

냉매 충전량에 따른 CO₂용 수냉식 열펌프의 성능 특성에 관한 연구

손창효* · 유태근** · 장승일*** · 오후규†

(원고접수일 : 2007년 4월 27일, 심사완료일 : 2007년 6월 21일)

Performance Characteristics of Water-Chilling Heat Pump Using CO₂ on Variation of Refrigerant Charge Amount

Chang-Hyo Son* · Tae-Guen Yu** · Seong-Il Jang · Hoo-Kyu Oh†

Abstract : The performance characteristics of water-chilling heat pump using CO₂ with respect to variation of refrigerant charge amount 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 2400 mm length. The experimental results summarize as the followings : As the refrigerant charge ratio of CO₂ heat pump system increases, the discharge pressure and compressor ratio increases, but mass flow rate of refrigerant decreases. Also the compressor work increases with the increase of refrigerant charge ratio. However, the heating and cooling capacity of CO₂ heat pump decreases as the refrigerant charge ratio increases. The maximum heating COP of CO₂ heat pump system presented at 0.25 refrigerant charge ratio. It is possible to confirm the optimum charge ratio of CO₂ heat pump system by the viewpoint of heating COP.

Key words : CO₂ heat pump(이산화탄소 열펌프), Design of heat pump(열펌프 설계), COP(성능 계수), Refrigerant charge amount(냉매 충전량)

기호설명

	EB	: 열평형 [%]	
	i	: 엔탈피 [kJ/kg]	
COP	: 성적계수	m	: 냉매순환량 [kg/h]
C _p	: 정압비열 [kJ/kgK]	P	: 압력 [Pa]
		Q	: 전열량 [kW]

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

* 부경대학교 냉동공조공학전공 누리계약교수

** 부경대학교 냉동공조공학전공 조교

*** 부경대학교 냉동 공조공학과 대학원생

- Rc : 일반화된 냉매충전량
- T : 온도 [°C]
- W : 압축기 축동력 [W]

아래첨자

- 2nd : 2차 유체
- Ac : 실제 냉매충전량
- 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 냉매에 의한 지구환경문제로 인해 자연냉매에 관심이 높아지고 있고, 이와

같은 상황에 자연냉매인 CO₂ (R-744)는 환경 친화적이며, 주위환경에서 쉽게 구할 수 있기 때문에 서구 선진국을 중심으로 주목을 받기 시작했다. CO₂를 적용한 시스템 연구는 자동차용 에어컨 가 정용 급탕기와 열펌프 등의 영역으로 점차 확대되고 있다.

CO₂ 열펌프 시스템과 관련된 종래의 대표적 연구들을 살펴보면, 먼저 이론적 연구로, Liao와 Jakobsen⁽¹⁾은 초임계 CO₂ 열펌프 사이클의 시물레이션을 통해 가스냉각 압력에 대한 상관식을 제시하였고, Neksa 등⁽²⁾은 CO₂ 열펌프 시스템에 대한 최적의 압축기 토출압력을 결정하기 위한 시물레이션 결과, 압축기 출구압력이 9.0 MPa 일 때 성능계수가 최대로 되는 것을 확인하였다. 그리고 Hwang과 Radermacher⁽³⁾는 CO₂용 수냉식 열펌프 시스템에 대한 시물레이션과 실험을 통해 가스냉각 압력에 관한 상관식을 제시하였다. 이상의 CO₂용 열펌프 성능에 관한 보고를 종합하면, CO₂ 열펌프 사이클은 주어진 운전조건에서 가스냉각 압력과 압축기 토출압력의 영향이 매우 크고, 난방 운전시 최적의 가스냉각 압력과 토출압력이 존재함을 알 수 있고, CO₂ 열펌프사이클의 토출압

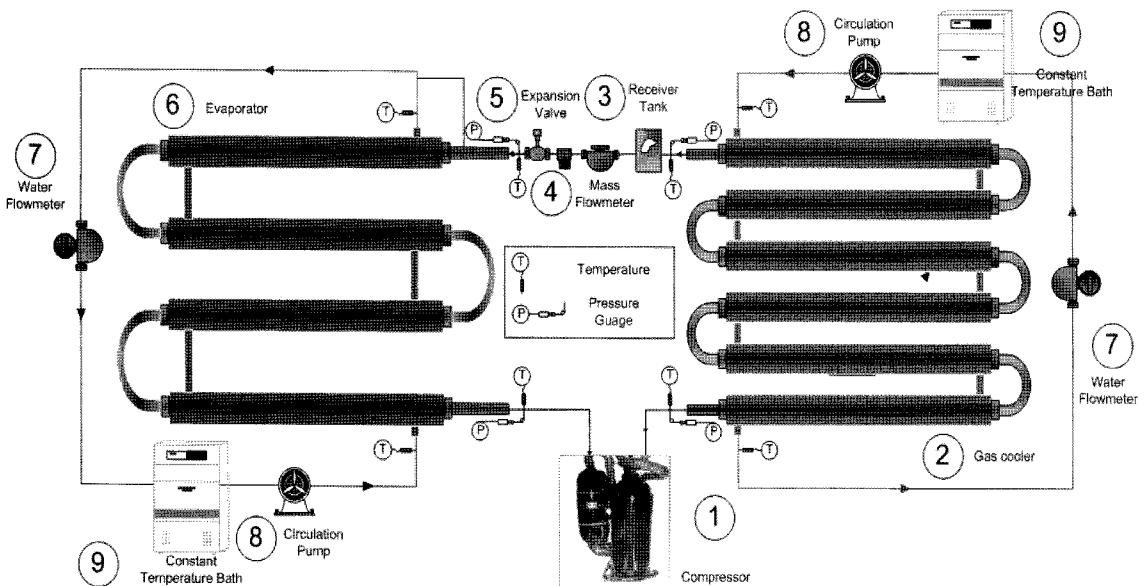


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for CO₂ heat pump

력과 냉각압력은 기본적으로 사이클 내의 냉매충전량에 의해 결정되기 때문에 냉매충전량이 사이클의 성능에 미치는 영향이 매우 큼을 짐작할 수 있다.

CO₂ 열펌프의 냉매충전량에 관한 실험적 연구로, Cho 등^{[4],[5]}은 3kW 압축기를 사용하여 냉매충전량이 초임계 CO₂ 사이클의 냉방성능에 미치는 영향에 대한 실험적 연구를 통해, 냉매충전량이 많으면 냉방용량은 약간 상승하지만, 압축일량은 크게 증가하여 시스템 성능은 감소한다고 하였고, Kim 등^[6]은 4kW 압축기를 사용하여 CO₂ 열펌프 시스템의 COP를 최대로 하는 최적의 냉매충전량이 존재함을 보고하였다. 위의 실험적 연구를 요약하면 일반적으로 3kW급 이상의 압축기를 사용하는 CO₂ 열펌프 시스템에 대한 것으로 1kW급 이하의 소형 가정용 CO₂ 열펌프 시스템에 대한 문헌은 거의 찾아 볼 수가 없다.

따라서, 본 연구에서는 냉매충전량 변화에 따른 1kW 급 이하의 가정용 CO₂ 수냉식 열펌프 시스템의 최적설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 한다. 이를 위해 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 등으로 구성된 CO₂용 열펌프 장치를 제작하여, 냉매충전량에 따른 사이클 특성을 실험적으로 고찰하고자 하는 것이 본 연구의 목적이다.

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 스윙로터식, 0.98kW), 가스냉각기, 수액기, 질량 유량계(4), 팽창밸브, 증발기 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 CO₂는 열원수와 열교환하여 냉각된 냉매가 수액기로 유입된다. 수액기를 나온 냉매액은 질량유량계를 거쳐 팽창밸브를 통과하게 된

다. 이때, 질량유량계를 이용하여 냉매의 유량과 밀도를 측정하고 CO₂의 상태량을 확인한다. 팽창밸브를 통과한 냉매액은 증발기로 유입되어 냉수와 열교환하여 압축기로 들어가 재순환하게 된다. 가스냉각기와 증발기로 유입되는 냉각수와 브라인은 각각의 항온조에서 일정한 온도로 유지되어, CO₂ 냉매와 대향류로 열교환하게 된다.

CO₂ 냉매용 열교환기는 증발기와 가스냉각기로 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. 이는 압축기 용량을 기준으로 하여 각각 계산된 길이이다. 증발기와 가스냉각기의 입출구 냉매온도는 T형 열전대를 사용하여 측정하였다. 압력을 측정하기 위해 가스냉각기의 입구와 출구에 압력 센서와 차압계를 설치하였다.

2.2 데이터 처리방법

CO₂의 열물성치는 NIST에서 개발한 냉매물성 계산 프로그램인 REFPROP⁽⁷⁾를 이용하였고, CO₂ 열펌프 시스템의 COP_{heating}를 파악하기 위한 실험 데이터 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 가스냉각

기와 증발기내 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 전력계로 직접 측정된 압축기 소요동력으로, $COP_{heating}$ 는 $COP_{heating} = Q_{gc}/W$ 의 식으로 계산하였다. 실험의 타당성을 검증하기 위해서 가스냉각기의 열평형(EB)을 계산하였다. 열평형은 증발기와 가스냉각기내 2차 유체 입출구 온도차와 냉매의 엔탈피차를 이용한 식(1)~(2)로부터 식(3)과 같이 정의된다. 실험 전반에 걸쳐서 열평형은 $\pm 5\%$ 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 가스냉각기내 2차 유체의 입출구 온도차와 냉매엔탈피차를 이용한 열량으로 식(1)~(2)로 계산된다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 CO₂용 사이클 성능특성

CO₂ 열펌프 사이클의 성능 변수인 난방용량, 압축기 소요동력, 성적계수 등은 시스템의 냉매충전량에 많은 영향을 받기 때문에 시스템에 따른 최적의 냉매충전량을 찾는 것이 필요하다. 따라서, 시스템내의 최적의 냉매충전량을 결정하기 위해, 일정한 작동조건에서 냉매충전량을 변화시키면서 시스템이 안정화 될 때의 성능을 일정시간 적산하였다.

Table 1 Specification of refrigerant charge ratio and actual charge amount

Refrigerant charge ratio, [-]	Actual charge amount, [g]
0.15	1062
0.20	1113
0.25	1157
0.30	1205
0.35	1257

Table 2 Experimental conditions for optimum charge amount

Parameters		Values
Refrigerant charge ratio		0.17~0.35
Secondary fluid in the gas cooler	Inlet temp., [°C]	25
	Mass flow rate, [g/s]	30~75
Secondary fluid in the evaporator	Inlet temp., [°C]	20
	Mass flow rate, [g/s]	110
Degree of superheat, [°C]		5

설계된 각 사이클의 사양에 따른 일반화된 냉매 충전량은 주어진 총체적에서 25 °C 대기압 상태의 CO₂가 기상으로 이루어져 있을 때를 0으로, 액상으로 채워졌을 때를 1로 표현하여 일반화 하였다.^[8] 주어진 냉매충전량에 대한 일반화된 식은 다음과 같이 표현된다.

$$Rc = \frac{m_{Ac} - m_{vapor}}{m_{liquid} - m_{vapor}} \quad (4)$$

여기서, m_{Ac} 는 실제 냉매충전량을 나타낸다. 본 실험에 대한 실제 냉매충전량과 일반화된 충전량의 관계를 Table 1에 나타내었다. 일반화된 냉매충전량에 대한 사이클 특성을 파악하기 위한 실험조건은 Table 2에 나타낸 것처럼, 가스냉각기와 증발기 내 2차 유체 입구온도는 각각 25°C와 20°C이고, 증발기 내 2차 유체의 질량유량은 110g/s 밸브의 개도 조절에 의한 증발기의 과열도는 5°C, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량은 30~75 g/s이다.

3.1.1 토출압력(P_{dis})

Fig. 2는 위의 실험조건을 바탕으로 실험한 결과 중에 식(4)를 사용하여 구한 냉매충전량에 따른 토출압력을 나타낸 것이다. 주어진 냉매충전량과 실험 조건에서, 토출압력은 증발기의 과열도를 일정하게 유지하기 위해 팽창밸브의 개도를 조절함으로써 결정된다.

Fig. 2에서, 냉매충전비 증가할수록 압축기 토출압력이 상승하고, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가할수록 토출압력이 감소하는 경향

을 보인다. 또한, 가스냉각기 2차 유체의 질량유량이 30g/s일 때, 일반화된 냉매충전량 0.25이후에서 토출압력의 상승폭이 증가하는 경향을 볼 수 있다. 이는 시스템 내부의 냉매충전비가 증가하면, 시스템의 전체 냉매의 압력과 온도가 상승하여 증발압력과 압축기 흡입부의 과열된 냉매증기의 밀도가 상승하고, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가하면, 가스냉각기 냉매 출구온도의 감소로 팽창밸브 통과 후 냉매의 증발압력이 감소되기 때문이다.

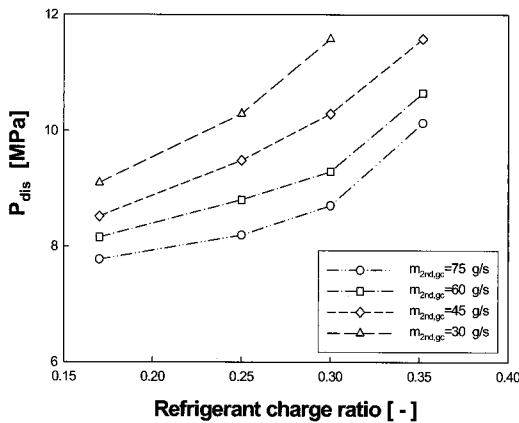


Fig. 2 Discharge pressure of refrigerant with respect to the variations of refrigerant charge ratio and mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

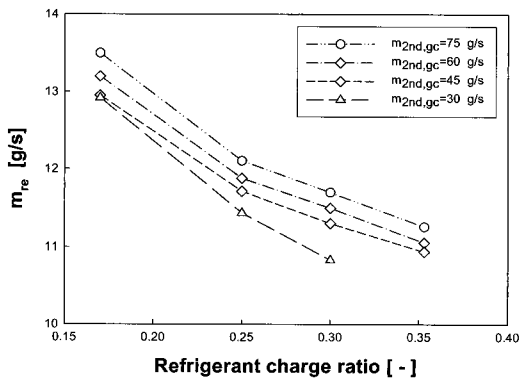


Fig. 3 Mass flow rate of the refrigerant with respect to the variations of refrigerant charge ratio and mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

3.1.2 냉매순환량(m_{re})

Fig. 3은 일반화된 냉매충전량과 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량변화에 따른 시스템의 냉매 순환량을 나타낸 것이다. Fig. 3에서 냉매충전량이 증가할수록 냉매순환량은 감소하는데, 이는 냉매충전량이 증가할수록 증발압력이 감소하여 압축기 흡입측의 증기 비체적이 증가하거나, 혹은 냉매충전량이 증가할수록 압축비가 상승하여 실린더 과열에 의한 압축기 체적효율의 저하 때문인 것으로 판단된다.

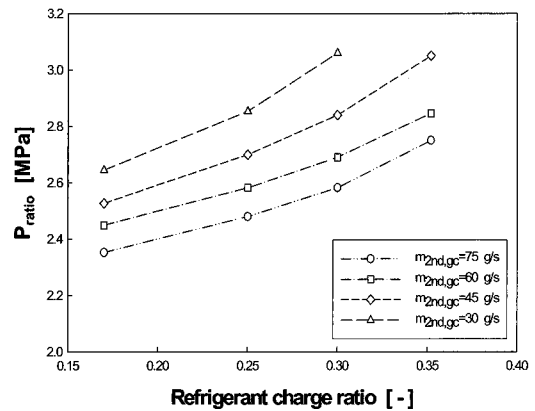


Fig. 4 Pressure ratio of refrigerant with respect to the variations of refrigerant charge ratio and mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

또한, Fig. 3에서 일정한 냉매충전량에서, 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량이 증가할수록 냉매 순환량이 증가하는 경향을 보인다. 그 이유는 가스냉각기 내 2차 유체의 유량이 증가할수록 증발압력이 증가하여 압축기 흡입측의 증기 비체적이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

3.1.3 압축비(P_{ratio})

Fig. 4는 일반화된 냉매충전량과 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량 변화에 따라 압축기의 압축비를 나타낸 것이다. Fig. 4에서 압축비는 $P_{ratio} = P_{dis}/P_e$ 로 계산하였다. 압축비는 냉매충전량에 비례하여 증가하는데, 이는 Fig. 2에서 알 수 있듯이 냉매충전량이 증가할수록 증발압력과 토출압력이 상승하지만, 토출압력의 상승이 증발압력보

다 크기 때문이다. 가스냉각기 내 2차 유체의 질량 유량이 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 그 이유로는, Fig. 2에서 알 수 있듯이 냉매충전량이 증가할수록 토출압력이 감소하기 때문이다.

앞에서 살펴본 바와 같이, CO₂용 열펌프는 증발 압력에서 가스냉각압력까지의 압력차는 크지만, CO₂ 열펌프의 압축비는 프레온용 열펌프의 압축비보다는 낮은 것을 알 수 있다. 따라서 CO₂용 열펌프는 압축비 증대에 따른 압축기의 체적효율 저하, 냉동능력 감소, 성적계수 감소 등의 현상을 줄일 수 있는 잠재력을 가지고 있다.

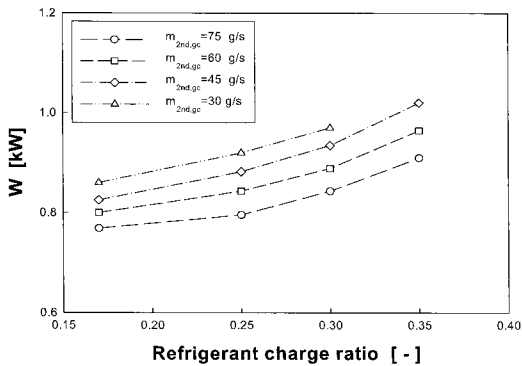


Fig. 5 Compressor power with respect to the variations of refrigerant charge ratio and mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

3.1.4 압축기 축동력(W)

Fig. 5는 일반화된 냉매충전량과 가스냉각기 2차 유체의 질량유량 변화에 따라 압축기 축동력의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 5에서 전체 냉매충전량 범위에서, 압축기 축동력(아래로 오목한 곡선)은 냉매충전량에 비례하여 증가한다. 이는 Fig. 3에서 나타난 것처럼 냉매충전량의 증가로 인해 냉매순환량은 감소하지만, Fig. 4에서 알 수 있듯이 압축비가 증가한다. 이와 같이 냉매순환량 감소에 비해 압축비 증대에 따른 압축기 입출구 엔탈피차의 증가가 더 크기 때문이다.

Fig. 5에서 2차 유체의 질량유량이 증가할수록 압축기 축동력은 감소한다. 이는 전체 충전량에서 2차 유체의 질량유량이 증가할수록 냉매순환량은 증가하지만, 압축비가 감소로 인한 압축기 입출구

엔탈피차의 감소가 더 크기 때문이다.

이러한 경향을 종합해볼 때, 사이클 내를 순환하는 CO₂ 냉매량보다 압축비 변화에 따른 압축기 입출구의 엔탈피차가 CO₂용 열펌프의 압축기 축동력에 더 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

3.1.5 난방용량(Q_{gc})

Fig. 6은 일반화된 냉매충전량과 가스냉각기 내 2차 유체의 질량유량 증가에 따른 시스템의 난방용량을 나타냈다. Fig. 6에서 알 수 있듯이, 냉매충전량이 증가함에 따라 냉매충전량은 0.35까지 급격하게 증가하다가 그 이후에는 증가율이 감소하여 거의 일정해지는 경향을 보인다. 난방용량이 냉매충전량에 비례하여 증가하는 이유를 살펴보면, 우선 냉매충전량이 증가할수록 냉매순환량은 감소하지만, 압축기 토출압력이 증가한다. 따라서 냉매충전량 증가에 따른 난방용량은 냉매순환량의 감소에 의한 영향보다, 토출압력의 증가에 따른 가스냉각기의 냉매 입출구 엔탈피차 증가에 의한 영향이 크게 나타나기 때문이다. Fig. 6에서 냉매충전량이 0.35 이상인 경우에는 난방용량이 거의 일정한 경향을 보이는데, 이는 압축기 내부로 들어가는 냉매는 과열증기 상태이기 때문에 시스템내의 일반화된 냉매충전량이 증가하여도 시스템 내부에 액으로 존재하는 영역만이 늘어날 뿐 과열증기의 밀도가 계속해서 증가하지 않으므로 인해 일정한 냉매충전량 이상(Rc > 0.35)에서 난방용량은 거의 일정한 경향을 보이게 된다.

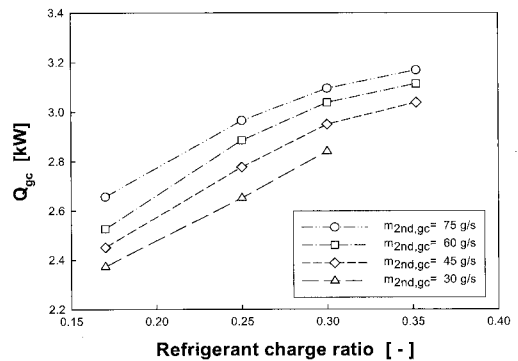


Fig. 6 Heating capacity with respect to the variations of refrigerant charge ratio and mass flow rate of secondary fluid in the gas cooler

저 자 소 개



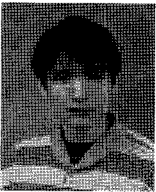
손창효(孫昌孝)

1972년 11월생, 2004년 부경대학교 박사학위, 현재 부경대학교 기계공학부 누리계약교수, 고효율 고성능 이산화탄소 열교환기 및 시스템 개발.



유태근(柳太根)

1978년 6월생, 2007년 부경대학교 석사학위, 현재 부경대학교 냉동공조공학전공 조교, 이산화탄소용 헬리컬 코일형 가스냉각기 개발.



장승일(張勝壹)

1978년 1월생, 2007년 부경대학교 석사학위, 이산화탄소용 수냉식 열펌프 시스템 개발.



오후규(吳厚圭)

1975년 12월생, 1975년 와세다대학 박사학위. 현재 부경대학교 냉동공조공학전공 교수, 고효율 이산화탄소 및 프레온 냉동 시스템 및 열교환기 개발, 냉동냉장창고 설비설계.