

# 지표수 열교환기 적용 지열 히트펌프 시스템의 냉방 성능

## Cooling Performance of Geothermal Heat Pump Using Surface Water Heat Exchanger

임효재(Hyo Jae Lim)<sup>1</sup>, 공형진(Hyoung Jin Kong)<sup>1</sup>, 손병후(Byonghu Sohn)<sup>2\*</sup>

<sup>1</sup>호서대학교 지열인력양성센터, <sup>2</sup>한국건설기술연구원 건축도시연구소

<sup>1</sup>Geothermal Education Center, Hoseo University, Asan, 31499, Korea

<sup>2</sup>Building and Urban Research Institute, KICT, Goyang, 10223, Korea

(Received March 27, 2017; revision received April 24, 2017; Accepted: April 25, 2017)

**Abstract** Commercial buildings and institutions are predominantly cooled, thereby dissipating excess heat to a vertical ground heat exchanger (VGHE), than heat extracted over an annual cycle. Surface waters, such as lakes and ponds, provide a cost-effective means of reducing the VGHE length, and in balancing the thermal loads to the ground. This paper presents the measurement and analysis of the cooling performance of ground-coupled heat pump (GCHP) system, using surface water heat exchanger (SWHE) submerged in an artificial pond. In order to measure the performance of the system, we installed monitoring equipment, including sensors, for assessing the temperature and power consumption, after which the operation parameters were determined. The results from the thermal performance test for the SWHE indicate that the temperatures at the outlet of the SWHE and within the pond were affected by outdoor air temperature. In addition, the results reveal similar variation trends on temperatures; however, the peak temperatures of the SWHE were somewhat greater than those of outdoor air, due to the thermal capacity of the pond. Analyzing the cooling performance over the measurement period, the average coefficient of performance (COP) of heat pump was found to be 5.71, while that for the entire system was 2.99.

**Key words** Geothermal heat pump(지열 히트펌프), Surface water heat exchanger(지표수 열교환기), Pond(연못), Surface water heat pump(지표수 히트펌프), Cooling performance(냉방 성능)

\* Corresponding author, E-mail: byonghu@kict.re.kr

### 기호설명

$COP_{hp}$  : 히트펌프 성능 계수 [-]

$COP_{sys}$  : 시스템 성능 계수 [-]

$c_p$  : 비열 [kJ/kg · K]

$ELT$  : 부하 순환수의 히트펌프 입구 온도 [°C]

$EST$  : 지표수 열교환기 순환수의 히트펌프 입구 온도 [°C]

$\epsilon$  : 유용도(effectiveness), 식(5) [-]

$LLT$  : 부하 순환수의 히트펌프 출구 온도 [°C]

$LST$  : 지표수 열교환기 순환수의 히트펌프 출구 온도 [°C]

$\dot{m}_l$  : 부하 순환수 유량 [kg/s]

$\dot{m}_s$  : 지표수 열교환기 순환수의 유량 [kg/s]

$Q_l$  : 히트펌프 냉방 성능 또는 냉방 부하 [kW]

$Q_s$  : 지표수 열교환기의 열 방출량 [kW]

$q$  : 열교환기 파이프 단위 길이당 열전달량 [W/m]

$T_{in}$  : 지표수 열교환기 입구 온도, 식(5) [°C]

$T_{ground}$  : 연못 온도 또는 지중 초기 온도, 식(5) [°C]

$T_{out}$  : 지표수 열교환기 출구 온도, 식(5) [°C]

$W_{hp}$  : 히트펌프 압축기 전력 소비량 [kW]

$W_p$  : 순환펌프 전력 소비량 [kW]

## 1. 서 론

지열 히트펌프 시스템은 지중 항온성을 활용하기 때문에 성능이 우수한 것으로 간주된다.<sup>(1)</sup> 아울러 화석

연료를 사용하는 냉난방 설비와 달리 이산화탄소를 더 적게 배출한다. 이렇듯 에너지를 적게 쓰고 환경 친화적이기 때문에 전 세계적으로 보급량이 지속적으로 늘고 있다. 2014년 말 기준 전 세계 지열 히트펌프 설치 용량은 50,258 MWth로, 2010년(33,134 MWth) 대비 51.7% 증가했다.<sup>(2)</sup> 지열 에너지 생산량은 2010년 55,597 GWh/year에서 2014년 90,791 GWh/year로 63.3% 증가하였다.<sup>(2)</sup> 한편 국내에서는 공공 부문에서만 2015년까지 약 852 MWth를 보급한 것으로 집계되었다.<sup>(3)</sup>

지열 히트펌프는 지중(ground)과 지하수를 비롯하여 연못(pond)과 호수(lake) 등 다양한 자원을 열원으로 활용할 수 있다.<sup>(4)</sup> 지금까지 국내에서는 수직 지중열교환기(vertical ground heat exchanger, VGHE)를 주로 설치해 왔다. 이 방식은 다른 열교환기보다 성능 면에서는 우수하지만, 시공비가 많이 들고 또 설치 부지가 부족할 경우 사용에 제한적이다. 다양한 열원을 적용하면 시스템 성능은 높이면서 시공비도 줄일 수 있다. 이때 시뮬레이션 기술과 시스템 최적 제어기술 등이 필요하다. 시뮬레이션 기술은 각 열원의 최적 분담 비율을 찾을 수 있고, 제어 기술은 각 열원의 유량을 제어함으로써 시스템 운전비를 줄일 수 있다.

지표수인 연못이나 호수를 히트펌프의 열원으로 활용하려면 지표수의 특성을 알아야 한다. 지표수의 계절별·깊이별 온도 변화가 대표적인 특성이며 이에 대한 연구는 오래 전부터 수행되었다.<sup>(5)</sup> Chiasson et al.<sup>(6)</sup>은 깊이 1 m의 저심도 연못(shallow pond)과 수직 지중열교환기를 같이 이용하는 시스템을 대상으로 성능을 해석하였다. 해석을 통해 연못을 이용하면 지중 순환수 온도를 설계 온도 이하로 유지할 수 있다고 제시하였다. Zou and Xie<sup>(7)</sup>는 지표수 열원 히트펌프의 성능을 해석한 후 성능 모델을 제시하였다. Lv et al.<sup>(8)</sup>은 지표수 열원 히트펌프 시스템의 열역학 사이클을 분석하였다. 최근 수평 지중열교환기와 지표수 열교환기를 동시에 활용하기 위한 연구 결과<sup>(9)</sup>가 발표되었으며, 지표수 열원 히트펌프 시스템에 대한 성능 측정 결과<sup>(10-12)</sup>도 발표되었다. 국내에서는 지열 단독 시스템을 주로 연구<sup>(13, 14)</sup>하였다. Sohn<sup>(15)</sup>은 지표수 열교환기 사양에 대한 설계 변수의 영향과 지표수 적용 효과 등을 발표하였다. 이렇듯 외국에서는 설계 데이터 구축부터 성능 실증까지 거의 모든 주제를 연구하고 있지만, 국내에서는 관련 연구를 찾기 힘들다.

이번 연구의 목적은 두 종류의 지중 열원, 즉 지표수 열교환기(surface water heat exchanger)와 수직 지중열교환기를 병용하는 히트펌프 시스템을 개발하는 것이다. 이를 위해 지표수 열교환기의 적용 가능성과 열 성능(thermal performance) 등을 규명할 필요가 있다. 아울러 두 열원의 조합이나 지표수 열교환기 사양 등이 시스템 성능에 미치는 영향도 분석해야 한다. 이에 대한 결과를 모두 기술하기에는 제한이 있기 때문에, 이번 논문은 선행 연구 성격인 지표수 히트펌프 시스템의 성능 분석으로 한정하였다. 먼저 지표수 열교환기의 열 성능을 분석하였다. 다음으로 지표수 열교환기의 성능 수준을 파악하기 위해 수직 지중열교환기의 성능과 비교하였다. 이어서 지표수 히트펌프 시스템의 냉방 성능을 분석하였다.

## 2. 지표수 열원 히트펌프 시스템과 데이터 측정

### 2.1 지표수 열원 히트펌프 시스템

성능 분석용 시스템은 슬린키(slinky) 코일 형상의 지표수 열교환기, 히트펌프, 순환수 펌프, 실내기(FCU), 각종 계측기와 데이터획득장치 등으로 구성된다. 연못을 열원으로 활용하는 점을 제외하면, 수직 또는 수평 지중열교환기 시스템과 큰 차이는 없다. 지표수 히트펌프 시스템은 연못물을 직접 이용할 수도 있다. 하지만 히트펌프와 배관 등을 보호하기 위해 이번 연구는 지표수 열교환기 순환수와 연못물이 열을 교환하는 간접 방식을 채택하였다. Fig. 1은 실험에 사용한 지표수 히트펌프 시스템의 주요 요소들을 보여준다.

Fig. 1(a)의 연못은 바닥을 콘크리트로 처리한 인공 연못(artificial pond)으로 깊이는 약 0.8 m이고 면적은 약 1,700 m<sup>2</sup>(체적 1,360 m<sup>3</sup>)이다. Fig. 1(b)는 지표수 열교환기 코일을 성형하는 모습이고 Fig. 1(c)는 성형 후 사진이다. 지표수 열교환기 코일로 외경 25 mm, 내경 20.5 mm의 고밀도폴리에틸렌(HDPE) 파이프를 사용하였다. 코일 직경과 피치는 1 m와 0.3 m이고 파이프 길이는 150 m다. 이렇게 성형한 코일 10개를 연못 바닥에 설치하였다(Fig. 1(d) 참조). Fig. 1(e)는 대상 건물과 연못 사이에 설치한 맨홀 내부를 보여준다. 이 맨홀 내부에 공급과 환수 헤더(header)를 설치한 다음 모든 파이프를 연결하였고, 파이프 각각에 온도 센서, 유량계, 자동 밸브를 부착하였다. Fig. 1(f)는 히트펌프와 냉·온수 저장 탱크 등을 보여준다.

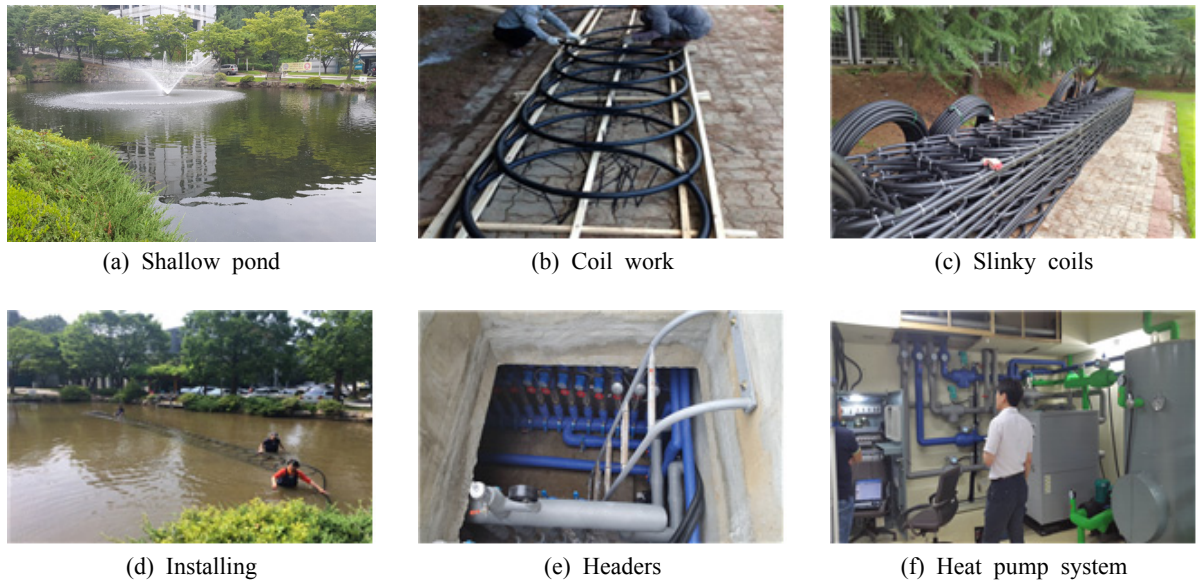


Fig. 1 Surface water heat exchanger(SWHE) coils submerged in shallow pond and heat pump system.

시스템에서 핵심 요소는 히트펌프와 지표수 열교환기다. 히트펌프(DHC, 20GWD)는 물 대 물 방식이고 압축기 2대를 사용한다. 냉방 정격조건(열원 25℃, 부하 측 냉수 입·출구 12℃/7.2℃)에서 용량은 80.8 kW(호칭 용량 20 RT)이고 COP는 5.39다. 참고로 난방인 경우(열원 5℃, 부하 측 온수 입·출구 40℃/44.4℃) 용량 72.8 kW, COP 3.77이다. 냉방 모드에서 히트펌프는 냉수를 생산하여 탱크(1,500 L)에 저장하며 이 냉수를 FCU로 보내 대상 공간을 냉방한다. 이때 히트펌프는 탱크 내부 설정 온도(9±1℃)에 따라 가동과 정지를 반복한다. 대상 공간은 연못 옆 건물(호서대학교 제2 공학관) 지상 1층에 있는 사무실(60 m<sup>2</sup>)과 강의실(30 m<sup>2</sup>) 그리고 지하 1층의 실험실(210 m<sup>2</sup>)이며, 이번 실험에서는 지하 1층 실험실로 한정하였다. 지표수 열교환기 순환수로 물(83.5%)-에틸알코올(16.5%) 혼합 유체를 그리고 부하 순환수로 물을 사용하였다. 정격 소비전력 7.0 kW의 지표수 열교환기 순환수 펌프(Wilo, PI15HU1EH) 1대가 히트펌프에 대응한다.

열원 조합 방법(예 : 지표수 100%, 지표수 50%-수직 50% 등)이 시스템 성능에 미치는 영향을 규명하는 것이 연구 목적 중 하나다. 따라서 Fig. 2처럼 두 열원을 같이 이용할 목적으로 시스템을 구성하였다. 다양한 조합 방법 중 이번 실험은 지표수 히트펌프 시스템의 성능을 우선 검증하는 것으로 한정하였다. 참고로 수직 지층 열교환기는 깊이 150 m와 직경 150 mm인 보어홀(borehole) 7개를 이용한다. 각각의 보어홀 안에 외경 25 mm HPDE 파이프가 단일 U관(single U-tube) 형상으로 삽입되어 있다. Fig. 1(c)에서 코일이 놓여 있는 곳 아래에 보어홀이 5 m 간격으로 일렬로 천공되어 있다. 이를 기준으로 왼쪽에는 대상 건물, 오른쪽에는 연못이 있다.

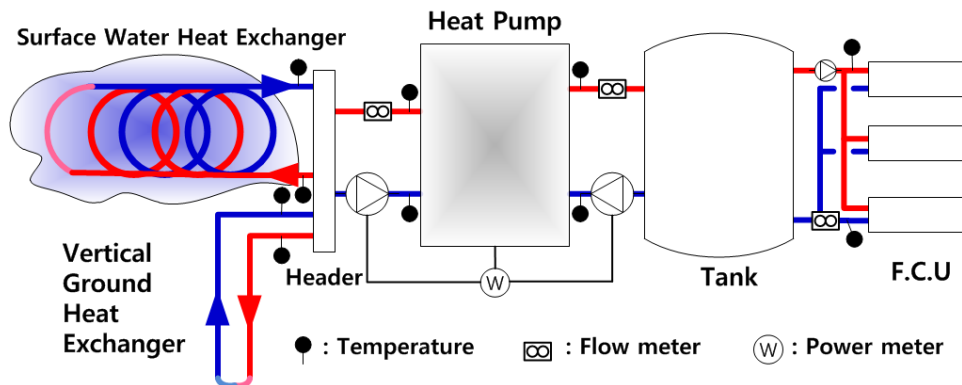


Fig. 2 Schematic diagram of heat pump system using SWHE and vertical ground heat exchanger(VGHE).

## 2.2 데이터 측정과 분석

지표수 히트펌프 시스템의 냉방 성능을 2016년 9월 12일부터 9월 25일까지 14일간 측정하였다. 시스템이 사무용이나 상업용 건물을 냉방한다고 가정하였으며, 이에 따라 아침 8시에서 오후 6시까지 10시간을 시스템 가동 시간으로 설정하였다. 이 시간 동안 실험 공간(210 m<sup>2</sup>)에 설치한 전기 온풍기 2대로 냉방 부하를 부가하였다. 동시에 히트펌프로 실내 온도(26°C)와 탱크 냉수 온도(9±1°C)를 유지하도록 설정하였다. Fig. 2에 표시한 위치에서 온도(Daejin, PT-100Ω)와 유량(Euromag International, MUT-1222)을 측정하였다. 히트펌프와 순환수 펌프의 전력 소비량 측정에는 전력 측정 센서(CT)와 전력·전력량 변환기(Hanyoung, WM3)를 이용하였다. 데이터로거(Hanyoung, GR100-20)를 통해 1분 간격으로 데이터를 획득한 후 성능을 분석하였다. Kline<sup>(16)</sup>이 제안한 방법으로 분석 결과의 불확실도(uncertainty)를 계산하였다(Table 1 참조).

지표수 열교환기 순환수는 열교환기 주변의 연못물과 열을 주고받는다. 시스템이 냉방 모드이면 건물에서 제거한 열을 연못으로 방출하고 난방 모드이면 연못에서 열을 얻는다. 냉방 운전 중 열교환기가 연못으로 방출하는 열량을 식(1)로 계산하였다.

$$Q_s = \dot{m}_s c_p (LST - EST) \quad (1)$$

식(1)에서 *EST*(entering source temperature)는 지표수 열교환기 순환수의 히트펌프 입구 온도, 즉 열교환기 출구 온도이고 *LST*(leaving source temperature)는 히트펌프 출구(열교환기 입구) 온도다.

냉방 운전 중 히트펌프가 공간에서 제거하는 열량 계산에 식(2)를 이용하였다.

$$Q_l = \dot{m}_l c_p (ELT - LLT) \quad (2)$$

식(2)에서 *ELT*(entering load temperature)는 부하 순환수의 히트펌프 입구 온도를, 그리고 *LLT*(leaving load temperature)는 히트펌프 출구 즉 히트펌프에서 탱크로 나가는 온도를 의미한다.

일반적으로 성능계수(COP)나 계간성능지수(SPF, seasonal performance factor)로 히트펌프 시스템의 성능을 표현한다. 이번 실험에서는 1분 간격으로 데이터를 측정했기 때문에 순간 개념인 COP를 분석하였다. 히트펌프의 전력 소비량과 식(2)로 계산한 냉방 용량을 이용하여 히트펌프의 냉방 COP를 계산하였다. 또 식(4)와 같이 순환수 펌프의 전력 소비량까지 포함하여 시스템의 냉방 COP를 계산하였다.

$$COP_{hp} = \frac{Q_l}{W_{hp}} \quad (3)$$

$$COP_{sys} = \frac{Q_l}{W_{hp} + W_p} \quad (4)$$

Table 1 Parameters and uncertainties

Parameters	Uncertainty
Temperature, <i>T</i>	±0.2°C
Mass flow rate, $\dot{m}$	±0.2%
Power consumption, <i>W</i>	±3.0%
Instantaneous thermal loads, <i>Q</i>	±1.67%
<i>COP</i> <sub>hp</sub>	±3.43%
<i>COP</i> <sub>sys</sub>	±4.56%

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 지표수 열교환기 성능

시스템 성능 분석에 앞서 지표수 열교환기의 열 성능을 분석하였다. 냉방 모드의 시스템을 대상으로 성능을 분석하였기 때문에, 열교환기 성능 실험에서도 열 방출(heat injection) 조건을 적용하였다. 즉 지표수 열교환기 순환수의 온도가 열교환기 출구보다 입구에서 더 높은 경우로 한정하였다. 열 성능 실험을 위해 히트펌프와 헤더(header) 사이에 열 응답 시험 장치(thermal response test unit)를 연결한 후, 약 50시간(2016년 8월 12일 15:28~8월 14일 17:24)동안 데이터를 측정하였다. 측정은 열교환기 코일 10개 중 맨홀에 가장 가까운 코일 1개를 대상으로 실험하였다. 정상 상태에서 열교환기 순환수 유량, 입·출구 온도, 히터 투입 전력, 외기 온도를 1분 간격으로 획득하였다. 이와 동시에 연못 바닥(수심 0.8 m)을 포함하여 수심 0.6 m와 0.4 m지점의 온도를 측정하였다.

측정 결과인 Fig. 3에서 입구(inlet)는 연못으로 들어가는 온도이고 출구(outlet)는 연못에서 나오는 온도다. 실험 중 입구 온도는 평균 33.4°C(32.5~34.3°C), 순환수 유량은 평균 29.6 LPM(29.2~30.4 LPM)이었다. 이렇게 연못으로 들어간 순환수는 평균 29.5°C(28.5~30.4°C)로 나오는데, 이 값은 지열 히트펌프 시스템을 설계할 때 적용하는 온도인 30°C와 비슷한 수준이다. 이때 연못 주변에서 측정한 외기 온도는 평균 28.2°C(25.9~31.7°C)이었다. Fig. 3(a)에서 열교환기 입·출구 온도, 수심 0.4 m와 0.6 m 지점의 온도는 외기의 영향을 받는 것을 볼 수 있다. 수심 0.8 m 지점(평균 25.9°C)도 외기의 영향을 받았지만, 다른 결과보다 상대적으로 안정적이다. 아울러 온도 변화 경향은 비슷했지만 최고 온도 출현 시점에서는 차이를 보였다. 즉, 외기를 제외한 나머지 값들의 최고 온도 출현 시점은 외기보다 다소 뒤에 있는데, 이는 연못의 열용량 때문이라고 판단된다. 참고로 실험 기간 중 연못 내부 온도는 평균 26.9°C이었다. Fig. 3(b)는 순환수 열용량(유량×비열)과 입·출구 온도차로 계산한 열량(heat injection)을 투입 전력(power input)과 비교한 결과다. 아울러 순환수 평균 온도를 입·출구 온도와 함께 표시하였다. 순환수가 가열에 투입한 전력은 평균 8.39 kW(7.96~8.73 kW)이었고 순환수가 연못으로 방출하는 열량은 평균 8.08 kW(7.57~8.81 kW)이었다. 실험 중 발생하는 열 손실 때문에 두 값은 3.69%의 차이를 보였다.

두 방식의 열원을 조합해서 히트펌프를 운전하려면 각각의 성능을 정확하게 알고 있어야 한다. 정확하게 산정한 성능을 가지고 각 열원의 분담 비율을 설계할 수 있기 때문이다. 지표수 열교환기의 성능 수준을 파악하기 위해, 국내에서 주로 적용하는 방식인 수직 지중열교환기의 성능과 비교하였다. 수직 지중열교환기에 대한 열 응답 시험 결과를 Fig. 4에 도시하였다. 통상 수직 지중열교환기에 대한 열 응답 시험을 통해 지중 유효 열전도도를 구할 수 있다. 그러나 이번 논문은 열교환기 성능 비교가 목적이기 때문에 방출 열량에 중점을 두었다. 여기서 VGHE 1과 VGHE 2는 다른 사항들은 모두 같고 그라우팅 재료만 다르다.

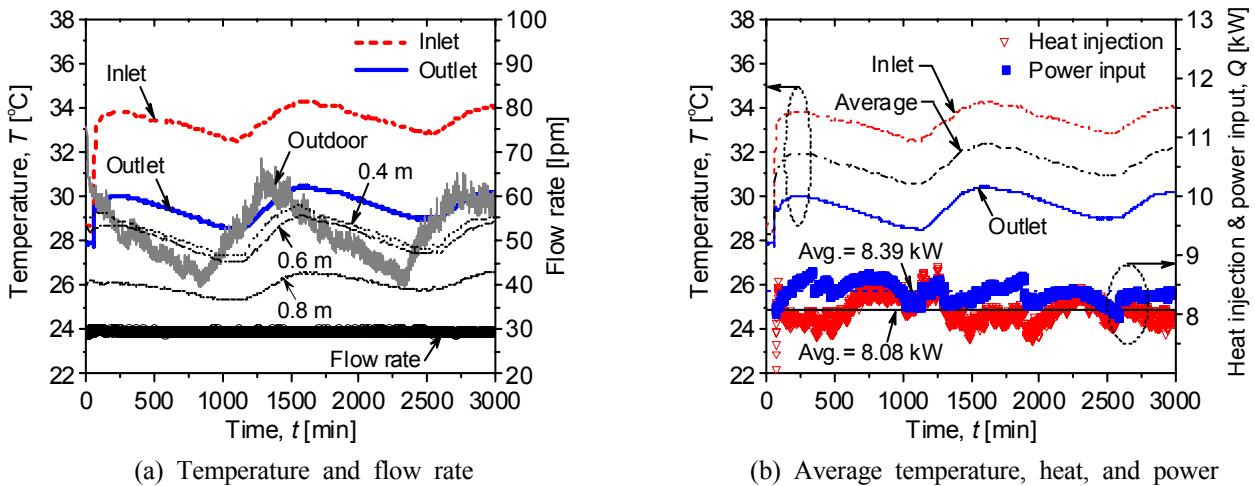


Fig. 3 Measurement results during thermal performance test for SWHE.

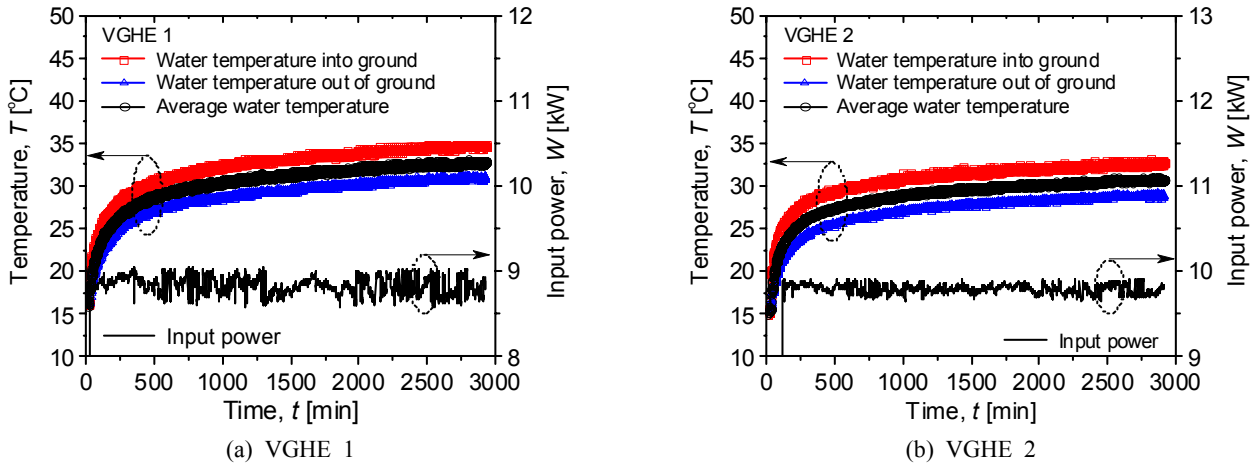


Fig. 4 Temperature and input power variation of VGHEs during thermal response test.

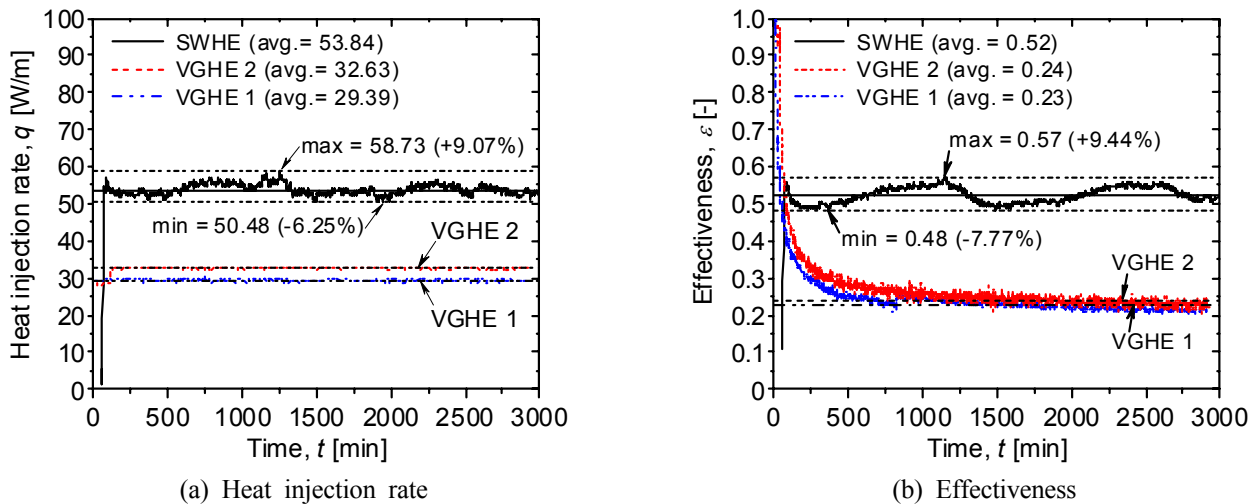


Fig. 5 Heat injection rate and effectiveness trends of SWHE and VGHEs during thermal response test.

파이프 단위 길이당 열전달량(W/m)과 유용도 변화(effectiveness,  $\epsilon$ )를 Fig. 5에 도시하였으며, 특히 지표수 열교환기는 평균값(avg)에 대한 차이(%)도 표시하였다. 여기서 사양과 시험 조건에서 다소 차이가 있기 때문에, 두 방식을 직접 비교할 목적으로 이 두 값을 계산하였다. 이중 유용도는 식(5)와 같이 계산한다.<sup>(17)</sup> 식(5)에서  $T_{ground}$ 는 연못인 경우 열교환기 주변의 연못 온도, 수직 지중열교환기인 경우 지중 초기 온도다. 아울러 유용도는 열교환기 성능을 나타내는 지표로, 최댓값은 1이다. 열교환기 출구 온도( $T_{out}$ )가  $T_{ground}$ 에 접근할수록 열교환기 성능이 우수하다고 볼 수 있다.

$$\epsilon = \frac{Q_s}{m_s c_p (T_{in} - T_{ground})} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_{ground}} \quad (5)$$

열교환기 사양을 비롯하여 실험 조건과 결과, 그라우팅 재료 등을 Table 2에 정리하였다. 지표수 열교환기의 열 성능은 53.84 W/m, VGHE 1은 29.39 W/m, VGHE 2는 32.63 W/m이었다. 지표수 열교환기의 유용도는 0.48~0.57(평균 0.52)이었으며 수직 지중열교환기의 유용도보다 120% 이상 컸다. 전체적으로 지표수 열교환기 성능이 수직 지중열교환기보다 우수하였다.

Table 2 Comparison of heat exchange performances of SWHE and VGHE

Parameters	SWHE	VGHE	
		1	2
Pipe length[m]	150	300	300
Grouting materials	-	Neat grout <sup>1)</sup>	Enhanced grout <sup>2)</sup>
Test duration[min]	2,999	2,932	2,915
Average flow rate[LPM]	29.6	28.8	26.5
Average power input[kW]	8.39	8.82	9.79
Average heat exchange rate[kW]	8.08	7.74	7.26
Average inlet temperature[°C]	33.4	33.6	31.9
Average outlet temperature[°C]	29.5	29.8	28.0
Average pond temperature[°C]	26.9	-	-
Initial ground temperature[°C]	-	16.5	15.6
Heat injection rate[W/m]	53.84	29.39	32.63
Effectiveness[-]	0.52	0.23	0.24

1) Neat grout: Bentonite 25 kg/Water 150 L.

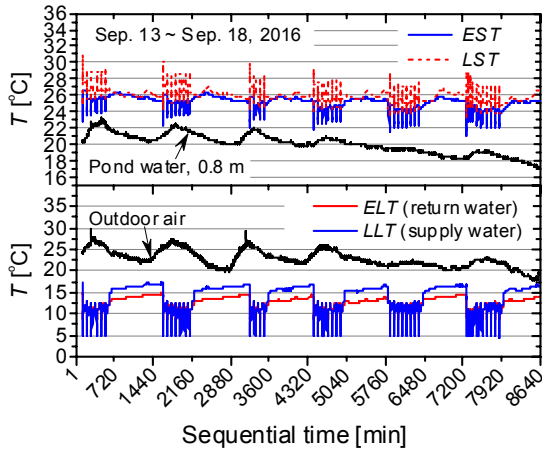
2) Enhanced grout: Bentonite 25 kg/Silica sand 30 kg/Water 100 L/Spacer with 4 m interval.

### 3.2 시스템 성능 분석

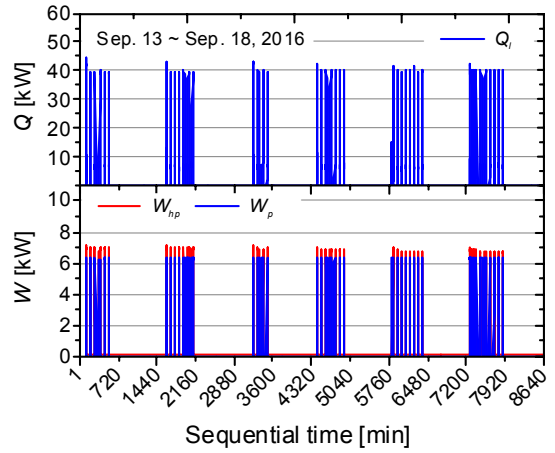
데이터의 일별 경향은 거의 비슷했기 때문에, 전체 성능 분석 결과에서 일주일 결과만 Fig. 6에 제시하였다. 분석에 필요한 데이터에는 지중 순환수와 부하 순환수의 온도, 각각의 유량, 히트펌프와 순환수 펌프의 전력 소비량이 있다. 시스템이 가동 상태일 때, *EST*는 평균 23.2°C(18일)에서 24.9°C(13일) 사이에서 변화하였다. 즉, 후반부로 갈수록 외기 온도와 연못 온도가 내려가면서 *EST*도 같이 낮아졌다. Fig. 6(b)의 냉방 용량, 히트 펌프와 지표수 열교환기 순환수 펌프(이하 ‘지중 순환수 펌프’)의 전력 소비량도 온도와 비슷한 경향을 보였다. 시스템이 가동 상태일 때 히트펌프의 냉방 용량은 평균 39.37 kW이었고 전력 소비량은 평균 7.05 kW이었다. 이때 지중 순환수 펌프는 평균 6.25 kW를 소비하였다.

시스템 운전 특성을 상세하게 보기 위해 특정일(9월 22일)의 온도 변화를 Fig. 7에 도시하였다. Fig. 7(a)에서 외기 온도가 상승하는 오전보다 오후에 운전 횟수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 히트펌프는 버퍼탱크의 온도를 평균 9.6°C로 유지하였으며, 이를 위해 평균 5.8°C의 냉수를 생산하였다. 아울러 *ELT*는 평균 10.0°C이었고 *ELT*와 *LLT*(5.8°C) 차이는 평균 4.2°C이었다. Fig. 7(b)는 하루 운전 결과 중 특정 시간대의 데이터만 추린 그래프다. 또 부하 순환수의 온도 변화를 자세하게 보려고 버퍼탱크(Tank), FCU 입구 온도(*ERT*, entering room temperature)와 출구 온도(*LRT*, leaving room temperature)를 추가로 표시하였다. 여기서 FCU 입구 온도(*ERT*)는 버퍼탱크에서 FCU로 들어가는 온도이고 FCU 출구 온도(*LRT*)는 그 반대다. FCU 입구에서 측정된 *ERT*는 버퍼탱크 온도보다 다소 높았으며 평균 10.2°C이었다. 시스템이 가동 상태일 때 *EST*와 *LST*는 다소 올라갔다. Fig. 7(b)에서 보듯이 시스템은 1시간 동안 두 번 가동하였는데, 첫 번째 사이클에서 *EST*는 23.4°C(13:26)에서 25.8°C(13:42)까지 올라갔고, 두 번째 가동할 때에는 23.5°C(13:58)에서 26.0°C(14:13)까지 올라갔다. 이러한 결과는 정량적인 값에서 다소 차이만 있을 뿐, 안정적인 경향은 측정 기간 내내 거의 비슷하였다.

Fig. 8은 특정일의 냉방 용량과 전력 소비량 측정 결과를 나타낸 그래프다. 시스템이 가동 상태일 때, 일평균 냉방 용량( $Q_c$ )은 39.71 kW이었고, 지표수 열교환기의 일평균 방출 열량( $Q_s$ )은 42.32 kW이었다. 이때 히트펌프 압축기와 지중 순환수 펌프는 평균 7.02 kW와 6.25 kW의 전력을 소비하였다. 펌프 소비 전력이 건물 최대 부하(peak load)의 1.9~2.5%이면 미국 ASHRAE<sup>(1)</sup> 지침의 다섯 등급(A, B, C, D, F) 중 중간 등급(‘C’ grade)의 펌프를 설치한 것이다. 이 중간 등급을 적용하면 일평균 냉방 용량 39.71 kW(11.3 RT)에는 약 1 kW를 소비하는 순환 펌프가 적합하다. 따라서 실제 필요한 용량보다 6배 이상 큰 순환 펌프를 가동했다고 볼 수 있다. 실제 냉방에 필요한 지표수 열교환기는 6개인데 실험 목적으로 10개를 설치하였으며 또 수직 지중열교환기 7개도 같이 연결하였다. 아울러 모든 열교환기에 유량계와 밸브를 부착하였다. 따라서 열교환기 수도 손실과 압력 손실을 극복하기 위해 실제보다 용량이 큰 펌프를 사용할 수밖에 없었다.

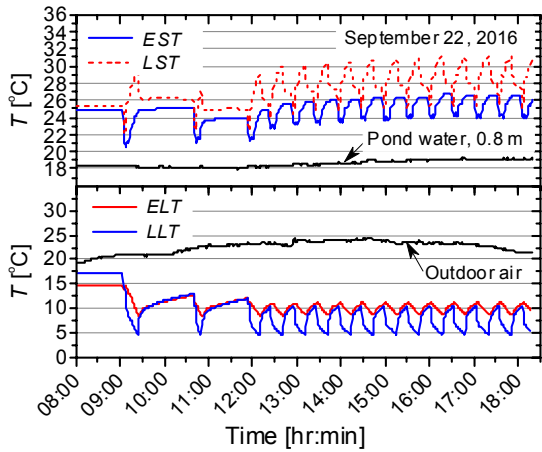


(a) Temperature

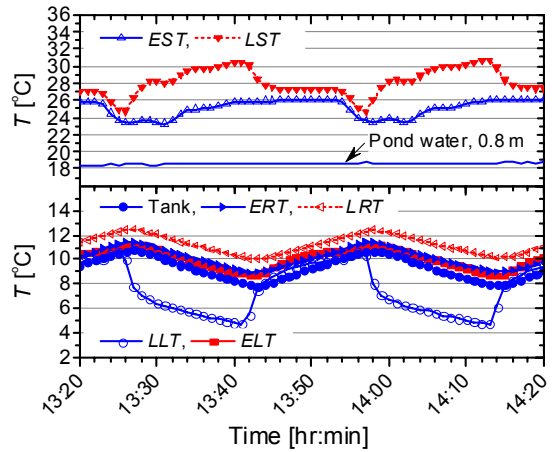


(b) Cooling capacity and power

Fig. 6 Data trend of SWHP system during cooling mode operation.

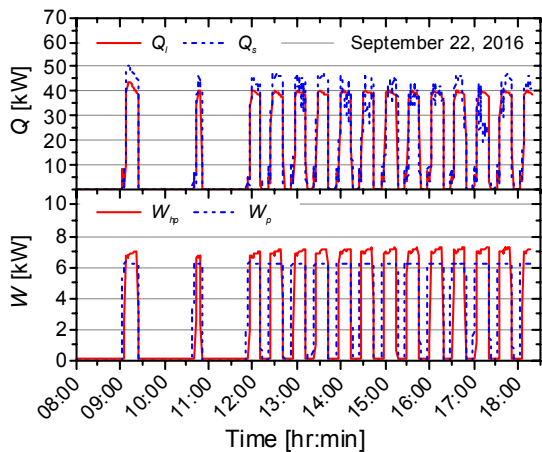


(a) Temperature variation during one day operation

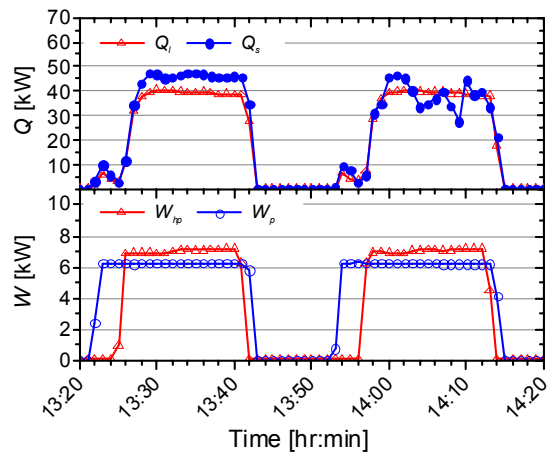


(b) Temperature variation for one hour

Fig. 7 Water temperature variations on source and load sides during cooling mode operation.



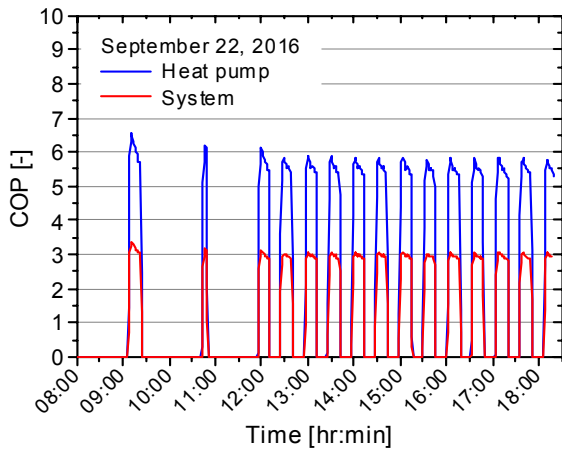
(a) Operation results during one day



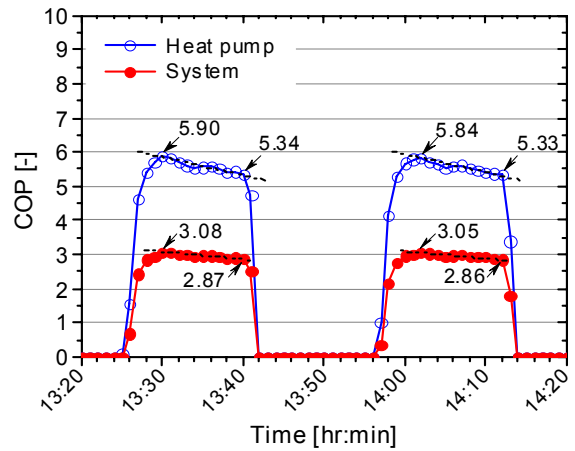
(b) One hour data

Fig. 8 Cooling capacity and power of system during cooling mode operation.



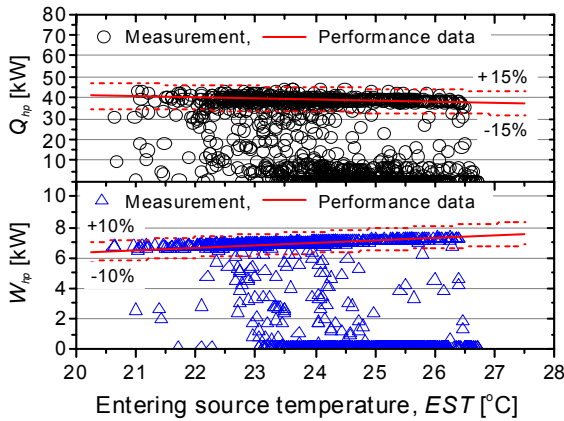


(a) COP variation during one day operation

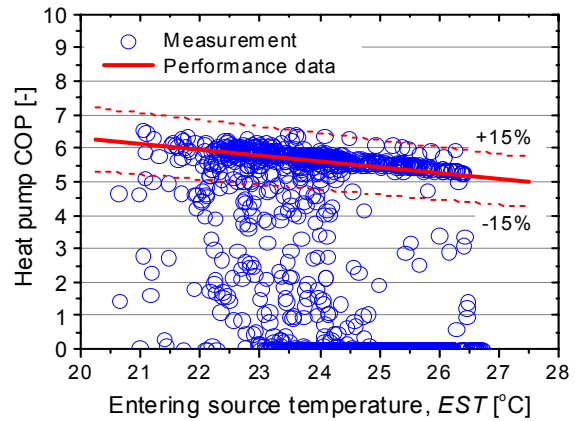


(b) One hour data

Fig. 9 COP of heat pump and system during cooling mode operation.



(a) Cooling capacity and power



(b) Heat pump COP

Fig. 10 Cooling capacity, power, and COP of heat pump with  $EST$ .

지중 순환수 펌프가 먼저 가동하고 이어서 3~4분 뒤에 히트펌프가 가동하는 것을 Fig. 8(b)에서 볼 수 있다. 정지할 때에는 히트펌프가 먼저 꺼지고 나서 2분 뒤에 지중 순환수 펌프가 꺼진다. 시스템 보호가 목적이지만, 펌프 운전 시간이 시스템 COP에 영향을 미치기 때문에 이에 대한 연구가 더 필요하다. Fig. 8(b)의 냉방 용량에서 정상상태 직전의 작은 값들이 보이는데, 이는 히트펌프 정지 상태에서 부하 순환수 펌프가 먼저 가동하기 때문이다.

지표수 히트펌프 시스템의 일일 냉방 COP 변화를 Fig. 9(a)에 그리고 특정 시간 결과를 Fig. 9(b)에 나타내었다. 히트펌프의 일평균 냉방 COP는 5.67이고 시스템은 2.99이다. 앞서 기술한 것처럼 지중 순환수 펌프 용량이 과다하여 시스템 COP가 크게 감소하였다. Fig. 9(a)에서 오전 시간대 COP는 오후 시간대 값들보다 다소 높았다. 또 시스템이 가동 중일 때 시간이 경과할수록 COP가 떨어지는 것을 Fig. 9(b)에서 볼 수 있다. 일례로 13:30에 히트펌프 COP는 5.90이었으며 정지 전인 13:40에는 5.34로 10.49% 감소했다. 같은 시간 시스템 COP는 3.08에서 2.87로 7.32% 감소하였다. 이날 히트펌프와 시스템 COP의 평균 감소율은 10.03%와 6.98%이었다. 참고로 전체 기간 중 히트펌프와 시스템 COP의 평균 감소율은 9.93%와 6.67%이었다. 가동 상태에서 지표수 열교환기 순환수 온도가 상승하여 COP가 감소하였으나, 전체적으로 안정적으로 운전되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 10은 히트펌프 성능 관련 변수들을  $EST$ 의 함수로 나타낸 결과다. 아울러 제조사의 히트펌프 성능 데이터(performance data)와 측정값을 비교한 결과도 함께 나타내었다. 정상 상태, 즉 히트펌프 가동 상태에서 측정 결과와 제조사 성능 데이터는  $\pm 15\%$ 안에서 일치하였다. 통상 히트펌프의 열원 온도가 상승하면 압축기

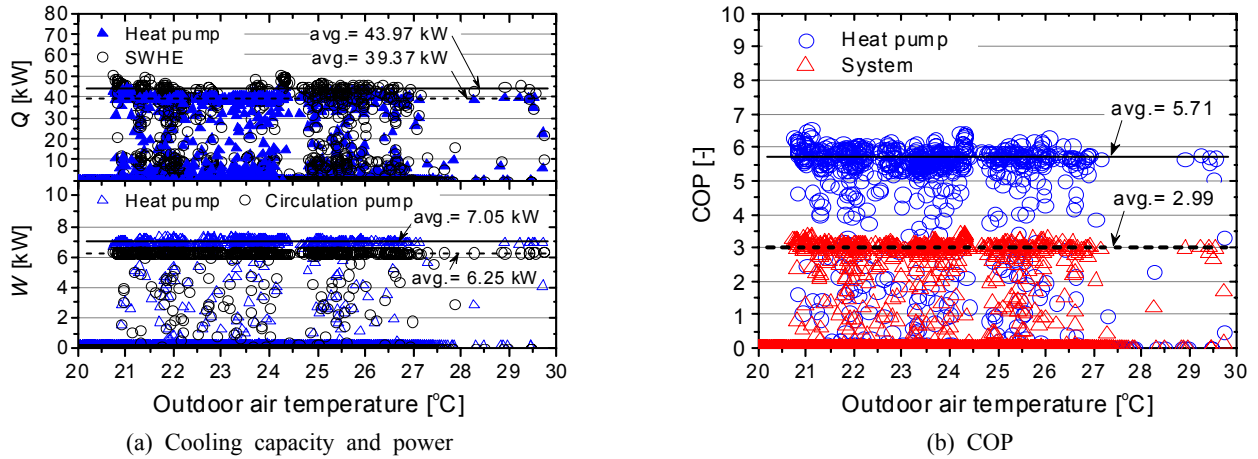


Fig. 11 Cooling capacity, power, and COP of system with outdoor air temperature.

전력 소비량은 증가하고 이에 따라 냉방 성능(용량)은 감소한다. 이러한 경향을 이번 결과에서도 볼 수 있다. 여기서  $EST$ 가  $21^{\circ}\text{C}$ 와  $27^{\circ}\text{C}$ 일 때, 냉방 용량은  $40.34\text{ kW}$ 에서  $38.37\text{ kW}$ 로  $5.21\%$  감소하고 압축기 전력 소비량은  $6.84\text{ kW}$ 에서  $7.20\text{ kW}$ 로  $5.26\%$  증가하였다. 결국 히트펌프 COP는  $18.63\%$ ( $6.05 \rightarrow 5.11$ ) 감소하였다.

Fig. 11은 히트펌프와 지표수 열교환기의 냉방 용량과 COP 등을 외기 온도의 함수로 도시한 결과다. 일반적으로 외기 온도가 올라가면 대상 공간의 냉방 부하도 증가하며 이에 따라 히트펌프 냉방 용량도 증가한다. 하지만 인공 부하를 제거하는 방식으로 실험했기 때문에, 히트펌프 가동 중 냉방 용량과 전력 소비량은 거의 일정하였다. Fig. 6에서 기술하였듯이 전체 기간에 대해 시스템 냉방 용량은 평균  $39.37\text{ kW}$ 이었고 히트펌프와 지중 순환수 펌프의 전력 소비량은  $7.05\text{ kW}$ 와  $6.25\text{ kW}$ 이었다. 따라서 히트펌프와 시스템의 냉방 COP는  $5.71$ 과  $2.99$ 이었다.

지표수 열교환기는 평균  $43.97\text{ kW}$ 를 연못으로 방출하였다. 물리적으로 지표수 열교환기는 냉방 부하( $39.37\text{ kW}$ )와 순환수 펌프 전력 소비량( $6.25\text{ kW}$ )을 연못으로 방출해야 한다. 검토 결과 실제 열량( $43.97\text{ kW}$ )은 계산 값( $45.62\text{ kW}$ )보다 평균  $3.62\%$  작았다. 냉방 운전 중 지표수 열교환기 순환수에 가해진 열의 일부가 건물 인입 배관과 헤더 그리고 건물 내 배관을 통해 주변으로 손실되기 때문에 이러한 차이를 보였다. 아울러 파이프 단위 길이당 방출 열량은  $48.86\text{ W/m}$ ( $43,970\text{ W} \div 900\text{ m}$ )이고 이는 열 성능 실험에서 구한 값인  $53.84\text{ W/m}$ ( $8,076\text{ W} \div 150\text{ m}$ )보다 평균  $9.25\%$  작은 값이다. 이 차이 또한 열 손실 때문에 발생했으며, 특히 열량 차이( $43,970\text{ W}$  대  $8,076\text{ W}$ )와 파이프 길이 차이( $900\text{ m}$  대  $150\text{ m}$ )도 원인으로 작용했다.

#### 4. 결 론

인공 연못을 활용하는 지표수 열교환기의 열 성능을 분석하였으며, 분석 결과를 수직 지중열교환기의 성능과 비교하였다. 이어서 지표수 열교환기를 이용하는 히트펌프 시스템의 냉방 성능을 측정하였다. 측정 결과를 이용하여 히트펌프와 시스템 COP 등을 분석하였다. 결론은 다음과 같다.

- (1) 지표수 열교환기 성능 실험 중, 열교환기 입·출구 온도와 연못 내부 온도는 외기의 영향을 받았다. 연못 바닥인 수심  $0.8\text{ m}$ 지점도 외기의 영향을 받았지만, 입·출구를 포함한 다른 지점보다 상대적으로 안정적이었다.
- (2) 열교환기 성능 실험 중, 입·출구 온도와 외기 온도의 변화 경향은 비슷했지만 최고 온도 출현 시점에서는 차이를 보였다. 즉, 열교환기 입·출구에서 최고 온도 출현 시점은 외기보다 다소 뒤에 있었는데, 이는 연못의 열용량 때문이라고 판단된다.
- (3) 지표수 열교환기의 열 성능은 평균  $53.84\text{ W/m}$ 이었다. 반면 수직 지중열교환기는  $29.39\text{ W/m}$ (VGHE 1)와  $32.63\text{ W/m}$ (VGHE 2)이었다. 아울러 지표수 열교환기의 유용도는  $0.48 \sim 0.57$ (평균  $0.52$ )이었으며 수직 지중 열교환기의 유용도보다  $120\%$  이상 컸다.
- (4) 시스템 가동 상태에서  $EST$ 가 올라가면 히트펌프 전력 소비량이 증가하여 COP는 다소 감소한다. 하지만 측정 결과와 제조사의 성능 데이터는  $\pm 15\%$ 안에서 일치하였다.

- (5) 시스템 냉방 용량은 평균 39.37 kW, 압축기와 지중 순환수 펌프의 전력 소비량은 평균 7.05 kW와 6.25 kW이었다. 따라서 히트펌프와 시스템의 냉방 COP는 5.71과 2.99이었다. 아울러 지표수 열교환기는 평균 43.97 kW를 연못으로 방출하였다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20143030110010).

## References

1. Kavanaugh, S. and Rafferty, K., 2014, Geothermal Heating and Cooling : Design of Ground-Source Heat Pump Systems, ASHRAE, Atlanta.
2. Lund, J. W. and Boyd, T. L., 2016, Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review, Geothermics, Vol. 60, pp. 66-93.
3. Korea Energy Agency, 2016, New & Renewable Energy Statistics 2015(2016 Edition).
4. Mitchell, M. and Spitler, J., 2014, Open-loop direct surface water cooling and surface water heat pump systems-A review, HVAC&R Research, Vol. 19, pp. 125-140.
5. Hattemer, B. and Kavanaugh, S., 2005, Design temperature data for surface water heating and cooling systems, ASHRAE Transactions, Vol. 111, pp. 695-701.
6. Chiasson, A., Spitler, J., Rees, S., and Smith, M., 2000, A model for simulating the performance of shallow pond as a supplemental heat rejecter with closed-loop ground-source heat pump systems, ASHRAE Transactions, Vol. 106, pp. 107-121.
7. Zou, S. and Xie, X., 2017, Simplified model for coefficient of performance calculation of surface water source heat pump, Applied Thermal Engineering, Vol. 112, pp. 201-207.
8. Lv, N., Zhang, Q., Chen, Z., and Wu, D., 2017, Simulation and analysis on the thermodynamic performance of surface water source heat pump system, Building Simulation, Vol. 10, pp. 65-73.
9. Do, S. L. and Haberl, J., 2016, Development and verification of a custom-built ground heat exchanger model for a case study building, Energy and Buildings, Vol. 119, pp. 242-255.
10. Chen, X., Zhang, G., Peng, J., Lin, X., and Liu, T., 2006, The performance of an open-loop lake water heat pump system in south China, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 2255-2261.
11. Chen, J., Xu, F., Tan, D., Shen, Z., Zhang, L., and Ai, Q., 2015, A control method for agricultural greenhouses heating based on computational fluid dynamics and energy prediction model, Applied Energy, Vol. 141, pp. 106-118.
12. Schibuola, H. and Scarpa, M., 2016, Experimental analysis of the performances of a surface water source heat pump, Energy and Buildings, Vol. 113, pp. 182-188.
13. Sohn, B. and Kwon, H. S., 2014, Performance prediction on the application of a ground-source heat pump(GSHP) system in an office building, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 26, No. 9, pp. 409-415.
14. Sohn, B., Choi, J. H., and Min, K. C., 2015, Heating performance of geothermal heat pump system applied in cold climate region(Mongolia), Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, No. 1, pp. 31-38.
15. Sohn, B., 2016, Preliminary analysis on design parameters and application effects of surface water heat exchanger (SWHE), Transactins of the Korea Society of Geothermal Energy Engineers, Vol. 12, No. 3, pp. 24-32.
16. Kline, S. J., 1985, The purpose of uncertainty analysis, J. Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 153-160.
17. Sivasakthivel, T., Murugesan, K., Kumar, S., Hu, P., and Kobiga, P., 2016, Experimental study on thermal performance of a ground source heat pump system installed in a Himalayan city of India for composite climatic conditions, Energy and Buildings, Vol. 131, pp. 193-206.