

내부열교환기 및 전자팽창장치를 적용한 가변속 이산화탄소 사이클의 냉방성능에 관한 실험적 연구

조 홍 현*, 류 창 기*, 김 용 찬†

*고려대학교 기계공학과 대학원, †고려대학교 기계공학과

Experimental Study on the Cooling Performance of a Variable Speed CO₂ Cycle with Internal Heat Exchanger and Electronic Expansion Valve

Honghyun Cho*, Changgi Ryu*, Yongchan Kim†

*Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

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

(Received October 25, 2004 ; revision received December 10, 2004)

ABSTRACT: Since a transcritical CO₂ cycle shows lower performance than conventional air conditioners in the cooling mode operation, it is required to enhance the performance of the CO₂ cycle by applying advanced technologies and optimizing components. In this study, the cooling performance of a CO₂ system measured by varying refrigerant charge amount, compressor frequency, EEV opening and length of internal heat exchanger. As a result, the cooling COP of the basic system without internal heat exchanger was 2.1. The cooling performance of the modified cycle applying internal heat exchanger improved by 4-9% over the basic cycle.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical cycle(초월임계 사이클), Internal heat exchanger(IHX, 내부열교환기), Electronic expansion valve(EEV, 전자팽창밸브)

1. 서론

최근에는 환경문제가 전세계적인 문제임을 세계각국이 인식하고, 이러한 의식에 기반에서 여러 가지 환경규제 및 국제 협약이 채택되고 있다. 환경규제에 대한 관심과 제약이 증가됨에 따라 새로운 냉매에 대한 관심이 증대되고 있으며, 그 중 자연냉매가 관심의 대상이 되고 있다. 자연냉매는 환경적인 측면에서 오존층 파괴와 지구 온난화에 미치는 영향이 매우 적다. 자연냉매 중

에서 이산화탄소는 열역학적 물성이 우수하여 급탕 및 난방에 적용할 때는 기존 시스템에 비하여 성능향상이 기대된다. 또한 시스템의 크기와 냉매의 충전량에서도 유리한 조건을 가지고 있다. 이산화탄소의 냉동공조기기 적용에 대한 연구는 유럽, 일본 그리고 미국을 중심으로 활발히 진행되고 있으며, 현재 국내에서도 이산화탄소를 이용한 냉동공조 기술에 대한 관심이 높아지고 이에 관련된 연구가 활발히 진행되고 있다.

이산화탄소를 적용한 냉방시스템의 경우 외기 조건에 크게 영향을 받으며, 외기조건이 좋지 않을 경우 사이클의 성능변화가 크고 기존의 냉매를 적용한 아임계 사이클보다 낮은 성능을 보인다.^(1,2) 따라서 이에 대한 구체적인 실험 결과와

† Corresponding author

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

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

이를 극복하기 위한 이산화탄소용 열펌프를 개발하기 위한 연구가 진행되고 있다. Hwang et al.⁽³⁾은 이산화탄소를 적용한 사이클의 냉난방 성능에 관한 실험과 시뮬레이션을 통하여 내부열교환기, 팽창기, 액분사 냉각 가스쿨러, 이단압축 사이클의 적용에 따른 성능향상 정도를 비교 고찰하였다. Neksa et al.^(1,4)와 Hrnjak et al.⁽⁵⁾은 이산화탄소 사이클의 성능에 큰 영향을 미치는 압축기 토출압력(가스쿨러 압력)의 제어를 통한 사이클 성능향상에 관한 연구를 수행하였다. 또한, Halozan et al.⁽⁶⁾과 Hafner et al.⁽⁷⁾는 이산화탄소를 이용한 급탕시스템에서 내부열교환기를 적용한 경우, 각각의 성능의 변화에 대한 연구를 다른 냉매와 비교하여 진행하였다. Hwang et al.⁽⁸⁾은 이산화탄소를 적용한 2단압축 시스템에서 내부열교환기의 적용에 따른 성능향상에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 국내에서도 Kim⁽⁹⁾은 이산화탄소를 이용한 온수용 열펌프의 성능 특성에 관한 연구와 R744-R134a, R744-R290 형태의 오토캐스케이드(auto-cascade) 사이클의 성능을 비교하였다.

국내의 이산화탄소를 이용한 시스템에 대한 연구는 아직 초기단계에 있고, 성능향상에 관련된 연구와 사이클 특성에 대한 자료가 많이 부족한 실정이다. 따라서 이를 발전시킬 수 있는 기초적인 자료와 체계적인 연구가 요구된다. 특히, 이산화탄소 사이클은 냉방성능이 다른 사이클 보다 낮게 나타나기 때문에 에너지 절약을 위한 냉방 성능 개선에 관한 연구가 시급하다. 따라서 본 연구에서는 내부열교환기 및 EEV를 적용한 이산화탄소 시스템의 냉방성능을 냉매충전량, 압축기 회전수, EEV 개도, 그리고 내부열교환기 길이를 변화시키면서 측정하여 성능향상을 위한 기초 자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

내부열교환기를 적용한 이산화탄소 사이클의 냉방성능 특성을 파악하기 위한 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 이산화탄소 사이클의 성능 측정을 위하여 열펌프를 두 개의 챔버로 구성된 열량계에 설치하였다. 실험에 사용한 압축기는 덴소(Denso)사의 스크롤형 가변속 압축기로 난방용량이 4.5 kW 정도이며, 실내기 및 실외기

에 사용한 열교환기는 원통브형 열교환기로 튜브는 내경이 4 mm이고 외경 5 mm로써 고압에 견딜 수 있도록 설계하였다. 전자팽창장치(EEV)는 후지코끼(Fugikoki)사의 제품으로 시스템 설계용량에 적합하도록 선정하였다. 사이클 각 부분에서 온도와 압력을 측정하기 위해 열전대와 압력계를 시스템의 주요 부위에 설치하였다. 본 실험에서 측정된 온도, 압력, 냉매유량 및 소비전력에 대한 정확도와 이를 통하여 얻어진 냉동용량 및 성능계수의 불확실도를 Table 1에 나타내었다.

본 연구에서 사용한 내부열교환기는 이중관 형태의 열교환기로 고압측은 외경 6.35 mm, 저압측은 외경 12.7 mm의 동관으로 제작하였다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 증발기 출구에서 나온 차가운 냉매가 가스쿨러 출구의 냉매와 열교환할 수 있도록 시스템에 설치하였다. 또한, 사이클에서 내부열교환기의 열교환 길이를 변화시키기 위하여 고압측관에 바이패스 밸브를 2 m 및 3 m 위치에 설치하였으며, 저압측은 바이패스 밸브를 설치하지 않고 그대로 3 m 전체를 지나가게 설계하였다.

이산화탄소 시스템의 냉방 실험조건을 설정하기 위하여 우선 단일유닛 시험조건인 ASHRAE Standard 116⁽¹⁰⁾에 근거하여 온도와 습도를 설정하였다. 내부열교환기를 장착한 경우 압축기의 종류와 설계된 압축비, 작동조건, 그리고 내부열교환기의 용량(길이)에 따라 그 효과는 다르게 나타난다. 따라서 내부열교환기의 사용으로 인한 사이클의 특성을 파악하기 위하여 내부열교환기의 길이뿐만 아니라 압축기 회전수, EEV 개도 등을 변화시켰다. 본 실험에서 측정된 시스템의 운전조건을 Table 2에 나타내었다. 시스템의 냉방용량은 냉매 엔탈피법으로 계산하였다. 시스템의 최적 충전량을 결정하기 위하여 표준운전조건에서 충전량을 100 g씩 변화시키며 시스템이 안정적으로 운전되는 상태에서 성능을 일정시간 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉매충전량의 영향

증기압축 냉방사이클의 충전량 변화에 따른 시스템 성능특성은 주로 어떤 팽창장치를 사용하였

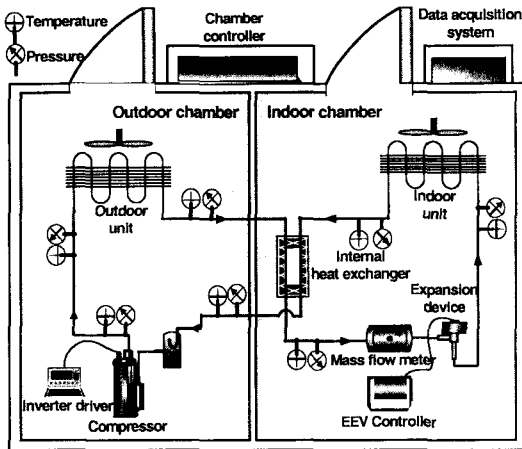


Fig. 1 Schematic of test setup.

Table 1 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.1℃
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Cooling capacity	±3.7%
COP	±3.7%

Table 2 Test conditions

Parameters	Value
EEV opening (step) (full step)	125, 150, 175, 200 (356 step)
Compressor frequency (Hz)	30, 40, 50, 60
Operating conditions (db/wb)	Indoor = 27/19.5℃ Outdoor = 35/24℃
IHX length (m)	0, 2, 3

는가에 따라 크게 달라진다. 시스템의 각 구성부품의 체적은 일정하지만, 비체적은 시스템의 운전상태에 따라 변하므로 이에 대한 정확한 예측이 어려워 대부분의 경우 반복 실험을 통하여 시스템의 충전량을 결정한다. 본 연구에서는 정격 부하조건에서 압축기 주파수, EEV 개도, 냉매충전량을 변화시켜가면서 실험을 수행하였으며, 이를 통하여 최적 충전량을 결정하였다.

Fig. 2는 압축기 주파수를 50 Hz로 고정된 상

태에서 냉매충전량 변화에 따른 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 충전량이 증가할수록 모든 EEV 개도에서 냉방성능계수 및 냉방용량은 증가하는 경향을 보인다. 그러나, EEV 개도가 125 스텝과 150 스텝의 경우 1200~1300 g의 냉매충전량에서 성능계수의 증가량이 확연히 둔화 또는 일정하게 유지되고, 175 스텝과 200 스텝에서는 1400 g 이상의 충전량 범위에서 성능계수가 감소하는 경향을 보인다. 냉매충전량이 증가하면 냉매의 평균밀도와 시스템 전체의 압력은 증가하지만 시스템에 흐르는 냉매유량이 계속적으로 증가하지는 않는다. 따라서 적절한 냉매충전량 조건에서는 이산화탄소 사이클의 최적 운전압력까지 가스쿨러 압력을 상승시켜 최대의 성능을 나타내게 된다. 하지만 과도한 냉매충전량 조건에서는 약간의 냉방용량 상승효과를 가져올 수 있으나 과도한 압축기 일의 증가로 인하여 시스템의 성능은 감소하게 된다.

Fig. 3은 압축기 토출압력 변화에 따른 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 실선은 본 실험에서 실시한 실험 결과를 3차식으로 곡선접합한 것을 나타낸다. 냉방성능은 압축기 토출압력에 따라 증가하다가 일정압력 이상에서는 감소하는 경향을 보인다. 이산화탄소 사이클의 경우 일정한 운전조건에서 최적의 성능을 나타내는 압축기 토출가스 압력은 개별적으로 존재한다. 시스템에서 원하는 최적의 압력 이하에서 운전하면 충분한 냉동용량을 확보하지 못하므로 낮은 성능을 보이고, 최적의 압력보다 높은 압력에서 운전되면 압축기 소요동력의 증가에 비하여 냉동용량 증가비의 감소에 의하여 성능은 저하된다. 따라서 이산화탄소 사이클의 경우 각 운전조건에 따라 압축기 회전수나 EEV 개도 변화를 통하여 최적의 가스쿨러 압력을 유지할 수 있도록 제어하면서 운전하여야 한다.

본 연구에서 구성한 사이클에서, 냉방성능은 압축기 토출압력이 9.2 MPa 근처에서 최적을 나타냈으며, 이때의 최대 냉방성능계수는 2.1로 나타났다. Neksa⁽⁴⁾의 연구에 의하면 동일한 운전조건에서 최적의 토출압력은 약 9.3 MPa, 이 때 성능계수는 1.8 정도를 나타내는 것으로 보고하였으며, Hwang et al.⁽³⁾은 최대 냉방성능계수가 약 1.8을 나타낸다고 발표하였다. 또한, Kim⁽⁶⁾은 입수온도의 조건이 가스쿨러의 경우 35℃, 증발기

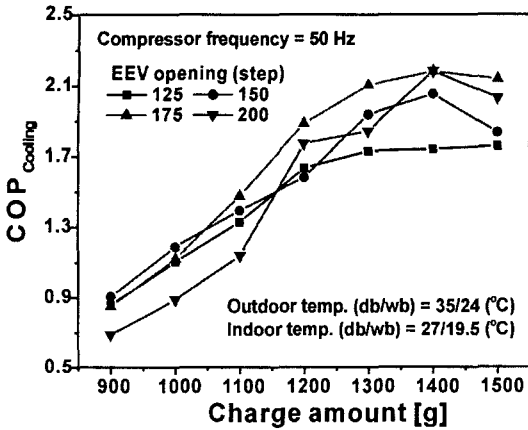


Fig. 2 Variation of cooling COP according to charge amount (50 Hz).

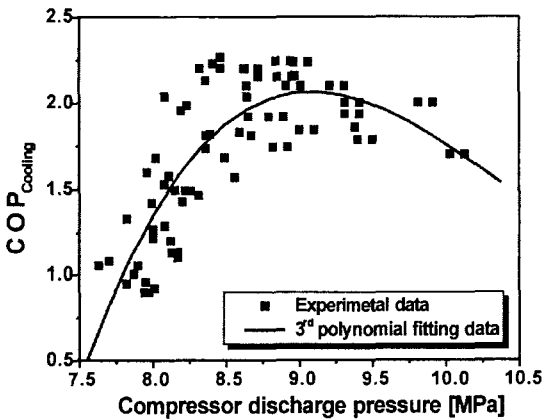


Fig. 3 Variation of cooling COP according to compressor discharge pressure.

의 경우 27°C에 대하여 최대 성능계수는 토출압력이 약 10.5 MPa인 곳에서 나타난다고 보고하였다. 따라서 본 연구의 결과도 다른 연구자들의 결과와 비슷한 경향과 성능을 나타냄이 확인되었다.

3.2 압축기 회전수 변화에 따른 성능 특성

압축기의 회전수 변화는 운전조건과 무관하게 순환하는 냉매유량을 변화시켜 시스템 전체의 운전엔에 큰 영향을 미친다. 일반적으로 압축기 회전수가 증가하면 시스템에 흐르는 냉매유량은 증가하지만 압축기에서 압축비가 증가하여 냉매누설이 증가하며, 이에 압축기 체적효율은 감소한다.

또한, 증발압력이 증가하면서 압축기 입구 냉매의 비체적이 상승되어 냉매유량의 증가가 둔화된다. 따라서 압축기 소요동력의 증가에 비하여 시스템에 흐르는 냉매유량은 상대적으로 적게 증가하므로 사이클의 성능은 저하된다.

Fig. 4는 냉매충전량이 1400 g인 경우에 압축기 회전수에 따른 냉방성능의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 압축기의 회전수가 증가함에 따라 냉방능력과 소비전력은 동시에 증가하게 된다. 그러나 소비전력의 증가비가 냉방능력의 증가비보다 커서 모든 EEV 개도에서 압축기 회전수가 증가함에 따라 냉방성능계수는 감소하는 경향을 보인다. 최대 EEV 개도인 200 스텝인 경우, 낮은 압축기 회전수에서 충분한 가스쿨러 압력과 냉매유량을 확보하지 못하므로 압축기 주파수가 50 Hz까지 냉방성능은 점점 증가되는 모양을 보인다. 하지만 다른 EEV 개도에서는 충분한 가스쿨러 압력을 유지하게 되므로 압축기의 회전수에 따라 성능은 감소하는 경향을 나타낸다.

3.3 EEV 개도 변화에 따른 사이클 특성

시스템의 운전조건에 따라 수동적으로 유량이 조절되는 일정면적 팽창장치와 달리 EEV는 개도를 직접 조절함으로써 시스템의 냉매유량 및 압력을 능동적으로 제어할 수 있다. 이산화탄소 사이클의 경우, 팽창개도가 증가하면 시스템에 흐르는 냉매유량은 증가하지만 시스템의 가스쿨러 압력이 낮아져 원하는 충분한 가스쿨러 압력을 나타내지 못하게 된다. 또한 증발기 입구의 온도가 높아지고 외기와의 온도차가 작아져 열교환기의 유용도가 감소하고 열교환기에서 압력강하도 증가하게 된다. 따라서 시스템의 운전조건에 따라 EEV 개도를 조절하여 최적의 운전조건을 유지할 수 있도록 제어하여야 한다.

Fig. 5는 최적 냉매충전량에 대하여 압축기의 회전수 변화에 따른 냉방성능을 EEV 개도에 따라 나타내었다. 실험결과 최적의 EEV 개도는 압축기의 회전수에 따라 일정한 경향을 나타내는 것으로 확인되었다. 압축기 주파수가 30 Hz인 경우 EEV 개도가 150 스텝에서 최대의 성능을 나타냈으며, 40 Hz인 경우에는 EEV 개도가 175 스텝에서 최대의 성능을 나타냈다. 또한, 50 Hz의 경우 175 스텝에서 성능의 향상정도가 확연하게

줄어들고, 60 Hz에서는 성능이 계속적으로 증가됨을 확인할 수 있다. 압축기 회전수가 낮을 경우 큰 EEV 개도에서 운전되면 팽창장치를 통과하는 냉매유량이 증가하고 가스쿨러의 압력이 감소하게 된다. 따라서 충분한 증발온도를 가지지 못하고 냉방용량이 급격하게 감소하게 된다. 그러나 압축기의 회전수가 증가하게 되면 모든 EEV 개도에 대하여 충분한 팽창저항을 가지고 일정 이상의 가스쿨러 압력을 형성하여 원하는 증발온도와 냉매유량을 유지하게 된다.

Fig. 6은 압축기의 주파수가 50 Hz인 경우에서 각 충전량별 냉매유량의 변화를 EEV 개도에 따라 보여주고 있다. 모든 냉매충전량에 대하여 EEV 개도가 125에서 175 스텝까지는 냉매유량이 선형적으로 증가한다. 하지만 EEV 개도가 200 스텝으로 증가되는 경우 냉매유량의 증가비가 크게 증가한다. 따라서 선형적인 냉매유량의 제어를 위하여 EEV 개도를 125에서 175 스텝 사이를 적용하여야 한다. EEV의 제어는 시스템이 충분한 가스쿨러 압력과 과열도를 갖는 범위에서 사용하는 것이 바람직하다. 또한, 이산화탄소 사이클 성능에 큰 영향을 미치는 가스쿨러의 압력과 과열도는 운전부하와 압축기 회전수에 의해 크게 영향을 받으므로 적절한 EEV의 제어는 압축기 회전수와 더불어 이루어져야 한다.

3.4 내부열교환기 길이에 따른 사이클 특성

이산화탄소 사이클에서 내부열교환기의 적용은 가스쿨러 출구의 냉매온도를 감소시켜 증발기 입구의 건도를 낮게 유지할 수 있도록 한다. 따라서 냉방용량의 확보가 용이해지므로 기본 사이클에 비하여 냉방성능이 향상되게 된다. 그러나 내부열교환기를 적용한 경우 압축기의 종류와 설계된 압축비, 작동조건, 그리고 내부열교환기의 용량(길이)에 따라 그 효과는 다르게 나타난다.

Fig. 7은 EEV 개도가 175 스텝으로 일정할 때, 압축기 회전수 및 내부열교환기의 길이에 따른 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. 모든 압축기 회전수에서 내부열교환기의 길이가 증가할수록 냉방성능은 증가되는 것을 확인할 수 있다. 이산화탄소 사이클에서 내부열교환기의 용량이 증가할수록 압축기 입구의 온도가 상승하게 되어 압축기에 소요되는 동력이 증가하게 된다. 본 연구에서 내부열교환기를 사용함으로써 압축기 소

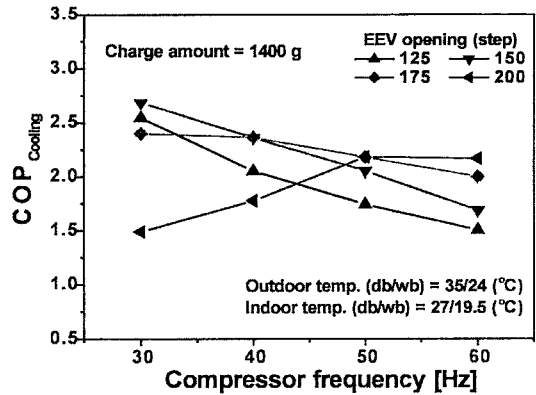


Fig. 4 Variation of cooling COP according to compressor frequency.

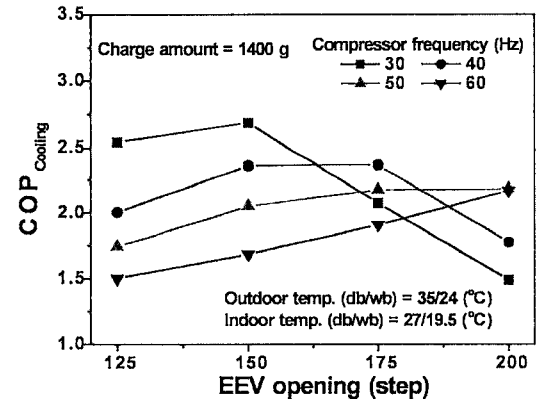


Fig. 5 Variation of cooling COP according to EEV opening.

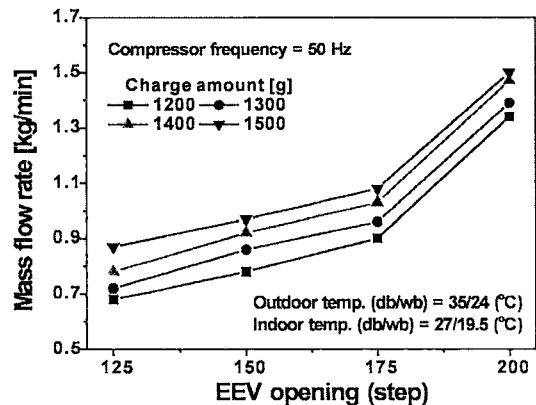


Fig. 6 Variation of mass flow rate according to EEV opening.

요동력은 2.0~2.6% 증가하는 것으로 확인되었다. 반면에 냉방용량은 약 4~10% 증가되므로 시스템의 냉방성능계수는 향상된다. 그러나 내부열교환기의 길이가 2 m 이상인 경우, 냉방성능계수의 증가폭은 크게 둔화된다. 이는 열을 방출하는 가스냉각 과정에서 사이클이 최적의 가스쿨러 압력을 형성하지 못한 경우 내부열교환기에 의한 냉방용량의 증가량은 점차 감소하고 압축기의 소요 동력이 과도하게 증가하여 시스템의 성능향상이 둔화되는 것에 기인한다. 이산화탄소 사이클에서 압축기의 토출압력이 최적압력 이상인 경우나 내부열교환기가 과도하게 설계된 경우, 내부열교환기를 사용함으로써 사이클의 성능을 더 악화시키는 현상이 발생함으로 내부열교환기의 적용에 대한 적절한 제어가 필요하다.

Fig. 8은 내부열교환기의 길이에 따른 사이클의 변화를 온도-엔트로피 선도에 나타내었다. 내부열교환기를 사용하는 경우 가스쿨러 출구의 냉매는 더 낮은 온도와 압력을 가지게 되고, 이에 냉방용량이 향상됨을 확인할 수 있다. 또한 내부열교환으로 인하여 압축기 입구에서 더 높은 온도의 입구 조건을 가짐을 알 수 있다. 그러나 내부열교환기의 길이가 2 m에서 3 m로 증가하는 경우 사이클 변화는 매우 미미하게 나타났다. 따라서 두 사이클의 냉방성능은 거의 비슷하게 나 Table 3은 내부열교환기의 길이에 따른 냉방성능계수와 그 향상 정도를 보여주고 있다. 내부열교환기의 적용으로 인하여 전체적으로 냉방성능은 향상된다. 특히, 낮은 압축기 회전수의 경우 그 증가폭은 더 크게 나타남을 알 수 있다. 압축기 주파수가 40 Hz의 경우, 내부열교환기가 3 m 일 때 냉방성능은 최대 9.1% 향상되었다. 이에 비하여 60 Hz의 경우, 성능향상 정도가 4.8%로 상대적으로 작게 나타났다. 또한 모든 압축기 회전수에서 내부열교환기가 2 m에서 3 m로 증가하여도 더 이상의 성능향상이 나타나지 않았다. Hwang et al.⁽¹⁾은 동일한 외기조건에서 내부열교환기 적용에 따라 약 7%의 성능향상 정도를 보였으며, 2단 압축 시스템에서는 약 18%의 성능향상을 나타냈다⁽⁶⁾. Halozan et al.⁽⁴⁾은 내부열교환기의 사용으로 난방성능이 약 8% 향상되었으며, 최적의 토출압력을 저압축으로 1 MPa 정도 낮출 수 있음을 보였다.

압축기 토출압력이 과도하게 높은 경우 내부열

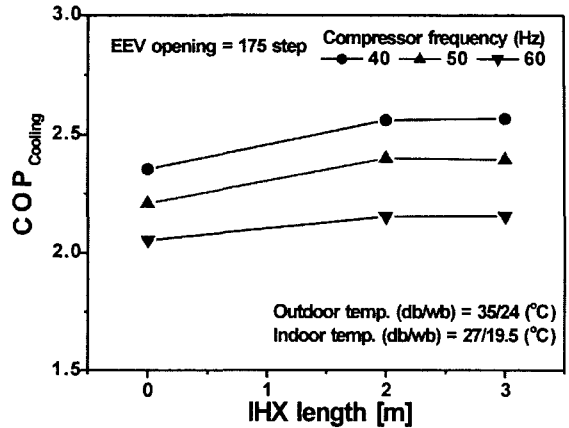


Fig. 7 Variation of COP with length of IHX.

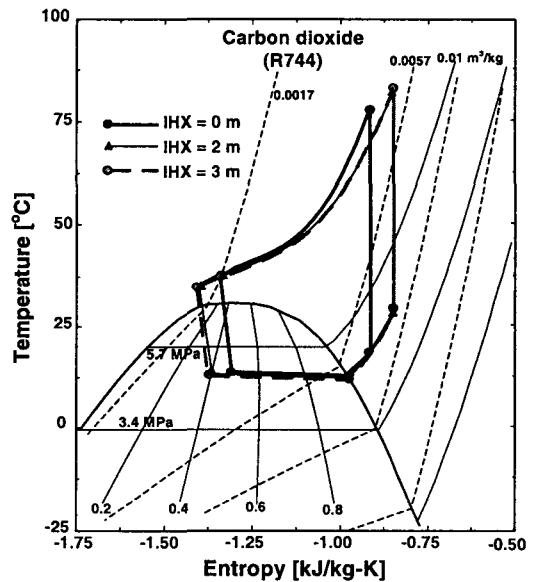


Fig. 8 T-s diagram using IHX.

Table 3 COP improvement with length of IHX

Comp. frequency	40 Hz		50 Hz		60 Hz		
	IHX length (m)	COP	Improvement (%)	COP	Improvement (%)	COP	Improvement (%)
IHX length (m)	0	2.34	0	2.21	0	2.05	0
	2	2.56	8.9	2.40	8.6	2.15	4.8
	3	2.57	9.1	2.39	8.4	2.15	4.8

교환기의 용량이 증가함에 따라 압축기의 소요동력은 일정하게 증가하지만 냉방용량은 압축기의 토출압력이 높은 곳에서 그 증가폭이 감소하는 경향을 보인다. 하지만 토출압력이 낮은 경우 내부열교환기에 의하여 열교환에 유리한 물성치를 가지는 영역을 지나게 되므로 냉방용량이 압축기의 소요동력 증가에 비하여 크게 증가하므로 냉방성능이 향상됨을 확인할 수 있다. 따라서 압축기의 압축비가 고정되어 있는 경우, 실외온도가 높은 조건에서 내부열교환기의 적용은 성능향상과 냉동용량의 확보를 위하여 필수적임을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 내부열교환기를 적용하여 이산화탄소 냉방시스템의 특성을 실험을 통하여 고찰하였다. 이를 위하여 냉매충전량, EEV 개도, 압축기 회전수, 그리고 내부열교환기의 길이를 변화시켜가면서 실험을 실시하였고, 실험결과에 따라 사이클의 성능향상 정도와 운전 특성을 살펴 보았다. 이를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 본 시스템에서 내부열교환기를 적용하지 않은 기본 시스템의 경우, 냉방성능계수는 최대 2.1로 나타났으며 최적의 압축기 토출압력은 9.2 MPa 근처로 확인되었다.

(2) 압축기 회전수가 낮을수록 사이클 성능이 향상된다. 하지만 시스템의 설계용량과 과열도 등을 고려하여 일정한 회전수 이상에서 운전하여야 한다.

(3) 적절한 EEV 개도의 조절로 토출압력을 제어함으로써 성능이 향상되었으며, 이는 압축기 회전수에 따라 최적의 EEV 개도의 제어가 필요함을 확인하였다.

(4) 본 연구에서 설계된 시스템에서 최적의 내부열교환기의 길이는 약 2 m로 나타났으며, 내부열교환기의 적용으로 사이클의 성능이 4~9% 정도 향상되었다.

후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업의

지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Neksa, P., Rekestad, H., Zakeri, R., Schiefloe, P., 1998, CO₂ heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3. pp. 172-179.
2. Hwang, Y., Radermacher, R., 1999, Experimental investigation of the CO₂ refrigeration cycle, *ASHRAE Transactions*, Vol. 105, Pt. 1, pp. 1219-1227.
3. Hwang, Y., Huff, H., Preissner, R., Radermacher, R., 2001, CO₂ transcritical cycles for high temperature application, *Proceedings of 2001 ASME Int. Mechanical Engineering Congress in New York, IMECE2001/AES- 23630*.
4. Neksa, P., 2002, CO₂ heat pump systems, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 25, pp. 421-427.
5. Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Kim, M., Bullard, C., 2000, Transcritical CO₂ heat pump for residential application, *4th IIR-Gustav Lorentzen Conference*, pp. 9-16.
6. Halozan, H., Rieberer, R., 2000, CO₂ as refrigerant-possible applications, *4th IIR-Gustav Lorentzen Conference*, pp. 43-50.
7. Hafner, A., 2000, Experimental study on heat pump operation of prototype CO₂ mobile air conditioning system, *4th IIR-Gustav Lorentzen Conference*, pp. 177-184.
8. Hwang, Y., Celik, A., Radermacher, R., 2004, Performance of CO₂ cycle with a two-stage compressor, *Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, R105.
9. Kim, S., 2002, Study on performance of heat pump for hot water heater and autocascade cycle using CO₂, Ph.D. Thesis. Seoul National University, Seoul, KOREA.
10. ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, *ASHRAE Standard 116*.