

## 동시냉난방 열펌프의 전열회수 성능 특성에 관한 연구

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

한밭대학교 기계공학과, \*고려대학교 기계공학과 대학원, \*\*고려대학교 기계공학과

### Experimental Study on the Performance of a Simultaneous Heating and Cooling Heat Pump in the Heat Recovery Mode

Jongmin Choi, Hyun Joon Chung\*, Youngju Joo\*, Hoon Kang\*\*, Yongchan Kim\*\*†

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

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

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

(Received June 3, 2008; revision received September 18, 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 performance of a simultaneous heating and cooling heat pump was investigated in the heat recovery mode (HR mode). The system adopted a variable speed compressor using R410A with four indoor units and one outdoor unit. In the HR mode, the capacity and COP were improved as compared with those in the cooling or heating mode because the waste heat in the outdoor unit was utilized as useful heat in the indoor units. However, energy imbalance between heating and cooling capacity of each indoor unit was observed in the 2H-1C HR mode. Therefore, the performance of the system in the 2H-1C HR mode was enhanced by controlling refrigerant flow rate through the outdoor unit.

**Key words:** Simultaneous heating and cooling(동시냉난방), Heat pump(열펌프), Heat recovery (열회수), COP(성능계수)

#### 기 호 설 명

*COP* : 시스템 성능계수

*Cooling* : 냉방전용모드

*Heating* : 난방전용모드

*HR* : 전열회수운전모드

*IDU* : 실내유닛

*MCU* : 운전모드 전환유닛

*ODU* : 실외유닛

*P* : 압력 [kPa]

*q* : 냉방 또는 난방용량 [W]

*W* : 소비전력 [W]

그리스 문자

$\Phi$  : 전자팽창밸브 개도

하첨자

† Corresponding author

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

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

*c* : 냉방

*d* : 압축기 토출

$h$  : 난방  
 $s$  : 압축기 흡입

1. 서 론

국민의 소득증대와 생활수준의 향상으로 주거 환경 및 사무 공간의 쾌적성에 대한 요구 증대에 따라 설치공간과 공사비의 절감 및 에너지 절약 차원에서 다수의 실내·외기가 접속되는 시스템 열펌프의 개발과 보급이 증가하고 있다. 또한, 건축공학 및 건축자재 기술의 발전에 따라 최근 건물의 단열성능 향상과 함께 사무자동화 기기들의 보급이 증가되고 있다. 이로 인해 냉방이 필요한 기간이 장기화될 뿐만 아니라 겨울철에도 난방과 냉방이 동시에 요구되는 건물이 증가되고 있다. 특히, 호텔 또는 전산실과 같이 동일 기간에 냉방과 난방이 동시에 요구되는 공조공간이 증대되고 있다.

동시냉난방 열펌프는 시스템 열펌프의 첨단 응용 기술로 HR(Heat Recovery) 시스템으로도 불리고 있다. 건축공학 및 건축 자재의 발전에 따라 건물 내부의 단열성능 향상과 함께 호텔, 콘도미니엄, 주상복합 건물, 병원, 아파트 등에서 동일 기간에 각 실별로 냉방과 난방이 동시에 필요한 경우 하나의 기기로 냉난방이 동시에 가능한 개별 공조 기기이다. 또한, 열회수 운전이 가능하여 에너지 효율이 매우 높은 공조기기로서 쾌적성 향상 및 에너지 절약 측면에서 기술 개발의 필요성이 급증하고 있다.<sup>(1)</sup>

Matsuoka and Nagatomo<sup>(2)</sup>는 가변속 열펌프의 주파수, 웬 회전수, 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 열펌프의 과도 특성을 모델링하였다. Fujita et al.<sup>(3)</sup>은 2실형 시스템 열펌프에 대하여 용량조절 시험을 수행하여 압축기의 단속횟수 감소를 통한 시스템 열펌프의 에너지 절약 및 쾌적성 향상 효과를 얻었다. Choi and Kim<sup>(4)</sup>은 2실형 시스템 열펌프에 대하여 부하 변동에 따른 각 실내기의 용량 조절 특성에 관한 연구를 수행하여 시스템 열펌프는 다변수 입출력 시스템이라는 연구결과를 얻었다. 지금까지 대부분 복수의 실내외기 유닛을 갖는 에너지 절약적 개별 공조기기인 시스템 히트펌프에 관한 연구는 냉방 또는 난방 모드에 대해서 부하 변화에 따른 용량조절을 위하여 압축기의 용량제어<sup>(5)</sup> 및 전자팽창밸브를 이용한 냉

매량 분배에 관한 연구와<sup>(6-7)</sup> 대체냉매 적용에 관한 연구가 진행되었다.<sup>(8-9)</sup> 그렇지만 열회수가 가능한 동시냉난방 열펌프에 관한 연구는 매우 부족한 실정이다.

본 연구에서는 4실형 동시냉난방 열펌프 시스템에 대하여 열회수 운전이 가능한 동시냉난방 운전조건에서의 시스템 성능 특성에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 본 연구를 통하여 에너지 절약적이며 쾌적성 향상을 위한 차세대 냉난방 기기인 동시냉난방 열펌프 설계 및 성능향상을 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치의 구성

Fig. 1은 본 연구에 사용한 4실형 동시냉난방 열펌프 시스템의 개략도이다. 동시냉난방 열펌프는 실외유닛, 실내유닛과 모드전환유닛으로 구성된다. 실외유닛에는 압축기와 실외열교환기 및 사방밸브가 설치되며, 실내유닛은 복수의 실내기와 실내기별 전자팽창밸브로 구성된다. 기존의 멀티 열펌프는 냉방운전 또는 난방운전을 위하여 실내 유닛과 실외유닛 사이에 양방향성을 가지는 가스관과 역관의 두 개 배관이 필요하고, 사방밸브에 의하여 냉난방 운전모드변환이 수행된다. 하지만, 동시냉난방 열펌프 시스템은 가스관이 토출가스관과 흡입가스관으로 분리되고 냉방 또는 난방 운전과 함께 동시냉난방 기능을 수행하기 위해서 추가 배관과 함께 운전모드에 따른 다양한 냉매 순환패스를 조절하기 위하여 실내유닛의 각 실내기별로 운전모드를 변환시킬 수 있는 운전모드변환 유닛(Mode Changing Unit; MCU)을 설치하였다. 운전모드변환유닛 내부는 토출가스 분배관, 흡입 가스 집합관, 응축액 분배와 집합관 및 각 실내기의 냉난방 운전모드에 따라 실내기를 흐르는 냉매 순환방향을 조절하기 위한 솔레노이드 밸브들로 구성된다.

본 연구의 동시냉난방 열펌프 시스템은 R-410A를 작동유체로 사용하며, 정격 냉방용량 8.0kW급이다. 압축기는 완전밀폐형 가변속 BLDC 로터리 압축기를 사용하였으며, 정격 회전수는 3,500rpm이다. 팽창밸브는 스텝모터와 니들밸브로 구성된 전자팽창밸브를 이용하여 조절하였으며, 0에서 500스텝의 범위 내에서 개도 조절이 가능하다. 각 실내 열교환기와 실외열교환기로 핀-튜브

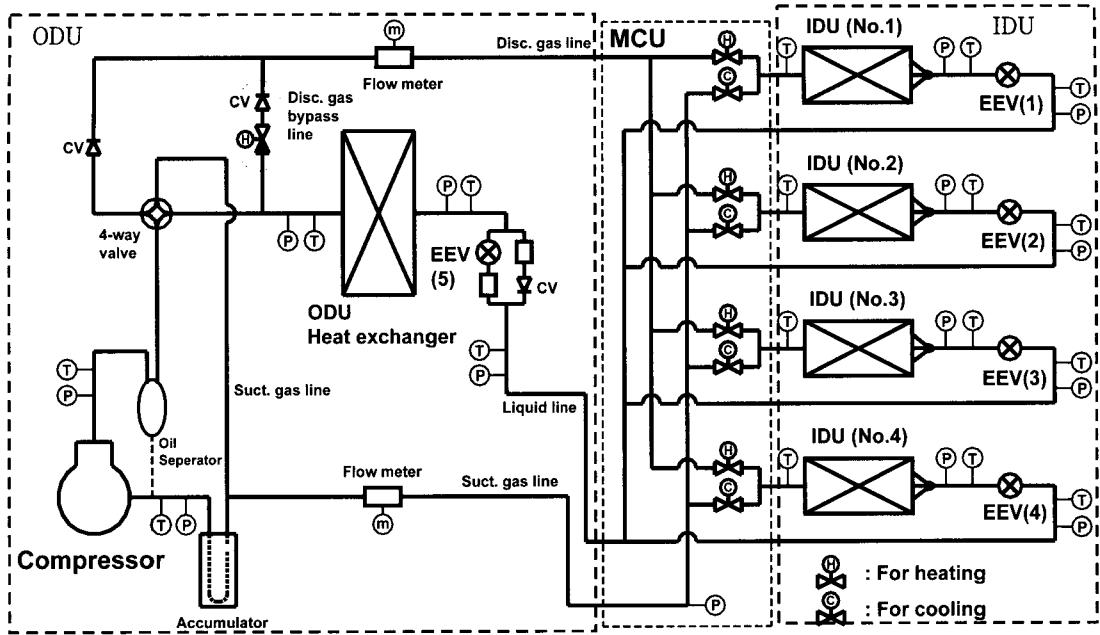


Fig. 1 Schematic diagram of the heating and cooling heat pump system.

형 열교환기를 사용하였으며, 각각의 정격풍량은  $6.0 \text{ m}^3/\text{min}$  과  $37.5 \text{ m}^3/\text{min}$ 이다.

본 연구에 적용한 동시냉난방 열펌프는 4대의 모든 실내기가 냉방운전(이하 냉방전용모드) 또는 난방운전(이하 난방전용모드)되는 기존의 열펌프 운전 모드를 갖는다. 또한, 동시에 각 실내기별로 난방 또는 냉방기능을 수행하는 운전모드를 갖는다. 각 실내기가 동시에 냉방과 난방을 수행하는 경우에는 압축기 토출 냉매는 토출가스관을 통해 MCU로 유입되고 MCU 내의 난방용 솔레노이드 밸브를 통과하여 난방용 실내기로 공급된다. 난방용 실내기에서 응축된 냉매액은 다시 MCU를 통하여 냉방용 실내기로 유입되어 팽창 후에 냉방용 실내열교환기를 통과하며 MCU를 거쳐 압축기로 흡입된다. 이 경우 냉방전용 및 난방전용모드와 달리 실외열교환기에서 흡입 또는 방출되어 버려지던 열량이 실내기의 유효 열원으로 회수하여 활용되므로 전열회수 운전모드로 정의한다.

전열회수 운전모드에서의 시스템 성능측정을 위하여 동시냉난방 열펌프 시스템을 항온항습설비에 설치하고, 4대의 각 실내기 냉난방용량은 ANSI/AMCA 210<sup>(10)</sup>에 따라 제작된 풍량측정장치와 공기열량계법<sup>(11)</sup>으로 측정하였다. 공기측 열교환기 입·출구 공기의 건구 및 습구온도는 Pt 100Ω의

RTD를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는  $\pm 0.15 \text{ }^\circ\text{C}$ 이다. 시스템의 압축기 소비전력은 전력계로 측정하였으며, 정밀도는 측정 값의  $\pm 0.2\%$ 이다. 성능 분석을 위하여 시스템 주요 부위의 온도, 압력, 유량 등을 T형 열전대, 압력계이지 및 코리올리 효과를 이용한 질량유량계를 이용하여 측정하였다. 열전대와 압력계의 정확도는 각각  $\pm 0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ 와  $\pm 4.5 \text{ kPa}$ 이며, 질량유량계는 측정 값의  $\pm 0.2\%$ 이다.

동시냉난방 열펌프에 대한 시험규격은 없으므로 ARI<sup>(11)</sup>와 ISO규격<sup>(12)</sup>을 참고하여 각 실내기의 운전모드에 따른 운전조건을 설정하였다. 난방 및 냉방용 실내기의 운전조건을 각각  $20.0 \text{ }^\circ\text{C}/59.0\% \text{ RH}$  및  $27.0 \text{ }^\circ\text{C}/47.0\% \text{ RH}$ 로 설정하였다. 또한, 난방 및 냉방 시 실외 온습도조건은 각각  $7.0 \text{ }^\circ\text{C}/86.9\% \text{ RH}$ ,  $35.0 \text{ }^\circ\text{C}/40.4\% \text{ RH}$ 로 설정하고 성능 실험을 수행하였다. 냉난방용량 및 풍량은 ARI규격<sup>(11)</sup>에 따라 계산하였으며, 동시냉난방 시스템의 COP는 식(1)과 같이 계산하였다.

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

전열회수 운전모드에서 난방운전 실내유닛과 냉방운전 실내유닛의 운전대수가 각각 2대인 경우

(이하 2H-2C)와 난방운전 실내유닛은 2대, 냉방운전 실내유닛은 1대로 냉방운전 실내유닛의 운전대수가 적은 경우(이하 2H-1C)에 대해 실험을 수행하였다. 또한, 전열회수 운전모드의 운전특성을 열펌프의 일반적 운전 조건과의 비교를 위해 냉방전용모드와 난방전용모드에 대해서도 일부 실험을 수행하였다.

모든 실험은 동시냉난방 열펌프의 압축기 입출구 냉매의 온도, 압력 및 냉매유량이 각각  $\pm 0.3$  °C,  $\pm 20$  kPa,  $\pm 0.5$  kg/h의 범위 내에서 변동하고, 공기측의 실내열교환기 및 실외열교환기의 입·출구 건구온도와 습구온도가 각각  $\pm 0.3$  °C와  $\pm 0.15$  °C의 범위 내에서 변화될 때, 시스템이 안정되었다고 판단하고, 시스템 안정 후 2초 간격으로 70분간 데이터를 적산하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 2H-2C 전열회수운전모드에서의 성능특성

냉방운전 실내기의 팽창밸브 개도는 110 steps, 난방운전 실내기 팽창밸브 개도는 500 steps(full-opened)인 조건에서 실험하였으며, 압축기 운전회전수는 정격 3,500 rpm을 100%로 설정하고 이에 대한 상대비율로 압축기 회전수를 표시하였다. 전열회수 운전모드에서 압축기를 냉방전용모드나 난방전용모드의 시스템 정격주파수인 3,500 rpm으로 운전시켰을 경우, 상대적으로 증발기와 응축기의 크기가 감소하므로 시스템에 이상고압 등이 발생하였다. 따라서, 시스템 운전이 가능한 압축기 정격회전수의 80% 이하의 영역에서 성능 실험 및 분석을 수행하였다.

Fig. 2는 2H-2C 전열회수 운전모드와 냉방전용모드 및 난방전용모드에서의 압축기 회전수 변화에 따른 각 실내기의 평균 냉난방용량 및 시스템의 소비전력의 변화를 나타낸다. 동일 압축기 회전수에서 2H-2C 전열회수 운전모드의 평균 냉방 또는 난방용량이 냉방전용 또는 난방 전용모드에서의 평균 용량보다 매우 크게 나타났다. 압축기 정격회전수의 50%인 1,750 rpm에서 2H-2C 전열회수 운전모드에서의 평균 냉방용량 및 난방용량은 각각 2,232.6 W와 2,367.1 W였다. 이는 압축기 정격회전수 3,500 rpm(100%)에서의 냉방전용 운전모드와 난방전용 운전모드의 평균 냉방능력보다

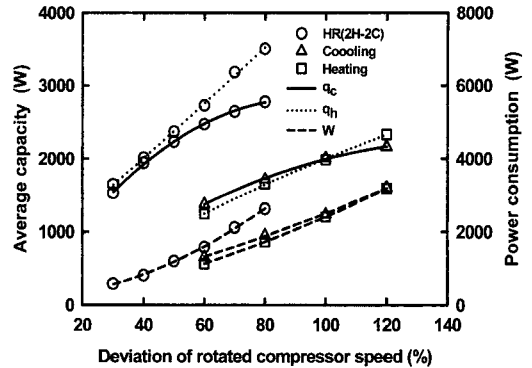


Fig. 2 Average capacity and power consumption according to compressor speed in 2H-2C HR mode.

각각 11.1% 및 15.6% 큰 값이다. 이 때, 전열회수운전모드에서의 소비전력은 1,196.6 W로서 압축기 정격회전수에서의 냉방전용 및 난방전용 운전모드에서의 소비전력인 2,481.9 W, 2,411.2 W보다 각각 51.7% 및 50.3% 감소한 것이다.

압축기 정격 회전수 50% 이상의 영역에서 압축기 회전수 증가에 따른 2H-2C 전열회수 운전모드에서 각 실내기의 평균 난방용량 변화율은 난방전용 및 냉방전용모드에서의 각 실내기 평균 용량 변화율보다 높은 값을 나타냈으나, 평균 냉방용량 변화율은 낮은 값을 나타냈다.

2H-2C 전열회수 운전모드에서는 동일 크기의 실내기 2대가 응축기로서 난방기능을 수행하고, 동일 사이즈의 다른 2대의 실내기가 증발기로서 냉방기능을 수행한다. 따라서, 상대적으로 응축기의 사이즈가 작게 설계된 것이므로 압축기 회전수 증가에 따른 고압의 상승률이 저압 감소율보다 매우 크게 나타났다(Fig. 3). 그러므로 2H-2C 전열회수모드에서 압축기 회전수 증가에 따른 냉매유량 증가율은 난방전용모드보다 작지만(Fig. 4), 응축온도 증가율이 커서 응축온도와 실내공기와의 온도차이 증가율이 크게 증가하여 난방전용모드보다 압축기 회전수 증가에 따른 난방용량 증가율이 크게 나타났다. 2H-2C 전열회수 운전모드에서 압축기 회전수 증가에 따른 냉방용량 증가율은 냉방전용모드와 비교하여 냉매유량 증가율과 증발온도 감소율이 다소 작아서 냉방전용모드보다 작게 나타났다.

Fig. 5는 2H-2C 전열회수 운전모드와 냉방전용 및 난방전용모드에서의 압축기 회전수 변화에 따

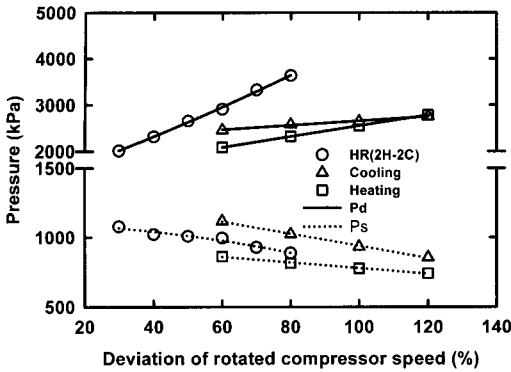


Fig. 3 Discharge and suction pressures according to compressor speed in 2H-2C HR mode.

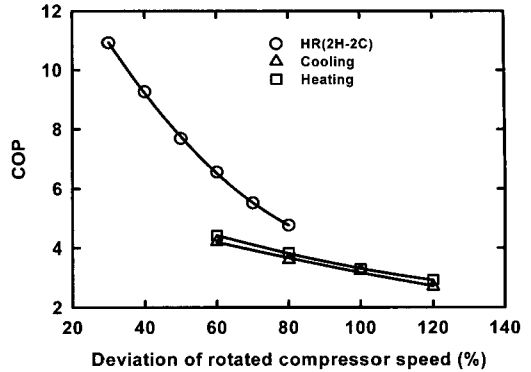


Fig. 5 COP according to compressor speed in 2H-2C HR mode.

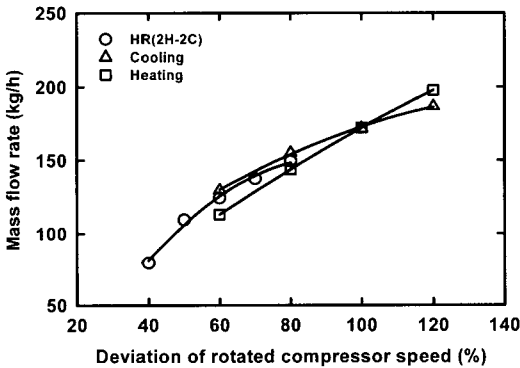


Fig. 4 Mass flow rate according to compressor speed in 2H-2C HR mode.

른 COP 변화를 나타낸다. 2H-2C 전열회수 모드에서 냉방전용 및 난방전용모드에서의 각 실내기 평균용량과 동등 이상의 각 실내기 평균 용량을 나타낸 압축기 회전수 50%에서의 COP는 7.69로서 압축기 정격회전수에서의 냉방전용 및 난방전용 운전모드의 COP인 3.24, 3.30보다 각각 137.4% 및 133.0% 크게 상승하였다. 이는 압축기 회전수 감소에 따른 소비전력 감소와 함께 냉방전용 및 난방전용모드에서 실외기로 방출 또는 흡수되는 버려지는 열량을 실내의 유효열원으로 활용되어 시스템의 총 용량이 크게 증가하였기 때문이다. 하지만, 압축기 회전수 증가에 따라 총 용량증가율은 난방전용 및 냉방전용 모드에서의 총 용량 증가율보다는 크지만 고압 상승률이 매우 커서 압축비 증가로 인하여 COP 감소율은 크게 나타났다.

### 3.2 2H-1C 전열회수운전모드에서의 성능특성

2H-1C 전열회수 운전모드에서의 운전특성 및 성능을 2H-2C 전열회수 운전모드에서의 결과와 비교 분석하였다. 2H-1C 전열회수 운전모드에서는 압축기 정격회전수의 80%인 2,800 rpm에서도 토출압력과 압축비가 비정상적으로 증가하여 정상적인 운전이 불가능하였다. 따라서 2H-1C 전열회수 운전모드에서는 압축기 운전회전수를 정격회전수의 40%(1,400 rpm)에서 60%(2,100 rpm)까지 변화시키면서 성능 실험 및 분석을 실시하였다.

Fig. 6은 전열회수 운전모드에서 압축기 회전수 변화에 따른 각 실내기의 평균 냉난방용량 변화를 나타낸다. 2H-1C 전열회수 운전모드에서 각 실내기의 평균 난방용량과 냉방용량은 큰 편차가

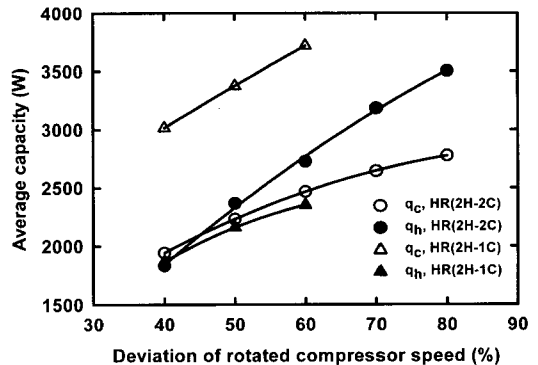


Fig. 6 Average capacity according to compressor speed in HR mode.

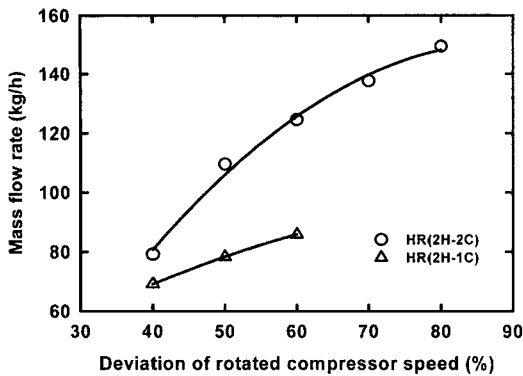


Fig. 7 Mass flow rate according to compressor speed in HR mode.

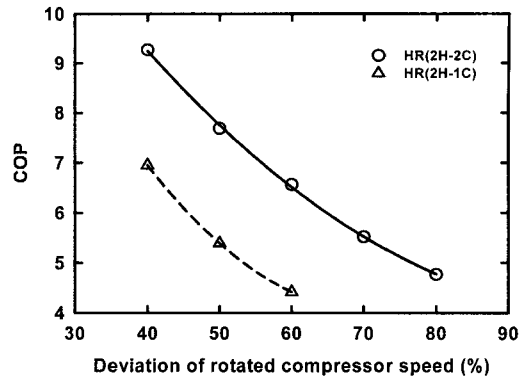


Fig. 9 COP according to compressor speed in HR mode.

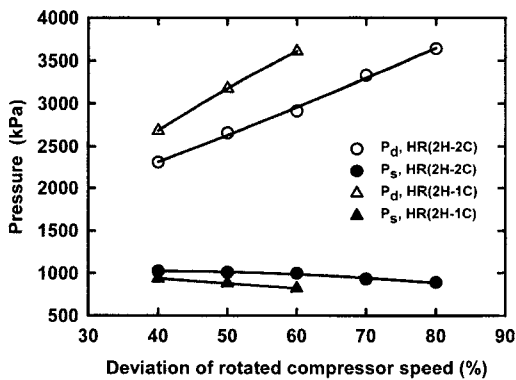


Fig. 8 Suction and discharge pressure according to compressor speed in HR mode.

나타났다. 2H-2C 전열회수 운전모드에서 압축기 회전수가 50%인 경우 각 실내기의 평균 냉방용량과 난방용량은 6%이내의 작은 용량 차이를 나타냈으며, 압축기 회전수가 감소함에 따라 용량 차이는 감소하였다. 하지만, 2H-1C 전열회수 운전 모드에서는 40%에서 60%의 압축기 회전수 범위에 대하여 냉방용량은 평균 난방용량과 비교하여 56.3%에서 61.3% 커서 상대적으로 평균 냉난방 용량 비매칭이 크게 나타났다.

2H-1C 전열회수 모드에서는 2H-2C 전열회수 모드와 비교하여 냉방기능을 수행하는 실내기 대수가 감소함에 따라 총 냉매유량이 감소한다(Fig. 7). 압축기 회전수 60% 조건에서 2H-1C 전열회수 운전모드에서의 총 냉매유량은 85.8 kg/h로서 2H-2C 전열회수 운전모드의 124.5 kg/h보다 31.1% 감소하였다. 냉방용 실내기의 대수 감소로 냉매유량은 감소하고, 시스템 저압은 감소하며 고압

은 상승한다(Fig. 8). 고압 증가에 따른 응축온도 증가로 2H-1C 전열회수 운전모드에서 난방용 실내기에서 냉매와 공기와의 온도 차이는 증가하지만, 난방용 각 실내 열교환기를 흐르는 평균 냉매유량 감소로 평균 난방용량은 2H-2C에서의 평균 난방용량보다 작게 나타났다. 총 냉매유량은 감소하였으나, 2H-1C 전열회수 운전모드에서의 냉방용 실내기는 1대이고, 2H-2C 전열회수 운전모드에서의 냉방용 실내기는 2대이므로, 냉방용 실내기를 흐르는 냉매유량은 2H-1C 전열회수 운전모드가 2H-2C 전열회수 운전모드보다 크게 나타났다. 또한, 증발압력 감소로 인해 냉매와 공기와의 온도차이가 증가하여 2H-1C 전열회수 운전모드의 냉방용량은 2H-2C 전열회수 운전모드의 각 실내기 냉방용량보다 크게 증가하였다. 이로 인해 2H-1C 운전모드에서의 각 실내기의 평균 난방용량과 냉방용량의 비매칭이 크게 나타났다. 또한, 2H-1C 전열회수 운전모드의 총 냉매유량은 2H-2C 전열회수 운전모드보다 작다. 하지만, 고압의 상승폭이 커서 압축비 증가로 인하여 소비전력이 증가하고, 총 냉난방용량이 감소하여 COP가 모든 압축기 회전수 영역에 대하여 크게 저하되었다(Fig. 9). 압축기 회전수 50% 조건에서 2H-1C 전열회수 운전모드에서의 COP는 5.39로서 2H-2C 전열회수 운전모드에서의 COP인 7.69보다 29.9% 감소하였다.

2H-2C 전열회수 운전모드에서는 압축기 회전수 50%에서 각 실내기의 평균 냉방용량 및 난방용량이 냉방전용모드와 난방전용모드의 정격 조건에서의 냉난방 용량과 대등한 성능을 나타내었다. 하지만, 냉난방 운전대수의 불균형으로 2H-1C 전

열회수 운전모드에서는 증발열량 부족으로 각 실 내기의 냉난방 용량이 서로 큰 편차를 나타내고, 시스템의 고압상승으로 인한 소비전력증가 및 COP 감소 등의 문제점이 발생하였다. 2H-1C 전열회수운전모드에서 증발열교환량 부족으로 인한 냉방 및 난방용량 비매칭 등의 문제점을 해결하기 위하여 2H-1C 전열회수운전모드에서 전폐(Fully closed)되어 있던 실외기 팽창밸브 개도 증가에 따른 성능 실험을 수행하고 이를 분석하였다. 팽창밸브의 개도는 전개 개도(500step)에 대한 상대비로 나타내었다. 압축기 회전수 60%에서 냉방운전 및 난방운전 실내기의 팽창밸브 개도를 각각 22%(110 steps) 및 100%(500 steps)로 고정하고 실험을 실시하였다.

Fig. 10은 실외기 팽창밸브 개도 변화에 따른 실내기의 평균 냉난방 용량의 변화를 나타낸다. 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 Fig. 11에 나타난 바와 같이 냉방용 실내기 유닛으로의 냉매유량이 감소하여 냉방용량은 감소하였으며, 난방운전 실내기의 평균 난방용량은 증가하다가 감소하였다. 실외기 팽창밸브 개도가 0에서 20%까지는 개도 증가에 따라 응축온도가 저하되지만, 총 유량 증가로 난방용 각 실내기를 흐르는 냉매유량이 증가하여 평균 난방 용량이 증가하였다. 하지만, 팽창밸브 개도 20% 이상에서는 시스템 과냉도가 거의 발생하지 않아서 총 냉매유량의 변화가 미소하여 각 난방용 실내기로의 유량은 거의 일정하지만, 응축온도 감소로 인해 냉매와 2차 유체와의 온도차이가 감소하여 난방용량은 감소하였다.

Fig. 12는 실외기 팽창밸브 개도 변화에 따른 2H-1C 전열회수운전모드에서의 COP 변화를 나

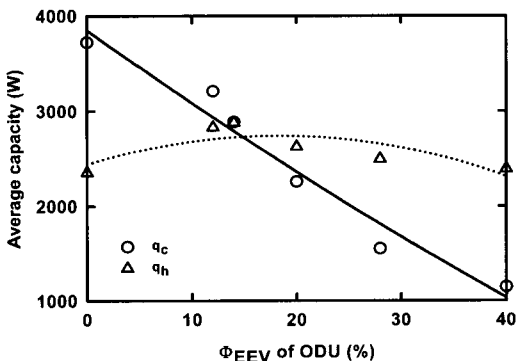


Fig. 10 Average capacity according to EEV opening of ODU in 2H-1C HR mode.

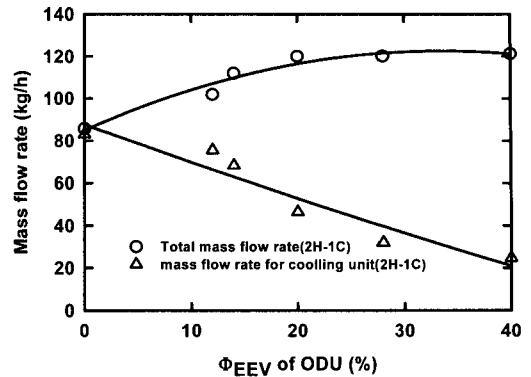


Fig. 11 Mass flow rate according to EEV opening of ODU in 2H-1C HR mode.

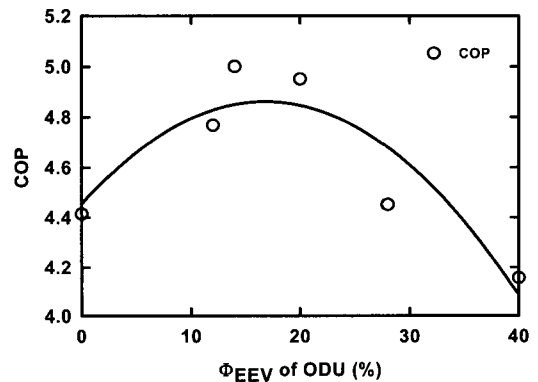


Fig. 12 COP according to EEV opening of ODU in 2H-1C HR mode.

타낸다. 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 냉방용량은 감소하고 평균 난방용량은 증가하다 감소하였으며, 냉방용량 감소율이 난방용량 변화율보다 커서 총 시스템 용량은 감소하였다. 또한, 팽창밸브 개도 20%까지는 총 냉매유량은 증가하였으나, 시스템 응축압력 감소로 압축비가 감소하여 소비전력이 감소하였다. 팽창밸브 개도 20% 이상에서는 총 냉매유량 감소 및 압축비 감소로 인하여 소비전력이 크게 저하되었다. 총 시스템 용량이 증가하다 감소하고 압축기 소비전력은 감소하였기 때문에 팽창밸브 개도가 증가함에 따라 COP는 증가하다 감소하였다.

실외기 팽창밸브 개도 14%에서 냉방 및 평균 난방용량은 각각 2,886.1 W 및 2,877.4 W로서 냉방 및 난방용 실내기의 용량 편차가 0.3%로 실내기 기간의 용량 매칭을 나타냈다. 이 때, COP는 5.00으로서 실외기 팽창장치 개도 조절로 실외기로

의 냉매 바이패스량을 제어하기 전인 4.41보다 13.3% 상승하였다. 또한 냉난방용량이 설계능력보다 크게 나타났으므로, 압축기 회전수 변화를 통해 COP는 더욱 상승될 것으로 예상된다.

2H-1C 전열회수 운전모드에서 냉방 실내기의 운전대수가 난방운전 실내기의 운전대수보다 적은 경우 냉난방용량 간의 편차가 크게 증가하였다. 하지만, 실외유닛으로 냉매를 바이패스 시켜 각 실내기간의 용량 매칭이 가능하였으며, COP가 증가하였다. 그러므로 많은 실내기로 구성된 동시냉난방 열펌프가 전열회수 운전모드에서 최대의 성능을 갖기 위해서는 실내기들의 냉난방 운전 모드 조합에 따라 열회수를 위한 실내기간의 조합 운전과 함께 냉난방 실내기간의 조합조건에 따라 실외유닛을 이용하여 용량매칭 및 최적화 운전이 필요하다고 판단된다.

#### 4. 결 론

다양한 운전모드를 갖는 4실형 동시냉난방 열펌프 시스템의 전열회수 운전모드에서의 성능 실험 및 분석을 실시하였다.

동일 압축기 회전수에서 2H-2C 전열회수 운전모드의 각 실내기를 흐르는 냉매유량 증가로 난방전용모드와 냉방전용모드에서의 각 실내기 용량보다 큰 냉방용량과 난방용량을 나타냈다. 또한, 2H-2C 전열회수 모드에서 냉방전용 및 난방전용모드에서의 각 실내기 평균 용량과 동등 이상의 각 실내기 평균 용량을 나타낸 압축기 회전수 50%에서의 COP는 압축기 정격회전수에서의 냉방전용 및 난방전용 운전모드의 COP보다 각각 137.4% 및 133.0% 크게 상승하였다. 이는 압축기 소비전력 감소와 함께 냉방전용 및 난방전용모드에서 실외기로 방출 또는 흡수되어 버려지는 열량이 실내의 유효 열원으로 활용되었기 때문이다.

2H-1C 전열회수 운전모드에서 시스템 COP는 냉방전용 및 난방전용모드보다는 크게 나타났으나, 동일 운전조건에서 2H-2C 전열회수 운전모드보다 각 실내기의 난방용량은 감소하고, 냉방용량은 증가하였다. 이로 인해 2H-1C 전열회수 운전모드에서는 각 냉방용 실내기와 난방용 실내기의 용량 편차가 커지는 문제점이 발생하였으며, 증발압력의 감소와 응축압력의 증가로 인한 압축비 상승으로 압축기 회전수 증가를 통한 용량 변화에 어

려움이 있었다.

2H-1C모드에서의 각 실내기 냉방용량과 난방용량 불균형을 해결하기 위하여 실외기로 냉매를 바이패스시켜 증발용량을 증가했을 때 냉방용 실내기의 용량은 감소하였다. 하지만, 총 유량 증가로 난방용 실내기의 용량이 증가하여 각 실내기의 냉난방 용량이 균형을 이루었다. 또한, 응축압력 감소로 소비전력이 감소하여 COP가 증가하였다. 하지만, 바이패스량이 지나치게 클 경우 응축압력 감소량이 너무 커서 시스템의 용량 및 COP가 감소하였다. 그러므로 전열회수 운전모드에서는 실외기에서 방출 또는 흡수되는 열을 실내로 회수하여 사용함에 따라 냉방전용 모드와 난방전용 모드보다 총 용량 및 COP가 증가하는 장점을 갖지만, 실내기의 운전모드 조합에 따라 실외기를 활용한 시스템 매칭을 통하여 성능을 최적화가 가능하다.

#### 후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술개발 사업(2006-E-CM11-P-05-3-010)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Jung, H. J., Kang, H., Joo, Y. J., Heo, J., Kim, Y. and Choi, J. M., 2007, Experimental study on the performance improvement of a simultaneous heating and cooling heat pump in the heating-main operating mode, Proceedings of the SAREK, pp. 103-108.
2. Matsuoka, F. and Nagatomo, H., 1988, Dynamic response and electrical control for the air conditioner, Trans. of the JAR, Vol. 5, No. 1, pp. 43-54.
3. Fujita, Y., Kubo, T. and Suma, S., 1992, Multi air conditioner with two indoor units, Refrigeration, Vol. 67, No. 772, pp. 171-176.
4. Choi, J. M. and Kim, Y., 2003, Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves, Energy, Vol. 28, No. 2, pp. 141-155.
5. Nagatomo, S., 1998, Positive displacement compressor technology for air conditioners,



- Transactions of the JSRAE, Vol. 15, No. 4, pp. 305-326.
6. Han, D. and Kwon, H., 1999, Zone temperature control of the multi-type heat pump system, Proceedings of the SAREK, pp. 611-616.
  7. 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.
  8. Murphy, F. T., Low, R. E., Gilbert, B. E., Lin-ton, 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, Proceedings of International CFC and Halon Alternative Conference, pp. 31-40.
  9. 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.
  10. ANSI/AMCA 210, 1985, Laboratory methods of testing fans for rating, Arlington (VA), ANSI.
  11. ARI 210/240, 1986, Unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, Arlington(VA), ARI.
  12. ISO/DIS 15042, 2005, Multi-split air conditioners and air-to-air heat pumps testing and rating for performance.