

용량 가변 및 유량변화에 따른 지열원 물대물 열펌프 유닛의 충전량 변화에 따른 성능 특성

조찬용*, 최종민**

Influence of Refrigerant Charge Amount on the Performance of a Water-to-Water Type Ground Source Heat Pump with a Variation of Compressor Speed and Water Flow Rate

Chanyong Cho* and JongMin Choi**

Abstract

The objective of this study is to investigate the effects of the refrigerant charge amount on the performance of a water-to-water ground source heat pump with a variation of compressor speed and the secondary fluid flow rate. The water-to-water ground source heat pump was tested by varying refrigerant charge amount from -40% to 20% of full charge. Compressor speed was changed from 30 Hz to 75 Hz and the secondary fluid flow rate was adjusted from 6 LPM to 14 LPM. For all test conditions, EWTs of an indoor heat exchanger and an outdoor heat exchanger were maintained at standard conditions of ISO 13256-2. The slope of the COP with the variation of charge amount is much steeper at undercharged conditions than that at overcharged conditions. For all compressor speed, the variation of the system performance according to charge amounts showed the similar trends. However, the optimum charge amount of the system increased a little with an increment of compressor speed. When the secondary fluid flow rate decreased, the system was optimized at higher refrigerant charge amount conditions.

Key words

Ground source heat pump(지열원 열펌프), Charge(충전량), Performance(성능), COP(성적계수), Water flow rate(유량), Variable speed compressor(가변속 압축기)

(접수일 2011. 11. 21, 수정일 2011. 12. 13, 게재확정일 2011. 12. 13)

* 국립한밭대학교 기계공학과 대학원

■ E-mail : chanyongcho@gmail.com ■ Tel : (042)821-1462 ■ Fax : (042)821-1462

** 국립한밭대학교 기계공학과

■ E-mail : jmchoi@hanbat.ac.kr ■ Tel : (042)821-1731 ■ Fax : (042)821-1462

1. 서론

최근 에너지 절약 및 환경오염 문제를 해결하기 위하여 신·

재생에너지를 적용한 냉난방 시스템의 보급율이 증가되고 있다. 신·재생에너지를 적용한 시스템 중에 지열원 열펌프는 현존하는 냉난방 방식 중에서 가장 효율이 높고 환경 친화적

인 시스템으로 그 사용 및 기술 개발이 증가되고 있다.⁽¹⁾

많은 열펌프 시스템에서 부하변화에 대응이 용이하고, 부분 부하에서의 성능 향상을 통한 연간 성능 향상을 위하여 열펌프 시스템에 가변속 압축기를 채용하고 있다. 하지만, 현재까지 대부분의 지열원 열펌프 시스템의 열펌프 유닛은 정속형 압축기를 채용하고 있다. 최근에는 지열원 열펌프 시스템의 연중 운전성능 평가를 위해 연간성능 계수(Annual performance factor : APF)를 도입하여 지열원 열펌프 시스템의 실제적인 연간 운전효율과 에너지 절감량을 평가하기 위한 연구 및 개발이 진행되고 있다. 또한, 지열원 열펌프 시스템은 주로 물대물 시스템으로 보급되었으며, 대부분의 경우 정속형 펌프를 적용하여 순환수 유량이 일정하다. 하지만, 부하에 따라 유량 가변을 통한 순환펌프 소요동력 저감 및 공조공간내의 정밀한 온도 제어의 필요성이 증가하고 있다.⁽²⁾

지열원 열펌프 시스템은 열펌프 유닛과 지중열교환기로 구성된다. 시스템의 최적화를 위해서는 고효율의 지열원 열펌프 유닛을 적용하고, 지중열교환기를 최적 설계하여야 한다. 지열원 열펌프 유닛의 성능을 향상시키려면 압축기 효율이 높아야 하고 시스템을 구성하는 부품들이 서로 최적화되도록 설계되어야 한다. 또한, 냉매 충전량이 적거나 많은 경우 시스템의 성능이 저하되며 시스템의 신뢰도를 저하시킬 수 있으므로 최적의 냉매량을 시스템에 충전시키는 것은 매우 중요하다.⁽³⁾

Houcek and Thedford⁽⁴⁾는 최적충전량 이외의 영역에서는 시스템의 용량과 성능계수(COP)가 최적충전량에 비하여 점차 감소한다고 보고하였다. Stoecker et al.⁽⁵⁾은 최적충전량에서 모세관을 포함한 시스템과 온도식 팽창밸브(Termostatic Expansion Valve; TXV)를 포함한 시스템의 성능을 비교하였으며, TXV를 팽창장치로 사용한 시스템의 계절성능(Seasonal Energy Efficiency Ratio; SEER)이 높게 나타난다는 결과를 얻었다. 또한 Choi and Kim⁽⁶⁾은 전자팽창밸브(Electronic Expansion Valve; EEV)를 포함한 팽창장치의 변화에 따른 대체냉매 적용 열펌프 유닛의 충전량 변화에 성능 분석을 수행하였으며, 충전량 최적화에 관한 열펌프 유닛 최적화 알고리즘을 제시하였다.

현재까지 대부분의 열펌프 시스템의 충전량 관련 연구는 공기열원에 대하여 수행되었다.^(4,5) 특히, 압축기와 2차유체 순환 유량을 정격 조건으로 고정하고, 냉매량과 팽창장치 변

화에 따른 연구가 주로 수행되었다.⁽⁶⁾

최근에는 지열원 열펌프 시스템의 연간 성능을 향상시키기 위한 노력과 함께 기존의 보일러를 완전 대체하여 열펌프 시스템을 보급하기 위하여 고온수 제조와 함께 부하측 요구조건에 따라 온수 생성 온도 가변의 필요성이 증가되고 있다. 또한, 열펌프 유닛의 연간 성능 향상과 함께 냉온수 공급 유량 제어를 통한 순환펌프 소요동력 저감을 위한 시스템 제어에 관한 연구가 진행되고 있다.

본 연구에서는 지열원 열펌프 시스템의 핵심 설비인 열펌프 유닛의 압축기 용량 가변 및 2차유체의 유량변화에 대하여 냉매 충전량 변화에 따른 실험적 연구를 통하여 지열원 열펌프 시스템의 최적화와 신뢰성 확보를 위한 냉매량 최적화에 관한 기반 기술을 제공하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 운전조건 및 냉매 충전량 변화에 따른 지열원 물대물 열펌프 유닛의 성능을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. 열펌프 유닛은 인버터에 의해 용량 가변이 가능한 가변속 왕복동식 압축기, 2개의 관형 열교환기(실내열교환기, 실외열교환기) 및 팽창장치로 구성하였다. 각 요소 기기는 7kW급으로 선정하였다. 팽창장치는 전자팽창밸브(EEV)를 사용하였으며, 전자팽창밸브는 1-2상 여자 스텝모터로 구동하였다. 실내열교환기와 실외열교환기로의 2차유체 유입 온도 조건은 전기히터와 냉동기로 구성된 각각의 항온조를 이용하여 조절하였다. 열펌프 유닛의 작동유체로는 R134a 냉매를 적용하였다.

실내열교환기와 실외열교환기의 입출구 2차유체 온도는 Pt 100Ω의 RTD를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ 이다. 시스템의 압축기 소비전력은 적산전력계로 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 $\pm 0.2\%$ 이다. 성능분석을 위하여 시스템 주요 부위의 온도, 압력, 유량 등을 각각 T형 열전대, 압력계 및 코리올리 타입 질량유량계를 이용하여 측정하였다. 열전대와 압력계의 정확도는 각각 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 와 $\pm 4.5\text{kPa}$ 이며, 질량유량계의 정확도는 측정값의 $\pm 0.2\%$ 이다. 지중순환수와 부하측 순환수로 물을 사용하였으며, 순환수 유량은 마그네틱방식 체적 유량계로 측정하였으며, 정확도는 측정값의 $\pm 0.3\%$

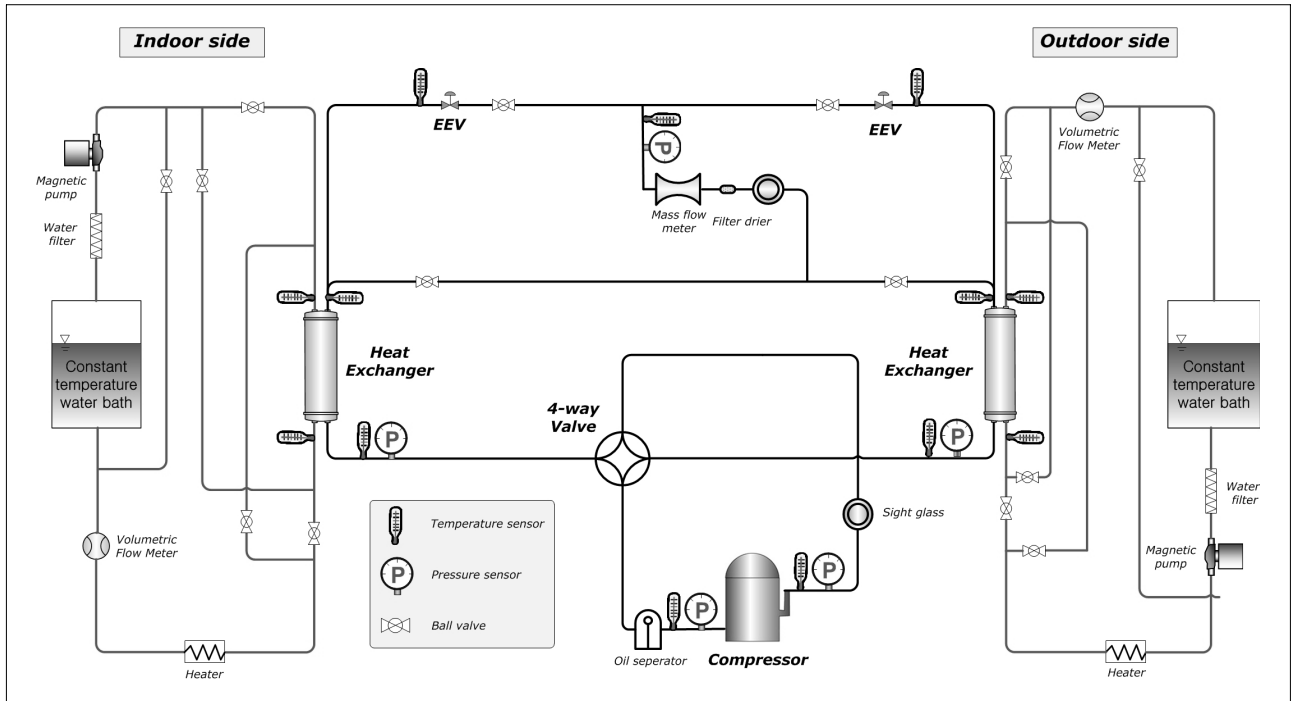


Fig. 1 Schematic diagram of a geothermal water-to-water heat pump test rig.

이다.

일반적으로 열펌프의 유닛의 표준충전량은 냉방모드에서 선정된다. 하지만, 최근 고온수 제조 및 온수 생성온도 변화 등을 위해 열펌프 유닛의 용량 가변폭과 2차유체 순환수 변화량이 주로 난방모드에서 크게 나타난다. 따라서, 본 연구에서는 표준충전량은 냉방모드에서 선정하고, 압축기 용량 가변과 순환수 유량 변화에 따른 충전량 변화 성능 실험은 난방모드에서 실시하였다.

물대물 열펌프 유닛 성능 시험 규격인 ISO 13256-2⁽⁷⁾ 규격에 준하여 표준충전량을 선정하였다. 표준충전량 선정을 위한 냉방모드에서 실내열교환기와 실외열교환기 입구 2차유체 온도는 각각 12°C와 25°C이다. 표준충전량 선정 시에 시스템 최적화 변수는 COP를 사용하였다. 표준충전량을 결정한 뒤에 시스템을 진공시킨 후 표준충전량 대비 -40%부터 +20%까지 충전량을 변화시키며 난방모드에서의 성능 실험을 수행하였다. 압축기 회전수 및 2차유체 유량 변화와 충전량 변화시에 전자팽창밸브의 개도를 함께 변화시켰다.

난방모드에서의 실내열교환기와 실외열교환기 입구 2차유체 온도는 ISO 13256-2 규격에 준하여 각각 40°C와 5°C로 고정하였다. 압축기 회전수는 30Hz에서 75Hz의 범위에서 변

화시켰으며, 2차유체 순환유량은 6LPM에서 14LPM의 범위에서 변화시켰다. 각 운전 조건에서 전자팽창밸브는 일정개도와 열펌프 유닛 COP가 최대가 되도록 조절하였다.

각 실험조건에서 시스템의 온도, 압력, 유량, 소비전력을 측정하였으며, 모든 데이터는 시스템이 안정된 후 2초 간격으로 40분간 측정 및 저장하였다. 용량은 실내열교환기 입출구 2차유체의 온도 및 유량을 사용하여 계산하였으며, 실험의 신뢰성 확보를 위해 냉매측 열량과 비교하였다. 냉매 측에서 산정한 용량과 2차유체를 사용하여 산정한 용량은 모든 실험조건에 대하여 5% 이내에서 서로 일치하였다. 냉난방 용량과 COP의 불확실성은 각각 3.1%와 3.2% 이내로 나타났다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig. 2 및 3은 표준충전량 선정을 위한 냉방모드에서 충전량 변화에 따른 열펌프 유닛 COP와 냉매유량 변화를 나타낸다. 모든 전자팽창밸브 개도에 대하여 저충전량 영역에서 충전량 변화에 따른 COP 변화율이 과충전 영역에서의 변화율보다 크게 나타났다. 저충전 영역에서는 충전량이 감소함에

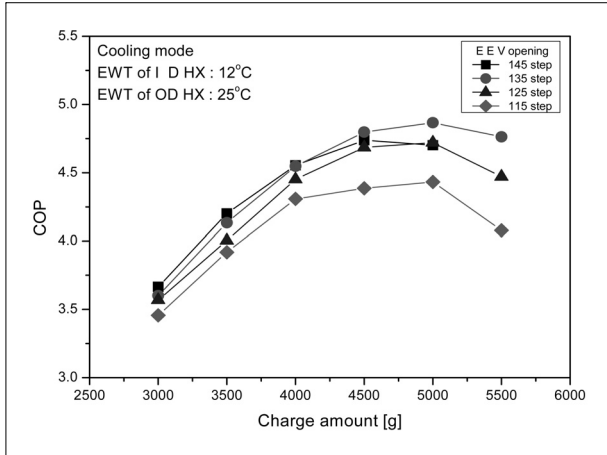


Fig. 2 COP according to charge amount at cooling mode.

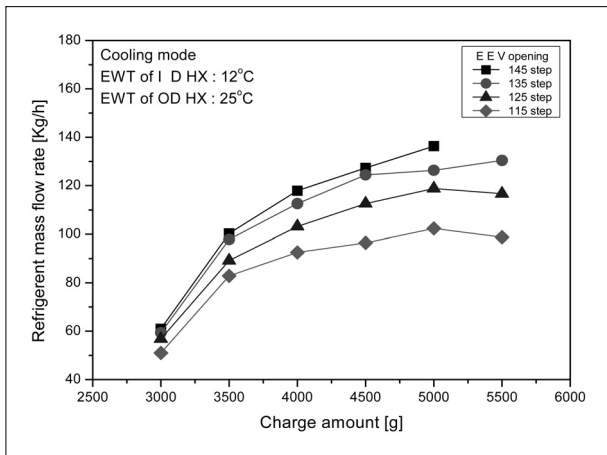


Fig. 3 Refrigerant mass flow rate according to charge amount at cooling mode.

따라 압축기 입구온도 상승으로 인하여 압축기 체적효율이 감소하고, 시스템의 냉매유량이 감소하여 냉방용량이 크게 감소하였다. 과충전 영역에서는 충전량 증가에 따라 고압측에 액상의 냉매량이 증가하여 응축압력과 증발압력이 증가한다. 이로 인해 실내기의 증발온도와 2차유체와의 온도차이가 감소하지만 냉매유량이 증가하여 충전량의 증가에 따른 용량 감소폭이 저충전량 영역에서보다 작으므로 냉매 충전량 증가에 따른 COP 감소율이 작게 나타났다.

냉방모드에서 충전량 변화에 따른 성능은 기존의 연구와 유사한 경향성을 나타냈다.⁽⁴⁾ 냉방모드에 대하여 실외열교환기 2차유체 입구온도 25°C와 실내열교환기 2차유체 입구온도 12°C의 표준조건에서 COP 기준 최적의 냉매충전량은 5000g

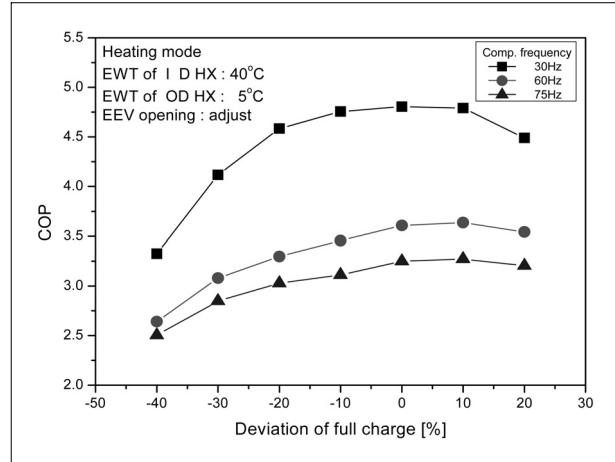


Fig. 4 COP according to charge amount with different compressor speed.

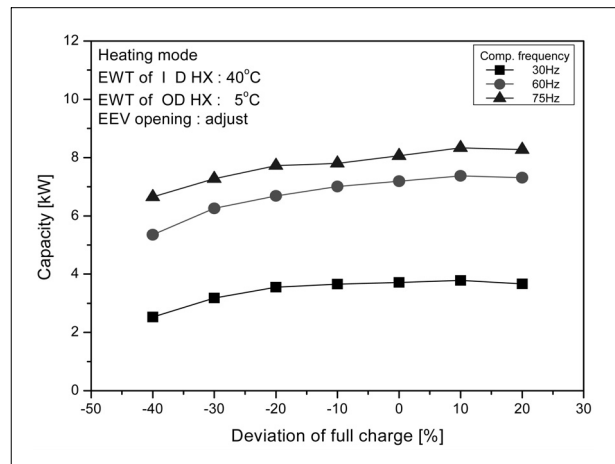


Fig. 5 Capacity according to charge amount with different compressor speed.

에서 나타났다. 따라서, 이후 각 운전조건에서의 성능 실험과 분석은 표준충전량을 기준으로 충전량의 상대적 변화에 따라 수행하였다.

Fig. 4, 5는 난방운전모드에 대한 표준조건에서 압축기 주파수가 30Hz, 60Hz, 75Hz 일 때, 충전량 변화에 따른 COP 및 난방용량의 변화를 나타낸다. 이때, 전자팽창밸브는 COP가 최대의 값을 갖도록 조절하였다. 모든 압축기 회전수 영역에 대하여 저충전 영역에서의 COP 감소폭이 과충전 영역에서보다 크게 나타났다. 압축기 회전수가 증가함에 따라 과충전 영역에서의 COP 저하율이 감소하였다.

압축기 주파수가 낮은 경우 저충전량 영역에서의 냉매량

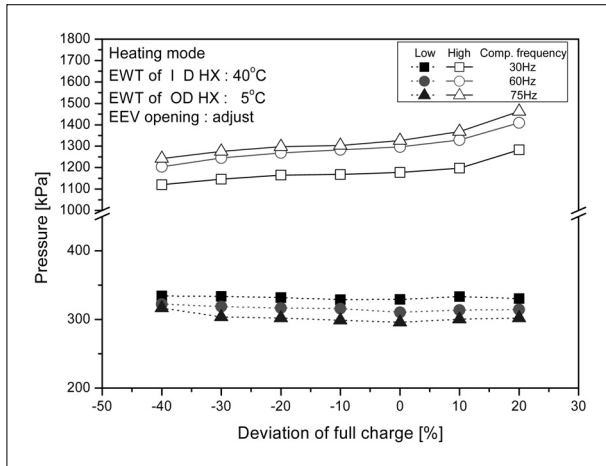


Fig. 6 Pressure according to charge amount with different compressor speed.

감소에 따른 COP 감소폭이 증가하였다. 저충전량 영역에서의 냉매 충전량이 감소함에 따라 과냉도 감소로 냉매 순환유량이 감소한다. 압축기 주파수가 낮은 경우 압축기 주파수가 높은 영역에 비하여 응축압력이 감소하여 실내열교환기에서 냉매와 2차유체와의 온도차이 감소가 증가한다(Fig. 6). 응축압력 감소로 소비전력도 감소하지만, 냉매 순환유량 감소폭과 실내기에서의 냉매와 2차유체와의 온도차이 감소폭이 증가하여 난방용량 감소폭이 소비전력 감소폭보다 크게 되면서 압축기 주파수가 낮은 경우에 냉매량 감소에 따른 COP 저감율이 압축기 주파수가 높은 경우보다 크게 나타났다.

과충전 영역에서는 압축기 회전수 증가에 따라 고압의 상승에 따른 액상 영역 증가로 전자팽창밸브의 개도가 증가하고, 냉매 순환유량 증가폭이 압축기 회전수가 낮은 경우에 비하여 증가함에 따라 실내기 난방용량 증가폭이 저주파수 영역보다 커서 냉매충전량 증가에 따른 COP 감소폭이 감소하였다.

압축기 주파수 증가시의 최적충전량은 표준충전량 보다 다소 큰 지점에서 나타났다. 이는 압축기 주파수 증가시에 전자팽창밸브를 최적으로 조절한 경우 응축압력 증가로 액상영역이 증가하여 과냉도가 증가함에 따라 시스템 고압측의 냉매량이 증가하기 때문이다. 압축기 주파수 30Hz에서는 최적충전량이 표준충전량과 유사하였으나, 75Hz에서는 표준충전량 대비 약 +10% 과충전 영역에서 최적충전량이 나타났다.

압축기 주파수 30Hz이고 -40%의 저충전 영역에서의 COP는 표준충전량 대비 30.83% 감소하였고, 75Hz에서는 23.09%

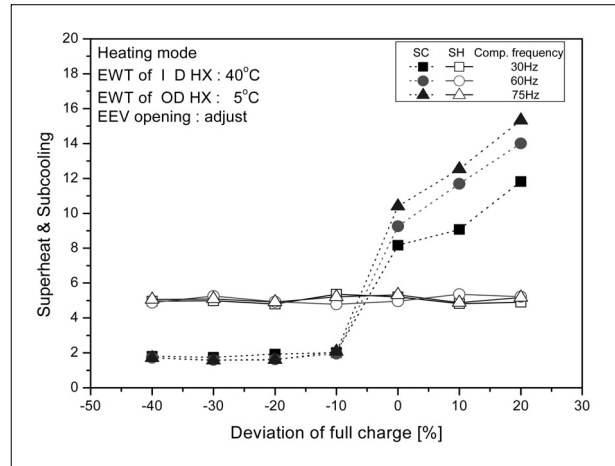


Fig. 7 Superheat and subcooling according to charge amount with different compressor speed.

감소하였다. 압축기 주파수가 30Hz이고 표준충전량 대비 +10%, +20%의 과충전 영역에서의 COP는 표준충전량 대비 각각 0.21%, 6.67% 감소하였고, 75Hz에서는 각각 +0.62%, -1.54%로 변화되었다.

Fig. 7은 서로 다른 압축기 주파수 조건에서 충전량 변화에 따른 과열도 및 과냉도 변화를 나타낸다. 모든 주파수 조건에서 과열도는 5°C 부근에서 최적의 성능이 나타났다. 표준충전량 대비 저충전 영역에서는 냉매량 부족으로 모든 압축기 주파수 조건에서 과냉도가 거의 나타나지 않았다. 과충전 영역에서는 압축기 주파수가 높은 영역에서의 과냉도가 저주파수 영역에 비하여 크게 나타났다. 이는 과충전 영역에서 압축기 회전수 증가로 고압측 압력이 상승하여 액상 영역 증가하였기 때문이다.

Fig. 8, 9는 표준 난방조건에서 서로 다른 2차유체 유량에 대하여 충전량 변화에 따른 열펌프 유닛 COP 및 난방용량의 변화를 나타낸다. 모든 유량조건에 대하여 저충전 영역에서의 COP 감소폭이 과충전 영역에서보다 크게 나타났다. 2차유체 유량 변화에 따라 저충전 영역에서의 충전량 변화에 따른 COP 변화기울기는 유사하였으나 상대적으로 저유량 영역에서의 COP 감소폭은 크게 나타났다. 과충전 영역에서의 2차유체 유량증가에 따른 COP 감소폭은 증가하였다.

14LPM의 2차유체 유량조건에서 표준충전량 대비 -20%, -40%의 저충전 영역에서의 COP는 표준충전량 대비 각각 4.58%, 26.26% 감소하였고, 6LPM에서는 각각 12.13%, 31.54% 감소하였다. 14LPM에서 +10%, +20%의 과충전 영역에서의

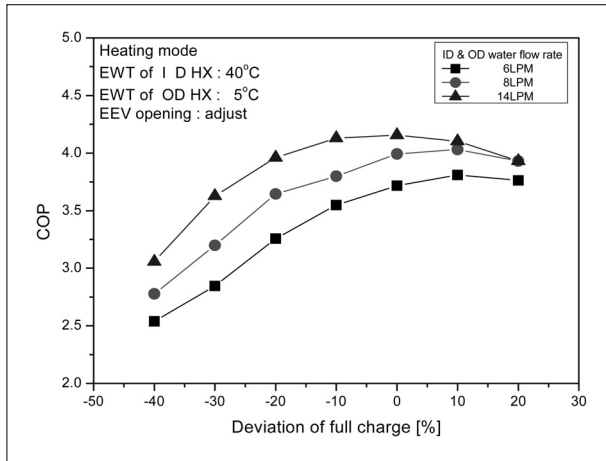


Fig. 8 COP according to charge amount with different water flow rate.

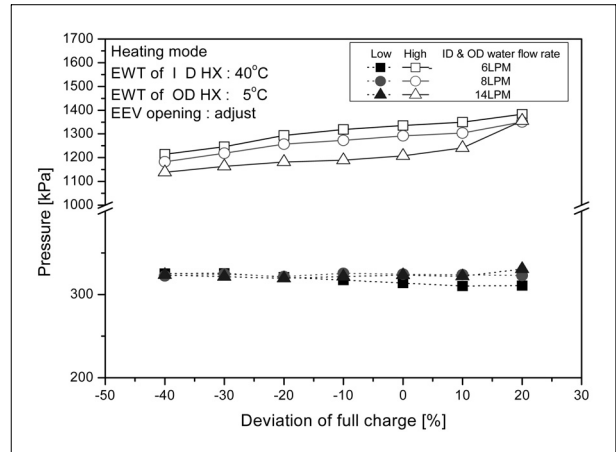


Fig. 10 Pressure according to charge amount with different water flow rate.

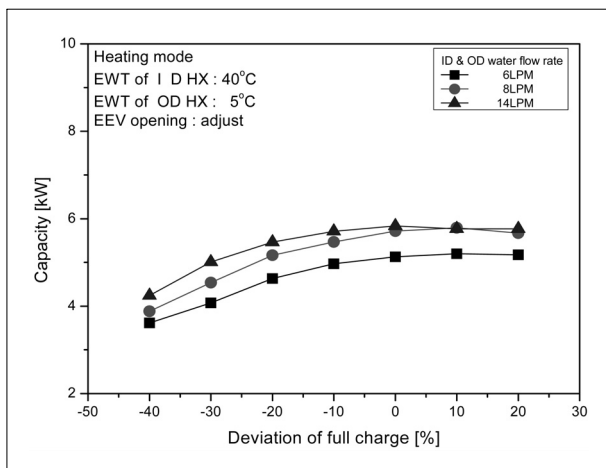


Fig. 9 Capacity according to charge amount with different water flow rate.

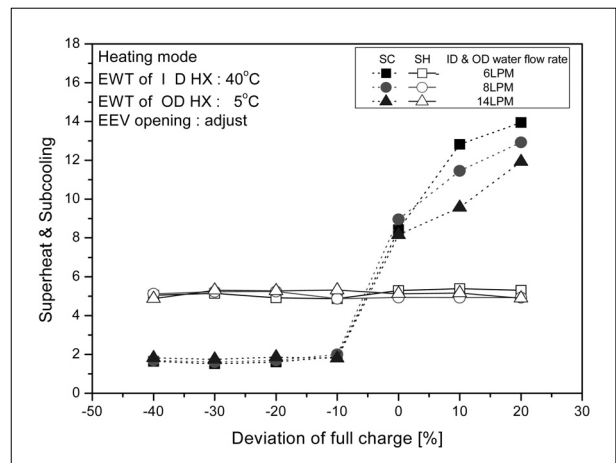


Fig. 11 Superheat and subcooling according to charge amount with different water flow rate.

COP는 표준충전량 대비 각각 1.20%, 5.30% 감소하였고, 6LPM에서는 각각 2.42%, 1.35% 증가하였다.

2차유체 순환유량이 감소함에 따라 열펌프 유닛 최적충전량은 표준충전량 대비 높은 영역에서 나타났다. 이는 2차유체 순환유량 감소에 따라 열교환기에서 냉매와 2차유체와의 열교환량이 감소하므로 과냉도를 증가시켜 냉매 순환유량을 증가시키기 위하여 고압측의 액상영역이 증가하여야 하기 때문이다. 14LPM에서는 표준충전량에서 최대 COP를 나타냈으나, 6LPM과 8LPM에서는 표준충전량 대비 +10%에서 최적충전량을 나타냈다.

Fig. 10, 11은 서로 다른 2차유체 순환유량에 대하여 충전

량 변화에 따른 열펌프 유닛 압력 및 과열도, 과냉도의 변화를 나타낸다. 모든 충전량조건에서 2차유체 순환유량이 감소함에 따라 응축압력은 증가하였다. 이는 실내열교환기에서의 열교환량이 감소하였기 때문이다. 모든 2차유체 유량 조건에서 충전량이 변화되어도 과열도는 5°C 부근에서 최적의 성능을 나타냈다. 모든 유량 조건과 저충전량 영역에서는 냉매량 부족으로 과냉도는 매우 작은 값을 나타냈다. 2차유체 유량이 감소함에 따라 과충전 영역에서는 과냉도가 증가하였다. 이는 2차 유량 감소에 과열도가 감소하므로 이를 보상하기 위하여 전자팽창밸브 개도가 감소하고 응축압력이 증가하여 실내열교환기 내부의 포화영역이 감소하기 때문이다.

4. 결론

지열원 열펌프 유닛의 기초 성능 확보와 최적화를 위하여 압축기 회전수와 2차유체 순환유량 변화에 따른 성능 실험을 수행하였다.

모든 압축기 회전수에 대하여 저충전 영역에서의 열펌프 유닛 COP 변화가 과충전 영역에서의 변화보다 크게 나타났다. 압축기 회전수가 감소함에 따라 저충전 영역에서의 COP 변화폭이 크게 나타났다. 또한, 압축기 회전수가 증가함에 따라 최적충전량은 표준충전량 대비 약 10%의 과충전 영역에서 나타났다.

모든 2차유체 순환유량에 대하여 충전량 변화에 따른 성능 변화는 유사한 경향성을 나타냈다. 하지만, 2차유체 순환유량이 감소함에 따라 표준충전량 대비 과충전 영역에서 최대의 COP를 나타냈다.

압축기 회전수와 2차유체 순환유량이 변화되어도 충전량 변화에 따른 시스템 최대 성능은 과열도가 일정한 지점에서 나타났다.

후 기

이 논문은 2010년도 한밭대학교 교내학술연구비의 지원을 받아 수행한 결과입니다.

조 찬 용



2010년 한밭대학교 기계공학과 공학사

현재 한밭대학교 기계공학과 석사과정
(E-mail : chanyongcho@gmail.com)

References

- [1] Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., Curtis R., and Hellstrom, G., 2003, "Ground-Source Heat Pumps-A World Overview", Renewable Energy World, pp. 218-227.
- [2] Choi, J.C., Lim, H., Kang, S., Moon, J., and Kim, R., 2009, "Daily heating performance of a ground source multi-heat pump at heating mode", Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. *, pp. 527-535.
- [3] 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.
- [4] 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.
- [5] 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.
- [6] Choi, J.M. and Kim, Y., 2004, "Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions", 2004. Jun., International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 4, pp. 378-384.
- [7] ISO, 1998, "Water-source heat pumps- Testing and rating for performance ; Part 2: Water-to-water and brine-to-water heat pumps", ISO 13256-2.

최 종 민



1995년 고려대학교 기계공학과 공학사
1997년 고려대학교 기계공학과 공학석사
2002년 고려대학교 기계공학과 공학박사

현재 한밭대학교 기계공학과 교수
(E-mail : jmchoi@hanbat.ac.kr)