

착상조건에서 R134a와 R1234yf를 적용한 핀-관 형태의 증발기 성능 비교

신윤찬¹, 김진현², 조홍현^{3*}

¹조선대학교 기계공학과 대학원, ²조선이공대학교 자동차과, ³조선대학교 기계공학과

Performance Comparison of Fin-Tube Type Evaporator using R134a and R1234yf under the Frost Condition

Yunchan Shin¹, Jinhyun Kim², Honghyun Cho^{3*}

¹Graduate school of Mechanical engineering, Chosun University

²Department of Automobiles, Chosun College University of Science & Technology

³Department of Mechanical engineering, Chosun University

요약 식생활의 향상 및 다양화로 신선한 제품에 대한 요구가 증가하고 있으며, 이에 따라 냉장 및 냉동식품의 저온유통 또한 점차 증가되고 있다. 현재 냉동산업에는 주로 R134a 냉매가 사용되고 있으며 GWP(Global Warming Potential)가 1300으로써 매우 높아 지구온난화에 영향을 미친다. 이를 대체하기 위한 냉매로써 R1234yf 냉매가 있으며, GWP는 4로써 매우 낮다. 냉동탑차 냉장시스템에 사용되는 증발기는 저온조건에서 작동되기 때문에 서리가 형성되어 시스템의 성능을 급격히 감소시킨다. 따라서, 본 연구에서 R134a와 R1234yf 냉매를 작동유체로 사용한 증발기의 성능을 착상조건 하에서 다양한 운전 조건으로 분석하였다. 해석결과, 서리성장 조건에서 공기측 입구온도, 상대습도, 증발온도 변화에 대하여 R134a 증발기의 성능이 R1234yf 증발기보다 더욱 민감하게 나타났으며 서리의 성장 또한 R134a 증발기가 더 크게 나타났다.

Abstract The low temperature distribution of the refrigerated and frozen food has been increased gradually. Refrigeration industry is using R134a refrigerant, which GWP is 1300. R1234yf is an alternative refrigerant of R134a because GWP of R1234yf refrigerant is just 4. Evaporator used in refrigeration truck refrigeration system is operated on low temperature condition. Accordingly, evaporator is formed frost and the formation of frost is rapidly decreased performance of evaporator. In this study, the performance of evaporator using R134a and R1234yf refrigerant was analyzed with operating conditions under frost condition. As a result, the performance of R134a evaporator according to air inlet temperature, relative humidity and evaporating temperature was more sensitive than R1234yf evaporator. Besides, the frost growth of R134a evaporator is steeper than that of R1234yf one.

Keywords : Evaporator, Frost thickness, Refrigeration capacity ratio, R134a, R1234yf

1. 서론

탑차용 냉동시스템의 용도는 단순한 식료품 수송의 목적을 넘어 화장품, 의약품 수송 등 여러 가지 분야로 응용범위가 확대되고 있다. 냉동탑차는 고내의 온도를 항상 일정하게 유지하기 위해 냉동장치를 사용함으로써

일반 탑차에 비하여 많은 에너지를 소비한다. 현재 냉동 및 공조산업 분야에는 HFC계 냉매인 R134a 냉매가 주로 사용되고 있다. 그러나 R134a 냉매는 지구온난화지수(GWP : Global Warming Potential)가 1300으로 매우 높아 자동차 공조시스템에 사용되는 냉매에 관련하여 유럽공동체위원회(EC)에서는 냉매 규제에 대한 법규를 제

*Corresponding Author : Honghyun Cho(Chosun Univ.)

Tel: +82-62-230-7769 email: hhcho@chosun.ac.kr

Received June 3, 2015

Revised August 31, 2015

Accepted September 11, 2015

Published September 30, 2015

정 및 공표하였으며, 2017년 자동차용 에어컨시스템에는 GWP 150 이하인 냉매만을 사용하기로 규정하였다 [1]. 그래서 R134a 냉매를 대체하기 위해 대체냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 신냉매인 R1234yf는 기존의 R134a 냉매와 비등점, 임계온도 및 압력 등 열역학적 물성치가 유사하여 시스템 부품의 교체없이 사용가능하며 GWP는 4로써 150 이하 냉매 사용에 대한 규제기준을 만족한다. R1234yf 냉매는 R134a 냉매보다 증발잠열이 약 18.1% 정도 적고 가연성으로 인한 발화의 단점이 있다. 그러나 R1234yf 냉매의 적은 증발잠열로 인한 냉동용량의 감소는 내부열교환기를 추가함으로써 보완할 수 있으며, 가연성은 무시할 만한 수준이다. 본 연구에서 사용된 R134a와 R1234yf 냉매의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

기존의 대체냉매에 관한 연구를 살펴보면 Kim et al.[2]은 열교환기에 생성되어 공기의 유동면적을 줄이는 서리의 차단비를 이용하여 현재 냉동탑차에 쓰이고 있는 냉매인 R404A와 대체냉매로 거론되고 있는 R744를 적용시켜 해석적 연구를 통해 성능을 비교 및 분석하였다. 고내온도, 실외온도, 압축기 회전수 변화 조건에서 해석을 진행하였으며 해석결과 R744를 이용한 냉장시스템의 성능변화가 서리에 더 민감하게 반응하였음을 보고하였다. Lee et al.[3]은 R134a 대체냉매인 R1234yf를 적용한 가정용 냉동/냉장고의 성능 평가를 실시하였다. 실험결과 최적 냉매량은 기존 R134a 냉매량과 유사하였으며 고온 가혹조건(43℃)에서도 소비전력 및 사이클의 성능 면에서 유사한 특성을 나타내었다고 보고하였다. 또한, Cho et al.[4]은 대체냉매 R1234yf를 적용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능 향상에 관한 연구를 위해 냉매 R134a와 R1234yf의 기본 성능 평가를 실시하였고 대체 냉매 R1234yf 적용 시스템의 성능 개선을 위하여 내부 열교환기를 적용하여 성능을 비교분석하였다. 냉동탑차의 냉동시스템은 저온에서 작동함으로써 증발기에서 서리가 생성된다. 이러한 서리의 생성으로 인해 공기의 유로면적이 줄어들고 열저항의 발생으로 인해 증발기의 성능을 급격하게 감소시킨다. 따라서, 저온조건에서 냉동탑차 냉동시스템의 증발기에 대한 서리층 예측은 매우 중요하다.

기존의 서리층 예측에 관한 연구를 살펴보면 Chen et al.[5]은 핀의 열전도를 고려한 핀 표면에서의 착상 현상을 해석하였고, 이를 실험적 데이터와 비교하였다. Tso

et al.[6]은 직선 핀을 환형 핀(angular fin)으로 증가하여 핀에 따라 불균일한 서리층 성장을 갖는 핀-튜브 열교환기의 성능 예측 모델을 제시하였지만, 이들의 연구는 서리층 성장에 대한 공기유동 변화의 영향을 고려하지 않았다. Schneider[7]는 수평원관에서 서리층 두께에 대한 실험 상관식을 제시하였고 서리층 두께가 원관 지름으로 정의된 Re수와 무관하다고 하였으며, Cremers와 Mehra[8]는 자연 대류 조건하에서 수직 원관에 형성된 서리층의 두께를 시간, 관 표면온도, 서리표면온도의 함수로써 관계식을 제시하였다. 기존의 연구들은 대부분 냉동장치와 자동차용 공조시스템에 국한되어 연구가 진행되어 왔다. 상용탑차 냉동시스템의 경우 점차 이용이 증대되고 있지만, 이에 비해 기존의 연구가 많이 부족한 실정이다. 또한, 대체냉매에 관한 기존의 연구도 자동차용 공조 시스템에 국한되어 있다. 이에 본 연구에서는 R134a 냉매의 대체냉매인 R1234yf 냉매를 적용한 냉동탑차 냉장시스템의 증발기에서 다양한 작동조건에 따른 서리성장을 예측하였고, 이에 대한 증발기의 성능변화를 비교분석하였다.

Table 1. Refrigerant properties

	R134a	R1234yf
Molecular weight [kg/kmol]	102.03	114.04
Boiling point [K]	247.08	243.7
Critical temperature [K]	374.2	367.85
Critical pressure [MPa]	4.06	3.38
Latent heat of vaporization at 25℃ [kJ/kg]	177.8	145.7
Flammability/toxicity	Inflammable	Flammable
Ozone depletion potential	0	0
Global warming potential	1300	4

2. 열교환기 모델링

냉장시스템을 구성하는 요소인 열교환기는 유동 배열과 구조 형태에 따라 효율이 많은 차이가 난다. 이에 본 연구에서는 가장 일반적이고 배수효과가 좋은 핀-관 열교환기를 사용하였으며, 열교환기에 대한 자세한 사항은 Table 2에 나타내었다.

Table 2. Specifications of heat exchanger

Parameter	Unit	Evaporator
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)

2.1 열전달계수 및 압력강하 상관식

본 논문에서는 모델링 대상인 열교환기의 각 열을 등간격으로 나누어 검사체적으로 설정하고 각 검사체적마다 에너지 보존법칙과 열전달 법칙에 근거하여 독립적으로 해석하고, 각 검사체적으로의 출구조건은 다음 검사체적의 입구조건으로 사용하여 냉매가 흐르는 순서에 따라 분석을 순차적으로 진행하는 Chi와 Domanski[9,10]가 제시한 관순법을 이용하여 열교환기를 모델링하였다. R134a와 R1234yf의 이상영역의 열전달계수는 수직·수평관내에서 R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, C₂H₅OH와 같은 할로겐화 탄소나 물 등의 작동유체로부터 얻은 비등 실험결과를 바탕으로 개발되었고 가장 일반적으로 널리 사용되고 신뢰성이 확보된 Gungor-Winterton[13] 상관식을 적용하였으며, 압력강하는 Fanning and Pierre[12] 상관식을 사용하였다. 또한, 공기측 열전달계수 및 압력강하 상관식은 Wang[14]이 제안한 식을 사용하였으며, 본 연구에서 사용된 열전달계수와 압력강하 상관식은 Table 3에 나타내었다.

Table 3. Heat transfer coefficient and pressure drop of R134a, R1234yf and air HX modeling

	R134a & R1234yf		Air
	Single-phase	Two-phase	
Heat transfer coefficient	Dittus and Boelter[11]	Gungor and Winterton[13]	Wang[14]
Pressure drop	Fanning and Pierre[12]	Fanning and Pierre[12]	Wang[14]

2.2 서리층 상관식

열교환기에 생성된 서리는 공기 유로를 차단하여 공기의 흐름을 방해하며, 열저항을 증가시켜 열교환 효율을 떨어트리는 주된 원인이 된다. 습공기로 인한 서리의 성장은 다공성의 서리를 형성하고 확산현상으로 인하여

고밀도의 서리층을 형성하게 된다. 냉동시스템의 열교환기 표면에 생성된 서리의 영향을 고려하기 위하여 서리층 열전달계수를 해석에 반영하였다. 증발기의 서리층 열전도도, 서리밀도, 서리두께는 레이놀즈 수(Re_d), Fourier 수(Fo), 습도비(w_a), 무차원 공기온도(T_a^*), 무차원 표면온도(T_c^*)로 이루어진 수식이며, 본 연구와 유사한 조건에서 개발된 Lee et al.[15]이 제안한 식(1-3)을 이용하여 계산하였다.

$$k_f = k_{ice} \times 0.26259 (Re_d)^{0.49406} (Fo)^{0.18733} \times (w_a)^{-0.25087} (T_a^*)^{-7.20328} (T_c^*)^{5.50054} \quad (1)$$

$$\rho_f = \rho_{ice} \times 0.00008 (Re_d)^{0.44785} (Fo)^{0.21083} \times (w_a)^{-0.53939} (T_a^*)^{23.90830} (T_c^*)^{5.69576} \quad (2)$$

$$y_f = d \times 3.40165 (Re_d)^{0.04316} (Fo)^{0.55559} \times (w_a)^{1.28181} (T_a^*)^{-15.05470} (T_c^*)^{-8.53718} \quad (3)$$

2.3 해석조건 및 방법

냉동탑차 냉장시스템의 증발기의 성능특성을 파악하기 위해 냉장조건(ISO 15502)[16]을 기준으로 공기측 입구온도 및 상대습도, 냉매측 증발온도를 변수로 선정하였으며 이를 변화시켜 가면서 성능해석을 수행하였다. 본 연구에서 성능해석을 위해 설정된 조건은 Table 4에 나타내었다. 본 연구에서 냉동용량설정을 위한 기준조건은 공기측 입구온도 5℃, 상대습도 50%, 공기 입구속도 2 m/s, 냉매측 증발온도 -10℃로 설정하였다. 또한, R134a 증발기의 질량유량이 0.0147 kg/s에서 1톤 상용탑차 냉동용량 기준 2.5 kW로 설정하였으며, R1234yf 증발기는 R134a 증발기와의 성능비교를 위하여 질량유량을 0.0147 kg/s로 동일하게 설정하여 해석을 진행하였다. 일반적으로 증발기의 온도가 0℃ 이하인 경우 서리

Table 4. Simulation conditions

Operating condition	Parameters
Inlet air temperature [℃]	1, 5*, 9
RH [%]	50*, 60, 70, 80
Evaporating temperature [℃]	-10*, -15, -20
Inlet quality [-]	0.23
Mass flow rate [kg/s]	0.0147
Air velocity [m/s]	2

*Standard condition

가 생성된다. 이에 본 연구에서는 여러 가지 운전조건에서 열교환기의 서리 성장 특성을 해석하였으며, 이러한 다양한 착상조건에서의 성능을 해석하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 공기측 입구온도, 상대습도, 냉매측 입구온도인 증발온도를 변화시켜 다양한 조건에서 서리의 성장특성과 증발기의 냉동용량을 해석 및 고찰하였으며, 기존의 연구와 비교분석을 위하여 대표적인 실험결과를 비교분석하였다. Lee et al.[17]은 공기측 입구온도 3℃, 상대습도 78%, 증발온도 -9℃를 기준으로 증발온도를 변화시켜 실험을 진행하였으며, Table 5에 본 연구와의 비교를 위한 기존의 실험적 연구에서 사용된 작동조건을 나타내었다.

Table 5. Operating conditions of Lee's study[17]

Item	Value
Inlet air temperature [°C]	3
Evaporating temperature [°C]	-9*, -12
RH [%]	78
Air velocity [m/s]	2.5

*Standard condition

본 연구에서 개발된 모델링의 검증을 위하여 Lee et al.[17]의 실험적 연구와 비교분석하였으며, 그 결과를 Fig. 1에 나타내었다. 작동시간 60분, 증발온도 -9℃에 대한 R134a, R1234yf 증발기에서의 공기측 압력강하는 각각 240.3 Pa, 235.4 Pa로 나타났으며, 이에 따른 냉동용량비는 각각 53.3%, 49.2% 감소하였다. Lee et al.[17]의 결과에 의하면, 증발온도 -9℃에서 공기측 압력강하는 155 Pa로 측정되었으며, 냉동용량비는 16.7% 감소하는 것으로 보고되었다. 이는 작동시간에 따라 증발기에 서리층이 형성되어 공기유로의 차단으로 공기측 압력강하가 증가하며, 이에 따라 증발기의 용량이 감소하기 때문이다. 작동시간 60분, 증발온도 -12℃에 대한 R134a, R1234yf 증발기에서의 공기측 압력강하는 각각 254.3 Pa, 248.7 Pa로 나타났으며, 이에 따른 냉동용량비는 각각 59.4%, 54.3% 감소하였다. Lee et al.[17]의 결과에 의하면, 증발온도 -12℃에서 공기측 압력강하는 205 Pa

로 측정되었으며, 냉동용량비는 59.6% 감소하는 것으로 보고되었다. 이는 낮은 증발온도에서 서리의 형성이 증가되어 공기측 압력강하가 더욱 증가하게 되며, 이에 따라 증발기의 용량 또한 크게 감소하기 때문으로 사료된다. Lee et al.[17]의 결과보다 본 연구의 결과가 공기측 압력강하와 냉동용량비의 감소율이 평균적으로 크게 나타났다. 이는 Lee et al.[17]의 실험에서는 냉매로써 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였고, 본 연구에서 증발기의 핀 피치보다 크게 설계되었기 때문으로 사료된다. 그러나 이 결과는 본 연구결과와의 경향성이 일치하는 것으로 확인되었다. 기존의 연구와의 비교를 통하여 신뢰성을 검증하였으며, 검증된 해석적 모델을 통하여 입구 공기온도, 상대습도, 증발온도변화에 대한 해석을 진행하였다.

Fig. 2는 입구 공기온도 변화에 따른 서리층 두께와 냉동용량비 변화를 나타낸 것이다. 작동시간 120분에서 공기측 입구온도가 1℃ 일 때, R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 각각 1.25 mm와 1.17 mm로 나타났으

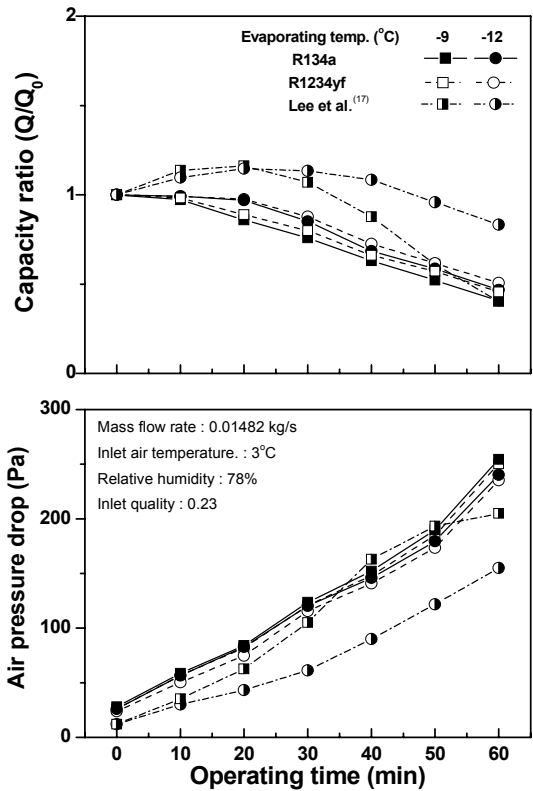


Fig. 1. Comparison of air pressure drop and capacity ratio with evaporating temperature

며, 이에 따라 냉동용량비는 각각 0.90%와 0.36% 감소하였다. 작동시간 120분에서 공기측 입구온도가 9°C일 때, R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 각각 1.58 mm와 1.47 mm로 나타났으며, 이에 따라 냉동용량비는 각각 3.49%와 1.62% 감소하였다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 동일한 상대습도 50%에서의 수분 함량이 증가하기 때문에 서리층 두께가 증가하였으며, 이에 따라 공기유로 차단으로 인하여 냉동용량비의 감소율도 증가한 것으로 사료된다.

Fig. 3은 동일한 공기측 입구온도에서 상대습도 증가에 따른 서리층 두께 및 냉동용량비 변화를 나타낸 것이다. 동일한 건구온도에서 공기의 상대습도 증가는 공기 내에 더 많은 수분을 포함하며, 이슬점온도의 상승으로 인한 더 많은 물질전달을 수반하게 됨으로써 서리층 두께는 증가하게 된다. 가장 낮은 상대습도 50%, 작동시간 120분에서 R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 각각 1.45 mm, 1.30 mm로 나타났으며, 냉동용량비의 감소율은 각각 2.2%, 0.7%로 냉동용량비는 거의 감소하

지 않는 것으로 나타났다. 그러나 수분이 많이 포함된 상대습도 80%, 작동시간 100분에서 R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 동일한 값인 1.98 mm로 가장 크게 나타났으며, 이로 인해 증발기의 냉동용량비 감소율은 각각 64.5%, 61.1%로 가장 큰 것으로 해석되었다.

Fig. 4는 동일한 공기측 입구온도와 상대습도에서 증발온도에 따른 서리층 두께 및 냉동용량비 변화를 나타낸 것이다. 작동시간 120분, 증발온도 -10°C에서

R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 각각 1.45 mm와 1.30 mm로 나타났으며, 이때 냉동용량비는 각각 2.2%와 0.8% 감소하였다. 또한, 작동시간 120분, 증발온도 -20°C에서 R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 각각 1.58 mm와 1.53 mm로 나타났으며, 이때 냉동용량비는 각각 6.8%와 5.5% 감소하는 것으로 나타났다. 이는 증발온도가 낮아짐에 따라 열전달량이 많아지고 이에 대한 물질전달이 증가하여 서리층 두께가 증가하였으며, 공기유로의 차단으로 인해 냉동용량비가 감소한 것으로 사료된다.

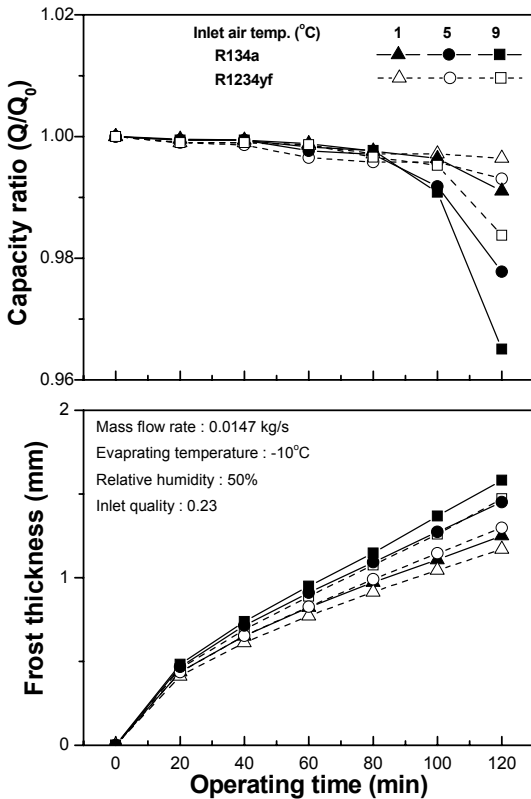


Fig. 2. Comparison of refrigeration capacity ratio and frost thickness with inlet air temperature

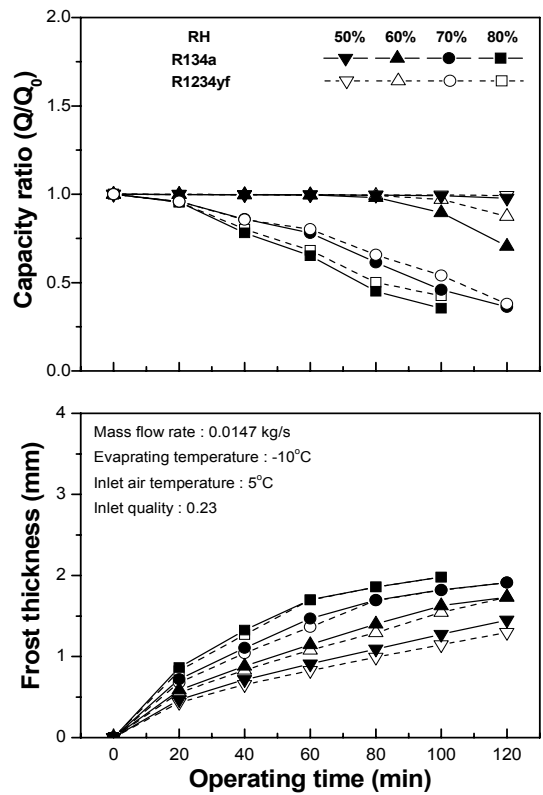


Fig. 3. Comparison of refrigeration capacity ratio and frost thickness with relative humidity

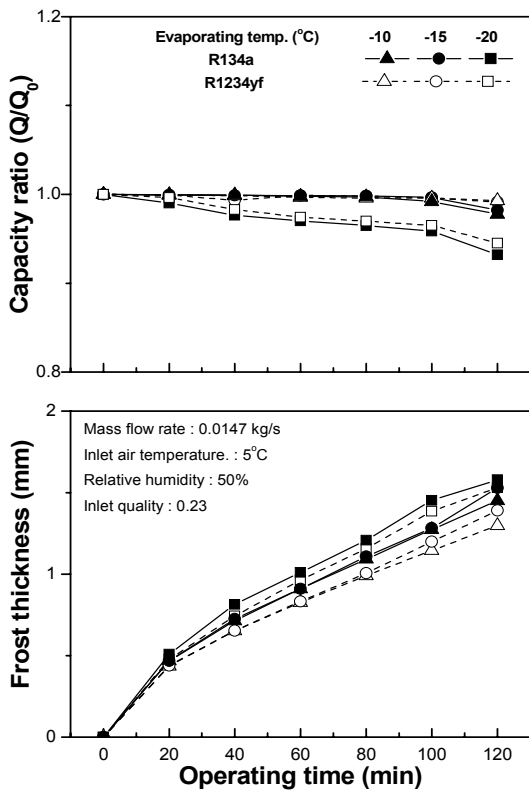


Fig. 4. Comparison of refrigeration capacity ratio and frost thickness with evaporating temperature

저온의 운전조건에서 증발기의 서리형성에 영향을 미치는 주요인자인 입구 공기온도, 상대습도, 증발온도와 같은 다양한 작동조건에서 R134a와 R1234yf 냉매를 적용한 증발기의 성능특성을 분석하였으며, R134a 냉매를 적용한 증발기의 냉동용량은 R1234yf 냉매를 적용한 증발기의 냉동용량보다 성능변화가 더욱 큰 것으로 확인되었다.

4. 결론

본 연구에서는 현재 냉동분야에 널리 사용중인 R134a와 대체냉매인 R1234yf 냉매를 냉동탑차 냉장시스템의 증발기에 적용하여 다양한 운전조건에 따른 성능을 비교 및 분석하였다. 본 연구를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 입구 공기온도의 증가에 따라 서리층 두께는 높게 나타났으며, 9°C에서 R134a와 R1234yf 증발기의 냉동

용량비는 각각 3.49%, 1.62% 감소하였다. 또한, 상대습도 증가에 따른 R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 공기 내에 더 많은 수분을 포함하여 각각 1.98 mm와 1.98 mm로 높게 나타났으며, 이에 따라 냉동용량비는 각각 64.5%와 61.1%로 크게 감소하는 것으로 예측되었다.

(2) 증발온도 증가에 따른 서리층 두께는 저온으로 인하여 증가하였으며, 증발온도 -20°C에서 R134a와 R1234yf 증발기의 서리층 두께는 1.58 mm, 1.53 mm로 나타났다. 이에 따라 R134a와 R1234yf 증발기의 냉동용량비는 각각 6.8%와 5.5% 감소하였다. 전반적으로 R134a 증발기의 냉동용량은 R1234yf 증발기의 냉동용량보다 서리성장에 따른 성능변화가 더욱 크고 민감한 것으로 나타났다.

References

- [1] J. P. Won, UNFCCC Alternative Refrigerant Automotive Air-conditioning System Technology Trends, Magazine of the SAREK, Vol. 39, No. 2, pp. 10-16, 2010.
- [2] S. H. Kim, H. H. Cho, Performance Comparison between R404A and R744 Refrigeration System in Refrigerating Conditions, SAREK Conference, pp. 199-202, 2012.
- [3] J. S. Lee, J. S. Han, M. R. Lee, S. M. Jeon, Performance evaluation of HFO-1234yf as a substitute for R-134a in a Household Freezer/Refrigerator, Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 35, No. 7, pp. 743-748, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2011.35.7.743>
- [4] H. H. Cho, H. S. Lee, C. S. Park, Study on the performance improvement for an automobile air-conditioning system using alternative refrigerant R1234yf, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 201-207, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.6110/KJACR.2013.25.4.201>
- [5] H. Chen, L. Thomas, R. Besant, Modeling frost characteristics on heat exchanger fins: Part II, Model validation and limitations ASRAE Trans., pp.368-376, 2000.
- [6] C. P. Tso, Y. C. Cheng, A. C. K. Lai, An improved model for predicting performance of finned tube heat exchanger under frosting condition with frost thickness

variation along fin, Int. J. of Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 111-120, 2006.

DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.04.009>

- [7] H. W. Schneider, Equation of the growth rate of frost forming on cooled surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, pp. 1019-1024, 1978.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(78\)90098-4](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(78)90098-4)
- [8] C. J. Cremers and V. K. Mehra, Frost formation on vertical cylinders in free convection, ASME J. Heat Transfer, Vol. 104, No. 1, pp. 3-7, 1980.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3245065>
- [9] J. Chi, A computer Model HTPUMP for Simulation of Heat Pump Steady state Performance, NBS, Washington D.C., 1979.
- [10] P. A. Domanski, EVSIM: An Evaporator Simulation Model Accounting for Refrigerant and One Dimensional Air Distribution, NISTIR 89-4133, NIST, Washington D.C., 1989,.
- [11] F. W. Dittus, L. M. K. Boelter, Public Eng. 2, University of California, Berkeley, 1930.
- [12] B. Pierre, Flow resistance with boiling refrigerants-part1, ASHRAE Journal, pp. 58-65, 1964.
- [13] K. E. Gungor, R. H. S. Winterton, A general correlation for boiling in tubes and annuli, International Journal of Heat Transfer, Vol. 19, pp. 351-358, 1986.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(86\)90205-X](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(86)90205-X)
- [14] C. C. Wang, K. Y. Chi, C. J. Chang, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchanger, part II: Correlation, Vol. 43, pp. 2693-2700, 2000.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/s0017-9310\(99\)00333-6](http://dx.doi.org/10.1016/s0017-9310(99)00333-6)
- [15] K. S. Lee, J. S. Kim, D. K. Yang, Dimensionless correlations of frost properties on a cold cylinder surface, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 3946-3952, 2008.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.01.007>
- [16] ISO 15502, Household refrigerating appliances - Characteristics and test methods, International Organization for Standardization, Geneva, Switzerland, 2005.
- [17] K. M. Lee, D. R. Kim, K. S. Lee, Local frosting behavior of a plate-fin and tube heat exchanger according to the refrigerant flow direction and surface treatment. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 64. pp. 751-758, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.027>

조 흥 현(Hong-Hyun Cho)

[종신회원]



- 2005년 8월 : 고려대학교 기계공학과 대학원 (공학박사)
- 2005년 9월 ~ 2006년 10월 : 삼성전자 가전연구소 책임연구원
- 2007년 1월 ~ 2008년 3월 : 미국 NIST 객원연구원
- 2008년 4월 ~ 2014년 2월 : 조선대학교 기계공학과 조교수
- 2014년 3월 ~ 현재 : 조선대학교 기계공학과 부교수

<관심분야>

신재생에너지, 냉동공학, 열전달

신 윤 찬(Yun-Chan Shin)

[정회원]



- 2012년 3월 : 조선대학교 기계공학과(공학사)
- 2014년 3월 : 조선대학교 기계공학과 대학원(공학석사)
- 2014년 3월 : 조선대학교 기계공학과 대학원(공학석사)
- 2015년 3월 : 조선대학교 기계공학과 대학원(박사과정)

<관심분야>

신재생에너지, 냉동공학, 열전달

김 진 현(Jin-Hyun Kim)

[정회원]



- 2007년 8월 : 조선대학교 대학원 기계공학과 대학원 (공학석사)
- 2006년 8월 ~ 2007년 8월 : 한국에너지기술연구원 미활용지열에너지센터 석박사연구원
- 2007년 9월 ~ 2012년 5월 : 조선대학교 산학협력단
- 2013년 2월 : 조선대학교 대학원 기계공학과 대학원 수료(공학박사)
- 2014년 4월 ~ 현재 : 조선이공대학교 자동차과 강의전담교원

<관심분야 >

신재생에너지, 자동차공기조화