

# 프로판-이소부탄 혼합냉매를 적용한 소형 냉동시스템의 성능 특성에 관한 연구

윤 원 제, 김 용 찬\*

고려대학교 대학원 기계공학과, \*고려대학교 기계공학과

## Performance Characteristics of Propane/isobutane Mixtures in a Small Refrigeration System

Won-Jae Yoon, Yongchan Kim\*

*Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

*\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

(Received October 6, 2001; revision received November 29, 2001)

**ABSTRACT:** A small refrigeration system used in a water purifier was tested by employing propane/isobutane (R-290/R-600a) mixtures as an alternative refrigerant of R-12. The drop-in tests were performed by varying mass fraction of propane at 0.25, 0.5 and 0.75 with a change of both refrigerant charge amount and capillary tube length in order to find an optimum composition in aspect of performance and reliability of the system. As a result, the mixture of 50% propane-50% isobutane showed the best performance and reliability among them in a small refrigeration system. During steady state operations, both the COP and refrigeration capacity increased by 4% and 9%, respectively, as compared to the baseline R-12 system. In addition, the propane/isobutane (50/50) mixture system yielded advantages in the minimization of modification and redesigning of system components due to very similar saturation temperature and pressure characteristics with R-12.

**Key words:** Propane/isobutane mixture(프로판/이소부탄 혼합물), Drop-in test(드랍-인 실험), Small refrigeration system(소형 냉동시스템), Performance(성능)

기 호 설 명	
COP : 성능계수	$P$ : 압력 [kPa]
$C_h$ : 냉매 충전량 [g]	$\Delta T$ : 과열도 [°C]
$C_a$ : 모세관 길이 [mm]	$T$ : 온도 [°C]
$h$ : 엔탈피 [kJ/kg]	$v$ : 비체적 [m <sup>3</sup> /kg]
$NBP$ : 비등점 [°C]	$VCR$ : 체적냉동용량 [kJ/m <sup>3</sup> ]
	$W$ : 소비전력 [W]
	$Q_e$ : 냉동용량 [W]
	$x$ : 건도

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

### 하첨자

*c* : 임계상태  
*cp* : 압축기  
*cd* : 응축기  
*ep* : 증발기  
*fg* : 포화액체-포화기체 사이의 물성치 변화  
*in* : 입구  
*out* : 출구  
*R-12* : R-12 냉매에 대한 최적사양

### 1. 서 론

몬트리올 의정서에 의한 오존층 파괴물질의 규제선언 이후 기존의 CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 점차 HFC 계열의 냉매로 대체되어 가고 있다.<sup>(1)</sup> HFC 냉매의 경우 오존층 파괴지수(ODP)가 0이기는 하지만 지구온난화지수(GWP)가 높아 환경적 측면에서 이의 사용은 바람직하지 않다. 이러한 환경적 문제의 해결책으로 물, 이산화탄소, 암모니아, 탄화수소 등의 천연냉매 사용이 시도되고 있으며, 그중 냉동시스템에 적용 가능성이 가장 높게 평가되고 있는 것은 탄화수소 계열의 냉매이다.<sup>(2)</sup> 탄화수소는 화학적 안정성, 환경친화성, 낮은 생산단가, 무독성, 냉동기 오일 및 구성재료와의 친화성 등 모든 냉매로서의 요구조건을 갖추고 있지만 가연성이 문제점으로 제기되고 있다.<sup>(3,4)</sup> 가연성은 대형 시스템에 있어서는 매우 중요하게 고려되어야 하지만, 냉매 충전량 100g 이하의 소형 밀폐시스템의 경우에는 거의 문제가 되지 않는 것으로 알려져 있다.<sup>(4,5)</sup>

Table 1에 나타낸 각 냉매의 물성치를 살펴보

Table 1 Properties of hydrocarbon refrigerants

Refrigerant	Name	NBP (°C)	$T_c$ (°C)	$P_c$ (MPa)
R-1270	Propylene	-47.7	92.4	4.67
R-290	Propane	-42.1	96.8	4.25
R-C270	Cyclopropane	-33.5	125.2	5.58
R-12	-	-29.8	112.0	4.14
R-134a	-	-26.1	101.1	4.06
R-600a	Isobutane	-11.6	134.7	3.64
R-600	Butane	-0.5	152.0	3.80

면, 기존의 저온시스템에 주로 사용되고 있는 R-12나 R-134a와 유사한 비등점(NBP)과 포화 온도-압력 특성을 갖는 탄화수소계 냉매는 존재하지 않음을 알 수 있다. 따라서 기존 시스템의 설계를 크게 변경시키지 않고 탄화수소계 냉매를 적용하고자 한다면 혼합냉매의 사용이 불가피하다.<sup>(6)</sup> 새로운 작동유체를 시스템에 적용할 경우 우선적으로 각 요소기기를 새롭게 설계하여야 하고, 생산설비의 교체가 요구되어 과도한 시설투자가 필요하게 된다. 따라서 기존 시스템에서 사용하고 있는 압축기와 열교환기를 교체하지 않고 높은 성능계수를 얻을 수 있는 냉매를 선정하는 작업은 매우 중요한 의미를 갖는다.

기존 냉매에 상용하는 조건의 혼합냉매를 선정함에 있어 가장 우선적으로 해결되어야 할 문제는 적절한 혼합대상을 결정하는 것이며, 현재 R-12 및 R-134a의 대체냉매로 가장 관심을 끌고 있는 혼합냉매는 R-290(프로판)과 R-600a(이소부탄)이다. 이는 탄화수소계 냉매 중 마취제의 특성의 갖는 R-C270을 제외하면 R-12와 R-134a 사이에 두고 가장 적은 비등점의 차이를 나타내는 조합이므로 등압 상변화시 상대적으로 낮은 온도기울기(temperature glide)를 나타내는 장점을 갖는다. 따라서, 기존 시스템의 열교환기를 그대로 사용할 수 있는 가능성이 높고 충전상의 문제나 누설에 의해 냉매의 성분비가 변하더라도 시스템에 미치는 영향이 상대적으로 적다.

기존 R-290 및 R-600a 혼합냉매에 대한 연구는 주로 열펌프 및 가정용 냉장고를 대상으로 중점적으로 진행되어 왔다.<sup>(2,4,5,6-9)</sup> 기존의 가정용 냉장고에 가장 적절하게 적용할 수 있는 R-290과 R-600a의 성분비는 작동온도와 부하조건 등 시스템의 특성에 따라 다소 차이가 있으나 열역학적 물성치의 측면에서 본다면 혼합냉매의 질량 성분비가 50 : 50인 경우가 R-12와 가장 유사한 체적냉동용량(VCR) 및 포화 온도-압력 특성을 나타내는 것으로 알려져 있다.<sup>(6-8)</sup> 최근 생활의 편의를 도모하기 위하여 정수기의 보급이 확산되고 있고, 냉수의 공급을 위하여 소형 냉동시스템을 정수기에 장착하고 있다. 그러나 기존 정수기의 냉동시스템에 대부분 R-12를 작동유체로 사용하고 있으며,<sup>(10)</sup> 성능향상 및 대체냉매 적용에 대한 연구는 극히 미진한 상황이다. 특히 정수기에 사용하고 있는 냉동시스템이 소형이고 부하의

변화가 크므로 대체냉매를 적용할 때 사이클 최적화 및 신뢰성 측면에서 체계적인 연구가 요구된다.

본 연구의 목적은 소형 냉동시스템의 성능과 신뢰도 측면에서 적합한 R-290/R-600a 성분비를 구하고, 성능 특성의 비교를 통하여 혼합냉매의 기존 시스템에 적용 가능성을 평가하는 것이다. 이를 위하여 작동유체로 R-12를 사용하고 있는 정수기의 냉동시스템에 R-290/R-600a 혼합냉매를 적용하여 시스템의 성능 특성을 실험적으로 고찰하였다. 특히 소형 냉동시스템에 적합한 최적냉매 성분비를 결정하기 위하여 혼합냉매의 성분비를 변화시키면서 사이클의 정상상태 및 과도상태의 성능 특성을 측정하였다. 이때 각 혼합냉매의 성분비에 대해 최적 사이클을 얻기 위하여 냉매 충전량과 모세관 길이를 조절하면서 성능 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

현재 정수기에 적용되고 있는 냉동시스템은 대부분 작동유체로 R-12 또는 R-134a를 사용하고 있다. 정수기의 냉동시스템은 부하온도(물온도) 조건(7~30℃)이 넓은 반면, 부하 대응성이 다소 떨어지는 모세관 팽창장치를 사용하고 있으므로 제

품의 성능뿐만 아니라 운전의 신뢰성과 안정성 확보가 중요한 과제이다. 또한 식수를 냉각대상으로 하고 있으므로 수질의 관리를 용이하게 하기 위하여 냉수통의 외부에 동관을 감아서 냉각을 시키는 방식을 택하고 있다. 따라서 일반적인 냉동기에 비해 증발기에서 보다 높은 냉매와 부하간의 온도차이가 요구된다.

Fig. 1은 정수기에 적용된 냉동시스템의 성능 평가를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 실험장치는 크게 냉매측 및 물측 순환루프로 구성되어 있으며, 정수기 주위온도의 조절을 위하여 시스템을 항온실 내에 설치하였다. 실험을 시작하기 전에 항온조를 이용하여 물온도를 실험 초기조건에 해당하는 설정온도로 맞추어 정수탱크에 공급하였다. 이때 가능한 탱크 내부에서 물의 온도구배가 최소가 되도록 적절한 순환시스템을 구성하였다. 이와 같은 물순환 시스템은 초기 실험조건을 설정하는 역할만을 수행하며, 실험이 진행되는 동안에는 작동하지 않는다.

정상상태 실험에서 탱크 내부의 물온도를 일정하게 유지시키며, 냉동시스템의 용량을 용이하게 측정하기 위하여 탱크의 내부(증발기 내부)에 전기 히터를 설치하였다. 또한, 외부와의 열손실을 줄이기 위하여 탱크 외면은 단열처리를 하였다. 시험기간 동안 탱크 내부의 온도는 온도제어기를 사용하여 일정하게 유지하였으며, 파워미터를 사용하여 히터에 공급되는 전력을 측정하여 정상상

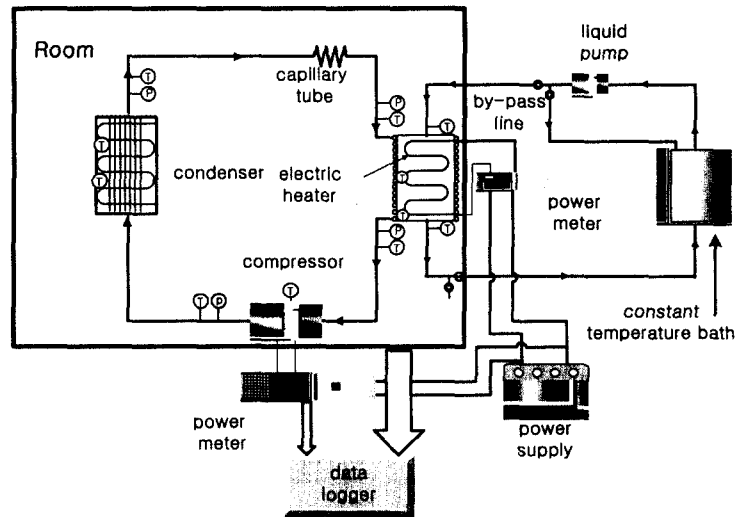


Fig. 1 Schematic of experimental setup.

Table 2 Specification of the baseline R-12 system without modification

Compressor capacity	1/8 HP reciprocating compressor
Evaporator type	SUS water tank + copper tube
Condenser type	Natural convection, wire-fin
Refrigerant charge amount	61 g (R-12)
Capillary tube specification	0.7 mm (ID) * 1,300 mm (L)
Water tank capacity	3.5 liter

Table 3 Uncertainty of experimental parameters

Parameters	Uncertainty
Temperature	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
Pressure	$\pm 4.5 \text{ kPa}$
Power input	$\pm 0.1\%$ of rated output

태 냉동시스템의 용량을 결정하였다. 과도상태에서의 냉동용량은 측정된 물의 냉각속도와 비열, 그리고 냉수통 내부에 저장된 물의 질량을 이용하여 계산하였다.

Table 2는 본 연구에 사용한 냉동시스템의 사양을 나타내고 있다. 냉동시스템은 소형 왕복동 압축기를 사용하고 있다. 응축기는 관간격(tube pitch) 20 mm의 와이어-핀 열교환기를 사용하여 자연대류에 의한 냉각을 실시하고 있다. 와이어-핀은 6 mm 간격으로 38개가 응축기 관과 수직으로 부착되어 있다. 증발기는 정수기 탱크의 외부에 납작한 형태의 동관이 감겨진 형태로 구성되어 있으며, 동관의 총 길이는 587 cm이다. 냉동기 오일은 R-290/R-600a 냉매에 적합한 것으로 알려진 광유(mineral oil)를 사용하였다.<sup>(2-4)</sup>

냉매의 성분비와 시스템 사양의 변화에 따른 사이클의 운전 특성을 관찰하기 위해 냉동시스템의 각 구성요소의 입·출구에 열전대와 압력계를 설치하였으며, 시스템의 소비전력은 파워미터를 이용하여 측정하였다. 또한, 증발기 각 부분의 온도는 열전대를 관 외부에 부착하여 측정하였다. 본 실험에 사용된 각 측정장비의 정확도는 Table 3에 주어져 있다.

## 2.2 실험방법

정수기는 탱크에 공급된 정수된 수도물을 냉동시스템을 이용하여 냉각시켜 냉수를 공급하게 된다. 따라서 정수기에서 탱크 내 물의 온도를 낮추는 과도상태의 성능은 매우 중요한 의미를 가

진다. 또한 냉수를 사용하지 않을 때는 일정한 온도로 탱크 내 물의 온도를 유지하는 정상상태 운전을 요구하게 된다. 본 연구에서는 냉동시스템의 성능을 과도상태와 정상상태로 구분하여 측정하였다. 현재 정수기의 성능평가기준이 제정되어 있지 않으므로, 시스템의 성능과 신뢰성을 동시에 평가하기 위하여 하절기에 발생할 수 있는 악조건으로 실험조건을 설정하였다. 모든 실험에서 외기온도는  $35^\circ\text{C}$ , 초기 물온도는  $30^\circ\text{C}$ 로 설정하였다. 과도상태 시험에서는 시스템을 기동한 후 탱크 내의 물온도가  $30^\circ\text{C}$ 로부터  $7^\circ\text{C}$ 에 도달할 때까지 시스템의 운전 특성을 측정하였다. 정상상태 시험에서는 물온도를  $7^\circ\text{C}$ 로 유지시키면서 60분간 시스템의 성능을 측정하였다.

먼저 혼합냉매와 성능비교를 위한 기준을 제시하기 위하여, 기존 R-12 시스템에 대해 모세관 길이 및 냉매 충전량을 변화시키면서 성능을 측정하였으며, 이를 이용하여 기존 시스템의 최적사양을 선정하였다. R-290/R-600a 혼합냉매에 대해서는 질량기준 성분비를 25/75, 50/50 및 75/25로 변화시키면서 냉동시스템의 성능을 측정하였다. 이때 각 성분비에서 모세관 길이 및 냉매 충전량을 변화시키면서 성능을 측정하여 최적 사이클 조건을 구하고, 각 조건에 대해 열역학적 사이클 해석을 수행하였다. 모세관의 길이는 R-12 시스템에서 최적으로 선정된 1,100 mm을 기준으로 200 mm 단위로 증가시켜 가면서 실험을 수행하였다. 혼합냉매의 충전량은 29 g을 기준(R-12 시스템에서 최적 충전량 73 g의 40%)으로 4 g씩 증가시켜 가면서 성능을 측정하였다.

## 3. 실험결과 및 고찰

R-12를 적용한 기존 상용제품은 냉매 충전량 61 g, 모세관 길이 1,300 mm를 사용하고 있다. 기존 R-12 냉동시스템의 최적화를 위하여 기존 제

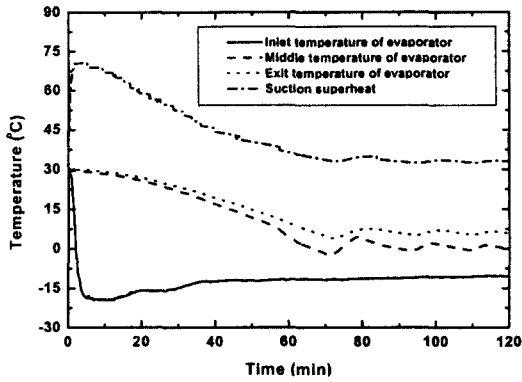


Fig. 2 Variations of evaporator temperature and suction superheat for the R-12 system without modification.

품에 대한 성능평가를 실시하였다. Fig. 2는 기존 상용제품의 증발기 입구, 중간, 출구의 온도와 압축기 입구의 과열도를 시간에 따라 나타내고 있다. 냉매가 완전히 증발하는 지점이 시간이 지남에 따라 증발기 하류로 점차 이동하고 있지만, 증발기의 중간부는 모든 실험조건에 대하여 이미 냉매가 완전히 증발해버린 상태로 운전되고 있음을 알 수 있다. 이는 기존 상용제품의 증발기 입구온도가 너무 낮고, 냉매유량이 부족한 상태라는 것을 나타낸다. 이로 인하여 냉매의 흡입 비체적이 증가하여 압축기의 체적효율과 냉매 토출유량이 감소하게 된다.<sup>(11)</sup> 따라서 R-12 냉동사이클의 최적화를 위해서는 증발기 입구온도가 높아지더라도 냉매유량을 증가시키는 방법을 강구하여야 한다.

이상의 결과를 바탕으로 냉매 충전량과 모세관 길이 변경 실험을 실시한 결과, 충전량 69g, 모세관 길이 1,100mm일 때 R-12 시스템이 가장 우수한 성능을 나타내었다. 하지만, 증가된 냉매유량은 응축온도를 상승시켜 시스템의 성능과 신뢰도에 악영향을 초래하였다. 따라서, 응축기의 열교환 면적을 25% 증대시킨 결과, 응축온도를 기존 제품과 거의 비슷한 수준인 약 58°C까지 감소시킬 수 있었다. 이 과정에서 증가된 배관길 이로 인해 최적충전량은 4g이 증가하였다. 최종적으로 본 연구에서 비교의 기준이 되는 R-12 냉매를 적용한 냉동시스템의 최적사양은 냉매 충전량 73g, 모세관 길이 1,100mm로 결정하였다.

본 연구에서는 기존의 R-12 시스템에 대한 R-

290/R-600a 혼합냉매의 드랍-인(drop-in) 가능성을 평가하기 위하여 혼합냉매 실험에서 모세관과 냉매 충전량을 제외한 모든 사양은 기존 시스템과 동일하게 유지하였다. 또한, 다음과 같은 제한 조건을 설정함으로써 시스템의 신뢰성을 우선적으로 고려하였다. 아래의 조건들은 소형 냉동시스템의 특성을 반영하여 결정한 것으로 시스템의 신뢰도를 유지하기 위한 최소한의 조건이라 사료되므로 이를 충족시키지 못하는 사양은 모든 고려대상에서 제외하였다.

(1) 정상상태를 기준으로 증발기 출구의 과열도가 10°C를 넘어야 한다.

(2) 정상상태를 기준으로 증발기 입구 온도가 -8°C보다 낮아야 한다.

본 시스템은 소형이며, 모세관 팽창장치를 사용하고 있으므로 운전조건 및 작동시간에 따라 사이클의 변동이 심하다. 실제로 본 실험에서 냉매 충전량이 일정 수준 이상이 되면 물온도가 7°C 근처로 낮아짐에 따라 증발기 출구온도가 급격히 감소하는 현상이 발생한다. 따라서 첫번째 조건은 냉매의 과충전을 방지하여 압축기로 액체상의 냉매가 유입되지 않도록 설정된 조건이다. 또한, 탱크의 외면에서 열을 전달하는 증발기 방식과 증발과정에서 냉매온도가 상승하는 비공비 혼합냉매의 특성으로 인해 증발기 입구온도가 -8°C 이상으로 상승하여, 냉매와 부하간의 온도차이가 15°C보다 낮아질 경우 증발기 용량부족 현상이 발생할 가능성이 높다.

Table 4는 위의 조건을 만족시키는 냉동시스템의 사양에 대한 성능평가 결과를 나타낸다. 과도상태 성능은 시스템의 과도운전 부하온도 범위 전체에 대한 성능의 평균값을 나타내며, 정상상태 성능은 시스템이 가장 많이 운전되는 저온부하 영역에서의 성능을 나타낸다. 또한, 각 사양에 대한 사이클의 운전상태를 평가하기 위해 정상상태 온도, 압력, 그리고 증발기 출구에서의 과열도를 평균하여 Table 5에 나타내었다.

Tables 4와 5에 나타낸 바와 같이, 일정한 혼합냉매 성분비에서 냉매 충전량이 증가할수록 냉동용량은 일반적으로 향상되지만 냉매유량과 증발온도가 동시에 상승하므로 충전량을 일정 수준 이상으로 증가시킬 경우 저온부하 조건에서 증발기의 용량이 부족해지는 현상이 발생한다. 반면에 모세관 길이를 증가시키면 이와 같은 증발기

Table 4 Performance data for the small refrigeration system

Refrigerant propane/isobutane (%/%)	$C_h(g)/C_a(mm)$	Transient operation (30~7℃)			Steady operation (7℃)		
		Capacity (W)	Power input (W)	COP	Capacity (W)	Power input (W)	COP
R-12	73/1100	177.3	135.2	1.311	148.8	157.3	0.946
25/75	33/1700	193.4	121.0	1.598	154.3	138.5	1.114
	33/1900	185.9	123.0	1.512	155.8	138.0	1.129
50/50	29/1100	184.9	144.9	1.276	149.7	168.3	0.889
	29/1300	175.3	137.2	1.277	143.2	158.3	0.905
	33/1500	203.9	144.5	1.411	155.7	166.2	0.937
	33/1700	210.3	143.2	1.468	162.4	165.2	0.982
	33/1900	196.8	140.2	1.403	158.8	160.8	0.988
75/25	25/1100	155.1	153.4	1.011	136.9	176.5	0.776
	29/1100	189.0	165.8	1.139	149.4	195.3	0.765
	29/1300	196.8	166.9	1.180	152.7	192.4	0.794
	29/1500	178.0	152.9	1.164	145.4	179.4	0.810
	33/1700	201.5	159.9	1.260	154.7	190.3	0.813
	33/1900	202.7	160.1	1.266	160.5	188.3	0.852
	33/2100	200.3	161.9	1.237	157.7	187.8	0.839

Table 5 System data during steady state operation

Refrigerant propane/isobutane (%/%)	$C_h(g)/C_a(mm)$	$P_{cp,in}$ (kPa)	$P_{cp,out}$ (kPa)	$T_{cp,out}$ (℃)	$T_{cd,in}$ (℃)	$T_{cd,out}$ (℃)	$T_{ep,in}$ (℃)	$T_{ep,out}$ (℃)	$T_{cp,in}$ (℃)	$\Delta T_{ep,out}$ (℃)
R-12	73/1100	193.2	1565.4	92.4	58.2	57.3	-12.4	5.9	8.4	20.7
25/75	33/1700	149.6	1223.7	73.6	59.1	55.5	-9.7	4.9	10.0	12.5
	33/1900	146.8	1242.4	76.6	59.9	56.1	-10.2	6.3	11.3	14.4
50/50	29/1100	197.8	1553.3	84.8	59.5	56.2	-9.4	4.6	8.0	11.6
	29/1300	181.3	1507.8	81.3	58.0	54.6	-12.0	5.3	9.5	14.7
	33/1500	197.8	1625.0	82.9	62.0	58.8	-9.8	3.4	7.1	10.4
	33/1700	198.0	1654.7	83.3	62.0	58.5	-10.2	3.1	7.9	10.1
	33/1900	189.6	1618.1	83.3	61.5	57.7	-10.8	4.7	9.9	12.9
75/25	25/1100	204.7	1718.1	86.4	55.6	53.9	-14.1	7.9	11.5	22.2
	29/1100	239.2	1868.6	89.5	59.1	57.3	-11.2	4.7	8.1	14.7
	29/1300	232.3	1870.5	91.9	59.7	57.4	-12.3	3.9	7.3	18.7
	29/1500	211.6	1822.9	87.2	58.9	57.2	-13.6	5.1	9.3	18.5
	33/1700	231.6	1942.2	88.2	61.7	59.8	-13.1	2.7	6.9	13.6
	33/1900	230.2	1939.4	90.7	61.7	59.6	-13.6	3.8	8.4	14.9
	33/2100	225.4	1980.1	91.7	63.1	60.4	-14.0	4.5	8.9	16.2

의 용량부족 현상을 상쇄시키는 효과를 얻을 수 있으므로 앞에서 언급한 제한조건을 위배하지 않는 범위 내에서 냉매 충전량을 증가시킬 수 있다. 이러한 방법으로 혼합냉매의 냉매 충전량을 각 성분비 별로 R-12 충전량의 45% 가량인 33g 까지 증가시킬 수 있었다. 한편, 일정 성분비에서 냉매 충전량이 증가하고 모세관 길이가 감소할수

록 과도상태와 정상상태 간의 성능차이가 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 냉매 충전량의 증가와 모세관 길이의 감소가 시스템이 상대적으로 높은 부하온도에서 우수한 성능을 발휘하게 만드는 요인임을 반증하는 것이다.

혼합냉매 성분비의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 관찰하면, R-290의 성분비가 높아질

수록 작동온도 대비 작동압력의 상승이 두드러지게 나타나며 소비전력도 함께 증가하는 것을 알 수 있다. 그중에서 50/50의 성분비가 R-12와 가장 유사한 작동 온도-압력 관계를 나타내고 있다. 또한 동일한 냉매 충전량과 모세관 길이에서 R-290의 성분비가 높아질수록 증발온도는 낮아지는 경향을 나타낸다. 따라서, 성분비 25/75의 경우 증발온도가 높아 기존 시스템에 매우 한정된 사양만을 적용할 수 있었다. 이러한 현상이 성능에 미치는 영향은 각 성분비에 대한 최적사양 간의 비교를 통해 고찰하도록 한다.

실험결과를 토대로 각 성분비에 대한 최적사양을 선정하면, 성분비 25/75와 50/50에서는 충전량 33 g, 모세관 길이 1,700 mm에서, 성분비 75/25에서는 충전량 33 g, 모세관 길이 1,900 mm에서 가장 우수한 성능을 나타내었다. 이는 R-12 시스템에 비하여 냉매 충전량은 약 45% 가량으로 감소하고, 모세관 길이는 600~800 mm 증가된 것이다. 최적 충전량이 감소하는 원인은 주로 실험대상 혼합냉매의 비체적이 R-12에 비해 크기 때문이며, 최적 모세관 길이가 증가하는 이유는 이로 인한 질량유량의 감소와 탄화수소계 혼합물의 낮은 점성이 주된 원인이라 사료된다.

Figs. 3~5는 각 성분비에 대한 최적사양 조건에서 냉동용량, 소비전력, COP를 R-12와 비교하여 각각 나타낸 것으로, 과도상태와 정상상태별로 각각 R-12 시스템의 과도, 정상상태 성능지표를 공통적인 비교대상으로 하였다. 냉동용량은 모든 성분비에서 R-12에 비해 높은 값을 나타내었으며, 정상상태를 기준으로 25/75, 50/50, 75/25

의 성분비에서 R-12에 비하여 각각 3.7%, 9.1%, 7.9%의 향상을 나타내었다. 한편, COP 측면에서는 75/25의 성분비에서 높은 소비전력으로 인해 정상상태의 COP가 R-12에 비하여 9.9% 감소하였으나, 25/75와 50/50 성분비에서는 각각 17.8%, 3.8% 증가하였다.

Figs. 6과 7은 과도상태에서 압축기 출구와 입구 압력의 시간에 따른 변화를 각각 나타낸다. 이를 보면 시간에 따라 운전압력이 상승하는 경향이 50/50 성분비에서 R-12와 가장 유사하다는 것이 명확하게 나타난다. 성분비 25/75나 75/25는 시간이 지남에 따라 R-12 냉매와의 작동압력 차이가 서서히 증가하다가 거의 일정해지는 경향을 나타낸다.

각 성분비의 최적사양에 대한 냉동용량을 살펴

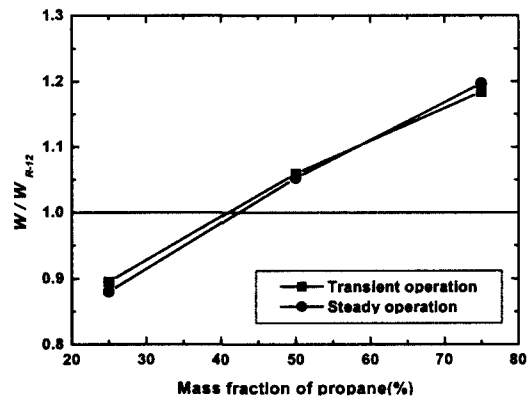


Fig. 4 Power input of the optimized cycle with each composition ratio.

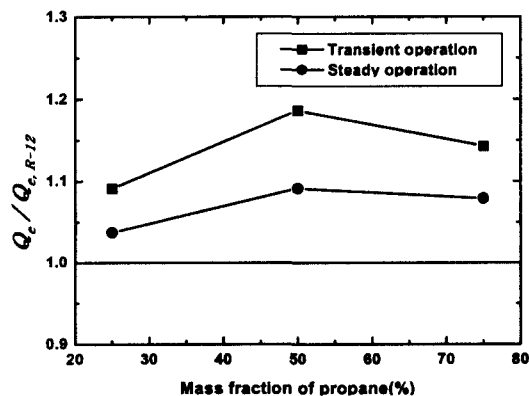


Fig. 3 Refrigeration capacity of the optimized cycle with composition ratio.

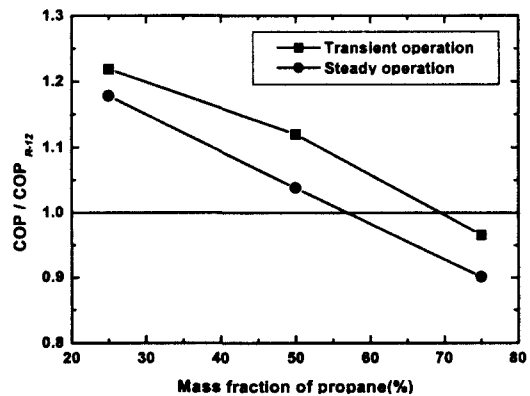


Fig. 5 COP of the optimized cycle with composition ratio.

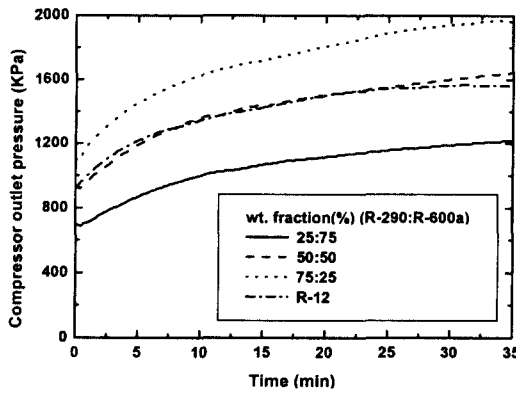


Fig. 6 Compressor discharge pressure of the optimized cycle with composition ratio.

보면, 성분비 75/25가 50/50에 비해 일반적으로 같은 조건에서 높은 체적냉동용량을 가짐에도 불구하고 성분비 50/50의 경우가 75/25보다 과도상태와 정상상태에서 각각 3.7%, 0.1%의 높은 냉동용량을 나타낸다. 동일 작동온도에서 체적냉동용량이 R-290의 성분비가 높아짐에 따라 거의 선형적으로 증가함에도 불구하고<sup>(7)</sup> 이와 같은 현상이 발생하는 원인은 다음과 같은 사실로 설명할 수 있다. 우선, R-290의 성분비가 증가할수록 최적사양의 증발온도가 낮아지므로 R-290의 성분비 증가에 따른 체적냉동용량의 증가를 상쇄시키는 역할을 한다. Table 5에 나타낸 각 최적사양에 대한 실제 증발압력과 압축기 흡입상태를 기준으로 구한 체적냉동용량에서 성분비 25/75는 50/50에 비하여 체적냉동용량이 22% 감소한 반면, 성분비 50/50의 경우는 75/25에 비하여 감소율이 9.3%에 불과하다(Table 6). 또한 R-290의 성분비가 증가할수록 압축기 흡입 비체적이 감소하므로 냉매의 질량유량이 증가하지만 응축기의 용량은 거의 일정하므로 단위질량당 응축기에서의 방열량이 감소하는 것도 이와 같은 현상이 발생하는 원인 중 하나라 사료된다. 각 성분비에 대해 실제 운전상태를 기준으로 구한 응축기에서

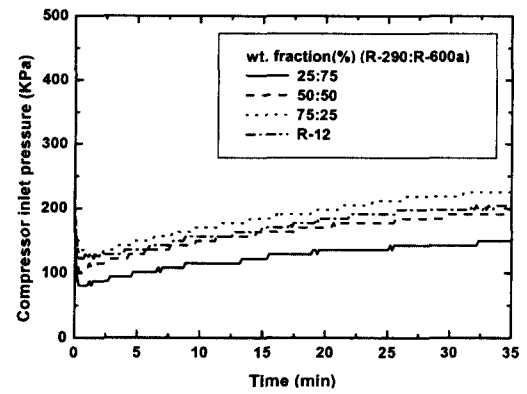


Fig. 7 Compressor suction pressure of the optimized cycle at each composition ratio.

의 온도기울기와 전체 포화영역에 걸친 온도기울기와의 비율이 성분비 25/75, 50/50, 75/25에서 각각 0.69, 0.59, 0.53으로 R-290의 성분비가 증가할수록 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 이는 증발기 입구에서 냉매의 건도를 증가시키는 역할을 한다. R-290의 성분비가 25%, 50%, 75%일 때 증발기 입구에서의 건도는 각각 0.586, 0.630 및 0.712로 점차 증가한다(Table 6).

결과적으로, 이와 같은 두 가지 원인에 의해 냉매 단위질량당 실제로 얻을 수 있는 냉동효과(압축기 입구와 증발기 입구간의 엔탈피 차이)는 R-290의 성분비가 25%, 50%, 75%로 증가함에 따라 각각 189.1 kJ/kg, 174.2 kJ/kg, 150.7 kJ/kg로 감소하며, 특히 성분비 75/25에서의 감소폭이 가장 두드러지게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 기존 시스템에 R-290/R600a 혼합냉매를 도입할 경우, R-290의 성분비 증가는 냉매유량의 증가와 단위질량당 냉동효과의 감소라는 상반된 효과를 나타낸다고 결론 내릴 수 있다.

Fig. 5에 나타낸 바와 같이 혼합냉매 시스템의 COP는 R-290의 성분비가 높아질수록 감소하는 경향성을 나타내어, 성분비가 25/75인 경우 가장 높은 값을 나타낸다. 이는 R-290의 성분비가 증

Table 6 Thermodynamic performances at each composition

Refrigerant propane/isobutane (%/%)	$C_h(g)/C_a(mm)$	VCR ( $\dot{h}_{fg}/v_{cp, in}$ ) (KJ/m <sup>3</sup> )	$x_{cp, in}$	Refrigerating effect (KJ/Kg)
25/75	33/1700	1346.9	0.586	189.1
50/50	33/1700	1764.5	0.630	174.2
75/25	33/1900	1945.1	0.712	150.7



가함에 따라 냉동용량은 다소 증가하다가 거의 일정해지는 반면 시스템의 소비전력은 크게 증가하는 데 원인이 있다(Fig. 4). 이러한 경향은 저온시스템에 대하여 수행된 기존의 연구결과와도 대체로 일치한다.<sup>(7-9)</sup>

이상의 결과를 바탕으로 혼합냉매의 각 성분비에 대하여 R-12 시스템에의 드랍-인 적용 가능성을 요약하면 다음과 같다.

성분비 25/75를 냉동시스템에 적용하는 경우에는 시스템의 소비전력이 낮고 COP가 높다는 장점이 있으며, 작동압력이 낮기 때문에 신뢰성과 소음 측면에서도 유리하다. 하지만 증발온도가 전반적으로 높게 형성되므로 적용 가능한 사양을 선택하는 데 많은 제약을 받는다. 따라서 성분비 25/75를 적용하고자 할 때는 증발기 용량부족 및 과충전 현상을 예방하는 것이 사이클 매칭의 중요한 관리사항이 된다. 성분비 75/25의 경우에는 다른 성분비에 비해 증발기에서의 과충전 현상이 발생할 위험성은 적지만, 높은 소비전력과 작동압력으로 인해 성능과 신뢰도 측면에서 기존에 R-12를 사용하던 저온시스템에 드랍-인하기에는 적절하지 않다.

성분비 50/50을 적용한 시스템의 가장 큰 장점은 기존 R-12 사이클과 가장 유사하게 운전 압력/온도 조건을 유지할 수 있다는 점이다. 이는 드랍-인 적용시 신뢰성 측면에서 예상치 못한 문제점이 발생할 가능성을 줄여 주며, 냉매를 교체할 때 요구되는 시스템의 설계변화를 최소화시켜 주는 역할을 한다. 또한 냉동용량과 COP 등의 성능 측면에서도 매우 우수한 특성을 나타낸다. 성분비 50/50은 R-12 시스템에 비하여 정상상태 성능을 기준으로 냉동용량은 약 9%, COP는 4%가 향상되었다. 따라서 성분비 50/50은 실험대상 중 R-12 시스템에 대한 드랍-인 적용에 있어 가장 적절한 성분비라고 판단된다.

#### 4. 결 론

R-12 냉매를 적용한 소형 저온 냉동시스템에 대체냉매로 프로판(R-290)과 이소부탄(R-600a)의 혼합냉매를 적용하여 성분비를 25/75, 50/50, 75/25로 변화시키면서 드랍-인 적용실험을 실시하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) R-290/R-600a의 성분비 25/75, 50/50, 75/

25에 대하여 최적 모세관 길이는 각각 1,700 mm, 1,700 mm, 1,900 mm이고 최적 충전량은 모두 33 g으로 나타났다. 이는 기존의 R-12 냉매에 비해 모세관 길이는 700~900 mm가 증가된 것이며 냉매 충전량은 55% 감소한 것이다.

(2) 혼합냉매를 R-12 시스템에 적용할 경우 R-290의 성분비가 증가할수록 시스템의 작동압력과 소비전력의 증가가 두드러지게 나타났다. 반면 R-290의 성분비가 증가함에 따라 최적사양의 증발온도는 낮아지며, 단위냉매질량당 응축기에서의 방열량은 감소하여 증발기에서 단위질량당 냉동효과의 감소를 야기한다.

(3) 시스템의 신뢰도와 성능 측면을 종합적으로 고려하였을 때, 성분비 50/50의 경우가 기존의 R-12 시스템에 드랍-인 적용할 경우 가장 적절한 것으로 나타났다. 성분비 25/75의 경우 증발기의 용량부족으로 인해 압축기 흡입관의 온도가 급격히 떨어지는 과충전 현상이 많은 사양에서 발생하고, 성분비 75/25는 작동압력과 소비전력이 높고 기존 응축기의 용량이 상대적으로 부족하다는 단점을 가지고 있다.

#### 참고문헌

1. UNEP, 1987, Montreal protocol on substances that depletes the ozone layer.
2. Jang, Y. S., 1997, Performance and heat transfer characteristics of a heat pump system using hydrocarbon refrigerant mixtures, Ph.D. Thesis, Seoul National University, Seoul, Korea.
3. Kuijpers, L. J. M., deWit, J. A. and Janssen, M. J. P., 1988, Possibilities for the replacement of CFC 12 in domestic equipment, Int. J. Refrigeration, Vol. 11, pp. 284-291.
4. Bodio, E., Chorowski, M. and Wilczek, M., 1993, Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture, Int. J. Refrigeration, Vol. 16, No. 5, pp. 353-356.
5. Hammad, M. A. and Alssad, M. A., 1999, The Use of hydrocarbon mixtures refrigerants in domestic refrigerators, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 1181-1189.

6. Richardson, R. N. and Butterworth, J. S., 1995, The Performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 18, No. 1, pp. 58-62.
7. Jung, D. S., Kim, C. B., Song, K. H. and Park, B. J., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, pp. 517-527.
8. Camporese, R., Bobbo, S. and Rozza, F., 1994, Hydrocarbons as substitutes for halogenated refrigerants in refrigerating system, *Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, U.S.A.*, pp. 231-236.
9. Baskin, E. and Perry, R. B., 1994, The performance of Hydrocarbons in a household refrigerator/freezer, *Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue, U.S.A.*, pp. 237-244.
10. Yoon, W. J., Cho, H. H. and Kim, Y., 2001, Performance characteristic of small low-temperature water cooling system, *Proceedings of the SAREK 2001 Summer Annual Conference (I)*, pp. 239-243.
11. Sim, Y. H., 1999, A Study of Heat Transfer and Performance Analysis of Hermetic Reciprocating Compressors for Refrigerators, Ph.D. Thesis, Korea University, Seoul, Korea.