

# 지열 히트펌프에서 운전변수가 냉난방 성능에 미치는 영향에 대한 실험연구

장 근 선<sup>†</sup>, 강 희 정  
선문대학교 기계공학과

## An Experimental Study on the Effects of Operating Variables on the Cooling and Heating Performance of Geothermal Heat Pump

Keun-Sun Chang<sup>†</sup>, Hee-Jeong Kang

Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Chungnam 336-708, Korea

(Received April 6, 2011; revision received July 29, 2011)

**ABSTRACT:** In this research, an experimental study is performed to investigate the effects of system operating variables on the cooling and heating characteristics of heat pump system using geothermal heat source and carbon dioxide as a refrigerant. System variables analyzed include compressor frequency, electronic expansion valve opening, refrigerant charge, secondary fluid temperature and flow rate. Results show that optimum refrigerant charge and electronic expansion valve opening position exist at the maximum point of COP curve, and both cooling and heating capacity increase but COPs decrease with the increase of compressor frequency. The change of a secondary fluid temperature leads to variation of overheat area and enthalpy difference in the evaporator and gas cooler. which again results in considerable variations of cooling and heating capacity and COP. In the case of effects of secondary water fluid flow rate, both cooling capacity and COP increase with the increase of secondary flow in evaporator or gas cooler, whereas heating capacity and COP decrease with the increase of flow rate in gas cooler.

**Key words:** Geothermal heat pump(지열 열펌프), Carbon dioxide(이산화탄소), Cooling and heating performance(냉난방 성능), COP(성능계수)

### 기 호 설 명

COP : 성능계수  
 $C_p$  : 정압비열 [kJ/kg · K]  
 $h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $k$  : 열전도 계수 [W/m · K]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

$P$  : 압력(pressure) [MPa, bar]  
 $\dot{Q}$  : 용량 [W]  
 $\dot{W}$  : 동력 [W]

### 그리스 문자

$\rho$  : 밀도(density) [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\mu$  : 점성계수(viscosity) [kg/m · s]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-500-3821; fax: +82-31-500-3825

E-mail address: hjkang@kraac.or.kr

### 하첨자

*eva* : 증발기(evaporator)

<i>gc</i>	: 가스쿨러(gas cooler)
<i>in</i>	: 입구(inlet)
<i>out</i>	: 출구(outlet)
<i>ref</i>	: 냉매(refrigerant)
<i>2nd</i>	: 2차 유체(secondary)

## 1. 서 론

산업 발달과 쾌적한 삶에 대한 욕구가 증가되면서 에너지 사용이 크게 증가하고 있으며, 이에 따라 에너지자원 고갈, 오존층 파괴 및 지구온난화와 같은 심각한 환경문제가 발생하게 되었다.

이러한 이유로 유럽이나 미국, 일본과 같은 선진국에서는 이미 신재생에너지에 관한 많은 연구가 진행되고 있다. 우리나라에서도 신재생에너지에 대한 기술개발 및 보급지원 정책에 대한 많은 노력을 기울이고 있으며, 특히 지열 히트펌프 시스템에 대한 연구가 활발히 진행 중이다.

지열 히트펌프 시스템은 100~200 m 지하에 저장된 지열원을 이용하는 것으로 공기열원 히트펌프 시스템에 비해 열원의 온도가 계절의 변화에 크게 영향 받지 않는 안정적인 상태를 유지하기 때문에 높은 에너지효율의 장점을 가지고 있다.<sup>(1)</sup>

그러나 현재 대부분의 지열 히트펌프 시스템에 적용되는 냉매는 HCFC 및 HFC 계열 냉매로서 냉방 시 뛰어난 열전달 효율을 나타내고 있지만 난방 시에는 55°C 이하의 낮은 온도로 인하여 바닥 난방 및 급탕 효과를 구현하는데 어려움이 있다. 현재 대부분의 지열 히트펌프 시스템에 적용되는 냉매 대신 지구온층 파괴 및 온실효과가 거의 없는 친환경적 냉매인 이산화탄소를 지열 히트펌프 시스템에 적용하면 높은 작동압력으로 인하여 압축기 출구온도가 100°C 정도로 높은 난방 및 급탕효율을 나타낼 수 있고 높은 체적비, 열전달 효과로 인해 동등 용량제품 대비 컴팩트한 제품을 개발할 수 있다는 뛰어난 장점이 있다. 또한 CO<sub>2</sub>는 가연성 및 독성이 없으며, 환경적인 측면에서도 오존층 파괴와 지구 온난화에 미치는 영향이 미미한 장점이 있어 많은 연구를 하고 있다. 하지만 CO<sub>2</sub>는 임계압력이 7.38 MPa이고, 임계온도가 31.1°C로 무척 낮기 때문에 CO<sub>2</sub>를 이용한 히트펌프의 방열과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어나게 된다. 그런데 지열 이용 히트펌프의 표준 난방운전조건에서의 부하측에서 방열기로 유입되는 이용수의 온도는 40°C로서,<sup>(2)</sup> 이용할 수 있는 열

에너지가 적게 되어 난방성능이 좋지 않게 되는 단점이 있다.<sup>(3)</sup> 따라서 CO<sub>2</sub> 이용 히트펌프의 경우 성능향상을 위해서는 내부열교환기의 적용 등 여러 방법을 사용하고 있으며 이와 관련된 많은 선행 연구가 진행되어 왔고 현재에도 진행되고 있다.

CO<sub>2</sub>를 이용하는 사이클의 성능향상과 최적화에 대한 연구로 Neksa<sup>(4)</sup> 등은 가스쿨러 압력 제어에 의한 성능변화를 해석과 실험적 방법으로 고찰하였다. Cho<sup>(5,6)</sup> 등과 Lee<sup>(7)</sup> 등은 성능향상을 위해 내부열교환기를 장착하여 연구를 수행하였고, 운전조건 변화에 따른 성능특성에 대해 연구를 수행하였다. Chen<sup>(8)</sup> 등은 내부열교환기를 적용한 사이클에서 가스쿨러 압력변화와 성능에 관한 수식을 개발하였다.

압축기 주파수 변화에 따른 영향은 Qureshi et al.<sup>(9)</sup> 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 영향은 최종민 등,<sup>(10)</sup> 냉매 충전량 변화에 따른 영향은 심윤희 등,<sup>(11)</sup> 2차 유체 변화는 Rieberer et al.<sup>(12,13)</sup> 등의 연구자들이 각각의 실험조건 변화에 따른 성능특성 연구 결과를 발표하였다. Bivens et al.,<sup>(14)</sup> Bullock<sup>(15)</sup>는 내부열교환기의 필요성에 대한 연구를 하였고, Boewe<sup>(16)</sup>는 내부열교환기를 사용한 상태에서 전자팽창밸브 개도만으로 최적인 운전이 가능하다는 연구 결과를 발표 하였다.

본 연구에서는 이산화탄소를 냉매로 사용하는 지열 히트펌프 시스템의 운전변수가 시스템 특성에 미치는 영향을 고찰하기 위해 압축기 주파수, 전자팽창밸브 개도, 냉매 충전량, 2차 유체 온도 및 유량을 변화시켜 냉난방 사이클 성능 및 효율을 실험적으로 측정하고 분석하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험에 사용된 지열 열펌프 시스템은 CO<sub>2</sub> 냉매와 열교환 되는 열원측, 부하측 2차 유체가 모두 물인 물-물 시스템으로 구축하였다

Fig. 1은 본 연구의 실험장치 개략도를 나타낸 다. 히트펌프 사이클은 압축기, 유분리기, 내부열교환기, EEV, 증발기, 액분리기 등으로 구성되어 있으며 4way-valve를 이용하여 냉난방 운전이 모두 가능하도록 설계하였다.

시스템을 구성하는 모든 핵심부품은 400기압 이상의 내압에 견딜 수 있도록 설계되었으며 계측기 및

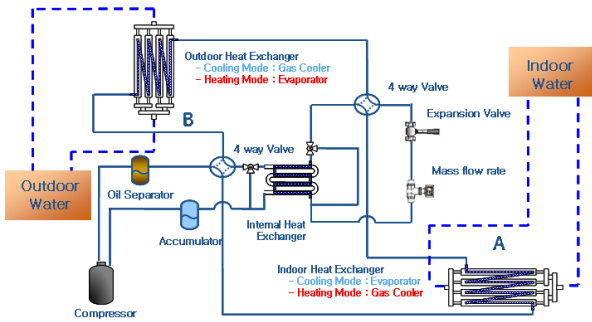
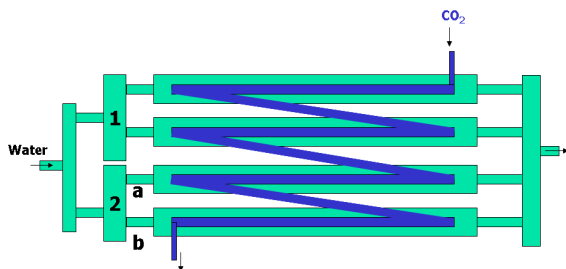


Fig. 1 Schematic diagram of test equipment.

Fitting류 들도 200기압 이상에서 안정적으로 운전 되도록 구성하였다.

본 시스템에 사용된 압축기는 (주)삼성전자에서 CO<sub>2</sub> 냉매용으로 개발 중인 로터리 압축기(Rotary compressor)를 실험에 적용하였다. 이 압축기는 전압 220 V, 주파수 60 Hz에서 10.5 kW의 정격냉방 능력을 구현할 수 있도록 설계되었다.

Fig. 2와 Table 1은 실험에 사용된 열교환기의 개략도 및 사양을 나타낸 것으로 모두 다중관 형태의 대형류 열교환기로 구성되었다. Fig. 2(a)는 Fig. 1의 시스템에 나타낸 열교환기 A, B의 개략도로 냉방운전 시에는 열교환기 A가 가스쿨러, 열교환기 B가 증발기의 역할을 하고, 난방운전 시에는 열교환기 A가 증발기, 열교환기 B가 가스쿨러의 역할을 한다. Table 1의 Set 1, Set 2a, Set 2b는 Fig. 2(a)에서와 같이 열교환기 A, B를 구성하는 분지관으로서 2차 유체와 CO<sub>2</sub> 냉매의 균일 분배를 위해 외관 경, 내관 수 등의 사양을 다르게 구성하였다. Fig. 2(a)에서Fig.



(a) Heat exchanger A and B



(b) Internal heat exchanger

Fig. 2 Schematic diagram of heat exchanger (a) and internal heat exchanger (b).

Table 1 Specification of heat exchangers

Parameters	Specification	Size			Length
		set 1	set 2a	set 2b	
Heat exchanger A	O.D. [mm]	25.4	19.05	25.4	2 m
	I.D. [mm]	4			
	Number of inside tube [ea]	8	8	12	
Heat exchanger B	O.D. [mm]	19.05	19.05	25.4	2 m
	I.D. [mm]	4			
	Number of inside tube [ea]	8	8	12	
Internal heat exchanger	O.D. [mm]	19.05			1 m
	I.D. [mm]	4			
	Number of inside tube [ea]	8			

Table 2 Operation conditions

Parameters	Range	
	Cooling mode	Heating mode
Compressor frequency [Hz]	30~45	30~45
EEV opening [%]	18~24	14~20
Refrigerant charge [g]	2000~2600	2400
Gascooler inlet temperature of secondary fluid [°C]	21~29	26~34
Gascooler inlet mass flow rate of secondary fluid [l/min]	16~24	13~21
Evaporator inlet temperature of secondary fluid [°C]	13~21	8~16
Evaporator inlet mass flow rate of secondary fluid [l/min]	13~21	9~17

2(b)는 내부열교환기로 고압측 냉매가 내관으로, 저압측 냉매가 외관으로 흐르도록 설계하였다.

Table 2는 본 연구의 실험조건을 나타낸 것으로 먼저 시스템의 냉매충전량, 압축기 주파수 및 EEV 개도 등을 변화시키며 실험을 수행하였고, 시스템의 최적 운전조건을 찾은 상태에서 2차 유체측의 입구온도와 유량을 변화시키며 실험을 진행하였다. 지열 열원 및 부하측 열원은 두 대의 항온수조를 사용하여 구현하였고 이들이 2차 유체로 사용된다. 가스쿨러와 증발기에 대한 2차 유체의 온도조건은 에너지관리공단 지열 열펌프 기술기준인 'NR GT 101 : 물-물 지열열펌프 유닛'의 지중루프 온도 조건을 참고로 하였다.

## 2.2 실험 방법

CO<sub>2</sub> 냉매를 이용하는 지열열원 히트펌프 시스템의

최적 운전조건을 찾기 위해 냉매 충전량과 전자팽창밸브의 개도를 변화시키면서 성능 및 COP를 관찰하였다. 최적의 운전조건을 찾은 상태에서는 냉매 충전량, 전자팽창밸브의 개도, 압축기 주파수변화가 시스템의 운전특성에 미치는 영향을 살펴보기 위해 세 가지의 변수 중하나의 변수를 변화시키며 실험을 수행하였고, 이때에는 2차 유체의 온도와 유량은 고정시켰다.

2차 유체의 변화에 대한 특성분석에서는 가스쿨러 2차 측의 온도와 유량, 증발기 측의 온도와 유량 총 4가지 변수중 하나를 각각 변화시키며 난방실험을 수행하였으며, 이때에는 냉매 충전량과 전자팽창밸브의 개도, 압축기 주파수는 앞서 실험에서 찾은 최적의 운전조건으로 고정하였다.

본 실험에 사용된 히트펌프에서 지열열원 및 부하열원에 사용되는 유체가 모두 물이기 때문에 이를 모사하는 두 대의 항온수조가 필요하며 각각의 항온수조는 냉방운전 시 부하 측과 지열원측인 증발기와 가스쿨러에 2차 유체를 공급해주고 난방운전 시에는 열교환기의 역할이 바뀌게 되므로 2차 유체의 공급라인을 변경하지 않아도 부하 측과 지열원측에 2차 유체를 공급할 수 있다.

실험 데이터 측정은 15분 동안 온도 오차가  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  이내, 압력 오차가  $\pm 0.05 \text{ bar}$  이내, 냉매유량의 변화가  $\pm 0.2 \text{ g/s}$  이내 이면, 시스템이 정상상태에 도달하였다고 간주하고 5분 동안 10초 간격으로 측정을 하여 측정값의 평균값을 사용하였다.

### 2.3 데이터 처리

$\text{CO}_2$ 를 이용한 지열 히트펌프 시스템의 난방용량( $\dot{Q}_{gc}$ ), 냉방용량( $\dot{Q}_{eva}$ ) 및 COP는 중요한 성능 지표이다. 난방 및 냉방용량은 가스쿨러와 증발기에서의 입·출구 온도차( $\Delta T$ )와 질량유량( $\dot{m}$ )을 측정하여 난방용량과 냉방용량을 구할 수 있다. 난방용량과 냉방용량은 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{gc} &= \dot{m} \int_{T_{2nd}} C_{p,2nd} dT_{2nd} \\ &= \dot{m}(h_{2nd,out} - h_{2nd,in}) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{eva} &= \dot{m} \int_{T_{2nd}} C_{p,2nd} dT_{2nd} \\ &= \dot{m}(h_{2nd,in} - h_{2nd,out}) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}, C_p, h$ 는 2차 유체의 질량유량, 비열, 엔탈피를 의미하고 하첨자  $gc, eva, 2nd, in, out$ 은 가스쿨러, 증발기, 2차 유체, 입구, 출구를 의미한다.

실험의 타당성을 검증하기 위해서 에너지밸런스를 계산하였으며, 에너지밸런스(EB)는 2차측 물의 난방 용량과 냉매측 용량을 비교하는 것으로 다음과 같이 정의 된다. 에너지밸런스는  $\pm 5\%$  이내에서 일치하였다.

$$EB(\%) = \frac{\dot{Q}_{gc} - \dot{Q}_{gc,ref}}{\dot{Q}_{gc}} \times 100 \quad (3)$$

위에서  $\dot{Q}_{gc}$ 는 수조에서 측정된 난방용량을 나타내고  $\dot{Q}_{gc,ref}$ 는 냉매 측 용량을 나타내는 것으로 냉매의 질량유량과 입·출구 엔탈피차를 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\dot{Q}_{gc,ref} = \dot{m}_{ref}(h_{gc,in} - h_{gc,out}) \quad (4)$$

냉매의 엔탈피는 압력 및 온도를 측정하여 REFPROP 프로그램을 사용하여 계산하였다.

이산화탄소를 이용하는 지열 히트펌프 시스템의 성능계수 COP는 냉·난방용량( $\dot{Q}$ )과 압축기 소요동력( $\dot{W}$ )를 통해 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (5)$$

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 냉매충전량 변화에 의한 영향

Fig. 3은 냉매충전량 변화에 따른 냉방용량 및 COP를 나타낸 것이다. 압축기 주파수는 40 Hz로 고정하고 EEV 개도를 각각 18%, 20%, 22%로 조절한 후 냉매충전량을 2,000 g~2,600 g까지 200 g씩 증가시켜 실험하였다. Fig. 3에서 보면 냉매량이 증가함에 따라 냉방용량 및 COP가 증가 후 감소하는 경향을 보이는데 이는 냉매충전량이 증가할수록 질량유량이 증가하면서 증발기 내에서 열전달이 완전히 일어나지 않아 증발기 후단온도가 낮아지고, 과열영역이 감소하다가 포화영역으로 진입하기 때문이다.

또한, 냉매충전량이 2,400 g일 때 냉방용량 및 COP가 최대가 되기 때문에 시스템의 최적 냉매충전량은 2,400 g 전후에 존재 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4에는 전자팽창밸브 개도가 20%일 때 냉매 충전량 변화에 대한 P-h선도를 나타낸 것이다.

냉매 충전량이 증가할수록 질량유량이 증가하면서 압축기 토출압력과 증발기 토출압력은 증가하고 증발기 후단온도와 압축기 전단 온도가 감소하기 때문에 과열도가 작아진다. 다만 냉매충전량이 2,200 g일 때 흡입압력과 토출압력이 다른 충전량에 비해 큰 폭으로 상승하였는데 압축기 토출압력의 경우는 냉매 충전량이 2,400 g일 때보다 오히려 약간 높음을 확인할 수 있었다.

### 3.2 EEV 개도 변화에 의한 영향

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 각각 냉난방 운전 시 EEV 개도 변화에 따른 냉난방 용량 및 COP를 나타낸 것

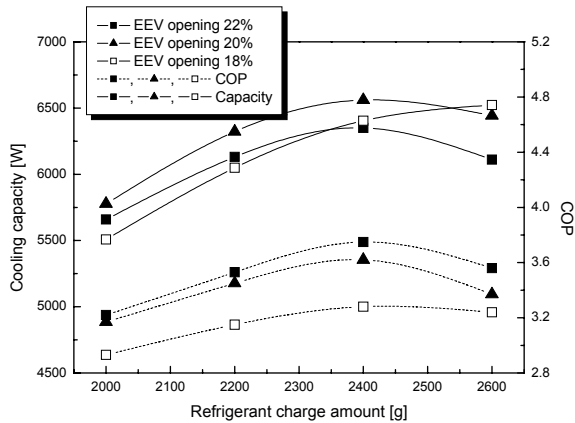


Fig. 3 Variation of cooling capacity and COP for refrigerant charge.

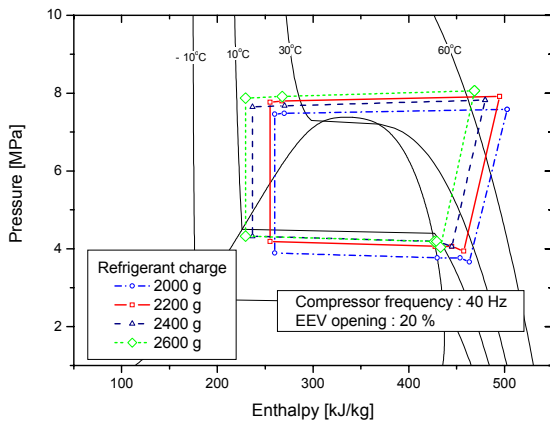
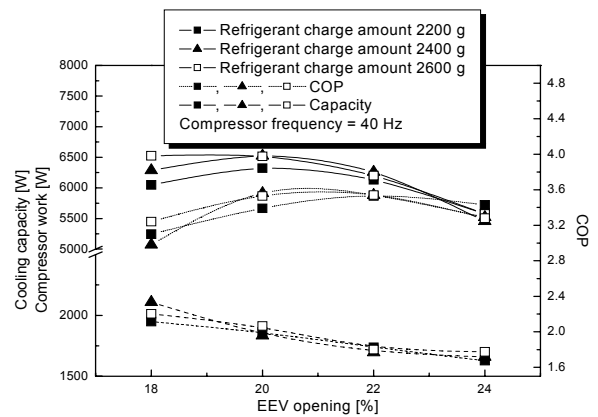


Fig. 4 Variation of P-h for refrigerant charge.

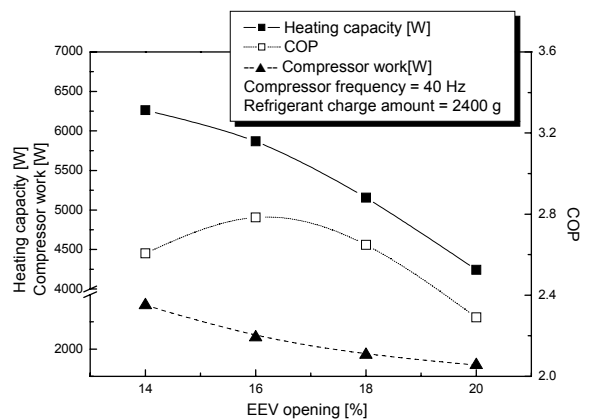
이다. Fig. 5(a)를 보면 EEV 개도가 증가할수록 질량유량이 증가하기 때문에 냉방용량 및 COP가 증가하는 경향을 보이지만 20%를 넘으면서 냉방용량 및 COP 모두 감소한다. 이는 EEV 개도가 20%를 넘으면서 팽창 후단 온도의 증가로 증발기의 엔탈피차가 줄어들기 때문이다.

Fig. 5(b)는 EEV 개도 변화에 따른 난방용량 및 COP를 나타낸 것으로 난방용량이 감소하는 결과를 나타내는데 이는 EEV 개도가 증가할수록 질량유량은 증가하지만 압축기 토출온도가 감소하여 가스쿨러에서의 엔탈피차가 줄어들기 때문이다. COP는 16%를 기준으로 증가 감소하는 결과를 보이는데 이는 압축비가 감소하였기 때문이다.

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 각각 냉난방 운전 시 EEV 개도 변화에 따른 P-h선도를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)에서 냉방운전시 전자팽창밸브 개도가 커질수록 질량유량은 증가하지만 전자팽창밸브에 걸리는 부하가 적어지기 때문에 압축기 토출압력은 낮아지고

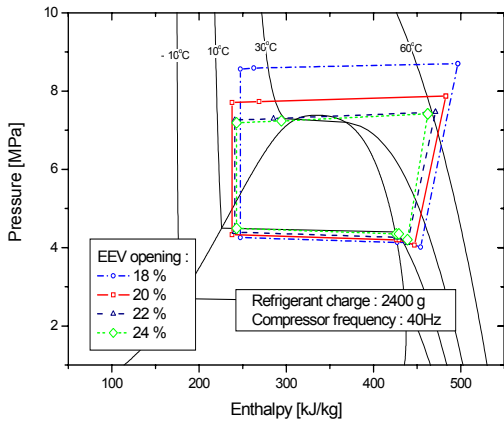


(a) Cooling mode

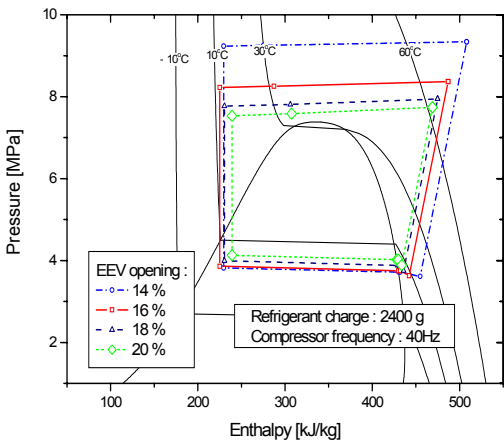


(b) Heating mode

Fig. 5 Variation of COP, cooling and heating capacity for EEV opening.



(a) Cooling mode



(b) Heating mode

Fig. 6 Variation of P-h for EEV opening.

압축기 전단 온도가 낮아지면서 압축기 토출온도 또한 낮아지는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6(b)은 난방운전시 팽창밸브의 개도가 커질수록 질량유량은 증가하지만 팽창장치에 걸리는 부하가 적어지기 때문에 압축기 토출압력과 토출온도는 낮아지고 압축기 전단압력은 증가함을 보여준다.

### 3.3 압축기 주파수 변화에 의한 영향

압축기 주파수 변화에 따른 냉난방 용량 및 COP를 Fig. 7에 나타내었다. 냉매충전량은 2,400 g으로 동일하게 유지하고, EEV 개도는 냉난방 운전조건에 최적적인 20%와 16%로 각각 고정하였다. 압축기 주파수는 30 Hz~45 Hz까지 변화시켰다.

Fig. 7을 보면 압축기의 주파수가 증가할수록 냉난방 용량은 증가하지만 COP는 감소하는 경향을 보여준다. 이는 압축기의 주파수가 증가할수록 냉매 순환량이 증가하게 되고 이로 인해 냉난방 용량은 증

가하지만 압축기의 토출압력이 상승하고 전단압력이 감소하여 압축비가 증가하게 된다. 따라서 압축기 주파수가 증가할수록 냉난방 용량은 증가하나 압축비 또한 그 이상으로 증가하기 때문에 COP는 감소하게 된다.

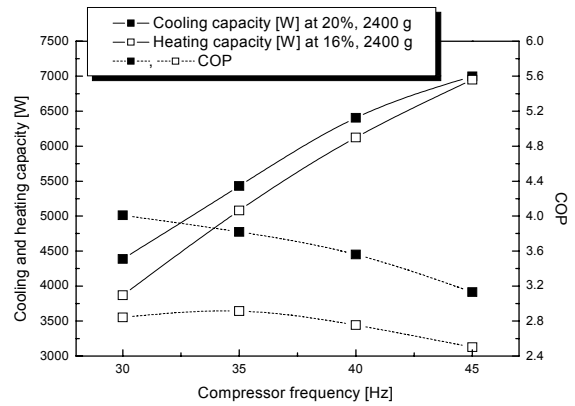
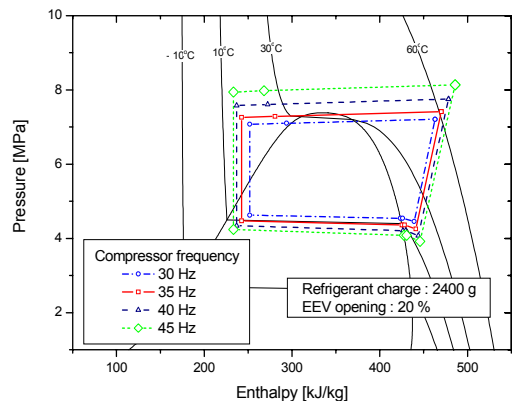
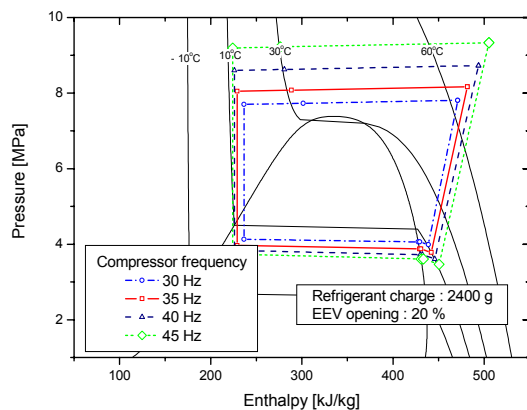


Fig. 7 Variation of COP, cooling and heating capacity for compressor frequency.



(a) Cooling mode



(b) Heating mode

Fig. 8 Variation of P-h, for compressor frequency.

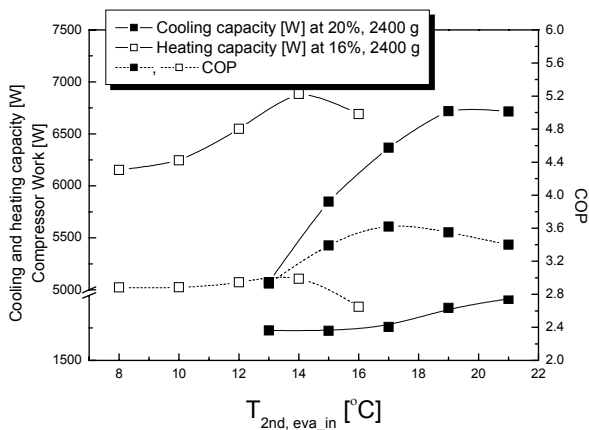
Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)는 각각 냉난방 운전 시 압축기 주파수 변화에 따른 P-h선도를 나타낸 것이다. Fig. 8(a)에서 냉방운전시 주파수가 증가할수록 냉매 질량유량이 증가하여 압축기 토출압력과 토출온도가 증가하고, 압축기 전단압력과 전단온도가 감소하는 것을 관찰할 수 있다. Fig. 8(b)는 난방운전시 주파수가 증가할수록 질량유량이 증가하고 팽창밸브 후단과 증발기 후단의 온도는 감소하게 되지만 내부열교환기를 지나면서 압축기 전단의 온도가 높아지기 때문에 압축기 토출압력과 토출온도가 증가하게 되고 압축기 전단의 압력은 감소함을 알 수 있다.

### 3.4 2차 유체 온도 및 유량 변화에 의한 영향

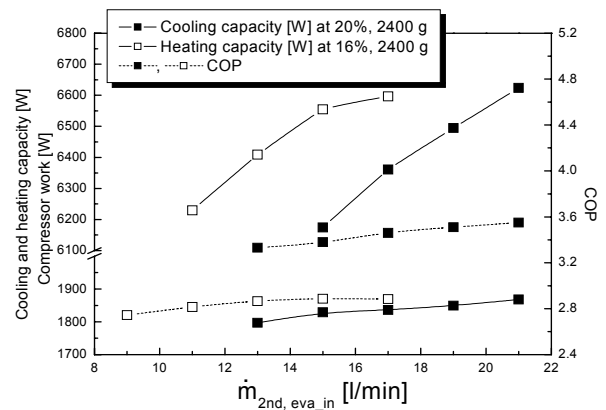
Fig. 9는 2차 유체 온도변화에 따른 냉난방 용량 및 COP를 나타낸 것이다. 이 실험에서 냉난방 모두 냉

매 충전량은 2,400 g, 압축기 주파수는 40 Hz로 고정하고 EEV 개도는 냉방 20%, 난방 16%로 유지하였다. 2차 유체 온도 및 유량 조건은 Table 2에 나타내었다. Fig. 9에서 2차 유체 온도가 증가할수록 증발기측은 냉난방 용량 및 COP가 증가 후 감소하고 가스쿨러측은 냉난방 용량 및 COP가 꾸준히 감소하는 것을 관찰할 수 있다. 이는 2차 유체 입구온도가 증가할수록 압축기 토출온도와 팽창밸브 후단온도가 증가하여 엔탈피차가 감소하였기 때문이며, COP는 압축기 토출압력 상승으로 인해 압축비가 증가하였기 때문이다.

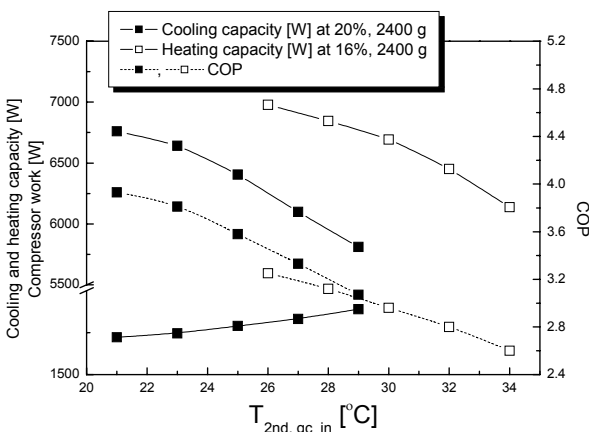
Fig. 10에는 2차 유체 유량 변화에 따른 냉난방 용량 및 COP를 나타냈다. 증발기측 2차 유체 유량이 증가할수록 증발기 후단온도 증가로 압축기 토출압력과 팽창밸브 후단온도가 상승하게 되어 증발기 내에 엔탈피차가 감소하게 되지만 증발기의 유량 증가와 가스쿨러의 엔탈피차 때문에 냉난방용량 및



(a) Variation of  $T_{2nd, eva\_in}$

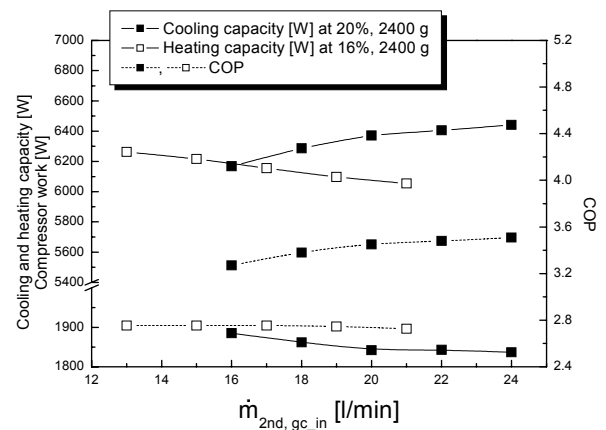


(a) Variation of  $\dot{m}_{2nd, eva\_in}$



(b) Variation of  $T_{2nd, gc\_in}$

Fig. 9 Variation of COP, cooling and heating capacity for  $T_{2nd, eva\_in}$  and  $T_{2nd, gc\_in}$ .



(b) Variation of  $\dot{m}_{2nd, gc\_in}$

Fig. 10 Variation of COP, cooling and heating capacity for  $\dot{m}_{2nd, eva\_in}$  and  $\dot{m}_{2nd, gc\_in}$ .

COP가 상승하는 경향을 나타냈다. 가스쿨러측 2차 유체 유량 변화에 대해 냉방용량 및 COP는 증가하고 난방용량 및 COP는 감소하는 경향을 나타내는데 냉방용량은 가스쿨러 후단 온도 감소로 팽창밸브 후단 온도가 낮아지기 때문에 증발기 내에서 열전달이 잘 이루어짐을 의미하며, 난방용량 감소는 가스쿨러의 엔탈피차가 감소하기 때문이다. 냉방 시 COP 증가는 압축비 감소 때문이지만 난방 시 COP가 감소하는 것은 압축비 감소보다는 난방용량이 더 크게 감소하기 때문이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소 자연냉매를 사용한 지열 히트펌프의 운전변수 변화가 시스템의 냉난방 특성에 미치는 영향을 실험적 연구를 통하여 분석하였으며 다음과 같은 주요 결론을 얻었다.

(1) 냉매충전량이 증가함에 따라 질량유량이 증가하여 냉방용량 및 COP가 증가하지만 최적 냉매량 이후에는 증발기 내에서 열전달이 과열증기까지 완전히 일어나지 않아 냉방용량은 감소하고 압축기 부하는 증가하여 COP는 감소하는 결과로 나타났다.

(2) EEV 개도가 증가할수록 냉방용량은 증가하다가 개도 20%를 기점으로 감소하고 난방용량은 지속적으로 감소하는 결과를 얻었으며 COP는 냉난방 모두 증가 후 감소하는 결과를 나타냈다.

(3) 압축기 주파수 증가에 따라 냉매순환량의 증가로 냉난방 용량은 증가하지만 이 증가 속도보다 압축비 증가속도, 즉 압축동력 증가가 더 커 COP는 감소하는 결과를 나타냈다.

(4) 시스템의 최적 운전 조건인 냉매 충전량 2,400 g, 압축기 주파수 40 Hz, EEV 개도 20%(냉방), 16%(난방) 조건에서 2차 유체 온도 및 유량 변화가 시스템 성능에 미치는 영향을 분석해 본 결과 이들 변수가 시스템의 냉난방 성능에 미치는 영향이 적지 않아 이들 변수가 시스템 제어변수로 활용할 수 있음을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 논문은 교육과학기술부와 한국연구재단이 지원한 지역혁신인력양성사업에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Choi, J. M., Kang, S. H., Choi, J. H., Lim, H. J., Moon, J. M., Kwon, Y. S., Kwon, H. J., and Kim, R. H., 2009, Verification Experiment of a Ground Source Multi-Heat Pump at Cooling Mode, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 5, pp. 297-304.
2. Standard for Equipment Inspection(New and Renewable Energy)-Water-to-water Heat Pump Unit, NR GT 101 : 2008, KEMCO.
3. Kim, Y. L. and Kim, S. C., 2008, A Study on the Improvement of the Heating Performance of the Ground Source Heat Pump Using CO<sub>2</sub> as a Refrigerant, J. of Industrial Technology, KITECH, Vol. 18, pp. 73-86.
4. Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, R., 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.
5. Cho, H. H., Ryu, C. G. and Kim, Y. C., 2005, Experimental Study on the Cooling Performance of a Variable Speed CO<sub>2</sub> Cycle with Internal Heat Exchanger and Electronic Expansion Valve, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 3, pp. 209-215.
6. Cho, H. H., Ryu, C. G., Lee, H. S. and Kim, Y. C., 2005, Experimental Study on the Variation of the Optimal Charge with cycle option in the CO<sub>2</sub> Refrigeration, Proceedings of the SAREK, pp. 398-403.
7. Lee, E. C., Baek, C. H., Kang, H., Kim, Y. C., Cho, H. H. and Cho, S. W., 2009, Experimental Study on the Performance of a CO<sub>2</sub> Heat Pump Water Heater, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 6, pp. 367-372.
8. Chen, Y., Gu, J., 2005, The Optimum High Pressure for CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration System with Internal Heat Exchanger, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.



9. Qureshi, T. Q. and Tassou, S. A., 1996, Variable speed capacity control in refrigeration system, *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 2, pp. 103-113.
10. Ha, J. H., Kim, Y. C. and Choi, J. M., 1999, Experimental study on the superheat control of the variable speed heat pump, *Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 527-533.
11. Cho, H. H., Ryu, C. G., Kim, Y. C., and Sim, Y. H., 2005, Effects of Refrigerant Charge Amount on the Cooling Performance of a Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle, *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 5, pp. 410-417.
12. Rieberer, R., Neksa, P. and Schiefloe, P. A., 1999, CO<sub>2</sub> heat pumps for space heating and tap water heating, *20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF*, Sydney.
13. Rieberer, R., Gassler, M. and Halozan, H., 2000, Control of CO<sub>2</sub> heat pumps, *Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 25-28; West Lafayette, USA, pp. 75-82.
14. Bivens, D. B., Allgood, C. C., Shiflett, M. B., Patron, D. M., Chisolm, T. C., Shealy, G. S., Yokozeki, A., Wells, W. D., and Geiger, K. A., 1994, HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps, *ASHRAE Transaction*, Vol. 100, No. 2, pp. 566-572.
15. Bullock, C. E., 1997, Theoretical performance of carbon dioxide in subcritical and transcritical cycle, *ASHRAE/NIST Conference Refrigerants for the 21st Century*, Gaithersburg, Maryland, USA, pp. 20-26.
16. Boewe, D. E., Bullard, C. W., Yin, J. M., and Hrnjak, P. S., 2001, Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance, *HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168.