

< 논문 >

## 가변속 이산화탄소 열펌프의 난방성능 특성에 관한 실험적 연구

조홍현\* · 이호성\*\* · 장용희\*\* · 김용찬†  
(2007년 4월 11일 접수, 2007년 7월 18일 심사완료)

### Experimental Study on the Heating Performance of a Variable Speed CO<sub>2</sub> Heat Pump with a Variation of Operating Conditions

Honghyun Cho, Ho sung Lee, Yonghee Jang and Yongchan Kim

**Key Words:** Carbon Dioxide(이산화탄소), Coefficient of Performance(COP, 성능계수), Transcritical Cycle(초월임계 사이클), Heating Performance(난방성능)

#### Abstract

The applications of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle into water heaters show advantages over conventional systems in the respect of power consumption and heating efficiency because the CO<sub>2</sub> cycle has a high compressor discharge temperature. Besides, the heating performance of the transcritical CO<sub>2</sub> cycle can be improved by optimizing operating conditions. In this study, the heating performance of a variable speed CO<sub>2</sub> heat pump was measured and analyzed by varying refrigerant charge amount, EEV opening, compressor frequency and outdoor temperature. As a result, the optimum normalized charge for heating was 0.226. The COPs at the compressor frequencies of 40, 50 and 60 Hz were 2.94, 2.75 and 2.25, respectively. The heating performance of the CO<sub>2</sub> cycle with charge amount was more sensitive than the cooling performance. Moreover, the heating performance was improved significantly by optimizing of compressor frequency and EEV opening.

#### 기호설명

*m* : 질량 (kg)  
*actual* : 실제 값  
*vapor* : 기상  
*liquid* : 액상

#### 1. 서 론

전 세계적으로 삶에 질에 대한 관심이 높아지고 에어컨을 비롯한 여러 가지 냉난방기기의 보급률이 확대됨에 따라 열물성이 뛰어난 많은 냉매들이 개발되어 사용되고 있다. 하지만 인위적인 방법에 의해 개발된 냉매는 결국 환경친화적이지 못하고 장기적으로 사용 시 많은 문제점이 발견되어 전세계적으로 사용이 제한되고 있다. 이러한 상황에서 문제를 해결하기 위한 하나의 방법으로 자연냉매에 대한 관심이 높아지고 있으며 이를 냉동공조 기기에 적용하기 위한 많은 연구가 국내를 비롯하여 국외 여러 나라에서 활발히 진행되고 있다. 이중 이산화탄소는 열역학적 물성이 뛰어나고 상업적으로 적용 범위가 넓어 많은 관심이 집중되고 있다. 그러나 현실적으로 이산화탄소를 이용한 사이클은 높은 작동압력과

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과  
E-mail : yongckim@korea.ac.kr  
TEL : (02)3290-3366 FAX : (02)921-5439

\* 고려대학교 기계공학과

\*\* 고려대학교 기계공학과 대학원

큰 팽창손실로 인하여 상업적인 적용에 문제점이 있으며 다른 아임계 사이클에 비하여 사이클 성능이 낮고 외기변화나 냉매충전량에 매우 민감하게 반응한다.<sup>(1-5)</sup> 또한 각각의 운전조건에 따라 최적의 가스쿨러 압력이 개별적으로 존재함으로 여러 가지 운전조건에 따른 능동적 최적제어가 절실히 필요하다.

이산화탄소 사이클에 관한 연구는 초기에 가스쿨러 압력의 제어를 통한 사이클 성능향상에 관하여 Lorentzen 등<sup>(1)</sup>과 Neksa 등<sup>(2)</sup>에 의하여 진행되었으며, 그 후에 여러 가지 성능향상을 위한 방안의 제안과 적용에 관한 연구가 순차적으로 진행되었다. Hrnjak 등<sup>(3)</sup>은 이산화탄소 사이클의 최적화를 위하여 여러 운전변수 제어를 통한 사이클의 성능향상에 관한 연구를 시뮬레이션과 실험을 통하여 동시에 수행하였다. 또한 Groll 등,<sup>(4)</sup> Hwang 등,<sup>(5)</sup> 그리고 Huff 등<sup>(6)</sup>은 이산화탄소 2단 압축 시스템의 성능을 실험과 시뮬레이션을 이용하여 진행하였으며, 2단압축 시스템의 적용과 용이성에 대한 고찰을 수행하였다. Sarkar 등<sup>(7)</sup>은 여러 냉매에 대하여 최적의 압축기 토출압력과 성능의 관계를 시뮬레이션을 통하여 고찰하였으며, Richter 등<sup>(8)</sup>은 R410A와 이산화탄소 사이클의 난방성능 비교를 통하여 이산화탄소 사이클이 난방용량에서 많은 이득이 있음을 보였다. 그리고 Baek 등<sup>(9,10)</sup>은 piston-cylinder 형태의 팽창기를 적용한 사이클에 대하여 이론적 해석과 실험적 연구를 동시에 수행하였다.

이산화탄소 사이클을 난방에 이용하는 경우 작동시 외기와 열교환을 위하여 초월임계 사이클을 이루며 현열을 직접적으로 난방에 적용시킬 수 있는 장점이 존재한다. 특히, 이산화탄소 사이클의 급탕에 이용할 경우 높은 토출온도를 이용하여 적정 온도 이상의 급탕수를 얻을 수 있으며 사이클의 성능 또한 높게 유지할 수 있어 이에 많은 연구가 진행되었고 다양한 상업적인 제품들이 개발되고 있다.

그러나 아직 이산화탄소 사이클은 외기온도나 운전변수에 대하여 성능이 민감하게 반응하여 사이클의 신뢰성이 부족하다. 또한 국내의 이산화탄소를 이용한 시스템에 대한 연구는 아직 완성 단계에 이르지 못하고 있고, 앞으로의 시장성이나 적용가능성을 고려하였을 때 사이클의 최적화에 대한 구체적 연구와 특성에 대한 고찰 자료가

많이 부족한 실정이다. 따라서 상업적으로 적용 가능하고 이산화탄소 사이클의 특성을 규명할 수 있는 기초적인 자료와 체계적인 연구가 요구된다. 이에 본 연구에서는 공기 대 공기 방식의 열펌프에서 전자팽창장치(EEV)를 적용한 이산화탄소 시스템에서 냉매충전량, 압축기 회전수, EEV 개도에 따른 난방성능을 고찰함으로 사이클의 운전변수에 따른 사이클 특성에 관한 연구를 진행하고자 한다. 그리고 외기온도를 변화시키면서 성능을 측정하여 최적화된 사이클의 성능변화 정도를 고찰하여 이산화탄소 사이클에서 난방성능과 신뢰성 향상을 위한 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 조건

### 2.1 실험장치

본 연구에서 이산화탄소를 적용한 열펌프의 난방특성을 알아보기 위하여 스크롤 압축기와 EEV를 이용한 사이클을 제작하였으며, 제작된 사이클의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 두 개의 챔버로 구성된 열량계에 개발된 시스템을 설치하였다. 실외 챔버에는 압축기와 증발기를, 실내 챔버에는 가스쿨러와 EEV를 각각 설치하였다. 실험에 사용된 압축기는 덴소(Denso)사의 스크롤형 가변속 압축기로 난방용량 4.5 kW 정도를 가지는 소형 압축기이며, 실내 및 실외에 사용된 열교환기는 핀튜브 형태의 열교환기로 내경 4 mm, 외경 5 mm로 고압에 견딜 수 있도록 설계하였다. EEV는 후지코끼(Fugokoki)사의 직경이 1.2 mm인 제품으로 본 시스템의 설계용량에 적합하도록 선정되었다. 본 연구에서 시스템 각 부분의 물성치를 측정하기 위한 실험장치의 정확도와 이를 통하여 얻은 난방용량 및 성능계수의 불확실도를 Table 1에 나타내었다.

### 2.2 실험조건

이산화탄소 시스템의 난방 실험조건을 설정하기 위하여 우선 단일유닛 시험조건인 ASHRAE STANDARD 116<sup>(11)</sup>에 근거하여 온도와 습도 등의 조건을 설정하였다. 우선 실험에서는 설정된 일정한 EEV 개도에서 냉매충전량 변화실험을 통하여 최적의 냉매충전량을 찾고 충전량 변화에 따른 여러 가지 성능특성을 파악하였으며, 이후 여

러 가지 운전조건을 변화시키면서 실험을 실시하였다. 본 연구에서 선정된 시스템 성능변수로는 냉매충전량, 압축기 주파수, 그리고 EEV 개도이며 실제 운전에서 가장 용이하게 변화시킬 수 있는 변수들을 선정하였다. 실험을 통하여 주어진 최적 충전량에서 각각의 운전변수에 따른 사이클의 변화와 영향을 파악하고 고찰하였다. 또한 외기온도 변화에 따른 사이클 성능 특성을 알아보기 위하여 외기온도 변화 실험을 실시하였다. 본 연구에서 이산화탄소 사이클의 특성과 난방성능 향상정도를 알아보기 위하여 설정된 EEV 개도와 압축기 회전수, 그리고 외기조건을 Table 2에 나타내었다. 설계된 시스템의 열량은 냉매 엔탈피 법을 이용하여 계산하였다.

설계된 시스템의 최적 충전량을 결정하기 위하여 표준운전 조건에서 냉매충전량을 100 g씩 변화시키며 시스템이 안정적으로 운전되는 경우의 성능을 일정시간 적산하였다. 사이클의 충전량을 상대적으로 비교하기 위하여 설계된 각 사이클의 충전량은 주어진 총 시스템 체적에서 25°C 대기압 상태의 이산화탄소가 기상으로 모두 이루어져 있을 때를 0으로 액상으로 채워졌을 때를 1로 표현하여 무차원화 하였다. 주어진 냉매충전량에 대한 무차원화는 식 (1)과 같이 표현되고 실제 냉매충전량에 대한 무차원화된 냉매충전량을 Table 3에 나타내었다.

$$Normalized\ charge = \frac{m_{actual} - m_{vapor}}{m_{liquid} - m_{vapor}} \quad (1)$$

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 냉매충전량, 압축기 주파수, EEV 개도의 변화에 따른 성능특성

Fig. 2는 EEV 개도를 49%로 일정하게 유지하였을 때, 냉매충전량에 따른 압축기 소요동력의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 아임계 사이클에서 냉매충전량이 증가함에 압축기 소요동력은 증가하는 경향을 가지며 그 기울기는 점점 증가하게 된다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 이산화탄소 사이클의 소요동력 또한 기존의 아임계 사이클과 같은 경향을 보이므로 변화하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 압축기 소요동력은 각 주파수에 따라 그 기울기가 다르게 나타난다. 압축기 주파

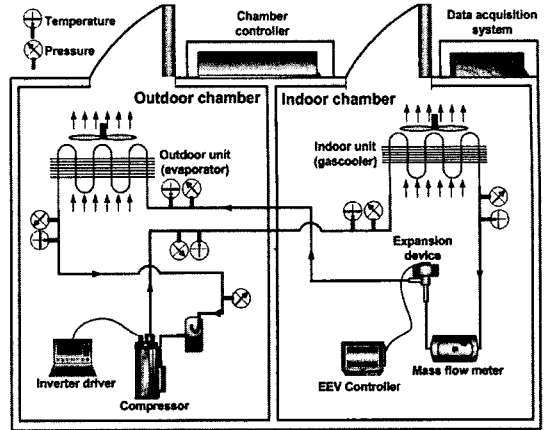


Fig. 1 Schematic of the experimental setup

Table 1 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.1°C
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Heating capacity	±3.72%
Heating COP	±3.73%

Table 2 Test conditions

Parameters	Value
*EEV opening (%)	35, 42, 49
Compressor frequency (Hz)	40, 50, 60
Operating conditions (db/wb)	Indoor=21/15°C Outdoor=7/6°C
Outdoor temperature(°C)	5, 7, 9, 11

\*Normalized by the full opening

Table 3 Refrigerant charge amount vs. normalized charge

CO <sub>2</sub> charge amount (g)	Normalized charge
1000	0.058
1100	0.114
1200	0.170
1300	0.226
1400	0.282
1500	0.338

수가 낮은 40 Hz의 경우, 압축기 소요동력은 작은 기울기를 가지며 증가하는 반면 압축기 주파수가 높아질수록 압축기 소요동력의 증가량은 더욱 커짐을 확인할 수 있다. 냉매충전량이 증가되면 압축기 입구의 증발압력이 증가하게 되고 이에 일정한 체적비를 가지는 압축기에서 토출되는 가스쿨러의 압력 또한 동시에 증가하게 된다. 일정한 EEV 개도를 가지는 경우 압축기 토출압력과 팽창장치를 통과하는 냉매유량이 증가하고 이에 압축기 소요동력은 증가한다. 압축기 주파수가 50 Hz인 경우 무차원화된 냉매충전량이 0.226에서 크게 증가하는 반면 압축기 주파수가 60 Hz인 경우 0.170부터 크게 증가하는 경향을 보였다. 이는 압축기 주파수가 큰 경우 작은 충전량에서도 토출압력과 압축되는 냉매의 양이 크게 증가하기 때문이다. 본 연구에서 무차원화된 냉매충전량이 0.114에서 0.282로 증가될 때, 압축기 소요동력은 압축기 주파수가 40 Hz인 경우 약 4.5%, 60 Hz인 경우 약 22.1% 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 3은 냉매충전량에 따른 난방용량의 변화를 여러 주파수에 대하여 보여주고 있다. 냉매충전량이 증가될수록 증발압력과 토출압력의 압력차는 점점 줄어들어 압축과정중 냉매의 누설이 감소하고 압축기의 체적효율이 증가하게 된다. 또한 압축기 입구의 밀도가 증가하여 압축기로 흡입되는 냉매유량이 증가한다. 따라서 사이클을 흐르는 냉매유량은 크게 증가하게 된다. 반면 압축비의 감소로 인하여 압축기 토출온도는 약간 감소하게 된다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 냉매충전량이 증가함에 따라 난방용량은 크게 증가하며 그 기울기는 점점 감소하는 경향을 보인다. 압축기 주파수가 40 Hz와 50 Hz인 경우 무차원화된 냉매충전량이 0.170에서 그 기울기가 감소하였으며, 60 Hz인 경우 0.226에서 기울기가 감소하는 것으로 나타났다. 또한 냉매충전량이 최적충전량에 미치지 못하였을 때, 난방용량의 증가량은 압축기 회전수가 낮아질수록 급하게 증가하는 경향을 보인다. 이는 저주파수로 운전될수록 그리고 냉매충전량이 적어질수록 압축기에서 압축하는 냉매의 양이 급하게 감소하고 압축과정 중 누설이 크게 증가하기 때문이다. 본 연구에서 무차원화된 냉매충전량을 0.114에서 0.226으로 증가시켰을 때, 시스템의 난방용량은 압축기 주파수가 40

Hz와 60 Hz인 경우 각각 35%와 23% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

여러 압축기 회전수에 대하여 냉매충전량에 따른 난방성능계수의 변화를 Fig. 4에 나타내었다. 앞에서 설명하였듯이 냉매충전량이 증가함에 따라 압축기 소요동력과 난방용량은 동시에 증가하게 되고 결국 난방성능은 두 요인의 증가비에 따라 결정되게 된다. 무차원화된 냉매충전량이 0.226 보다 적은 경우, 가스쿨러에 흐르는 냉매의 증가로 인한 난방용량의 증가량이 압축기 소요동력의 증가량보다 커지고 이에 시스템의 난방성능은 향상된다. 반면 0.226보다 과충전된 경우 난방용량의 기울기는 감소하고 압축기 소요동력의 증가비는 커져 난방성능은 감소한다. 압축기 주파수가 40 Hz와 50 Hz의 경우 압축기 소요동력의 증가와 난방용량의 증가가 비슷하게 나타남으로 난방성능계수 또한 비슷한 모양을 보였다. 하지만 60 Hz인 경우 시스템 난방성능이 낮게 나타났는데 이는 다른 저주파수에 비하여 낮은 충전량에서도 과도한 가스쿨러 압력이 형성되어 압축기 소요동력이 크게 증가하였고, 이에 반하여 냉매 토출유량의 증가정도는 상대적으로 작아졌기 때문이다. 또한 과충전시 성능의 감소정도는 압축기 주파수가 증가할수록 크게 나타나는 것으로 확인되었다. 본 연구에서 제작된 시스템의 경우 무차원화된 최적의 충전량은 모든 압축기 주파수에 대하여 0.226으로 나타났으며, 이 때 난방성능계수는 압축기 주파수가 40, 50, 60 Hz인 경우 각각 2.94, 2.75, 2.25으로 나타났다. 난방성능의 경우 냉매충전량이 최적충전량에서 15% 적은 경우, 압축기 주파수가 40, 50, 그리고 60 Hz일 때 난방성능은 약 8%, 13%, 그리고 14% 감소한다. 또한 냉매충전량이 최적충전량에서 7% 증가한 경우, 난방성능은 약 1%, 2%, 그리고 5% 줄어든다. 이에 반하여 난방성능은 냉매충전량이 15% 적은 경우 각각 24%, 19%, 10%, 그리고 냉매충전량이 7% 증가한 경우 1%, 7%, 9% 감소하는 것으로 나타났다. 따라서 이산화탄소 사이클의 경우 냉매충전량에 대한 시스템 성능은 난방이 냉방에 비하여 더욱 민감한 것으로 나타났다.

최적의 무차원화된 냉매충전량인 0.226에서 압축기 주파수와 EEV 개도의 변화에 따른 시스템 최적화를 알아보기 위하여 각각의 성능변화를 실험을 통하여 알아보았다. Fig. 5는 압축기 주파수

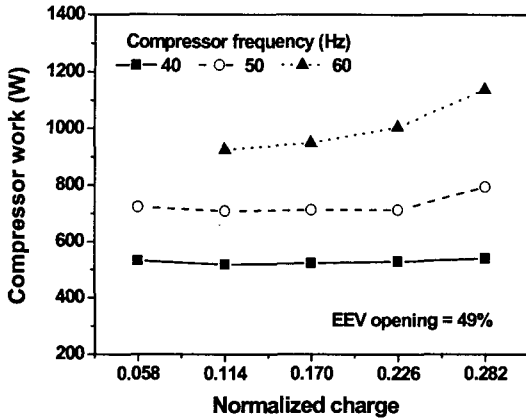


Fig. 2 Variation of compressor work with normalized charge

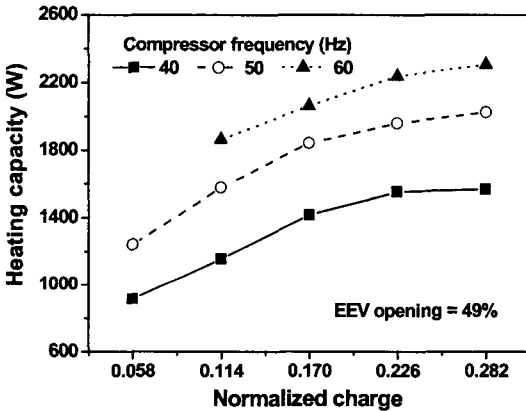


Fig. 3 Variation of heating capacity with normalized charge

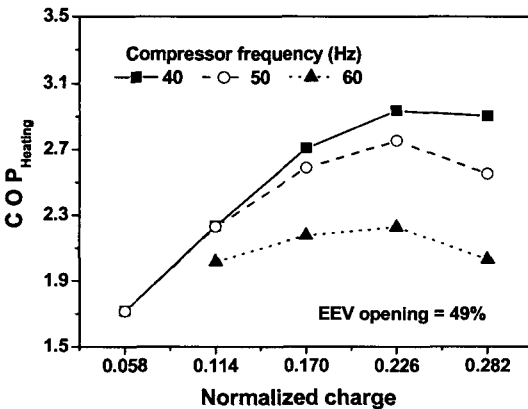


Fig. 4 Variation of heating COP with normalized charge

에 따른 난방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 모든 EEV 개도에 대하여 압축기 주파수가 증가할수록 시스템 성능은 감소하는 경향을 보인다. 압축기 회전수는 운전조건과 무관하게 순환하는 냉매유량을 변화시켜 시스템 전체에 큰 영향을 미친다. 동일한 EEV 개도에서 압축기 주파수를 증가시킬 경우 시스템에 흐르는 냉매유량이 주파수에 비례하여 증가하게 된다. 이에 가스쿨러 압력은 상승하고 증발압력은 감소하여 시스템의 압축비가 증가하게 되고 결국 압축시 누설의 양과 열 발생이 많아지게 된다. 따라서 압축기 효율은 감소하고 압축기 소요동력은 증가하게 된다. 또한 증발압력의 감소로 인하여 압축기 입구의 밀도가 작아지고, 이에 상대적으로 토출되는 냉매유량의 증가하여 동일한 열교환기에서 열교환 효율은 감소하게 된다. 따라서 압축기 주파수가 증가할수록 시스템 성능은 감소한다. 압축기 주파수를 40 Hz에서 60 Hz로 변화시킬 때 난방성능계수는 EEV 개도가 35%, 42%, 49%에 대하여 각각 36%, 34%, 24% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 같은 주파수 변화에서 EEV 개도가 커질수록 성능의 감소폭은 작아지는데 이는 큰 EEV 개도에서 상대적으로 압축기 소요동력의 증가폭이 작게 나타나기 때문이다.

EEV는 여러 운전조건에 대하여 능동적으로 EEV 개도를 조절함으로써 시스템 유량과 압력을 효과적으로 제어할 수 있다. 이산화탄소 사이클에서 일정한 시스템이 압축기 주파수로 회전할 때 EEV 개도를 감소시키면 시스템의 압축비가 증가하고 증발기의 압력이 크게 감소하여 가스쿨러에 흐르는 냉매유량이 감소하게 된다. 반면 너무 과도하게 EEV 개도를 증가시킨 경우 시스템에서 원하는 가스쿨러 압력을 형성시키지 못하고 증발압력과 온도의 증가로 외기와의 온도차가 줄어들어 증발기에서 열을 효과적으로 흡수하지 못하게 된다. 또한 압축기 토출온도의 감소로 시스템의 난방용량도 감소하게 된다. 따라서 시스템의 운전조건에 따라 최적의 EEV 개도를 조절하여 최적의 사이클을 이룰 수 있도록 제어하여야 한다. Fig. 6은 EEV 개도에 따른 난방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 본 연구에서는 EEV 개도가 증가할수록 난방성능이 증가하는 경향을 보인다. 이는 압축기 소요동력이 줄어들고 질량유량의 증가로 인하여 난방용량이 크게 증가하였기

때문이다. 그러나 앞에서 설명한 것과 같이 과도한 EEV 개도에서는 증발압력의 상승으로 인하여 난방사이클이 형성되지 않음으로 일부 실험을 실시하지 못했다. EEV 개도가 42%에서 49%로 변화할 때 난방성능계수의 증가량은 50 Hz에서 가장 크게 나타났으며 35%에서 42%로 증가할 때 40 Hz에서 가장 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이는 저주파수에서 최적의 성능을 보이는 가스쿨러 압력이 작은 EEV 개도에서 형성되기 때문이다. 또한 고주파수로 갈수록 큰 EEV 개도에서 최적의 사이클을 이룬다. 본 연구에서 EEV 개도가 35%에서 49%로 증가할 때 난방성능은 압축기 주파수가 40 Hz인 경우 약 23%, 50 Hz인 경우 약 44% 증가하는 것으로 나타났다. 결국 이산화탄소 사이클은 일정한 압축기 회전수에서 최적의 EEV 개도의 제어로 시스템 성능이 크게 향상될 수 있으며 최적의 토출압력과 질량유량을 능동적으로 제어하기 위하여 EEV가 필수적임을 확인할 수 있다.

3.2 외기온도 변화에 따른 성능특성

이산화탄소 사이클에서 외기온도 변화에 따른 난방 사이클 성능특성을 파악하기 위하여 실내온도를 21/15℃로, EEV 개도 49%로 일정하게 유지한 채 외기온도 변화에 따른 시스템 성능을 고찰하였다. Fig. 7은 외기온도에 따른 압축기 소요동력의 변화를 보여주고 있다. 난방운전시 외기온도가 올라가면 사이클의 증발압력이 상승하게 되고 압축기 입구의 밀도가 증가하게 된다. 이에 압축기에서 압축되는 냉매의 양이 증가되고 토출압력도 또한 동시에 상승하게 된다. 따라서 압축기 소요동력은 증가하게 된다. 압축기 주파수가 증가할수록 외기온도 변화에 따른 압축기 소요동력의 변화는 크게 나타나며 압축기 주파수를 40 Hz에서 50 Hz로 증가시킬 때 보다 50 Hz에서 60 Hz로 증가시킬 때 더 크게 증가한다. 이는 높은 가스쿨러 압력과 많은 냉매유량 증가에 난방사이클이 민감하게 반응함에 기인한다. 본 연구에서 외기온도가 5℃에서 11℃로 변화할 때 압축기 소요동력은 압축기 주파수가 40 Hz인 경우 약 3.5%, 60 Hz인 경우 5.5%로 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 외기변화에 따른 난방용량의 변화를 보여주고 있다. 외기온도가 증가함에 난방용량은

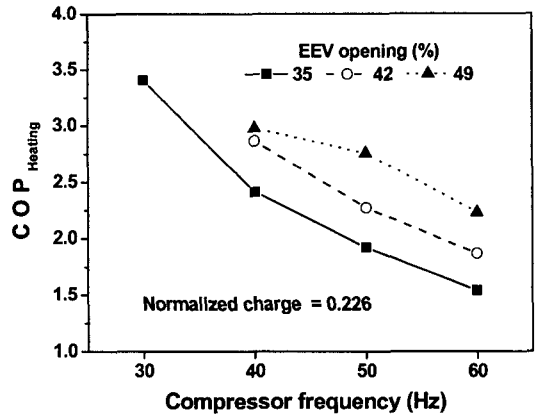


Fig. 5 Variation of heating COP with compressor frequency

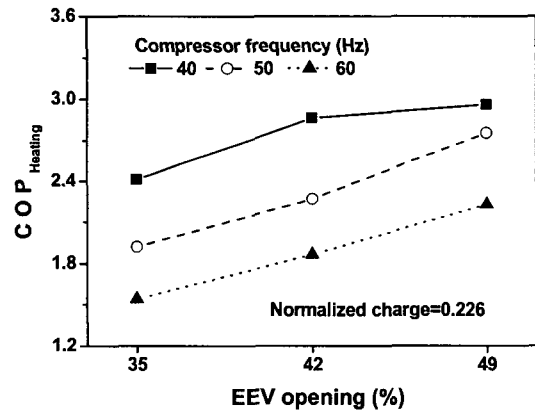


Fig. 6 Variation of heating COP with EEV opening

선형적으로 증가하는 것으로 나타났다. 외기온도가 올라가면 압축기에서 토출되는 냉매유량이 증가하여 가스쿨러에 흐르는 냉매가 많아지며 토출되는 냉매의 온도 또한 높아지게 된다. 그리고 증발기에서 냉매와 외기와의 온도차가 증가하여 열교환기의 효율성이 커지고 이에 많은 열량을 흡수할 수 있다. 따라서 난방용량은 외기온도가 증가함에 크게 증가하게 된다. 외기온도의 상승에 따라 난방용량의 증가 정도는 60 Hz가 가장 크게 나타났으며 40 Hz나 50 Hz는 거의 비슷한 증가 정도를 나타내었다. 본 연구에서 외기온도가 5℃에서 11℃로 증가할 때 난방용량은 압축기 주파수가 40 Hz인 경우 약 32%, 60 Hz인 경우 36%로 증가하는 것으로 나타났다.

외기온도 변화에 따른 난방성능계수의 변화를

Fig. 9에 나타내었다. 외기온도가 증가함에 압축기 소요동력과 난방용량은 동시에 증가하나 난방용량의 증가정도가 소요동력의 증가정도보다 크므로 시스템의 성능은 증가하게 된다. 외기온도에 따른 성능은 증발기에서 많은 열량의 흡수와 가스쿨러에서의 냉매유량의 증가 그리고 압축기 효율의 상승에 기인한다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 이산화탄소 사이클의 경우 다른 아임계 사이클에 비하여 외기변화에 민감하게 반응하는데 압축기 주파수에 따른 시스템 성능변화 정도는 거의 비슷하게 나타나는 것으로 확인되었다. 외기온도가 5℃에서 11℃로 상승함에 따라 난방성능계수는 압축기 주파수가 40 Hz와 60 Hz일 때 모두 약 28% 증가하는 것으로 나타났다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 이산화탄소를 이용한 열펌프에서 난방성능 특성을 실험을 통하여 고찰해 보았다. 이를 위하여 냉매충전량, 압축기 주파수, 그리고 EEV 개도를 변화시켜 가면서 실험을 실시하였으며, 이에 각 운전변수들의 영향을 알아보았다. 또한 외기온도 변화에 따른 사이클 특성을 확인하기 위하여 외기온도 변화 실험을 실시하였으며 외기온도 변화에 따른 사이클 성능을 고찰할 수 행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 무차원화된 최적의 충전량은 모든 압축기 주파수에 대하여 0.226으로 나타났으며 이 때 난방성능계수는 압축기 주파수가 40, 50, 60 Hz인 경우 각각 2.94, 2.75, 2.23으로 나타났다.

(2) 압축기 주파수가 증가할수록 시스템 성능은 감소하며 같은 주파수 변화에서 EEV 개도가 커질수록 성능의 감소폭은 줄어드는 것으로 확인되었다. 또한 저주파수에서 최적의 성능을 보이는 가스쿨러 압력이 작은 EEV 개도에서 형성되고 고주파수로 갈수록 큰 EEV 개도에서 최적의 사이클을 이루는 것을 확인하였다.

(3) 외기온도가 증가할수록 난방성능은 선형적으로 증가하는데 이는 증발기에서 많은 열량을 흡수와 가스쿨러에서의 냉매의 유량증가 그리고 압축기 효율의 상승에 기인한다. 또한 압축기 주파수별 외기온도의 영향정도는 거의 비슷하게 나

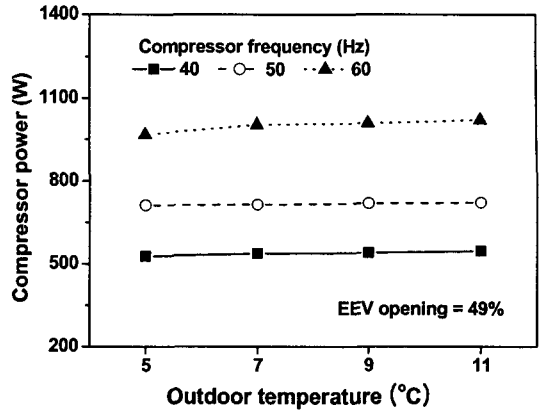


Fig. 7 Variation of compressor work with outdoor temperature

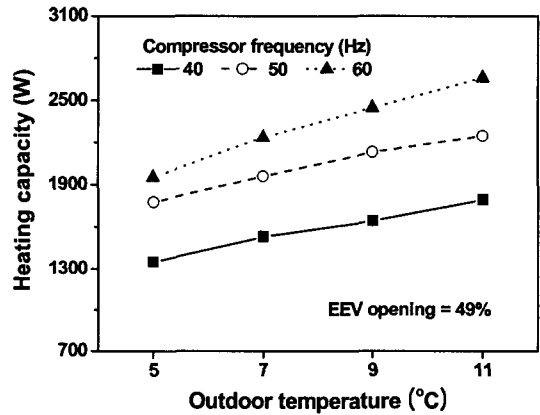


Fig. 8 Variation of heating capacity with outdoor temperature

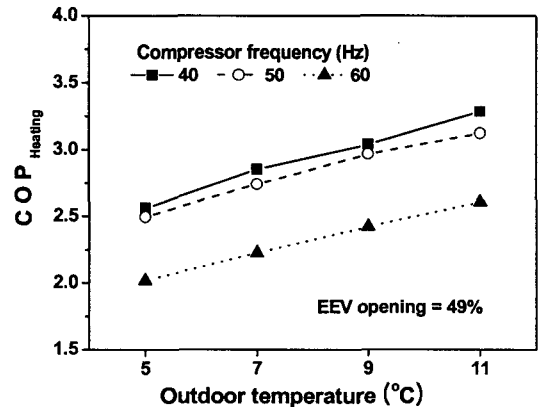


Fig. 9 Variation of heating COP with outdoor temperature

타나는 것으로 확인되었다. 외기온도가 5℃에서 11℃로 상승함에 따라 난방성능계수는 압축기 주파수가 40 Hz와 60 Hz일 때 모두 약 28% 증가하는 것으로 나타났다.

## 후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, "A New, Environmentally Benign System for Car Air-Conditioning," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 16, No.1, pp. 4~12.
- (2) Neksa, P., Rekestad, H., Zakeri, R. and Schiefloe, P., 1998, "CO<sub>2</sub>-heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3. pp. 172~179.
- (3) Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Yin, J., Kim, M. and Bullard, C., 2000, "Transcritical CO<sub>2</sub> heat Pump for Residential Application," *4th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Purdue*, pp. 9~16.
- (4) Groll, E., Baek, J. and Lawless, P., 2002, "Effect of Pressure Ratios Across Compressors on the Performance of the Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle with Two-stage Compression and Intercooling," *Compressor Engineering Conference at Purdue*, R11-7.
- (5) Hwang, Y. and Radermacher, R., 1999, "Experimental Investigation of the CO<sub>2</sub> Refrigeration Cycle," *ASHRAE Transactions*, Vol. 105, Pt. 1, pp. 1219~1227.
- (6) Huff, H., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, "Options for a Two-stage Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle," *5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guangzhou*, pp. 143~149.
- (7) Sarkar J., Bhattacharyya S. and Gopal M., 2004, "Natural Refrigerant-based Subcritical and Transcritical Cycles for High Temperature Heating," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 30(1), pp. 3~10.
- (8) Richter M., Song S., Yin J., Kim M., Bullard C. and Hrnjak P., 2003, "Experimental Results of Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump for Residential Application," *Energy*, Vol. 28, pp. 1005~1019.
- (9) Baek, J., Groll, E. and Lawless, P., 2005, "Piston-Cylinder Work Producing Expansion Device in a Carbon Dioxide Cycle. Part I: Experimental Investigation," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No.2, pp. 141~151.
- (10) Baek, J., Groll, E. and Lawless, P., 2005, "Piston-cylinder Work Producing Expansion Device in a Carbon Dioxide Cycle. Part II: Theoretical Investigation," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No.2, pp. 152~164.
- (11) ASHRAE, 1983, "Methods of Testing for Seasonal Efficiency of Unitary Air-conditioner and Heat Pumps," *ASHRAE Standard* 116.