한국마린엔지니어링학회지 제31권 제5호, pp. 543~551, 2007. 7 (ISSN 1226-9549)
Journal of the Korean Society of Marine Engineering

2차 유체 조건 변화에 대한 CO_2용 수냉식 열펌프의 성능 특성에 관한 연구

손창효* · 오후규†

(원고접수일 : 2007년 4월 23일, 심사완료일 : 2007년 7월 11일)

Performance Characteristics of Water-Chilling Heat Pump Using CO_2 on the Variation of Secondary Fluid Conditions

Chang-Hyo Son* · Hoo-Kyu Oh†

Abstract : The performance characteristics of water-chilling heat pump using CO_2 with respect to variation of inlet temperature and mass flow rate of secondary fluid 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 2.4 m length. The experimental results were summarized as the followings : As inlet temperature of secondary fluid in the gas cooler increases from 10℃ to 40℃, the compressor work, heating capacity and heating COP were varied to 37.8%, -13%, -35.9%, respectively. The heating capacity, compressor work, heating COP were turned into 23.3%, 6.42%, 13.1%, respectively when mass flow rate of secondary fluid in the evaporator increases from 70 g/s to 150 g/s. The above tendency is similar with performance variation with respect to temperature variation of secondary fluid in the conventional vapor compression cycle.

Key words : Carbon dioxide(이산화탄소), Design of heat pump(열펌프 설계), Performance characteristics(성능특성), Secondary fluid(2차유체)

기호설명

Cp : 정압비열 〔kJ/kgK〕
EB : 열평형 〔%〕
i : 엔탈피 〔kJ/kg〕
m : 냉매순환량 〔g/s〕
P : 압력 〔MPa〕
Q : 전열량 〔kW〕
T : 온도 〔℃〕
W : 압축기 축동력 〔kW〕

† 교신저자(부경대학교 냉동공조공학전공), E-mail : headam@pknu.ac.kr, Tel : 051)620-1501
* 부경대학교 누리계약교수

아래첨자

2nd : 2차 유체
dis : 압축기 토출측
e : 증발
gc : 가스냉각기
i : 입구측
liquid : 냉매액
o : 출구측
ratio : 비율
re : 냉매
vapor : 냉매증기

1. 서 론

CFC계 및 HCFC계 냉매가 오존층 파괴 및 온실효과의 원인 물질로 밝혀짐에 따라 자연냉매에 관심이 높아지고 있고, 이와 같은 상황에 자연냉매인 CO_2 (R-744)는 환경 친화적이며, 주위환경에서 쉽게 구할 수 있기 때문에 서구 선진국을 중심으로 주목을 받기 시작했다. CO_2를 적용한 시스템의 연구는 자동차용 에어컨, 가정용 급탕기와 열펌프 등의 영역으로 점차 확대되고 있다. 국내에서도 CO_2를 적용한 냉난방기와 열펌프의 개발이 활발히 진행되고 있는 실정이다.

CO_2 열펌프 사이클의 경우 주어진 운전조건에서 압축기 토출압력의 영향이 매우 크고, 난방 운전시 최적의 토출압력이 존재한다.[1~2] CO_2 사이클의 토출압력은 기본적으로 사이클 내의 냉매충전량에 의해 결정되기 때문에 냉매충전량이 사이클의 성능에 미치는 영향이 매우 크다.

CO_2 열펌프 시스템과 관련된 종래의 대표적인 연구들을 살펴보면, 우선 Liao와 Jakobsen[3]은 초임계 CO_2 열펌프 사이클에 대해 시뮬레이션을 통해 가스냉각 압력에 대한 상관식으로 제시하였다. Brown 등[4]은 NIST의 증기압축 사이클 모델을 사용하여 CO_2 열펌프 시스템의 성능을 평가하였다. Halozan 등[5]과 Hafner 등[6]은 CO_2를 이용한 급탕시스템에서 내부열교환기를 적용할 경우, 각각의 성능 변화에 대해 연구하였다. Kim 등[7]은 CO_2 시스템의 각 요소들의 성능향상에 관한 전반적인 내용을 정리하였다. Cho 등[8~9]은 압축기 주파수와 EEV 개도 및 내부열교환기의 길이 변화에 따른 사이클 성능 특성을 연구하였다.

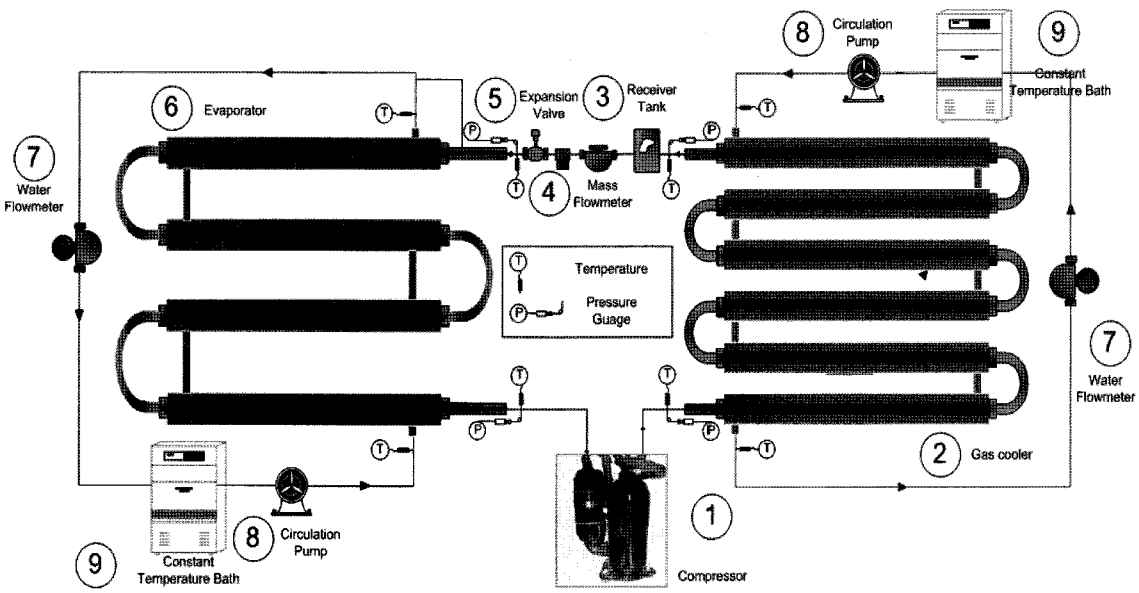


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for CO_2 heat pump

국내의 경우 CO_2를 이용한 열펌프 시스템에 대한 연구는 아직 초기단계에 있기 때문에 실험을 통한 사이클 특성에 대한 체계적인 분석과 고찰이 필요하다. 특히, CO_2 열펌프 시스템은 난방성능이 프레온 냉동사이클보다 낮기 때문에 2차 유체의 입구온도와 질량유량 변화에 따른 성능분석을 통해 CO_2 열펌프 사이클의 성능을 향상시킬 수 있는 방법에 대한 연구가 요구된다.

따라서, 본 논문은 CO_2용 수냉식 열펌프 시스템의 최적설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 하는 것이다. 이를 위해 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 등으로 구성된 CO_2용 열펌프 장치를 제작하여, 2차 유체의 입구온도와 유량변화에 따른 사이클 특성을 실험적으로 고찰하여 파악하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 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(1단 스윙로터리식), 가스냉각기(2), 수액기(3), 질량 유량계(4), 팽창밸브(5), 증발기(6) 등으로 이루어져 있다. 열원수 순환루프는 수 유량계(7), 항온조(8), 열원수 펌프(9) 등으로 구성된다.

Fig. 1의 열펌프 시스템에서, 압축기를 나온 초임계 상태의 냉매증기는 가스냉각기로 들어가고, 가스냉각기 내에서 CO_2는 열원수와 열교환하여 냉각된 냉매가 수액기로 유입된다. 수액기를 나온 냉매액은 질량유량계를 거쳐 팽창밸브를 통과하게 된다. 이때, 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량과 밀도를 측정하고 CO_2의 상태량을 확인한다. 팽창밸브를 통과한 냉매액은 증발기로 유입되어 냉수와 열교환하여 압축기로 들어가 재순환하게 된다. 가스냉각기와 증발기로 유입되는 냉각수와 브라인은 각각의 항온조에서 일정한 온도로 유지되어, CO_2 냉매와 대향류로 열교환하게 된다.

CO_2 냉매용 열교환기는 증발기와 가스냉각기로 구분되며, 증발기와 가스냉각기 내관의 내경은 7.75mm와 외경 9.53mm인 동관을 사용하였으며, 냉각수와 브라인의 외관 내경은 26mm와 외경 28.5mm인 동관이다. U-밴드 부분을 제외한 증발기와 가스냉각기의 전체길이는 각각 14,400 mm와 9,600mm 이다. 증발기와 가스냉각기의 입출구 냉매온도는 T형 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력을 측정하기 위해 가스냉각기의 입구와 출구에 압력 센서와 차압계를 설치하였다.

2.2 실험방법

실험은 장치 내에 CO_2 냉매를 충전하기 전에 장치의 기밀시험을 하기 위해서 고압의 질소를 200 kg/cm^2까지 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 충전밸브로 냉매를 충전한 후, 압축기를 가동하여 냉매를 유동시켰다. 2차 유체는 냉동유닛에서 일정온도로 유지되면, 냉각수 순환펌프를 가동하여 열교환기로 보낸다. 2차 유체의 질량유량 조절을 위해 냉각수 순환펌프를 인버터로 제어하였다.

본 실험에서, 팽창장치의 개도는 과열도를 5 ℃로 되도록 조절하였고, 2차 유체의 입구조건은 각각의 실험 조건에 맞게 일정하게 유지시켰으며, 각 상태의 냉매 온도는 실험조건에 따라 변화시켰다. 프레온 냉매용 열펌프 시스템에서 응축기 출구의 과냉도와 증발기 출구의 과열도를 제어하는 것이 가능하지만, CO_2용 열펌프 시스템에서는 초임계 상태에서 냉각되므로 과냉도를 제어할 수 없다. 따라서, 모든 실험조건에서 증발기 출구의 과열도를 5 ℃로 일정하게 유지하는 것을 하나의 기준으로 삼았다. 15분 동안에 온도 측정 변이가 ± 0.3 ℃, 압력 측정 변이가 ± 5 kPa, 질량유량의 변화가 ± 0.2 g/s 이내이면, 시스템은 정상상태에 있다고 간주하였다.

2.3 데이터 처리방법

CO_2의 열물성치는 NIST에서 개발한 냉매물성

계산 프로그램인 REFPROP[10]를 이용하였고, CO_2 열펌프 시스템의 성능 특성을 파악하기 위한 실험 데이타 분석에는 다음과 같은 수식을 이용하였다. 열펌프 시스템의 성능을 예측하는데 있어서 가스냉각기와 증발기의 난방용량 (Q_{gc})과 냉방용량 (Q_e) 그리고 압축기 소비전력(W)은 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_e는 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 전력계로 직접 측정한 압축기 소요동력(W)으로, $COP_{heating}$는 $COP_{heating} = Q_{gc}/W$의 식으로 계산하였다. 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

3.1 2차 유체 입구변화 온도가 사이클에 미치는 영향

CO_2 열펌프 시스템의 성능에 영향을 미치는 인자들로는 압축기 토출압력, 난방용량, 압축기 소요동력, 압축비, 냉매순환량, 성적계수 등이 있고, 이러한 인자들은 증발기나 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도에 영향을 받는다. 증발기와 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도에 따른 실험조건은 각각 Table 1에 상세히 기술하였다.

Table 1 Experimental conditions for performance test of CO_2 heat pump using the change of inlet temperature of secondary fluid in the evaporator and gas cooler

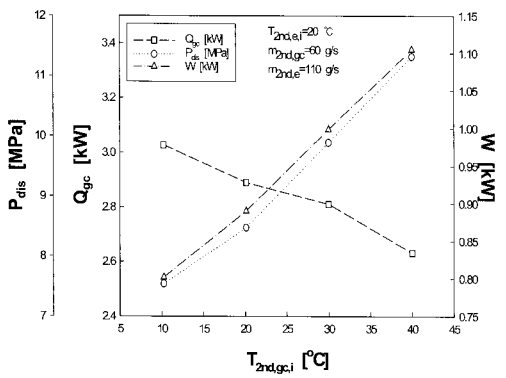
Parameters		Gas cooler	Evaporator
Secondary fluid in the gas cooler	Inlet temp., [℃]	10 ~ 40	25
	Mass flow rate, [g/s]	60	60
Secondary fluid in the evaporator	Inlet temp., [℃]	20	10 ~ 25
	Mass flow rate, [g/s]	110	150
Superheat degree, [℃]		5	

(1) 가스냉각기 내 2차 유체 입구온도의 영향

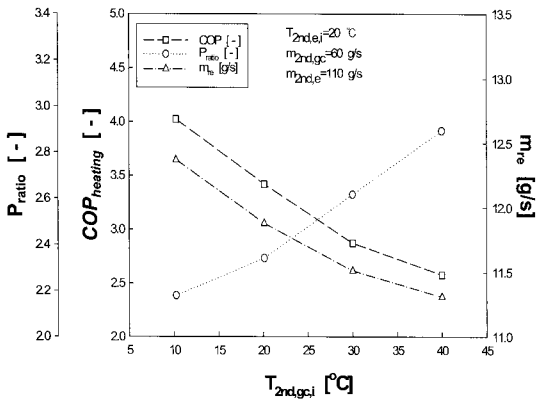
가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도에 대한 영향을 파악하기 위한 실험조건은 Table 1에 나타낸 것처럼, 증발기 2차 유체의 입구온도와 질량유량은 각각 20 ℃ 와 110 g/s이고, 가스냉각기 2차 유체의 질량유량은 60 g/s이며, 입구온도는 10~40 ℃ 이다. Fig. 2는 위의 실험조건으로부터 구한 가스냉각기 내 2차 유체 입구온도 변화에 따른 열펌프 시스템의 COP에 미치는 영향에 대해서 나타낸 것이다.

가스냉각기 내 2차 유체의 입구 온도변화에 따른 압축기 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력은

Fig. 2 (a)에 나타내었고, 압축비, COP, 냉매순환량은 Fig. 2 (b)에 나타내었다. Fig. 2 (a)에서 알 수 있듯이, 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 40 ℃로 증가할수록 압축기 토출압력과 축동력은 증가하고, 난방용량은 감소한다. 그 이유는 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도가 증가하게 되면, 가스냉각기 내 냉매와 2차 유체의 열교환 온도차가 감소하여 증발압력이 증가되므로, 증발기 내 냉매의 증발잠열을 감소시켜 압축기 흡입부의 과열증기 밀도를 증가시키기 때문이다. 따라서 가스냉각기 내 2차 유체 온도가 증가할수록 토출압력과 압축기 축동력은 급격히 증가하게 된다.



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor work



(b) Compression ratio, heating COP, mass flow rate of CO_2

Fig. 2 Performance variations with respect to the inlet temperature of secondary fluid in the gas cooler.

따라서 위의 결과로부터 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 40 ℃로 증가함에 따라 CO_2 열펌프 시스템의 토출압력, 압축기 축동력, 난방용량은 각각 50.2%, 37.8%, -13% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

Fig 2 (b)에서 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도 변화에 따른 압축비, COP, 냉매순환량을 나타낸 것이다. 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 40 ℃로 증가할수록 압축비와 COP는 감소하고 냉매순환량은 증가하는 경향을 나타내었다. COP가 감소하는 이유로는 2차 유체 입구온도 상승시에 난방용량의 감소와 압축기 축동력이 상승하기 때문이다. 또한, 냉매순환량의 증가와 압축비의 감소에 대한 이유로는, 가스냉각기내 냉매와 2차 유체 온도차의 감소로 인한 증발압력의 상승하기 때문이다. 따라서 Fig. 2 (b)의 결과로부터 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 40 ℃로 증가하면 냉매순환량, COP, 압축비는 각각, -8.56%, -35.9%, 32.8% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

(2) 증발기 내 2차 유체 입구온도의 영향

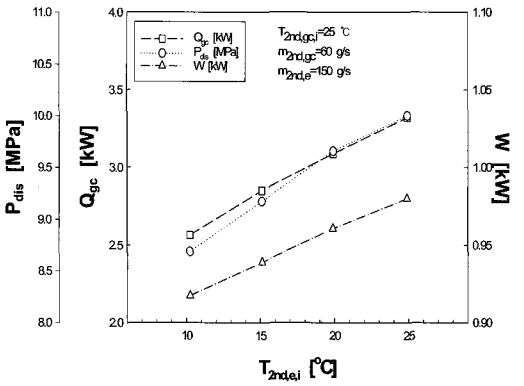
증발기 내 2차 유체의 입구온도에 대한 영향을 파악하기 위한 실험조건은 Table 2에 나타낸 것처럼, 증발기 내 2차 유체 입구온도와 질량유량은 각각 10~25 ℃와 150 g/s이고, 가스냉각기 2차 유체의 질량유량은 60 g/s이며, 입구온도는 25 ℃이다.

Fig. 3은 Table 2의 증발기 실험조건에서 실험한 결과를 나타낸 것으로, Fig. 3 (a)는 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력을, Fig. 3 (b)는 압축비, COP, 냉매 순환량의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 3 (a)에 나타낸 것처럼, 증발기 2차 유체의 입구온도가 증가할수록 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력은 모두 증가하는 경향을 보였다. 이는 증발기 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 25 ℃로 증가하였을 때, 압축기 흡입측 과열증기 밀도의 증가와 가스냉각기 입구 냉매온도 상승이 그 이유이다.

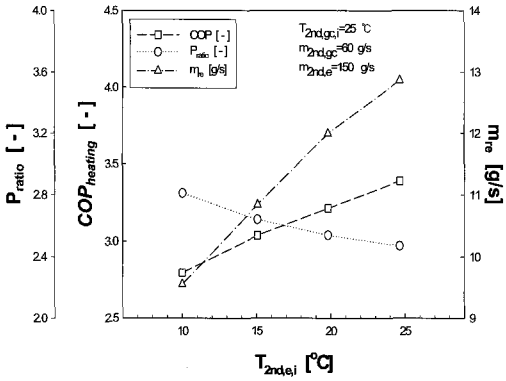
Fig. 3 (b)에 나타낸 것처럼, 증발기 내 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 25 ℃로 증가할수록 압축비는 감소하는 반면, COP와 냉매순환량은 증가하는 경향을 나타내었다. 이는 증발기 2차 유체

의 입구온도가 증가함에 따른 토출압력의 증가보다 증발압력의 상승폭이 큰 것과, 난방용량의 증가보다 축동력의 증가율이 크게 나타나는 것을 원인으로 들 수 있다. 또한, 냉매 순환량의 경우, 증발기 2차 유체의 온도가 증가하였을 때, 압축기 흡입부의 과열증기의 밀도가 증가하는 것이 그 원인으로 판단된다.

따라서 Fig. 3의 결과로부터, 증발기 내 2차 유체 입구온도가 10℃에서 25℃로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 15.1%, 29.5%, 6.84%, -12.1%, 21.2%, 34.7% 정도 변화는 것을 알 수 있다.



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor work



(b) Compression ratio, heating COP, mass flow rate of CO_2

Fig. 3 Performance variations with respect to the inlet temperature of secondary fluid in the evaporator.

3.2 2차 유체 유량변화가 사이클에 미치는 영향

CO_2 열펌프 시스템의 성능에 영향을 미치는 인자들로는 압축기 토출압력, 난방용량, 압축기 소요동력, 압축비, 냉매순환량, 성적계수 등이 있고, 이러한 인자들은 증발기나 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량에 영향을 받는다. 증발기와 가스냉각기 내 2차 유체의 유량에 따른 실험조건은 각각 Table 2에 나타내었다.

Table 2 Experimental conditions for performance test of CO_2 heat pump using the change of mass flow rate of secondary fluid in the evaporator and gas cooler

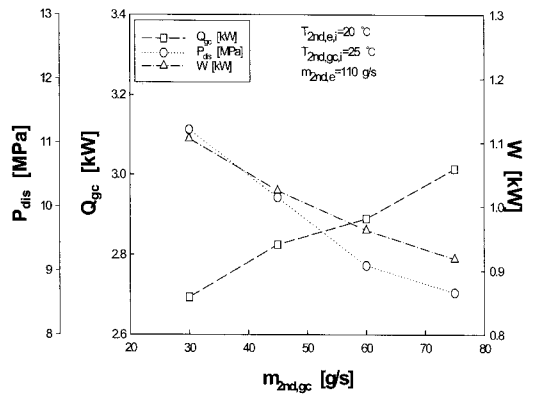
Parameters		Gas cooler	Evaporator
Secondary fluid in the gas cooler	Inlet temperature [℃]	25	25
	Mass flow rate [g/s]	30 ~ 75	60
Secondary fluid in the evaporator	Inlet temperature [℃]	20	20
	Mass flow rate [g/s]	110	70 ~ 150
Superheat degree, [℃]		5	

(1) 가스냉각기 내 2차 유체 유량의 영향

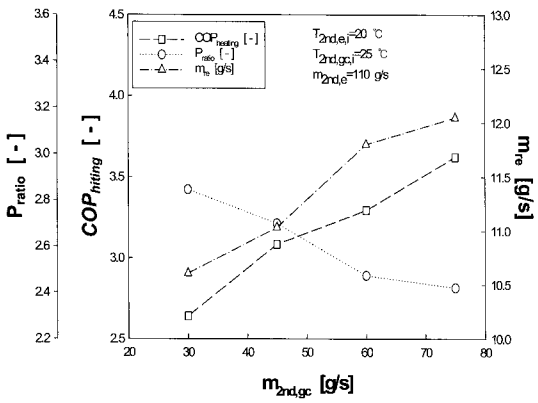
가스냉각기 내 2차 유체의 유량변화에 따른 실험조건은 Table 2에 나타낸 것처럼, 2차 유체의 질량유량만 30 g/s에서 75 g/s로 변화시키고, 다른 작동변수는 일정하게 유지하였다.

Fig. 4는 Table 2에서 나타낸 실험조건을 이용하여 가스냉각기 내 2차 유체 질량유량의 CO_2 열펌프 시스템의 성능특성을 나타낸 것이다. Fig. 4 (a) 와 (b)에서 알 수 있듯이, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가함에 따라 압축기 토출압력과 축동력, 압축비는 감소하고, 난방용량, 냉매순환량, COP는 증가하는 경향을 보였다. 우선 압축비, 토출압력, 축동력이 감소하는 이유로는, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가함에 따라 가스냉각기의 출구온도차($\Delta T_{gc} = T_{gc,i} - T_{gc,o}$)는

감소하는데, 이때 증발압력의 감소로 증발잠열이 증가하여 과열증기 밀도가 감소하기 때문이다. 난방용량의 증가 이유는 압축기의 축동력 감소에 의한 가스냉각기 내 냉매와 2차 유체의 온도차가 줄어드는 것보다 냉매질량유량의 증가에 의한 영향이 더 크게 나타나기 때문이다. 또한, 압축기 축동력은 감소하고, 난방용량은 증가하여 시스템의 COP는 증가하게 된다. 이러한 경향은 Rozhentsev와 Wang[12]의 연구결과에서도 알 수 있듯이, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가하면 난방용량과 COP가 증가하고, 압축기 축동력과 토출압력이 감소한다는 그들의 결과와 일치하는 것이다.



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor work



(b) Compression ratio, heating COP, mass flow rate of CO_2

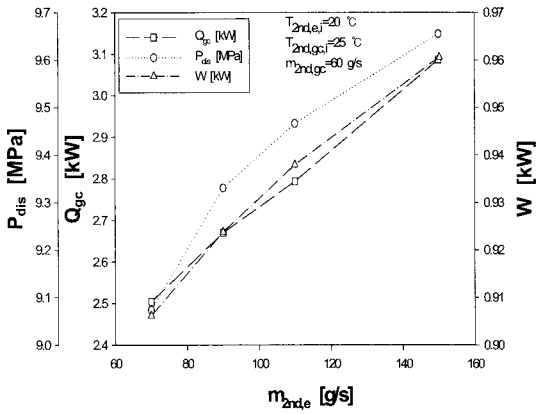
Fig. 4 Performance variations with respect to the mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

따라서 Fig. 4의 결과로부터, 가스냉각기 내 2차 유체 질량이 30 g/s에서 75 g/s로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 -22.7%, 11.9%, -16.9%, -14.9%, 37.2%, 13.6% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

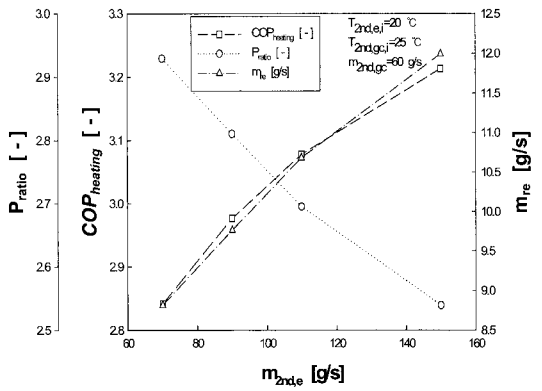
(2) 증발기 내 2차 유체 유량변화의 영향

증발기 내 2차 유체 유량변화에 따른 영향을 파악하기 위한 실험조건은 Table 3에서 알 수 있듯이, 증발기내 2차 유체의 질량유량을 70g/s에서 150 g/s로 변화시키고, 다른 작동변수들은 일정하게 유지하였다.

Fig. 5는 증발기 내 2차 유체의 질량유량이 성



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor work



(b) Compression ratio, heating COP, mass flow rate of CO_2

Fig. 5 Performance variations with respect to the mass flow rate of secondary fluid in the evaporator

능에 미치는 영향을 살펴보기 위한 실험결과를 나타낸 것이다. Fig. 5 (a)에서 나타낸 것처럼, 증발기 내 2차 유체의 질량유량이 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력이 증가함을 알 수 있었다. 증발기 내 2차 유체의 질량유량이 증가하면, 압축기 흡입부의 과열증기 밀도가 상승하기 때문에 토출압력이 상승하고, 압축기 축동력이 증가한다. 또한, 압축기 토출압력의 증가로 인해 가스냉각기 내 냉매 입구온도가 상승하게 되는데, 이때 가스냉각기 내 냉매와 2차 유체 사이의 온도차가 증가하기 때문에 난방용량은 증가하게 된다.

Fig. 5 (b)에서처럼, COP와 냉매순환량은 증가하는 반면 압축비는 감소하는 경향을 보였다. 이러한 경향은 압축비와 냉매순환량의 경우, 압축기 흡입부의 과열증기 밀도의 증가에 의한 영향으로 보인다. 또한, 증발기 2차 유체의 질량유량 증가에 따라 축동력과 토출압력이 증가율이 난방용량의 증가율보다 낮게 나타나 COP는 증가한다. 2차 유체가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대한 Rieberer 등[13]의 초임계 CO_2의 열펌프 시스템의 실험결과와 일치하였다. 그러나, 측정한 실험값의 정량적인 차이가 존재하는데, 이는 본 실험조건이 다른 연구자들의 조건과 다르다는 사실로 설명할 수 있다.

따라서 Fig. 5의 결과로부터, 증발기 내 2차 유체 질량이 70 g/s에서 150 g/s로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 6%, 23.3%, 6.42%, -13.3%, 13.1%, 36.1% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

CO_2를 이용한 수냉식 열펌프 시스템의 최적 설계를 위해서 증발기와 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도와 질량유량 변화에 따른 성능 특성에 대한 실험 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 가스냉각기 내 2차 유체의 입구온도가 10 ℃에서 40 ℃로 증가함에 따라 CO_2 열펌프 시스템의 토출압력, 압축기 축동력, 난방용량, 냉매순환량, COP, 압축비 등은 각각 50.2%, 37.8%, -13%, -8.56%, -35.9%, 32.8% 정도 변화는 것을 알 수 있다. 그리고, 증발기 내 2차 유체 입구온도가 10℃에서 25℃로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 15.1%, 29.5%, 6.84%, -12.1%, 21.2%, 34.7% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

(2) 가스냉각기 내 2차 유체 질량이 30 g/s에서 75 g/s로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 -22.7%, 11.9%, -16.9%, -14.9%, 37.2%, 13.6% 정도 변화는 것을 알 수 있다. 그리고, 증발기 내 2차 유체 질량이 70 g/s에서 150 g/s로 증가하면 토출압력, 난방용량, 압축기 축동력, 압축비, 성적계수, 냉매순환량 등은 각각 6%, 23.3%, 6.42%, -13.3%, 13.1%, 36.1% 정도 변화는 것을 알 수 있다.

(3) 전체 실험과정에서, 2차 유체의 온도와 유량 변화에 따라 CO_2 열펌프 시스템의 COP에 많은 영향을 미치는 것으로 나타났다. 또한 지금까지의 실험 데이터에 대한 경향은 기존의 아임계 증기 압축 사이클에서 관찰되는 2차 유체의 온도변화에 따른 시스템 성능변화와 유사한 것으로 나타났다.

후 기

"이 논문은 정부(교육인적 자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임"(R05-2004-000-12113-0)

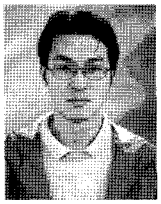
참고문헌

[1] Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R. and Schiefloe, P. A., 1998, "CO_2 heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results.", International Journal of refrigeration, Vol. 21, No. 3, pp. 172~179.

[2] Hwang, Y., and Radermacher, R., 1998, Theoretical evaluation of carbon dioxide refrigeration cycle, HAVC&R

Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245~263.
[3] Liao, S., Jakobsen, A., 1998, "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.
[4] Brown, S. J., Yana-Motta, F. S., Domanski, A. P., 2002, "comparative analysis of an auto motive air conditioning systems operating with CO_2 and R134a.", International Journal of refrigeration, 25(2002), pp. 19~32.
[5] Halozan, H, and Rieberer, R., 2000, CO_2 as refrigerant-possible applications, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 43~50
[6] Hafner, A., 2000, Experimental study on heat pump operation of prototype CO_2 mobile air conditionins system, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 177~184.
[7] Kim, M., Pettersen, J. and Bullard, C., 2004, Fundamental process and system design issues in CO_2 vapor compression systems, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 30, pp. 119~174.
[8] Cho, H., Ryu, C. and Kim, Y., 2004, Experimental study on the cooling performance of a CO_2 cycle with internal heat exchanger, Proceeding of the SAREK "04 Winter Annual Conference, pp. 571~576.
[9] Cho, H., Ryu, C. and Kim, Y., 2004, Experimental study on the performance of a CO_2 cycle in the cooling mode, Proceeding of the SAREK "04 Winter Annual Conference, pp. 571~576.
[10] McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic Properties and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
[11] CO_2를 이용한 냉난방 시스템용 실외열교환기 및 요소부품 개발.(1단계 최종 보고서), 2001, 산업자원부 차세대 기술개발사업, pp. 120~128.
[12] Rozhentsev, A. and Wang, C. C., 2001, Some design features of a CO_2 air conditioner, Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 871~880.
[13] Rieberer, R., Gassler, M. and Halozan, H., 2000, "Control of CO_2 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.

저 자 소 개



손창효(孫昌孝)

1972년 9월생, 1991년 여수수산대학교 졸업(학사), 1998년 부경대학교 냉동공학과 석사졸업, 2000년 2월 부경대학교 냉동공학과 졸업(석사) 부경대학교 기계공학부 대학원, CO_2를 이용한 냉동 시스템 개발에 관심. e-mail: sonch@mail1.pknu.ac.kr

오후규(吳厚圭)

1948년 12월생, 1975년 부산 수산대학교 식품공학과 졸업(학사), 1977년 동대학교 냉동공학과 석사 졸업, 1983년 와세다 대학교 졸업(박사). 부경대학교 기계공학부 교수. 각종 냉동장치의 설비설계 및 고성능 열교환기 개발 등에 관심. e-mail: headam@pknu.ac.kr