

## 냉매가열식 열펌프시스템의 성능특성에 관한 실험적 연구

김 상 혁, 박 윤 철<sup>\*</sup>

제주대학교 대학원, \*제주대학교 기계에너지시스템공학부

### An Experimental Study on the Performance of a Heat Pump with a Refrigerant Heating Device

Sang-Hyuk Kim, Youn Cheol Park<sup>\*</sup>

Graduate School of Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

\*Department of Mechanical Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756, Korea

(Received January 13, 2006; revision received July 14, 2006)

**ABSTRACT:** To improve heating performance of the heat pump in winter season, refrigerant heating device was applied to conventional heat pump. The refrigerant heating device operates at the heating capacity does not enough to the heating load requirement of the conditioning space. When the discharge air temperature of the indoor heat exchanger goes down to below 40°C which is criterion for comfort of the occupants in the conditioning space, the system also starts. The refrigerant heating system has new concept of auxiliary heating device for heat pump in winter. In this study, the system performance was analyzed through experiments and parametric study was conducted to improve the COP and control strategies.

**Key words:** Heat pump(열펌프), Multi driving(복합구동), Refrigerant heating(냉매가열)

### 1. 서 론

21세기에 접어들어 사회문화적 생활방식의 변화로 사람들이 실내공간에서 활동하는 시간이 나날이 길어지고 있다. 이에 따라 폐적한 실내공기 유지에 대한 관심과 더불어 주거환경에 있어서 폐적성에 대한 사용자의 욕구가 날로 증가함에 따라 공기조화기의 사용이 급증하고 있다.

공기조화기용으로 주로 사용되는 열펌프 기술은 높은 에너지 이용효율을 갖고 있으며, 냉동기와는 달리 저온부에서 열을 흡수하여 고온부에서 열을 방출하는 목적으로 만들어져 있으나 열역학적으로는 냉동기와 동일한 사이클을 이루고 있

다. 열펌프를 겨울철 난방용으로 사용할 때 외기온도가 낮아지면 열교환기 표면에 착상(frost)이 이루어지며, 착상은 열펌프시스템의 난방능력저하 및 효율감소를 가져온다. 열펌프시스템은 이러한 착상된 서리를 제거하기 위하여 주기적으로 제상운전을 수행하는데 제상운전시간 동안 난방이 정지되어 폐적성에 대한 문제점이 발생한다. 열펌프는 동절기에 외기온도가 떨어질 경우에 착상문제와 더불어 여러 가지 이유로 난방능력은 감소하기 때문에 외기온도의 감소에 반비례하여 증가하는 공조공간의 난방부하를 추종할 수 없다.

이와 같은 한계를 극복하기 위하여 현재 개발되어 있는 기술은 부하보다 큰 용량의 시스템을 설치하거나 혹은 정해진 시스템의 성능을 향상시키는 방법 및 부가적인 난방장치를 부착하는 방법으로 문제를 해결하고 있다. 하지만 부하를 추종하는 관점에 요구하는 부하보다 큰 용량의 열

<sup>\*</sup> Corresponding author

Tel.: +82-64-754-3626; fax: +82-64-756-3886

E-mail address: ycpark@cheju.ac.kr

펌프시스템을 설치하는 것은 소극적인 문제해결 방식이며, 적극적인 해결방법으로 열펌프의 동결기 성능향상을 위하여 노력하여야 하며, 이와 관련된 연구는 계속적으로 진행되고 있다.

저온에서의 난방성능 향상을 위한 방법 중의 하나로 가변속 압축기를 사용하는 방법이 있다. Rice and Fisher<sup>(1)</sup>는 정속 압축기를 사용하는 것 보다 가변속 압축기를 사용할 경우 전체적인 에너지 절약효과가 약 26.7%에 이른다고 보고하였으며, Fujita et al.<sup>(2)</sup>은 전자 팽창밸브와 로터리 압축기를 사용하여 2실형 멀티에어컨에 대하여 용량 및 유량제어 연구를 실시하여 단속운전효과가 부분부하성능에 미치는 영향과, 계절성능의 정격 성능 및 실험방법 등을 규정하기 위한 연구를 수행하였다.<sup>(3,4)</sup> Hori et al.<sup>(5)</sup>은 실험적으로 인버터형 열펌프의 정상상태 성능특성, 낮은 주파수에서의 단속운전으로 인한 효과, 높은 주파수에서의 제상효과를 결정하고 일본의 외기온도 데이터로 계절성능을 계산하였으며, 기존의 정속도 열펌프보다는 연간계절성능(annual performance factor, APF)이 15% 정도 높다고 하였다.

이러한 연구동향이 있는 반면에 난방에 있어서 보조열원을 이용하는 방법도 저온난방성능을 향상시킬 수 있는 방안 중의 하나이며, 이에 관한 연구로써 Yamakasi et al.<sup>(6)</sup>은 냉매가열식 버너를 개발하여 열펌프시스템에 적용함으로써 -20 °C의 혹한 시기까지 난방능력을 발휘할 수 있다고 하였다.

본 연구는 LPG 가스를 보조열원으로 활용하여 저온에서도 난방 페적감을 가져올 수 있도록 설

내기의 토출공기 온도가 40°C 이상이 되는 열펌프 기술개발에 목적이 있다. 본 연구를 통하여 열펌프가 여름철에 일시적으로 사용하는 냉방장치가 아니라 사계절 제품으로서 난방까지 가능하며, 난방에 있어서도 보조기능이 아닌 주 난방기로서의 역할을 수행할 수 있도록 하기 위한 기초 기술 개발에 중점을 두었다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 구성한 냉매가열 인버터 열펌프시스템의 개략도이다. 일반적인 에어컨디셔너의 난방운전에서 냉매의 흐름은 Fig. 1의 실선 방향으로 운전되며, 압축기에서 토출된 냉매는 실내 열교환기에서 열교환을 하고 전자팽창밸브를 지나 실외 열교환기에서 증발하게 되며 증발이 이루어진 후 4-way 밸브에서 압축기로 냉매가 유입되면서 한 사이클을 완성한다. 난방모드에서도 냉매가열기 방향의 솔레노이드 밸브가 닫혀 있기 때문에 냉매의 유입은 차단된다.

열펌프시스템이 저온난방운전을 수행할 경우의 냉매흐름은 Fig. 1의 점선방향과 같다. 이때 냉매의 흐름은 압축기에서 사방밸브를 지나 실내 열교환기에서 응축된 후 솔레노이드 밸브에 의하여 실외 열교환기 방향의 냉매흐름은 차단되고 냉매가열기 방향의 솔레노이드 밸브가 개방되어 냉매가열기로 냉매가 유입된다. 냉매가열기로 유입된 냉매는 냉매가열기 전단에 설치된 팽창밸브에서

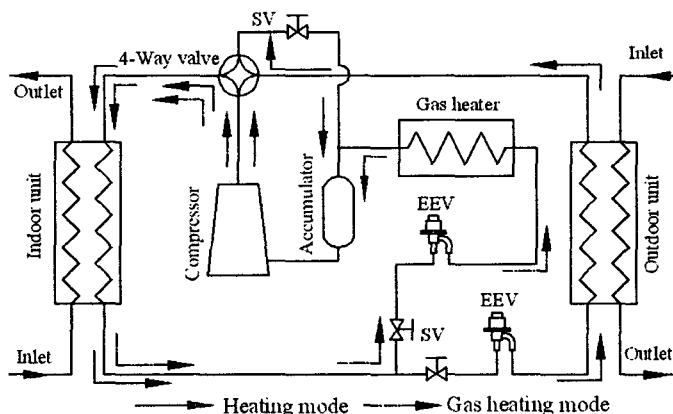


Fig. 1 Schematic diagram of the developed heat pump system.

팽창하여 압력이 감소된 후 냉매가열기에서 연소 열의 흡수를 통하여 증발한 후 압축기로 냉매가 유입되면서 한 사이클을 완성하게 되다. 이때 실외 열교환기 방향의 솔레노이드밸브는 닫혀 있어 실외기에는 냉매가스가 흐르지 않게 된다.

열펌프시스템은 크게 용량제어를 위한 인버터 압축기(inverter compressor), 냉매의 유동방향을 제어하기 위한 4-way 밸브 및 솔레노이드밸브(solenoid valve), 실내 및 실외 열교환기(plate heat exchanger), 전자팽창밸브(electronic expansion valve) 및 냉매가열을 위한 가스히터(gas heater)로 구성되어 있다. 열펌프시스템의 운전상태를 확인하기 위한 냉매가시창(sight glass)을 필요한 위치에 부착하였으며, 불순물 제거를 위한 필터(filter drier)와 냉매저장을 위한 수액기(receiver tank)를 설치하였다.

압축기의 운전주파수는 범용 인버터(inverter)를 사용하여 제어하고, 압력변환기와 열전대를 사용하여 냉매의 상태량을 측정하였으며, 냉매는 R-22를 사용하였다. 냉매의 배관은 고압측이 3/8"(9.5 mm), 저압측이 1/2"(12.7 mm)이다.

## 2.2 자료측정 및 실험방법

열펌프시스템의 각 사이클 위치에서 온도 및 압력을 측정하고 데이터로거(data logger)를 통해 컴퓨터에 저장하였다. 시스템의 안정상태를 판단하는 기준은 압축기 입·출구 온도  $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ , 압축기 입·출구 압력  $\pm 0.2 \text{ kgf/cm}^2$ , 냉매의 질량유량  $\pm 0.004 \text{ kg/s}$ 에서 2분 동안 변화가 없을 경우를 시스템의 안정상태로 판단하였다.

측정된 자료를 사용하여 시스템의 성능해석에 필요한 난방능력 및 성적계수 등을 EES(engineering equation solve)<sup>(7)</sup>를 사용하여 계산하였다.

본 연구의 실험조건은 Table 1과 같다. 실내 열교환기의 냉각수온도(cooling water)는 실내에서 난방을 수행하고 환수되는 물의 온도를 기준으로 하여 실내 열교환기 입구의 냉각수 온도가 25°C로 일정하다는 가정 하에 실험을 수행하였으며, 실외 열교환기인 증발기의 열원수온도(heating water)는 11°C, 7°C, 3°C로 변화를 주었다. 앞으로 이 열원수온도를 편의상 외기온도라 칭한다. 실내기와 실외기의 유량은 각각 8 lpm과 12 lpm으로 고정하였으며, 냉매가열장치에 공급되는 LPG

Table 1 Test conditions

Compressor frequency (Hz)	Inlet water temp. (°C)		Gas flow rate (L/min)	EEV step
	Indoor	Outdoor		
40	25	11	2.0	90 105 120
		7	2.5	90 105 120
		3	3.0	90 105 120
	60	11	2.0	90 105 120
		7	2.5	90 105 120
		3	3.0	90 105 120
	80	11	2.0	90 105 120
		7	2.5	90 105 120
		3	3.0	90 105 120

가스의 유량은 2.0 lpm, 2.5 lpm 및 3.0 lpm로 변화시켰다.

## 3. 결과 및 고찰

Fig. 2는 실내기에 공급되는 유체의 온도를 25°C, 압축기 운전주파수는 정격상태인 60 Hz로 고정하였을 때 외기온도변화에 따른 난방능력 및 COP의 변화를 전자팽창밸브의 개도에 따라서 나타내었다. 전자팽창밸브의 개도조절을 통하여 열펌프시스템의 성능향상을 어느 정도 기대할 수 있으나 일반적으로 예측되는 바와 같이 외기온도가 떨어질수록 COP와 난방능력이 저하됨을 알 수

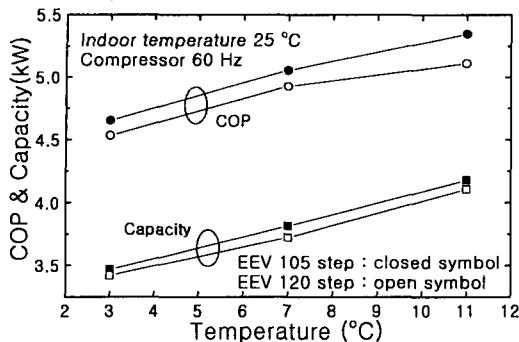


Fig. 2 COP and capacity variation with outdoor fluid temperature at each EEV openings.

있다. 시스템의 COP 변화와 난방능력의 변화를 살펴보면 난방능력은 외기온도가 감소할 때 외기온도에 거의 선형적으로 반비례하는 것을 알 수 있다.

저온에서의 난방성능 향상방안으로 사용되고 있는 압축기의 운전주파수 변경에 따른 시스템의 성능변화를 외기온도 3°C의 경우에 대하여 살펴보면 Fig. 3과 같다. 압축기의 운전주파수가 40Hz와 비교하여 압축기의 운전주파수가 80Hz로 증가하였을 때 열펌프시스템의 난방능력은 기대하는 대로 평균 84% 증가하였다. 하지만 이러한 난방능력의 증가는 열펌프시스템의 효율인 성적계수를 평균 25% 감소시키게 된다. 이 경우에 시스템의 제어를 위한 팽창밸브 개도조절은 압축기의 운전주파수의 변화에 비하여 시스템의 성능변화에 미치는 영향이 매우 미미함을 알 수 있다.

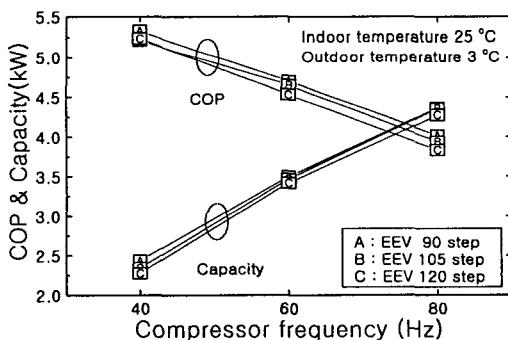


Fig. 3 COP and capacity variation with compressor frequency at each EEV openings.

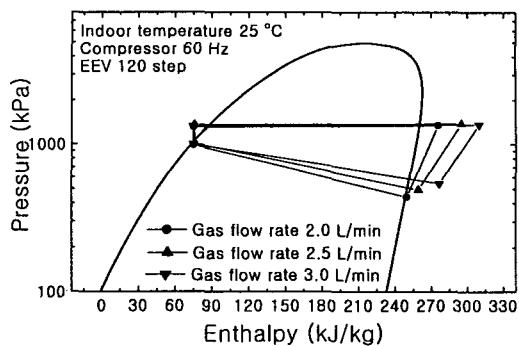


Fig. 4 Pressure-enthalpy diagram of the refrigerant heating system with variation of gas consumption.

다음은 인버터 열펌프시스템의 외기온도가 감소하여 충분한 난방능력을 확보할 수 없을 경우에 실내기에 공급되는 냉매를 가스히터로 직접 가열하여 난방성능을 향상시키는 냉매가열 열펌프시스템의 성능특성을 고찰하였다.

Fig. 4는 압축기 운전주파수를 정격조건인 60Hz로 고정하고 냉매가열기에 공급되는 가스유량을 2.0 lpm, 2.5 lpm 및 3.0 lpm으로 변화시켰을 때 열펌프시스템의 압력-엔탈피선도를 나타내고 있다.

가스유량이 증가할수록 냉매에 공급되는 에너지가 증가하여 평균적인 증발압력이 상승하고 또한 증발기 출구의 온도가 증가하여 증발기의 과열도가 커지게 된다. 이러한 과열도의 증가는 압축기 입구의 비체적을 증가시켜 압축기의 효율감소와 더불어 압축기 출구냉매의 온도를 급격하게 상승시키게 된다.

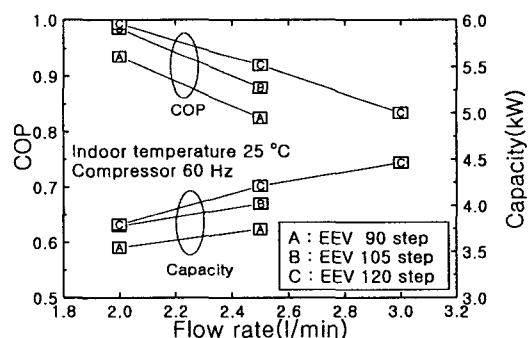


Fig. 5 COP and capacity variation with gas consumption at each EEV step.

Fig. 5는 외기온도가 3°C이고, 압축기의 운전주파수가 60 Hz일 때 가스유량에 따른 COP와 난방능력의 변화를 나타내고 있다. 냉매가열식 열펌프의 성능을 살펴보면 냉매가열기에서 소비되는 가스유량이 증가할수록 난방능력은 상승하고 있으며, 이때 난방능력은 인버터열펌프의 난방능력이 3.420 kW(운전조건: 압축기 60 Hz, EEV 120 step)인데 비하여 같은 조건에서 가스유량이 최저인 2.0 lpm의 경우에도 난방능력이 3.795 kW에 달하여 인버터 대비 11% 이상의 높은 난방능력을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 가스유량이 3.0 lpm일 경우의 난방능력(4.464 kW)은 같은 조건에서 인버터압축기의 운전주파수가 80 Hz일 때의 난방능력(4.271 kW)보다도 높다. 따라서 냉매가열식 열펌프의 난방능력은 같은 조건에서의 인버터열펌프의 난방능력보다 월등히 높은 난방열량을 공급할 수 있음을 알 수 있으며, 이러한 성능향상은 외기온도가 낮아질수록 그 효과가 크다. 특히 -15°C 이하의 한랭지에서는 주 난방기로서의 역할을 수행할 수 있으므로 대체 난방기로도 냉매가열식 열펌프가 적합하다는 것을 알 수 있다.

냉매가열식 열펌프의 난방효율(COP)은 획득되는 난방효과에 대하여 난방능력을 얻기 위하여 투입된 에너지로 정의되므로 압축기의 소비전력과 더불어 냉매가열에 소요되는 LPG 가스의 고위발열량이 투입에너지이다. 이러한 열구동 방식의 난방시스템은 일반 가정용으로 널리 보급되어 있는 보일러와 같이 시스템의 효율이 1보다 작은 값을 가지는 단점이 있다.

LPG 가스를 연소시키는 냉매가열기의 성능을

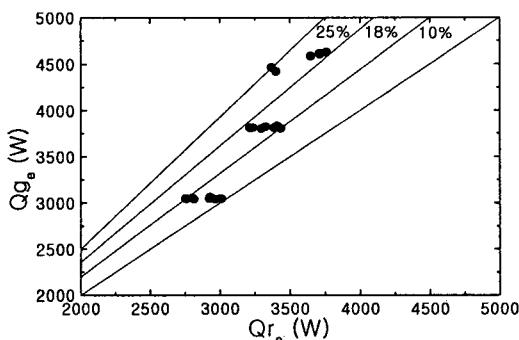


Fig. 6 Energy balance between gas combustion energy and heat gain to the refrigerant.

평가하기 위하여 LPG 가스의 유량에 기준을 둔 가스의 연소열과 냉매가 흡수한 열량을 비교한 에너지평형을 Fig. 6에 나타내었다. 냉매와 LPG 가스의 에너지 평형은 압축기 운전주파수와 전자 팽창밸브의 개도에 따라 최대 25%의 오차를 나타내었다. 이와 같이 연소열이 증가할수록 냉매가열기에서 에너지평형의 오차가 커지는 것은 열량이 증가할수록 냉매가열기에서 외부로 전달되는 에너지손실이 커지기 때문이다. 즉, 냉매가 전달받는 열량과 LPG 가스의 연소열의 차이는 외부로의 열전달손실 혹은 연도손실의 증가에 따른 것으로 판단된다.

인버터 열펌프시스템과 냉매가열식 열펌프시스템의 성능을 비교하기 위해서는 같은 조건에서 비교하여야 하지만, 냉매가열식 열펌프시스템은 가스열원이므로 성능이 외기온도와는 큰 연관성이 없다. 따라서 인버터 열펌프시스템은 실외기의 입구 유체온도를 3°C를 기준으로 하고, 냉매가열식 열펌프시스템은 냉매가열장치의 가스유량이 2.5 lpm일 때를 기준으로 성능을 비교하였다. 이때 실내 열교환기에 공급되는 냉각수의 온도는 25°C이고, 팽창밸브의 개도는 105 step이며, 압축기의 운전주파수는 40 Hz, 60 Hz 및 80 Hz로 편경시켰다.

먼저 압축기 운전주파수 60 Hz일 때 압력-엔탈피 선도를 살펴보면 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 압축압력은 냉매가열방식 열펌프시스템이 인버터 열펌프시스템보다 약 60 kPa 정도 높다. 실외 열교환기의 압력강하는 인버터 열펌프시스템에서의 압력강하보다 매우 크게 나타나고 있는데 이것은

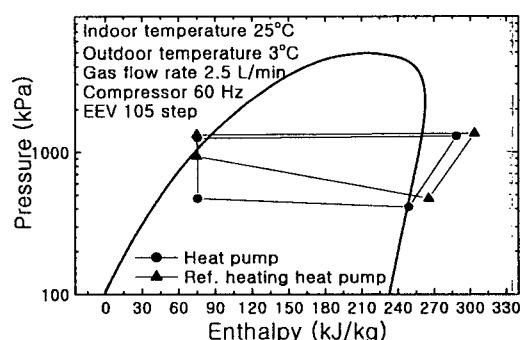


Fig. 7 Comparison of pressure-enthalpy diagram between inverter and developed heat pump.

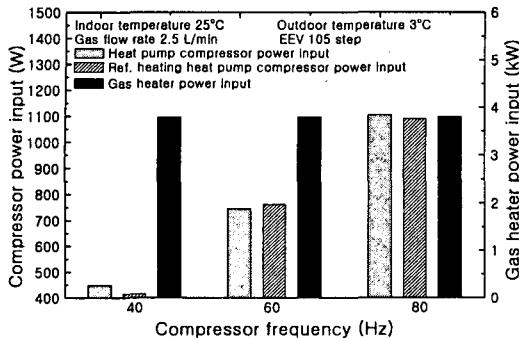


Fig. 8 Comparison of heat pump consumption energy with compressor frequency.

본 연구에서 사용한 냉매가열기의 열교환기 형태가 측면화되어 있지 않으며, 별도의 배관연결 등으로 인하여 부가적인 압력강하가 수반되었기 때문이다. 이러한 열교환기의 압력강하는 실외 열교환기 출구의 과열도, 즉 압축기 입구의 과열도까지 증가시키는 결과를 동반하는 것으로 나타나고 있다.

인버터 열펌프와 냉매가열식 열펌프의 성능을 비교 평가하기 위하여 입력에너지와 난방능력을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 냉매가열식 열펌프의 경우에도 냉매의 순환을 위하여 압축기를 구동하였으며 따라서 압축기의 운전 주파수에 따라서 비례적으로 압축기의 소비전력은 증가하며, 냉매가열식과 인버터 열펌프의 경우에 거의 비슷한 소비동력을 나타내고 있다. 열펌프시스템의 COP를 평가하면 냉매가열식의 경우에는 투입된 에너지에 가스의 연소열과 압축기 소비전력이 합산되기 때문에 인버터방식의 열펌프시스템보다 현저히 낮다는 것을 알 수 있다. 냉매가열식 열펌프 시스템의 난방능력은 Fig. 9에 도시된 바와 같이 저주파수 영역인 40Hz에서는 인버터 열펌프시스템보다 60% 가량의 난방성능향상을 보였으며 고주파수 영역으로 갈수록 높거나 동등한 능력을 나타내었다.

이와 같은 결과를 살펴보면 능력측면에서 냉매가열식 열펌프시스템을 구동할 이유가 없으나, 전술한 바와 같이 외기온도가 한랭지로 내려갈 경우에 일반적인 열펌프의 경우에는 부하를 추종하기 매우 어려우나 냉매가열식의 경우에는 대체난방장치를 구비하지 않고도 충분한 난방능력을 가져올 수 있는 시스템으로 판단할 수 있다.

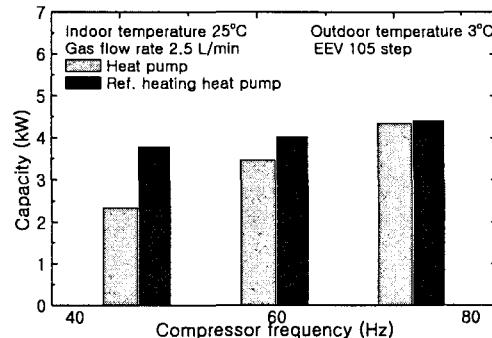


Fig. 9 Comparison of capacity with compressor frequency.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 저온형으로 개발된 열펌프시스템의 성능평가를 위하여 실내기에 공급되는 냉각수의 온도를 고정하고, 실외기에 공급되는 열원수의 온도, 전자팽창밸브의 개도, 압축기의 운전주파수 및 냉매가열기의 가스소비량을 변경하며 실험한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 냉매가열식 열펌프시스템의 실외 열교환기에서 냉매의 압력강하는 냉매가열기 개발에 중요한 인자이며, 냉매가열식 열펌프의 실외 열교환기에서 압력강하가 매우 크고 압축기 입구의 과열도와 증가로 인한 압축기 소비동력의 증가하므로 냉매가열장치의 열전달성능이 열펌프시스템 효율에 미치는 영향은 크다.

(2) 전자팽창밸브의 개도 및 압축기의 운전주파수를 고정하고 냉매가열장치의 가스소비량을 증가시켰을 경우에 낮은 COP임에도 불구하고 난방능력의 향상되며, 이러한 냉매가열방식 열펌프는 외기온도에 영향을 받지 않고 한랭한 온도에서도 충분한 난방이 가능하다.

(3) 압축기 운전주파수 및 팽창밸브의 개도를 고정하고 냉매가열장치의 가스소비량을 증가시켰을 경우에 실외 열교환기의 출구과열도가 급증하는 경향을 나타내므로 이에 대한 제어방안을 강구하고 시스템의 보완이 이루어져야 할 것이다. 즉, 공기열원과 가스열원을 혼합한 복합구동방식의 열펌프시스템을 측면화로 운전하기 위해서는 열펌프시스템의 신뢰성 및 안전성을 확보하여야 하며, 보다 효율적인 운전을 위한 다양한 제어변수에 대한 연구가 진행되어야 할 것이다.

## 후 기

본 논문은 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(R05-2003-000-10554-0).

## 참고문헌

1. Rice, C. K. and Fisher, S. K., 1985, A comparative analysis of single and continuously variable-capacity heat pump concepts, Proc. of the DOE/ORNL Heat Pump Conference, pp. 57-65.
2. Fujita, Y., Kubo, T. and Suma, S., 1992, Multi air conditioner with two indoor unit, Refrigeration, Vol. 67, No. 772, pp. 171-176.
3. Parken, W. H., Beausoliel, R. and Kelly, G. E., 1977, Factors affecting the performance of a residential air heat pump, ASHRAE Transaction, Vol. 83, pp. 839-849.
4. Didon, D. A. and Kelly, G. E., 1979, New testing and rating procedures for seasonal performance of heat pump, ASHRAE Journal, September, pp. 40-44.
5. Hori, M., Akamine, I. and Sakai, T., 1986, Seasonal efficiencies of residential heat pump air conditioners with inverter-driven compressor, ASHRAE Transaction, Vol. 92, pp. 1585-1595.
6. Yamakasi, K., Okata A., Maeno M. and Ito, C., 1998, Development of bunner for room air conditioner, Mitsubishi Technical Review, Vol. 35, No. 2, pp. 96-99.
7. Klein, S. A. and Alvarado, F. L., 1997, Engineering Equation Solver, F-Chart Software.