

## 수절환 및 냉매절환방식에 따른 지열히트펌프의 냉방특성에 관한 연구

차 동 안, 권 오 경<sup>†</sup>, 박 차 식<sup>\*</sup>

한국생산기술연구원 에너지시스템 연구그룹, <sup>\*</sup>호서대학교 기계공학부

### A Study on Cooling Characteristics of Ground Source Heat Pump with Variation of Water Switching and Refrigerant Switching Methods

Dong An Cha, Oh Kyung Kwon<sup>†</sup>, Cha Sik Park<sup>\*</sup>

Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Cheonan 330-825, Korea

<sup>\*</sup>School of Mechanical Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea

(Received February 27, 2012; revision received June 14, 2012)

**ABSTRACT:** The objective of this study is to investigate the influence of the cooling performance for a water-to-water 10 RT ground source heat pump by using the water switching and refrigerant switching method. The test of water-to-water ground source heat pump was measured by varying the compressor speed, load side inlet temperature, and ground heat source side temperature. The cooling capacity and refrigerant mass flow rate of the heat pump increased with increasing ground heat source temperature. But COP of the heat pump decreased with increasing ground heat source temperature. As a result, the water switching method with counter flow, compared to a refrigerant switching method, improves the cooling capacity and COP by approximately 6~9% in average, respectively.

**Key words:** Cooling characteristics(냉방특성), COP(성능계수), Ground source heat pump(지열히트펌프), Refrigerant switching(냉매절환), Water switching(수절환)

#### 기 호 설 명

$A_w$	: 압축기 소비전력 [kW]
$COP$	: 성능계수
$c_p$	: 비열 [J/kg · °C]
$GHS$	: 지열원층
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/min]
$Q_C$	: 히트펌프 냉방능력 [kW]
$T_{C,i}$	: 냉수 입구온도 [°C]

$T_{C,o}$  : 냉수 출구온도 [°C]

#### 1. 서 론

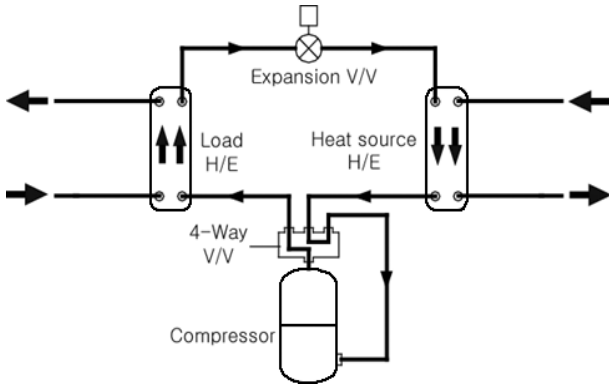
산업화의 확산으로 야기된 자원 고갈 및 지구온난화와 온실효과 등과 같은 심각한 환경변화에 대응하기 위해 1차 에너지의 사용을 줄이고 환경친화적인 산업구조의 형태를 갖는 에너지이용기술의 도입이 필요하다. 이를 위해 다양한 형태의 신재생에너지 즉, 태양열, 태양광, 풍력, 수력, 지열 등을 이용하는 것은 에너지절약 뿐만 아니라 환경개선의 측면에서도 매우 가치가 높다고 할 수 있다.

지열에너지의 경우 장소, 기후, 시간에 관계없이

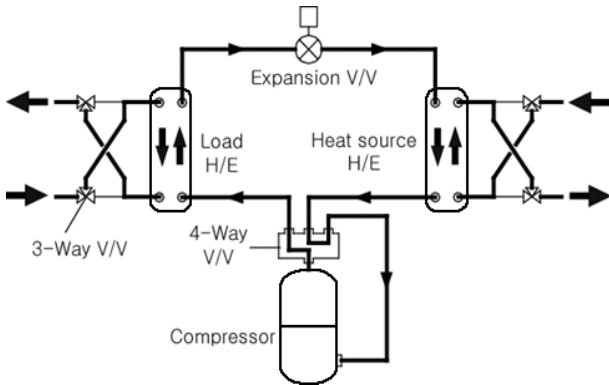
<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-41-589-8528; fax: +82-41-589-8330

E-mail address: kwonok@kitech.re.kr



(a) 4-way valve system(Refrigerant switching)



(b) 4-way and 3-way valve system(Refrigerant+ Water switching)

Fig. 1 Schematic diagram of ground source heat pump.

적용이 가능하고 실효성 및 안정성에서 우수한 장점이 있다. 그리고 다른 신재생에너지에 비해 설비 비용이 저렴하여 지열 시스템의 보급추이가 해마다 증가하는 실정이다.

지열에너지는 지하 수백 미터에서 연중 온도의 변화가 없어 동절기에는 공기열원보다 온도가 높고 하절기에는 온도가 낮아 혹서기나 혹한기에도 안정적인 열원확보가 용이해, 냉·난방기의 안정적인 운전이 가능하다. 열원확보는 지하 10~200 m 깊이에 지열교환기를 지중에 매설하여 12℃~17℃의 지열 에너지를 히트펌프와의 열교환으로 냉·난방열원으로 사용한다.

각종 신재생에너지의 원활한 사용을 위하여 냉방과 난방을 동시에 구현할 수 있는 히트펌프 시스템의 사용이 보편화되어 있다. 히트펌프 시스템에 관한 연구로 Baek NC<sup>(1)</sup>와 Lee et al.<sup>(2)</sup>은 해수와 지열을 열원으로 사용한 히트펌프를 연구하였고, Hepbasli<sup>(3)</sup>와 Hepbasli et al.<sup>(4)</sup>은 수직밀폐형 지중열교환기를

적용한 지열원 히트펌프 시스템의 성능 특성에 관한 연구를 수행하였으며, Zhao et al.<sup>(5)</sup>은 대체냉매를 적용한 지열히트펌프 시스템의 성능에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 그리고 Choi et al.<sup>(6)</sup>은 지열원 물대공기 멀티히트펌프의 난방에 대한 실증연구를 진행하였고, Sohn et al.<sup>(7)</sup>은 수직 밀폐형 지열히트펌프의 장기간 운전에 따른 성능분석 및 지중온도 변화에 대한 실증연구를 진행하였다.

히트펌프 시스템은 4-way 밸브를 이용하여 냉방과 난방을 겸용으로 운전할 수 있는 시스템으로, 난방부하와 냉방부하의 크기에 따라 히트펌프 설계에서 대향류 열교환방식을 선정한다. 그러므로 냉매와 열원의 열교환방식이 냉방을 대향류(Counter flow)로 유지하게 되면 난방운전시에 평행류(Parallel flow)로 전환되고, 난방을 대향류로 유지하게 되면 냉방운전시에 평행류로 전환되어 열교환 성능이 저하되게 된다.<sup>(8)</sup>

Fig. 1은 상용화 지열히트펌프 시스템에 적용되는 4-way 밸브를 이용한 냉매절환방식과 3-way 밸브를 이용한 수절환방식을 나타낸 것으로 냉매와 지중의 열원수, 냉수의 열교환이 평행류와 대향류로 운전되는 흐름을 도시하였다.

국내 동절기에 높은 난방부하를 요구하는 지역의 경우에는 난방부하를 기준으로 히트펌프 시스템 설계가 이루어지고 있으며, 냉방운전시 실제적인 히트펌프 성능저하에 대한 연구가 전무한 실정이다.

본 연구에서는 지열을 이용하는 히트펌프의 성능향상을 위한 방안으로 냉매절환방식의 냉방운전에서 3-way 밸브를 이용한 수절환방식을 도입하여 냉수, 열원수와 냉매의 열교환을 대향류와 평행류로 운전이 가능하도록 히트펌프를 설계, 제작하여 성능을 비교분석하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 2는 지열을 이용하는 히트펌프 실험장치를 나타낸 것으로, 지중열원과 부하 측 열교환기에 3-way 밸브를 설치하여 대향류와 평행류 열교환성능을 실험하기 위한 냉방 사이클의 히트펌프 개략도이다.

히트펌프 실험장치는 압축기(compressor), 증발기(evaporator), 응축기(condenser), 팽창장치(expans-

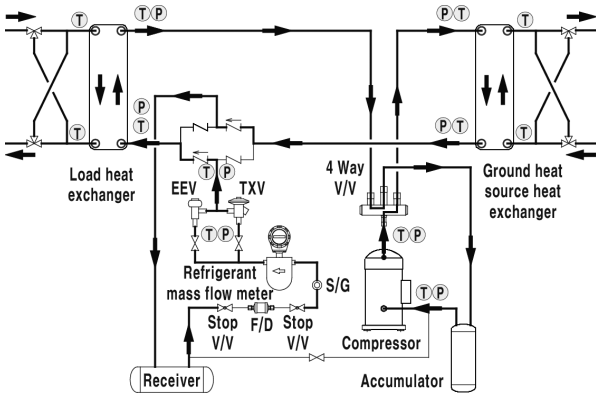


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup for ground source heat pump.

ion device)로 구성되어 있으며, 압축기의 회전수 변화를 위하여 인버터(inverter)를 설치하였다. 배관의 구성은 3-way 밸브의 조작으로 인한 유량변화를 최소화하기 위하여 평행류와 대향류의 입구 출구 배관부품과 길이를 2 m로 동일하게 설치하였다.

Fig. 3은 실험에 사용된 히트펌프 실험장치 및 냉수, 열원수의 온도와 유량을 일정하게 유지하기 위한 항온조를 나타낸 것이다. 열원수의 경우 지중열교환기 설치 공간 및 비용을 감안하여 20 RT, 히터용량 12 kW의 항온조로 지중열원을 모사하여 사용하였고, 냉수 측의 부하는 15 RT, 히터용량 8 kW의 항온조와 10 kW의 보조히터를 설치하여 냉수와 열원수의 온도가 일정하게 유지되도록 하였다.<sup>(9)</sup>

Table 1은 본 실험에 사용된 지열히트펌프의 상세 사양을 나타낸 것이다. 냉매는 R-410A를 사용하였으며, 압축기는 용량 31 kW의 hermetic type을 설치하였고 회전수 제어를 위해 인버터(0~400 Hz)를 사용하였다. 응축기와 증발기는 히트펌프 시스템의 특성상 냉·난방운전을 감안하여 35 kW로 동일한 용량의 관형 열교환기를 설치하였으며, 팽창장치는

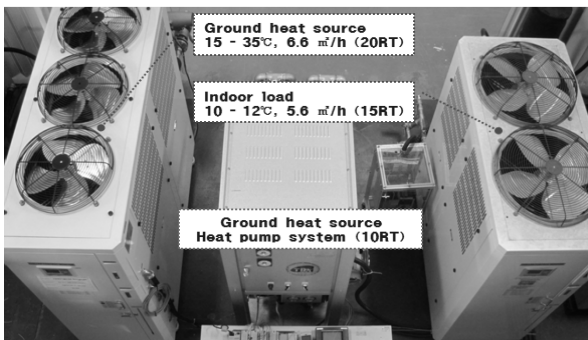


Fig. 3 Experimental setup for ground heat source heat pump.

Table 1 System specification

Dimension	700×800×1700 mm
Refrigerant	R-410A, 10 kg
Compressor	COPELAND : ZP 154KCE 31 kW(@50Hz)
Evaporator	DANFOSS : B3-095-52(35 kW)
Condenser	DANFOSS : B3-095-52(35 kW)
Expansion V/V	TXV : TGEL13, 45 kW (DANFOSS)
Inverter	LS : SV110-iG5A(0~400 Hz)

Table 2 Specification of the measuring sensors

Instrument	Type	Range	Precision
Thermo couple	T	-200~400°C	±0.3°C
Flow meter	Magnetic	0~10 m <sup>3</sup> /h	±0.5%
Ref. mass flow meter	Coriolis	0~20 kg/min	±0.05%
Pressure transmitters	Absolute	0~50 bar	±0.1%
Power meter CW-240-F		0~50 A(220 V)	±0.5%

용량 45 kW의 TXV를 설치하여 운전하였고, 5 kg 용량의 수액기를 설치하여 운전전환시 냉매부족현상을 보완하도록 설계, 제작하였다.

Table 2는 본 실험에 사용된 계측장비의 측정오차를 나타낸 것이다. 계측장비는 압축기 구동에 필요한 소비전력을 측정하기 위한 전력 분석계와 열량측정을 위해 냉수, 열원수 입·출구에 열전대와 마그네틱 전자유량계를 설치하였다. 그리고 냉매 질량유량계를 설치하여 히트펌프 내부의 냉매 순환유량을 측정하였다. 이를 통해 히트펌프의 열평형을 측정하여 실험에 반영하였으며, 시스템 각 부분의 정확한 압력과 온도를 측정하기 위해 고·저압 압력계와 T-type 열전대를 설치하였다.<sup>(10)</sup>

각 계측장비는 보정(calibration)을 수행한 후 유량, 온도 및 압력 등을 다채널 온도기록장치(40CH)와 RS-232C 케이블을 통해 PC로 전송하여 처리하였다. 측정값에 대한 냉방능력과 COP의 불확실도는 각각 3.62%와 3.71%로 나타났다.

## 2.2 실험방법

Table 3은 지열히트펌프의 냉방 실험조건을 나타낸 것으로서 지중루프를 기준으로 하는 냉방 인증 실

Table 3 Experimental conditions

Parameter	Conditions
Heat exchange methods	Parallel flow Counter flow
Load inlet temperature(°C)	10, 12
Load flow rate(m <sup>3</sup> /h)	5.6
GHS inlet temperature(°C)	15, 20, 25, 30, 35
GHS flow rate(m <sup>3</sup> /h)	6.6
Compressor RPM(Hz)	40, 45, 50, 55, 60

협조건(KS B ISO13256-2)<sup>(11)</sup>에 따라 실험을 수행하였다.

실험은 대향류와 평행류 형태의 열교환방식 변화를 인증실험조건에서 수행하고 냉동사이클 해석으로 결과를 비교분석하여 추가실험의 타당성을 확인하였다. 그리고 압축기 회전수 변화와 열원수의 유입 온도 변화에 따른 냉방능력, 소비전력, 냉매순환량, COP를 파악하였다.

실험은 먼저 지중열원을 모사한 열원측 순환수(source)의 온도와 유량을 설정하고, 부하측 순환수인 냉수(load)의 온도와 유량을 일정하게 유지되도록 한 후 히트펌프 열교환기에 유입되도록 하였다. 히트펌프의 운전은 열원측 순환수와 부하측 순환수의 열교환기 입구, 출구 온도가 정상상태 즉, 온도의 변화가 ±0.5°C 이내, 유량의 변화가 ±0.01 m<sup>3</sup>/h 이내에 도달하면 압축기를 가동하고 인버터를 이용해 일정한 회전수로 설정하였다.

압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 지열히트펌프 인증기준에 따라 온도를 부하측 순환수 12°C, 열원측 순환수 25°C로 일정하게 유지하고, 압축기의 회전수를 40~60 Hz로 변화하여 정상상태에 도달했을 때 히트펌프의 성능을 비교 검증하였다.

열원측 순환수 유입온도 변화에 따른 대향류와 평행류의 비교실험은 동일한 조건에서 열원측 순환수의 유입온도를 5°C씩 상승시켜 히트펌프 성능과 열교환 성능변화를 실험하였다. 그리고 압축기 회전수를 정격운전(60Hz)에서 냉방부하의 변화를 가정하여 부하측 순환수 온도를 12°C에서 10°C로 변화하였을 때 히트펌프의 성능과 열교환 성능도 함께 비교 검증하였다.

2.3 실험결과처리

실험에서 냉매와 부하측 열원수의 열평형을 비교

하여 오차범위 15% 이내의 결과로 히트펌프의 열손실을 최소화하였다. 지열히트펌프의 냉방능력은 식(1)을 이용하였다.

$$Q_C = \dot{m}_C c_p (T_{C,i} - T_{C,o}) \tag{1}$$

여기서,  $\dot{m}_C$ 와  $c_p$ 는 냉수의 질량유량과 정압비열이며  $T_{C,i}$ ,  $T_{C,o}$ 는 증발기 냉수의 입구와 출구온도를 각각 나타낸다.

히트펌프의 COP는 냉방능력( $Q_C$ )과 압축기 소비동력( $A_w$ )를 이용하여 식(2)와 같이 구하였다.

$$COP = \frac{Q_C}{A_w} \tag{2}$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 기준실험조건 냉동사이클분석

Fig. 4는 기준 실험조건에서 지열히트펌프의 냉동사이클을 대향류와 평행류방식에 따라 압력-엔탈피 선도를 나타낸 것이다. 냉방운전에서 증발기의 냉매 입구, 출구의 온도차를 분석해 보면 대향류방식의 냉매 입구, 출구 온도차가 11.2°C, 평행류방식의 냉매 입구, 출구 온도차가 8.9°C로 대향류방식이 온도차이가 크게 나타났다. 이는 대향류방식이 증발과 응축구간이 상대적으로 커지고 압축비는 작아지면서 전체적인 히트펌프 COP가 6% 이상 증가되는 것으로 판단된다.

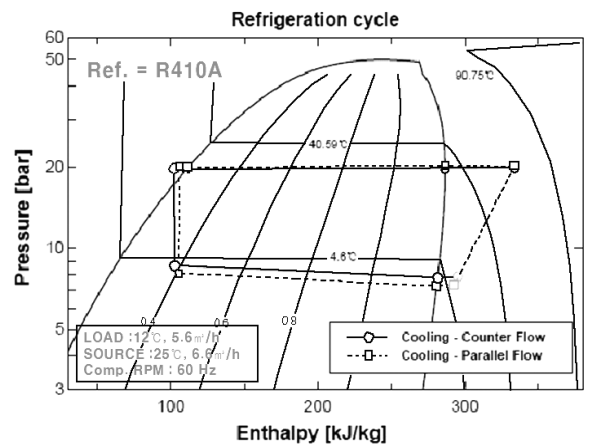


Fig. 4 P-h diagram of ground source heat pump.

### 3.2 압축기 회전수변화

Fig. 5는 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환방식의 냉방능력 및 압축기 소비전력을 나타낸 것이다. 압축기의 회전수가 증가함에 따라 냉방능력과 압축기 소비전력은 증가하였으며, 냉방능력은 대향류가 최소 26.9 kW, 최대 34.8 kW로 측정되었고, 평행류는 최소 22.5 kW, 최대 33.7 kW로 대향류방식이 평균 4.7% 증가하였다. 이는 평행류방식에서 증발기로 유입되는 냉매온도가 낮지만 열교환 구간이 짧고, 대향류방식에서는 증발기유입 냉매온도가 높지만 냉매의 과냉과 과열구간이 커짐에 따라 냉수와의 열교환 구간이 길어지면서 냉방능력이 증가하는 것으로 판단된다. 압축기 소비전력은 대향류가 최소 5.88 kW, 최대 8.97 kW로 측정되었고 평행류는 최소 5.90 kW, 최대 9.16 kW로 평균 0.12 kW의 차이를 나타내었다. 이는 대향류방식에서 냉매의

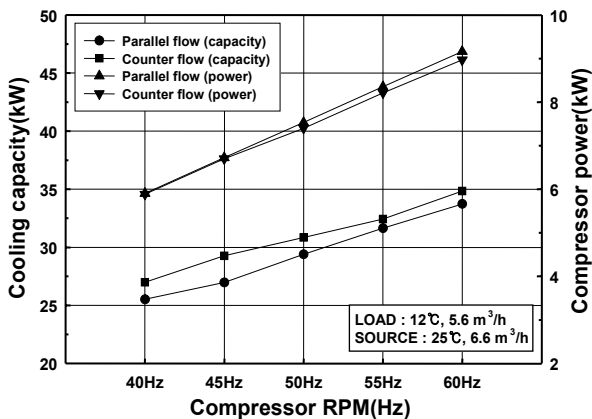


Fig. 5 Variation of cooling capacity and compressor power with compressor RPM.

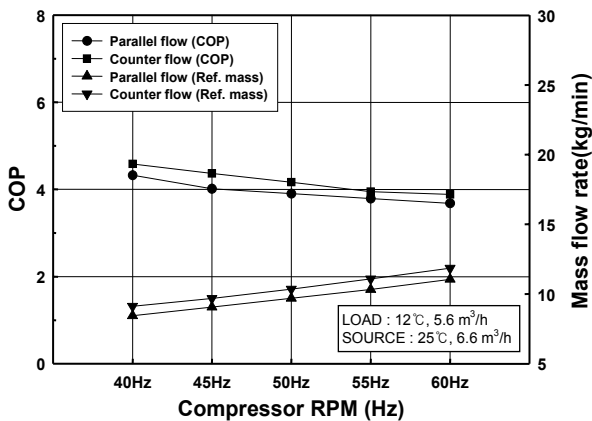


Fig. 6 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with compressor RPM.

과냉, 과열구간이 커지면서 압축비는 상대적으로 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 6은 압축기 회전수 변화에 따른 대향류와 평행류 열교환방식의 COP와 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다. COP는 압축기 회전수가 증가함에 따라 감소하였으며, 대향류방식이 최소 4.58, 최대 3.88로 나타났고 평행류방식은 최소 4.32, 최대 3.68로 평균 5.9%가 증가하였다. 이는 대향류방식에서 냉방능력과 압축기 소비전력의 영향에 의한 것으로 판단된다.

### 3.3 열원수 유입온도변화

Fig. 7과 Fig. 8은 냉수 입구온도 12°C, 정격회전수 60 Hz 기준에서 열원측 순환수의 유입온도 변화에 따른 시스템 성능변화를 나타낸 것이다.

열원측 순환수의 유입온도가 상승할수록 냉방능력과 COP는 대향류와 평행류에서 동일하게 감소하였

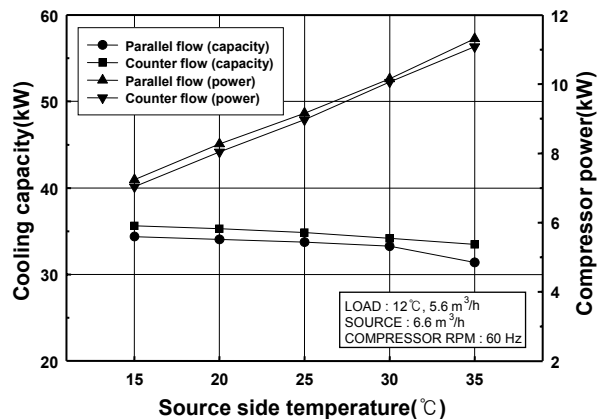


Fig. 7 Variation of cooling capacity and compressor power with source inlet temperature.

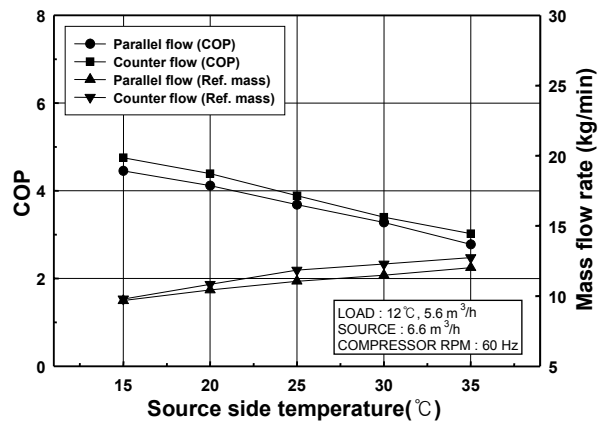


Fig. 8 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with source inlet temperature.

다. 냉방능력은 대향류방식이 평균 34.7 kW, 평행류방식이 평균 33.4 kW로 대향류방식이 평행류방식보다 평균 3.8% 향상되었으며, COP는 대향류방식이 평균 3.95, 평행류방식이 평균 3.72로 평균 5.9% 성능이 향상되었다. 이는 열원측 순환수의 유입온도가 상승하면 냉매의 응축온도와 압력이 상승하게 되면서 압축비가 증가하게 되고, 이에 따라 냉매의 순환량과 압축기 소비전력이 증가하는 것으로 판단된다.

Fig. 9와 Fig. 10은 냉방부하 증가에 따라 냉수의 설정온도가 10°C, 정격 회전수 60 Hz 기준에서 열원수의 유입온도 변화에 따른 시스템 성능변화를 나타낸 것이다. 12°C의 조건과 동일하게 열원수 유입온도가 상승할수록 냉방능력과 COP는 대향류와 평행류에서 동일하게 감소하였다. 냉방능력은 대향류방식이 평균 32.7 kW, 평행류방식이 평균 31.1 kW로 대향류방식이 평행류방식보다 평균 5.2% 향상되었으며, COP는 대향류방식이 평균 3.97, 평행류방식이 평균 3.62로 평균 9.5% 성능이 향상되었다.

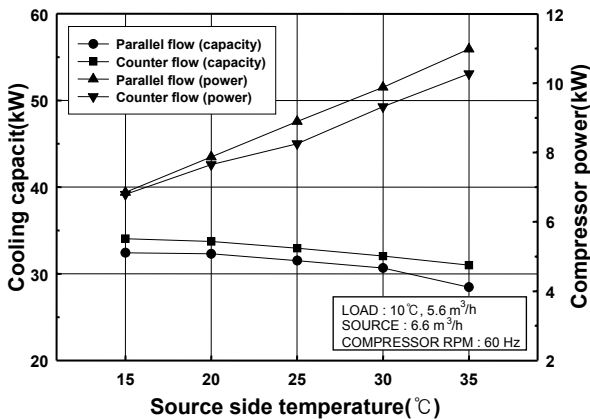


Fig. 9 Variation of cooling capacity and compressor power with source inlet temperature.

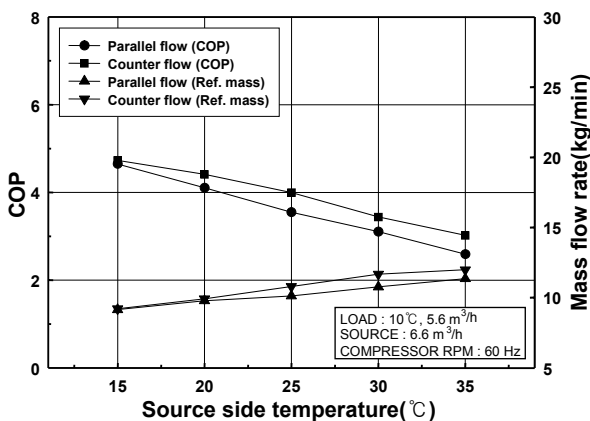


Fig. 10 Variation of COP and refrigerant mass flow rate with source inlet temperature.

냉수온도가 10°C로 낮아지면서 냉방능력은 평균 6.3% 감소하였고, 냉매유량이 감소함에 따라 압축기 소비전력이 평균 4.7% 감소하였다. 냉방능력과 압축기 소비전력을 감안한 전체적인 성능은 부하측 열원수 12°C의 조건보다 감소하였다.

위의 결과를 분석해본 결과 지열히트펌프를 난방 조건을 기준으로 대향류 열교환방식으로 설계하게 되면 냉방운전으로 전환 시 COP가 약 6~9% 저하되는 것으로 예측이 가능하다. 하지만 기존의 4-way 밸브방식 히트펌프 시스템의 냉수, 열원수 배관에 3-way 밸브를 설치하여 항시 대향류 열교환방식을 채택하게 되면 6~9%의 성능향상이 가능할 것으로 판단된다.

#### 4. 결 론

열교환방식에 따른 지열히트펌프의 냉방성능을 실험적으로 평가한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 지열히트펌프의 사이클분석을 통하여 대향류방식이 평행류방식보다 전체적인 시스템 냉방능력이 6% 이상 증가되는 것을 확인하였다.

(2) 압축기 회전수변화에 따라 냉방능력은 증가하지만 압축기 소비전력의 증가폭이 더 커짐에 따라 전체적인 성능은 저하하는 경향으로 나타났다. 열교환방식에서는 대향류방식이 평행류방식보다 냉방능력이 약 6% 증가하는 것을 알 수 있었다.

(3) 열원수 유입온도가 상승할수록 냉매유량과 압축기 소비전력의 증가로 히트펌프 냉방능력 및 COP는 저하하는 것으로 나타났다. 이때의 열교환방식에 따른 히트펌프 COP는 대향류방식이 6~9%정도 상승하는 것을 알 수 있었다. 그리고 냉방부하에 따른 히트펌프의 냉수 유입온도 변화는 히트펌프 성능에 미치는 영향이 작은 것을 확인할 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(과제번호 : 20103030110030)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다.

#### 참고문헌

1. Baek, N. C., 2001, Development of off-peak electric water heater using heat pump, Energy

- R&D, Vol. 11, pp. 3-7.
2. Lee, J. Y., Chung, J. T., Woo, J. S., and Choi, J. M., 2010, Influence of the secondary fluid flow rate on the performance of a GSHP System, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 22, No. 10, pp. 649-656.
  3. Hepbasli, A., 2002, Performance evaluation of a vertical ground-source heat pump system in Izmir, Turkey, Int. Journal of Energy Res., Vol. 26, pp. 1121-1139.
  4. Hepbasli, A., Akdemir, O., and Hancioglu, E., 2003, Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system, Energy Conversion and Management, Vol. 44, pp. 527-548.
  5. Zhao, P. C., Zhao, L., Ding, G.L., and Zhang, C. L., 2002, Experimental research on geothermal heat pump system with non-azeotropic working fluids, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, No. 15, pp. 1749-1761.
  6. Choi, J. M., Kang, S. H., Moon, J. M., and Kim, R. H., 2009, Daily heating performance of a ground source multi-heat pump at heating mode, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 527-535.
  7. Sohn, B. H., Cho, C. S., Shin, H. J., and An, H. J., 2005, Cooling and heating performance evaluation of a GSHP system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 71-81.
  8. Cha, D. A., Kwon, O. K., and Park, S. G., 2011, A study on heating characteristics of ground source heat pump using water switching methods, Proceeding of the KSME, pp. 465-470.
  9. Cha, D. A., Kwon, O. K., Park, C. S., and Park, S. G., 2011, A study on cooling characteristics of ground source heat pump with variation of heat exchange methods, Proceedings of the SAREK, pp. 1093-1096.
  10. Cha, D. A., Kwon, O. K., Kim, H. J., Park, S. G., and Oh, M. D., 2011, The performance characteristics of ground source heat pump with change of cooling and heating, Proceedings of the SAREK, pp. 49-52.
  11. KS B ISO13256-2, 2003, Water-source heat pump testing and rating for performance-Part 2: Water to water and brine to water heat pumps. Korean Standards Association.