

# R-22 대체용 혼합냉매의 Drop-In 열역학적 성능 계산

## Drop-In Evaluation of Thermodynamic Performance of R-22 Alternative Refrigerant Mixtures

주 증 문\*, 김 창 년\*, 박 영 무\*\*  
J. M. Ju, C. N. Kim, Y. M. Park

**Key words :** Alternatives(대체냉매), COP(성능계수), VCR(냉매의 단위체적당의 열량), Drop-In(교체), Capacity(용량)

### Abstract

Thermodynamic performance of eight zeotropic R-22 alternative refrigerant mixtures selected by AREP(R-22 Alternative Refrigerants Evaluation Program) and R-32/R-125/R-134a(23%/25%/52%), namely R-407C were evaluated by the "drop-in" simulation method.

An existing air conditioner was selected and its design data were used for the simulation. "ARI Test A" air conditions were applied. The degree of vapor superheat at the compressor inlet fixed at 5°C for all the mixtures. The results of the simulation were compared with those of R-22.

COPs of all mixtures except for R-32/R-227ea(35%/65%) and R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%), were higher than that of R-22 by 2%~8%, while the capacities were all lower than that of R-22 by 13%~27%.

COP of R-32/R-134a(40%/60%) was 2.4% higher but the capacity was 15% lower than those of R-22. In the case of R-32/R-134a(30%/70%), COP and capacity were 5.5% higher and 15% lower than those of R-22, respectively.

Among the ternary mixtures, R-407C and R-32/R-125/R-134a(30%/10%/60%) showed the best performance. COP of R-407C was 2.4% higher than those of R-22 but the capacity was 15% lower.

### 기 호 설 명

COP : 성능계수

- H1 : 압축기 모형에서 계산된 증발기 출구의 엔탈피(kJ/kg)
- H1E : 증발기 모형에서 계산된 증발기 출구의 엔탈피(kJ/kg)
- P : 압력(kPa)

\* 아주대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 아주대학교 기계 및 산업공학과

P1	: 압축기 모형에서 계산된 증발기 출구의 압력(kPa)
PIE	: 증발기 모형에서 계산된 증발기 출구의 압력(kPa)
RIN	: 충전된 냉매의 질량(kg)
RMASS	: 압축기를 흐르는 질량유량(kg/h)
T	: 온도(°C)
TM	: 계산된 냉매의 총 질량(kg)
VCR	: 냉매의 단위체적당의 열량(kJ/m <sup>3</sup> )
XMASS	: 팽창장치를 흐르는 질량유량(kg/h)
XW	: 가정한 조성 혹은 전 단계에서 계산된 조성
XWC	: 계산된 조성

### 첨 자

air	: 공기
b	: 기포점
bd	: 이슬점과 기포점의 물성치의 차
comp	: 압축기
fg	: 포화증기와 포화액의 물성치의 차
in	: 내부 또는 입구
out	: 외부
s	: 포화상태
sup	: 과열
1	: 증발기 출구
2	: 흡입관 출구
3	: 압축기 입구
6	: 실린더 출구
13	: 증발기 입구

## 1. 서 론

현재, 공기 조화기와 열펌프의 냉매로 HCFC-22(R-22)가 널리 사용되고 있다. HCFC는 CFC에 비해서 오존층 파괴 및 지구 온난화에 미치는 영향이 적다. 그러나, 1992년 개정된 몬트리올 의정서에 따르면, HCFC도 1989년의 사용량을 기준으로 1996년까지 사용량을 동결하고 점차적으로 그 사용량을 줄여서 2030년 이후에는 사용을 못하게 되어 있다<sup>(1)</sup>. 따라서 기존의 HCFC 냉매의 대

체 냉매에 대한 연구·개발은 아주 시급한 문제이다. 이러한 이유로 인해, 학계와 냉동 관련 산업체에서는 R-22를 포함한 기존의 HCFC 냉매를 대체할 물질을 선정하기 위한 많은 연구를 수행해오고 있다.

대체 냉매는 오존층 파괴 지수(ozone depletion potential)가 0이어야 하며, 지구 온난화에 미치는 영향도 적어야 한다. 뿐만 아니라 가연성과 독성이 없어야 하며, 냉동 시스템을 구성하는 기계재료와 상용성도 있어야 한다. 대체 냉매에 적용할 수 있는 적절한 운환유도 개발되어야 한다. 그러나 기존의 냉매를 대체할 수 있으려면 위의 조건들을 만족해야 할 뿐만 아니라 실제 시스템에 적용했을 때, 기존의 냉매와 유사한 성능 특성을 나타내야만 한다. 따라서 대체 냉매의 시스템 성능을 미리 평가해 보고 기존의 냉매의 성능과 비교해 볼 필요가 있으며, 이러한 작업은 중요한 연구 과제의 하나이다.

미국의 AIR(Air-Conditioning and Refrigeration Institute)에서는 AREP(R-22 Alternative Refrigerant Evaluation Program)의 일환으로 대체 가능성이 높은 여러 가지 R-22 대체 후보 물질을 제안하고 있다. 이들은 R-134a, R-290(propane) 및 R-717(ammonia)과 같은 순수 물질 또는 R-32, R-125와 R-134a의 혼합 물질이다.

R-22 대체용 혼합 냉매에 대한 연구 결과는 최근에 Radermacher와 Jung<sup>(2)</sup>, Domanski와 Didion<sup>(3)</sup>, Kondepudi<sup>(4)</sup>, Sanvordenker<sup>(5)</sup>, Spatz<sup>(6)</sup> 등에 의해 발표되었다.

Radermacher 등<sup>(2)</sup>은 R-22 대체용 이성분 및 삼성분 혼합 냉매들의 열역학적 성능을 시뮬레이션을 통하여 평가하였다. 이들이 수행한 시뮬레이션은 혼합 냉매의 열역학적 성질에만 기초한 것이며, R-22에 비해 혼합 냉매의 COP가 최고 13.7%까지 향상될 수 있다고 예견했다. 그러나 혼합냉매를 사용하기 위해서는 시스템의 설계 변화가 요구되며, 따라서 이에 대한 많은 연구와 노력이 필요하다고 지적했다.

Domanski 등<sup>(3)</sup>은 시뮬레이션을 통해 R-22 대체 냉매 아홉 가지의 성능을 구했으며, 각각에 대한 결과를 R-22의 성능과 비교하여 제시하고 있

다. 이들은 열교환기의 해석에 순수 직교류 이론 (pure cross-flow theory)을 이용하였다.

Kondepudi<sup>(4)</sup>는 기존의 2ton 용량의 분리형 공기 조화기를 이용하여 R-32/R-134a와 R-32/R-152a에 대한 실험을 수행하였다. 그의 실험에 의하면 R-32/R-134a는 R-22와 비교했을 때 2% 내의 성능차로 비슷한 용량을 나타냈으나, 적절한 시스템 최적화를 통해서 R-22 보다 나은 성능을 얻을 수 있다고 주장했다.

Sanvordenker<sup>(5)</sup>는 R-32/R-134a(30%/70%)에 대한 압축기 열량계 실험을 하였으며, 그의 실험 결과에 의하면 증발기 온도가  $-12^{\circ}\text{C}$  이상일 경우 실험한 혼합 냉매의 효율이 R-22와 비슷하거나 더 좋게 나타났다.

Spatz<sup>(6)</sup> 등은 기존의 3ton 용량의 공기 대 공기 열펌프를 이용하여 R-32/R-125(60%/40%)와 R-32/R-125/R-134a(30%/10%/60%)에 대한 성능 실험을 수행하였다. 그들의 실험 결과에 의하면 R-32/R-125의 경우 R-22에 비해 약 9%의 성능 향상을 보였으나, R-32/R-125/R-134a의 경우에는 약 2%의 성능 감소를 보였다.

대체 냉매의 시스템 성능을 평가하는 방법으로는 실험에 의한 방법과 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 방법이 있다. 실험에 의한 평가 방법 중 가장 간단하면서도 직접적인 것은 'drop-in' 방법이다. 이는 기존 냉매용 시스템에 아무런 수정도 가하지 않은 상태에서 대체 냉매를 충전시켜 그 성능을 알아보는 방법이다. 이에 대응하는 시뮬레이션 방법이 'drop-in' 시뮬레이션이다.

본 연구에서는 'drop-in' 시뮬레이션을 통하여 R-22 대체용으로 거론되고 있는 물질 중 대체 가능성이 높은 이성분 및 삼성분 혼합 냉매의 열역학적 성능을 알아보고, 그 결과를 R-22의 열역학적 성능과 비교해 보았다.

## 2. Drop-In 시뮬레이션과 열역학 사이클 시뮬레이션

대체 냉매 시스템을 설계하기 위해서는 기본적으로 대체 냉매의 압축기 성능 특성, 열전달 특성과 압력 강하 특성이 필요하다. 이러한 특성들은 대체

냉매에 대한 최소한의 물성 자료를 이용한 열역학적 시뮬레이션이나 실험을 통하여 예측이 가능하다.

냉매의 열역학적 성능 비교 방법에는 기존 냉매용 시스템에 냉매를 단순 교체 (팽창 장치는 응축기 출구에서의 과냉도가 같도록 수정하는 것이 바람직하다.)하여 성능을 조사하는 'drop-in' 방법과 냉매의 체적 특성을 고려한 합리적인 조건 하에서 비교하기 위하여 총열전달계수와 전열 면적의 곱(UA)의 값을 일정하게 부여하고 성능을 조사하는 열역학 사이클 성능 비교 방법이 있다.

'Drop-in' 방법에서는 동일한 시스템에 체적 용량이 다른 냉매가 충전되므로 시스템 용량이 변한다. 이로 인해 증발기 및 응축기의 용량이 변하므로 결국 응축기 및 증발기 온도가 변하게 된다. 따라서, 엄밀한 의미에서, 동일한 조건에서의 냉매의 열역학적 성능 비교가 아니라는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해 McLinden과 Radermacher<sup>(7)</sup>는 모든 시험 냉매에 대해 응축기와 증발기 전체 전열 면적에 대한 냉동 용량의 비를 일정하게 유지하면서 시험하는 방법을 제안하였다. 이 방법은 냉매의 체적 용량은 다르지만 열교환기의 면적 당 용량은 같은 조건에서 각 대상 냉매의 성능을 비교할 수 있다는 장점이 있다. 이 방법은 전산 시뮬레이션으로 비교적 간단히 수행할 수 있으나 실험으로 구현하기는 어렵다.

열역학 사이클의 성능을 비교하는 방법은 대체 냉매의 예비 선정 작업의 일환으로 대체 냉매의 체적 용량, COP, 냉방 용량등을 비교하는 객관적인 기준이 될 수 있다. 그러나 대체 냉매를 사용하는 시스템의 설계에 필요한 열교환기에서의 열전달 및 압력 강하, 액 배관 및 토출 배관의 압력 손실을 예측할 수 없으며 주요 지점의 온도 및 압력 예측의 정확도가 상대적으로 떨어진다는 단점이 있다. 단순한 열역학 사이클의 성능 비교를 위한 시뮬레이션에서는 냉매의 열역학적 성능에 많은 영향을 미치는 열교환기의 사양이나 압력 강하 등을 고려하지 않으므로, 특정 냉매의 실제 열역학적 성능을 자세히 예측하기에는 부족한 점이 많다<sup>(8)</sup>. 반면에 'drop-in' 시뮬레이션은 기존 시스템의 부품을 모델링하여 각 부품의 설계치를 고려하므로, 대체 냉

매를 기존 냉매용 시스템에 충전하였을 경우 얻을 수 있는 성능 특성을 좀 더 자세히 예측할 수 있으며 각 부품의 설계 변경에 필요한 정보를 얻을 수 있는 장점이 있다.

### 3. Drop-In 시스템 시뮬레이션

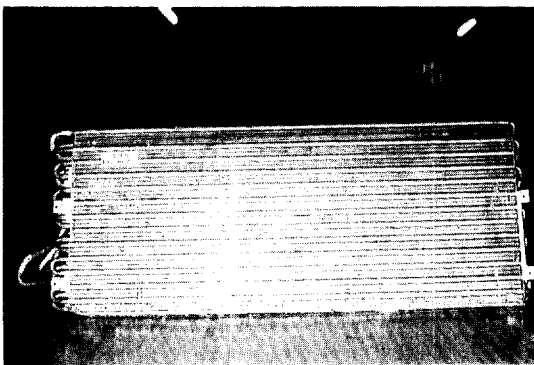
본 연구에 사용된 프로그램은 Domanski<sup>(8)</sup>가 개발한 비공비 이성분 혼합 냉매용 열펌프 모형을 삼성분 혼합 냉매에 적용할 수 있도록 수정하고, NIST에서 개발한 순수 및 혼합 냉매 물성계산 프로그램 “REFPROP”<sup>(9)</sup>을 이용할 수 있도록 보완한 것이다.

프로그램은 정상 상태를 시뮬레이션하며, 압축기 용기 입·출구를 비롯한 시스템 내의 각 점에서 냉매의 상태를 구한다. ‘drop-in’ 시뮬레이션을 위하여 채택한 시스템은 Fig. 1과 같으며, 시뮬레이션 프로그램의 전체 구성은 Fig. 2와 같다. 먼저, 압축기 입구 및 압축 후의 냉매 상태를 가정하여 압축기에서의 질량 유량을 구한 후 응축기와 모세관의 질량 유량이 같아지도록 반복 계산을 수행하여 시스템의 질량 유량을 결정하게 된다. 질량 유량이 결정된 후에는 증발기를 시뮬레이션 한다. 이 단계에서 압축기 입구 상태로부터 구한 증발기 출구 엔탈피와 증발기 시뮬레이션에서 구한 출구 엔탈피를

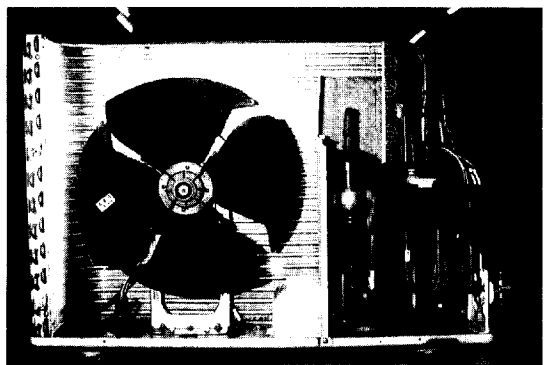
비교하여 시스템의 에너지 균형점을 찾게 된다. 에너지 균형을 이루고 나면 시스템 내 각 점의 냉매 상태가 계산된다.

압축기 시뮬레이션은 압축기 입구 및 토출 밸브에서의 냉매 상태를 가정하면서 시작하며, 압축기 입·출구, 흡입·토출 밸브 및 흡입 전 압축기 용기 내의 가스 상태를 계산한다. 압축 과정은 폴리트로픽 과정으로 가정하였다. 압축기 내부의 압력 강하 및 에너지 관계식을 이용하여 계산한 압축기 입구 상태가 처음 가정한 입구 상태와 같아질 때까지 흡입 밸브에서의 상태를 변화시키면서 반복 계산을 수행한다. 압축기 시뮬레이션이 끝나면 압축기 입·출구 상태로부터 증발기 출구 및 응축기 입구 상태를 계산한다.

팽창 장치로는 모세관을 선택하였으며 열교환기는 공기 대 냉매 직교류 열교환기로 선택하였다. 열교환기 모델은 tube-by-tube 방법<sup>(6)</sup>을 이용하였으며, 각 관의 해석에는 순수 직교류 이론을 적용하였다. 핀은 사각 평판 핀으로 선택하였으며, 핀의 성능을 해석할 때에는 등가 면적의 원형 평판 핀으로 가정하였다. 응축기와 증발기 입구의 냉매 상태는 각각 압축기와 모세관 시뮬레이션으로부터 계산된다. 열교환기를 시뮬레이션하기 위하여 먼저 각 관의 전면부에서의 공기 상태를 예상한다. 그 후 냉매가 흘러가는 순서에 따라서 관을 하나씩 시뮬레이션한다. 관을 시뮬레이션하기 위해서는 관



(a) Evaporator



(b) Compressor and condenser

Fig. 1 Photographs of the commercial air-conditioning system used as the “drop-in” simulation

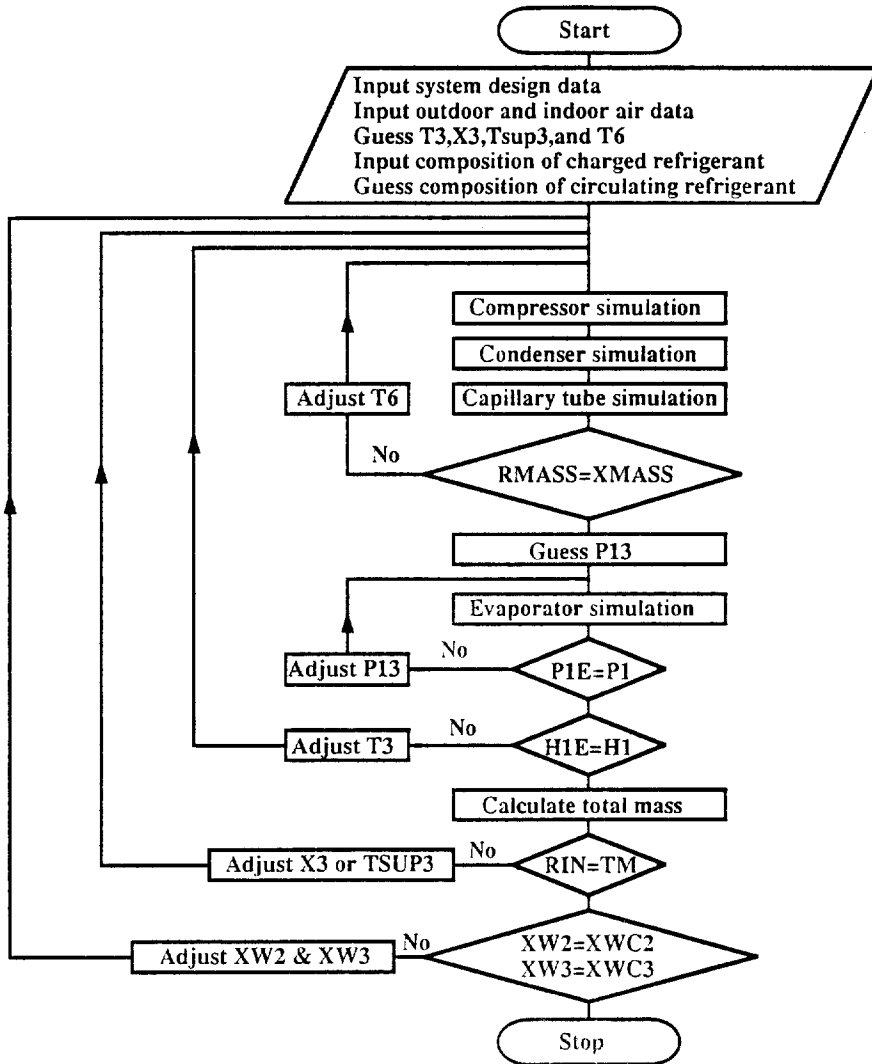


Fig. 2 Flow chart for the main program

출구에서의 냉매 상태를 예상해야 한다. 그 다음, 현 단계에서 계산한 관 출구에서의 엔탈피가 이 전 단계에서 계산한 엔탈피와 같아질 때까지 출구 상태를 변화시키면서 반복 계산한다. 모든 관의 시뮬레이션이 끝나면 열교환기 출구의 상태가 계산된다. 이 때, 현 루프에서 계산한 열교환기 출구에서의 엔탈피와 이 전 루프에서 계산한 출구 엔탈피를 비교하여, 이 두 값이 서로 같아질 때까지 처음 예

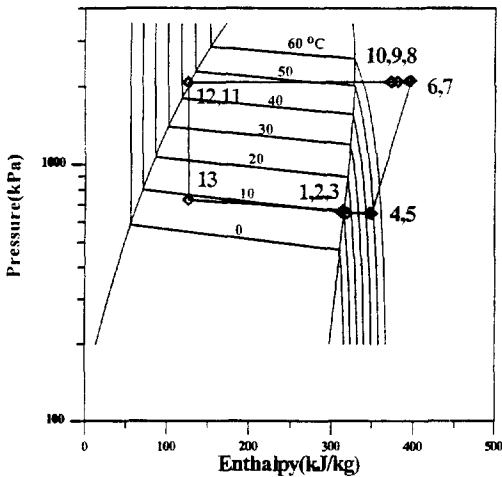
상했던 공기 상태를 변화시키면서 전체 루프를 반복한다.

#### 4. 대체 냉매의 Drop-In 성능 평가

본 연구에서 고려한 R-22 대체용 혼합 냉매는 Table 1과 같다. 컴퓨터 시뮬레이션에 적용한 공기 조건은 Table 2와 같으며, 이 조건은 'ARI Test

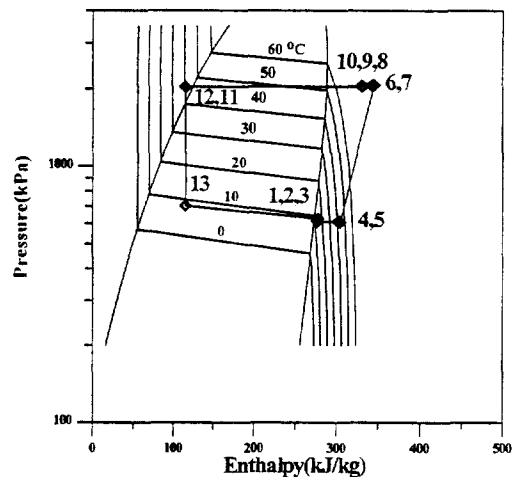
Table 1 R-22 Alternative refrigerants considered in this study

Refrigerant Blend	Percent Composition (by weight)	Baseline Reference	ASHRAE No. or Brand Name
1 R-32/134a	20/80	R-22	407B
2 R-32/134a	25/75	R-22	
3 R-32/134a	30/70	R-22	
4 R-32/134a	40/60	R-22	
5 R-32/227ea	35/65	R-22	
6 R-32/125/134a	10/70/20	R-22	
7 R-32/125/134a	30/10/60	R-22	R-407C
8 R-32/125/134a	23/25/52	R-22	
9 R-32/125/134a	24/16/60	R-22	



- 1 : Evaporator outlet
- 2 : Suction line outlet
- 3 : Compressor inlet
- 4 : Inside compressor can
- 5 : Compressor cylinder at suction
- 6 : Compressor cylinder at discharge
- 7 : Discharge manifold
- 8 : Compressor can outlet
- 9 : Discharge line inlet
- 10 : Condenser inlet
- 11 : Condenser outlet
- 12 : Capillary tube inlet
- 13 : Evaporator inlet

Fig. 3-a Cycle on the P-h diagram of R-32/R-134a(40%/60%)



- 1 : Evaporator outlet
- 2 : Suction line outlet
- 3 : Compressor inlet
- 4 : Inside compressor can
- 5 : Compressor cylinder at suction
- 6 : Compressor cylinder at discharge
- 7 : Discharge manifold
- 8 : Compressor can outlet
- 9 : Discharge line inlet
- 10 : Condenser inlet
- 11 : Condenser outlet
- 12 : Capillary tube inlet
- 13 : Evaporator inlet

Fig. 3-b Cycle on the P-h diagram of R-407C [R-32/R-125/R-134a(23%/25%/52%)]

Table 2 Indoor and outdoor air conditions

	Pressure (kPa)	Dry-Bulb Temperature(°C)	Relative humidity
Indoor air	101.325	27.0	0.5
Outdoor air	101.325	35.0	0.4

A<sup>(5)</sup>의 공기 조건과 동일한 것이다. 그리고 압축기 입구의 냉매 과열도는 모든 경우에 대해서 5°C로 고정시켰다. 혼합 냉매의 과열도는 압축기 입구 압력 하에서의 이슬점 온도와 압축기 입구 온도의 차로 정의한다. Fig. 3은 본 시뮬레이션에서 구한 R-407C[R-32/R-125/R-134a(23%/25%/52%)]

와 R-32/R-134a(40%/60%)의 냉매 상태를 각각 P-h 선도 상에 나타낸 것이다.

‘Drop-in’ 성능 시뮬레이션을 수행하기 위해서 기존 제품 중에서 그 대상을 선정한다. 압축기의 경우 배제 체적, 틱새 체적률, 폴리트로픽 효율, 모터의 효율 및 회전수 및 모터의 최대 에너지 소비율 등을 알아야 한다. 그리고 열교환기의 경우는 열교환기를 구성하는 관 및 핀에 대한 데이터가 필요하며, 모세관에 대해서는 내경과 길이를 알아야 한다.

본 시뮬레이션에서 선택한 시스템은 분리형 냉방 장치로써 압축기, 응축기, 팽창 장치, 증발기 및 어큐물레이터로 구성된다. 열교환기는 모두 공기 대 냉매 열교환기이다. 증발기는 2열 26개의 관으로 구성되며, 응축기는 2열 48개의 관으로 구성된다. 관의 내경은 모두 6.65mm이다. 그리고 열교환기의 핀은 두께 0.105mm의 사각 평판 핀으로 한다.

Table 3 Compressor design input data

Motor energy input rate at maximum rated load(kW)	1.7
Displacement volume(cm <sup>3</sup> /rpm)	19.64
Clearance volume as fraction of displacement volume(%)	4.0
Polytropic efficiency(%)	50.0

Table 4 Capillary tube design input data

Inner diameter(mm)	1.6
Length(mm)	660.0

Table 5 Connecting tubing design input data

	Suction line	Discharge line	Liquid line
Length(m)	6.41	1.21	6.41
Inner diameter(mm)	11.0	6.9	5.6
Outer diameter(mm)	12.7	7.8	
Thermal conductivity(W/m K)	399.0	399.0	
Outer diameter of insulation(mm)	25.0	20.0	
Thermal conductivity of insulation(W/m K)	0.087	0.087	

팽창 장치로는 모세관을 사용한다. 모세관의 내경은 1.6mm이며 길이는 660mm이다. 본 시뮬레이션에서 선택한 시스템의 사양은 Table 3~6과 같다.

혼합물의 성능을 비교·평가하는데 기준이 되는 R-22의 시스템 성능은 박<sup>(10)</sup>의 프로그램을 이용하여 구하였다. 이 때 대체 냉매의 경우와 똑같은 시스템 사양, 공기 조건 및 과열도를 적용하였다.

Table 6 Heat exchanger design input data

	Condenser	Evaporator
Number of tube depth rows	2	2
Number of tubes per depth row	24	13
Inner diameter of tubes(mm)	6.65	6.65
Outer diameter of tubes(mm)	7.5	7.5
Fin tip diameter(mm)	18.4	18.4
Pitch between tubes of the same depth rows(mm)	21.9	21.9
Pitch for tube depth rows(mm)	12.7	12.7
Width(tube length)(mm)	750.0	660.0
Fin pitch(mm)	1.4	1.0
Fin thickness(mm)	0.105	0.105
Tube material thermal conductivity(W/m K)	399.0	399.0
Fin material thermal conductivity(W/m K)	236.0	236.0
Air flow rate(m <sup>3</sup> /h)	1996.3	970.3
Angle between coil face and air stream(degrees)	90.0	90.0
Fan energy input rate(kW)	0.092	0.035



본 연구에서 고려한 모든 혼합 냉매의 성능은 위에 제시한 시스템과 공기 조건 하에서 계산된다.

## 5. 결 과

각 혼합 냉매에 대한 시뮬레이션 결과는 Table 7, 8, 9, 10과 같다. R-22와 대체용 혼합 냉매의 성능 비교를 위해 COP, 냉방 용량, 질량 유량, 체적 용량과 압축기 입·출구의 압력 및 온도를 비교하였다. Fig. 4는 R-22와 각 혼합 냉매의 COP 및 VCR을 비교한 것이다. R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32/R-125/R-134a(10%/20%/70%)를 제외한 나머지 혼합 냉매의 COP는 R-22에 비해 2~8% 높은 값을 나타낸다. Fig. 5는 혼합 냉매와 R-22의 냉방 용량 및 질량 유량을 비교한 것이다. 고려한 모든 혼합 냉매의 냉방 용량은 R-22에 비해 13~27% 낮다. 일정한 압력에서 상변화를 할 때 엔탈피 변화량을 살펴보면, R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)만 R-22에 비해 작고 나머지는 크다(Fig. 6). 그럼에도 불구하고 혼합

냉매의 냉방 용량이 R-22에 비해 작게 나오는 것은 혼합 냉매의 질량 유량이 R-22에 비해 지나치게 작기 때문에 생긴 결과이다(Fig. 5). R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)를 제외한 나머지 혼합 냉매의 질량 유량이 R-22에 비해 작은 이유는 혼합 냉매의 포화 증기 비체적(여기서 혼합 냉매의 포화 증기 비체적은 이슬점에서의 비체적을 의미함.)이 R-22에 비해 크다는 사실로부터 예상할 수 있다(Fig. 7). Fig. 5를 보면, R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)를 제외한 나머지의 질량 유량은 R-22에 비해 20% 이상 작음을 알 수 있다. 그리고 혼합 냉매의 VCR도 R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)를 제외한 R-22에 비해서 1~11% 작다(Fig. 4). 따라서, 본 연구에서 고려한 혼합 냉매를 기존의 시스템에 적용하여 R-22와 유사한 냉방 용량을 얻기 위해서는 우선 압축기 배출량을 증가시켜야 할 것이다. 압축기 배출량을 증가시킬 경우, 압축기의 크기가 커지므로 압축기 소요 동력이 증가할 것으

Table 7 Results of simulation(binary mixtures)

		R-32/R-134a				R-32/R-227ea
		(20%/80%)	(25%/75%)	(30%/70%)	(40%/60%)	(35%/65%)
COP		2.791	2.792	2.722	2.642	2.313
Capacity(kW)		3.320	3.487	3.574	3.817	3.907
Mass flow rate(kg/h)		69.47	71.04	71.63	73.98	102.2
VCR(kJ/m <sup>3</sup> )		3585.03	3770.13	3879.55	4166.49	4298.07
Compressor Inlet	P(kPa)	525.4	558.5	586.0	651.1	696.4
	T(°C)	14.82	14.95	14.74	14.73	16.77
Compressor Outlet	P(kPa)	1679.0	1780.0	1886.0	2102.0	2706.0
	T(°C)	87.18	89.48	92.39	97.55	97.30
Evaporator Inlet	P(kPa)	600.0	634.8	665.2	731.9	803.5
	T(°C)	9.614	9.196	8.748	8.431	5.148
Evaporator Outlet	P(kPa)	539.9	573.3	600.9	666.8	717.2
	T(°C)	10.64	10.75	10.51	10.42	12.56
Condenser Inlet	P(kPa)	1670.0	1771.0	1877.0	2093.0	2697.0
	T(°C)	80.26	82.43	85.11	89.97	91.16
Condenser Outlet	P(kPa)	1663.0	1763.0	1868.0	2083.0	2690.0
	T(°C)	40.16	40.76	42.21	44.85	37.50



Table 8 Results of simulation(ternary mixtures)

		R-32/R-125/R-134a			
		(10%/70%/20%)	(30%/10%/60%)	(23%/25%/52%)	(24%/16%/60%)
COP		2.339	2.647	2.648	2.688
Capacity(kW)		3.912	3.614	3.670	3.555
Mass flow rate(kg/h)		117.75	73.80	81.92	75.89
VCR(kJ/m <sup>3</sup> )		4302.25	3950.09	3999.98	3873.19
Compressor Inlet	P(kPa)	715.68	596.81	610.19	579.23
	T(°C)	12.05	13.37	13.38	13.33
Compressor Outlet	P(kPa)	2671.05	1991.22	2052.58	1928.48
	T(°C)	86.33	93.22	89.50	89.72
Evaporator Inlet	P(kPa)	826.0	683.6	703.3	666.7
	T(°C)	9.08	7.67	8.11	7.87
Evaporator Outlet	P(kPa)	737.4	611.6	626.5	594.5
	T(°C)	13.01	14.49	14.44	14.46
Condenser Inlet	P(kPa)	2660.0	1982.3	2043.6	1919.5
	T(°C)	85.50	91.89	88.33	88.44
Condenser Outlet	P(kPa)	2652.4	1973.3	2035.3	1910.5
	T(°C)	38.33	43.0	40.78	41.0

Table 9 Pressure drop in the heat exchangers and the connecting tubing

		R-32/R-134a				R-32/R-227ea
		(20%/80%)	(25%/75%)	(30%/70%)	(40%/60%)	(35%/65%)
Pressure drop(kPa)	Evaporator	60.1	61.5	64.3	65.1	86.3
	Condenser	7.0	8.0	9.0	9.0	7.0
	Suction line	14.5	14.8	14.9	15.7	20.8
	Discharge line	9.0	9.0	9.0	8.0	9.0
	Liquid line	8.0	8.0	8.0	9.0	15.0

		R-32/R-125/R-134a			
		(10%/70%/20%)	(30%/10%/60%)	(23%/25%/52%)	(24%/16%/60%)
Pressure drop(kPa)	Evaporator	88.3	72.0	76.8	72.2
	Condenser	7.6	9.0	8.3	9.0
	Suction line	22.0	14.8	16.3	15.3
	Discharge line	11.0	8.9	9.0	9.0
	Liquid line	17.9	8.3	10.3	8.2

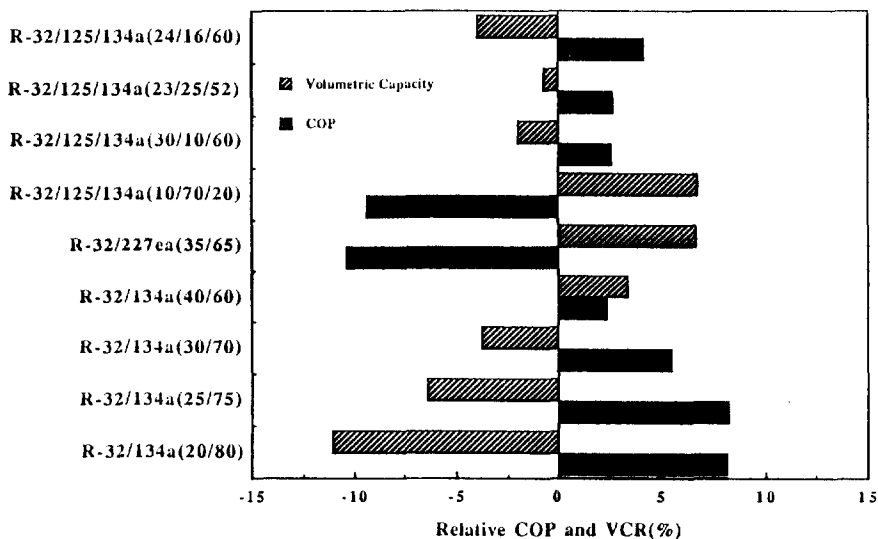


Fig. 4 Relative comparison of COP and VCR of R-22 alternatives with respect to R-22 [Tin, air=27°C, Tout, air=35°C, Tsup, comp. in.=5°C]

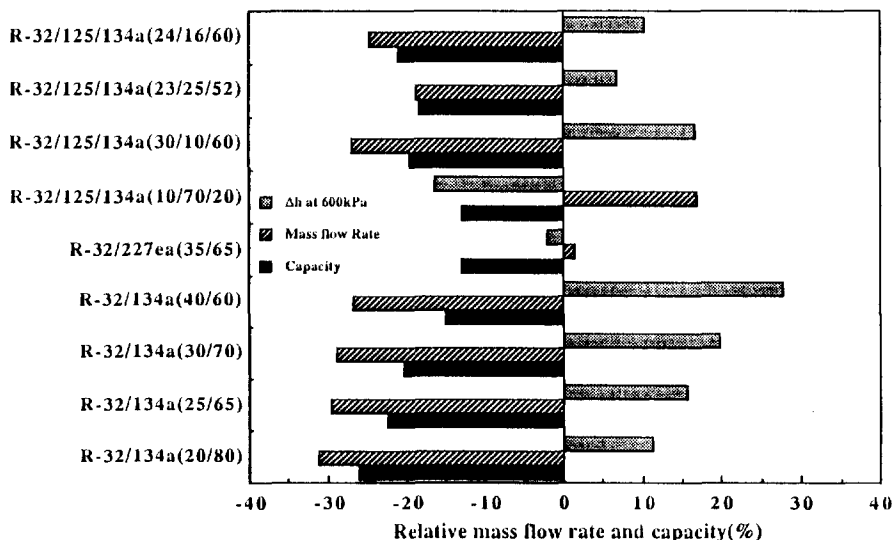


Fig. 5 Relative comparison of capacity, mass flow rate and enthalpy of evaporation at constant pressure 600kPa of R-22 alternatives with respect to R-22 [Tin, air=27°C, Tout, air=35°C, Tsup, comp. in.=5°C]

로 예상된다. 그러나, 질량 유량이 증가하면 냉방 용량도 증가할 것이므로 COP에 대한 영향을 어느 정도 보상에 줄 수 있을 것이다. 단, R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)의 경우에는 COP가 R-22에 비해 작고 질량 유량과 VCR은 R-22에 비해 크지만, 일정 압력에서 상변화 시 엔탈피 변화량이 R-22에 비해 작아서 냉방 용량이 작다. 따라서 이 냉매들은 더 많은 시스템 최적화가 필요할 것이다.

냉매의 열역학적 성능을 평가하는데 가장 중요한 지표는 COP와 냉방 용량이다. 이 두가지를 동시에 고려했을 때 가장 좋은 성능을 나타낸 이성분 혼합 냉매는 R-32/R-134a(40%/60%)이며, 삼성분 혼합 냉매는 R-407C 이다. R-32/R-134a(40%/60%)의 COP는 R-22에 비해 2.4% 높았으며, 냉방 용량은 15% 작다. R-407C의 COP는 R-22에 비해 2.7% 높았으며, 냉방 용량은 19% 작다. R-32/R-134a(40%/60%)의 경우, 증기압

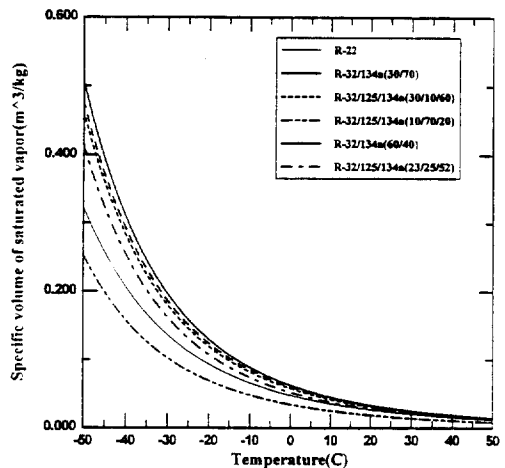
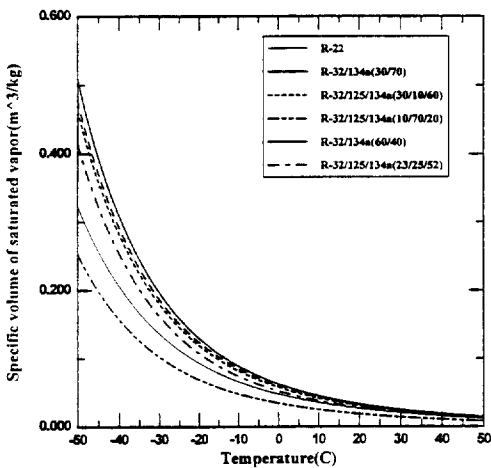


Fig. 6 Comparison of specific volume of saturated vapor of selected R-22 alternatives

Fig. 7 Comparison of specific volume of saturated vapor of selected R-22 alternatives

Table 10 Evaporator mean temperature and condenser outlet temperature

Refrigerant or refrigerant mixture	Evaporator mean temperature(°C)	Condenser outlet temperature(°C)
R-22	11.6	39.9
R-32/R-134a(20%/80%)	10.1	40.2
R-32/R-134a(25%/75%)	10.0	40.8
R-32/R-134a(30%/70%)	9.6	42.2
R-32/R-134a(40%/60%)	9.4	44.9
R-32/R-227ea(35%/65%)	8.9	37.5
R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)	11.0	38.3
R-32/R-125/R-134a(30%/10%/60%)	11.1	43.0
R-32/R-125/R-134a(23%/25%/52%)	11.3	40.8
R-32/R-125/R-134a(24%/16%/60%)	11.2	41.0

Table 11 Liquid subcooling at the condenser outlet

Refrigerant or refrigerant mixture	Subcooling* (°C)
R-22	16.956
R-32/134a(20%/80%)	5.06
R-32/134a(25%/75%)	4.35
R-32/134a(30%/70%)	3.04
R-32/134a(40%/60%)	1.10
R-32/227ea(35%/65%)	14.22
R-32/125/134a(10%/70%/20%)	15.88
R-32/125/134a(30%/10%/60%)	2.39
R-32/125/134a(23%/25%/52%)	5.69
R-32/125/134a(24%/16%/60%)	4.32

\* subcooling of refrigerant mixture : the difference of bubble temperature corresponding to outlet pressure and outlet temperature at condenser

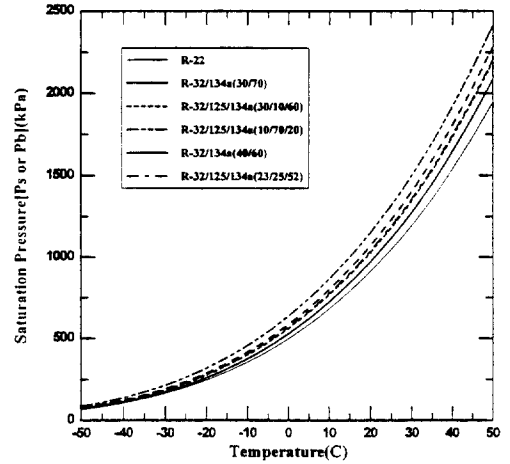


Fig. 8 Comparison of saturation pressure of selected R-22 alternatives

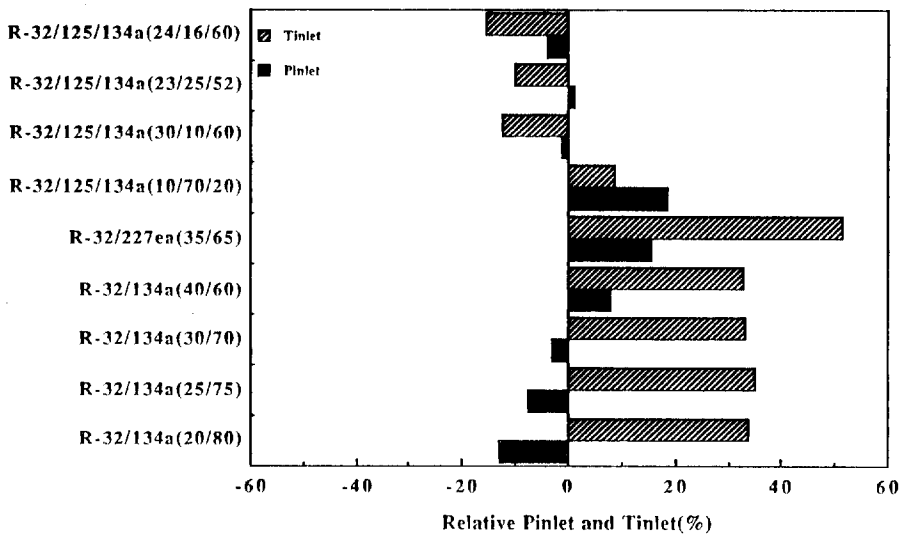


Fig. 9 Relative comparison of compressor inlet temperature and pressure of R-22 alternatives with respect to R-22 [Tin, air = 27 °C, Tout, air = 35 °C, Tsup, comp. in. = 5 °C]

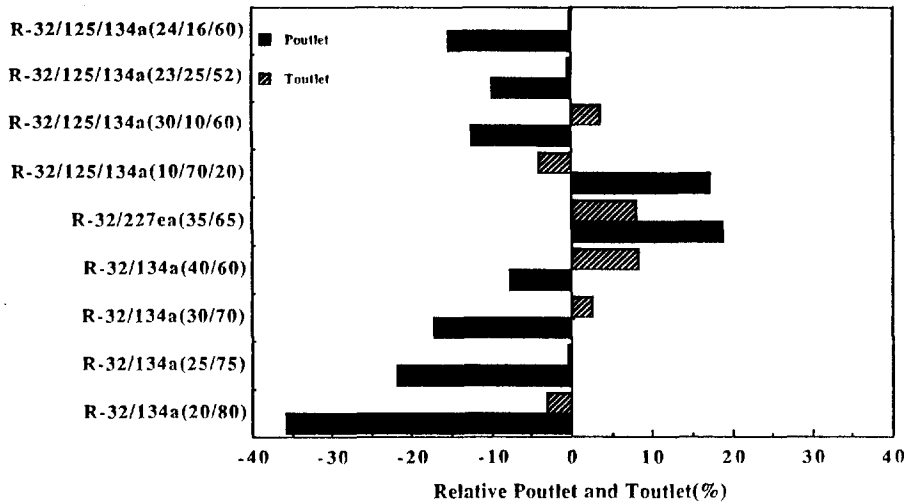


Fig. 10 Relative comparison of compressor outlet temperature and pressure of R-22 alternatives with respect to R-22 [Tin, air = 27 °C, Tout, air = 35 °C, Tsup, comp. in. = 5 °C]

(여기서 혼합 냉매의 증기압은 기포점 압력을 의미함.)이 다른 이성분 혼합 냉매에 비해 높지만(Fig. 8), 일정 압력에서 상변화 시 엔탈피 변화량이 가장 커서(Fig. 6) 냉동 효과가 다른 이성분 혼합 냉매보다 좋을 것으로 예상할 수 있다. R-407C의 경우도 일정 압력에서 상변화 시 엔탈피 변화량이 상대적으로 큰 것을 볼 수 있다(Fig. 6). 그러나, R-32/R-125/R-134a(30%/10%/60%)는 일정 압력에서 상변화 시 엔탈피 변화량이 본 연구에서 고려한 삼성분 혼합 냉매 중 가장 크며(Fig. 6), 증기압도 R-470C와 비슷하다(Fig. 8). 따라서, 이 혼합 냉매와 R-407C에 대한 연구를 병행해야 할 것이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 혼합 냉매와 R-22의 압축기 입·출구 온도 및 압력을 비교한 것이다. 압축기 출구의 온도가 지나치게 높을 경우 냉매 오일에 영향을 줄 수 있다. 본 논문에서 고려한 혼합냉매의 압축기 출구 온도는 R-22에 비해  $\pm 10\%$  이내의 값을 나타낸다(Fig. 10). 따라서 압축기 출구에서 고온으로 인한 문제는 적을 것으로 판단된다. Fig. 10을 보면, R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32

/R-125/R-134a(10%/70%/20%)의 압축기 출구 압력이 R-22에 비해 각각 19%, 17% 높다. 이러한 결과는 R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)의 포화 압력이 R-22에 비해 높다는 사실에서 예상할 수 있다(Fig. 8). 이러한 사실은 압축기 소요 동력을 증가시키는 한 요인이 되므로 바람직하지 못하다. 이 두 혼합 냉매의 COP가 R-22에 비해 낮다는 것이 뒷받침하고 있다(Fig. 4). 나머지 혼합 냉매의 압축기 출구 압력은 R-22에 비해 8~36% 낮다.

## 6. 결 론

AREP가 선정한 R-22 대체 냉매 중, 이성분 및 삼성분 비공비 혼합물 8개의 시스템 성능을 'drop-in' 시뮬레이션을 통하여 평가하였다. 그리고 R-407C의 성능도 함께 평가하였다. 'drop-in' 시뮬레이션을 위해 기존 제품 중에서 그 대상을 선택하였으며, 'ARI Test A'<sup>(7)</sup> 공기 조건을 적용하였다. 그리고 압축기 입구의 과열도는 모든 냉매에 대해서 5°C로 고정시켰다. 얻어진 혼합 냉매의 열역학적

성능을 R-22의 성능과 비교하여 보았다.

1) R-32/R-227ea(35%/65%)와 R-32/R-125/R-134a(10%/70%/20%)를 제외한 나머지 혼합 냉매의 COP는 R-22에 비해 2~8% 우수하였다.

2) 고려한 혼합 냉매의 냉방 용량은 R-22에 비해 13~27% 낮았다. 따라서 혼합 냉매를 기존의 시스템에 적용하여 R-22와 유사한 냉동 성능을 얻기 위해서는 우선 압축기 배출량을 증가시켜야 한다.

3) COP와 냉방 용량을 동시에 고려할 경우 가장 좋은 성능을 나타낸 이성분 혼합 냉매는 R-32/R-134a(40%/60%)이며, 삼성분 혼합 냉매는 R-407C이었다. R-32/R-134a(40%/60%)의 COP는 R-22에 비해 2.4% 높았으며, 냉방 용량은 15% 작았다. R-407C의 COP는 R-22에 비해 2.7% 높았으며, 냉방 용량은 19% 작았다.

## 후 기

본 연구는 한국 과학 재단의 핵심 전문 연구 과제(과제 번호 941-1000-049-2)로 수행되었습니다. 이에 재단의 관계자에게 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. 박영무, 1993, "대체냉매 R-32(Difluoro-Methane)의 열역학적 물성과 R-22 대체 냉매로서 열역학적 성능의 초기 평가", 공기조화 냉동공학 논문집, 제 5 권, 제 2 호, pp. 141~155.
2. Radermacher, R., and D. Jung, 1993, "Theoretical analysis of replacement refrigerants for R-22 for residential uses", ASHRAE Trans. Vol. 99, Part 1
3. Domanski, P. A., and D. A. Didion, 1993, "Thermodynamic evaluation of R-22 alternative refrigerant mixtures", ASHRAE Trans. Vol. 99, Part 2
4. 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
5. 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
6. Spatz, M. W., and J. Zheng, 1993, "R-22 alternative refrigerants: Performance in unitary equipment", ASHRAE Trans. Vol. 99, Part 2
7. McLinden, M. O., and R. Radermacher, 1987, "Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerant in the vapor compression cycle", Int. J. Refrig. 10 (Nov.):318
8. Domanski, P. A., 1986, "Modeling of a Heat Pump Charged with a Non-Azeotropic Refrigerant Mixture", Natl. Bur. Stand.(U.S.), Tech. Note 1218, Gaithersburg, MD
9. NIST, 1993, REFPROP version 4.1, Gaithersburg, MD:National Institute of Standards and Technology
10. 박영무, 1992, "냉방용 공기 조절 장치의 정상 운전 전산 설계 보조 모형의 개발", 삼성 전자 종합 연구소 최종 보고서