

## 난방주체 운전모드에서의 동시냉난방 열펌프 성능향상에 관한 실험적 연구

강 훈, 정 현 준\*, 주 영 주\*, 김 용 찬†, 최 종 민\*\*  
고려대학교 기계공학과, \*고려대학교 기계공학과 대학원, \*\*한밭대학교 기계공학과,

### Experimental Study on the Performance Improvement of a Simultaneous Heating and Cooling Heat Pump in the Heating-main Operating Mode

Hoon Kang, Hyenjoon Jung\*, Youngju Joo\*, Yongchan Kim†, Jongmin Choi\*

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

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

\*\*Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-701, Korea

(Received October 15, 2007; revision received March 2, 2008)

**ABSTRACT:** The cooling load in winter is significant in buildings and hotels because of the usage of office equipments and the high efficiency of wall insulation. Hence, the development of a multi-heat pump that can cover heating and cooling simultaneously for each indoor unit is required. In this study, the operating characteristics and performance of a simultaneous heating and cooling heat pump in the heating-main operating mode were investigated experimentally. The system adopted a variable speed compressor with four indoor units and one outdoor unit with R-410A. In the heating-main mode, the cooling capacity was lower than the design cooling capacity due to the reduction of the flow rate in the indoor unit for the cooling, with the increase of the heating capacity. To solve these problems, the performance characteristics of the simultaneous heating and cooling heat pump in the heating-main mode were investigated by varying the flow rate to the indoor unit for the cooling and the compressor rotating speed. In addition, the adequate control methods were suggested to improve the system efficiency.

**Key words:** Simultaneous heating and cooling(동시냉난방), Heat pump(열펌프), Heat recovery(열회수), Operating mode(운전모드)

---

기 호 설 명

---

<i>COP</i>	: 시스템 성능계수
<i>CRS</i>	: 압축기 회전속도
<i>EEV</i>	: 전자팽창밸브
<i>IDU</i>	: 실내유닛

---

<i>m</i>	: 질량유량 [kg/h]
<i>ODU</i>	: 실외유닛
<i>P</i>	: 압력 [kPa]
<i>q</i>	: 열전달률 [W]
<i>W</i>	: 소비전력 [W]

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

그리스 문자

$\phi$  : 전자팽창밸브 개도

### 하첨자

<i>avg</i>	: 평균
<i>c</i>	: 냉방
<i>d</i>	: 압축기 토출
<i>h</i>	: 난방
<i>s</i>	: 압축기 흡입
<i>t</i>	: 총합

## 1. 서 론

최근 건물의 단열성능 향상과 함께 사무자동화 기기들의 보급이 증가됨에 따라, 냉방이 필요한 기간이 장기화될 뿐만 아니라 겨울철에도 난방과 냉방이 동시에 요구되는 건물이 증가되고 있는 추세이다. 현재, 에너지절약 및 공간적인 측면에서의 이점으로 인해 멀티열펌프의 적용이 증가하고 있는 추세이지만, 기존의 멀티열펌프에서는 동시에 냉방과 난방운전이 병행될 수 없기 때문에, 호텔 또는 전산실과 같이 동시에 냉방과 난방이 요구되는 조건에서 소비자들의 다양한 요구를 만족시키기 힘든 실정이다. 멀티열펌프의 새로운 공조 시장으로의 확대를 위해서는 다양한 소비자들의 요구를 만족시킬 수 있는 동시냉난방 시스템의 개발이 필요하다.

동시냉난방 열펌프 시스템에 관한 연구는 매우 부족한 실정이기 때문에, 본 연구에서는 멀티열펌프의 최신 기술동향을 분석하여, 타당성 있는 기술을 동시냉난방 시스템의 개발에 적용하고자 한다. 최근 멀티열펌프에 적용되는 주요 기술은 압축기 용량제어, 냉매 유량제어 및 대체냉매 적용 등으로 요약될 수 있다. 압축기의 용량제어 방법으로 주로 회전수 제어를 채용하고 있다. 초기에는 AC 인버터 방식이 주종을 이루었으나, 현재에는 DC 인버터 방식의 채용이 증가하고 있는 추세이다.<sup>(1)</sup> 냉매 유량제어 기술의 발전에 가장 큰 영향을 준 것으로 전자팽창밸브를 들 수 있다. 다수의 실내기를 동시 또는 개별제어 하는데 있어서, 전자팽창밸브는 냉매의 균등분배 및 압력에 따른 정밀한 제어가 가능하기 때문에 멀티열펌프에 있어서는 필수부품으로 자리잡고 있다.<sup>(2,3)</sup> 일본과 유럽시장의 경우에는 2004년부터 대부분 R-410A를 적용한 제품들이 출시되고 있으며,<sup>(4,5)</sup> 향후 국내에서도 R-410A 제품들이 주종을 이룰 것으로 판단된다.

본 연구에서는 동시냉난방 열펌프 시스템의 모든 실내유닛들이 난방운전만을 하게 되는 난방전용 운전모드에서 한 대의 실내유닛이 냉방운전을 하게 되는 난방주체 운전모드로 전환될 때, 동시냉난방 열펌프의 운전특성 및 성능 변화를 고찰하고자 한다. 또한, 난방 주체 운전조건에서의 냉난방 성능의 최적화를 위해, 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량 및 압축기 운전회전수의 변화에 따른 동시냉난방 열펌프의 난방주체 운전특성 및 성능변화를 관찰하여 난방주체 운전모드에서의 최적 제어방안에 대한 기초자료를 제시하고자 한다.

## 2. 실험장치의 구성

Fig. 1에 본 연구에서 설계·제작한 4실형 동시냉난방 열펌프 시스템의 구성도를 나타내었다. 모든 실내유닛이 난방운전을 하게 되는 난방전용 운전모드에서는 압축기로부터 토출된 냉매가스가 토출가스관을 통해 운전모드 전환유닛 내부의 난방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 실내유닛으로 공급된다. 실내유닛에서 응축된 냉매액은 전개(full-opened)된 팽창밸브를 통해 다른 실내유닛으로부터의 액상의 냉매와 합쳐져 실외유닛으로 공급되며, 실외유닛에서 증발된 냉매가스는 사방변을 거쳐 압축기로 흡입되게 된다. 난방전용 운전모드에서 한 대의 실내유닛이 냉방운전으로 선택되는 난방주체 운전모드로 변경되는 경우, 냉방운전 실내유닛과 연결된 난방용 솔레노이드 밸브는 닫히게 되고 냉방용 솔레노이드 밸브가 열리게 되어, 난방운전 실내유닛에서 응축된 일부의 액냉매는 팽창밸브를 통과하여 냉방운전 실내유닛으로 흐르게 된다. 냉방운전 실내유닛에서 증발된 냉매가스는 냉방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 흡입가스관을 통해 압축기로 흡입되게 되며, 한편 실외유닛에서 증발된 냉매가스는 사방변을 통과하여 압축기로 흡입되게 된다.

동시냉난방 열펌프 시스템의 설계기준은 R-410A를 작동냉매로 하여, 냉방전용 운전모드에서 냉방능력 및 COP가 각각 8.0kW 및 3.2kW로 설정하였다. 압축기는 완전밀폐형 BLDC 로터리 압축기로서, 정격운전 회전수인 3,500rpm에서의 압축기 단품성능은 ARI 시험조건(증발온도 7.2℃, 응축온도 54.4℃)에서 냉방능력 및 소비전력이 각각 8.0kW 및 2.5kW이며, 이 때의 냉방 COP는 3.2이다. 팽창밸브는 스텝모터와 니들밸브로 구성된

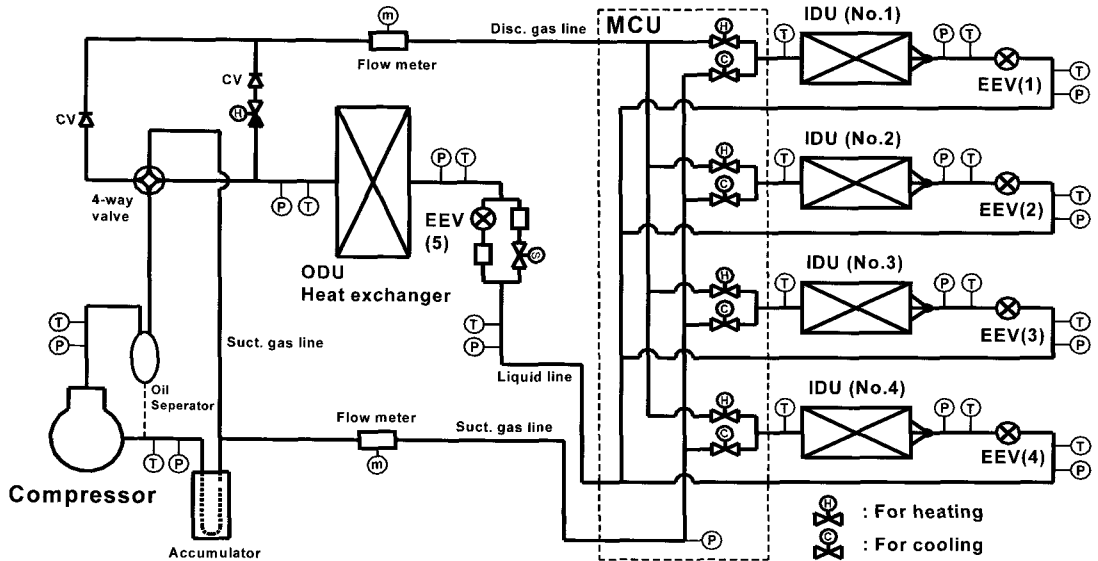


Fig. 1 Schematic of a simultaneous heating and cooling heat pump system.

전자팽창밸브를 이용하여 조절하였으며, 오리피스 직경은 실내 및 실외 유닛이 각각 1.4 mm 및 1.8 mm이다. 실내 열교환기는 핀튜브 방식의 열교환기를 적용하였으며, 냉방성능은 증발온도 7.2 °C, 통과풍량 6.0 m<sup>3</sup>/min에서 2.2 kW이다. 실외 열교환기도 핀튜브방식의 열교환기를 채용하였으며, 응축성능은 응축온도 54.4 °C, 통과풍량 37.5 m<sup>3</sup>/min에서 11.3 kW이다.

동시냉난방 열펌프 시스템의 성능은 실내유닛의 냉난방 능력을 개별적으로 측정하여 그 총합과 평균값을 구하여 비교·평가하였다. 각 실내·외 유닛별 입구조건을 설정 온습도로 제어하기 위한 항온항습시스템이 개별적으로 부착되었으며, 4대의 실내유닛에는 풍량을 측정하기 위한 장치를 개별적으로 설치하여 각 실내유닛의 냉난방능력을 공기열량계법으로 측정하였다.<sup>(6)</sup> 입·출구 습공기의 건구 및 습구온도는 3선식 Pt 100 Ω의 축온저항체를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.15 °C이다. 실내열교환기의 풍량은 노즐법<sup>(7)</sup>으로 측정하였으며, 노즐진후의 차압은 디지털 차압계를 사용하였으며, 정밀도는 ±0.25%이다. 시스템의 소비 전력은 전력계로 측정하였으며, 전력계의 최대 측정범위는 4,000 W, 정밀도는 측정값의 ±0.2%이다.

온습도 조건은 ISO 규격<sup>(8)</sup>을 참고하여, 실외 온

습도조건을 7.0 °C/86.9% RH로, 난방 및 냉방용 실내조건을 각각 20.0 °C/59.0% RH 및 27.0 °C/47.0% RH로 설정하였다. 냉난방능력 및 풍량은 ASHRAE Standard 37<sup>(6)</sup>에 의거하여 계산하였으며, 동시냉난방 시스템의 COP는 식(1)과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{q_{c,t} + q_{h,t}}{W} \quad (1)$$

냉매사이클의 분석을 위하여 사이클 주요 운전점에서의 온도, 압력 및 유량을 측정하였다. 배관 표면온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.3 °C이다. 냉매압력은 디지털식 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 ±0.13%이다. 냉매유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 ±0.1%이다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 난방주체 운전모드에서의 성능특성

냉방전용 운전모드에서의 예비실험을 통해, 압축기 정격회전수 3,500 rpm인 조건에서 냉매충전량은

3,900 g, 난방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도는 전개상태의 22%(110 steps)일 때 최대 효율을 나타낼 수 있었다. 또한, 난방전용 운전모드와 동일한 압축기 운전회전수 및 냉매충전량 조건에서의 난방전용 예비실험을 통해 실외유닛 및 난방운전 팽창밸브 개도가 각각 전개상태의 64%(320 steps) 및 100%(500 steps)일 때 최대 효율을 나타낼 수 있었다.

Fig. 2는 난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 압축기 흡입 및 토출압력의 변화를 나타낸다. 운전회전수의 변화는 정격회전수인 3,500 rpm에 대한 비로서 나타내었으며, 냉매충전량 및 팽창밸브 개도는 난방 및 난방전용 예비실험에서의 최적값으로 설정하였다. 난방주체 운전모드에서는 취득 증발열량의 증가로 인해 흡입압력이 난방전용 운전모드보다 상승하였다. 취득 증발열량의 상승

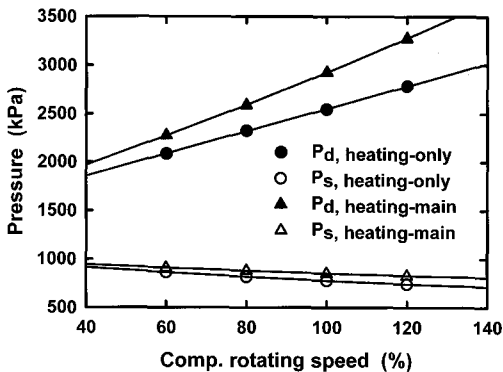


Fig. 2 Variations of discharge and suction pressures.

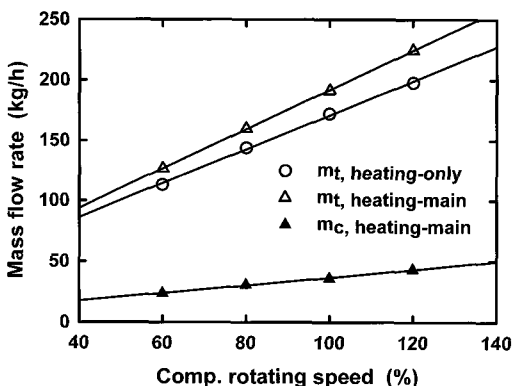


Fig. 3 Variation of mass flow rate.

과 함께 난방운전 실내유닛의 감소로 인해 난방주체 운전모드에서의 토출압력은 난방전용 운전모드에서의 토출압력보다 상승하였다. Fig. 3은 난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 총유량 및 난방운전 실내유닛 냉매유량의 변화를 나타낸다. 압축기 정격회전수 3,500 rpm에서, 난방주체 운전모드에서의 총유량은 191.4 kg/h로서 난방전용에서의 172.1 kg/h보다 11.2% 증가하였으며, 난방주체 운전모드에서 난방운전 실내유닛으로 분배되는 평균 냉매유량은 63.8 kg/h로서 난방전용 운전모드에서의 평균 냉매유량인 43.0 kg/h보다 48.4% 증가함을 알 수 있었다. 이 때, 난방주체 운전모드에서 난방운전 실내유닛으로의 유량은 36.0 kg/h로서, 총유량의 18.8%, 난방운전 실내유닛의 평균 냉매유량의 56.4% 수준으로 매우 낮음을 알 수 있었다.

난방주체 운전모드에서의 압축기 운전회전수에 따른 냉난방 성능은 Fig. 4에 나타낸 것처럼, 난방능력과 냉방능력 사이에 큰 차이가 발생함을 알 수 있었다. 난방주체 운전모드에서의 평균 난방능력은 응축압력의 상승과 함께 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량 증가로 인해, 압축기 운전회전수 3,500 rpm에서 2,662.1 W로서 난방전용 운전모드에서의 평균 난방능력인 1,986.7 W보다 34.0% 상승함을 알 수 있다. 하지만, 난방운전 실내유닛의 냉방능력은 1,761.5 W로서 설계냉방능력인 2,000 W의 88.1%, 평균 난방능력의 66.2% 수준으로 매우 낮음을 알 수 있다. 난방주체 운전모드에서 난방능력은 크게 증가하였지만, 냉방능력은 설계능력에 크게 못 미침을 알 수 있다. 따라서 냉난방 성

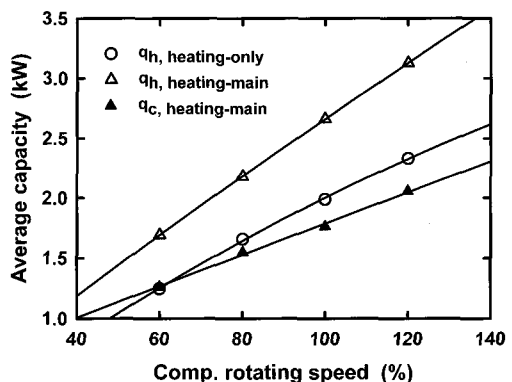


Fig. 4 Variations of average cooling and heating capacities.

능을 동시에 만족시키면서 시스템효율을 증가시킬 수 있도록 난방주체 운전모드에서의 시스템 제어요소들의 최적화가 필요하다.

### 3.2 난방주체 운전모드에서의 성능 최적화

난방주체 운전모드에서의 냉방능력 저하는 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키거나 실외유닛용 팽창밸브 개도를 감소시키는 방법을 통해, 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 증가시키므로써 해결할 수 있다. 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 전개상태의 22%(110 steps)로 고정시키고 실외유닛용 팽창밸브 개도를 전개상태의 64%(320 steps)에서부터 감소시켜 나가는 제어방법과, 실외유닛용 팽창밸브 개도를 전개상태의 64%(320 steps)로 고정시키고 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 전개상태의 22%(110 steps)에서부터 증가시켜 나가는 제어방법, 두 가지 유량 제어방법에 따른 냉난방성능 변화를 압축기 운전회전수 변화와 함께 관찰하였다.

Fig. 5는 총유량 및 냉방운전 실내유닛 유량의 변화를 나타낸다. 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도가 22%로 고정된 상태에서 실외유닛용 팽창밸브 개도를 감소시키기에 따라, 총유량은 감소하지만 냉방운전 실내유닛으로의 유량은 증가함을 알 수 있었다. 압축기 운전회전수 3,500 rpm(CRS =100%)에서 실외유닛용 팽창밸브 개도를 64%에서 20%로 감소시키기에 따라, 총유량은 191.4 kg/h에서 161.4 kg/h로 15.7% 감소하였으나, 냉방운전 실내유닛으로의 유량은 36.0 kg/h에서 65.0 kg/h로 80.6% 증가하였다. 따라서 실외유닛용 팽창밸브 개도가 20%인 조건에서 냉방운전 실내유닛으로의 유량은 총유량의 40.3%까지 상승함을 알 수 있었다.

실외유닛용 팽창밸브 개도를 64%로 고정시킨 상태에서 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 22%에서부터 증가시키기에 따라, 총유량 및 냉방운전 실내유닛 유량이 모두 증가하는 경향을 나타내었다. 압축기 운전회전수가 3,500 rpm일 때, 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량은 팽창밸브 개도 80%에서 73.8 kg/h로서, 팽창밸브 개도 22%에서의 냉매유량인 36.0 kg/h의 205.8%까지 증가하였다. 또한, 총유량은 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도가 22% 및 80%인 경우에 각각 191.4 kg/h 및 202.5 kg/h로 5.8%의 미소한 상승을 나타내었다.

Fig. 6에 냉매유량 제어에 따른 압축기 토출 및 흡입압력의 변화를 압축기 회전수 변화와 함께 나타내었다. 실외유닛 팽창밸브 개도를 감소시키는 경우에 압축기 흡입압력은 감소하였으나, 총유량의 감소에도 불구하고 토출압력은 증가하는 경향을 나타내었다. 냉매충전량이 일정한 조건에서 실외유닛 팽창밸브의 개도가 감소함에 따라, 총유량의 감소와 함께 잉여냉매량은 증가하게 되어 난방운전 실내유닛에서의 과냉각영역이 증가했기 때문에 압축기 토출압력이 상승한 것으로 판단된다. 냉방운전 실내유닛의 팽창밸브 개도를 증가시키는 경우, 총유량의 증가에 따라 흡입압력은 상승하는 경향을 나타내었으나, 토출압력에는 거의 변화가 나타나지 않았다.

실외유닛용 팽창밸브 개도를 감소시키기에 따라 총유량은 감소하는 반면에 압축기는 크게 증가하는 경향을 나타내었기 때문에, 압축기 소비전력은 Fig. 7에 나타낸 것처럼 실외유닛용 팽창밸브

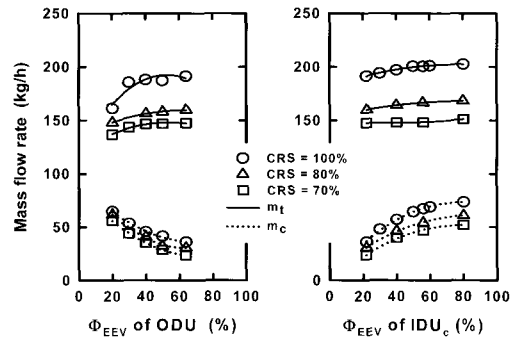


Fig. 5 Variation of mass flow rate with the EEV opening.

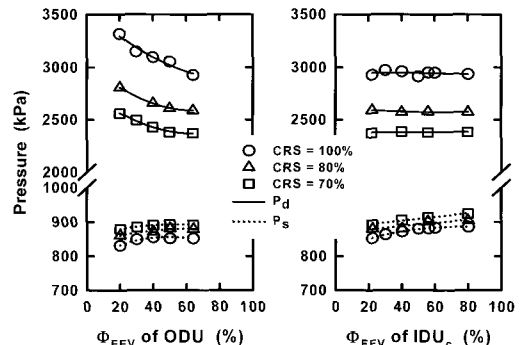


Fig. 6 Variations of discharge and suction pressures with the EEV opening.

개도의 감소와 함께 증가함을 알 수 있었다. 압축비 증가에 의한 소비전력 상승이 총유량 감소에 의한 영향보다 크기 때문에 판단된다. 냉방 운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키기에 따라 총유량은 미소하게 증가하였고 압축비는 미소하게 감소하는 경향을 나타내었기 때문에, 냉방 운전 실내유닛의 팽창밸브 개도증가에 의한 유량 제어에서는 소비전력의 변화가 거의 나타나지 않았다.

Fig. 8에 냉매유량 제어방법에 따른 평균 냉난방능력의 변화를 나타내었다. 압축기 운전회전수 3,500 rpm에서 실외유닛용 팽창밸브의 개도가 64%에서 20%로 감소함에 따라, 평균난방능력은 2,662.1 W에서 2,869.1 W로 7.8% 상승하였으며, 냉방 운전 실내유닛으로의 유량증가에 의한 과열영역 감소로 냉방능력은 1,761.5 W에서 2,889.2 W로 증가하여 64.0%의 상승률을 나타내었다.

압축기 회전수 3,500 rpm에서 냉방 운전 실내유

닛용 팽창밸브의 개도를 22%에서 80%로 상승시키기에 따라, 냉방능력은 1,761.5 W에서 2,723.2 W로 54.6%의 증가율을 나타내었으나, 평균 난방능력에는 변화가 거의 없었다. 냉방 운전 실내유닛용 팽창밸브 개도가 60% 이상인 지점부터 냉방능력은 거의 없이 일정하게 유지됨을 알 수 있는데, 팽창밸브 개도 60%인 조건에서 냉방 운전 실내유닛에서의 과열영역은 더 이상 존재하지 않기 때문으로 판단된다.

목표 냉난방능력의 달성과 동시에 시스템효율을 상승시키기 위하여, 압축기 운전주파수에 따른 성능변화를 실험하였다. 실외유닛용 팽창밸브 개도와 압축기 운전회전수를 변화시키면서 실험한 결과, 실외유닛용 팽창밸브 개도 30% 및 운전회전수 70%에서의 냉방능력이 2,041.5 W, 평균 난방능력이 2,025.7 W로 설계 능력보다 약간 상회하는 성능을 나타내었다. 이 때, COP는 Fig. 9에 나타난 바와 같이 5.1로서 난방 전용 운전조건에서의 COP보다 53.5% 상승하였다.

냉방 운전 실내유닛용 팽창밸브 개도와 압축기 운전회전수를 변화시키면서 실험한 결과, 팽창밸브 개도 40% 및 회전수 80%에서의 평균 냉난방능력은 각각 2,102.3 W 및 2,067.8 W로 설계 냉난방능력의 105.1% 및 103.4% 수준으로 나타났다. 이 때, COP는 Fig. 9에 나타난 바와 같이 4.4로서 난방 전용에서의 COP인 3.3보다 33.3% 높은 수준을 나타내었다.

본 연구결과를 통해 실외유닛 팽창밸브 개도를 제어하는 방법이 냉방 운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 제어하는 방법보다 더 낮은 압축기 운전

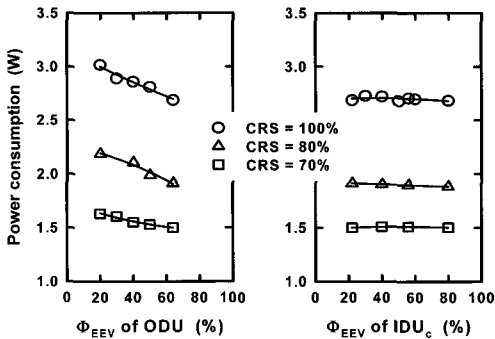


Fig. 7 Variation of power consumption with the EEV opening.

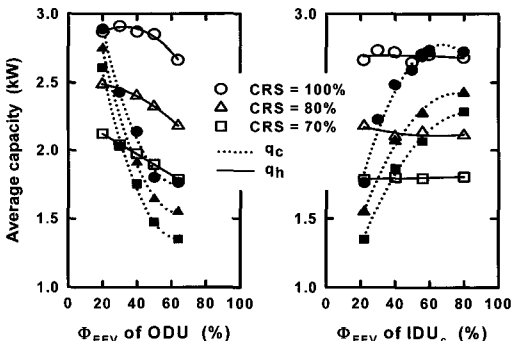


Fig. 8 Variations of average capacities with the EEV opening.

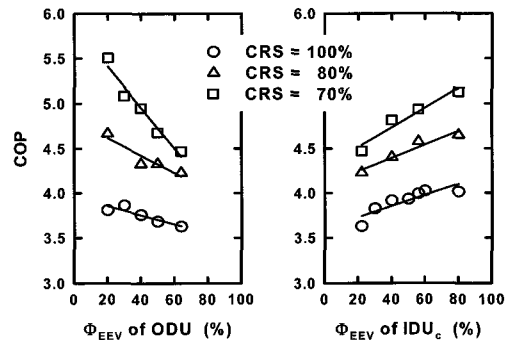


Fig. 9 Variations of COP with the EEV opening.

회전수에서 설계 냉난방성능을 만족시킬 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 난방주체 운전모드에서 시스템 효율을 최적화시키기 위해서는 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키기 보다는 실외유닛용 팽창밸브의 개도를 감소시키면서 냉방운전 실내유닛으로의 유량을 제어하고, 압축기 운전회전수를 감소시키면서 최적회전수로 제어하는 것이 좋을 것으로 판단된다. 이 때, 실외유닛용 팽창밸브 개도의 지나친 감소는 압축기 토출압력을 상승시켜 압축기의 신뢰성을 감소시킬 수 있으므로, 토출압력의 적절한 모니터링을 통해 실외유닛용 팽창밸브의 개도를 제어할 필요가 있다.

#### 4. 결 론

동시냉난방 열펌프 시스템의 난방전용 및 난방주체 운전모드에서의 운전특성 및 냉난방성능 변화를 비교·검토하였다. 난방주체 운전모드에서는 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량 감소로 인해 냉방능력이 감소하였으며, 난방능력과의 편차도 크게 발생하였다. 난방주체 운전모드에서의 냉난방 성능 및 시스템효율 상승을 위하여, 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량 제어방법 및 압축기 운전회전수에 따른 성능실험을 수행하였다.

냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 증가시키기 위하여, 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키는 방법과 실외유닛용 팽창밸브 개도를 감소시키는 방법을 각각 적용하였다. 두 가지 제어방법에서 모두 냉방운전 실내유닛으로의 유량은 증가하였으나, 실외유닛용 팽창밸브 개도를 제어하는 경우가 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 제어하는 경우보다 더 낮은 압축기 운전회전수에서 설계 냉난방능력을 만족함을 알 수 있었다. 따라서 난방주체 운전모드에서 시스템 효율을 최적화시키기 위해서는, 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키기 보다는 실외유닛용 팽창밸브의 개도를 감소시키면서 냉방운전 실내유닛으로의 유량을 제어하고, 압축기 운전회전수를 감소시키면서 적정값으로 유지되도록 제어하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

본 연구를 통해, 난방주체 운전모드에서는 난방전용 운전모드보다 적은 압축일로서 동일 냉난방성능을 달성할 수 있음을 알 수 있었으며, 열회수 운전을 통해 높은 시스템효율의 달성이 가능함을 알 수 있었다. 또한, 난방주체 운전모드에서

냉난방 실내유닛별 냉매유량 분배제어 및 압축기 운전회전수의 최적화 실험을 통해, 시스템 효율을 최적화할 수 있는 제어방안을 제시하였다.

#### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술개발 사업(2006-E-CM11-P-05-0-000)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Nagatomo, S., 1998, Positive displacement compressor technology for air conditioners, Transactions of the JSRAE, Vol. 15, No. 4, pp. 305-326.
2. Han, D. and Kwon, H., 1999, Zone temperature control of the multi-type heat pump system, Proceedings of the SAREK, pp. 611-616.
3. Outtagarts, A., 1997, The transient response of an evaporator feed through an electronic expansion valve, Int. J. of Energy Research, Vol. 21, pp. 793-807.
4. Murphy, F. T., Low, R. E., Gilbert, B. E., Linton, J. W., Snelson, W. K. and Hearty, P. E., 1995, Comparison of R407C and R410A with R22 in a 10.5 kW residential central air-conditioner, Proceeding of International CFC and Halon Alternative Conference, pp. 31-40.
5. Park, T. J., Lee, M. K., Jeong, J. H. and Chang, K. S., 2003, Comparison of performance variation between R-22 and R410A refrigeration systems, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 166-176.
6. ASHRAE Standard, 1978, Methods of testing for rating unitary air conditioning and heat pump equipment. pp. 37-78,
7. ASHARE Standard, 1975, Laboratory methods of testing fans for rating. pp. 51-75
8. ISO/FDIS 15042, 2005, Multi-split air conditioners and air-to-air heat pump-testing and rating for performance.