

수열원 냉난방 동시형 히트펌프 시스템의 실외 열교환기 유량제어를 통한 성능개선에 관한 연구

A Study on the Performance Improvement of a Simultaneous Heating and Cooling Water Source Heat Pump System by Controlling of the Refrigerant Flow Rate in an Outdoor Unit

배흥희(Heung Hee Bae)¹, 이동혁(Dong Hyuk Lee)², 이상헌(Sanghun Lee)¹,
김병순(Byengsoon Kim)¹, 안영철(Young Chull Ahn)^{3*}

¹LG전자 SAC 연구소, ²LG전자 HAE 연구소, ³부산대학교 건축공학과

¹SAC R&D Laboratory, LG Electronics, Gyeongnam 641-711, Korea

²HAE R&D Laboratory, LG Electronics, Seoul 153-802, Korea

³Department of Architectural Engineering, Pusan National University, Busan, 609-735, Korea

(Received November 1, 2012; revision received December 14, 2012)

Abstract The present study has conducted cycle design and control technology of a water source VRF heat pump system. Previously, study of a simultaneous heating and cooling in an air source VRF heat pump system has been conducted. However, performance data and design methods for simultaneous heating and cooling in a water source VRF heat pump system are limited in the literature, due to various system parameters and operating conditions. In this study, the operating characteristics and performances of a simultaneous heating and cooling heat pump system are carried out, in simultaneous operation modes. Control logics of an EEV are developed for flow rate control to the outdoor unit, and are verified. When the control logics are applied, the simultaneous cooling and heating performances are sufficiently achieved, and system COPs are increased by up to 23.4%.

Key words VRF(냉매유량가변), Water Source Heat Pump(수열원 히트펌프), Simultaneous cooling and heating (동시냉난방), Operating mode(운전모드), COP(성능계수)

† Corresponding author, E-mail: ycahn@pusan.ac.kr

1. 서 론

국내 시스템 에어컨 시장은 VRF(Variable Refrigerant Flow) 시스템을 이용하여 1대의 실외기로 냉방뿐만 아니라 난방 운전 까지 가능하게 된 제품이 출하되고 있는데, 최근에는 1대의 실외기에 연결된 각각의 실내기에서 냉방과 난방이 동시에 가능한 시스템(동시 냉난방형 시스템)이 널리 보급되고 있는 추세이다.

이런 동시 냉난방형 제품의 보급이 증가하는 이유는 건물의 공조 공간에 겨울철 난방이 필요한 사무실과 냉방이 필요한 전산실 등이 있을 경우 각각의 공조 조건에 맞게 냉난방 운전을 할 수 있어 소비자들의 다양한 요구를 만족할 수 있으며, 또한 동시 냉난방 히트펌프 시스템은 일반 히트펌프 시스템과 다르게 배열

을 회수하여 운전되므로 열효율을 30% 이상 높일 수 있는 고효율 시스템이다.

현재까지 수열원 히트펌프와 동시 냉난방 시스템 연구 동향을 살펴보면 Lee⁽¹⁾는 수열원 히트펌프의 사이클 설계 및 제어 기술 방법을 제시하였고, Joo⁽²⁾, Kang⁽³⁾ 그리고 Song⁽⁴⁾은 공기열원을 이용한 동시 냉난방 열펌프 시스템의 운전 모드별 성능 특성에 대한 실험적 연구를 수행하였고, Song⁽⁵⁾은 GHP 시스템을 이용한 동시 냉난방 시스템 사이클을 제안하였다.

기존 연구들은 수열원 히트펌프 및 공기 열원 동시 냉난방 시스템에 집중되어 왔으며 수열원을 이용한 동시냉난방 히트펌프 시스템에 관한 연구는 전무한 실정이다. 수열원을 이용한 동시 냉난방 시스템은 냉방 전용모드 또는 난방 전용모드로 운전할 경우 공냉식을

이용한 VRF 제품과 유사한 사이클로 운전되어 문제가 없다. 하지만 냉방과 난방 동시 운전 모드로 운전될 경우 공랭식을 이용한 시스템은 실외기 팬으로 실외 열교환기 유량제어가 가능하지만 수열원을 이용한 시스템은 실외기 팬이 없으므로 실외 열교환기 유량 제어가 어려워 시스템이 안정화되지 못함으로써 제품 성능 및 신뢰성에 문제가 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 수열원 시스템의 실외기 유량 제어를 할 수 있는 최적의 방안을 제안하고 이에 대한 성능변화를 실험적으로 분석하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치의 구성

Fig. 1에 동시 냉난방형 수열원 VRF 히트펌프의 성능을 평가하기 위한 실험장치의 개략도를 나타내었으며 냉방능력 58.0 kW, 난방능력 65.0 kW의 용량을 갖추고 있으며 장치는 실외기, 실내기, 배열 회수용 HRU (Heat Recovery Unit) 등으로 구성되어 있다. 수열원 VRF 히트펌프 실외기는 R410A 냉매를 사용하고 있으며, 압축기는 인버터 스크롤 압축기와 정속 스크롤 압축기를 한대씩 사용하였다. 그 외 관형 열교환기, 전자 팽창 밸브, 기액 분리기, 유분리기, 수액기 및 과냉각기 등의 장치가 설치되어 있다.

배열 회수용 HRU는 동시 냉난방 운전이 가능하게 하기 위해서 고압 가스관, 저압가스관, 고압 액관, 냉난방

절환용 솔레노이드 밸브, 냉난방 절환 시 소음 저감을 위한 평압 밸브, 과냉도 조절을 위한 과냉각기 및 과냉각용 전자 팽창 밸브 등으로 구성하였다. 본 장치는 동시 냉난방 운전이 가능해야 하기 때문에 실외기와 HRU까지는 3개의 배관이 설치되며 추가된 고압가스관은 난방 운전시 필요하고 HRU에서 실내기까지는 기존의 히트펌프 시스템과 동일하게 2개의 배관이 사용된다.

실내기는 운전 주파수 변경이 가능한 팬모터를 적용하였고, 핀-튜브 방식의 루버형 열교환기를 사용하였다. 실내기별 냉매 유량 조절을 위해 전자 팽창 밸브(EEV, Electric Expansion Valve)를 적용하였고 4Way 카세트형 실내기를 적용하였다.

2.2 수냉식 동시 냉난방 시스템의 운전조건 설정

일반적인 히트펌프 시스템에서는 운전모드가 냉방운전과 난방운전의 두 가지로 운전하게 되지만, 동시 냉난방 시스템에서는 총 4가지 운전 모드가 가능하다. 실내기가 냉방 또는 난방으로만 운전되는 냉방 또는 난방 전용 모드, 동시 냉난방 운전 시 냉방으로 운전되는 실내기 용량 비율이 난방으로 운전되는 실내기 용량보다 많은 냉방 주체 모드와 그 반대인 난방 주체 모드로 나눌 수 있다.

상기의 4가지 운전 모드는 공기열원과 수열원을 이용한 냉난방 동시형 히트펌프 모두 동일하며 냉방운전 또는 난방 운전 모드로 운전할 경우에는 일반 히트펌프

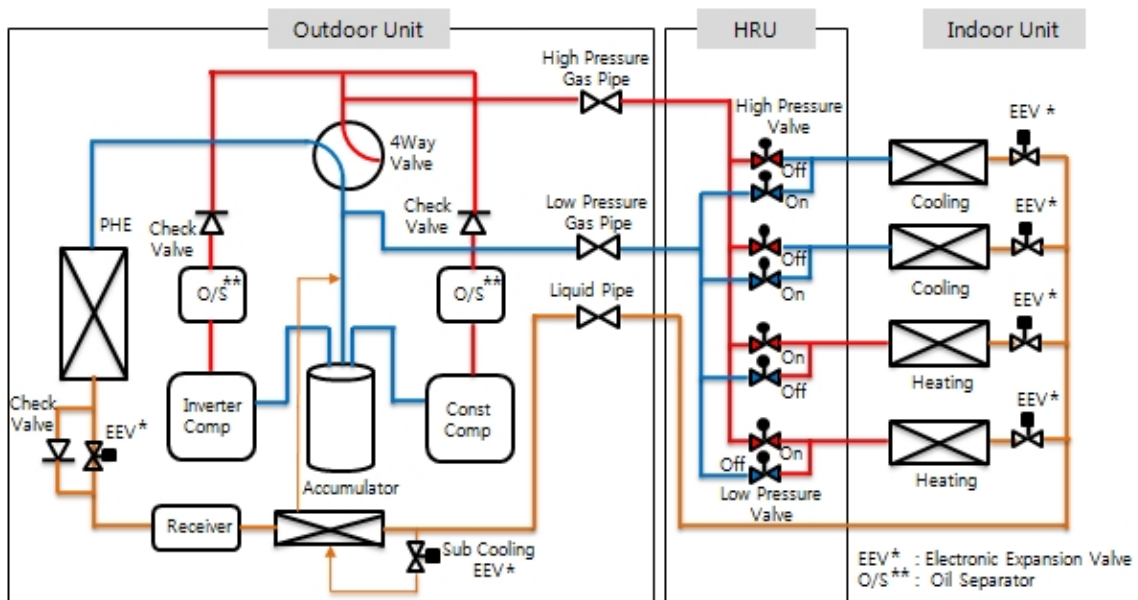


Fig. 1 Schematic diagram of simultaneous cooling and heating system.

Table 1 Comparison of control method between an air source and a water source VRF systems

Parameter		Compressor	EEV	ODU Fan
Air Source	Cooling	Low pressure control	Not Control	High pressure control
	Heating	High pressure control	Suction superheat control	Low pressure control
Water Source	Cooling	Low pressure control	High pressure control	Not Control
	Heating	High pressure control	Suction superheat control	Not Control

프에서 적용한 방식으로 운전해도 냉/난방 부하에 대응하는데 문제가 없지만, 냉방 주체 또는 난방 주체 운전 모드에서는 수열원을 이용한 히트펌프는 전체 시스템의 사이클 균형을 맞추기 위해 별도의 제어가 필요하게 된다. 냉방 주체 운전 모드의 경우 냉방으로 운전되는 실내기 용량이 난방으로 운전되는 실내기 용량 보다 많으므로 실외 열교환기는 응축 열량을 보완하기 위해서 응축기로 사용되며, 난방 주체 운전 모드의 경우 난방으로 운전되는 실내기 용량이 냉방으로 운전되는 실내기 용량보다 많으므로 실외 열교환기는 증발 열량을 보완하기 위해 증발기로 사용한다. 그리고 냉방 운전되는 실내기 용량과 난방 운전되는 실내기 용량이 동일할 경우 실외 열교환기는 증발 또는 응축 역할을 하지 않고 HRU와 실내기간의 열교환만 수행한다.

공냉식을 이용한 동시 냉난방 히트펌프는 냉방 주체 또는 난방 주체로 운전할 경우 실외 팬 제어를 통해서 실외 열교환기의 용량 제어가 가능하므로 안정적인 제어가 가능하지만 수열원을 이용한 동시 냉난방 히트펌프의 경우 실외 팬이 없으므로 실외 열교환기 용량을 제어할 방법이 필요한데, 수열원을 이용한 히트펌프는 냉방 주체 또는 난방 주체 운전 시 실외 열교환기 용량을 제어하기 위해서 실외기의 전자 팽창 밸브를 제어함으로써 안정적인 사이클 균형을 유지하도록 구성하여 실험을 수행하였다.

Table 1에는 공기열원 및 수열원 동시 냉난방 시스템의 제어방법을 비교하여 나타내었다. 수열원의 경우 실외기 팬 제어를 하지 않는 반면 전자팽창 밸브에 대한 냉방 및 난방시의 제어 알고리즘이 추가되어 있다. Table 2에는 구체적인 작동 온도조건 및 냉/난방의 운전 비율을 나타내었으며 그 외 운전조건은 표준 성능평가기준⁽⁶⁻⁸⁾을 참조하여 설정하였다. 특히 이 시험 조건들은 냉방 주체 또는 난방 주체 운전을 할 경우 사이클 안정화가 비교적 쉽지 않은 조건들이며 이 조건하에서 실외기의 전자팽창 밸브 제어 구현 전/후에 대해서 실내기측 냉/난방 취출 온도 및 COP를 비교 평가하였다. 측정 데이터는 히트펌프 시스템 내에 있는 고압센서, 저압센서, 실내기 및 실외기의 온도센서를 이용하여 측정하였으며 데이터를 컴퓨터로 전송받아 처리하였다.

Table 2 Test conditions of each cases

Case	Temperature (DB/WB)	Simultaneous operation ratio
1	IDU : 25℃/18℃	Cooling : 70%
	ODU : 15℃/8℃	Heating : 30%
2	IDU : 25℃/18℃	Cooling : 50%
	ODU : 15℃/8℃	Heating : 50%
3	IDU : 30℃/21℃	Cooling : 60%
	ODU : -5℃	Heating : 40%

3. 실험결과 및 고찰

3.1 Case 1에서의 냉난방 동시 운전 성능 특성

Fig. 2에는 냉방 운전 70%, 난방 운전 30%인 Case 1에 대한 실외기 전자팽창 밸브 제어 로직 변경 전후의 냉난방 온도변화 추이를 나타내었다. 제어 로직을 적용 안한 경우 냉방 주체 운전 시 사이클 안정화 후 전자팽창 밸브의 개도는 전개(Full open)되어 실외 열교환기 응축기 용량이 크므로 고압이 1,846 kPa, 저압은 791 kPa이고 응축온도 및 증발온도로 환산할 경우 31.3℃, 3.6℃이므로 냉방 운전 실내기는 정상적인 냉방이 가능하지만 난방 운전 실내기는 정상적인 난방이 어렵다는 것을 확인하였고, 이를 개선하기 위해 제어 로직을 적용하여 운전한 경우에는 냉방 주체 운전으로 전자팽창 밸브 개도를 전개시 대비 20% 개도값에서 사이클이 안정화 되었을 때 고압은 2,761 kPa, 저압이 908 kPa이므로 응축온도 및 증발온도로 환산하면 47.1℃, 7.7℃로 되어 정상적인 냉방 및 난방 운전이 가능한 것으로 나타났다. 이렇게 고압이 1,846 kPa에서 2,761 kPa까지 상승한 것은 전자팽창 밸브 개도를 목표 고압 제어하면서 개도가 전개에서 80% 감소한 값으로 감소시키면서 응축기로 가는 냉매를 실내기로 보내도록 하여 전체 시스템의 고압 상승이 달성되었다. 저압은 제어를 하지 않은 결과와 비교하면 압력 상승이 117 kPa, 온도로 환산하면 4.1℃ 정도 상승했으나 실제 증발온도가 3.6℃일 경우 취출 온도가 낮아서 인체에 불쾌감을 유발할 수 있으며 증발온도가 7.7℃인

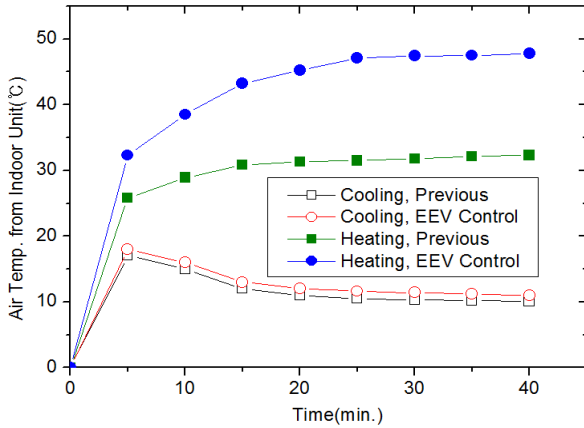


Fig. 2 Air temperature variations by controlling of EEV under the condition of Case 1.

경우 실제 취출 온도는 약 2~3°C 상승되므로 인체에 불쾌감을 유발하지 않는 보다 적절한 취출 온도라고 할 수 있다.

이러한 운전조건에서 압축기의 운전 상태는 제어 로직을 적용하지 않은 경우 정속압축기가 운전되고 인버터 압축기 주파수도 105 Hz까지 운전되지만, 제어 로직을 적용한 경우는 정속압축기가 운전되고 인버터 압축기는 66 Hz에서 안정화됨을 알 수 있었다. 이와 같이 인버터 압축기 주파수를 39 Hz 낮출 수 있는 것은 전자팽창 밸브의 제어를 통해 실외 열교환기로 흐르는 냉매량을 조절하여 실내기로 냉매를 보낼 수 있으므로 시스템의 냉방과 난방 능력은 상승하고 소비전력은 감소하여 시스템의 성능계수(COP)는 5.96에서 6.14로 6.7% 개선되는 것을 확인하였다.

3.2 Case 2에서의 냉난방 동시 운전 성능 특성

Fig. 3에는 냉방운전 및 난방운전이 동일한 비율일때의 냉난방 성능을 전자팽창 밸브 제어를 하지 않을 경우와 하는 경우에 대하여 비교분석 하였다. 실외기 전자팽창 밸브에 제어 로직을 적용하지 않은 경우 난방 주체로 운전되며 전자팽창 밸브는 흡입과열도 제어를 하며 개도는 전개 값의 40% 개도값에서 안정화되지만 실외 열교환기의 증발기용량이 커지므로 고압이 3,154 kPa, 저압은 1,196 kPa가 되어 응축온도 및 증발온도로 환산할 경우 각각 52.7°C, 16.3°C가 된다. 이 조건 하에서 난방 운전을 위한 실내기는 정상적으로 작동하지만 냉방 운전 실내기는 토출온도가 약 20°C 정도로 정상적인 냉방이 어렵게 된다. 반면 전자팽창 밸브에 제어 로직을 적용하여 운전한 경우에는 난방 주체 운전 모드로 운전되며 전자팽창 밸브의 개도를 고압 제어하면서 전개 값의 15% 개도값에서 사이클이 안정화 되었을

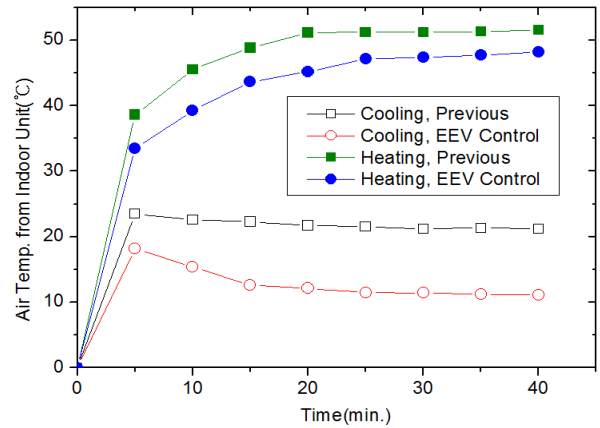


Fig. 3 Air temperature variations by controlling of EEV under the condition of Case 2.

때 고압 2,794 kPa, 저압 922 kPa를 나타내는데 이를 응축온도 및 증발온도로 환산하면 47.6°C, 8.1°C로 되어 정상적인 냉방 및 난방 운전이 가능함을 알 수 있다. 이렇게 저압이 1,196 kPa에서 922 kPa로 낮아진 것은 전자팽창 밸브를 목표 고압 제어 하면서 개도를 전개 값의 40%에서 15%로 감소시키면서 증발기 용량이 큰 부분을 적정 수준인 저압으로 낮출 수 있어 정상적인 냉방이 가능해지는 것으로 분석할 수 있다. 고압변화는 제어를 하지 않은 결과와 비교하면 압력이 360 kPa, 온도로 환산하면 5.1°C 정도 감소하지만 응축 온도가 47.6°C 일 경우 실제 취출 온도는 2~3°C 상승되므로 난방 운전에는 적절한 온도라고 할 수 있다. 이 조건에서 압축기의 운전 상태를 확인 해보면 제어 로직을 적용하지 않은 경우 정속압축기가 운전되고 인버터 압축기 주파수도 103 Hz까지 운전되며, 제어 로직을 적용한 경우는 정속압축기가 운전되고 인버터 압축기는 53 Hz에서 안정화됨을 알 수 있었다. 즉, 전자팽창 밸브의 제어를 통해서 실외 열교환기로 유입되는 냉매량을 조절하여 여분의 냉매를 실내기로 보낼 수 있으므로 시스템의 냉방과 난방 능력은 상승하고 소비전력은 감소하여 시스템 성능계수는 5.96에서 7.16으로 19.7% 개선되는 효과를 가져왔다.

3.3 Case 3에서의 냉난방 동시 운전 성능 특성

Fig. 4에는 냉방 및 난방운전의 비율이 60 : 40이며 실외의 건구온도가 -5°C인 경우에 대해서 냉난방시 전자팽창 밸브 제어로직의 적용 전후 특성을 비교하였다. 제어 로직을 적용하지 않은 경우에는 냉방 주체로 운전되며 전자팽창 밸브의 개도는 전개된 상태에서 시스템이 안정화되지만 실외 열교환기의 응축기 용량이 커지므로 고압이 1,160 kPa, 저압은 804 kPa이고, 응축온

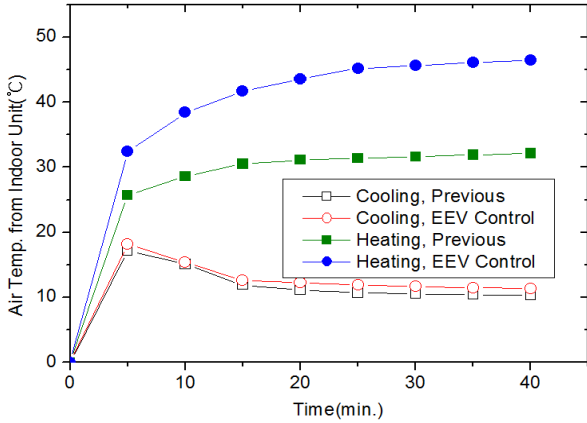


Fig. 4 Air temperature variations by controlling of EEV under the condition of Case 3.

도 및 증발온도로 환산할 경우 15.2°C, 4.1°C로 되므로 냉방 운전 실내기는 정상적인 냉방이 가능하지만 난방 운전 실내기는 정상적인 난방이 불가능한 것을 확인하였다. 제어 로직을 적용하여 운전한 경우에는 냉방 주체 모드로 운전되며 전자팽창 밸브의 개도를 고압 제어하면서 밸브의 개도가 전개값의 15%에서 사이클 안정화 되었을 때 고압이 2,729 kPa, 저압이 804 kPa가 되며 응축온도 및 증발온도로 환산 하면 46.6°C, 4.1°C로 되어 정상적인 냉방 및 난방 운전이 가능한 것을 알 수 있다. 이렇게 고압이 1,160 kPa에서 2,729 kPa까지 상승하고 응축온도가 31.1°C 증가한 것은 전자팽창 밸브의 개도를 목표 고압 제어하면서 개도가 전개에서 85% 감소한 개도값에서 안정화되어 응축기 용량이 과도하게 큰 부분을 적정 수준인 고압으로 올릴 수 있기 때문이며 정상적인 난방이 가능하게 되었다. 저압은 제어 로직을 적용하기 전후 압력이 동일하게 나타나며 증발 온도가 4.1°C이므로 실제 취출 온도는 2~3°C 상승되므로 냉방 운전에 무리가 없는 온도라고 할 수 있다. 이러한 운전 조건에서 압축기의 운전 상태를 확인해보면 제어 로직을 적용하지 않은 경우 정속 압축기가 운전되고 인버터 압축기 주파수도 40 Hz까지 운전되며, 제어 로직을 적용한 경우는 정속 압축기가 운전되고 인버터 압축기는 71 Hz에서 안정화됨을 알 수 있었다. 제어 로직을 적용하지 않은 경우 실외 온도가 낮아서 냉방 주체로 운전 시 압축기 주파수를 낮게 운전해도 목표 저압을 맞출 수가 있지만 난방 취출 온도가 낮아서 전체적으로 볼 때 정상적인 사이클로 판단하기는 어려우며, 제어 로직을 적용한 경우는 실외 온도가 낮고 냉방 주체로 운전했지만 전자팽창 밸브의 제어를 통해서 고압 제어가 가능하여 전체 사이클의 냉매 순환량이 많아지게 되므로 시스템의 냉방과 난방 능력은 상승하고 소비전력은 감소하여 시스템 성능계수는 5.62

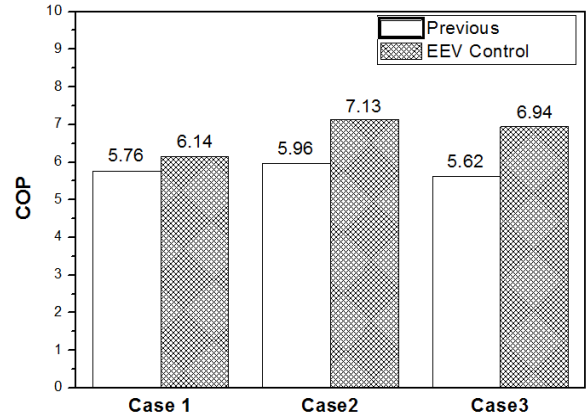


Fig. 5 Comparison of COP variations in each cases.

에서 6.94로 23.4% 개선되는 것을 확인하였다.

Fig. 5에는 Case 1~3의 경우에 대해 각각 전자팽창 밸브 제어로직을 적용하기 전과 후에 변화하는 시스템 성능계수를 비교하고 있으며 각각 적게는 6.7%에서 많게는 23.4%까지 증가함을 확인하였다. 시스템 성능계수가 증가되는 이유는 동시 냉난방 운전 시 실외 열교환기의 용량 제어를 통해서 압축기 주파수를 낮추더라도 실내/실외기간의 유량 밸런스를 맞출 수가 있으므로 시스템의 냉방과 난방 능력은 상승하고 소비전력은 감소하게 되므로 성능 계수가 증가하였다. 이러한 성능계수의 증가는 에너지 효율성의 증가를 의미하므로 본 연구를 통해 계절에 따른 여러 가지 운전 모드에 대해서도 안정적인 냉난방 특성을 확보함과 동시에 에너지 효율성을 증가시키는 결과를 도출하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 수열원을 이용한 VRF 동시 냉난방 시스템에 대해서 냉방과 난방 동시 운전 모드로 운전할 경우 실외 열교환기의 전자팽창 밸브 유량 제어를 통해서 냉방 및 난방 성능 변화 특성을 평가하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 동시 냉난방 모드로 많이 사용되는 운전 조건인 실내 25°C, 실외 15°C 조건에서 실내기 운전 모드를 냉방 운전 70%, 난방 운전 30%로 운전 시 실외 열교환기 유량 제어를 하지 않았을 경우 냉방 주체 모드로 운전되고 실외기 전자팽창 밸브 개도는 전개하면서 응축기 용량이 커져 고압이 낮게 형성되어 정상적인 난방이 어렵지만 유량 제어를 할 경우 전자팽창 밸브가 고압 제어를 통해서 전개 대비 80% 감소한 개도값으로 안정화되면서 고압이 915 kPa 상승되어 정상적인 냉방과 난방이 가능한 것을 확인하였다.

2) 실내 25°C, 실외 15°C 조건에서 실내기 운전 모드를

냉방 운전 50%, 난방 운전 50%로 운전 시 실외 열교환기 유량 제어를 하지 않았을 경우에는 난방 주체로 운전되며 전자팽창 밸브의 개도는 흡입 과열도 제어를 하면서 전개값의 40% 개도값에서 안정화되지만 저압이 높은 상태에서 안정화되어 정상적인 냉방 운전이 어렵게 된다. 그러나 실외 열교환기 유량 제어를 하면 전자팽창 밸브의 개도가 고압 제어를 통해서 전개 값의 15% 개도값에서 안정화되어 저압을 360 kPa 낮출 수 있어서 정상적인 냉방과 난방 운전이 가능한 것을 확인하였다.

3) 겨울철 조건인 실내 30℃, 실외 -5℃ 조건에서 실내기 운전 모드를 냉방 운전 60%, 난방 운전 40%로 운전 시 실외 열교환기 유량 제어를 하지 않았을 경우 냉방 주체로 운전하고 전자팽창 밸브의 개도가 전개하면서 응축기 용량이 커져 고압이 낮게 형성되어 정상적인 난방이 어려웠지만 실외 열교환기 유량 제어를 할 경우 고압 제어를 통해 전개값의 15%까지 개도가 감소하면서 안정화되어 응축온도를 31.1℃ 상승시켜 정상적인 냉방과 난방 운전이 가능한 것을 확인하였다.

본 연구를 통하여 수열원을 이용한 VRF 냉난방 시스템을 동시 운전 모드로 운전할 경우 실외기 전자팽창 밸브 제어를 통한 실외 열교환기 용량 제어가 매우 효과적임을 확인하였다.

후 기

본 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년과제)에 의하여 연구되었습니다.

참고문헌

1. Lee, D. H. and Jin, S. W., 2008, Cycle Design and control technology of water source heat pump systems of the SAREK, pp. 679-686.
2. Joo, Y. and Kim, Y., 2007, Numerical study on the performance of a simultaneous heating and cooling heat pump system of at each operating mode of the SAREK, pp. 370-375.
3. Kang, H. and Kim, Y., 2007, Experimental study on the performance of a simultaneous heating and cooling heat pump system of at each operating mode of the SAREK, pp. 679-686.
4. Song, I. and Kim, Y., 2008, The Performance of a simultaneous heat and cooling heat pump at various charging conditions of the SAREK, pp. 492-499.
5. Song, Y. S., 2003, Simultaneous heating and cooling heat pump system using GHP of the SAREK, pp. 51-56.
6. KATS, 2010, KS C 9306 Air Conditioner Standard
7. ASHRAE Standard, 1978, Methods of testing for rating unitary air conditioning and heat pump equipment, pp. 37-38.
8. ISO/DIS 15042. 2005, Multi-split air conditioners and air-to-air heat pumps-testing and rating for performance.