mm인 경우 약 9% 증가하는 것으로 나타났으며 1.6 mm일 때 46% 정도 증가하는 것으로 예측되었다. 고내온도가 증가함에 따라 증발기의 냉매와 열교환하는 공기와의 온도차가 증가하게 되고, 큰 온도차로 인해 열교환량의 증가로 증발기의 냉방용량은 증가하게 된다. 특히 서리층의 두께가 큰 경우 고내온도 증가에 의한 열교환량의 증가로 성능이 크게 향상되었으며 고내온도 변화에 다른 증발기의 성능변화가 큰 것으로 나타났다.

Fig. 7은 증발기의 각각의 서리층 두께 조건에서 고내온도 변화에 따른 증발기 출구의 냉매온도 및 건도의 변화를 보여주고 있다. 증발기 출구의 건도는 서리층 두께가 증가함에 따라 점차 낮아지며 고내온도가 증가함에 따라 증발기 출구의 건도가 증가하는 경향을 보였다. 서리층 두께가 0 mm인 경우 모든 고내온도 조건에서 증발기 출구의 건도가 1이 넘는 것으로 나타났으며 이에 반하여 서리층 두께가 1.6 mm인 경우는 모든 고내온도 조건에서 건도가 1을 넘지 못하는 것으로 나타났다. 또한 서리층 두께가 0.7 mm와 1.1 mm인 경우는 고내온도가 각각 3°C와 5°C 이내에서 증발기 출구의 건도가 1이 넘지 않는 것으로 예측되었다. 그리고 서리층의 증가에 따라 증발기의 출구의 냉매온도는 점차 증가하는 경향을 보이지만 이는 생성된 서리층 두께에 따라 건도와 유사한 경향을 보인다. 즉, 서리층의 두께가 1.6 mm인 경우 서리층의 열저항의 증가로 인하여 모든 고내 조건에서 건도가 1이 되지 않음으로 증발기 출구의 냉매의 온도도 입구의 온도와 유사한 -15.3°C를 나타냈으며 이에 반하여 무착상 조건에서는 증발기 출구의 냉매온도가 고내공기의 온도와 유사한

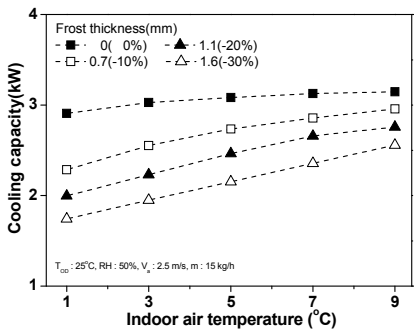


Fig. 6. Variation of cooling capacity with indoor air temperature.

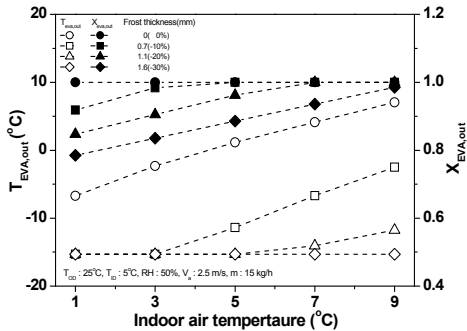


Fig. 7. Variations of evaporator outlet temperature and quality with indoor air temperature.

값을 보이는 것으로 나타났다. 본 연구에 따르면 핀-관 형태의 이산화탄소 증발기에서 서리 성장에 따른 공기유로의 차단비가 70%가 넘으면 냉방용량이 약 30% 이상 감소하는 것으로 나타났으며 서리의 성장이 큰 경우 높은 고내온도에도 불구하고 증발기에서 충분한 냉방용량의 확보가 어려워지며 이때 적절한 고내온도의 유지를 위하여 냉방용량이 크게 감소하지 않는 범위내에서 제상운전이 필요함을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구는 냉동탑차의 냉장시스템에서 증발기에 생성되는 서리가 증발기의 성능에 미치는 영향을 알아보기 위해 서리의 두께 변화에 따른 해석적 연구를 수행하였고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 증발기에 흐르는 냉매의 질량유량이 증가할

수록 냉방용량은 증가하였고, 증발기 출구에서 냉매의 건도감소로 인해 증발기 출구의 냉매온도가 감소함을 예측하였다.

- 2) 서리층의 두께가 증가함에 따라 증발기의 레이놀즈수 및 열저항이 증가함을 확인하였고, 그 결과 냉방용량은 점차 감소하였다. 본 연구에서 냉방용량이 10%씩 저하되는 서리층의 두께는 각각 0.7 mm, 1.1 mm, 1.6 mm로 예측되었으며 이때 증발기에서 생성되는 서리에 의한 핀 사이에서의 차단비는 각각 31%, 48%, 71%로 나타났다.
- 3) 서리성장 조건에서 고내온도가 증가할수록 출구의 건도와 온도가 상승하는 것으로 나타났다으며 이에 냉방용량이 증가하는 것으로 나타났다. 그러나 서리의 성장이 큰 경우 높은 고내온도에도 불구하고 증발기에서 충분한 냉방용량의 확보가 용이치 않으며 이에 적절한 시점에서 제상운전이 필요함을 확인하였다.

후 기

본 논문의 일부는 2012년도 한국지열에너지학회 춘계학술발표대회에서 발표되었음.

참고문헌

1. Lee, J. D., 1998, Numerical Analysis of Heat Exchanger under the Frosting Formation, Thesis for the Degree of Master, Hanyang University. Korea.
2. Yang, D. K. and Lee, K. S., 2005, Analysis of Frosting Performance of a Fin-Tube Heat Exchanger, SAREK, Vol.17, pp.965-973. Korea.
3. Huang, J. M., Hsieh, W. C., Ke, X. J. and Wang, C. C., 2008, The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types, Appl. Thermal Eng. Vol. 28, pp.728-737. China.
4. EES: Engineering Equation Solver, 2006, fchart Software Inc.

5. Yoon, S, H, Cho, E, S and Kim, M, S. 2004, Characteristics of Evaporative Heat Transfer and Pressure Drop of Carbon Dioxide and Correlation Development Near the Critical Point. Proceeding of the SAREK. Vol. 16. No 6. pp530-534. Korea.
6. Churchill, S. 1997, Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes. Journal of Chemical Engineering. Vol. 7. pp91-92.
7. Wang, C, C. 2001, A Comparative Study of Compact Enhanced Fin-and-Tube Heat Exchangers. Heat and Mass Transfer. Vol.44. pp3565-3573.
8. Sanders C., 1974, The influence of frost formation and defrosting on the performance of air coolers, PhD Dissertation. The Netherlands: Delft University.
9. Hayashi Y, Aoki A, Adachi S and Hori K, 1977, Study of frost properties correlating with frost formation types. Journal of Heat Transfer, 99:239-44.
10. 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.97, pp.793-802.
11. D, Seker., 2004, Frost formation on fin-and-tube heat exchangers. Part I-Modeling of frost formation on fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration 27, pp.367-374.
12. ISO 15502, 2005, Household refrigerating appliances characteristics and test methods. International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland.