

멀티형 열펌프의 유량분배 및 용량조절 특성

최종민, 김용찬*, 하진호**

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과, **현대자동차

Performance of the Flow Distribution and Capacity Modulation of a Multi-Heat Pump System

Jongmin Choi, Yongchan Kim*, Jin-ho Ha**

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

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

**Hyundai Motor's Co., Woolsan 683-791, Korea

(Received November 11, 2000; revision received January 11, 2001)

ABSTRACT: In the present study, various experiments were performed to investigate capacity modulation and refrigerant flow distribution of a multi-heat pump using a variable speed compressor and electronic expansion valves (EEVs) in the cooling mode. Based on the experimental results, it was possible to understand the interrelation of dual indoor units which provides some difficulties in capacity control of each indoor unit. The characteristics of capacity modulation of two indoor units were measured by controlling two EEVs with a cooling load of each indoor unit.

Key words: Multi-heat pump(멀티형 열펌프), Flow distribution(유량분배), Capacity modulation(용량조절), EEV(전자팽창밸브), Superheat(과열도)

기 호 설 명

EO_1 : 전자팽창밸브 1 개도 [step]
 EO_2 : 전자팽창밸브 2 개도 [step]
 F : 압축기 주파수 [Hz]
 SC : 과냉도 [°C]
 SH_1 : 실내기 1 출구 과열도 [°C]
 SH_2 : 실내기 2 출구 과열도 [°C]
 T_{ci} : 실외기 입구 2차 유체 온도 [°C]
 T_{ei1} : 실내기 1 입구 2차 유체 온도 [°C]

T_{ei2} : 실내기 2 입구 2차 유체 온도 [°C]

1. 서 론

국민의 소득증대와 생활수준의 향상으로 주거 환경의 쾌적성에 대한 욕구가 점차 높아져 공조 기기의 보급이 1가구 1대에서 1실 1대로 되어 가는 추세이다. 그러나 각 공조공간에 개별적으로 공조기를 설치할 경우 설치공간의 부족과 미관상의 문제로 많은 제약이 따른다. 따라서 설치공간과 공사비의 절감 및 에너지 절약 차원에서 냉난방을 동시에 고려하여 한 대의 실외기에 다수의 실내기가 접속되는 멀티형 열펌프의 개발과 보급이 필요하다.⁽¹⁾ 멀티형 열펌프란 하나의 압축기에서 실내의 부하에 따라 복수의 팽창밸브로 냉매를 각 공조공간에 설치되어 있는 복수의 실내기

† Corresponding author

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

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

로 보냄으로써 개별공조를 가능하도록 한 시스템이다. 그리고 가변속 열펌프는 회전수 변화를 통하여 압축기의 용량조절이 가능한 시스템이다.⁽²⁾

멀티형 열펌프는 다수의 실내기가 조합되어 있으므로 다양한 부하변화에 대응하기 위하여 가변속 압축기가 필요하며, 각 실내기의 부하가 다를 경우에 복수의 전자팽창밸브(EEV)를 사용하여 냉매를 효율적으로 분배하여야 한다. 가변속 멀티형 열펌프는 압축기의 회전수가 일정한 단속형 공조 시스템에 비하여 사이클 성능 및 연간 에너지 효율(SEER)이 높고 광범위한 운전 범위에서 효율적 운전이 가능하다는 장점을 가지고 있다.

Matsuoka and Nagatomo⁽³⁾는 가변속 열펌프의 주파수, 웬 회전수, 전자팽창밸브 개도 등을 변화시켜 발생하는 과도응답을 수학적으로 모델링하였다. Yasuda et al.⁽⁴⁾은 비례적분 제어(PI control)를 사용하여 전자팽창밸브의 전달함수를 도출하였으며, Fujita et al.⁽⁵⁾은 2실형 멀티 에어컨에 대하여 용량조절 시험을 수행하여 압축기의 단속회수를 줄여서 에너지 절약 및 쾌적성 향상 효과를 얻었다.

본 연구에서는 냉방 모드에서 실내측 부하 변화에 따라 2실형 물대물 가변속 멀티형 열펌프의 성능 실험을 수행하였다. 이를 바탕으로 실내 부하 변동에 따른 시스템의 운전 특성 및 복수의 전자팽창밸브 조절을 통한 용량조절 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구를 위해 구성한 가변속 물대물 멀티형 열펌프 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 크게 냉매순환부와 2차유체 순환부로 구성하였다. 냉매순환부는 고효율의 횡형 인버터스크롤 압축기, 이중관식 열교환기인 실외기 및 2개의 실내기와 2개의 스텝모터 구동형 전자팽창밸브(EEV)로 구성하였다. 열펌프의 작동유체로는 R-22를 사용하였다. 시스템은 실외기 출구에서 분지하여 각각의 전자팽창밸브 및 실내기를 지난 후 각 실내기의 출구가 동일 배관으로 합쳐져서 압축기로 흡입되도록 구성하였다. 냉매배관의 저항차로 인한 유량분배의 불균형을 최소화하고 복

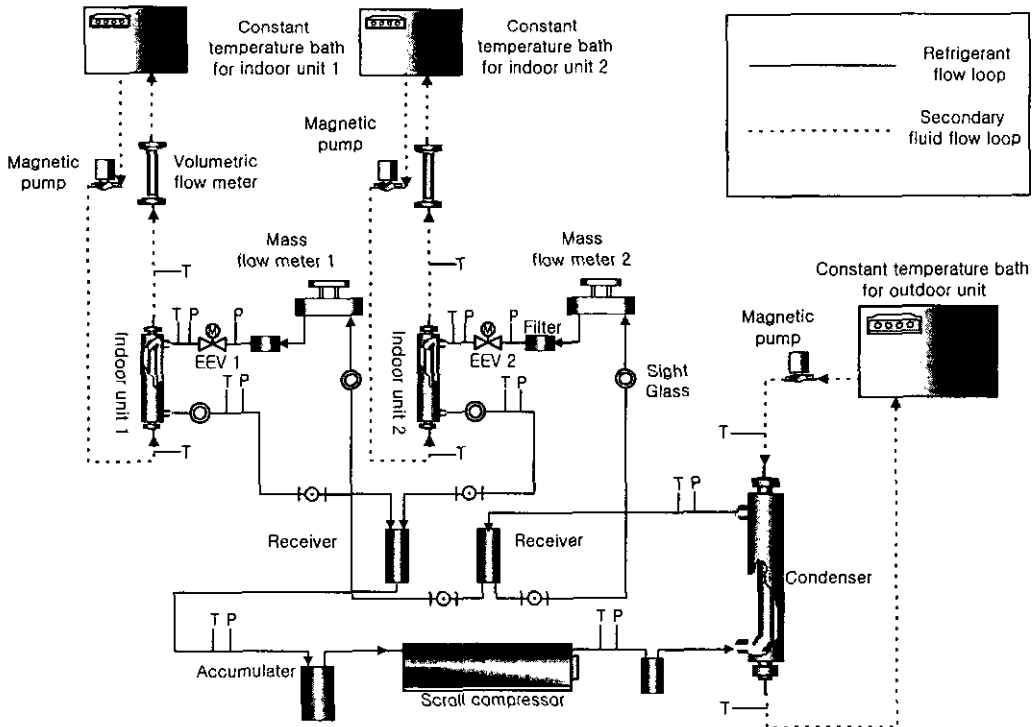


Fig. 1 Schematic of an experimental multi-heat pump system.

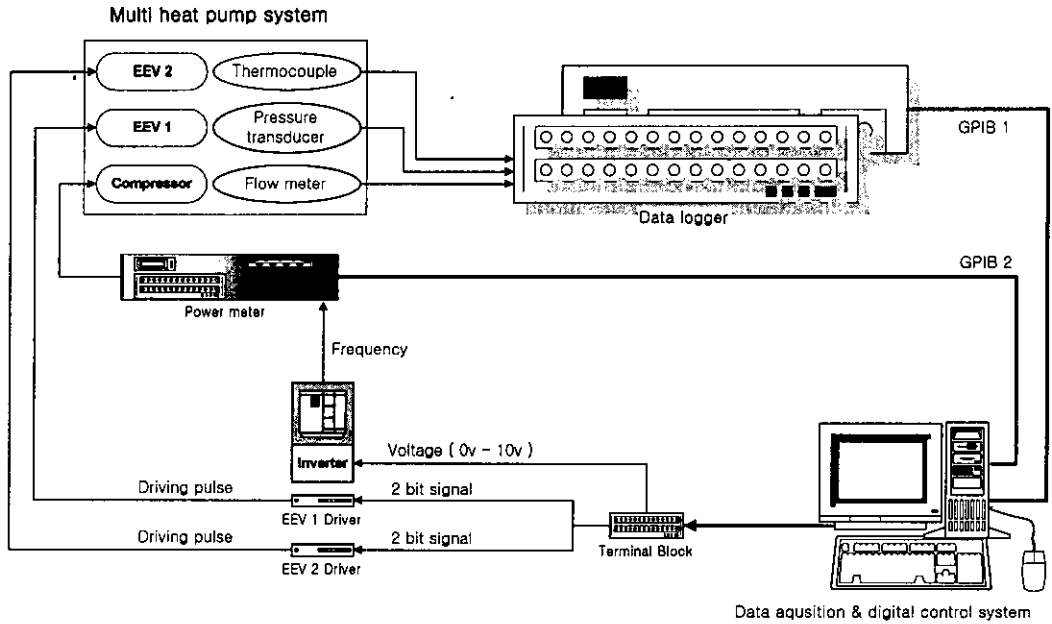


Fig. 2 Schematic diagram of measurement and control system.

수의 전자팽창밸브 조절특성을 파악하기 위해 실내기 1과 2의 배관계를 대칭형으로 구성하였다. 실외기와 실내기의 2차 유체 입구온도를 조절하기 위하여 냉동기와 전기히터로 구성된 정밀항온조를 설계·제작하여 실내기와 실외기의 부하를 변화시켰으며, 2차 유체로는 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였다.

Fig. 2는 멀티형 열펌프의 성능측정 및 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도 조절을 위한 제어 및 자료취득 시스템의 개략도이다. 실험중에 압축기의 소비동력, 냉매와 2차 유체의 유량, 시스템 주요 부위 및 2차 유체의 온도 및 압력 등 주요 항목들을 측정하였다. 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도는 컴퓨터 내의 데이터보드와 데이터처리 프로그램을 이용하여 인버터와 전자팽창밸브의 구동 드라이버에 원하는 주파수와 개도를 출력하여 조절하였다.

열펌프 성능시험은 실내기의 2차 유체 입구온도, 압축기 주파수와 전자팽창밸브의 개도를 변경시키며 실시하였으며, 냉방시험만 수행하였다. Table 1은 성능시험조건을 나타낸다.

실험시 실시간 데이터처리 프로그램을 작성하여 측정값을 모니터링하고, REFPROP⁽⁶⁾을 이용하여 과열도, 과냉도, 냉방능력 및 COP 등을 실시간으로 계산하여 제어에 활용하였다. 압축기

Table 1 Test conditions

T_{ei1} (°C)	20
T_{ei2} (°C)	20, 24, 28
Compressor frequency (Hz)	30, 45, 60, 80

입·출구온도 및 압력과 유량이 각각 $\pm 0.25^\circ\text{C}$, $\pm 5\text{ kPa}$, $\pm 0.5\text{ kg/h}$ 이내의 변화폭을 가지며 5분간 변동이 없을 때를 정상상태로 간주하고 2초간격으로 5분간 데이터를 수집하였다. 본 실험의 냉방용량에 대한 불확실도는 $\pm 3.1\%$ 였다.

3. 실험결과 및 고찰

실내기 입구 2차 유체 온도 34°C , 실내기 1과 2의 입구 2차 유체 온도 20°C , 압축기 주파수 60 Hz를 냉방 표준조건으로 선정하고, 2실 운전시 물대물 가변속 멀티형 열펌프의 냉방모드에 대하여 냉매 충전량을 1900 g에서 2400 g까지 변화시키며 각 충전량에서 COP가 최대가 되도록 전자팽창밸브를 조절하여 최적 충전량을 구하였다. 본 실험에 사용한 물대물 가변속 열펌프의 냉방모드에서 최적 냉매 충전량은 2200 g이었으며, 이후의 모든 실험은 최적 충전량에 대하여 실시하였다. 본 연구에서는 실내기 및 실외기측의 2차

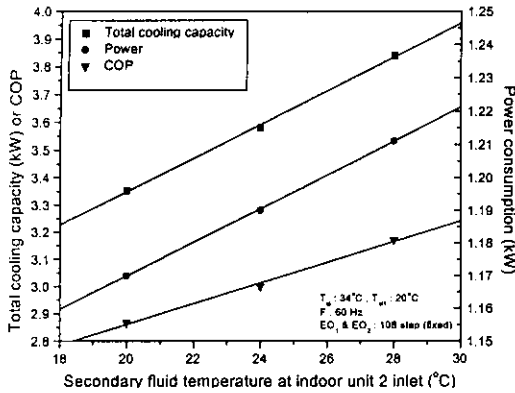


Fig. 3 Variation of cooling capacity, COP and power consumption with T_{ei2} .

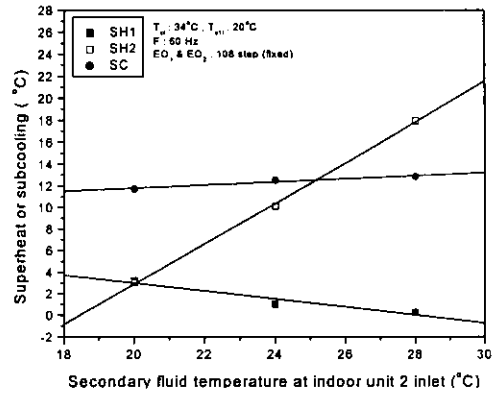


Fig. 5 Variation of superheat and subcooling with T_{ei2} .

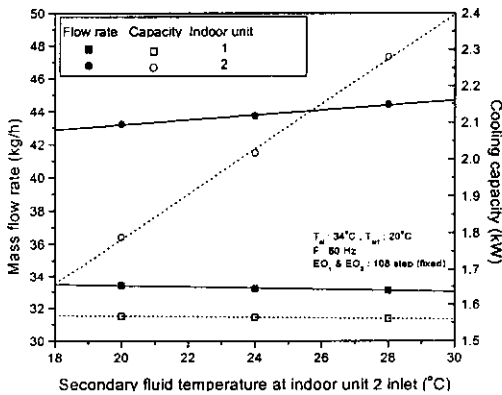


Fig. 4 Variation of cooling capacity and mass flow rate with T_{ei2} .

유체 유량을 고정시키고 실내기 입구 2차 유체의 온도를 변화시켜 실내 부하를 변화시켰으며, 이때 부하 변동이 발생한 실내기와 부하 변동이 없는 실내기 사이의 영향을 고찰하였다.

Fig. 3은 전자팽창밸브의 개도는 고정하고 실내기 2의 입구 2차 유체 온도의 변화에 따라 시스템의 총냉방용량 및 소비전력과 COP을 나타낸다. 실내기 2의 입구 2차 유체 온도가 증가함에 따라 실내기 2에서 2차 유체와 냉매간의 열교환량이 증가하여 총냉방용량이 증가하였으며, 압축기 입구 엔트로피 증가로 소비동력도 상승하였으나, 냉방용량의 증가폭이 소비동력의 증가폭보다 커서 시스템 COP도 상승하였다. 이는 Hwang et al.⁽²⁾과 Nancy⁽⁷⁾의 결과와 동일한 경향을 나타낸 것이다.

Fig. 4는 전자팽창밸브의 개도는 고정하고 실내기 2의 입구 2차 유체 온도변화에 따른 각 실내기의 냉매유량 및 용량변화를 나타낸다. 실내기 1과 2의 출구 배관이 합쳐져 있어서 실내기 2측의 입구 2차 유체 온도 증가로 실내기 1과 2측의 증발압력이 모두 상승하였으나, 각 실내기를 흐르는 냉매유량의 변화는 매우 적었다. 이는 증발압력 증가에 따라 실외기측의 응축압력이 증가하여 전자팽창밸브 전후의 압력차 변화가 크지 않고, 실외기 출구의 과냉도 변화도 크지 않기 때문이다. 실내기 2측의 입구 2차 유체 온도 증가에 따라 실내기 1측의 냉방용량은 미소량 감소하였으나, 실내기 2측의 냉방용량은 크게 증가하였다. 이는 각 실내기를 통과하는 냉매유량은 변화가 미비하였으나, 실내기 1측은 2차 유체의 입구온도는 일정하지만 실내기 2측의 2차 유체 입구온도의 증가로 실내기 1측의 증발온도가 증가하여 냉매와 2차 유체와의 평균 열교환 온도차가 감소했기 때문이며, 실내기 2측은 냉매와 2차 유체와의 평균 열교환 온도차가 증가하였기 때문이다. 실내기 2측의 입구 2차 유체 온도가 8°C 증가함에 따라 실내기 1측은 0.4%의 냉방용량 감소가 있었고, 실내기 2측에서는 냉방용량이 27.5% 증가하였다.

Fig. 5는 전자팽창밸브의 개도는 고정하고 실내기 2측의 2차 유체 온도변화에 따른 실내기 1 및 2 출구 과열도와 실외기 출구 과냉도를 나타낸다. 실내기 2측의 2차 유체 온도가 증가함에 따라 실내기 1측은 냉매와 2차 유체 사이에 평균 열교환 온도 차이가 감소하여 과열도가 감소하였

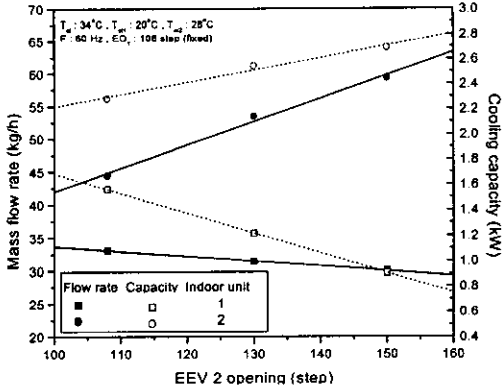


Fig. 6 Variation of cooling capacity and mass flow rate with EEV2 opening.

으며, 실내기 2측은 평균 열교환 온도 차이 증가로 과열도가 크게 증가하였다. 과열도의 증가는 열교환 효율을 저하시키며, 압축기 토출온도를 상승시켜 시스템의 용량 및 신뢰성을 저하시키므로 전자팽창밸브 2의 개도를 증가시켜 실내기 2 출구의 과열도를 감소시켜 시스템의 효율을 향상시켜야 한다.

Fig. 6은 실내기 1의 입구에 연결된 전자팽창밸브 1의 개도는 고정하고 실내기 2측에 연결된 전자팽창밸브 2의 개도 변화에 따른 실내기 1과 2의 냉방용량 및 유량을 나타낸다. 전자팽창밸브 2의 개도가 증가함에 따라 실내기 2측의 냉매유량 증가로 실내기 1과 2측의 포화압력이 동시에 상승하고 실외측 압력도 증가한다(Fig. 7). 저압의 상승폭이 고압의 상승폭보다 커서 전자팽창밸브 1과 2의 입출구 압력차는 줄어들고 개도 변경이 없어 저항 변화가 없는 전자팽창밸브 1측을 지나는 냉매유량은 감소한다. 실내기간 온도 차이가 8°C인 상태에서 냉방부하가 증가한 실내기 2측의 전자팽창밸브의 개도를 증가시키면, 실내기 1과 2의 증발온도 상승으로 평균 열교환 온도차는 감소하지만 실내기 2측은 냉매유량이 증가하였으므로 냉방용량은 증가하고 실내기 1은 평균 열교환 온도차뿐만 아니라 냉매유량도 감소하므로 냉방용량이 크게 감소한다.

부하가 증가한 증발기 2의 냉방용량을 증가시키기 위하여 전자팽창밸브 2의 개도를 조절하면 전자팽창밸브 개도를 조절하지 않은 실내기 1의 냉방용량이 감소하게 된다. 따라서 전자팽창밸브 1과 2를 동시에 조절하여 시스템이 요구하는 냉

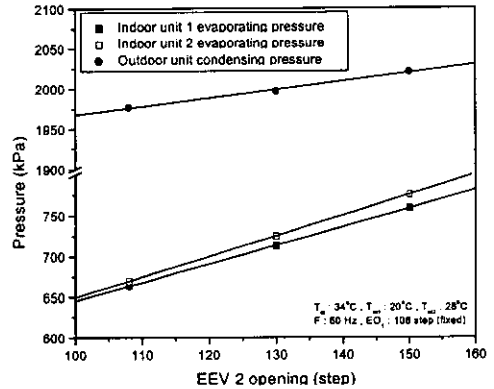


Fig. 7 Variation of condensing and evaporating pressure with EEV2 opening.

방용량을 맞추어야 하며 복수 전자팽창밸브 조절만으로 용량조절이 힘들 경우는 압축기 주파수를 효과적으로 제어해야 한다. 이러한 특성은 복수 전자팽창밸브의 조절을 통한 각 실내기의 유량 및 용량제어는 다중입출력(Multi Input Multi Output, MIMO) 제어기법이 적용되어야 함을 의미하는 것으로 복수 증발기 상호간의 관계가 크기 때문에 PID 제어와 같이 단일입출력(Single Input Single Output, SISO) 제어기법을 적용한다면 유량분배 및 용량제어에 상당한 어려움이 있을 것으로 사료된다.

멀티형 열펌프의 경우 각 실내기의 부하조건이 다른 운전조건을 갖는다. 복수의 전자팽창밸브 조절만으로 각각 실내기간의 용량조절 관계를 알아보기 위하여 전자팽창밸브 2의 개도를 변화시켜 실내기 2의 냉방용량을 변화시킨 후 시스템 전체의 COP가 최대가 되도록 전자팽창밸브 1의 개도를 조절하여 시스템 특성을 살펴보았다.

Fig. 8과 Fig. 9는 전자팽창밸브 2의 개도를 변화시키고 주어진 상태에서 시스템이 최대의 COP를 갖도록 전자팽창밸브 1의 개도를 조절한 경우의 실내기 1과 2의 냉방용량과 실내기 1 및 2측의 냉매유량을 나타낸다. 전자팽창밸브 2의 개도를 증가시키면 따라 실내기 2의 냉방용량은 실내기 2를 통과하는 냉매유량과 비례하여 증가하였으며, 실내기 1측의 냉방용량은 실내기 1의 냉매유량에 비례하여 감소하였다. 전자팽창밸브 2의 개도를 증가시킨 경우 시스템이 최대의 COP를 갖기 위해서 전자팽창밸브 1의 개도는 감소하였다. 이는 전자팽창밸브 2의 개도 증가시 증발압

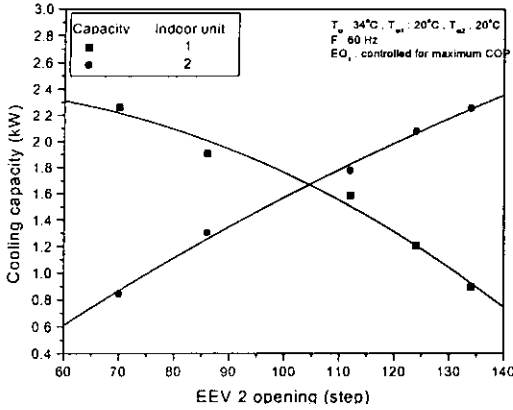


Fig. 8 Variation of cooling capacity with EEV 1 and 2 openings.

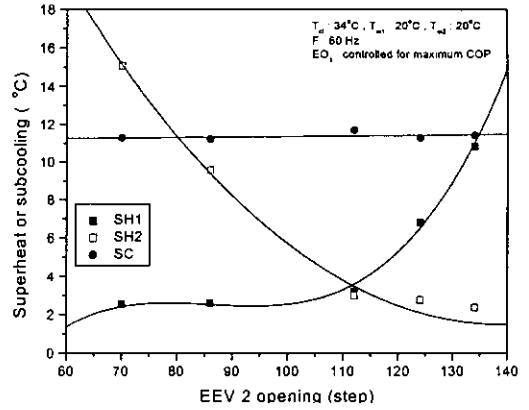


Fig. 10 Variation of superheat and subcooling with EEV 1 and 2 openings.

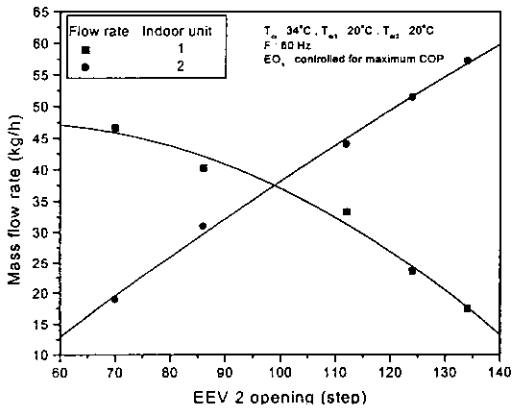


Fig. 9 Variation of mass flow rate with EEV 1 and 2 openings.

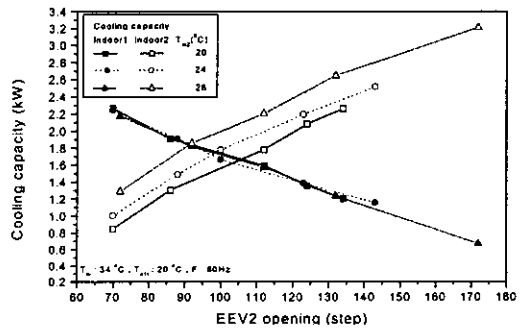


Fig. 11 Variation of capacity with EEV opening at different T_{ei2} .

력이 증가하고 실내기 2를 통과하는 냉매유량이 증가하므로 실내기 2측에서는 평균 열교환 온도 차이는 감소시킨다. 따라서 전자팽창밸브 1측의 개도를 감소시켜 실내기의 증발온도를 낮춤으로써 평균 열교환 온도 차이를 크게 하여야 실내기 2측의 냉방용량을 증대시킬 수 있다. 실내기 1측은 개도 감소로 인하여 유량이 감소하여 냉방능력이 감소하였다. 전자팽창밸브 2의 개도 증가로 실내기 2측의 냉방용량은 증가하였으나, 실내기 1측의 냉방용량 감소로 인하여 전체적인 냉방용량은 감소하였다. 이는 실내기 1측의 냉매유량 감소로 과열도가 증가하여 실내기 1에서의 열교환 효율이 감소하였기 때문이다.

Fig. 10은 압축기 주파수는 고정하고 실내기 2측의 냉방능력을 증대시키기 위하여 전자팽창

밸브 1과 2의 개도를 조절한 경우 과열도 및 과냉도 특성을 나타낸다. 전자팽창밸브 2의 개도가 증가함에 따라 실내기 2 출구의 과열도는 감소하고 실내기 1 출구의 과열도는 증가하여 과열도 불균형이 발생하였다. 즉 각 증발기 출구의 과열도가 4°C 이내의 값을 가질 때 시스템의 전체 냉방용량 및 COP는 최대의 값을 가지며, 실내기 한 쪽의 능력을 증대시키기 위해서는 과열도 불균형에 의한 손실로 전체 냉방용량 및 COP의 감소가 따르게 된다.

Fig. 11은 실내기 2의 입구온도가 변화할 때 실내기간 2차 유체 입구온도 차이에 따라 전자팽창밸브의 개도조절을 통하여 실내기 1과 2측의 냉방용량을 변화시킨 결과이다. 실내기간 온도 차이가 증가함에 따라 실내기 2를 흐르는 냉매유량이 증가하게 되어 실내기 2측의 냉방용량이 증가하므로 시스템의 전체적인 냉방용량이 커지며

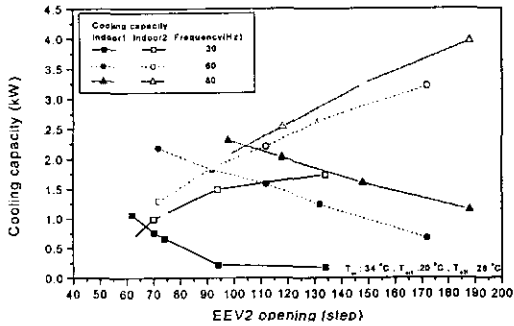


Fig. 12 Variation of capacity with EEV2 opening at different compressor speed.

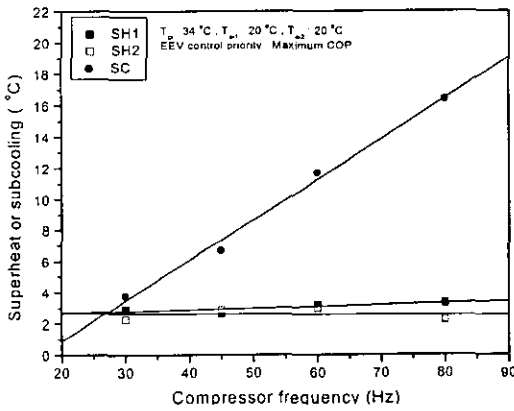


Fig. 13 Variation of superheat and subcooling with an compressor speed at $T_{ei2} = 20^{\circ}\text{C}$.

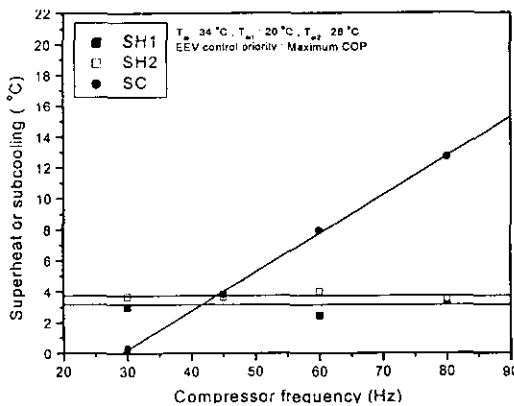


Fig. 14 Variation of superheat and subcooling with an compressor speed at $T_{ei2} = 28^{\circ}\text{C}$.

각 증발기의 냉방용량 조절폭도 커진다. 또한 실내기 2측의 냉방용량이 커짐에 따라 냉방용량 조절의 비대칭성이 커지게 되므로 각 증발기에서 필요로 하는 냉방용량 변화에 따른 시스템 성능 저하도 더욱 커진다.

Fig. 12는 실내기 온도 차이가 8°C일 때 각 주파수 영역에서 복수 전자팽창밸브 조절을 통한 용량조절 특성을 나타낸 것이다. 압축기 주파수 변화시에도 전자팽창밸브 1과 2의 개도 조합에 따른 용량조절 특성은 정격 주파수인 60 Hz에서와 동일한 경향을 나타냈다. 그러나, 압축기의 주파수가 증가함에 따라 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 각 실내기의 용량 차이가 더 크게 나타났다. 그러므로 각 실내기가 필요로 하는 냉방용량을 효과적으로 조절하기 위해서는 압축기와 복수의 팽창밸브를 동시에 조절하여야 한다.

Fig. 13과 Fig. 14는 실내기 온도 차이가 0°C 및 8°C일 때 압축기 주파수 변화시에 시스템이 최대의 효율을 갖도록 전자팽창밸브 1과 2를 조절된 경우의 과냉도와 과열도를 나타낸다. 압축기 주파수가 증가하여도 과열도는 4°C 부근에서 최대의 COP를 나타냈으며, 과냉도는 주파수와 비례하여 증가하였다. 그러므로 시스템을 효율적으로 운전하기 위해서는 부하조건에 따라 압축기 주파수 변화시에도 전자팽창밸브 1과 2로 실내기 1 및 2의 출구 과열도를 4°C 부근에서 각각 조절하도록 제어할 경우 최대의 성능을 얻을 수 있을 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 2실형 물대물 가변속 멀티형 열펌프를 제작하여 실내기 부하 차이에 따른 냉방 시험을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전자팽창밸브의 개도를 고정한 경우 실내기 2의 부하변화는 실내기 1의 증발과정에 큰 영향을 미치지 않았으나 부하 증가에 대응하기 위해 전자팽창밸브 2의 개도를 증가시켜 실내기 2의 냉매유량을 증대시키면 각 증발기 출구가 하나로 합쳐지는 구속조건 때문에 시스템 증발압력이 상승하므로 실내기 1의 냉방용량이 감소하였다. 이로써 멀티형 열펌프의 복수 전자팽창밸브 조절을 통한 각 실내기의 유량분배 및 용량조절 계통이 제어출력간의 상호관계가 큰 다중입출력

시스템임을 알 수 있었다.

(2) 압축기 주파수가 고정된 상태에서 실내기 2의 냉방용량을 증대시키기 위해서는 실내기 1의 냉방용량 저하는 필연적인 현상임을 이해할 수 있었다.

(3) 각 증발기의 유량분배 및 용량조절 특성에 있어서 실내기간 입구 2차 유체 온도차가 큰 영향을 미쳤으며, 실내기간 온도 차이가 커질수록 실내기의 용량조절폭이 커지지만 용량조절의 비대칭성이 커지기 때문에 시스템의 성능이 최대가 되는 기준 개도조건을 벗어날 경우 성능 저하가 커진다.

(4) 압축기 및 각 실내기 사이의 부하 차이가 변하여도 복수의 전자팽창밸브의 개도조절을 통한 유량분배 및 용량조절 특성은 동일한 경향을 나타내었으며, 압축기 주파수 증가시에는 실내기 사이의 용량 비대칭성이 증가하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 에너지기술 학술진흥사업(99-E-ID03-P-01)의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Jung, D. S., Kim, M. and Kim, M. S., 1999, PID control of multi-type heat pump system, Proceedings of the SAREK, pp. 541-545.
2. Hwang, Y. J., Kim, Y. G., Park, J. H. and Kim, C. M., 1998, The effects of compressor speed and electronic expansion valve opening on the optimum design of inverter heat pump at various heating loads, International Conference on Research and Advanced Energy System for 21st Century, RAES99-766.
3. 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.
4. Yasuda, H., Ishibane, K., and Nakayama, S., 1992, Evaporator superheat control by an electrically driven expansion valve, Trans. of the JAR, Vol. 5, No. 2, pp. 147-156.
5. Fujita, Y., Kubo, T. and Suma, S., 1992, Multi air conditioner with two indoor units, Refrigeration, Vol. 67, No. 772, pp. 171-176.
6. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., and Peskin, A. P., 1998, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures (REFPROP 6.0), NIST, Gaithersburg, MD., U.S.A.
7. Nancy, B. M. S., 1990, Modeling and simulation of a water-to-water heat pump incorporating superheat control, M. S. Thesis, Univ. of Waterloo, Ontario, Canada.