

저온용 R502 대체냉매의 성능 평가

하 중 철, 황 지 환, 백 인 철, 정 동 수^{*†}

인하대학교 대학원 기계공학과, *인하대학교 기계공학과

Performance of R502 Alternative Refrigerants for Low Temperature Applications

Jong-Chul Ha, Ji-Hwan Hwang, In-Chul Baek, Dongsoo Jung^{*†}

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received April 22, 2005; revision received July 20, 2005)

ABSTRACT: In this study, 2 pure hydrocarbon refrigerants of R1270 (Propylene) and R290 (Propane) and 3 binary mixtures composed of R1270, R290 and R152a were tested in a refrigerating bench tester with a scroll compressor in an attempt to substitute R502 used in most of the low temperature applications. The test bench provided 3~3.5kW capacity and water and water/glycol mixture were employed as the secondary heat transfer fluids. All tests were conducted under the same external conditions resulting in the average saturation temperatures of -28 and 45°C in the evaporator and condenser, respectively. Test results showed that all refrigerants tested had 9.6~18.7% higher capacity and 17.1~27.3% higher COP than R502. The compressor discharge temperature of R1270 was similar to that of R502 while those of all other refrigerants were 23.7~27.9°C lower than that of R502. For all alternative refrigerants, the amount of charge was reduced up to 60% as compared to R502. Overall, these alternative refrigerants offer better system performance and reliability than R502 and can be used as long term substitutes for R502 due to their excellent environmental properties.

Key words: R502(냉매502), Alternative refrigerant(대체냉매), COP(성능계수), Capacity(냉동용량), Discharge temperature(압축기 토출온도)

기 호 설 명

하첨자

COP : 성능계수

GWP : 지구 온난화 지수

P : 압력 [MPa]

Q : 냉동능력 [W]

T : 온도 [°C]

avg. : 평균값

dis. : 압축기 토출부분

c : 응축기

e : 증발기

1. 서 론

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-863-1716

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

R502(혹은 CFC502)는 저온 냉동설비의 작동유체로 널리 사용되어 온 냉매로서 48.8%(질량비)

의 HCFC22와 51.2%의 CFC115를 혼합하여 만든 CFC계 공비혼합냉매(Azeotrope)이다. 1962년도에 R502가 개발되기 전에는 저온 냉동설비의 작동유체로서 HCFC22가 사용되었다. 그러나 HCFC22는 증기의 비열이 작아 압축기 토출온도가 너무 증가하기 때문에 압축기가 자주 망가지게 되었고 또한 냉동오일의 압축기 귀환에도 문제가 생기게 되었다. 이런 문제를 해결하기 위해서 HCFC22와 비슷한 증기압을 갖고 있는 CFC115를 혼합한 R502가 개발되었다. R502의 비열은 HCFC22보다 21% 정도 크며 이로 인해 압축기에서 토출된 증기의 온도가 현저히 감소하게 되었고, 기존의 HCFC22가 갖고 있던 여러 가지 문제점 역시 해결되었다. 또한 R502는 기존의 HCFC22보다 더 큰 냉동능력을 가지므로, 특히 저온 냉동에 유리하다. 이러한 특성들로 인해 R502는 지난 30년간 수송용 냉동탑차, 저온 냉동기, 저온 냉각기(Chiller), 과학기구의 냉각기, 다단 압축을 이용한 초저온 냉각장치 등 다양한 분야에서 사용되었다.

그러나 기존의 CFC가 오존층 파괴와 지구 온난화의 주요 원인 중의 하나로 밝혀짐에 따라 현재는 이들의 사용이 국제적으로 엄격하게 규제되고 있다. 그 결과 CFC115를 포함하고 있는 R502의 경우에 유럽에서는 1994년에, 미국을 포함한 대부분의 선진국에서는 1995년에 완전히 생산이 금지되도록 확정되었다.⁽¹⁾

이에 따라 현재까지 HFC 계열의 혼합냉매들이 대체냉매로 연구되어 왔다. Snelson et al.⁽²⁾은 R502 대체냉매로 R404A의 성능을 평가하였고, Aprea et al.⁽³⁾은 R502 대체냉매인 R402A, R402B, R403B, R404A, R407A, R408A 및 FX40 등의 성능을 평가하여 R502 대체 가능성을 살펴보았다.

그러나 최근 들어 HFC가 지구 온난화 가스로 밝혀짐에 따라 교토의정서는 HFC 사용을 제한하고 있다.⁽⁴⁾ 따라서 많은 EU 국가들은 공기조화기와 히트펌프에서 HFC의 사용을 조속히 금지하는 것을 고려하고 있다.⁽⁵⁾ 예를 들어 덴마크의 경우는 2001년부터 HFC 사용을 줄이기 시작해 2007년부터는 새로운 장비에는 HFC를 사용하지 않도록 하는 규제를 제안하였으며, HFC와 에스테르 오일 사용에 대한 강력한 규제사항을 만들었다. 또한 장기적으로는 지구 온난화 지수(GWP)가 150 이하인 냉매들만을 냉동/공조기에 사용할 것을 법으로 규정하려 하고 있다.⁽⁶⁾

HFC 사용규제로 인한 문제들을 풀기 위한 해결책 가운데 하나는 탄화수소 같은 자연냉매를 사용하는 것이다. 지난 몇 세기 동안 탄화수소는 안전성 문제 때문에 대부분의 냉동기와 공기조화기에 사용이 금지되었지만 탄화수소의 환경 친화성, 비독성, 화학적 안정성, 그리고 기존의 미네랄 오일과의 호환성 등의 좋은 특성 때문에 요즘에는 이런 경향이 완화된다고 있고, 특히 EU 국가와 호주 등에서는 이것들의 사용이 급격히 증가하고 있다.⁽⁷⁻⁸⁾ 현재 EU 국가들과 일본, 한국, 중국, 인도 등에서는 탄화수소 중 하나인 R600a(Isobutane)를 가정용 냉동/냉장조에 사용하고 있고 유럽에서는 가정용 에어컨, 히트펌프, 상업용 자판기 등에 R290(Propane)과 R1270(Propylene)을 사용하고 있다.⁽⁹⁾

이와 같은 국제적 추세를 감안하여 본 연구에서는 R502를 대체하기 위해 오존층 붕괴지수(ODP)가 0이고 지구 온난화 지수(GWP)가 3 이하인 두 종류의 순수 탄화수소 냉매 R290(Propane)과 R1270(Propylene), 그리고 이것들과 GWP가 다른 HFC에 비해 상대적으로 매우 낮은 HFC152a를 근공비 조성에서 혼합한 세 종류의 혼합냉매들의 성능을 측정하고 특성을 비교·분석하였다.

2. 실험장치

2.1 벤치 테스터 설계 및 제작

위의 연구목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 냉매와 물이 대향류로 흐르면서 외부조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 저온용 벤치 테스터 장비를 설계하고 제작하여 여러 가지 대체냉매의 냉동용량, 성능계수, 압축기 토출온도 등을 측정하고 비교·분석하였다.

Fig. 1은 대체혼합냉매를 실험하기 위해 Mulroy et al.⁽¹⁰⁾이 사용한 것과 비슷하게 설계한 저온용 벤치 테스터를 개략적으로 보여준다. 본 실험에서는 증기압축식 냉동기의 중요 요소인 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기를 조합하여 3~3.5kW의 냉동용량의 벤치 테스터를 설계·제작하였다.

본 실험에서 증발기와 응축기로 사용한 열교환기는 내경 19.01 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관 형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다. Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히

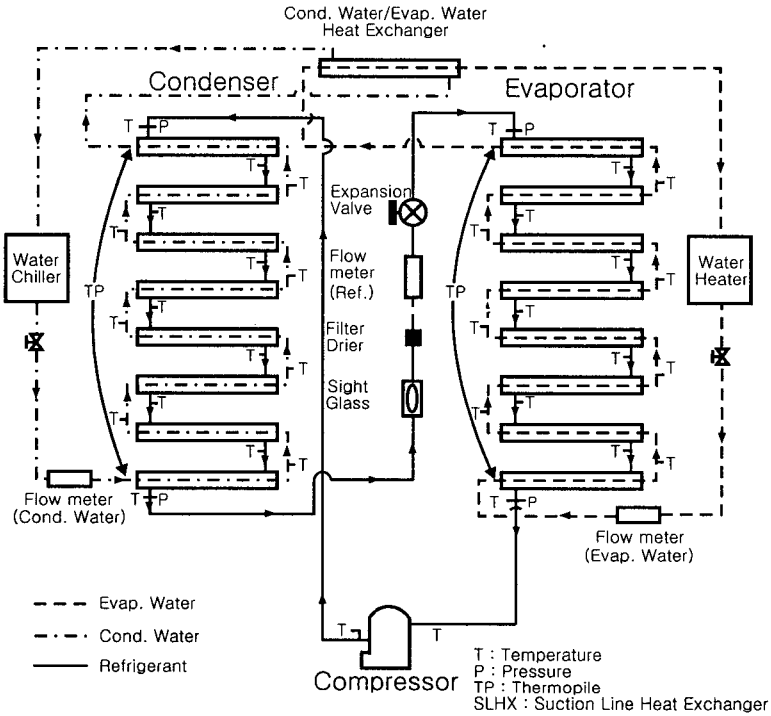


Fig. 1 Schematic diagram of the breadboard heat pump.

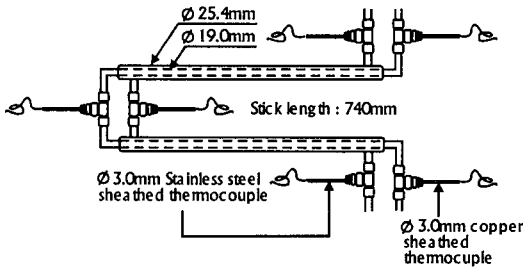


Fig. 2 Details of evaporator and condenser connection.

보여준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내벽 면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m²이다. 이중관 열교환기의 내관으로는 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였다. 수냉식 열교환기의 특성상 냉매와 외부 작동유체는 대향류로 흐르게 하였다.

한편 압축기로는 CFC502용으로 제작된 스크롤 압축기(3상 220볼트 사용, 미국 코프랜드 사 제작)를 사용하였다.

응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉되었는지

확인하기 위해 유동 가시화 유리를 설치하였고, 또한 필터 드라이어를 팽창밸브 직전에 설치하여 냉매 속에 혹시 있을지 모르는 불순물이나 수분을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다.

본 실험에서는 열손실을 최소화시키기 위해 열교환기 외벽에 3 mm 두께의 폴리우레탄 폼 테이프를 두 겹으로 감고, 그 위에 두께 25 mm의 폴리우레탄 단열 폼으로 감쌌으며, 그 뒤 열교환기 전체를 50 mm 두께의 유리섬유를 사용하여 단열시켰다.

2.2 데이터 측정

증발기 및 응축기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 20개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고 모든 열전대는 사용에 앞서 정도 ±0.01 °C의 정밀 온도계로 보정했다. 증발기의 용량을 결정하기 위해서는 증발기로 흐르는 2차 유체의 유량 및 온도차를 정확히 측정해야 한다.

이를 위해 본 연구에서는 6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제작했고, 이것을 정밀 온도계로 보정한 뒤 물측 입출구에 삽입하여 직접 온도를 측정하였다. 또한 압축기의 흡입온도와 토출온도도 측정하여 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보았다.

한편 증발기와 응축기의 입출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가 0.1% 미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매측 압력을 측정하였다. 한편 압축기의 소요동력은 정도가 0.5% 미만인 정밀 와트미터를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 하며 냉매측 및 2차 유체측의 에너지 균형이 맞는가를 살펴보기 위해서는 냉매측의 유량을 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성치에 영향을 받지 않고 0.2%의 고정도를 갖는 질량유량계를 이용하여 증발기측 2차 유체의 유량과 시스템 내부를 순환하는 냉매의 유량을 정확하게 측정하였다. 끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 데이터로깅 시스템(HP3852)을 상호 연결하여 수집하였으며, 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하고 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

2.3 실험조건 및 방법

냉매의 성능을 공정하게 비교하기 위해서는 동일한 실험조건 하에서 데이터를 취해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 증발기측 물의 입출구 온도를 12.8℃와 0℃로 고정하였으며, 응축기측 물의 입출구 온도는 28.6℃와 43.2℃로 고정하였다. 이렇게 설정하면 대부분의 실험냉매들에 대해 증발기 및 응축기의 포화온도가 대략적으로 -28℃와 45℃가 된다. 외부 열전달 유체의 온도를 고정하였으므로 실험냉매들의 포화온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르며 이렇게 실험 데이터를 구해야 공정한 비교와 평가를 할 수 있다. 한편 본 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도는 각각 5℃로 그리고 편차는 ±1℃로 유지했다.

실험방법은 다음과 같다.

(1) 먼저 냉매 주입구와 압축기 흡입구에 진공

펌프를 연결하여 작동시키고 게이지의 압력이 더 이상 떨어지지 않는 것을 확인한 뒤 약 2시간 가량 계속해서 작동시켜 시스템의 내부를 완전히 진공(2 kPa 이하)으로 만든다.

(2) 칠러와 히터를 작동시킨 상태에서 0.1g의 정도를 지닌 전자저울로 냉매의 양을 측정해 가면서 조금씩 냉매를 주입한다. 순수냉매의 경우에는 기체상태로 압축기 흡입부로 충전하고 혼합냉매의 경우에는 이미 제조사에서 혼합시켜 용기에 담겨 있을 때는 증발기 입구에서 액체로 충전한다.

(3) 팽창밸브를 조절하여 과열도와 과냉도를 맞추어 가면서 위에서 언급한 실험조건에 맞추어 실험을 수행한다.

(4) 시스템이 60분 이상 정상상태에 다다른면 30초 간격으로 30분 이상 데이터를 취한다.

2.4 실험냉매 조성 및 운할유 선정

본 연구에서는 R502를 효과적으로 대체하기 위해 R502와 증기압이 비슷한 탄화수소 자연냉매 R1270(Propylene)과 R290(Propane)의 성능을 먼저 측정하였다. 그리고 HFC 계열 중 GWP가 140으로 낮은 R152a를 포함한 2원 혼합냉매를 근공비 조성에서 선택하여 성능을 측정하였다.⁽¹¹⁾ 대체혼합냉매의 조성을 결정하기 위해 Radermacher and Jung⁽¹²⁾이 만든 사이클 해석 프로그램을 이용하였으며, 냉매의 물성치는 미국의 표준 연구소에서 개발한 REFPROP 6.0⁽¹³⁾을 이용하여 구하였다.

Table 1은 본 연구에서 실험한 냉매들의 조성 과 지구 온난화 지수 등을 나타낸다. 압축기의 운할유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환

Table 1 Composition, temperature glide, and GWP of the refrigerants tested

Test no.	Refrigerant	GTD (°C)	GWP
1	R502	0.11	4510
2	R290 (Propane)	0	<3
3	R1270 (Propylene)	0	<3
4	10%R1270/90%R290	0.41	<3
5	20%R1270/80%R290	0.57	<3
6	90%R290/10%R152a	0.21	16.7

하기 때문에 대체냉매의 성능평가지 올바른 윤활유를 선정하는 것이 매우 중요하다. 본 연구에서는 가능한 한 기존의 압축기나 윤활유를 바꾸지 않아도 되는 냉매를 선정하는 데 초점을 맞추었으므로 기존에 R502 시스템에 사용되어 온 미네랄 오일을 그대로 사용했다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 스크롤 압축기를 사용하는 수냉식 벤치 테스터에서 R502와 두 종류의 탄화수소 순수냉매, 그리고 세 종류의 혼합냉매의 성능을 측정했다. 모든 냉매에 대해 최소한 2번씩 반복 실험을 수행해서 각각의 편차가 1% 미만인 것을 확인하여 데이터로 간주했다. Table 2는 본 연구에서 사용한 냉매들의 각종 측정지수들을 보여준다. Table 2에서 볼 수 있듯이 증발기와 응축기 내에서 냉매들의 평균 포화온도는 냉매들의

열전달 특성이 다르므로 조금씩 변했으며 평균적으로는 각각 -28℃와 45℃를 나타냈다.

3.1 성능계수

Fig. 3과 Fig. 4는 본 연구에서 사용한 여러 냉매의 성능계수와 R502와 비교한 성능계수 변화량을 보여준다. 이 그림들에서 볼 수 있듯이 모든 냉매들은 R502에 비해 17.1% 이상의 성능계수 증대를 보였다. 특히 네번째 냉매인 10%R1270/90%R290 2원 혼합냉매는 이번에 실험한 냉매 중 R502에 비해 27.3%의 성능계수 증대를 기록하면서 가장 높은 성능계수를 보였다.

다섯번째 냉매인 20%R1270/80%R290 2원 혼합냉매는 네번째 냉매에 비해 R1270의 양이 10% 늘고 R290의 양이 10% 준 것인데, 네번째 냉매보다는 성능계수가 2.1% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 이는 R1270의 냉동능력이 R290보다 크

Table 2 Summary of test results for various refrigerants

Test no.	Refrigerant	COP	Q_e (W)	T_{dis} (°C)	Charge (g)	$T_{e, avg.}$ (°C)	$T_{c, avg.}$ (°C)
1	R502	0.633	2823	176.2	1450	-26.5	45
2	R290 (Propane)	0.795	3115	149.9	540	-27.2	45
3	R1270 (Propylene)	0.741	3350	177.4	540	-29.7	44
4	10%R1270/90%R290	0.806	3122	151.4	550	-27.7	44.8
5	20%R1270/80%R290	0.793	3117	152.5	560	-28.2	44.9
6	90%R290/10%R152a	0.785	3094	148.3	530	-27.6	45.1

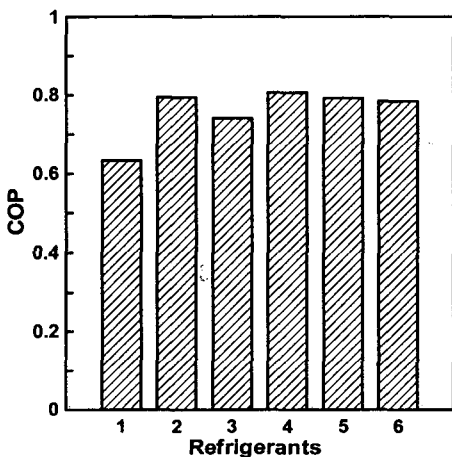


Fig. 3 COP of various refrigerants.

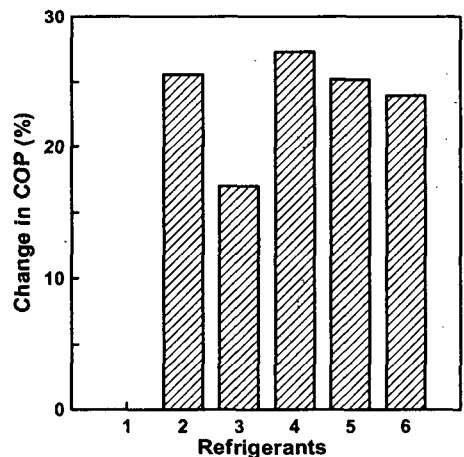


Fig. 4 Change in COP of various refrigerants as compared to R502.

지만 소요동력이 이보다 더 증가하기 때문인 것으로 추정된다.

3.2 냉동능력

Fig. 5와 Fig. 6은 동일한 압축기를 사용하여 얻은 여러 냉매의 냉동능력과 R502와 비교한 냉동능력 변화량을 보여준다. 그림들에서 볼 수 있듯이 실험에 사용한 모든 냉매들은 R502에 비해 9.6% 이상의 냉동능력 향상을 보였다. 이는 실험한 냉매들의 열전달 특성이 뛰어나고 기름과의 호환성이 좋으며 증발잠열이 크기 때문으로 사료된다.

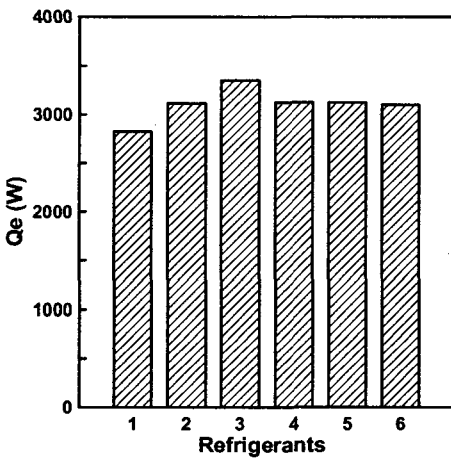


Fig. 5 Refrigerating capacity of various refrigerants.

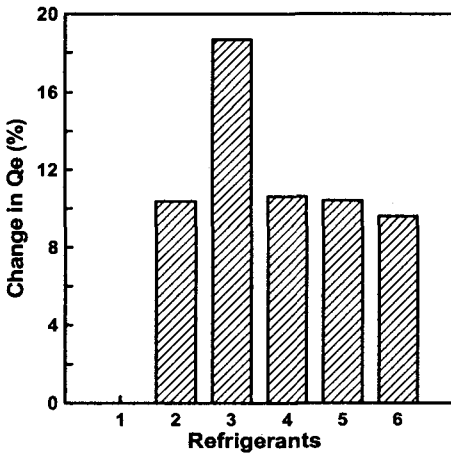


Fig. 6 Change in capacity of various refrigerants as compared to R502.

다. 특히 R1270 순수냉매의 냉동능력은 이번에 실험 다른 모든 냉매의 냉동능력보다 높게 나타났다. 이처럼 R1270의 냉동능력이 18.7% 향상되었으나 소요동력 역시 크게 증가하였으므로 R1270의 성능계수는 다른 냉매들과 비슷하게 나타났다.

3.3 압축기 토출온도

대체냉매를 적용하려 할 때 시스템의 수명이나 윤활유 및 냉매의 안정성 등을 반드시 고려해야 하는데 압축기의 토출온도는 간접적으로 이런 특성을 알려주는 지표가 되므로 본 실험에서는 모든 냉매에 대해 토출온도를 측정하였다. Fig. 7은 실험에 사용된 냉매들의 압축기 토출온도를 보여준다. 그림을 통해 알 수 있듯이 R1270을 제외하고 실험에 사용한 모든 냉매들의 토출온도는 R502와 비교하여 23.7~27.9°C 만큼 감소하였다. R1270의 경우 토출온도가 R502에 비해 1.2°C 정도 상승하였으며 이런 변화는 시스템의 수명이나 신뢰성에 전혀 영향을 미치지 못할 것으로 사료된다. 이 결과로 미루어 볼 때 본 실험에서 사용한 냉매들은 윤활유 및 냉매의 안정성, 그리고 시스템의 수명 및 신뢰성 등의 여러 측면에서 R502와 비슷하거나 더 좋을 것으로 사료된다.

3.4 냉매 충전량

대부분의 탄화수소들은 할로카본 냉매들에 비

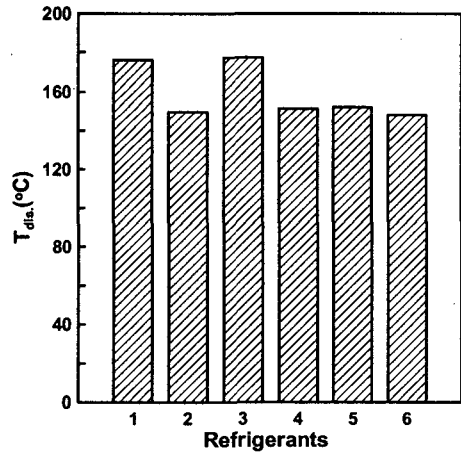


Fig. 7 Discharge temperature of various refrigerants.

해 액체의 밀도가 현저히 작기 때문에 충전량 역시 현저히 작은 것으로 알려져 있다.⁽¹⁴⁾ 실제로 Table 2에서 볼 수 있듯이 실험에서 사용된 모든 냉매의 충전량은 R502에 비해 60% 이상 감소한 것으로 드러났다.

4. 결 론

본 연구에서는 기존에 저온 냉동에 널리 쓰이던 R502를 대체하기 위해 환경지표가 좋은 두 종류의 탄화수소 자연냉매 R1270(Propylene)과 R290(Propane), 그리고 이 두 가지 순수냉매와 R152a를 근공비 조성에서 혼합한 세 종류의 2원 혼합냉매의 냉동성능을 측정했다. 이를 위해 스크롤 압축기가 장착된 수냉식 벤치 테스트를 설계·제작하고 동일한 외부 온도조건에서 증발기와 응축기 내 냉매의 포화온도가 약 -28°C 와 45°C 정도 되도록 한 상태에서 여섯 가지 냉매의 성능을 측정하고 결과를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 사용한 모든 대체냉매들의 성능계수와 냉동능력은 R502와 비교하여 각각 17.1~27.3%, 9.6~18.7% 향상되었다.

(2) R1270의 냉동능력은 18.7% 증가하였으나 소요동력 역시 증가하였기 때문에 R1270의 성능계수는 실험에 사용된 다른 대체냉매들보다 5.9~8.8% 정도 낮았다. 또한 R1270의 압축기 토출 온도도 R502와 비교해서 1.2°C 높은 것으로 나타났다.

(3) R1270/R290 2원 혼합냉매의 경우 거의 비슷한 냉동능력을 나타냈으나 R1270을 10% 포함한 혼합냉매가 20% 포함한 혼합냉매보다 온도구배 차이가 0.16°C 만큼 작고 성능계수 면에서 1.6% 더 좋으므로 R502 대체에 더 적합한 것으로 사료된다.

(4) 본 연구에서 사용한 모든 대체냉매들의 압축기 토출온도는 R502에 비해 거의 비슷하거나 $23\sim 28^{\circ}\text{C}$ 정도 낮으므로 시스템의 안정성과 신뢰성에 큰 문제가 없을 것으로 사료된다.

(5) 본 연구에서 사용한 모든 대체냉매들의 충전량은 탄화수소 특유의 저밀도 액체 특성에 의거하여 R502에 비해 최대 60%까지 감소되었다.

(6) 본 연구에서 사용된 모든 냉매는 오존층 파괴를 일으키지 않고 지구 온난화 지수가 20 이

하로 친환경적이므로 앞으로 지구 온난화 문제를 해결할 수 있는 장기적 저온 대체냉매라 할 수 있다.

후 기

본 연구는 인하대학교의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Snelson, K. W., Linton, J. W., Triebe, A. R. and Hearty, P. F., 1995, System drop-in tests of refrigerant blend R-125/R-143a/R-134a (44%/52%/4%) compared to R-502, ASHRAE Trans, Vol. 101, Part 1, pp. 17-34.
3. Aprea, C. and Mastrullo, R., 1995, Behaviour and performances of R502 alternative working fluids in refrigerating plants, Int. J. Refrigeration, Vol. 19, No. 4, pp. 257-263.
4. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol. IX, No. 24, December.
5. Cox, N., 2004, Energy comparison of a ground source heat pump using hydrocarbon refrigerants, Prod. of the 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, Glasgow, UK.
6. Private Communication with N. Cox at Earthcare Products, London, UK, 2004. 8.
7. Kruse, H., 1996, The stats of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proc. of the Int. Conferences on Ozone Protection Technologies, Washington, DC, pp. 179-188.
8. Jung, D., Song, Y. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, Int. J. Refrigeration, Vol. 23, pp. 517-527.
9. Int. Energy Agency's Heat Pump Center., 2002, Informative fact sheet: Hydrocarbons

- as refrigerants in residential heat pumps and air-conditioners.
10. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O. and Didion, D. A., 1988, Experimental evaluation of two refrigerant mixtures in a bread-board air conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 & E2, pp.27-34.
 11. Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs, Int. J. Refrigeration, Vol. B, pp.163-175.
 12. Radermacher, R. and Jung, D., 1993, Theoretical analysis of replacement refrigerants for R22 for residential uses, ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 1, pp. 333-343.
 13. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures, REFPROP Version 6.0.
 14. Maclaine-cross, I. L. and Leonardi, E., 1997, Why hydrocarbons save energy?, Australian AIRAH Journal, Vol. 51, pp. 33-37.