

# R1234yf와 R1234yf/R134a의 자동차 에어컨 작동 조건에서의 성능 평가

박 기 정, 이 요 한, 최 대 성, 정 동 수<sup>†</sup>  
인하대학교 기계공학과

## Performance of R1234yf and R1234yf/R134a Mixture under Mobile Air-conditioner Operating Conditions

Ki-Jung Park, Yohan Lee, Daeseong Choe, Dongsoo Jung<sup>†</sup>  
Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received August 6, 2010; revision received September 20, 2010)

**ABSTRACT:** In this study, performance of R1234yf and R1234yf/R134a mixture is measured on a heat pump bench tester in an attempt to substitute R134a used widely in mobile air conditioners (MACs). The bench tester is equipped with a open type compressor providing a nominal capacity of 3.5 kW. All tests are conducted under the summer cooling and winter heating conditions of 7/4 5°C and -7/41°C in the evaporator and condenser, respectively. For R1234yf/R134a mixture, measurements are made at 5%, 10%, and 15% of R134a by mass. Test results show that the coefficient of performance (COP) and capacity of R1234yf are up to 2.7% and 4.0% lower than those of R134a, respectively. For R1234yf/R134a mixture, the COP and capacity are up to 3.9% lower and 3.6% higher than those of R134a. For R1234yf and R1234yf/R134a mixture, the compressor discharge temperature is 4.1~6.7°C lower than that of R134a while the amount of charge is reduced up to 11% as compared to R134a. 90%R1234yf/10%R134a is a better refrigerant than pure R1234yf in that it is less flammable and more compatible with existing R134a system. Based upon the results, it is concluded that R1234yf and R1234yf/R134a mixture are long term environmentally friendly solutions to mobile air-conditioners due to their excellent environmental properties with acceptable performance.

**Key words:** Alternative refrigerant(대체냉매), COP(성능계수), Capacity(냉동용량), R1234yf(냉매 1234yf), Refrigerant mixture(혼합냉매), Heat pump(히트펌프)

기 호 설 명	
COP	: 성능계수
GTD	: 온도구배차 [°C]
GWP	: 지구 온난화 지수

$\dot{m}$	: 질량유량 [g/s]
ODP	: 오존층 붕괴 지수
Q	: 냉동 능력 [W]
T	: 온도 [°C]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

### 하첨자

c : 응축기

*dis.* : 압축기 토출 부분  
*e* : 증발기  
*w* : 2차 유체

## 1. 서 론

지난 반세기 동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 1987년에 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리올 의정서가 체결되었다.<sup>(1)</sup> 이 의정서에 따라 현재 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하게 되었고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 전면 폐기하게 되었다.

이 같은 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 지난 몇 년간 냉동/공조 산업계는 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 전혀 없는 단일 성분 냉매들을 개발하는 데 주로 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행해 왔다. 그 결과 중압용 설비에 쓰이던 CFC12를 대체할 수 있는 R134a가 등장하게 되었는데 이 냉매는 증기압 및 성능 면에서 기존의 CFC12와 비슷해 시스템 최적화를 거처 큰 문제없이 현재 신규 자동차 공조기와 가정용 냉장고 등의 설비에 적용되고 있다.

그러나 R134a는 오존층 파괴지수는 0이지만 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP)가 1430으로 매우 높아 환경적 문제를 가지고 있으며 이에 현재 교토 의정서에 의해 지구 온난화 규제물질로 규정되어 사용이 제한되고 있다.<sup>(2,3)</sup> 이런 추세를 반영하여 유럽 연합은 2011년부터 생산되는 신기종 자동차의 공조기에 R134a를 사용하지 못하게 강제 규정을 만들었으며 앞으로는 지구 온난화 지수가 150이하인 냉매만을 사용해야 한다고 규정하였다. 따라서 현 시점에서는 자동차 공조기에 쓰이는 R134a를 대체할 친환경 대체냉매가 필요하다.

이런 상황 속에서 미국의 냉매 제조업체인 하니웰사(Honeywell)와 듀폰사(DuPont)는 R134a를 대체할 수 있는 새로운 냉매로 R1234yf를 개발하였다. R1234yf의 오존층 파괴지수는 0이며 지구 온난화 지수는 4로 R134a의 지구 온난화 지수인 1430과 비교해 매우 낮다.<sup>(4)</sup> 비록 R1234yf의 환경 지수는 좋지만 냉매 자체가 약한 가연성을 띄고 있어서 앞으로 이에 대한 대책이 마련되어야 한다.

R1234yf는 최근에 새로 개발되었으므로 성능 측정에 대한 연구가 거의 이루어지지 않았다. 2008년에 Minor and Spatz<sup>(5)</sup>는 소형 자동차의 공조기 시스템을 이용하여 R1234yf의 냉동용량과 에너지효율을 측정하였다. 그 결과 R1234yf의 냉동용량과 에너지효율은 R134a와 비교하여 4~8% 정도 낮은 것으로 나타났지만 이 정도의 성능 저하는 시스템 최적화를 통해 극복할 수 있다고 보고하였다. 2009년에 Zilio et al.<sup>(6)</sup>은 자동차 공조기 조건에서 R1234yf와 R134a에 대한 열역학 사이클 시뮬레이션 분석을 수행하여 성능계수와 냉동용량을 계산하고 R1234yf의 성능이 R134a에 비해 2~4% 정도 낮다는 것을 발표하였다. 그러나 R1234yf를 실제 히트펌프 벤치테스터에 충전하여 여름과 겨울 조건에서 냉방 및 난방 성능을 살펴본 연구는 부족한 상태이며 또한 R1234yf의 가연성을 줄이기 위한 연구도 필요하다.

이에 본 연구에서는 지금까지 자동차 공조기의 냉매로 사용되어 온 R134a를 대체할 수 있는 새로운 대체냉매인 R1234yf와 R1234yf에 소량의 R134a를 혼합한 R1234yf/R134a 혼합냉매의 성능을 여름철 냉방 조건과 겨울철 난방 조건에서 측정하고 그 결과를 기존의 R134a의 성능과 비교하여 분석하려 한다.

## 2. 실험장치

### 2.1 벤치 테스터 설계 및 제작

위의 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 냉매와 물이 대향류를 이루며 이동하면서 외부 조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 히트펌프 벤치 테스터 장비를 설계/제작하여 기준 냉매 및 대체냉매의 냉동용량, 성능계수, 압축기 토출온도 등을 측정하고 비교, 분석하였다. Fig. 1은 대체냉매를 실험하기 위해 설계한 냉동용량 3.5 kW(1 냉동톤)의 벤치 테스터를 개략적으로 보여 준다. 본 장치는 미국 표준 연구소(NIST)의 Mulroy et al.<sup>(7)</sup>이 사용한 것과 비슷한 구조로 만들어졌다.

본 실험에서 증발기 및 응축기로 사용한 열교환기는 내경 19.0 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다. Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히 보여 준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내 벽면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각

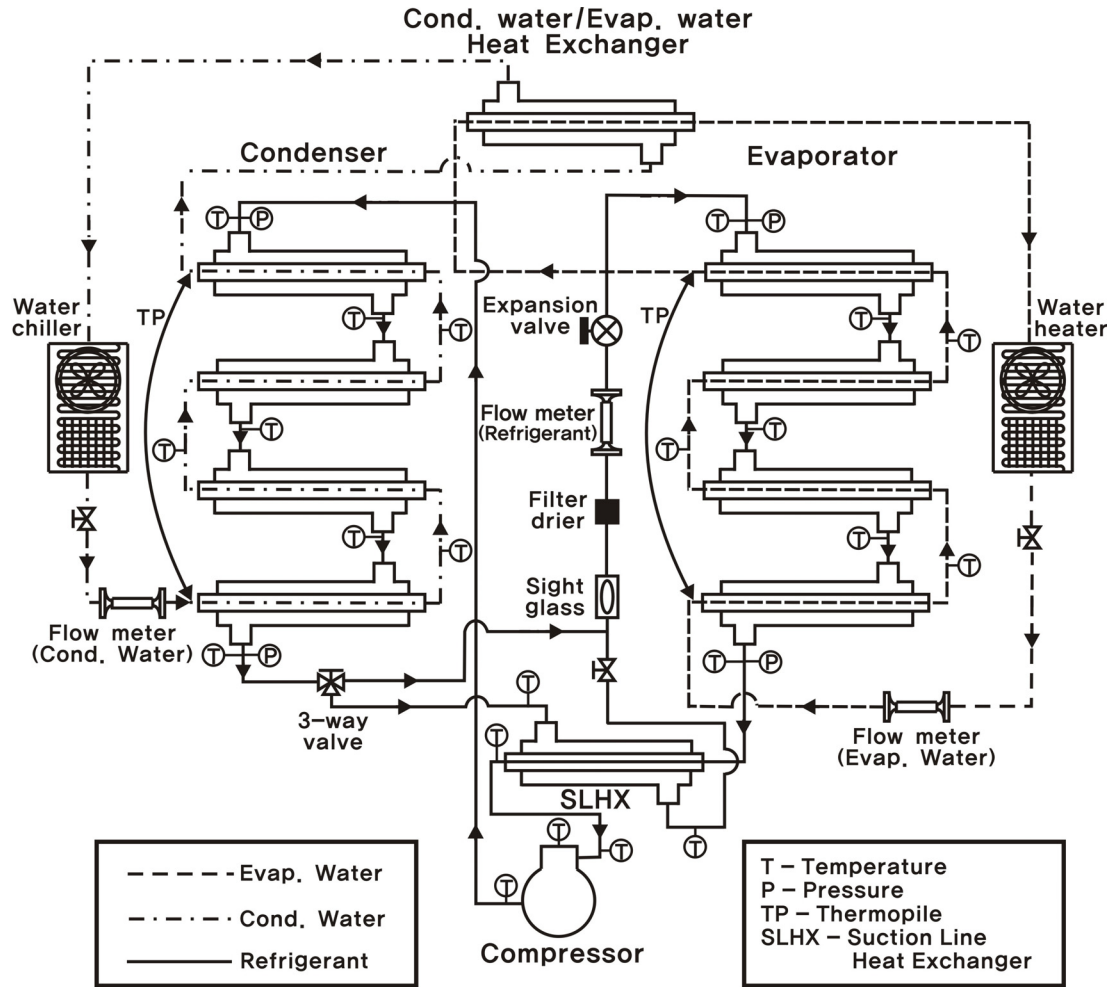


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump bench tester.

0.3536 m<sup>2</sup>이다. 사용된 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였고, 열교환을 극대화시키기 위하여 대향류가 되도록 제작하였다. 냉동 사이클의 특성상 응축기 압력은 20~25기압까지 올라갈 수 있기 때문에 이 같은 고압에서도 시스템이 견딜 수 있도록 하기 위해 모든 접합부는 은납 용접봉을 사용하여 용접하였다.

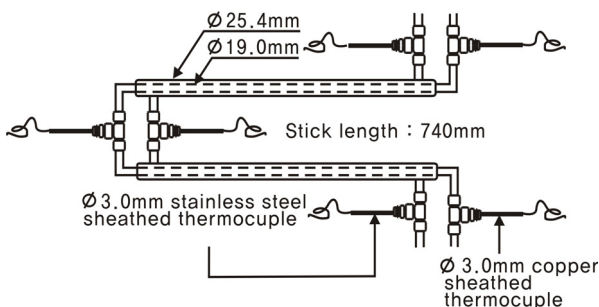


Fig. 2 Details of evaporator connection.

본 실험 장치의 압축기로는 실제 자동차 공조기용 압축기로 개발된 개방형 왕복동식 압축기(HCC/FORD의 FS10)를 전기 모터와 인버터에 연결하여 사용하였다. 응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉되었는지 여부를 확인하기 위해 응축기 출구에 유리로 된 가시화 장치(Sight glass)를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어(Filter dryer)를 설치하여 냉매 속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창 밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다.

증발기의 2차 유체로는 에틸렌글리콜이 질량비로 40% 혼합된 물-에틸렌글리콜 혼합물을 사용하였고 응축기에는 물을 사용하였다. 물의 온도를 일정하게 맞추기 위해 응축기에는 칠러를 사용하였으며 증발기에는 히터를 사용하였다. 그리고 열교환기의 물 측 입구에는 필터를 설치하여 물 속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히

터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 서로 열교환시켜 각각의 용량을 줄였다. 본 실험에서는 열손실을 최소화하기 위해 열교환기 외벽에 3 mm 두께의 스펀지 테이프를 두 겹으로 감고, 그 위에 25 mm 두께의 단열 폼을 덮었으며 그 뒤 열교환기 전체를 50 mm 두께의 유리섬유로 덮었다.

## 2.2 데이터 측정

증발기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 40개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결 부위의 냉매와 물이 흐르는 관 속에 삽입하였고 모든 열전대는 사용에 앞서 정도  $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 의 정밀 온도계로 보정하였다. 응축기의 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해서는 T-type 열전대를 열교환기 표면에 부착하였다. 증발기 및 응축기의 용량을 결정하기 위해서는 각 열교환기로 흐르는 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정해야 한다. 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정하기 위해 6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제작하였고 이 역시 정밀 온도계로 보정한 뒤 물 측 입출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 또한 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보기 위해 압축기의 흡입온도와 토출온도도 측정하였다.

증발기와 응축기의 입출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가  $\pm 0.1\%$  미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매 측 압력을 측정하였다. 한편 압축기 소요 동력은 정도가  $\pm 0.5\%$  미만인 정밀 전력적산계(Wattmeter)를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기 측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성치에 영향을 받지 않고  $\pm 0.2\%$ 의 고정도를 갖는 질량 유량계를 이용하여 증발기 측 2차 유체의 유량을 정확하게 측정하였다. 끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 데이터 로깅 시스템(HP3852A)을 상호 연결하여 수집하였으며, 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하여 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

측정에 따른 실험 데이터의 불확실성은 Kline and McClintock<sup>(8)</sup>이 제안한 오차 파급 방법을 이용하여 예측하였으며 결과를 Table 1에 나타내었다. 성능계수와 냉동용량의 측정에 따른 실험 데이터의 불확

실성은 각각 1.8~2.7%, 1.9~2.7% 정도로 나타났다. 또한 동일 조건에서 5회 이상 실험을 수행하여 데이터의 평균값을 사용하여 실험 결과를 분석하였다.

## 2.3 실험 조건 및 방법

본 연구에서는 자동차 공조기의 여름철 냉방 조건과 겨울철 난방 조건을 모사하기 위해 다음과 같은 두 조건에서 데이터를 취하였다.

- A) 냉방 조건 :  $7^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$ (증발기 중간지점의 포화온도/응축기 중간지점의 포화온도)
- B) 난방 조건 :  $-7^\circ\text{C}/41^\circ\text{C}$ (증발기 중간지점의 포화온도/응축기 중간지점의 포화온도)

위의 두 조건에서 여러 냉매의 성능을 공정하게 비교하려면 외부 조건을 동일하게 유지하여야 한다. Table 2는 외부 조건을 동일하게 유지하기 위해 적용된 2차 유체의 입구온도와 유량을 보여 준다. 외부 유체의 입구온도와 유량을 고정하였으므로 실험 냉매들의 포화온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르게 나타난다. 실제로 이렇게 실험 데이터를 취해야 냉매들의 성능을 객관적으로 비교 평가할 수 있다. 한편 모든 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도를 각각  $5^\circ\text{C}$ 로 유지했다.

Table 1 Uncertainty of experimental parameters

Parameters	Uncertainty
T_RTDC( $^\circ\text{C}$ )	$\pm 0.01^\circ\text{C}$
T_Thermocouple( $^\circ\text{C}$ )	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Pressure(kPa)	$\pm 3.4$ kPa
Mass flow rate(g/s)	$\pm 0.2\%$
Work(W)	$\pm 0.5\%$
Capacity(W)	1.8~2.7%
COP	1.9~2.7%

Table 2 Some variables to set test conditions

Test condition	$T_{e,w}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{c,w}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$\dot{m}_{e,w}$ (g/s)	$\dot{m}_{c,w}$ (g/s)
A (Summer cooling)	27	29	80	130
B (Winter heating)	7	29	90	124

실험 방법은 다음과 같다.

(1) 먼저 냉매 주입구와 압축기 흡입구에 진공펌프를 연결하여 작동시키고 압력이 더 이상 떨어지지 않는 것을 확인한 뒤 약 2시간가량 계속해서 작동시켜 시스템의 내부를 완전히 진공(2 kPa 이하)으로 만든다.

(2) 칠러와 히터를 작동시킨 상태에서 0.1 g의 정도를 지닌 전자저울로 냉매의 양을 측정해가면서 0.1 g 단위로 냉매를 주입한다.

(3) 팽창밸브를 조절하여 과열도를 5°C로 맞추고 과냉도는 냉매를 충전량을 증가시켜서 5°C를 유지하게 한다.

(4) 위에서 언급한 2차 유체 부하조건에 맞추어 실험을 수행한다.

(5) 시스템이 60분 이상 정상 상태를 유지할 때 30초 간격으로 30분 이상 데이터를 취한다.

## 2.4 실험 냉매 및 윤활유 선정

본 연구에서는 기존 냉매인 R134a와 새 냉매인 R1234yf 그리고 R1234yf에 질량 기준 5, 10, 15%의

R134a를 혼합한 R1234yf/R134a 혼합냉매의 성능을 실험으로 측정하였다. Table 3은 본 연구에서 사용한 냉매들의 조성, 증발온도를 기준으로 한 온도구배차(Gliding temperature difference, GTD), 그리고 지구 온난화 지수를 나타낸다. 혼합냉매의 종류와 조성에 따라 변하는 GTD는 혼합냉매의 비등이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차를 뜻한다. 본 연구에서는 미국 표준연구소의 REFPROP<sup>(9)</sup>을 이용하여 R1234yf/R134a 혼합냉매의 GTD를 계산하였다. REFPROP에 들어가는 유체 정보는 Zilio et al.<sup>(6)</sup>이 개발한 것을 사용하였다.

압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환하기 때문에 대체냉매의 성능 평가 시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 가능한 한 기존의 압축기나 윤활유를 바꾸지 않아도 되는 'Drop-in' 냉매를 선정하는데 초점을 맞추었으므로 기존의 R134a 공조기 시스템에 사용되어 온 PAG 오일을 그대로 사용했다.

## 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 개방형 왕복동식 압축기(HCC/FO RD의 FS10)를 사용하는 히트펌프 벤치 테스터에서 R134a와 R1234yf 그리고 R1234yf에 R134a를 질량 기준 성분비로 5, 10, 15%로 혼합한 R1234yf/R134a 혼합냉매의 냉방 및 난방 성능을 여름과 겨울의 일반적인 자동차 운행 조건에서 측정하였다. 본 결과에서는 모든 냉매에 대해 최소한 두 번씩 반복 실험을 수행해서 편차가 1% 미만인 것이 되는 것만을 데이터로 제시했다. Table 4는 본 연구에서 실험한 냉매들의 몇몇 주요 성능 변수를 보여 준다.

Table 3 Refrigerants tested in this study

Ref. No.	Refrigerant (Mass fraction)	GTD (°C)	GWP
1	R134a	0	1430
2	R1234yf	0	4
3	R1234yf/R134a(95/5)	0.24	75.3
4	R1234yf/R134a(90/10)	0.32	146.6
5	R1234yf/R134a(85/15)	0.30	217.9

Table 4 Summary of test results for various refrigerants

Ref. No	Refrigerant	Condition A(Summer cooling)						Condition B(Winter heating)					
		COP	diff. (%)	$Q_e$ (W)	diff. (%)	$T_{dis.}$ (°C)	Charge (g)	$COP$	diff. (%)	$Q_c$ (W)	diff. (%)	$T_{dis.}$ (°C)	Charge (g)
1	R134a	2.01		3507		76.5	1130	2.64		3244		76.3	1200
2	R1234yf	1.95	-2.7	3368	-4.0	69.8	1010	2.62	-0.8	3240	-0.1	69.9	1090
3	R1234yf/R134a (95/5)	1.95	-3.0	3444	-1.8	72.3	1050	2.64	0.0	3362	3.6	71.6	1150
4	R1234yf/R134a (90/10)	1.94	-3.5	3458	-1.4	72.2	1060	2.63	-0.4	3355	3.4	71.4	1170
5	R1234yf/R134a (85/15)	1.93	-3.9	3476	-0.9	72.4	1060	2.63	-0.3	3352	3.3	71.3	1170

### 3.1 성능계수

Fig. 3은 본 연구에서 사용한 냉매들의 성능계수를 보여 준다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이, R1234yf의 성능계수는 R134a에 비해 2.7% 정도까지 낮은 것으로 나타났다. 이 결과는 R1234yf의 성능계수가 R134a보다 조금 낮은 것으로 예측한 Zilio et al.<sup>(6)</sup>의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 일치한다. 한편 R1234yf에 R134a를 5, 10, 15%로 혼합한 혼합냉매의 성능계수는 냉방과 난방 조건 모두에서 순수 R1234yf와 거의 비슷하였다.

### 3.2 냉동용량

냉동용량은 냉동사이클에서 성능계수만큼 중요한 인자이다. 왜냐하면 대체냉매의 용량이 기준 냉매의 용량과 많은 차이를 보인다면 압축기를 완전히 다르게 재설계해야 하므로 설비 제조업체들의 추가 제조비용이 들기 때문이다.

Fig. 4는 동일한 압축기를 사용하여 여름의 냉방 조건과 겨울의 난방 조건에서 얻은 냉방 및 난방 용량을 보여 준다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 R1234yf는 냉방 조건에서 R134a에 비해 4.0% 정도 용량이 감소했지만 난방 조건에서는 R134a와 거의 비슷하였다.

R1234yf/R134a 혼합냉매의 냉방 조건에서의 용량은 R134a보다는 조금 작고 순수 R1234yf보다는

큰 것으로 나타났다. 한편 난방 조건에서는 모든 조건에서 R1234yf/R134a 혼합냉매의 용량이 R134a보다도 큰 것으로 나타났다.

### 3.3 압축기 토출온도

대체냉매를 적용할 때는 시스템의 수명이나 유효율 및 냉매의 안정성 등을 반드시 고려해야 하는데 압축기 토출온도는 간접적으로 이런 특성을 알려주는 지표가 된다. Fig. 5는 실험에 사용된 냉매들의 압

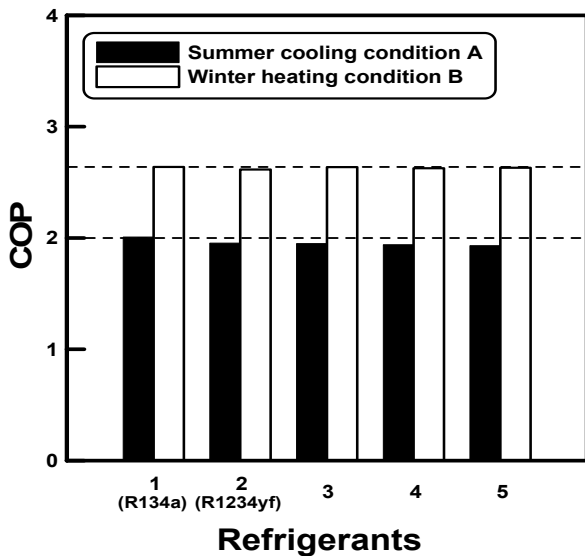


Fig. 3 COPs of tested refrigerants under two conditions.

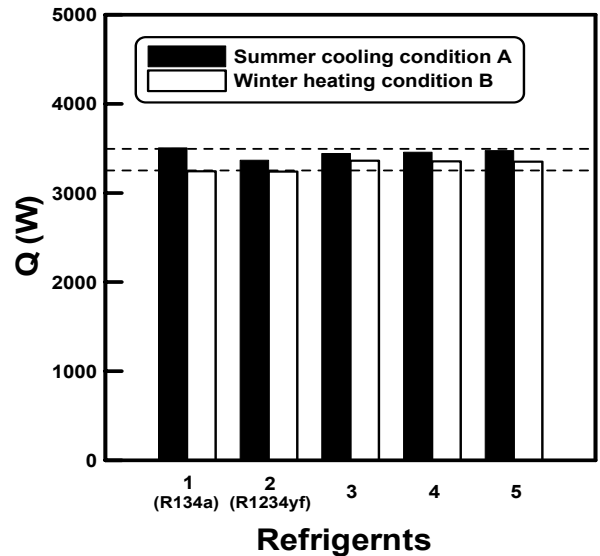


Fig. 4 Capacities of tested refrigerants under two conditions.

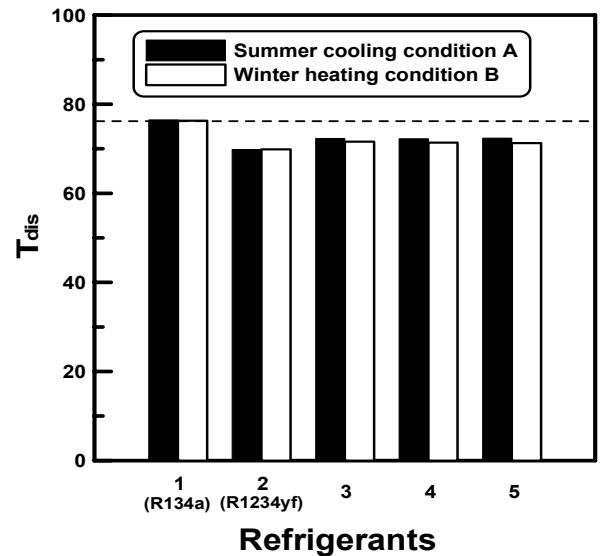


Fig. 5 Discharge temperatures of tested refrigerants under two conditions.

축기 토출온도를 보여 준다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 실험에 사용된 R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 압축기 토출온도는 모든 온도 조건에서 R134a에 비해 4.1~6.7°C 만큼 낮은 것으로 나타났다. 이러한 결과는 R1234yf의 압축기 토출온도가 R134a보다 낮은 것으로 예측한 Zilio et al.<sup>(6)</sup>의 컴퓨터 시뮬레이션 결과와 일치한다. 이 결과로 미루어 볼 때 R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매는 시스템의 장기 안정성과 내구성에 큰 문제를 일으키지 않을 것으로 사료된다.

### 3.4 냉매 충전량

본 연구에서는 각각의 실험 조건에 대하여 응축기 출구의 과냉도가 5°C가 되었을 경우의 냉매 충전량을 적정 충전량으로 결정하였다. Table 4에서 볼 수 있듯이 R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 충전량은 R134a에 비해 최대 11%까지 감소하였다. 이는 R1234yf의 밀도가 R134a보다 작기 때문으로 사료된다.<sup>(5)</sup> 또한 R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 지구 온난화 지수는 R134a와 비교해 매우 작은 편이므로 시스템에서 누출이 생겨도 냉매 자체의 직접적인 지구 온난화 효과는 크지 않을 것으로 판단된다.

### 3.5 R1234yf/R134a 혼합냉매의 특성

R1234yf의 문제 중 하나로 떠오르는 가연성을 낮추기 위해서는 비가연성 냉매를 혼합해야 하며 본 연구에서는 이를 위해 R134a를 소량 혼합한 R1234yf/R134a 혼합냉매의 성능을 측정하였다. Table 3에서 볼 수 있듯이 R134a의 양이 10% 미만인 경우 R1234yf/R134a 혼합냉매의 지구 온난화 지수는 150이하가 되어 2011년부터 적용되는 유럽 연합의 환경 기준을 만족시킬 수 있다. 또한 Table 3에서 볼 수 있듯이 이 혼합냉매는 거의 공비혼합냉매이므로 온도구배가 거의 없어 시스템에서 누출이 생겨도 조성분리의 문제가 거의 없을 것으로 사료된다.

현재 R1234yf의 가격은 킬로그램 당 500달러 정도로 매우 비싸다. 따라서 10% 정도 R134a를 혼합하게 되면 냉매의 가격도 저렴하게 된다. 또한 R134a를 사용하는 기존의 자동차 공조기에 이 혼합냉매를 충전하면 순수 R1234yf에 비해 윤활유 및 다른 물질들과의 호환성이 더 좋아져서 기존 시스템의 변경에도 유리하다.

이러한 장점과 더불어 가장 중요한 것은 R1234yf/R134a의 가연성이 R1234yf보다 낮다는 점이다. 본 연구에서는 ASHRAE 규정에 따라 R1234yf와 10% R134a를 첨가한 혼합냉매의 회박 가연 한계(Lower flammability limit, LFL)를 측정하였다. 가연성 측정 장치 및 방법 등에 대해서는 Park et al.<sup>(10)</sup>의 논문을 참조하기 바란다. LFL은 가연성을 나타내는 지표로 이 값이 낮을수록 가연성이 크다. 본 연구에서 측정한 순수 R1234yf와 90%R1234yf/10%R134a 혼합냉매의 LFL은 각각 6.8%와 7.5%로 나타났다. 따라서 90%R1234yf/10%R134a 혼합냉매의 가연성은 순수 R1234yf보다 낮아서 시스템 내에서의 위험성이 줄어들 것으로 예상된다. 이런 점들을 고려할 때 90%R1234yf/10%R134a 혼합냉매는 여러 면에서 순수 R1234yf에 비해 좋은 냉매라 할 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 지금까지 대부분의 자동차 공조기의 냉매로 사용되어 온 R134a를 대체하기 위해 새로 개발된 R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 냉방 및 난방 성능을 측정하였다. 연구 목표를 달성하기 위해 실제 자동차 공조기용 압축기를 장착한 벤치 테스트를 제작하고 여름철 냉방 및 겨울철 난방 조건에서 R134a 및 R1234yf/R134a 대체 혼합냉매의 성능을 측정하였고 이를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 성능계수는 냉방의 경우 R134a에 비해 3.9% 정도까지 낮은 것으로 나타났고 난방의 경우에는 거의 비슷한 것으로 나타났다.

(2) R1234yf의 용량은 냉방 및 난방 두 조건에서 R134a에 비해 4.0% 정도까지 낮은 것으로 나타났다. 한편 R1234yf/R134a 혼합냉매의 용량은 R134a와 비슷하거나 3.5% 정도 높은 것으로 나타났다.

(3) R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 압축기 토출온도는 R134a에 비해 4.1~6.7°C 정도 낮으므로 시스템의 안정성과 신뢰성에 큰 문제가 없을 것으로 사료된다.

(4) R1234yf와 R1234yf/R134a 혼합냉매의 충전량은 R134a에 비해 최대 11%까지 감소하였다.

(5) 본 연구에서 실험한 90%R1234yf/10%R134a 혼합냉매는 순수 R1234yf에 비해 가연성도 낮고 기존의 R134a 시스템과의 호환성도 좋으며 환경 지수도

유럽 연합의 강제 규정을 맞출 수 있으므로 장기적으로 R134a를 대체하는 데 좋을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 2010년도 정부(국토해양부)의 재원으로 한국해양연구원의 '해양 심층부의 에너지 이용 기술 개발'(연구 책임자 김현주) 연구사업 지원을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사 را 드린다.

## 참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Jetter, J., 1996, Evaluation of Alternatives for HFC-134a Refrigerant in Motor Vehicle Air Conditioning, Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, D. C., USA, pp. 845-854.
3. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol. IX, No. 24, December.
4. Nielsen, O. J., Javadi, M. S., Sulbaek Andersen, M. P., Hurley, M. D., Wallington, T. J. and Singh, R., 2007, Atmospheric chemistry of  $CF_3CF=CH_2$ : Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and  $O_3$ , Chemical Physics Letters, Vol. 439, pp. 18-22.
5. Minor, B. and Spatz, M., 2008, HFO-1234yf low GWP refrigerant update, Proceedings of International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA, 2349.
6. Zilio, C., Brown, J. S. and Cavallini, A., 2009, Simulation of R-1234yf performance in a typical automotive system, 3rd IIR Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants, Boulder, CO, USA, IIR-1280.
7. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O. and Didion, D. A., 1988, Experimental evaluation of two refrigerant mixtures in a breadboard air conditioner, Proceedings of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 and E2, pp. 27-34.
8. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, Describing Uncertainties in Single Sample Experiments, Mechanical Engineering Vol. 75, pp. 3-8.
9. Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP version 8.0.
10. Park, K. J., Woo, S. G. and Jung, D., 2007, Lower flammability limits of flammable refrigerants according to ASTM E681-04 standard, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 726-734.