

# R-600a 및 R-134a를 공용으로 사용한 소형 냉동사이클의 성능 특성 최적화에 대한 실험적 연구

장 의 성, 윤 원 재, 정 현 준, 정 해 원, 김 용 찬\*  
고려대학교 기계공학과 대학원, \*고려대학교 기계공학과

## An Experimental Study on the Optimization of the Performance Characteristics of a Refrigeration System Using R-600a and R-134a

Euisung Jang, Wonjae Yoon, Hyunjoon Chung, Haewon Jung, Yongchan Kim\*\*  
Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea  
\*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received December 29, 2009; revision received February 4, 2010)

**ABSTRACT:** Because both R-134a and R-600a are used as a refrigerant of a household refrigerator in the global market, the home-appliance industry needs an optimized cycle for both refrigerants. The objective of this study is to provide the design guideline on the optimization of a refrigeration system using both refrigerants. For both refrigerants, the performance characteristics of the refrigeration system were tested by varying refrigerant charge amount, capillary tube length, suction diameter and SLHX length. The tested refrigeration system was optimized at the refrigerant charge of 60 g and the capillary tube length of 3600 mm with R-134a, and the refrigerant charge of 34 g and the capillary tube length of 3900 mm with R-600a. The COP increased from 1.63 to 1.68 for R-134a and increased from 1.37 to 1.48 for R-600a, respectively, by applying the suction diameter expansion. In addition, the COP of the R-134a and R-600a system decreased by 2.3~2.4% as the SLHX length decreased by 300 mm.

**Key words:** Household refrigerator(가정용 냉장고), R-600a(이소부탄), R-134a, COP(성능계수)

### 기 호 설 명

$C_p$  : 정압비열 [kcal/kg · K]  
 $D_i$  : 관 내경 [mm]  
 $F$  : 냉동실  
 $M$  : 유량 [kg/h]  
 $NBP$  : Normal boiling point  
 $Q$  : 냉동용량 [W]  
 $R$  : 냉장실  
 $SLHX$  : Suction line heat exchanger  
 $T$  : 온도 [°C]

$t$  : 관 두께 [mm]  
 $W$  : 소비입력 [W]

### 하첨자

*brine* : 2차 유체  
*comp* : 압축기  
*f* : 냉동실  
*r* : 냉장실

### 1. 서 론

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439  
E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

전 세계적으로 에너지 고갈 및 지구 온난화 문제  
제로 인해 에너지 및 환경규제가 갈수록 강화되고

있으며 국내 가전사업의 경우 수출 중심의 사업 구조로 인해 에너지 및 환경규제에 대한 압박이 계속 증가하고 있는 상황이다. 한편, 생활수준의 향상으로 인해 냉장고는 대형화, 고급화 및 다기능화 되는 추세이며 이는 필연적으로 에너지 소비의 증가를 가져오게 되어 에너지 효율 개선에 대한 연구의 중요성이 더욱 커지고 있다. 가정용 냉장고의 경우 현재 적용 냉매가 R-134a와 R-600a로 이원화되어 있는 상황으로, R-134a가 미주 및 중남미 지역에서 주로 사용되는 반면 R-600a는 유럽 및 아시아 등에서 주로 사용되고 있다. 따라서, 가전회사들은 사이클 개발 시 R-134a와 R-600a에 대한 동시 대응이 필수적인 상황이지만, 국내 가전사의 경우 개발 납기의 단축, 제조 및 공정관리의 용이성 때문에 R-134a와 R-600a의 열역학적 특성 차이에도 불구하고 대부분의 경우 압축기만이 이원화된 공용 냉동사이클을 적용하여 냉매량 최적화만으로 냉장고를 개발하고 있는 실정이다. 상기 현실을 감안하였을 때, 두 냉매에 대한 공용 냉동사이클 개발 시 사양 이원화 운용 부담이 적으면서도 각 냉매의 냉동사이클 최적화를 이룰 수 있는 사이클 사양에 대한 연구를 통해 각 냉매에 대한 성능 및 에너지 효율을 개선하는 것이 필요하다.

현재 국내외적으로 R-134a를 drop-in 대체할 수 있는 탄화수소계 혼합냉매의 성능 특성에 대한 연구가 다수 발표된 바 있으며,<sup>(1,2)</sup> R-134a 및 R-600a에 대한 개별적인 사이클 사양 최적화 연구가 다양한 사이클 형태 및 사양을 기반으로 활발히 진행된 바 있다.<sup>(3,4)</sup> 하지만, 두 냉매에 대한 공용 냉동사이클에서 R-134a와 R-600a 각각의 성능을 최적화시키기 위한 연구는 아직 수행되지 않은 실정이다.

본 논문에서는 R-134a와 R-600a 공용 냉동사이클에서 이원화 운용 부담이 적은 사이클 사양에 대한 실험적 연구를 바탕으로 상기 공용 사이클에 대한 냉매별 최적화 설계 방안을 제시하고자 한다. 먼저, 냉매충전량에 대한 성능특성 실험을 기본적으로 수행하고 이를 바탕으로 모세관 길이, suction 관경, SLHX 길이에 대한 개선 효과를 냉매별로 비교, 고찰하여 각 냉매의 최적사양을 도출할 것이다. 상기 언급된 사양은 실제 냉장고에서 하나의 부품으로 구현되므로 두 냉매에 대하여 사양을 이원화하여도 제품개발 및 양산시 크게 부담이 되지 않는 장점이 있다.

본 논문에서는 2개의 증발기가 직렬로 구성된 형태의 사이클에 대한 두 냉매의 최적 이원화 방

안을 연구하였으며, 1개 증발기가 적용된 사이클 및 2개의 증발기가 병렬로 구성된 사이클 등 가정용 냉장고에 사용되는 다른 형태의 사이클에 대해서는 별도의 연구와 검증이 필요하다고 사료된다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치의 구성

본 연구에 사용한 냉동 시스템은 일반 가정용 냉장고 사이클과 동일한 구조로 압축기, 응축기, 냉장실 및 냉동실 증발기, 팽창장치로 구성되어 있다. 일반적으로 압축기와 응축기의 경우 냉장고 후면 하단 기계실에 배치되어 냉매의 압축 및 외기와 열교환을 통한 방열작용을 하게 되며, 증발기는 냉장고의 냉동실과 냉장실 내부에 배치되어 모세관을 지난 저온, 저압의 냉매를 통해 흡열 작용을 하게 된다. Table 1은 냉장고에 사용되는 R-134a와 R-600a의 열역학적 특성을 비교하여 나타내었다. Fig. 1은 R-134a와 R-600a를 사용한 냉동 시스템의 성능평가를 위한 실험장치개략도로서 실험장치는 크게 냉동 시스템, 2차 유체(물 및 에틸렌글리콜 수용액) 순환루프 및 계측장치로 구성되어 있다. 냉

Table 1 Thermodynamic properties of R-134a, R-600a

Refrigerant	Molecular weight	Critical pressure	Critical volume
	-	kPa	L/kg
R-134a	102.03	4067	1.81
R-600a	58.13	3645	4.53

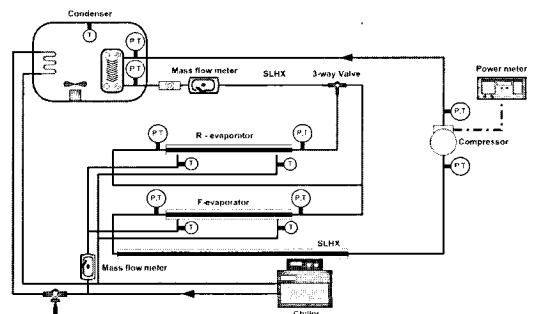


Fig. 1 Schematic diagram of the refrigerator system.

Table 2 Specifications of the experimental system

Component	Specification	
Refrigerant	R-134a	R-600a
Compressor	BK190C(9.0 cc)	EU4A5H(15.0 cc)
Condenser	8.3 mm(Di) × 0.5 mm(t) × 2000.0 mm	
Evaporator	F-room	8.3 mm(Di) × 0.5 mm(t) × 1000.0 mm
	R-room	8.3 mm(Di) × 0.5 mm(t) × 500.0 mm
Suction	6.4 mm(Di) × 0.5 mm(t) × 2308.0 mm	
Capillary	0.85 mm(Di) × 3300.0 mm	

동 시스템에 사용된 압축기의 경우 동일 냉동용량을 가지는 R-134a와 R-600a 냉매용 왕복동식 인버터 압축기를 사용하였으며, 응축기와 2개의 증발기(냉동실 증발기, 냉장실 증발기)는 이중관 열교환기를 사용하여 2차 유체와 대향류 방식으로 열교환이 이루어지도록 하였다. 본 연구에서는 냉장실 증발기와 냉동실 증발기가 직렬로 연결된 형태의 냉동사이클에 대한 실험을 수행하였다. Table 2는 본 연구에 사용된 냉동 시스템의 상세 사양을 나타낸다.

냉동 시스템의 성능특성을 분석하기 위해 주요 부위의 온도, 유량 및 압력을 측정하였다. 온도측정은 T-Type의 열전대를 사용하였고 정밀도는  $\pm 0.3$  °C이다. 압력측정은 디지털식 압력계를 사용하였으며 정밀도는  $\pm 0.13\%$ 이다. 냉각 유체의 유량은 코리올리방식 질량유량계를 사용하였으며 정밀도는  $\pm 0.1\%$ 이다. 압축기의 소비전력은 적산전력계를 이용하여 측정하였다. 상기 정밀도의 영향으로 냉동능력과 COP의 측정값에 오차는 각각 1.8%와 1.9%이며 모든 데이터는 안정 상태에서 6초 간격으로 수집된 데이터를 분석하였다.

## 2.2 실험방법

Table 3은 F, R 증발기 및 응축기의 2차 유체 온도 및 유량조건이며, 상기 조건은 실제 냉장고의 운전조건과 유사한 냉동용량 및 압축기 소비입력을 갖도록 설정된 것이다. F, R실 증발기 및 응축기의 2차 유체 온도조건을 유지하기 위해 각 열교환기의 2차 유체 측에 원통 히터를 부착하여 사용하였다. 히터의 용량은 transducer와 제어기를 이용하여 제어하였다. 실험 시 압축기의 회전수는 2450

Table 3 Brine conditions

Parameter	Condenser	F-Evaporator	R-Evaporator
Tbrine	25.0 $\pm$ 1.0 °C	-9.0 $\pm$ 1.0 °C	-3.0 $\pm$ 1.0 °C
Mbrine	25.0 $\pm$ 1.0 kg/h	14.0 $\pm$ 1.0 kg/h	10.0 $\pm$ 1.0 kg/h

rpm으로 일반 냉장고의 정상부하 운전조건을 기준으로 하였다.

## 2.3 실험방법

본 실험은 R-134a와 R-600a 각 냉매에 대해 모세관 길이 3300 mm 기준으로 압축기 회전수 2450 rpm에서 냉매충전량 시험을 진행하여 최대 COP를 갖는 냉매충전량을 냉매별로 결정하고 상기 냉매충전량을 기준으로 모세관 길이를 3300 mm에서 300 mm 간격으로 변화시키면서 COP가 최대로 되는 모세관 길이를 각각 도출하였다. 또한 최적 냉매충전량 조건에서 suction 관경을 6.4 mm 기준에서 8.3 mm로 확대 시 각 냉매에 대한 성능개선 정도를 파악하고, 최적 냉매충전량 및 모세관 길이 조건에서 SLHX 열교환 길이를 1800 mm에서 300 mm, 600 mm 감소시켰을 때 성능특성에 주는 영향을 추가 검토하였다. 사이클의 주요 성능지표인 냉동용량, 압축기 소비입력, COP 등은 정상상태 사이클에서 1시간 동안의 데이터를 평균하여 구하였으며, 냉동용량은 식(1)과 같이 F, R 증발기 2차 유체의 온도 차이를 통해 계산하였고, COP는 식(2)와 같이 냉동용량에 압축기 소비입력을 나누어 계산하였다.

$$\dot{Q} = C_{p, brine} (\dot{m}_{f, brine} \Delta T_{f, brine} + \dot{m}_{r, brine} \Delta T_{r, brine}) \quad (1)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}}{W_{comp}} \quad (2)$$

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 냉매충전량의 영향

Table 3에서 제시한 시험조건에 모세관 길이 3300 mm, 압축기 회전수 2450 rpm의 동일한 기준조건에서 실험한 냉매충전량 실험결과를 Fig. 2와 Fig. 3

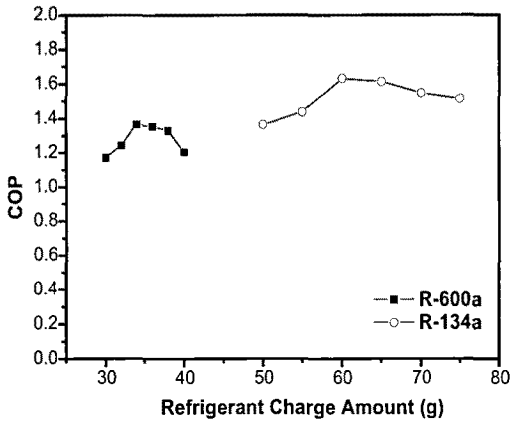


Fig. 2 Variation of COP with refrigerant charge amount using R-134a and R-600a.

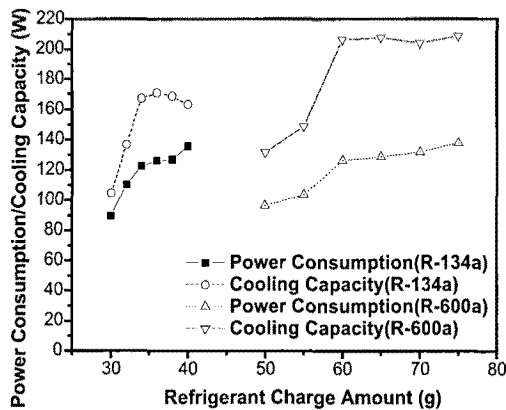


Fig. 3 Variations of power consumption and cooling capacity with refrigerant charge amount using R-134a and R-600a.

에 제시하였다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 R-134a의 경우 충전량 60g에서 COP가 1.63으로 최고치를 나타내며, R-600a의 경우 충전량 34g에서 COP가 1.37로 최고치를 나타내었다. 이처럼 최적 충전량이 차이가 크게 나는 이유는 R-600a의 비체적과 증발잠열이 R-134a에 비해 상대적으로 크기 때문이다. 또한, 두 냉매간의 COP 차이는 모세관 길이 3300mm에서 점성이 높은 R-134a가 R-600a보다 사이클이 보다 최적화되었기 때문에 발생하는 것으로 예상할 수 있으며, 이에 대한 결과는 뒤의 모세관 길이 변경 실험을 통해 확인할 수 있다. 실험결과에서 최적 충전량 대비 냉매충전량이 적을 시에

는 증발기에서 냉매유량 부족에 의해 증발기 출구 온도 상승 및 냉동용량 감소가 발생하며, 냉매충전량이 많을 시에는 증발기 전열면적에 비해 냉매유량이 과다할 뿐 아니라 증발온도가 상승하여 냉동용량이 동등하거나 감소하게 된다. 이와 같은 이유로 Fig. 3에 나타난 것과 같이 R-134a와 R-600a 냉매 모두 최적 냉매충전량에서 냉동용량이 최고치를 나타낸다. 한편, 충전량이 증가할수록 사이클을 흐르는 냉매유량이 증가하고 응축압력이 상승함으로 인해 압축비가 증가하여 압축기 소비압력은 증가하는 경향을 나타낸다.

### 3.2 모세관 길이의 영향

냉매충전량 실험결과를 통해 R-134a와 R-600a의 최적 냉매충전량을 각각 60g과 34g으로 도출하였다. 이를 냉매별 기준 냉매충전량으로 설정하여 모세관 길이 변화에 따른 성능 실험을 실시하였으며, 그 결과를 Fig. 4부터 Fig. 7까지 제시하였다. Fig. 4에 나타난 바와 같이 R-134a 냉매의 경우 모세관 길이 3600mm에서 COP가 1.70으로 최고치를 나타내고, 최적 냉매충전량 결과 대비 COP가 4.3% 개선되었다. R-600a의 경우 3900mm에서 COP가 1.72로 최고치를 나타내어, 최적 냉매충전량 결과 대비 COP가 25.6% 개선되었다. 따라서, 기존의 설계 방법대로 공용 냉동 사이클에서 냉매별 충전량만을 최적화하고 모세관을 공용으로 사용할 경우 최소한 한 쪽의 냉매에 대해 에너지 효율 측면에서의 손실이 발생하게 된다. 사이클에서 냉매별

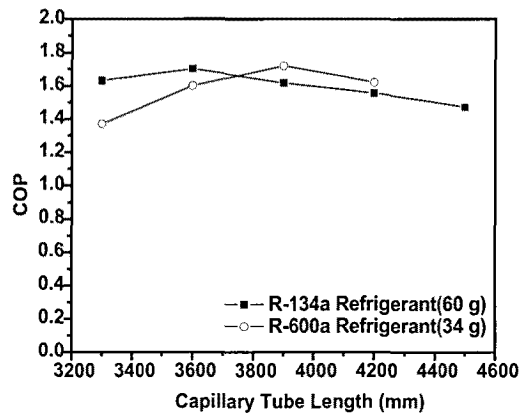


Fig. 4 Variation of COP with capillary tube length using R-134a and R-600a.

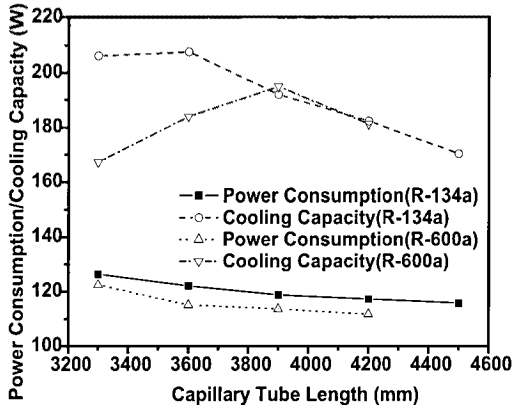


Fig. 5 Variation of the power consumption and cooling capacity with capillary tube length using R-134a and R-600a.

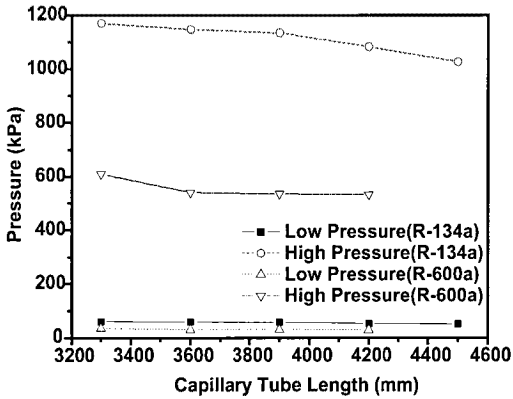


Fig. 6 Variation of the pressure with capillary tube length using R-134a and R-600a refrigerant.

최적 모세관 길이가 달라지는 주된 이유는 R-134a와 R-600a의 점성에 의한 마찰계수 차이 때문으로 R-600a가 R-134a보다 긴 모세관에서 최적 화됨을 알 수 있다. Fig. 5에 나타난 바와 같이 냉매별 냉동용량은 최적 모세관 길이에서 최대가 되며 최적모세관 길이보다 길어지면 사이클의 순환 냉매유량 부족으로 냉동용량이 감소하고, 최적 모세관 길이보다 짧을 시에는 냉매유량이 과다해지고 증발온도가 상승하여 증발기 용량이 부족하게 된다. 압축기의 소비입력은 모세관 길이 증가에 따라 감소하는 경향성을 보이게 되는데 이는 모세관이 길어질수록 사이클 내부의 냉매 유동저항이 증

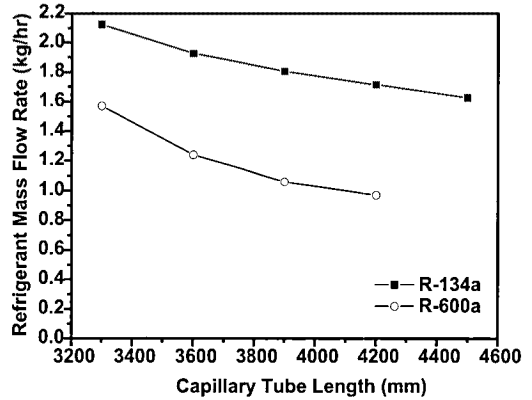


Fig. 7 Variation of the refrigerant mass flow rate with capillary tube length using R-134a and R-600a.

가하여 냉매유량 및 응축압력이 감소하기 때문이다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 R-134a가 R-600a 대비 응축압력이 매우 높은 것을 알 수 있다. 이는 R-134a 냉매의 NBP가 R-600a 보다 매우 낮은 고압냉매이기 때문에 동일 작동온도에서 상대적으로 압력이 높게 형성되기 때문이다. Fig. 7은 R-134a와 R-600a에 대한 모세관 길이에 따른 냉매유량 변화 추이를 나타내며, 모세관 길이가 길어질수록 냉매유량이 감소하는 경향성을 나타내고 있다.

### 3.3 Suction 관경 확대 실험결과

모세관 길이 3300 mm에서 최적 냉매충전량 조건을 기준으로 suction 관경을 확대하였을 때 실험결과를 Table 4에 제시하였다. R-134a의 경우 suction 관경을 6.4 mm에서 8.3 mm로 확대할 때 COP가 1.63에서 1.68로 3.0% 개선되고, 이를 최적 모세관 길이와 조합할 경우 최종 COP는 약 1.75가 예측된다. 한편, R-600a의 경우 COP가 1.37에서 1.48로 8.4% 개선되고 최적 모세관 길이와 조합할 경우 최종 COP는 약 1.86이 예측된다. 실험결과를 통해 모세관길이 뿐만 아니라 suction 관경 확대의 경우에도 두 냉매 간 최적화되는 사양 및 개선정도가 달라지는 것을 알 수 있으므로 냉매별 suction 관경 사양을 이원화할 경우 추가적인 에너지 효율개선 효과를 얻을 수 있는 것으로 판단된다. 실험결과에서 R-600a의 suction 관경 확대효과가 보다 크게 나타나는 것은 R-600a의 NBP가 높아 증발압력이 낮고 비체

Table 4 Results of suction diameter expansion

Suction diameter		COP	Power (W)	Cooling capacity (W)
R-134a	Di 6.4 mm	1.63	126.4	206.2
	Di 8.3 mm	1.68	119.9	201.5
R-600a	Di 6.4 mm	1.37	122.5	167.2
	Di 8.3 mm	1.48	118.2	174.9

적이 크기 때문이다. 증발압력이 낮을 경우 증발압력 또는 suction 압력의 적은 변화도 압축비 등 사이클의 연관된 성능지표에 상대적으로 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 R-134a보다 R-600a가 상대적으로 큰 suction 관경을 필요로 하는 것을 알 수 있다. Suction 관경 확대에 의한 효과는 저압측의 압력강하가 감소하여 압축비와 압축기 소비입력이 저감되는 효과와 압축기 입구의 비체적 감소에 의한 냉매유량의 증가로 냉동용량이 개선되는 효과가 결합되어 나타난다.

### 3.4 SLHX 열교환 길이의 영향

R-134a의 경우 최적 모세관 길이 3600 mm, 최적 냉매충전량 60 g에서 SLHX 열교환 길이를 1800 mm에서 300 mm 및 600 mm를 축소하여 성능평가를 실시한 결과 300 mm 축소할 때마다 COP가 약 0.04 (2.4%)씩 줄어들었다. 한편, R-600a는 최적 모세관 길이 3900 mm, 최적 냉매충전량 34 g에서 SLHX 열교환 길이를 1800 mm에서 300 mm 및 600 mm 축소할 경우 R-134a와 동등하게 SLHX 길이를 300 mm 축소할 때마다 COP가 약 0.04(2.4%)씩 줄어들었다. 따라서, SLHX 열교환 길이 변경의 경우 R-134a와 R-600a의 성능에 모두 영향을 주지만 그 영향도가 두 냉매에 대해 거의 차이 없이 동일한 수준이므로 사이클의 최적화를 위한 사양 이원화 대상에서는 제외하여도 될 것으로 판단된다. SLHX 열교환 길이가 감소 시 COP가 악화되는 원인은 SLHX의 열교환 길이가 줄어들면서 증발기 입구에서의 냉매건도 증가에 의한 엔탈피 상승에 의해 냉동용량은 감소하는 반면, 압축기 입구의 냉매 과열도 감소에 의한 냉매의 비체적 감소로 인해 냉매유량과 압축기 소비입력은 증가하기 때문이다. 본 실험조건에서 SLHX 열교환 길이가 줄어들 경우 최적 냉매충전량과 모세관 길이가 달라질 가능성이 있으나 본

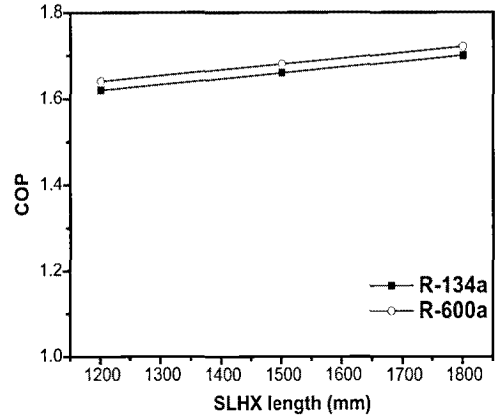


Fig. 8 Variation of COP with SLHX length using R-134a and R-600a.

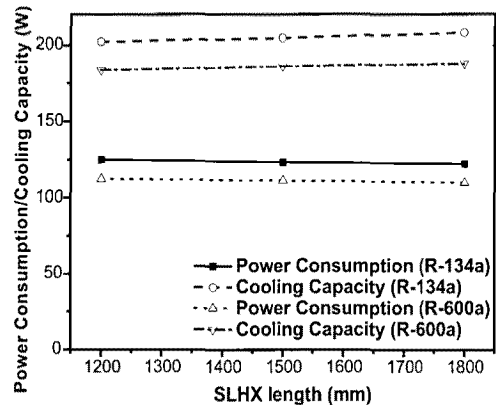


Fig. 9 Variations of power consumption and cooling capacity with SLHX length using R-134a and R-600a.

연구는 사이클 사양의 변화가 두 냉매의 성능특성에 미치는 영향을 규명하여 해당 사양의 이원화 필요여부 및 이원화 필요 시 사양변화의 경향과 정도를 규명하는데 목적이 있으므로 다른 사양들은 기존 최적값으로 고정된 조건에서 하나의 사이클 사양만을 변경하면서 실험을 수행하였다.

## 4. 결론

본 연구에서는 R-134a와 R-600a를 공용으로 사용하는 냉동 사이클에 대한 냉매충전량, 모세관 길이, suction 관경 및 SLHX 열교환 길이 변화에 따

른 냉매별 성능특성 및 이원화 필요성을 비교, 고찰 하였으며 이를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- (1) 모세관 길이 3300 mm 기준으로 공용 사이클에서 R-134a와 R-600a를 적용 시 냉매충전량은 60g과 34g에서 COP가 1.63과 1.37로 각각 최적화되며, 이는 주로 두 냉매의 비체적 및 증발잠열의 차이에 의해 발생하는 결과이다.
- (2) R-134a와 R-600a의 최적 냉매충전량 기준으로 모세관 길이 변화에 따른 실험을 진행한 결과 R-134a는 3600 mm에서 COP가 1.70으로 최적화되었으며, R-600a는 3900 mm에서 COP가 1.72로 최적화 되었다. 이는 R-600a의 점성이 낮아 모세관 길이가 R-134a 대비 다소 긴 사양에서 최적화되기 때문이며, 냉매별로 최적화 되는 모세관 길이가 다르고 에너지 효율에 미치는 영향이 크므로 모세관 길이는 두 냉매에 대해 이원화하여 운용함이 에너지 효율 개선에 크게 유리한 것으로 나타났다.
- (3) 모세관 길이 3300 mm에서 최적 냉매충전량 조건을 기준으로 suction 관경을 6.4 mm에서 8.3 mm로 확대할 시 압축비의 감소에 의해 R-134a 냉매는 COP가 3.0% 개선되며 R-600a 냉매는 8.4% 개선되었다. 따라서, R-600a가 높은 비체적과 낮은 증발압력으로 인해 suction 관경 확대 시 R-134a 보다 개선 효과가 크므로 사이클 설계 시 보다 큰 suction 관경을 필요로 한다는 결론을 얻을 수 있다.
- (4) R-134a와 R-600a의 SLHX 열교환 길이를 300 mm, 600 mm씩 축소하여 성능을 비교한 결과 COP가 두 냉매 모두 SLHX 열교환 길이 300 mm 당 약 0.04(2.4%)씩 줄어드는 것으로

나타났다. 따라서 SLHX 열교환 길이에 대한 영향도는 두 냉매 간에 거의 차이가 없으므로 냉매별 사양의 이원화 효과가 없다고 결론지을 수 있다.

- (5) R-134a와 R-600a의 공용 냉동사이클에서 기본 사이클 사양 및 구조를 변경하지 않으면서도 모세관 길이 및 suction 관경과 같이 이원화 운용이 용이한 사양의 변경에 의해 각 냉매에 대한 최적화된 사이클을 얻을 수 있는 것으로 판단된다.

### 참고문헌

1. Wongwises, S. and Chimres, N., 2005, Experimental study of hydrocarbon mixture to replace HFC-134a in a domestic refrigerator, Energy Conversion and Management, Vol. 46, pp. 85-100.
2. Jung, D. S., Kim, C. B., Song, K. H. and Park, B. G., 2000, Testing of propane/isobutane mixtures in domestic refrigerators, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, pp. 517-527.
3. Bjork, E. and Palm, B., 2006, Performance of a domestic refrigerator under influence of varied expansion device capacity, refrigerant charge and ambient temperature, International Journal of Refrigeration, Vol. 29, pp. 789-798.
4. Lee, Y. S. and Su, C. C., 2002, Experimental study of isobutane(R600a) as the refrigerant in domestic refrigeration system, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 507-519.