

착상에 의한 환관형 열교환기의 성능변화에 관한 실험적 연구

김 정 국, 小山 繁, 桑原 憲, 박 병 덕^{**}, 김 동 휘^{**}, 사 용 철^{**}

큐슈대학교 환경에너지공학전공, ^{*}경북대학교 자동차공학과, ^{**}LG전자 디지털어플라이언스 연구소

Experimental Study on the Performance Change of the Fin and Tube Type Heat Exchanger by the Frosting

Jungkuk Kim, Shigeru Koyama, Ken Kuwahara, Byung-Duck Park^{**}, Dong-Hwi Kim^{**}, Yong-Cheol Sa^{**}

Department of Energy and Environmental Engineering, Kyushu University, Kasuga, 816-8580, Japan

^{}Department of Automotive Engineering, Kyungpook National University, Sangju, 742-711, Korea*

*^{**}Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics, Seoul, 153-082, Korea*

(Received November 18, 2008; revision received December 29, 2008)

ABSTRACT: The present study was investigates the effect of the parameters on the frost formation and heat transfer performance such as fin shape, air temperature and air velocity. Heat transfer rate and pressure drop by frost were experimentally investigated. Effect of the wet blub temperature and air velocity on the heat transfer performance has been also investigated. The heat transfer performance of the louver fin and tube type heat exchanger was higher by maximum of 0.85% than the corrugate fin type at the air temperature of 2.0/1.5°C. As the wet blub temperature of air were increased, the heat transfer rate, pressure drop and mass of frost of three test models were increased. Especially, the maximum heat transfer rate and maximum pressure drop were shown for the Type B louver fin heat exchanger. As an experimental result, the enhancement factor(EF) of louver fin and tube type heat exchanger was only 0.2~0.4 due to the high pressure drop.

Key words: Heat transfer performance(열전달성능), Frost mass(착상량), Heat transfer rate(열전달률), Pressure drop(압력강하), Enhancement factor(향상계수)

———— 기 호 설 명 ————		T	: 온도 [K]
C_p	: 정압 비열 [kJ/kg · K]	ΔT	: 온도차 [K]
EF	: Enhancement Factor	\dot{U}	: 체적 유량 [m ³ /s]
h	: 엔탈피 [kJ/kg]		
\dot{m}	: 질량 유량 [kg/s]		그리스 문자
ΔP	: 압력강하 [Pa]		
\dot{Q}	: 열전달률 [W]	ρ	: 밀도 [kg/m ³]
$\Delta \dot{Q}$: 열전달률 변화율 [W]		

† Corresponding author

Tel.: +82-54-530-1335; fax: +82-54-530-1407

E-mail address: bdpark@knu.ac.kr

하첨자

a : 유입공기

- b : 브라인
- Co : corrugate fin
- f : 서리층
- in, out : 입/출구
- Lo : louver fin

1. 서 론

최근 주거/사무 환경의 개선에 따른 실내 공조용 히트펌프의 적용이 증가되고 있으며,⁽¹⁾ 이와 더불어 에너지 소비 증가로 인해 냉난방 시스템의 효율 향상과 함께 국제적으로 에너지 절감에 대한 관심이 높아지고 있다. 이러한 에너지 소비 절감의 방안으로 주거/사무 공간의 냉/난방을 겸용할 수 있는 히트펌프형 시스템 에어컨의 성능향상과 시스템 성능향상에 큰 영향을 주는 주요 요소인 열교환기와 적용 환에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다.⁽²⁾⁽³⁾

특히, 저온 난방운전시 낮은 외기온도 조건에서 증발기 표면의 착상현상은 공조기 성능저하의 주요 원인이 되고 있으며, 이를 개선하기 위한 다양한 연구가 국내/외에서 진행되고 있다.⁽⁴⁾ 하지만 열교환기에서의 착상현상은 공기측 강제대류 조건 등에 의해 공기측의 온도, 습도, 풍속과 더불어 냉각원의 표면온도, 형상, 치수, 표면조도, 흡착성 및 착상시간 등 다양한 정적/동적 변수들로 인하여 실험적 어려움이 따른다.⁽⁵⁾

착상에 관한 연구로서 Xia et al.⁽⁶⁾은 루버 환/마이크로채널형 열교환기에서 착상/제상/재착상에 의한 열수력학적인 특성을 실험적으로 관찰하고, 서리층 두께에 관한 실험적 예측식을 제시하였으며, O'Neal and Tree⁽⁷⁾는 기존의 연구를 정리해 실제 히트펌프 증발기에서 착상의 영향도와 중요성을 강조하였으며, Yan et al.⁽⁸⁾은 평판형 환과 다양한 환/관형 열교환기의 환 피치, 열수, 냉매온도, 공기유량, 습도의 변화에 의한 착상변화, 열전달 및 압력변화특성을 실험적으로 관찰한 바 있다. Koyama et al.⁽⁹⁾은 착상에 대한 기초 연구로 평판형 확대 환군을 이용해 공기온도, 공기유속, 냉각부 온도에 따른 각 평판환의 국부열전달 및 착상 두께에 관한 실험적 결과를 제시하였다. 또한, 착상량과 공기유속에 관한 기초연구로서 Kondepudi et al.⁽¹⁰⁾은 공기 유속 증가에 따라 착상량도 함께 증가되는 결과를 제시한 반면, Yan et al.⁽⁸⁾은 공기 유속이 감소할수록 착상량이 증가되는 상반된 결

과를 제시하기도 하였다. 하지만, 기존 연구에서 열교환기 표면의 착상 분포, 착상량 변화 및 해석 모델에 의한 착상량 예측에 관한 연구는 아직까지 미흡한 상태이다.

본 연구에서는 상기의 선행 연구 및 기존 수행 연구⁽¹¹⁾를 참고로, 동일 냉각제 조건(55 wt% 브라인, 유입온도 : -15 ℃)하에서 운전조건(공기측 건/습구 온도, 공기 유속)에 따른 루버형 열교환기의 압력강하 및 열전달률 변화를 실험적으로 관찰함으로써 착상에 의한 성능변화 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 결과처리

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1는 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 일정온도의 습공기 공급을 유지하기 위한 항온항습실과 일정온도의 냉각제(브라인)를 공급하기 위한 항온조로 구성하였다. 항온항습실내 일정온도의 습공기는 송풍기에 의해 일정유량으로 공급되며, 냉각제는 입구 혼합실, 열교환기, 출구 혼합실을 차례로 순환하게 된다.

본 연구에 적용된 열교환기 시료는 2개의 루버형 모델(Type A, Type B)과 1개의 corrugate 환형 모델(Type C)로서 각 시료의 사양은 Table 1과 같으며, 착상량 측정시 시험부의 탈/부착 및 교체가 용의하도록 분리형으로 제작하였다.

공기의 유량은 열교환기의 토출 쪽에 설치된 오리피스(0.025~0.384 m³/min, ±0.5%)로 측정하였으며, 입구공기는 건습구온도계(VAISARA co. 모델

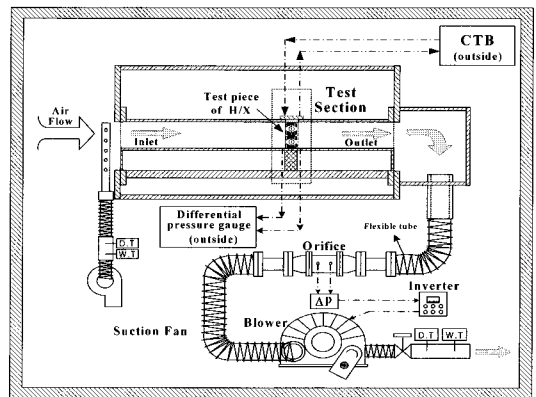


Fig. 1 Schematic of the experimental apparatus.

Table 1 Specification of the heat exchanger

Type	Type A	Type B	Type C
Type	Louver	Louver	Corrugate
Size [W×H×L][mm]	18×42×100	18×42×100	18×42×100
Fin pitch[mm]	1.62	1.68	1.36
Louver No.	10	12	-
Fin No.	59	57	69

Table 2 Experimental conditions and parameters

	Condition and Parameter	Range
Coolant (Brine 55wt%)	Temperature[°C]	-15.0
	Flow rate[m ³ /h]	0.038 ~ 0.04
Air	DB/WB[°C]	2.0/0.5(75.9)
	(Relative humidity(%))	2.0/1.0(83.8) 2.0/1.5(91.8)
	Flow velocity[m/s]	0.5, 1.0, 1.3

HMT337, 측정오차 ±0.2 °C, ±1.7 % RH)를 사용하여 건습구온도 및 상대습도를 측정하였다. 압력강하는 열교환기의 전/후 하단에 압력탭(Ø0.5 mm)을 설치하고, 차압계(0~300 mmAq, ±0.5 %)를 이용하여 측정하였다. 총착상량은 전자저울(Mettler Toledo co., 모델 PR1203, 측정단위 0.001 g)을 사용하여 실험 전/후의 열교환기 시료 중량을 측정하여 계산하였다.

각 실험 조건 및 주요 변수는 Table 2와 같으며, 운전조건 및 착상시간에 따른 루버형 열교환기의 성능 변화에 대한 기존 수행연구⁽¹¹⁾ 결과를 참고하여 운전시간은 30분으로 고정하였다.

2.2 실험결과의 처리

유입공기 측 압력손실은 열교환기 시료 전/후에서 측정된 압력 차로 계산되며, 식(1)과 같다.

$$\Delta P_a = P_{a, in} - P_{a, out} \quad (1)$$

공기측 열전달률(\dot{Q}_a)은 유입공기와 냉각재의 열전달에 의한 현열(\dot{Q})과 물질전달인 착상에 의한 잠열(\dot{Q}_f)을 동시에 고려해야 하므로, 식(2)와 같이 나타낼 수 있으며, 열교환을 통한 냉각재인 브라

인과 유입공기의 총열전달률(\dot{Q})은 식(3)과 같이 열교환기 입/출구 온도차를 이용한 냉각재의 현열량으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_t + \dot{Q}_f = \rho_a \dot{U}_a (h_{a, in} - h_{a, out}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_t = \dot{m}_b C_{p, b} (T_{b, in} - T_{b, out}) \quad (3)$$

Moffat⁽¹²⁾가 제시한 식에 따르면 총열전달률의 불확실도 해석식($\Delta \dot{Q}_t / \dot{Q}_t$)은 식(4)와 같으며, 총열전달률(\dot{Q}_t)의 불확실도(uncertainty)는 ±3.2~±5.6 % 범위였다.

$$\frac{\delta \dot{Q}_t}{\dot{Q}_t} = \sqrt{\left(\frac{\delta \dot{m}_b}{\dot{m}_b}\right)^2 + \left(\frac{\delta C_{p, b}}{C_{p, b}}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{b, in}}{\Delta T}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_{b, out}}{\Delta T}\right)^2} \quad (4)$$

열교환기 성능에 영향을 미치는 중요한 인자인 공기측 압력강하(ΔP_a)와 냉매측 열전달률을 고려한 증가계수(Enhancement Factor, EF)는 열교환기에 주로 적용되는 성능평가 방법으로, 본 연구에서는 식(5)와 같이 corrugate 환에 대한 루버형 열교환기의 압력강하와 열전달률 변화율($\Delta \dot{Q}$)의 비로 나타내었다.

$$EF = \frac{[\Delta \dot{Q}_{t, Lo} / \Delta \dot{Q}_{t, Co}]}{[\Delta P_{a, Lo} / \Delta P_{a, Co}]} \quad (5)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 환 형상에 따른 열전달 및 압력강하 특성

Fig. 2, Fig. 3은 JIS 난방운전 저외기온도⁽¹³⁾능력 운전조건인 건/습구온도 2.0/1.0 °C에서의 환형상별 열전달특성 및 압력강하 분포를 나타낸다.

Fig. 2에서 냉각재/공기간의 열교환이 안정화됨에 따라 열전달률이 일정하게 유지되는 운전시작 10분 이후를 정상상태로 판단하였다. Fig. 2에서 Type B(루버 환형)와 Type C(corrugate 환형)는 거의 동일한 열전달 성능을 나타내고 있으나 Type A(루버 환형)는 다른 두 모델에 비해 최대 18.1 W (59.2%) 성능이 낮게 나타났다. 이는 동일한 온도 조건에서 환 형상과 전열면적 차이에 의한 열전

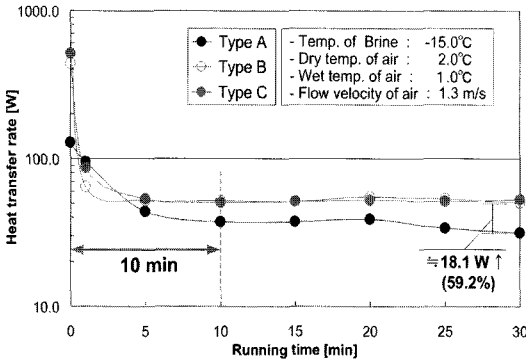


Fig. 2 Heat transfer rate by the fin shape.

달 특성으로 사료된다. Table 1와 같이 동일 크기에서 Type A, B, C의 흰 수는 각각 59, 57, 69 개로 Type C가 다른 두 모델에 비해 열전달 면적이 15% 이상 크므로 corrugate 흰임에도 열전달률이 크게 나타난 것으로 판단된다. Type A, B는 흰 수는 Type C보다 적지만, 루버원을 적용함으로써 루버에 의한 흰 내측의 공기 난류유동 활성화를 통해 열전달성능의 향상을 꾀하였다. 특히 Type B는 전체 흰 수가 가장 적어 열전달면적이 최소임에도 루버 수가 많아 Type C보다 다소 높은 열전달특성이 나타난 것으로 사료된다. 이에 반해, 같은 루버 흰 형태이나 루버 수가 적은 Type A는 Type C에 비해 열전달 성능이 현저히 낮게 나타났으며, 루버에 의한 공기유동 활성화가 전열면적 부족에 의한 전열성능 저하를 보완하지 못한 것으로 판단된다.

Fig. 3의 압력강하 변화에서 Type B는 다른 두 모델에 비해 압력강하가 급격하게 증가하였으며, 압력강하가 가장 낮은 Type C에 비해 최대 264.5 Pa(346.5%) 이상 크게 나타났다. 이는 Type B의 경우, 루버 수가 많으므로 열교환시 루버에 의한 공기유동 활성화와 유동저항에 따른 정체시간 증가로 다른 모델에 비해 착상이 급속히 발생되고, 이로 인한 공기유로 폐쇄 현상이 크게 발생되어 압력강하가 급격하게 증가된 것으로 판단된다. 이에 반해, Type C는 흰 수가 많고 흰 간격이 좁은 조건에서도 압력강하가 가장 낮게 나타났다. 이는 corrugate 흰을 적용함으로써 루버 흰에 비해 공기 유동저항이 작고, 흰 사이 형상이 조밀하지 않아 착상 발생량이 적고 흰 표면에 넓고 고른 착상으로 인해 각 흰 사이로 공기유동 공간이 일정부분 확보된데 따른 결과로 사료된다.

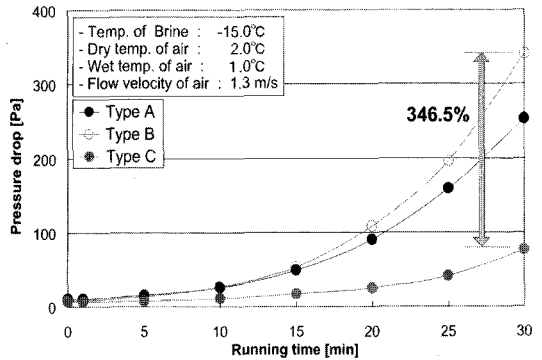


Fig. 3 Pressure drop by the fin shape.

3.2 온도조건에 따른 열전달 및 착상량 특성

Fig. 4는 유입공기 온도조건에 대한 열전달 특성 및 운전종료 후 총착상량을 나타낸다. Type A의 경우, 세 모델 중 상대적으로 작은 열전달면적과 루버에 의한 착상현상 촉진, 이로 인한 급속한 공기유로 폐쇄 등으로 가장 낮은 열전달률을 나타냈다. 가장 낮은 상대습도 조건인 건/습구 2.0/0.5 °C에서, Type A는 흰 표면에 부착되는 착상량이 크지 않아 공기유로 폐쇄현상이 낮으며, 서리에 의한 열저항은 작지만, 전열면적의 부족으로 인해 Type C에 비해 열전달률이 낮게 나타난 것으로 판단된다.

Type B는 습구온도가 증가될수록 착상량이 증가되어 세 모델 중 착상량이 가장 크며, 착상에 의한 열저항도 증가되지만, 루버에 의한 공기 난류유동 활성화로 열전달 특성이 높게 나타난 것으로 사료된다.

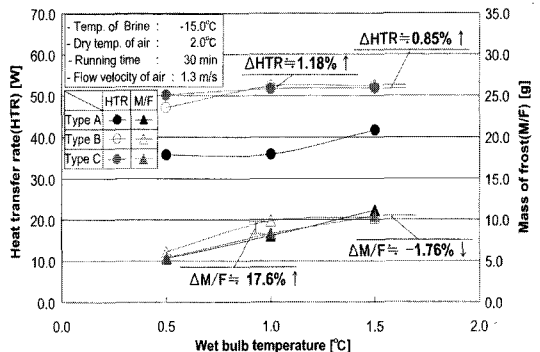


Fig. 4 Heat transfer rate and mass of frost with the wet bulb temperature.

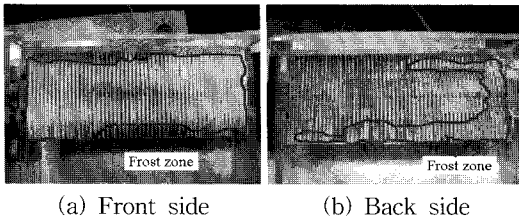


Fig. 5 Frost distribution of the heat exchanger (Type B, 2.0/1.5 °C, 1.3 m/s).

습구온도 1.5°C 조건에서의 열전달률은 전열 면적이 가장 작은 Type B가 Type C에 비해 약 0.85% 향상되었으나 거의 유사하게 나타났으며, 흰 표면 착상량은 오히려 1.76% 감소되었다.

이는 Fig. 5의 착상 사진에서도 일부 확인할 수 있듯이 착상은 열교환기 전면부에서 집중적으로 발생하였고 열교환기 후면부에는 착상이 크게 발생되지 않았기 때문에 후면부 흰 표면에서 발생한 열교환으로 전체 열전달률은 소폭 증가되었고 착상현상은 전면부에 집중됨으로서 총착상량은 오히려 다소 감소된 것으로 판단된다.

3.3 온도조건에 따른 압력강하 특성

Fig. 6은 각 온도조건에 따른 세 열교환기 모델에서의 최대 압력강하 정도를 나타내고 Fig. 7은 전면부의 착상사진이다. Type C는 루버 환 적용으로 공기의 유동저항이 큰 Type A, B에 비해 전체 온도조건에서 최대 압력강하가 가장 낮은 것으로 나타났다. 이에 비해 Type A, B는 루버에 의한 공기유동 저항 증가와 난류유동 활성화로 루버와 흰 전단면 등에 착상 발생이 용이하며, 착상량 증가에 의한 공기 유로 폐쇄가 급속히 진행된다. 따라서 습구온도가 증가될수록 착상량이 증가되어 압력강하도 크게 증가된 것으로 판단된다. 특히, Type B의 경우 루버 수가 많으므로 공기측 유동 저항이 크고, 루버 부분에서

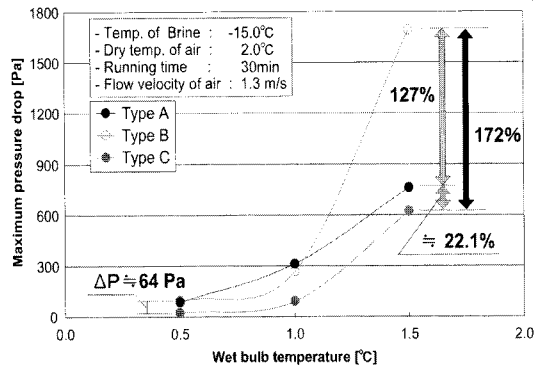


Fig. 6 Maximum pressure drop with the wet bulb temperature.

서리 발생이 용이함으로서 다른 모델들에 비하여 열교환기 시료 흰 내측부에 넓고 빠르게 착상이 증가되며 습구온도 1.5°C 조건에서 Type A, C에 비해 각각 최대 933 Pa(127%), 1070 Pa(172%) 정도로 큰 압력강하가 발생되었다. 이는 Fig. 7의 각 모델별 흰 착상 사진에서도 확인할 수 있는 것과 같이 착상에 의해 전면부 공기유로 폐쇄가 공기의 일시정체를 유도하여 압력강하가 급격히 증가된 것으로 사료된다. Fig. 7에서 Type B의 경우 시료 전면부 착상 형태는 Type C에 비해 오히려 적게 나타난 것으로 보이지만, 실제 흰 폭 방향의 중앙부를 중심으로 흰 사이에 두꺼운 착상층이 형성됨으로 인해 Type C에 비해 공기유로 폐쇄현상이 크게 나타났으며, 이는 공기유로 폐쇄에 의한 압력강하 결과에서도 확인할 수 있다. 이러한 현상은 같은 루버 환형인 Type A에서도 유사하게 나타났다.

3.4 공기 유속에 따른 열전달 및 착상량 특성

Fig. 8은 공기유속 변화에 대한 열전달특성 및 각 열교환기 시료에 발생된 총착상량을 나타낸다. Type A는 Type B, C에 비하여 상대적으로 열전

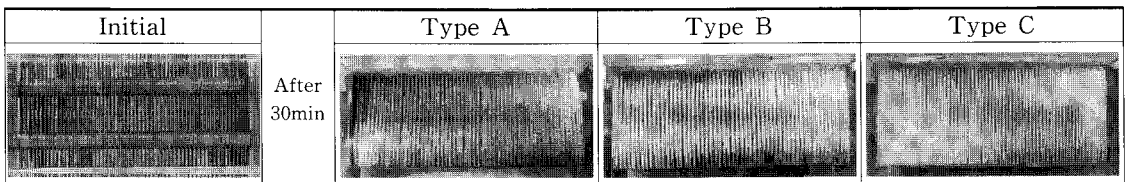


Fig. 7 Frost distribution in the entrance region of the heat exchanger(2.0/1.5 °C, 1.3 m/s).

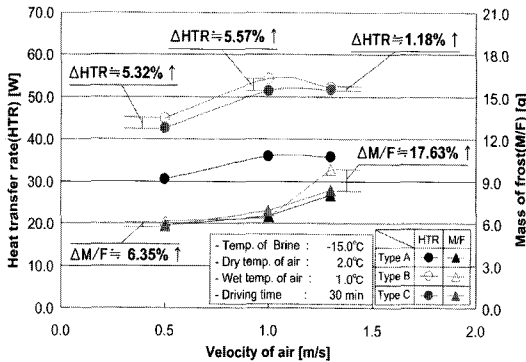


Fig. 8 Heat transfer rate and Mass of frost with the air velocity(at 2.0/1.0°C).

달 성능은 작지만, 총착상량은 루버에 의한 유동 활성화와 공기 저항 증가에 따른 정체시간 증가로 인해 Type C와 비슷한 정도를 나타낸다.

이에 반해, Type B는 루버에 의한 공기측 난류유동 활성화로, Type C는 환 수의 증가에 따른 열전달 면적 증가로 인해 높은 열전달 성능을 보였다.

Type B는 공기유속 0.5, 1.0 m/s 조건에서 Type C와 비교하여 착상량은 약 0.37 g(6.35%) 차이로 거의 동일하거나 다소 감소한데 비하여 열전달률은 각각 5.32%, 5.57% 정도 높게 나타났다. 이는 Type C에 비해 Type B는 작은 열전달 면적에도 불구하고, 루버에 의한 공기측 유동 활성화와 적은 착상량으로 공기 유로공간이 확보되어 열전달 성능이 향상된 것으로 사료된다. 하지만, 공기 유속 1.3 m/s의 경우, 열전달률은 1.0 m/s에 비해 크게 감소되었다. Type B와 Type C의 열전달률 차이는 최대 1.18%로 거의 동일한데 비해, 착상량은 Type B가 약 17.6% 크게 증가한 것으로 나타났다. 즉, 빠른 공기 유속에 의한 열전달률 증가와 루버에 의한 환 사이의 공기유동 저항 증가와 정체 시간 증가로 Type B에서는 운전 초반부터 급격한 착상 현상이 발생되고, 공기 유로가 빠르게 좁아지고 폐쇄되는 현상이 발생하여 열전달률이 크게 감소된 것으로 사료된다. 이는 Fig. 5의 전면부 착상 사진에서도 일부분 확인할 수 있다. 다만, Fig. 5에서 보듯이 열교환기 후면부에는 착상이 크게 발생되지 않으므로 환 표면에서 열교환이 활발히 발생되고, 이로 인해 열전달률이 감소하지 않고 약 1.18% 오히려 소폭 증가된 것으로 판단된다.

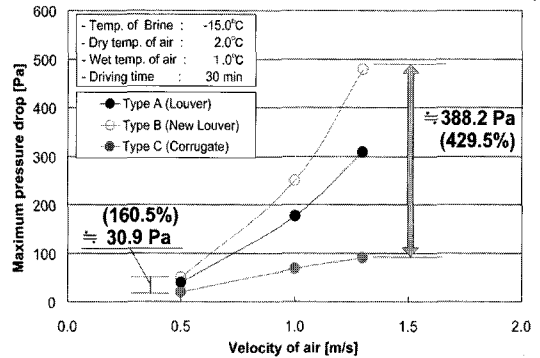


Fig. 9 Maximum pressure drop with the air velocity(at 2.0/1.0°C).

3.5 공기 유속에 따른 압력강하 특성

Fig. 9는 공기유속에 대한 압력강하 특성을 나타낸다. Fig. 9에서 보듯이 각 공기유속에서 최대 압력강하는 Type B에서 가장 크게 나타났으며, 최대 유속 조건인 1.3 m/s의 경우 가장 압력강하가 작은 Type C와 비교하여 최대 388.2 Pa (약 429.5%)정도 크게 증가되었다. 이는 열전달 성능 및 착상량 비교에서도 기술한 바와 같이 루버에 의한 공기 유동저항 증가와 착상에 의해 환 사이의 공기유로가 빠르게 폐쇄됨으로서 전체 압력강하가 급격히 증가한 현상으로 사료된다. 하지만, Type C의 경우는 착상량이 상대적으로 적고, 열교환기 전/후면부 전체에 고르게 착상이 발생되어 공기유로가 Type B에 비해 비교적 넓고 균일하게 확보됨으로서 낮은 압력강하와 함께 높은 열전달 성능이 나타난 것으로 사료된다.

3.6 온도 및 공기유속에 따른 EF 특성

Fig. 10와 Fig. 11은 EF관점에서 정상상태(운전시작 10분후)시 유입공기의 온도조건과 유속조건에 따른 열교환기의 성능변화를 나타낸다.

Fig. 10와 같이 습구온도가 증가함에 따라 Type C 대비 Type A, B의 EF는 증가하는 것으로 나타났다. 앞에서 기술한 바와 같이 루버 원형인 Type A, B의 경우, 루버에 의한 열전달 성능 향상이 이루어졌으나, 루버 환에 의한 유동저항 및 착상량 증가에 따른 압력강하 급상승 등의 원인으로 0.2~0.4정도의 낮은 EF를 보였다. 2.0/1.5°C

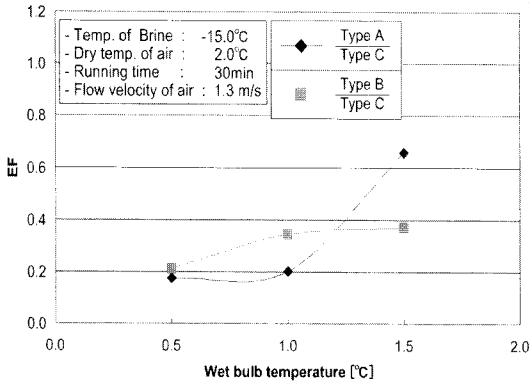


Fig. 10 Effect of the temperature on the EF.

조건에서 최대 EF가 나타났으며, 특히 Type A의 경우 2.0/1.5 °C에서 Type C에 비해 압력강하는 크게 증가되지 않은데 반해, 열전달률의 변화율은 Type C에 비해 상대적으로 크게 증가함에 따라 EF가 급격히 증가된 것으로 사료된다.

Fig. 11와 같이 유속이 증가함에 따라 Type C 대비 Type A, B의 EF는 모두 감소하는 경향을 나타내었으며, 유속 1.3 m/s의 경우 Type A, B는 거의 동일하게 나타났다. 이는 Fig. 8와 Fig. 9에서 보듯이 공기 유속에 따른 세 모델의 열전달률 변화를 차이는 거의 유사하나 각 모델간 압력강하 차이는 공기유속이 증가될수록 급격히 증가함에 따라 EF도 전체적으로 감소 경향을 보인 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

(1) 각 시료의 열전달률, 압력강하 및 총착상량은 동일한 공기온도 조건시 Type B에서 최대로 나타났으며, 건/습구 온도조건 2.0/1.5 °C에서 세 모델 모두 최대 성능이 나타났다.

(2) 루버형인 Type B는 전열면적이 가장 작지만, 루버에 의한 공기유동 활성화로 corrugate형인 Type C에 비해 2.0/1.5 °C에서 열전달률은 0.85% 증가로 거의 유사한 성능을 보였으며, 착상량은 1.76% 감소하였다.

(3) 압력강하는 corrugate형인 Type C에 비해 루버형인 Type A, B에서 크게 나타났으며, Type B는 Type C와 비교해 온도 2.0/1.5 °C 조건에서 최대 172%, 유속 1.3 m/s 조건에서는 최대 429.5%

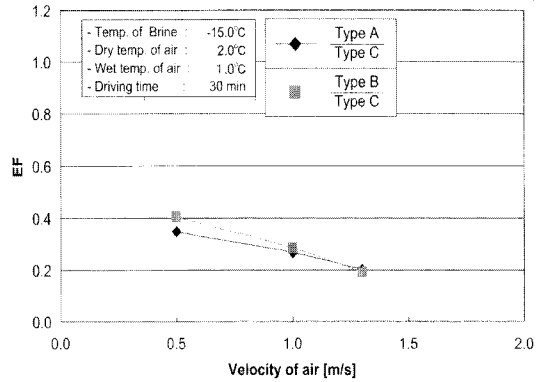


Fig. 11 Effect of air velocity on the EF.

이상 급격히 증가되었다.

(4) 공기온도와 유속변화에 따른 열전달률 변화에 비해 압력강하가 급격히 증가함으로 인해 Type C에 대한 Type A, B의 EF는 0.2~0.4정도로 낮게 나타났다. 따라서 히트펌프용 열교환기의 설계시는 착상에 따른 영향을 고려한 환의 특성 및 사양의 설계가 필요하다.

후 기

본 논문은 LG진자 디지털어플라이언스 연구소의 지원과 경북대학교 2008학년도 학술연구지원금에 의하여 연구되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Cho, K. N., Kim, J. K. and Kim, M. S., 2006, Internal and external air conditioning market, Journal of SAREK, Vol. 35, No. 2, pp. 20-30.
2. Kim, M. H., 2008, The recent movements of heat exchanger development, Magazine of the SAREK, Vol. 37, No. 2, pp. 4-41.
3. IIR(Korea) and Korea Gas Corporation, 2004, The status of cooling energy and police planning in KOREA, Report of Korea Gas Corporation(KOGAS).
4. Shin, S. H., Im, Y. B., Hayase, G., Park, S. K., Kim, J. H. and Cho, K. N., 2006, An experimental study on the performance of evaporator with plate and slit fin under frost

- ing condition, Proceedings of the SAREK 2006 Summer Annual Conference, pp. 657-663.
5. Shimomura, N., 2006, Mechanism of frost formation and prediction of frost growth(in Japanese), Refrigeration, Vol. 81, No. 942, pp. 13-17.
 6. Xia Y., Zhong Y., Hrnjak P. S. and Jacobi A. M., "Frost, defrost, and refrost and its impact on the air-side thermal hydraulic performance of louvered-fin, flat-tube heat exchangers", Int. J. of Refrigeration, Vol. 29, pp. 1066-1079, 2006.
 7. O'Neal D. L. and Tree D. R., 1985, A review of frost formation in simple geometries, ASHRAE Trans. Vol. 91, No. 2, pp. 267-281.
 8. Yan, W. M., Li, H. Y. and Tsay, Y. L., 2005, "Thermofluid characteristics of frosted finned-tube heat exchangers", Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 3073-3080.
 9. Koyama, S., Kim, D. H., Kuwahara, K. and Kondo, C., 2006, An experiment on frosting phenomena in a fin bundle, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, CD-title.
 10. Kondepui, S. N. and O'Neal, D. L., 1989, Effect of growth on the performance of louvered finned tube heat exchangers, Int. J. Refrigeration, Vol. 12, No. 3, pp. 151-158.
 11. Kim, J. K., Koyama, S., Kuwahara, K., Kim, D. H. and Park, B. D., 2008, An experimental study on the performance of the louver fin type heat exchanger by the change of the driving condition, Proceedings of the SAREK 2008 Summer Annual Conference, pp. 440-445.
 12. Moffat, R. J., 1985, Using uncertainty analysis in the planning of an experiment, Trans. of the ASME : J. of Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 173-182.
 13. JIS-C 9612, 1999, Room air-conditioner, p. 55.