

인버터 주파수 제어에 따른 CO₂용 수냉식 열펌프의 성능 특성

손창효^{1*}

¹부경대학교 냉동공조공학과

Performance Characteristics of Water-Chilling Heat Pump Using CO₂ on Control of Inverter Frequency

Chang-Hyo Son^{1*}

¹Division of Refrigeration and Air-Conditioning, Pukyong National University

요약 본 논문은 압축기 인버터 주파수 제어에 따른 CO₂용 수냉식 열펌프의 성능 특성에 대해서 실험적으로 조사하였다. 실험장치는 압축기, 가스냉각기, 팽창밸브, 증발기, 내부 열교환기, 수액기로 구성된다. 실험장치에 사용된 모든 열교환기는 동관으로 제작된 이중관식 대향류형이다. 가스냉각기와 증발기는 2.4 m인 소시험부 6개와 4개로 각각 구성된다. 실험결과를 요약하면, 우선 증발기와 가스냉각기의 입구온도와 냉매유량이 일정한 조건하에서 압축기 인버터 주파수가 증가할수록 압축비와 토출압력이 증가한다. 또한 인버터 주파수가 증가할수록 난방능력과 압축일량은 증가하는 반면 성능계수는 감소한다. 그리고 증발기 입구 2차유체의 온도가 15℃에서 25℃로 증가함에 따라 압축비와 압축일량은 감소하지만 질량유량, 난방능력, 성능계수는 증가한다. 위의 이러한 경향은 종래의 프레온계 냉매 시스템의 성능 변화와 유사하다.

Abstract The performance characteristics of water-chilling heat pump using CO₂ for the control of inverter frequency was investigated experimentally. An experimental apparatus is consisted of a compressor, a gas cooler, an expansion valve, an evaporator and a liquid receiver. All heat exchangers used in the test rig are counter flow type heat exchangers with concentric dual tubes, which are made of copper. The gas cooler and the evaporator consist of 6 and 4 straight sections respectively arranged in parallel, each has 2.4m length. The experimental results summarize as the following: for constant inlet temperature of evaporator and gas cooler, as mass flow rate, compression ratio and discharge pressure increases with the inverter frequency. And heating capacity and compressor work increases, but coefficient of performance(COP) decreases with the inverter frequency of compressor. As inlet temperature of secondary fluid in the evaporator increases from 15℃ to 25℃, compression ratio and compressor work decreases, but mass flow rate, heating capacity and COP increases with the inverter frequency of compressor. The above tendency is similar with performance variation with respect to the variation of inverter frequency in the conventional vapor compression refrigeration cycle.

Key Words : Carbon dioxide, Design of heat pump, Inverter frequency, Performance characteristics, Transcritical cycle

1. 서론

CO₂ 열펌프 시스템은 CO₂의 낮은 임계온도(31.1℃)와 높은 임계압력(7.38 MPa)때문에 고압축(가스냉각 압력)이 임계 영역 이상에서 운전되는 초임계 사이클로 작동된다. 이로 인해 기존의 아임계 사이클보다도 열역학적

성능이 낮은 것으로 나타난다.[1,2] 특히, CO₂ 열펌프는 최적의 운전조건에서 작동할 수 있는 제어시스템의 설계가 필요하다. 따라서 이러한 문제를 해결하고 시스템을 안정적으로 운전할 수 있도록 팽창밸브의 최적제어 시스템을 장착하는 것이다.

CO₂ 열펌프 시스템과 관련된 종래의 연구들을 살펴보

*교신저자 : 손창효(sonch@pknu.ac.kr)

접수일 10년 11월 15일

수정일 (1차 10년 11월 26일, 2차 10년 12월 01일)

게재확정일 10년 12월 17일

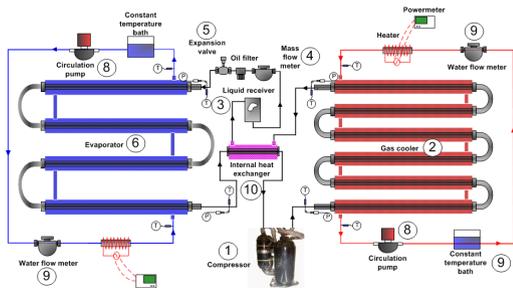
면, 우선 Liao와 Jakobsen[3]은 초임계 CO₂ 열펌프 사이클에 대해 시뮬레이션을 통해 가스냉각 압력에 대한 상관식으로 제시하였다. Brown 등[4]은 NIST의 증기압축 사이클 모델을 사용하여 CO₂ 열펌프 시스템의 성능을 평가하였다. Halozan 등[5]과 Hafner 등[6]은 CO₂를 이용한 급탕시스템에서 내부 열교환기를 적용할 경우, 각각의 성능 변화에 대해 연구하였다. Kim 등[7]은 CO₂ 시스템의 각 요소들의 성능향상에 관한 전반적인 내용을 정리하였다. Cho 등[8]은 압축기 주파수와 EEV 개도 및 내부 열교환기의 길이 변화에 따른 사이클 성능 특성을 연구하였다. 국내의 경우 CO₂ 열펌프 시스템의 최적 제어 시스템을 적용한 연구는 아직 기초단계에 있고, 이를 위한 실험데이터는 대단히 부족한 실정이다.

따라서, 본 논문은 CO₂용 수냉식 열펌프 시스템의 최적설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 등으로 구성된 CO₂용 열펌프 장치를 제작하여, 압축기 인버터 주파수 제어에 따른 사이클 특성을 실험적으로 고찰하여 파악하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

그림 1은 본 연구에서 사용된 실험 장치를 나타낸 것이다. 실험장치는 냉매 순환루프와 열원수 순환루프로 구성되어 있으며, 각각 압축기와 냉각수 펌프에 의하여 순환되는 강제순환루프이다. 냉매 순환루프는 밀폐형 압축기(1. compressor), 가스냉각기(2. gas cooler), 수액기(3. liquid receiver), 질량 유량계(4. mass flow meter), 팽창밸브(5. expansion valve), 증발기(6. evaporator), 내부열교환기(10. internal heat exchanger) 등으로 이루어져 있다. 열원수 순환루프는 수 유량계(7. water flow meter), 항온조(8. constant temperature bath), 열원수 펌프(9. water circulation pump) 등으로 구성된다.



[그림 1] CO₂용 수냉식 열펌프의 장치도

그림 1의 열펌프 시스템에서, 압축기를 나온 초임계 상태의 냉매증기는 가스냉각기로 들어가고, 가스냉각기 내에서 CO₂는 열원수와 열교환하여 냉각된 냉매는 내부 열교환기로 유입된다. 내부 열교환기 내에서는 증발기를 나온 고온의 냉매증기와 열교환한 후 수액기로 들어간다. 수액기를 나온 냉매액은 질량유량계를 거쳐 팽창밸브를 통과하게 된다. 이때, 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량과 밀도를 측정하고 CO₂의 상태량을 확인한다. 팽창밸브를 통과한 냉매액은 증발기로 유입되어 냉수와 열교환한 후 내부 열교환기로 들어간다. 내부 열교환기에서는 가스냉각기를 나온 고온고압의 냉매와 열교환 후 압축기로 들어가 재순환하게 된다. 가스냉각기와 증발기로 유입되는 냉각수와 브라인은 각각의 항온조에서 일정한 온도로 유지되어, CO₂ 냉매와 대향류로 열교환하게 된다.

CO₂ 냉매용 열교환기는 증발기, 가스냉각기, 내부열교환기로 구분되며, 증발기와 가스냉각기 내관의 내경은 7.75 mm와 외경 9.53 mm인 동관을 사용하였으며, 냉각수와 브라인의 외관 내경은 26 mm와 외경 28.5 mm인 동관이다. U-밴드 부분을 제외한 증발기와 가스냉각기의 전체길이는 각각 14,400 mm와 9,600 mm 이다. 본 실험에 사용된 내부열교환기는 내관 내경은 7.75 mm, 외관(셸) 내경은 2.6 mm의 동관으로 제작된 이중관식이다. 증발기, 가스냉각기, 내부 열교환기의 입출구 냉매온도는 T형 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력을 측정하기 위해 증발기, 가스냉각기, 내부 열교환기의 입구와 출구에 압력 센서와 차압계를 설치하였다.

2.2 실험방법

실험은 장치 내에 CO₂ 냉매를 충전하기 전에 장치의 기밀시험을 하기 위해서 공기압축기를 이용하여 고압의 질소를 200 bar까지 장치내로 주입시킨다. 하루 동안 누설검사를 하고, 이상이 없을 경우 진공펌프를 사용하여 장치 내 잔류 불 응축가스를 제거한다. 이와 동시에 냉매가 장치내로 원활히 유입될 수 있도록, 진공펌프를 사용하여 장치 내를 진공으로 만든다. 그리고 수액기에 부착된 충전밸브(charging valve)로 냉매를 충전한 후, 압축기를 가동하여 냉매를 유동시켰다. 2차 유체는 냉동유닛에서 일정온도로 유지되면, 냉각수 순환펌프를 가동하여 열교환기로 보낸다. 2차 유체의 질량유량 조절을 위해 냉각수 순환펌프를 인버터를 사용하여 제어하였다.

본 실험에서, 팽창장치의 개도는 내부 열교환기와 증발기 출구 과열도를 맞추어 주기 위해 조절하였고, 2차 유체의 입구조건은 각각의 실험 조건에 맞게 일정하게 유지시켰으며, 각 상태의 냉매 온도는 실험조건에 따라 변화시켰다. 15분 동안에 온도 측정 변화가 ±0.3 °C, 압력

측정 변이가 ±5 kPa, 질량유량의 변화가 ±0.2 g/s 이내이면, 시스템은 정상상태에 있다고 간주하였다.

팽창밸브 개도 제어에 따른 CO₂ 열펌프 시스템의 성능 실험조건은 표 1에 나타난 것처럼, 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도와 질량유량은 각각 20~30℃와 60 g/s, 그리고 증발기 내 2차 유체의 입구 온도와 질량유량은 각각 15~25℃와 110 g/s로 일정하게 유지하였다. 팽창밸브의 개도를 조절하여 내부 열교환기와 증발기 출구의 과열도를 각각 10℃와 5℃로 맞추어서 실험하였다.

[표 1] 압축기 인버터 주파수 제어에 따른 CO₂용 수냉식 열펌프의 실험조건

변수		실험조건
압축기	인버터, [Hz]	30 ~ 60
가스 냉각기	2차유체	입구온도, [℃]
		질량유량, [g/s]
증발기	2차유체	입구온도, [℃]
		질량유량, [g/s]
	출구 과열도, [℃]	

2.3 데이터 처리

CO₂의 열물성치는 NIST에서 개발한 냉매물성계산 프로그램인 REFPROP[8]를 이용하였고, CO₂ 열펌프 시스템의 성능 특성을 파악하기 위한 실험 데이터 분석에는 다음과 같은 수식을 이용하였다. 열펌프 시스템의 성능을 예측하는데 있어서 가스냉각기와 증발기의 난방용량과 냉방용량, 그리고 압축기 소비전력은 중요한 인자이다. 우선 가스냉각기와 증발기의 난방용량과 냉방용량은 2차 유체의 입출구 온도차와 냉매 엔탈피차를 이용하여 계산한다. 이에 대한 수식들은 다음과 같이 정의 된다.

$$Q_{gc} = m_{2nd,gc} \int_{T_{2nd}} c_{p,2nd} dT = m_{gc}(i_{gc,i} - i_{gc,o}) \quad (1)$$

$$Q_e = m_{2nd,e} \int_{T_{2nd}} c_{p,2nd} dT = m_e(i_{e,o} - i_{e,i}) \quad (2)$$

여기서, $m_{2nd,gc}$ 와 $m_{2nd,e}$ 는 가스냉각기와 증발기 내 2차 유체 질량유량을 나타내고, $c_{p,2nd}$ 는 가스냉각기와 증발기 내 2차 유체의 비열을 나타낸다. m_{gc} 와 m_e 는 가스냉각기와 증발기 내를 흐르는 냉매유량, $i_{gc,i}$ 과 $i_{gc,o}$ 는 가스냉각기의 입출구 냉매엔탈피, $i_{e,i}$ 와 $i_{e,o}$ 는 증발기의 입출구 냉매엔탈피를 나타낸다. 식 (1)의 난방용량과 전

력계로 직접 측정된 압축기 소요동력으로, $COP_{heating}$ 는 $COP_{heating} = Q_{gc}/W$ 와 같이 계산된다. 실험의 타당성을 검증하기 위해서 가스냉각기의 열평형(EB)을 계산하였다. 열평형은 증발기와 가스냉각기 내 2차 유체 입출구 온도차와 냉매의 엔탈피차를 이용한 식 (1)~(2)로부터 식 (3)과 같이 정의된다. 실험 전반에 걸쳐서 열평형은 ± 5% 이내에서 좋은 일치를 보였고, 허용 가능한 오차범위 내에서 열평형을 이루는 것을 확인할 수 있었다.

$$EB(\%) = \frac{Q_{2nd} - Q_{re}}{Q_{2nd}} \times 100 \quad (3)$$

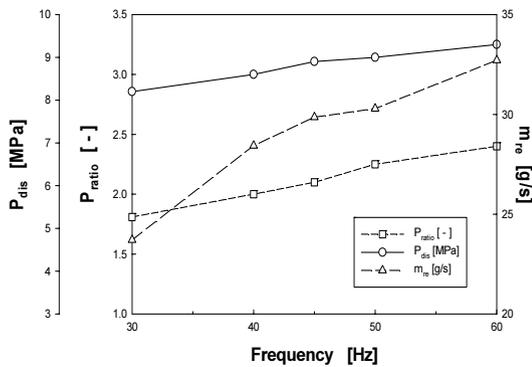
여기서, Q_{2nd} 와 Q_{re} 는 각각 증발기와 가스냉각기 내 2차 유체의 입출구 온도차와 냉매엔탈피차를 이용한 열량으로 식 (1)~(2)로 계산된다.

3. 실험결과 및 고찰

CO₂ 열펌프 시스템의 성능에 영향을 미치는 인자들로 는 압축기 토출압력, 난방용량, 압축기 소요동력, 압축비, 냉매순환량, 성능계수 등이 있고, 이러한 인자들은 압축기 인버터 주파수 제어에 영향을 받는다. 인버터 주파수 제어에 따른 CO₂ 열펌프 시스템의 실험조건은 표 1에 상세히 기술하였다. 압축기 인버터 주파수는 30~60 Hz이고, 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도와 유량은 각각 20~30 ℃와 60 g/s이다. 증발기 내 2차 유체의 입구온도와 유량은 각각 15~25 ℃와 110 g/s이다. 그리고 압축기 흡입측 과열도는 5℃이다.

3.1 인버터 주파수 제어에 따른 성능 특성

압축기 회전수 제어는 운전조건과 무관하게 순환하는 냉매유량을 변화시켜 시스템 전체의 운전에 큰 영향을 미친다. 특히, 냉매 질량유량은 압축기 회전속도에 비례하여 증가하게 된다. 따라서 압축기 회전수는 시스템 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요인이다. 일반적으로 압축기 회전수가 증가하면 시스템에 흐르는 냉매 질량유량은 증가하지만, 압축기에서 압축비가 증가하여 압축기 체적 효율이 감소한다. 또한, 가스냉각기 내 냉각압력의 상승과 함께 증발압력도 증가하여 압축기 입구 냉매의 비체적이 상승하고, 이로 인해 냉매 유량이 감소하게 된다. 따라서 압축기 소요동력의 증가에 비해 시스템 내를 흐르는 냉매 유량은 크게 증가하지 않으므로 냉방용량의 증가는 적고, 이로 인해 난방 성능계수는 저하된다.



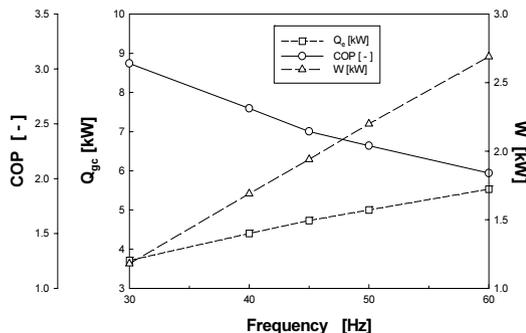
[그림 2] 압축기 인버터 주파수 제어에 따른 토출압력, 압축비, 질량유량($T_{2nd,gc,i} = 30^{\circ}C$, $T_{2nd,e,i} = 25^{\circ}C$).

3.1.1 토출압력, 압축비, 냉매유량

그림 2에서 알 수 있듯이, 인버터 주파수가 증가할수록 냉매 유량과 압축비는 증가하는 경향을 보인다. 이는 인버터 주파수가 증가할수록 압축기 회전수가 증가하므로 압축기 토출유량이 증가하고, 이로 인해 토출압력도 증가하기 때문이다. 또한, 냉매 유량의 증가 비율은 압축기 회전수가 증가할수록 감소하는데, 이는 압축기 흡입압력 감소에 따른 흡입 냉매 밀도와 압축기 효율이 감소하기 때문이다.

그림 2에서 압축기 토출압력은 인버터 주파수의 증가와 함께 높아지는 것을 알 수 있다. 이는 인버터 주파수가 증가할수록 압축기 토출유량과 압축비의 상승으로 인해, 가스냉각압력(고압부)이 상대적으로 높은 압력에서 운전되기 때문이다.

3.1.2 압축기 소요동력, 난방용량, 성능계수



[그림 3] 압축기 인버터 주파수 제어에 따른 성능계수, 난방능력, 압축일량($T_{2nd,gc,i} = 30^{\circ}C$, $T_{2nd,e,i} = 25^{\circ}C$).

그림 3에 나타난 바와 같이, 압축기 주파수가 증가할수록 난방용량과 압축일량이 증가한다. 이는 그림 2에서

살펴본 바와 같이, 냉매 유량과 압축비가 증가하기 때문이다. 또한, 그림 3에서 성능계수가 감소하는 경향으로 나타나는데, 이에 대한 주된 이유는 압력비와 냉매유량 증가에 따른 압축일 증가에 비해, 냉매유량 증가에 따른 난방용량 증가율이 상대적으로 작기 때문이고, 부차적인 이유를 들자면 증가된 압력비와 냉매유량에 의한 시스템의 압력강하 증가도 원인으로 작용하게 된다.

그림 2~3에서 알 수 있듯이, 압축기 주파수가 증가할수록 냉매 유량은 증가하지만, 난방용량은 크게 증가하지 않는다. 그 이유는 가스냉각기 내 2차 유체의 입구 온도는 일정하게 유지되므로 압축기 주파수가 증가할수록 2차 유체와 냉매와의 대수평균온도차 (logarithmic mean temperature difference)가 증가하게 되고, 이로 인해 가스냉각기 내 열방출 과정은 높은 주파수에서 비효율적인 방식으로 이루어지게 된다. 따라서 압축기 주파수가 증가할수록 난방용량은 크게 증가하지 않고 난방 성능계수는 감소하게 된다.

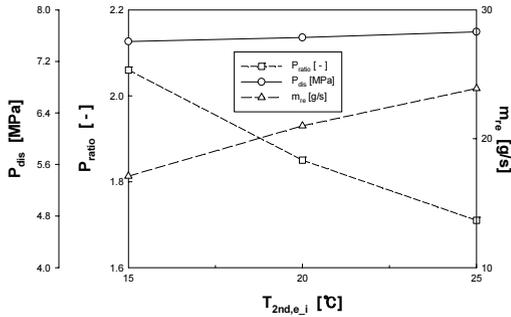
타 연구자[9]의 연구에 따르면, 일반적인 모터 속도가 감소할수록 인버터의 효율은 감소하고, 인버터와 모터의 총효율은 최대부하에서 86%이고 부하가 감소할수록 즉, 인버터의 회전수가 감소할수록 감소한다고 하였다. 그러나 그림 2~3의 결과는 인버터 효율의 감소에도 불구하고, 압축기의 주파수가 30 Hz에서 60 Hz로 높아짐에 따라, 압축일의 증가율이 난방용량의 증가율보다 상대적으로 커서 시스템 COP는 전체적으로 감소하는 것을 알 수 있다.

3.2 증발기 내 2차 유체 입구온도 변화에 따른 성능 특성

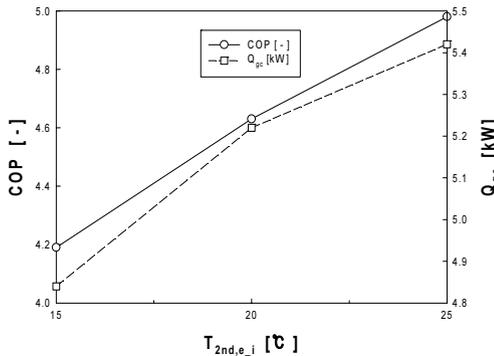
그림 4~5는 압축기 인버터 주파수가 일정한 경우 2차 유체의 입구온도 변화에 따른 CO₂ 열펌프의 성능결과를 나타낸 것이다. 2차 유체에 대한 영향은 기존 연구인 Rieberer 등[10,11], McEnaney 등[12]과 일치하는 경향을 보였다. 우선 증발기 내 2차 유체 입구온도가 10 °C에서 15 °C로 증가할수록 증발기 압력이 상승하여 압축비가 감소하고, 압축기 입구 냉매의 밀도가 높아져서 냉매 유량이 증가하게 된다. 그리고 이때 압축기 입구 냉매 밀도의 증가에 의해 압축기 체적효율이 상승하여 냉매유량은 증가하고 압축비가 감소하여 압축기 소요동력은 감소한다. 따라서 난방용량은 증가하는 반면, 압축기 소요동력은 감소하여 성능계수는 증가한다.

그림 4~5로부터 인버터의 주파수가 일정한 경우 CO₂ 열펌프 시스템의 성능은 모두 동일한 경향을 나타내지만, 압축기 주파수가 30 Hz에서 60 Hz로 증가하는 경우에

CO₂ 열펌프 시스템의 성능계수의 증가율은 감소한다. 이는 압축기 주파수가 높은 경우에 증발기 내 2차 유체 입구온도가 상승할수록 냉매유량 증가로 인한 압력강하와 열교환기 유용도(effectiveness)의 감소, 그리고 압축비 상승 때문이다.

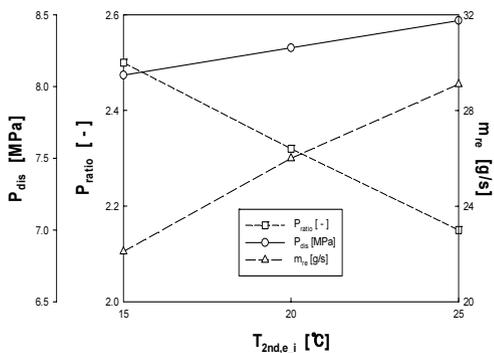


(a) 토출압력, 압축비, 냉매유량

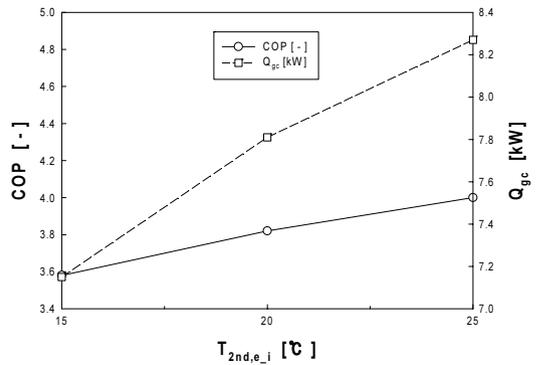


(b) 난방능력, 성능계수

[그림 4] 증발기 2차유체 입구온도 변화에 따른 성능 (30 Hz)



(a) 토출압력, 압축비, 냉매유량



(b) 난방능력, 성능계수

[그림 5] 증발기 2차유체 입구온도 변화에 따른 성능 (60 Hz)

4. 결론

CO₂를 이용한 수냉식 열펌프 시스템의 최적 설계를 위해서 압축기 주파수 제어에 따른 성능 특성에 대한 실험 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 압축기 인버터 주파수가 증가할수록 냉매 유량, 압축비, 토출압력은 증가한다. 냉매 유량의 증가 비율은 압축기 회전수가 증가할수록 감소하는데, 이는 압축기 흡입압력 감소에 따른 흡입 냉매 밀도와 압축기 효율이 감소하기 때문이다.
- (2) 압축기 주파수가 증가할수록 난방용량과 압축일량이 증가하는 반면 성능계수가 감소한다. 이에 대한 주된 이유는 압력비와 냉매유량 증가에 따른 압축 일 증가율에 비해, 냉매유량 증가에 따른 난방용량 증가율이 상대적으로 작기 때문이고, 부차적인 이유를 들자면 증가된 압력비와 냉매유량에 의한 시스템의 압력강하 증가도 원인으로 작용하게 된다.
- (3) 증발기 내 2차 유체 입구온도가 15 °C에서 25 °C로 증가할수록 증발기 압력이 상승하여 압축비가 감소하고, 압축기 입구 냉매의 밀도가 높아져서 냉매 유량이 증가하게 된다. 그리고 이때 압축기 입구 냉매 밀도의 증가에 의해 압축기 체적효율이 상승하여 냉매유량은 증가하고 압축비가 감소하여 압축기 소요동력은 감소한다. 따라서 난방용량은 증가하는 반면, 압축기 소요동력은 감소하여 성능계수는 증가한다.

참고문헌

- [1] Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., "CO₂ heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results.", International Journal of refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp.172~179, 1988.
- [2] Hwang, Y., and Radermacher, R., "Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle", HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245~263, 1998.
- [3] Liao, S., Jakobsen, A., "Optimal heat rejection pressure in transcritical carbon dioxide air conditioning and heat pump system.", IIF-IIR-Sections B and E-Oslo, Norway, 1998. pp. 301~310, 1998.
- [4] Brown, S. J., Yana-Motta, F. S., Domanski, A. P., "comparative analysis of an auto motive air conditioning systems operating with CO₂ and R134a.", International Journal of refrigeration, 25(2002), pp. 19~32, 2002.
- [5] Halozan, H, and Rieberer, R., CO₂ as refrigerant -possible applications, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 43~50, 2000.
- [6] Hafner, A., 2000, Experimental study on heat pump operation of prototype CO₂ mobile air conditioning system, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 177~184.
- [7] Kim, M., Pettersen, J. and Bullard, C., "Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, pp. 119~174, 2004.
- [8] McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A. P., "NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP)", Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A, 1998.
- [9] Cho, H., Ryu, C. and Kim, Y., "Experimental study on the cooling performance of a CO₂ cycle with internal heat exchanger", Proceeding of the SAREK "04 Winter Annual Conference, pp. 571~576, 2004.
- [10] Rieberer, R., Neksa, P. and Schiefloe, P.A., CO₂ heat pumps for space heating and tap water heating, 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney, 1999.
- [11] Rieberer, R., Gassler, M. and Halozan, H., "Control of CO₂ heat pumps", Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue, 2000 July 25-28; West Lafayette, USA, pp. 75~82, 2000.
- [12] McEnaney R. P., Boewe D. E., Yin JM, Park Y. C., Bullard C. W., Hrnjak P. S., "Experimental comparison of mobile A/C systems when operated with transcritical CO₂ versus conventional R134a". In Proceedings of the Seventh International Refrigeration Conference at Purdue University, WestLafayette, Indiana, pp. 145~150, 1998.

손 창 효(Chang-Hyo Son)

[정회원]



- 2000년 2월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학석사)
- 2004년 8월 : 부경대학교 냉동공조공학과 (공학박사)
- 2004년 9월 ~ 현재 : 부경대학교 냉동공조공학과 시간강사, 전임연구원, 계약교수

<관심분야>

대체냉매용 냉동공조 시스템 성능 및 제어 설계, 고성능 열교환기의 전열성능 및 압력강하