

## R-22 대체용 혼합냉매의 열역학적 성능에 대한 실험연구

### An experimental investigation of thermodynamic performance of R-22 alternative blends

황 의 필\*, 김 창 년\*, 박 영 무\*\*  
 E. P.Hwang, C. N. Kim, Y. M. Park

**Key words :** R-410a, R-407c, “drop in” Performance test(대체 성능실험), COP(성능계수), Capacity(냉동용량), VCR(체적냉동 용량), Azeotropic mixed refrigerant(공비 혼합냉매)

#### Abstract

R-410a and R-407c witch have the best potential among the substances being considered as R-22 alternatives were tested as “drop in” refrigerants against a set R-22 baseline tests for comparison. The performance evaluations were carried out in a psychrometric calorimeter test facility using the residential split-type air conditioner under the ARI rating conditions. Other than the use of different lubricant and a hand-operated expansion valve, one of the commercial systems was selected for the experiment. Performance characteristics were measured; compressor power, capacity, VCR, mass flow rate and COP. The tests showed that R-407c can be directly applied to the existing refrigeration system because of its similar vapor pressure and other thermophysical properties with those of R-22. However, it required change to the volume flow rate of compressor in order to achieve the similar performance with R-22 because of its relatively small VCR and capacity. Meanwhile, R-410a has too high a vapor pressure to be applied to the existing system and this feature results in relatively low COP of the system compared to that of R-22. But this could be improved by changing compressor design considering R-410a’s relatively high VCR and capacity compared to those of R-22.

#### 기 호 설 명

$C_p$  : 정압비열 (kJ/kg K)  
 $C_v$  : 정적비열 (kJ/kg K)

COP : 성능계수  
 Capacity : 냉동용량(kW)  
 H : 상대습도(%)  
 $\Delta h$  : 냉동효과(kJ/kg)  
 $\Delta P$  : 압력강하량(kPa)  
 $\dot{m}$  : 질량유량(kg/h)  
 P : 압력(bar)

\* 정회원, 아주대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 아주대학교 기계 및 산업공학과

Q	: 체적유량( $m^3/s$ )
T	: 온도( $^{\circ}C$ )
VCR	: 체적 냉동용량( $kJ/m^3$ )
v	: 냉매의 비체적( $m^3/kg$ )
W	: 소요동력(kW)

## 상첨자

comp	: 압축기
cond	: 응축기
eva	: 증발기

## 하첨자

air	: 공기측
bub	: 비등점
dew	: 이슬점
i	: 장치의 입구
o	: 장치의 출구
R	: 냉매측
sat	: 포화상태

## 1. 서 론

미국, EC, 일본등 선진국들이 현재, 냉방 및 냉동기기의 냉매로 쓰이고 있는 HCFC 계열의 R-22에 대한 사용규제 일정을 예정보다 앞당길 가능성이 증가하면서<sup>(1)</sup> R-22 대체냉매와 그 응용기술 개발은 국내외에서 시급한 연구과제가 되었다. 선진국들은 이미 AREP을 중심으로 대체냉매의 열물리적 성질, 압축기 시험 및 공조기 성능에 대한 활발한 연구를 수행하고 있다. 따라서 현재 국내에서도 학계와 관련업계를 중심으로 대체냉매를 사용하는 공조기설계 기술확보에 적극 나서고 있다.

대체냉매는 오존층 파괴지수(Ozone Depletion Potential)가 0이어야 하며 지구 온난화에 미치는 영향(Global Warming Potential)도 적어야 한다. 뿐만 아니라, 가연성과 독성이 없어야 하며 냉동시스템을 구성하는 기계재료와 상용성도 있어야 한다. 이에 수반하여, 대체냉매에 적용할 수 있는 적절한 유희율도 개발되어야 한다. 그러나 대체냉매

가 기존의 냉매를 대체하려면 위의 조건들을 만족해야 할 뿐만 아니라, 실제 시스템에 적용했을 때 기존의 냉매와 유사한 성능특성을 나타내야만 한다. 따라서 대체냉매의 시스템 성능을 미리 평가하고 기존 냉매의 성능과 비교 검토해볼 필요가 있으며 이러한 작업은 중요한 연구 과제중의 하나이다.

열역학적 성질만을 고려해볼 때, 새로운 순수 냉매 중에서 기존에 사용하던 냉매의 열역학적 성질에 부합되는 대체냉매를 찾기란 매우 어려운 일로, 현재는 2성분 혹은 다성분 혼합물로서 대체하려는 움직임이 활발히 진행되고 있다. 이들 주요 성분냉매들은 R-32, R-134a 그리고 R-152a등이다. 박<sup>(2)</sup>에 의하면, R-32는 증발잠열이 R-22보다 50% 가량이 더 커서 냉방효과(kW/hr)가 우수하다. 그러나, 포화증기의 비체적은 비슷한 반면 증기압이 높고 증발기와 응축기의 압력차가 커서 압축기 소요동력이 R-22에 비해 매우 크다. 따라서 순수 냉매로서 사용하기는 어렵다. 그러나 약간의 가연성은 있지만, 냉동 및 냉방용 혼합 대체냉매의 주요 성분으로서 가능성이 매우 큰 화합물이다.

R-22 대체용 혼합냉매에 대한 연구결과는 Kondepudi<sup>(3)</sup>, Sanvordenker<sup>(4)</sup>, Spatz<sup>(5)</sup>, Murphy<sup>(6)</sup>등에 의해 발표되었다.

Kondepudi<sup>(3)</sup>는 기존의 2ton 용량의 분리형 공기조화기를 이용하여 R-32/134a와 R-32/152a에 대한 실험을 수행하였으며, 그의 실험결과에 의하면 R-32/134a는 R-22와 비교했을 때 2%내의 성능차로 비슷한 용량을 나타냈으나, 적절한 시스템 최적화를 통해 R-22보다 더 나은 성능을 얻을 수 있다고 주장하였다.

Sanvordenker<sup>(4)</sup>는 R-32/134a(30%/70%)에 대한 압축기 열량계 실험을 실시하였으며 실험결과 증발기 온도가  $-12^{\circ}C$  이상일 경우 실험한 혼합냉매의 효율이 R-22와 비슷하거나 더 좋게 나타났다.

Spatz<sup>(5)</sup>는 기존의 3ton 용량의 공기 대 공기 열펌프를 이용하여 R-32/125(60%/40%)와 R-32/125/134a(30%/10%/60%)에 대한 성능 실험을 수행하였으며 그의 실험결과에 의하면, R-32/125는 R-22에 비해 약 9%의 성능향상을 보였으나 R-32/125/134a는 약 2%의 성능감소를 보였다.

최근들어, Murphy<sup>(6)</sup>등은 가정용 에어컨에 R-407c 및 R-410a를 적용하여 성능시험을 수행하고 시스템의 성능과 사이클의 제반특성을 비교 분석한 후 대체냉매로서의 가능성을 제시하였다.

그러나, Murphy등이 수행한 실험결과는 R-410a대해 최적화한 압축기를 적용하여 성능시험을 수행한 것으로 기존의 냉동시스템에 대한 대체냉매의 운전특성을 밝힌 것이 아니었다. 따라서 본 연구에서는 현재 R-22 대체용으로 거론되고 있는 물질들중 대체가능성이 가장 높은 R-410a와 R-407c<sup>(1, 6, 7)</sup>의 성능을 비교 평가하기 위하여 기존 냉동시스템에 냉매만 단순 교체하는 “drop-in” Test를 실시하였다. 본 논문에서는 ‘drop-in’성능평가를 통하여 기존 냉동시스템에서의 대체냉매의 운전특성과 압축기, 열교환기등 핵심장치와 시스템 설계개선에 대한 기초적인 자료들을 제시하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 장치

Fig.1은 실험장치의 개략도와 각 주요부위의 온

도와 압력측정점들을 나타낸 것이다.

시험장치는 크게 1) 압축기 챔버, 2) 응축기용 항온/항속 풍동, 3) 증발기용 항온/항습/항속 풍동, 4) 시스템 제어장치, 5) 자료수집 시스템으로 구성되어 있다. 냉동시스템의 냉매회로는 현재 상용화되어 있는 R-22용 분리형 에어컨 시스템의 부품으로 구성하였다. 그러나, 팽창장치는 대체냉매의 성능을 비교하는데 합리적인 온도조건을 부여하기 위하여<sup>(3)</sup> 모세관 대신 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 왜냐하면, 동일한 시스템에 체적용량이 다른 냉매가 충전되면 시스템의 용량이 변하여 냉매의 과냉도, 과열도 그리고 응축기와 증발기 온도등이 변하기 때문이다.

각 구성요소별 특징을 살펴보면, 압축기 챔버는 압축기 주위의 공기온도를 조절할 수 있도록 되어 있다. 압축기 출구에는 오일분리기를 설치하여 오일의 영향을 최소화 하였다. 즉, 순수 냉매중에 많은 양의 오일이 첨가되면 순수냉매의 증기압이 떨어지거나 냉매의 물성등이 변하게 된다.<sup>(6)</sup> 압축기는 각 냉매에 대하여 용량이 9평형인 R-22용 로우터리 압축기를 사용하였다. 실외환경을 구현한 응축기측 풍동은 시험구간의 단면적이 550×550

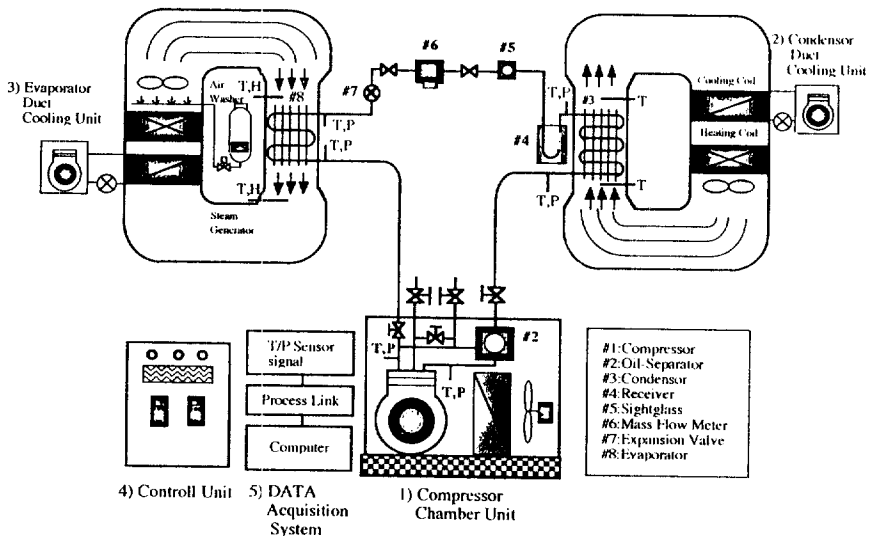


Fig.1 Schematic diagram of the experimental apparatus

mm로 공급되는 공기측의 온도와 풍량을 조절할 수 있는 항온/항속 풍동장치이다. 응축기 출구에 관측경을 설치하고 뒤에 질량유량계를 설치하여 항상 냉매액이 유입되는지를 확인하였다. 이는 질량유량계에 냉매가스가 유입되면 정확한 질량유량을 측정할 수 없기 때문이다.<sup>(9)</sup> 실내환경을 구현한 증발기 측 풍동은 시험구간의 단면적이 460×460mm이며 응축기와는 달리, 공기측의 온도와 풍량뿐만 아니라 습도까지도 조절할 수 있는 항온/항습/항속 풍동장치로 되었다. 팽창장치는 모세관 대신 수동식 팽창밸브를 사용하여 대체냉매를 충전하였을 경우 변하게 되는 시스템의 온도특성에 대응할 수 있도록 하였다.

냉매의 성능을 비교 평가하기 위해 사용한 주요 계측기의 제원은 다음과 같다. 질량유량은 coriolis 효과를 이용한 질량유량계(D012S-SS-200)를 이용하여 측정하였으며, 공기측의 온도는 RTD 온도 센서를 그리고 기타 실험장치 주요 부위의 냉매측 온도는 T형 열전대를 이용하여 측정하였다. 압력은 압축기 입구, 출구, 증발기 입구와 출구 그리고 응축기 입구와 출구에서 적절한 압력범위의 압력변환기를 사용하여 측정하였으며 포화상태가 확실한 지점에서 포화온도와 포화압력의 관계에서 유출할 때 모든 영향이 포함된 온도측정의 정확도는 ±1.0°C 이내였다. 온도와 압력데이터는 모두 data acquisition terminal과 PC 사이에 RS-232C 통신

을 이용하여 실시간 측정하였다.

## 2.2 실험 조건

실험조건은 Table 1에 주어진 'ARI Test A'<sup>(4)</sup>의 공기조건과 Table 2의 공기조건을 적용하였다.

실험 대상냉매는 R-22를 기준 냉매로 하고 비공비 혼합냉매인 R-407c(R-32/125/134a[23/25/52wt%])와 공비 혼합냉매인 R-410a(R32/124[50/50wt%])를 선정하였으며, 필요한 냉매들의 열물성 데이터는 NIST에서 개발한 순수 및 혼합냉매의 물성을 계산하는 프로그램인 "REFPROP V 4.01"<sup>(10)</sup>을 이용하여 구하였다. 압축기 오일은 기존에 R-22와 사용되었던 Naphthenic Mineral Oil[54.6 cSt, 40°C]이 R-12나 R-22와는 친화성이 좋으나, 대체 혼합냉매의 주요 성분을 이루고 있는 R-134a등과는 친화성이 없기 때문에 R-410a와 R-407c에는 신 냉매용으로 개발된 Ester Oil[65.6 cSt, 40°C]을 사용하였다. 오일을 선택할 때에는 압축기의 특성과 오일이 노출되는 환경등을 고려하여 적절한 오일을 선택해야 한다.

공비혼합냉매인 R-140a는 상변화시 온도변화가 없지만, 비공비 혼합냉매인 R-407c의 경우는 약 4~5°C의 온도변화가 생긴다. 따라서 R-407c의 이러한 온도특성을 이용하면 열교환기의 열교환 효율을 크게 향상시킬 수 있게 되는데, 그러기 위해서는 필수적으로 대항류 열교환이 이루어져야 하므

Table 1 Indoor and Outdoor Air Conditions[ARI Test A Conditions]

	Pressure(kPa)	Temperature(°C)	Relative Humidity(%)
Indoor Air	101.325	27.0	50
Outdoor Air	101.325	35.0	40

Table 2 Compressor Calorimeter Testing Conditions[ARI Standard 520-90, ASHRAE Standard 23-78]

Evaporator Temperature Range(°C)	Condenser Temperature Range(°C)	Ambient Temperature (°C)	Suction Superheat (°C)	Liquid Subcooling (°C)
-12 to 13	27 to 66	35	11	8.3

로 현재의 공냉식 열교환기로는 실현하기가 다소 어려우며 본 실험에서도 이에 대한 실험은 수행하지 않았다. R-407c의 응축온도는 이슬점(dew point)과 비등점(bubble point)의 중간 지점의 온도로 하였으며, 증발온도는 증발기 입구온도와 증발기 압력에 대한 이슬점온도의 평균온도로 하였다. 마찬가지로, 과냉도는 비등점 온도를 그리고 과열도는 이슬점온도를 기준으로 계산하였다. 이는 'AREP protocol'과 부합되는 것이다<sup>(9)</sup>.

각 냉매의 충전량은 과열도 8.3°C를 기준으로 하였으며 Table 3과 같다. 이것은 'ARI Test A condition'하에서 최적의 효율을 얻기위한 조건이다<sup>(5)</sup>. 이와같이 과열도를 기준으로 냉매를 충전한 이유는 냉매의 충전량에 따라 시스템의 성능이 다르게 나타나므로 일정한 기준에 맞추어 냉매를 충전해야 각 냉매에 대해 합리적인 비교조건이 부여되기 때문이다. Murphy<sup>(6)</sup>등의 연구결과에 의하면, R-22와 R-407c의 경우 냉매의 충전량이 COP에 미치는 영향이 매우 작았지만 R-410a의 경우에는 변곡점이 존재하여 충전량에 따라 COP가 증가하다가 어떤 정점에 이르러서는 오히려 감소하였다.

### 2.3 실험방법

실험은 다음과 같은 순서로 진행하였다.

- (1) 먼저, 냉매회로를 고압의 질소가스와 R-11을 이용하여 세척한 후 약 1~2시간 정도 진공시킨다.
- (2) 응축기와 압축기측은 주위의 공기온도를, 그리고 증발기측은 주위의 공기온도와 상대습도를 표준조건으로 유지한 후 이 표준 조건하에서 냉매를 주입한다. 이 때, 충전량은 과열도가 8.3°C가 되도록 한다.
- (3) 응축압력이 일정하게 되는 시스템의 정상상

태에 도달할 때까지 약 1시간 정도 시스템을 운전한다.

- (4) Fig.1에 제시한 시스템 각 주요부위의 온도·압력과 전력소모량 등을 Data acquisition system을 통하여 기록한다.
- (5) 1차 실험이 완료되면 다시 응축기팬의 회전수를 조절하여 응축온도를 최대 40.8~49.2°C로 변화시켜가면서 실험을 반복한다. 이때, 증발기팬의 회전수는 일정하게 고정한다.
- (6) 위와 같은 절차를 거쳐 한 가지 냉매에 대한 실험을 마치고 나면, 새로운 냉매로 교체한 후 (1)~(5)의 과정을 반복한다. 냉매 교체시에는 시스템의 세척과 진공에 각별한 주의를 기울여야 한다.

공기유속은 five-hole pitot tube<sup>(11)</sup>와 열선 유속계(Hot-Wire Anemometry)<sup>(12)</sup>를 이용하여 사전에 측정하였다. 그러나, 공기유속을 정확히 측정하기가 곤란하여 그 결과를 제시하지 않았으며, 아울러 각 냉매의 냉방용량은 계산하지 않았다.

위와 같은 실험결과를 토대로 하여 각 냉매의 성능을 비교평가하기 위한 성능지표는 다음과 같이 계산하였다. 압축기 동력은 정밀한 Digital Powermeter를 이용하여 측정하였다.

$$\text{COP} = \frac{\Delta h \times \dot{m}_R}{W_{\text{comp}}} \quad \text{Capacity (kW)} \equiv \Delta h \times \dot{m} \quad (1)$$

$$\text{VCR (kJ/m}^3\text{)} = \frac{\Delta h}{v_{i,\text{comp}}} \quad (2)$$

### 3. 결과 및 고찰

R-407c와 R-410a에 대한 성능을 비교 평가하

Table 3 Refrigerant charged

Refrigerant	Ratio (% Mass)	Charged Amount (kg)	Mass Flow Rate (kg/hr)
R-22	—	1.70	61.5
R-32/R-125	50/50	1.81	77.5
R-32/125/134a	23/25/52	1.40	53.9

Table 4 Summary of Test results

		Air Volume Flowrate (m <sup>3</sup> /s)	Evaporator 0.0683		Condenser 0.74178
			R-22	R-407C	R-410A
Results					
COP			2.48	3.27	1.95
Capacity(kW)			2.7128	2.4929	3.5090
Mass flow rate(kg/h)			61.5	53.9	77.5
VCR(kJ/m <sup>3</sup> )			2548.9567	2377.5525	3718.9140
Compressor Power(kW)			1.0960	0.7620	1.8000
Compressor Inlet	P(kPa)		460.35	404.70	739.40
	T(°C)		35.3	37.1	34.4
Compressor Outlet	P(kPa)		1755.83	1794.10	2858.99
	T(°C)		79.9	75.0	90.2
Evaporator Inlet	P(kPa)		602.09	544.40	940.2
	T(°C)		0.3	1.8	-1.1
Evaporator Outlet	P(kPa)		488.84	430.80	769.83
	T(°C)		9.0	9.2	6.6
Condenser Inlet	P(kPa)		1705.72	1794.10	2831.84
	T(°C)		77.1	74.8	90.1
Condenser Outlet	P(kPa)		1632.78	1748.10	2776.84
	T(°C)		41.3	37.7	42.9
Evaporator Temperature(°C)			2.9	-0.9	1.7
Condenser Temperature(°C)			43.7	43.1	46.5
Subcooling Temperature(°C)			1.1	2.4	3.1
Subcooling Temperature(°C)			9.4	11.1	7.6

기 위해 COP, 냉매측 냉동용량(kW), 질량유량(kg/hr), VCR(kJ/m<sup>3</sup>) 그리고 압축기 소요동력(kW)과 입출구에서의 압력 및 온도등을 측정하고 계산하였다. 증발기와 응축기에서의 압력강하량도 비교 검토하였다. 실험결과는 Table 4와 같다. 참고로, Table 4의 실험결과는 여러가지의 응축기측 풍량조건중 한 경우에 대한 것으로 이때의 증발기측 풍량은 고정하였다.

Fig. 2는 COP, VCR, 냉동용량, 질량유량 그리고 냉동효과를 비교한 것이다. R-407c는 R-22에 비해 COP가 31.9% 높은 반면, R-410a는 21.4% 낮은 값을 보였다. 이는 R-407c가 R-22에 비해 상대적으로 압축기 소요동력이 작기 때문이다. 그러나, 이러한 경향은 기존의 연구결과와 상반되

는 결과이다. 반면, R-410a는 R-22에 비해 냉동효과는 우수하지만 압축기 소요동력이 많이 든다. VCR은 COP와 반대로 R-410a가 R-407c보다 더 높으며, R-22보다는 45.9% 더 높다. 그러나 R-407c는 R-22에 비해 6.7% 낮다. 이는 R-410a가 R-22에 비해 냉동효과가 우수하고 비체적이 상대적으로 작기 때문이다. 반면, R-407c는 R-22에 비해 냉동효과는 다소 크지만 상대적으로 비체적이 크다. 따라서 냉방용량의 결과는 제시하지 않았지만, 모든 냉매에 대해 압축기는 동일하고 회전속도를 일정하게 고정하였으므로 체적유량이 일정할 경우 R-410a가 R-22에 비해 냉방용량이 클 것으로 예상할 수 있다. 냉동용량은 VCR의 경우와 마찬가지로 R-410a가 R-407c보다 더 높으며, R-22

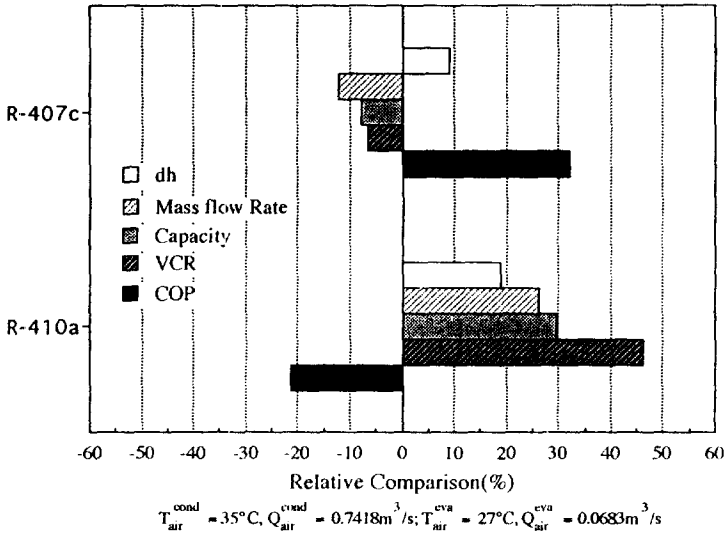


Fig.2 Relative comparison of COP, VCR, capacity, mass flow rate and evaporation enthalpy at 500 kPa of R-22 with respect to R-410a and R-407c

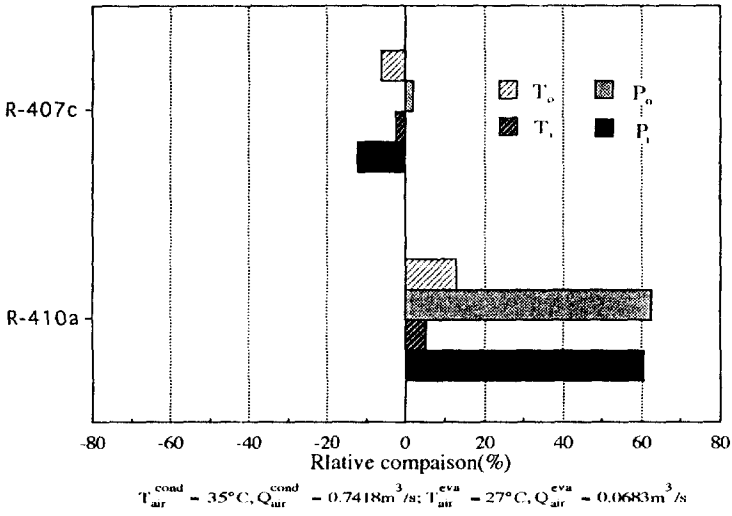


Fig.3 Relative comparison of compressor inlet, outlet temp. and press. of R-22 with respect to R-410a and R-407c

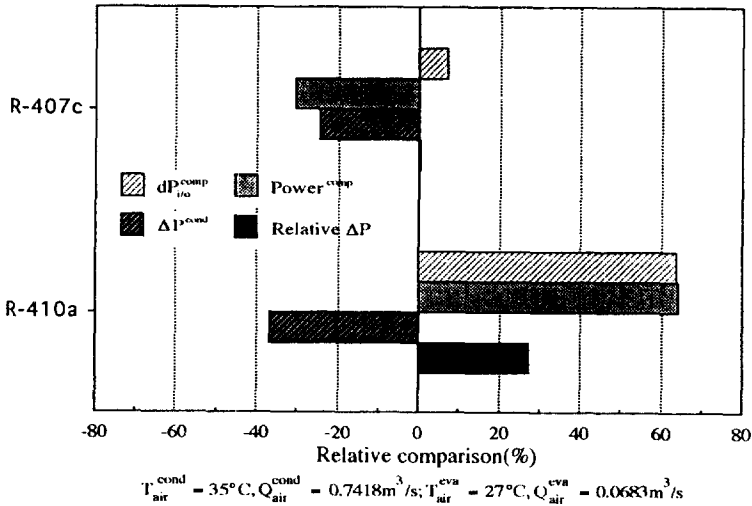


Fig.4 Relative comparison of press. drop in eva. and cond., comp. power and press. difference in comp of R-22 with respect to R-410a and R-407c

보다는 29.3% 더 높다. 반면, R-407c는 R-22보다 8.1% 더 낮다. 이는 R-410a가 R-22에 비해 냉동효과가 더 높고 질량유량이 많이 흐르기 때문이다. R-410a는 R-22에 비해 냉동효과( $P^{eva} = 500kPa$ )가 18.8% 정도 더 높고 R-407c는 R-22에 비해 약 8.8% 정도 더 높다. R-407c의 경우 냉동효과가 R-22보다 우수함에도 불구하고 R-22에 비해 냉동용량이 작은 것은 질량유량이 적게 흐르기 때문이다. 질량유량을 비교해보면, VCR의 경향과 일치하여 VCR이 큰 냉매가 질량유량도 더 컸다. R-410a가 R-407c보다 더 많이 흘렸으며, R-22보다는 26.0% 더 흘렸다. 그러나, R-407c는 R-22에 비해 12.4% 적게 흘렸다. 이는 각 냉매의 비체적 특성 때문으로 R-410a의 비체적이 R-22에 비해 상대적으로 더 작다. 이러한 각 냉매의 질량유량의 경향은 냉매의 충전량과 유사하다.

Fig. 3은 압축기에서의 입·출구 압력과 온도를 비교한 것이다. R-407c는 입구압력이 R-22와 비슷하지만, R-410a는 60.2% 더 높다. 이는 R-410a의 증기압이 R-22보다 높기 때문이다. 입구 온도는 대체로 비슷하다. R-407c의 출구압력은 R-22와 비슷한 반면, R-410a는 R-22에 비해 62.8

% 더 높다. 이는 압축기 입구압력 분포의 경우와 마찬가지로, R-410a 증기압이 R-22에 비해 매우 높기 때문이다. 출구온도의 경우, R-407c는 R-22와 비슷한 반면, R-410a는 R-22보다 12.9% 더 높았으며, 본 실험에서 측정된 최대 온도는  $95.3^{\circ}C$ 이다. 이는 R-410a가 R-22에 비해 압축기 토출압력이 지나치게 높고, 비열비가 크기 때문이다. 비열비가 크면 압축기 토출압력과 토출온도가 상승하고 압축기의 체적효율도 감소한다. 압축기 출구 온도가 지나치게 높을 경우에는 압축기의 윤활오일이 변질될 우려가 있다. 본 실험에서 사용한 Ester Oil의 비동점은  $118.3^{\circ}C$ 이다.

Fig. 4는 증발기와 응축기에서의 압력강하량 그리고 압축기의 소요동력과 압력비를 비교한 것이다. R-407c는 증발기에서의 압력강하량이 R-22와 거의 비슷하지만, R-410a는 R-22에 비해 27.3% 더 높다. 일반적으로 동일한 질량유량에 대해서는 밀도가 크면 압력강하량은 작다. 그리고 질량유량이 증가하거나 냉매중에 혼합된 오일의 양이 증가할수록 압력강하량도 커진다<sup>(13)</sup>. 그러나, 각 냉매의 질량유량이 서로 다르기 때문에 압력강하량을 밀도차이보다는 냉매점성에 대한 측면에서 고려해



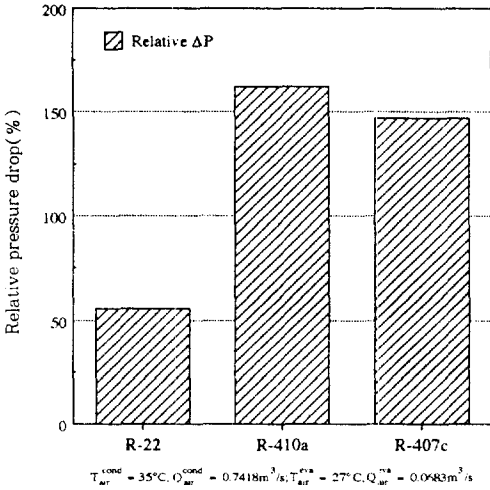


Fig.5 Relative pressure drop in the evaporator of each refrigerants with respect to condenser

보면, R-407c의 포화증기의 점성은 R-22보다 대체로 낮지만, R-410a는 R-22보다 높다. 따라서 R-410a의 압력강하도 더 크다. 응축기에서의 압력강하량을 살펴보면, 증발기에서와는 반대로 R-410a와 R-407c 모두가 R-22에 비해 상대적으로 작아 전자는 36.9% 그리고 후자는 24.6% 더 낮다. R-407c의 포화액의 점성은 대략  $0^{\circ}C$  이하를 제외한 일반적인 응축 온도범위에서 R-22보다 약간 작지만, R-410a는 일반적인 온도영역에서 R-22에 비해 상당히 작다. 압축기 소요동력의 경우, R-407c는 R-22에 비해 30.5% 더 낮지만, R-410a는 R-22에 비해 64.2% 더 높았다. 이는 R-410a가 R-22에 비해 증기압이 지나치게 높고 증발기와 응축기의 압력차가 커서 압축기 소요동력이 많이 들기 때문이다. 결과적으로, R-410a의 이러한 특성으로 인해 기존의 냉동 시스템에 그대로 적용될 경우에 압축기의 토출압력과 토출온도를 상승시켜서 윤활오일의 변질을 야기시키거나 압축기의 체적효율을 감소시킬 우려가 있다. 그리고 이러한 결과들은 압축기에서의 동력손실을 초래하며 각종 기기나 배관의 내압강도를 높여야하는 등의 문제점들을 야기한다. 압축기에서의 흡입/토출 압력비는 R-407c가 R-22에 비해 7.3% 그리고 R-410a는

63.6% 더 높았다. 따라서 R-410a가 R-22에 비해 압축기 소요동력도 많이 소모하게 된다.

#### 4. 결 론

최근, R-22의 대체 혼합냉매로 유력한 R-407c와 R-410a에 대해 'drop-in' 성능 실험을 실시하였다. 시스템의 핵심장치는 현재 사용되고 있는 R-22용 분리형 에어컨의 부품들을 그대로 사용하였다. 단, 팽창장치로서 기존의 모세관 대신 수동식 팽창밸브를 사용하여 각 냉매들의 응축기 출구에서의 과냉도를 같게 하였다. 그리고 각 냉매는 'ARI Test A'의 공기조건에 따라 과열도  $8.3^{\circ}C$ 를 유지하도록 충전되었다. 증발기측의 풍량은 고정하고 응축기측의 풍량을 조절하여 실험을 실시하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) R-407c는 R-22에 비해 COP가 31.9% 높으나, R-410a는 VCR, 냉동용량, 냉동효과등이 상대적으로 우수함에도 불구하고 COP가 R-22에 비해 21.4% 낮았다. 이는 R-410a가 R-22에 비해 증기압이 지나치게 높고 압축기에서의 압력비가 매우 커서 압축기 소요동력이 상대적으로 크기 때문이다.

2) 고려한 두 냉매의 냉동효과는 모두 R-22에 비해 크다. 그리고 R-410a는 R-22에 비해 질량유량 또한 커서 냉동용량이 29.3% 컸으나, R-407c는 R-22에 비해 질량유량이 상대적으로 작아서 냉동효과가 큼에도 불구하고 냉동용량이 8.1% 더 작았다.

3) 열교환기 측면에서 살펴볼 때, 두 신냉매는 응축기에서의 압력강하량이 R-22에 비해 상대적으로 작고 증발잠열이 크기 때문에 열교환기 크기를 설계할때 잇점으로 작용할 수 있다.

위의 결론들을 종합해 보면, R-407c는 압력과 기타 열물리적 성질이 비교적 R-22와 유사하기 때문에 기존의 냉동 시스템에 그대로 적용해도 큰 문제는 없으나, VCR과 냉동용량이 상대적으로 작아서 R-22와 유사한 성능을 얻기 위해서는 우선적으로 체적유량을 변화시켜 질량유량을 조절하여야 한다. 체적유량은 압축기의 배제체적 및 회전속도에 따라 변하므로 압축기의 배제체적이나 회전속도를

변화시켜 냉매의 체적유량을 변화시킬 수 있다. 반면, R-410a는 COP를 제외하고는 다른 모든면에서 R-22보다 성능이 우수하지만, 압력이 지나치게 높아 기존의 시스템에 그대로 적용할 경우에 각종 기기나 배관의 내압강도를 높여야하는 등의 문제점들이 발생한다. 그러나, 압축기의 효율등의 개선으로 소요동력을 충분히 감소시켜서 COP를 크게할 수 있다면 매우 훌륭한 대체냉매로서 그 가능성이 상대적으로 높다고 할 수 있다. 이에 대한 한가지 개선방법은 압축기 피스톤의 행정거리를 줄이는 것이다. 그 결과 토출압력이 낮아져서 압축기 소요동력이 감소하고 압축기 배출량이 감소하여 R-22와 유사한 냉동능력을 얻을 수 있다.

## 후 기

본 연구는 과학재단 핵심전문연구(941-1000-049-2)의 지원으로 수행되었으며, 이에 재단의 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. Global climate change from CO<sub>2</sub> and CFCs, ASHRAE Journal, May, 1995, pp. 10.
2. 박영무, 1993, "대체냉매 R-32(Difluoro Methane)의 열역학적 물성과 R-22 대체냉매로서 열역학적 성능의 초기 평가", 공기조화냉동공학 논문집, 제5권, 제2호, pp. 141~155.
3. Kondepudi, S. D., 1993, "Drop-in testing of R-32 blends as R-22 alternatives in a split system air conditioner", ASHRAE Trans., Vol 99, Part 2, pp. 406~413.
4. Sanvordenker, K. S., 1993, "Experimental evaluation of an R-32/R-134a blend as a near drop-in substitute for R-22", ASHRAE Trans. Vol. 99, Part 2, pp. 773~778.
5. Spatz, M. W., and J., Zheng., 1993, "R-22 alternative refrigerants : Performance in unitary equipment", ASHRAE Trans., Vol. 99, Part 2, pp. 779~785.
6. F. T. Murphy et al, 1995, "Comparison of R-407c and R-410a with R-22 in a 10.5kW(3.0TR)", Residential Center Air-Conditioner, Int. CFC and Halon Conference, pp. 31~40.
7. 신정섭, 김권진, 김만희, 문정호, 박윤서, 1995, "HFC계 혼합냉매를 이용한 가정용 에어컨의 성능평가", 공기조화 냉동공학회 동계 학술발표논문집, pp. 268~275
8. J. J. Grebner and R. R. Crawford., 1992, "The Effects of Oil on the Thermodynamic Properties of Dichlorodifluoromethan(R-12) and Tetrafluoroethane(R-134a)", ACRC TR-13, February.
9. 김창년, 황의필, 박영무, 1995, "조도를 고려한 모세관 선정 선도", 공기조화냉동공학 논문집, 제7권, 제4호, pp. 681~693.
10. NIST, REFPROP version 4.01, 1993, Gaithers-burg, MD : National Institute of Standards and Technology.
11. TREAster A. L. YOCUM A. M., 1978, "The Calibration and Application of Five-hole Probes", ISA Trans., Vol. 18, No. 3, pp. 23~34.
12. 고상근, 1991, "정온도형 열선유속계의 오차 해석과 그 응용", 대한기계공학회 논문집, 제31권, 제6호, pp. 512~518.
13. Torikoshi K., Ebisu T., 1993, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristic of R-134a, R-32, and a Mixture of R-32/R-134a inside a Horizontal Tube", ASHRAE Trans., vol. 99, Part 2, pp. 90~96.