

3관식 시스템 히트펌프의 충전량 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구

송 인 식, 최 중 민^{*†}, 주 영 주^{**}, 정 현 준^{**}, 강 훈^{**}, 김 용 찬^{***}

한밭대학교 기계공학과 대학원, ^{*}한밭대학교 기계공학과, ^{**}고려대학교 기계공학과 대학원, ^{***}고려대학교 기계공학과

The performance of a heat pump with 3-piping system at various charging conditions

In Sik Song, Jong Min Choi^{*†}, Young Ju Joo^{**}, Hyun Joon Chung^{**}, Hoon Kang^{**}, Yongchan Kim^{**}

Graduate School of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

^{}Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea*

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

*^{***}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

ABSTRACT: The cooling load in winter is significant in many commercial buildings and hotels because of the usage of office equipments and the high efficiency of wall insulation. 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 multi-heat pump with 3-piping system was investigated as a function of refrigerant charge and its performance was analyzed in cooling mode, heating mode, and heat recovery mode. COP in the heating or cooling mode showed little dependence on refrigerant charge at overcharge conditions, while those were strongly dependent on refrigerant charge at undercharge conditions and outdoor inlet temperature. In the heat recovery mode, the performance of the system was very sensitive to charge amount at all conditions. Optimum charge amount in the heat recovery mode was 14% lower than that in the cooling mode at the standard condition because the refrigerant only passed the indoor units. It is required to store the excessive refrigerant charge in a storage tank to optimize the system performance at operating modes.

Key words: Charge(충전량), Heat pump(열펌프), COP(성능계수), Operating mode(운전모드)

1. 서론

히트펌프 시스템의 성능을 향상시키려면 압축기의 효율이 높아야 하고 시스템을 구성하는 부품

들이 서로 최적화되도록 설계하여야 하며, 적절한 냉매량을 시스템에 충전하여야 된다. 냉매충전량에 따라 시스템의 성능이 저하되고 제품의 신뢰도를 저하시킬 수 있으므로 최적의 냉매량을 시스템에 충전시키는 것은 매우 중요하다.^(1,2)

최근 건축공학 및 건축자재 기술의 발전에 따라 건물의 단열성능 향상과 함께 사무자동화 기기의 보급이 증가되고 있으며, 이로 인해 냉방

† Corresponding author

Tel : +82-42-821-1731; fax: +82-42-821-1462

E-mail address : jmchoi@hanbat.ac.kr

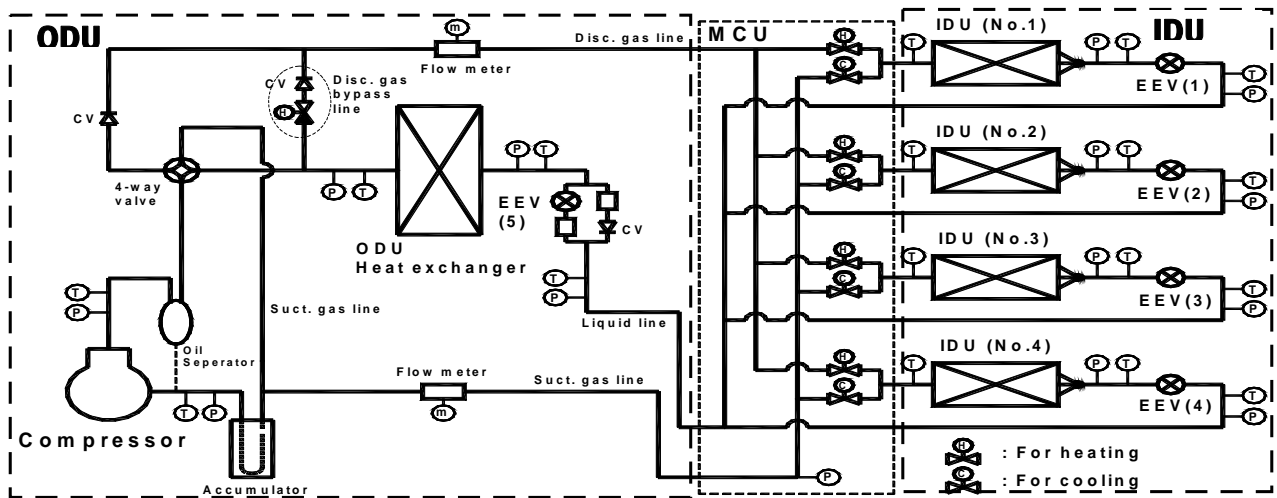


Fig. 1 Schematic of multi-heat pump with 3 piping system.

이 필요한 기간이 장기화될 뿐만 아니라 겨울철에도 난방과 냉방이 동시에 요구되는 건물이 증가되고 있다. 이와 같이 시스템 히트펌프는 냉방 운전과 난방운전 및 동시냉난방 등의 다양한 운전모드를 조건을 포함하고 있고, 부하 및 운전모드에 따라 시스템 고압의 액상영역이 변화되므로 최적 충전량을 설정하는데 어려움이 있다.

Houcek and Thedford⁽¹⁾는 최적충전량 이외의 영역에서는 시스템의 용량과 성능계수(COP)가 최적충전량에 비하여 점차 감소한다고 보고하였다. Choi and Kim⁽³⁾은 충전량 변화에 따른 냉매 유량변화가 시스템의 성능변화에 가장 큰 영향을 준다는 연구 결과를 얻었다.

냉매 충전량과 관련한 연구는 대부분 단일 유닛 히트펌프의 냉방모드에 대해서만 수행되었으며, 다양한 부하조건 및 운전 모드를 갖는 시스템 히트펌프의 성능 향상과 신뢰성에 관한 연구는 매우 부족하다.

본 논문에서는 실내외기가 3관식 배관계로 구성된 4실형 동시냉난방 히트펌프를 설계 및 제작하여 냉방과 난방 및 동시냉난방 운전모드에서 냉매 충전량 변화에 따른 성능 특성을 규명하기 위한 실험적 연구를 수행하였다.

2. 실험장치 및 실험 방법

단일 유닛 히트펌프와 달리 동시냉난방 시스템 히트펌프는 복수의 실내기 유닛을 가진다. Fig. 1은 본 연구에 사용한 시스템 히트펌프의 개략도이다. 실외유닛과 실내유닛 및 다양한 개별적 냉

난방 부하요구에 대응하기 위하여 운전모드 변환 유닛(MCU, Mode Change Unit)으로 구성된다.

본 연구에서는 전체적인 배관수를 줄일 수 있는 3관식 시스템을 채용하였다. 시스템 히트펌프는 4실형으로 구성되며, R-410A를 작동유체로 사용한다. 히트펌프는 BLDC 로터리 압축기, 핀-튜브 열교환기로 구성된 4대의 실내기 및 팽창장치와 핀-튜브 실외 열교환기로 구성하였다. 팽창장치는 전자팽창밸브를 사용하였으며, 전자팽창밸브는 1-2 상 여자 스텝모터로 구동되며, 500스텝까지 개도가 조절된다.

본 연구에서 채용한 3관식 시스템 히트펌프는 운전모드 변환 유닛을 이용하여 4대의 실내기가 다양한 냉난방 모드로 조합되어 사용가능하나, 본 연구에서는 냉방전용모드와 난방전용모드 및 2대의 실내기는 난방으로 운전되고 2대의 실내기는 냉방으로 운전되는 동시냉난방 모드에 대해서만 충전량 변화에 따른 성능 실험을 실시하였다.

각 운전모드에서 충전량 변화에 따른 시스템 성능 측정을 위하여 시스템을 항온항습 설비에 설치하고, 4대의 각 실내기 냉난방용량은 ANSI/AMCA 210⁽⁴⁾에 따라 제작된 풍량측정장치와 공기열량계법⁽⁵⁾으로 측정하였다. 실내기와 실외기의 열교환기 입·출구 공기의 건구 및 습구 온도는 Pt 100Ω의 RTD를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ 이다. 시스템의 압축기 소비 전력은 전력계로 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 $\pm 0.2\%$ 이다. 성능 분석을 위하여 시스템 주요 부위의 온도, 압력, 유량 등을 T형 열전대, 압력계 및 코리올리효과를 이용한 질량유량계를 이용

하여 측정하였다. 열전대와 압력계의 정확도는 각각 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 와 $\pm 4.5 \text{ kPa}$ 이며, 질량유량계는 측정값의 $\pm 0.2\%$ 이다.

냉방전용모드 운전 시 각 실내기의 입구조건이 $27^{\circ}\text{C DB}/19^{\circ}\text{C WB}$ 이고, 실외기의 입구조건이 $35^{\circ}\text{C DB}/24^{\circ}\text{C WB}$ 일 때를 냉방 표준조건으로 선정하였으며, 난방전용모드 운전 시에 각 실내기가 $20^{\circ}\text{C DB}/15^{\circ}\text{C WB}$ 이고, 실외기의 입구조건이 $7^{\circ}\text{C DB}/6^{\circ}\text{C WB}$ 일 때를 난방 표준조건으로 선정하였다. 동시냉난방 모드 시에는 냉방용 실내기 유닛과 난방용 실내기 유닛의 입구조건은 각각 $27^{\circ}\text{C DB}/19^{\circ}\text{C WB}$ 와 $20^{\circ}\text{C DB}/15^{\circ}\text{C WB}$ 로 설정하였다. 냉방 표준조건에서 충전량 변화에 따라 시스템이 최대의 COP를 나타내는 충전량을 표준 충전량으로 선정하였다. 표준 충전량 선정 후에 시스템을 진공 시킨 후 표준 충전량의 -28% 부터 $+42\%$ 까지 충전량을 변화시키며 각 모드에서 성능 실험을 수행하였다. 냉방전용모드 운전 시 실외부하는 $35^{\circ}\text{C DB}/24^{\circ}\text{C WB}$ 의 표준부하와 $43^{\circ}\text{C DB}/26^{\circ}\text{C WB}$ 의 과부하조건으로 변화시켰으며, 난방 운전 시 실외부하는 $7^{\circ}\text{C DB}/6^{\circ}\text{C WB}$ 의 표준부하와 $16.7^{\circ}\text{C DB}/26^{\circ}\text{C WB}$ 의 부하조건으로 변화시켰다.^(5,6)

모든 데이터는 시스템이 안정된 후 2초 간격으로 70분간 측정 및 저장하였다. 냉·난방용량은 실내열교환기 입·출구 2차 유체의 온도 및 유량을 사용하여 계산하였으며, 각 실내기의 냉난방용량과 COP의 불확실성은 각각 3.1%와 3.2% 이내로 나타났다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉방전용모드에서의 성능 특성

Figs. 2, 3은 냉방전용모드에서 서로 다른 전자팽창밸브 개도에서 냉매 충전량 변화에 따른 시스템 COP와 냉매유량 변화를 나타낸다. 모든 전자팽창밸브 개도에 대하여 저충전량 영역에서 충전량 변화에 따른 COP 변화율이 과충전 영역에서의 변화율 보다 크게 나타났다. 저충전 영역에서는 충전량 감소에 따라 압축기의 입구온도 상승으로 인하여 압축기 체적 효율이 감소하고, 시스템의 냉매유량이 감소하여 냉방용량이 크게 감소하였다. 과충전 영역에서는 충전량 증가에 따

라 증발압력 증가로 냉매의 증발온도와 실내공기와의 온도차가 감소하지만, 냉매유량이 증가하여 냉매충전량 증가에 따른 용량 감소폭이 저충전량 영역에서보다 작으므로 냉매 충전량 증가에 따른 COP 감소율이 작게 나타났다. 냉방전용모드에 대하여 외기온도 $35^{\circ}\text{C DB}/24^{\circ}\text{C WB}$ 와 실내온도 $27^{\circ}\text{C DB}/19^{\circ}\text{C WB}$ 의 표준조건에서 COP 기준 최적의 냉매 충전량은 3500 g 에서 나타났으며, 본 연구에서는 3500 g 을 표준 냉매 충전량으로 선정하고, 이를 기준으로 충전량의 상대적 변화에 따른 운전조건 및 냉난방 운전모드에 대한 충전량 변화 성능을 분석하였다.

Fig. 4는 냉방모드에서 실외온도와 냉매 충전량 변화에 따른 시스템의 COP를 나타낸다. 모든 충전량에서 실외 부하가 증가함에 따라 응축압력의 증가가 증발압력의 증가량보다 커서 시스템의 소비전력이 증가하고(Fig. 5), 증발압력 증가로 실내기에서 공기와 냉매와의 온도 차이가 감소하여 냉방용량이 감소하므로 COP가 급격히 감소하였다.

3.2 난방전용모드에서의 성능 특성

Fig. 6은 난방전용모드에서 서로 다른 외기 온도에 대한 충전량 변화에 따른 COP 변화를 나타낸다. 저충전량 영역에서는 충전량 변화에 따른 COP 변화율이 냉방모드보다 크게 나타났으며, 과충전 영역에서는 충전량 변화에 따른 COP 변화율은 무시할 만하였다. 표준 난방조건에서 충전량이 -14% 와 -28.5% 로 변화될 때 COP는 각각 9.5%와 79.0%씩 감소하였다. Fig. 7은 난방전용모드에서 충전량 변화에 따른 압축기 흡입압력과 토출압력의 변화를 나타낸다. COP 변화와 같이 과충전 영역에서 냉매 충전량 변화에 따른 흡입압력과 토출압력의 변화는 미소하였다. 난방전용모드에서는 압축기 토출구에서 운전모드 변환유닛으로의 토출 가스 배관과 운전모드 변환유닛내부 배관 및 실내기 모든 배관이 고압 배관으로서 냉방전용모드에 비하여 고압측 액상 라인의 배관 길이가 증가하여 시스템이 액상의 냉매를 저장할 수 있는 공간이 크게 증가하여 과충전 영역에서 냉매 충전량 변화에 따라 시스템 변화가 크지 않은 것으로 평가된다. 이로 인해 냉매 충전량이 증가함에 따라 냉매 순환유량 증가로 과열도는

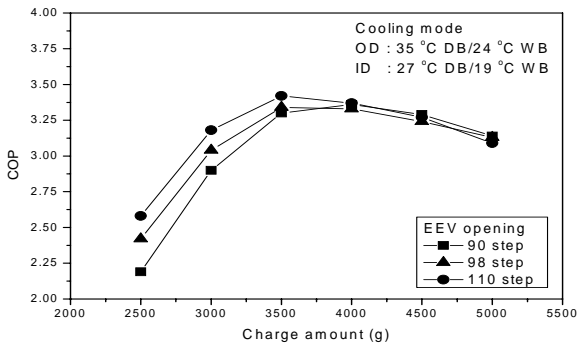


Fig. 2 COP according to charge amount at cooling mode.

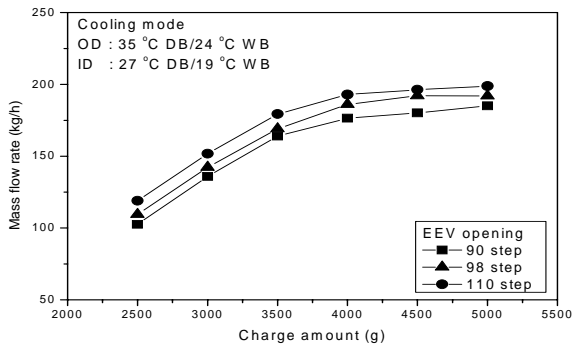


Fig. 3 Mass flow rate according to charge amount at cooling mode.

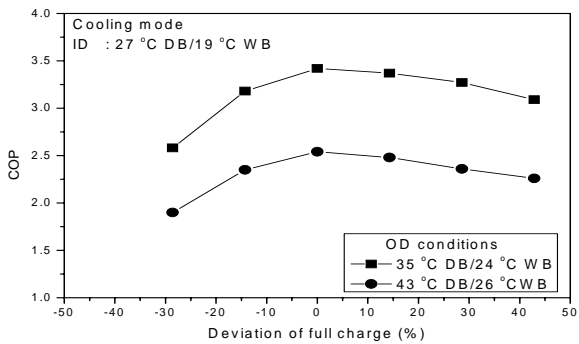


Fig. 4 COP according to charge amount with different OD conditions at cooling mode.

감소하였으나, 과냉도 변화는 크지 않았다(Fig. 8). 과충전 영역에서 충전량이 증가함에 따라 시스템 냉매유량과 고저압의 압력변화가 크지 않아서 난방기능을 수행하는 실내 열교환기에서 공기와 냉매와의 온도차이 변화가 크지 않아서(Figs. 7, 9) 시스템 COP 변화가 크지 않았다. 하지만, 저충전량 영역에서는 냉매량 부족으로 시스템의 저압 감소와 함께 증발기 역할을 수행하는 실외

기에서의 과열도가 급격히 증가하여 압축기의 체적 효율 감소로 인한 냉매 순환유량 감소로 실내기의 난방 용량 감소가 크게 발생하여 COP 저하가 크게 일어났다. 외기 온도 증가에 따라 실내기의 응축압력 증가로 냉매 순환유량이 증가하여 소비전력이 증가하지만, 난방 용량 증가폭이 커서 COP가 증가하였다. 표준 난방부하조건에서 최대 COP를 나타낸 +14%의 충전량조건에서 외기온도가 7°C DB/ 6°C WB 조건에서 16.7°C DB/13.6°C WB로 변화될 때, COP는 3.62에서 3.85로 6.4% 증가하였다. 하지만, -28%의 저충전량 조건에서는 외기온도가 16.7°C DB/13.6°C WB인 경우에 COP는 7°C DB/ 6°C WB인 조건에 비하여 낮게 나타났는데, 이는 저충전량으로 인하여 압축기 흡입측의 과열도가 매우 커서 압축기 체적효율 감소로 인하여 냉매 순환유량이 크게 감소하였기 때문이다.

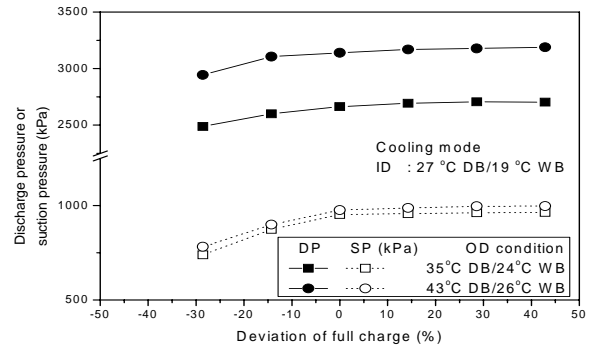


Fig. 5 Discharge and suction pressure according to charge amount with different OD conditions at cooling mode.

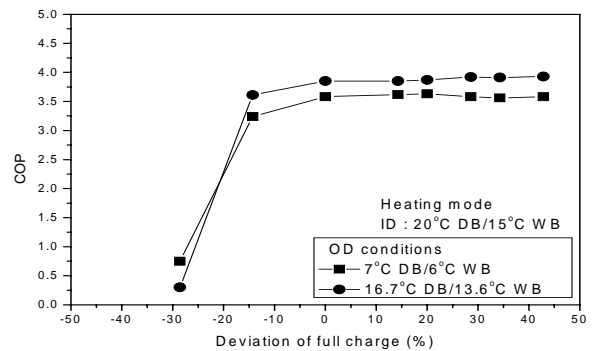


Fig. 6 COP according to charge amount with different OD conditions at heating mode.

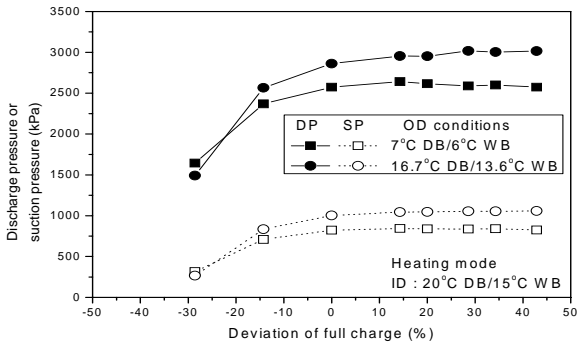


Fig. 7 Discharge and suction pressure according to charge amount with different OD conditions at heating mode.

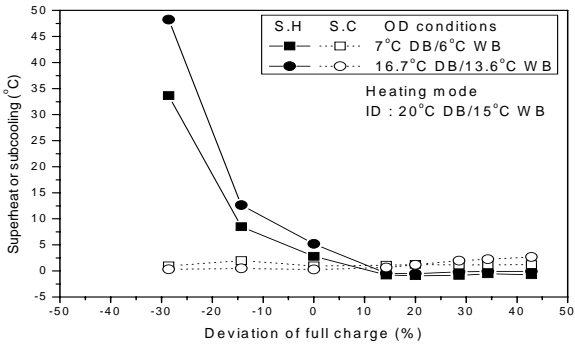


Fig. 8 Superheat and subcooling according to charge amount with different OD conditions at heating mode.

3.3 동시냉난방 모드

Fig. 10은 동시 냉난방운전모드에서의 충전량변화에 따른 시스템 COP 변화를 나타낸다. 동시냉난방 운전모드에서는 표준충전량 대비 -14%의 저충전량 영역에서 최대 COP를 나타냈다. 동일충전량 영역에서 압축기 회전수가 작지만 냉방 전용모드 대비 응축압력이 매우 높게 나타났는데(Fig. 11), 이는 동일 크기의 실내기가 응축기 및 증발기로 사용됨에 따라 상대적으로 응축기 크기가 작기 때문이다. 동시냉난방 모드에서는 냉방전용모드 등과는 달리 실외 공기와 흡수 또는 방출하는 열량 없이 실내기에서 모두 회수하여 사용함에 따라 전체 용량은 증가하여(Fig. 12) COP가 매우 높게 나타났으나, 최적 충전량은 표준 충전량보다 적은 -14%의 저충전 영역에서 발생하였다.

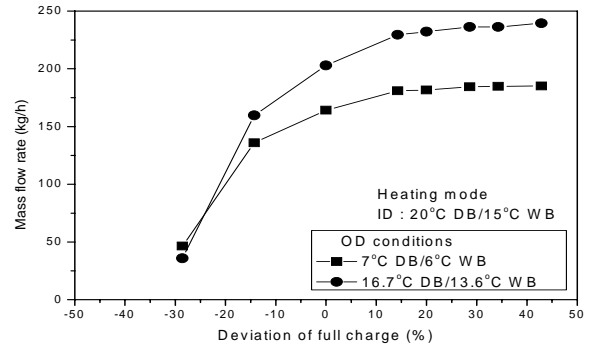


Fig. 9 Mass flow rate according to charge amount with different OD conditions at heating mode.

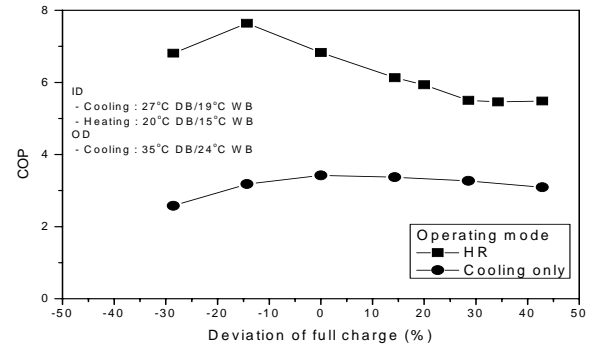


Fig. 10 COP according to charge amount at heat recovery mode.

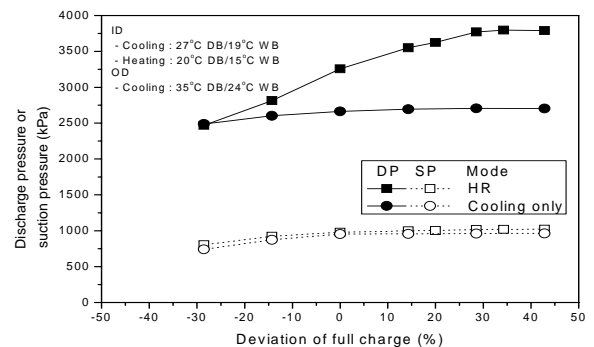


Fig. 11 Discharge and suction pressure according to charge amount at heat recovery mode.

압축기 회전수가 감소하였음에도 불구하고, 저충전 영역에서 최대 COP가 나타난 것은 실외기가 사용되지 않고, 실내기만을 냉매가 순환하므로 상대적으로 시스템이 냉매를 저장할 수 있는 액상영역이 감소하고, 응축 열교환기의 크기가 작아서 시스템에서 요구되는 냉매 순환유량이 감소하였기 때문이다. 그러므로, 동시냉난방 모드에서

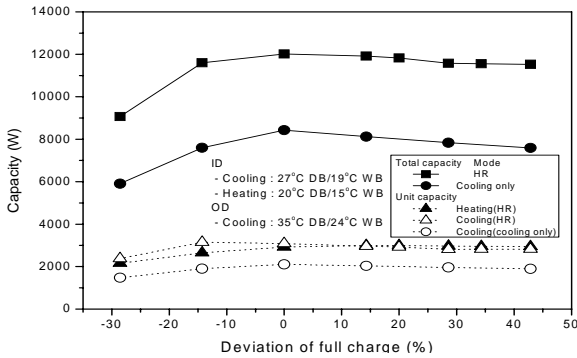


Fig. 12 Capacity according to charge amount at heat recovery mode.

효율을 최대화하기 위해서는 운전 모드 변화에 따른 냉매량의 효율적 저장 알고리즘이 필요하다고 판단된다.

4. 결 론

다양한 운전모드를 갖는 3관식 시스템 히트펌프의 냉매 충전량 변화에 따른 성능 특성을 규명하기 위하여 냉방진용, 난방진용 및 동시냉난방 모드에 대하여 표준 충전량 대비 -28%에서 +42%의 범위에서 충전량을 변화시키며 성능 실험을 실시하였다. 냉방진용모드에서는 냉매 충전량과 실외부하에 따라 성능이 변화되었으며, 저충전 영역에서의 용량 변동폭이 과충전 영역에서의 용량 변동폭보다 크게 나타났다. 난방진용모드의 과충전 영역에서 COP는 충전량 변화에 따라 변화폭이 크지 않았으나, 저충전 영역에서는 매우 크게 변화되어 시스템의 냉매량 진단 모드로 활용 가능할 것으로 분석되었다. 동시냉난방 모드에서는 압축기 회전수를 감소시켰음에도 불구하고 실내기만을 응축기와 증발기로 사용하기 때문에 상대적으로 응축기의 크기가 작아서 시스템 고압이 크게 상승하였으며, -14%의 저충전량 영역에서 최대 COP를 나타냈다. 하지만, 동시냉난방모드에서는 냉방진용모드와 난방진용모드와 달리 실외기에서 방출 또는 흡수되는 열량을 실 내기로 회수하여 사용되므로 매우 높은 COP를 나

타냈다. 모든 운전모드에서 3관식 동시냉난방 시스템 히트펌프가 최대의 효율을 갖고 운전되기 위해서는 운전모드에 따른 냉매량의 효율적 저장 알고리즘 개발이 필요하다.

후 기

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

참고문헌

- Houcek, J. and Thedford, M., 1984, A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging, Proceedings of 1st Annual Sym. on Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings, Texas.
- Stoecker, W.F., Smith III, L.D., and Emde, B.N., 1981, Influence of the expansion device on the seasonal energy requirements of a residential air conditioner, ASHRAE Trans., Vol. 87, No. 1, pp. 349-360.
- Choi, E. and Kim, J., 2002, The effects of the refrigerant charge on the performance of an air conditioner with capillary tube expansions, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 359-364.
- ANSI/AMCA 210, 1985, Laboratory methods of testing fans for rating, Arlington (VA), ANSI.
- ARI 210/240, 1986, Unitary air-conditioning and air-source heat pump equipment, Arlington(VA), ARI.
- ISO/DIS 15042, 2005, Multi-split air conditioners and air-to-air heat pumps-Testing and rating for performance.