

냉방주체 운전모드에서 동시냉난방 열펌프 성능향상에 관한 실험적 연구

정 현 준*, 주 영 주*, 강 훈, 김 용 찬†, 최 중 민**

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

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

Hyun Joon Chung*, Youngju Joo*, Hoon Kang, 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 January 8, 2008; revision received March 24, 2008)

ABSTRACT: The cooling load in winter is significant in buildings and hotels because of the usage of office equipments and the improved wall insulation. Hence, a multi-heat pump is required to cover heating and cooling simultaneously for each indoor unit. In this study, the operating characteristics and performance of a simultaneous heating and cooling heat pump in the cooling-main operating mode were investigated experimentally. The system adopted a variable speed compressor using R410A with four indoor units and one outdoor unit. In the cooling-main mode, the heating capacity decreased due to reduction of flow rate to the indoor unit under heating mode operation. The EEV opening was adjusted to increase flow rate to the indoor unit under heating mode operation. The total capacity and COP in the cooling-main mode increased by 20.5% and 29.2%, respectively, compared with those in the cooling-only mode

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>EEV</i>	: 전자팽창밸브
<i>IDU</i>	: 실내유닛
<i>m</i>	: 질량유량 [kg/h]
<i>MCU</i>	: 운전모드 전환유닛
<i>ODU</i>	: 실외유닛

<i>P</i>	: 압력 [kPa]
<i>q</i>	: 열전달율 [W]
<i>SH</i>	: 과열도 [°C]
<i>W</i>	: 소비전력 [W]
그리스 문자	
ϕ	: 전자팽창밸브 개도

† Corresponding author

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

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

하첨자

bp : 바이패스

c	: 냉방
d	: 압축기 토출
h	: 난방
s	: 압축기 흡입
t	: 총합

1. 서 론

최근 건물의 단일성능 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 공조시장으로의 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.⁽¹⁾ 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 자리 잡고 있다.^(2,3) 일본과 유럽시장의 경우에는 2004년부터 대부분 R-410A를 적용한 제품들이 출시되고 있으며,^(4,5) 향후 국내에서도 R-410A 제품들이 주종을 이룰 것으로 판단된다.

본 연구에서는 동시냉난방 열펌프 시스템의 모든 실내유닛들이 냉방운전만을 하게 되는 냉방전용 운전모드에서 한 대의 실내유닛이 난방운전을

하게 되는 냉방주체 운전모드로 전환될 때, 동시냉난방 열펌프의 운전특성 및 성능 변화를 고찰하고자 한다. 또한, 냉방주체 운전모드에서의 냉난방성능의 최적화를 위해, 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량 변화에 따른 동시냉난방 열펌프의 냉방주체 운전특성 및 성능변화를 관찰하여 냉방주체 운전모드에서의 최적 제어방안에 대한 기초 자료를 제시하고자 한다.

2. 실험장치의 구성

Fig. 1에 본 연구에서 설계·제작한 4실형 동시냉난방 열펌프 시스템의 구성도를 나타내었다. 모든 실내유닛이 냉방운전을 하게 되는 냉방전용 운전모드에서는 압축기로부터 토출된 냉매가스가 실외열교환기에서 응축된 후, 액관을 통해 절환유닛을 통과하여 냉방운전 실내유닛으로 공급된다. 실내유닛에서 증발된 냉매가스는 절환유닛 내부의 솔레노이드 밸브를 통과하여 다른 실내유닛으로부터의 냉매가스와 합쳐진 후, 흡입가스관을 통해 압축기로 흡입되게 된다. 냉방전용 운전모드에서 한 대의 실내유닛이 난방운전으로 선택되는 냉방주체 운전모드로 변경되는 경우, 난방운전 실내유닛과 연결된 냉방용 솔레노이드 밸브는 닫히게 되고 난방용 솔레노이드 밸브가 열리게 된다. 동시에 실외유닛에서 토출가스 바이패스를 위한 솔레노이드 밸브도 함께 열리게 되어, 압축기 토출가스의 일부분은 토출가스관을 통해 난방운전 실내유닛으로 공급되어 진다. 난방운전 실내유닛에서 응축된 냉매액은 전개(full-opened)된 팽창밸브를 통과하여 절환유닛 내부에서 실외유닛으로부터의 액상의 냉매와 합쳐져 냉방운전 실내유닛으로 공급되어진다. 냉방주체 운전모드에서 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 제어하기 위하여 절환유닛에 솔레노이드 밸브와 전자팽창밸브를 설치하였다. 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 제어하는 경우, 절환유닛의 솔레노이드 밸브는 닫히게 되고 팽창밸브 개도가 조절되어 냉매유량을 제어하게 된다.

동시냉난방 열펌프 시스템의 설계기준은 R-410A를 작동냉매로 하여, 냉방전용 운전모드에서 설계냉방용량 및 COP가 각각 8.0kW 및 3.2이다. 압축기는 완전밀폐형 BLDC 로터리 압축기로서, 정격운전 회전수인 3,500 rpm에서의 압축기 단품성

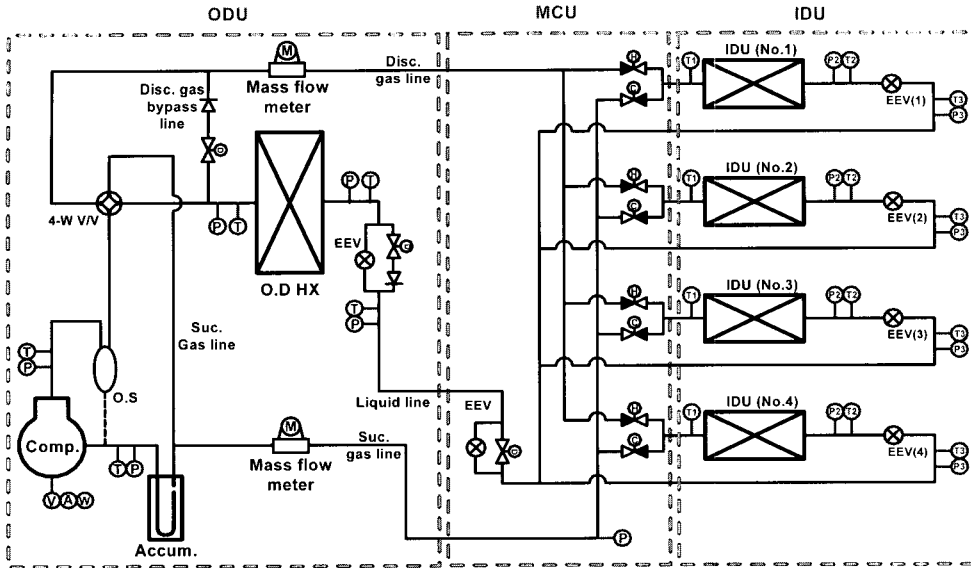


Fig. 1 Schematic of simultaneous heating and cooling heat pump system.

능은 ARI 시험조건(증발온도 7.2 °C, 응축온도 54.4 °C)에서 냉방능력 및 소비전력이 각각 8.0 kW 및 2.5 kW이며, 이때의 냉방 COP는 3.2이다. 팽창밸브는 스텝모터와 니들밸브로 구성된 전자팽창밸브를 이용하여 조절하였으며, 오리피스 직경은 실외 및 절환유닛은 1.8 mm 실내유닛은 1.4 mm이다. 실내 열교환기는 g환-관방식의 열교환기를 적용하였으며, 냉방용량은 증발온도 7.2 °C, 통과풍량 6.0 m³/min에서 2.15 kW이다. 실외 열교환기도 환-관방식의 열교환기를 적용하였으며, 응축성능은 응축온도 54.4 °C, 통과풍량 37.5 m³/min에서 11.34 kW이다.

동시냉난방 열펌프 시스템의 성능은 실내유닛의 냉난방용량을 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 냉난방용량을 공기열량계법으로 측정하였다.^(6,7) 입·출구 습공기의 건구 및 습구온도는 3선식 Pt 100 Ω의 축온저항체를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.25%이다. 시스템의 압축기 소비전력은 전력계로 측정하였으며, 전력계의 최대 측정범위는 4,000 W, 정밀도는 측정값의 ±0.2%이다.

온습도 조건은 ISO규격⁽⁸⁾을 참고하여, 실외 온

습도조건을 35.0°C/40.4% RH로, 난방 및 냉방용 실내조건을 각각 20.0°C/59.0% RH 및 27.0°C/47.0% RH로 설정하였다. 냉난방용량 및 풍량은 ASHRAE Standard 37⁽⁶⁾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. 시스템의 온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.3 °C이다. 냉매압력은 디지털 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 ±0.13%이다. 냉매유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 ±0.1%이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 냉방주체 운전모드에서의 성능특성

냉방주체 운전모드에서의 성능을 냉방전용 운전모드에서의 결과와 비교·평가하였다. 냉매충전량별 성능실험을 통해 냉방전용 운전모드에서는 냉매충전량이 3,900 g인 조건에서 본 연구에 사용

된 실험장치의 COP가 최고값을 나타냄을 알 수 있었다.

난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 제어하지 않은 경우의 성능을 측정하기 위하여, 절환유닛의 팽창밸브 개도는 전개상태의 0%(0 step), 솔레노이드 밸브는 열린 상태로 고정하였다 또한, 냉매충전량을 3,900 g, 냉방운전 및 난방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도는 각각 전개상태의 22%(110 steps) 및 100%(500 steps)인 조건에서 압축기 운전회전수를 정격회전수의 120%(4,200 rpm)에서 60%(2,100 rpm)까지 변화시키면서 실험을 수행하였다. 운전회전수는 정격회전수인 3,500 rpm에 대한 비로 나타내었다.

Fig. 2에 냉방전용 및 냉방주체 운전모드에서 압축기 운전회전수 변화에 따른 압축기 흡입 및 토출압력의 변화를 나타내었다. 냉방운전 실내유닛의 운전대수가 4대에서 3대로 감소함에 따른 취득 증발열량의 감소로 인해, 압축기 운전회전수 100%(3,500 rpm)에서 냉방주체 운전모드에서의 흡입압력은 731 kPa로서 냉방전용 운전모드에서의 933 kPa보다 21.6% 감소하였다. 취득 증발열량의 감소와 함께 실내유닛 1대가 난방운전을 하게 됨으로 인해 시스템 응축효율이 증가해 냉방주체 운전모드에서의 토출압력은 2,418 kPa로서 냉방전용 운전모드에서의 2,649 kPa보다 8.7% 감소하였다. 또한 흡입압력의 감소율이 응축압력의 감소율보다 크기 때문에 냉방주체 운전모드에서의 압축비는 냉방전용 운전모드에서 보다 증가하였다.

Fig. 3에 냉방전용 및 냉방주체 운전모드에서 압

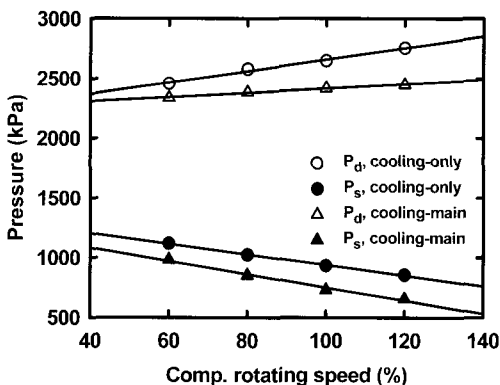


Fig. 2 Variations of discharge and suction pressures with compressor rotating speed.

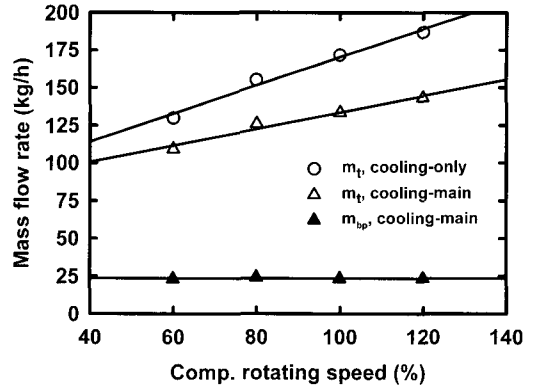


Fig. 3 Variation of mass flow rate with compressor rotating speed.

축기 운전회전수 변화에 따른 총 냉매유량 및 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 냉매유량의 변화를 나타내었다. 압축기 운전회전수 100%에서 냉방주체 운전모드에서의 총 냉매유량은 133.5 kg/h로서 냉방전용 운전모드에서의 171.6 kg/h보다 22.2% 감소하였으나 냉방운전 실내유닛으로의 평균 냉매유량은 냉방주체 운전모드에서 44.5 kg/h로서 냉방전용 운전모드에서의 42.9 kg/h보다 3.7% 증가하였다. 이 때, 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량은 23.4 kg/h로서 총 냉매유량의 17.5%, 냉방운전 실내유닛으로의 평균 냉매유량의 52.5%로서 매우 적음을 알 수 있었다. 이로 인해 난방운전 실내유닛의 난방용량은 압축기 운전회전수 100%에서 1,237 W로서 설계냉난방용량인 2,000 W의 61.8% 수준으로 나타났다.

냉방주체 운전모드에서는 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 냉매유량이 충분하지 않기 때문에, 난방용량이 설계능력에 크게 미치지 못하고 평균 냉방용량과 난방용량간의 편차가 커지는 문제점이 발생하였다. 따라서, 냉난방용량을 동시에 만족시키면서 시스템 효율을 증가시킬 수 있도록 냉방주체 운전모드에서의 시스템 제어요소들의 최적화가 필요하다.

3.2 냉방주체 운전모드에서의 성능 최적화

냉방주체 운전모드에서의 난방용량 저하는 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 냉매유량을 증가시키므로써 해결할 수 있다. 이를 위하여 절환

유닛의 솔레노이드 밸브는 닫힌 상태에서 팽창밸브 개도를 100%(500 steps)에서부터 20%(100 steps)까지 감소시키며 실험을 수행하였다. 또한, 압축기 운전회전수는 100%(3,500 rpm), 냉방운전 및 난방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도는 22%(110 steps) 및 100%(500 steps)로 고정하였다. 팽창밸브 개도는 전개상태인 500 steps에 대한 비로 나타내었다.

Fig. 4에 절환유닛의 팽창밸브 개도 변화에 따른 평균 냉난방용량, 총 냉매유량 및 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 냉매유량의 변화를 나타내었다. 절환유닛의 팽창밸브 개도를 100%에서 20%로 감소시키기에 따라 총 냉매유량은 141.0 kg/h에서 108.6 kg/h로 22.9% 감소하였으나, 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량은 34.2 kg/h에서 42.1 kg/h로 23.2% 증가하였다. 총 냉매유량의 감소로 인해 평균 냉방용량은 2,149 W에서 1,495 W로 30.4% 감소하였으나 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량 증가로 인해 난방용량은 1,709 W에서 2,025 W로 18.4% 증가하였다. 이때, 냉방운전 실내유닛 출구에서의 평균 과열도는 평균 냉매유량의 감소로 인하여 13.7℃에서 22.9℃로 9.2℃ 증가하였다.

Fig. 5는 절환유닛의 팽창밸브 개도 변화에 따른 총 시스템용량, 압축기 소비전력, 그리고 COP의 변화를 나타낸다. 팽창밸브 개도가 100%에서 20%로 감소함에 따라 난방용량은 증가하였지만 평균 냉방용량이 감소하여 총 시스템 용량은 8,156 W에서 6,510 W로 20.2% 감소하였다. 또한, 압축기 소

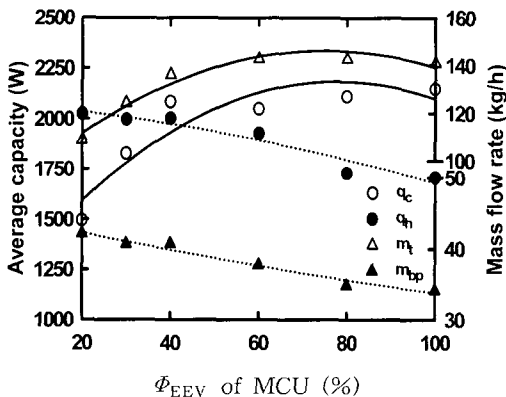


Fig. 4 Variation of average capacities and mass flow rate with EEV opening.

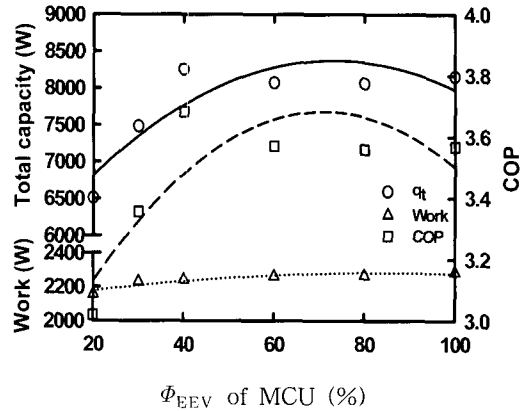


Fig. 5 Variations of total capacity, power consumption and COP with EEV opening.

비전력은 감소하였지만 총 시스템 용량이 감소하여 COP는 감소하였다.

절환유닛의 팽창밸브 개도를 변화시키면서 실험한 결과, 팽창밸브 개도 40%에서 평균 냉방용량은 2,084 W, 난방용량은 2,002 W로 냉난방용량이 모두 설계용량을 약간 상회하는 성능을 나타내었다. 이 때, COP는 3.68로서 냉방전용 운전모드에서의 COP인 3.24보다 13.7% 상승하였다. 그러나 냉방운전 실내유닛의 평균 과열도가 14.7℃로서 매우 높게 나타났기 때문에 과열도 제어를 통해 냉방용량을 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

과열도 제어를 통해 시스템효율을 향상시키기 위하여, 절환유닛 및 난방운전 실내유닛의 팽창밸브 개도를 각각 40% 및 100%에 고정시키고, 냉방운전 실내유닛의 팽창밸브 개도를 22%에서 38%까지 변화시키면서 실험을 수행하였다. 냉방운전 실내유닛의 팽창밸브 개도를 22%에서 증가시키기에 따라 냉방운전 실내유닛의 과열도는 14.7℃에서 감소하다가 팽창밸브 개도 34% 이상에서는 더 이상 과열도가 나타나지 않음을 알 수 있었다. Fig. 6에 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도변화에 따른 평균 냉난방용량, 총 냉매유량 및 난방운전 실내유닛으로 바이패스되는 냉매유량의 변화를 나타내었다. 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키기에 따라 총 냉매유량은 136.1 kg/h에서 181.6 kg/h로 33.4% 증가하였으며 냉방운전 실내유닛으로의 냉매유량 또한 40.7 kg/h에서 49.4 kg/h로 21.3% 증가하였다. 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브

개도를 증가시키에 따라, 증발압력은 상승하지만 총 냉매유량이 증가하여 평균 냉방용량은 2,084 W에서 2,471 W로 18.6% 증가하였다. 또한, 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량의 증가로 인해 난방용량은 2,002 W에서 2,127 W로 6.2% 증가하였다. 그러나, 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도 34% 이상에서는 총 냉매유량의 증가에도 불구하고 평균 냉방용량이 감소함을 알 수 있는데, 이는 팽창밸브 개도를 증가시키에 따라 과열도가 감소하다가 팽창밸브 개도 34% 이상에서는 증발기 출구 건도가 1에 도달하지 못함으로 인해 이상영역에서의 증발열량이 감소하기 때문으로 판단된다.

Fig. 7에 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도 증가에 따른 총 시스템용량, 압축기 소비전력, 그리고 COP의 변화를 나타내었다. 팽창밸브 개도가 22%에서 38%로 증가함에 따라 증발압력 상승으로 인해 압축비는 감소하였지만 총 냉매유량이 증가하였기 때문에 압축기 소비전력은 2,242 W에서 2,326 W로 3.7% 증가하게 된다. 냉방용량이 증가하다가 팽창밸브 개도 34% 이상에서는 감소하기 때문에 총 시스템용량도 같은 경향을 나타낸다. 또한, 압축기 소비전력은 증가하지만 총 시스템용량의 증가율이 더 크기 때문에 COP는 증가하다가 팽창밸브 개도 34% 이상에서는 감소하는 경향을 나타낸다. 팽창밸브 개도 34%에서 총 시스템용량 및 COP는 9,679 W, 4.18로서 냉방전용 운전모드에서의 8,035 W, 3.24보다 각각 20.5% 및 29.2% 증가하였다.

냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키

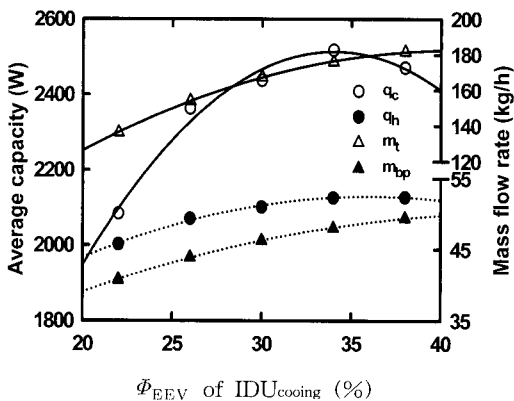


Fig. 6 Variations of average capacities and mass flow rate with EEV opening of IDU.

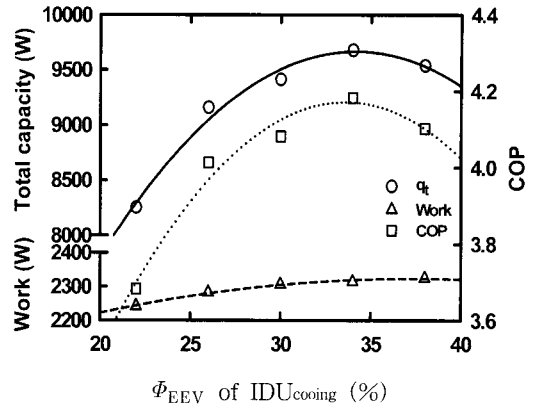


Fig. 7 Variations of total capacity, power consumption and COP with EEV opening of IDU.

며 실험한 결과, 총 냉매유량이 증가함으로 인해 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량 또한 증가하였으며, 냉매유량의 증가로 인해 난방용량은 증가하지만 평균 냉방용량은 증가하다가 과열도가 0°C가 되는 팽창밸브 개도 이상에서는 감소함을 알 수 있었다. 또한 총 시스템용량이 설계능력을 크게 상회함으로서 압축기 운전회전수를 감소시켜 시스템 효율을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다. 그러므로, 냉방주체 운전모드에서 시스템 효율을 최적화시키기 위해서는 절환유닛의 팽창밸브 개도를 감소시키면서 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 제어함과 동시에 냉방운전 실내유닛의 팽창밸브 개도를 증가시키면서 과열도를 제어하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

4. 결론

동시냉난방 열펌프 시스템의 냉방전용 및 냉방주체 운전모드에서의 운전특성 및 성능 변화를 비교·검토하였다. 냉방주체 운전모드에서는 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량 감소로 인해 난방용량이 설계능력에 미치지 못하는 문제점이 발생하였다. 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 증가시키기 위하여 절환유닛의 슬레노이드 밸브가 닫힌 상태에서 팽창밸브 개도를 감소시키는 제어 방법을 적용하여 실험을 수행하였다. 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량이 증가하였고, 설계냉난방용량을 만족시킬 수 있었으나 냉방운전 실내유닛

의 출구 과열도가 높아지는 문제점이 발생하였다. 냉방운전 실내유닛의 출구 과열도를 조절하기 위하여 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키는 제어방법을 적용하여 실험을 수행하였다. 과열도 감소로 인한 냉방용량의 증가와 함께 총 냉매유량 및 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량이 증가하여 난방용량도 증가함을 알 수 있었다. 따라서 냉방주체 운전모드에서 시스템을 최적화시키기 위해서는 절환유닛의 팽창밸브 개도를 감소시키면서 난방운전 실내유닛으로의 냉매유량을 제어함과 동시에 냉방운전 실내유닛용 팽창밸브 개도를 증가시키면서 과열도를 제어하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

본 연구를 통하여 냉방주체 운전모드에서는 열회수 운전을 통해 냉방전용 운전모드에서보다 높은 시스템 효율을 달성할 수 있음을 알 수 있었다. 또한, 냉난방 실내유닛별 냉매유량 분배제어 및 냉방운전 실내유닛의 출구 과열도 제어실험을 통해 시스템 효율을 최적화 할 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. ASHARE Standard, 1975, Laboratory methods of testing fans for rating, pp. 51-75.
7. ASHRAE Standard, 1978, Methods of testing for rating unitary air conditioning and heat pump equipment, pp. 37-78.
8. ISO/DIS 15042, 2005, Multi-split air conditioners and air-to-air heat pumps-Testing and rating for performance.

1. Nagatomo, S., 1998, Positive displacement com-