

지중 순환수 유량 변화에 따른 지열원 히트펌프 시스템의 성능 특성 연구

이 준 엽, 정 진 택*, 우 정 선**, 최 중 민****†

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과,

한국에너지기술연구원, *국립 한밭대학교 기계공학과

Influence of the Secondary Fluid Flow Rate on the Performance of a GSHP System

Jun Yub Lee, Jin Taek Chung*, Jungson Woo**, Jong Min Choi****†

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**New and Renewable Energy Research Division, KIER, Daejeon 305-343, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received May 28, 2010; revision received July 28, 2010)

ABSTRACT: The aim of this study is to investigate the influence of the secondary fluid flow rate through GLHX on a GSHP system with vertical single U-tube type GLHXs. The COP of a GSHP system with large flow rate was lower than it with small flow rate due to large power consumption of ground loop circulating pump. It is suggested that the heat pump unit with high COP and low flow rate through the GLHX have to be selected in order to enhance the performance of the system and reduce the length of GLHX.

Key words: GSHP(지열원 히트펌프 시스템), GLHX(지중 열교환기), COP(성능계수), Flow rate (유량), Load(부하)

기 호 설 명

- COP_{hp} : 지열원 히트펌프 유닛 성능계수
- COP_{sys} : 지열원 히트펌프 시스템 성능계수
- C_p : 비열 [kJ/kg · °C]
- \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
- Q_{id} : 실내기 냉방 또는 난방용량 [kW]
- T_i : 실내기 입구온도 [°C]
- T_o : 실내기 출구온도 [°C]
- W_{hp} : 지열원 히트펌프 유닛 소비전력 [kW]
- W_{pump} : 지중순환펌프 소비전력 [kW]

1. 서 론

전 세계적으로 화석연료 매장량의 제한을 극복하고, 환경오염을 해결하기 위하여 신·재생에너지 개발 및 이용의 필요성이 급증하고 있다. 신·재생 에너지 사용 시스템 중에 지열원 히트펌프 시스템은 현존하는 냉난방 방식 중에서 가장 효율이 높고 환경 친화적인 시스템으로 그 사용 및 기술 개발이 증가되고 있다.⁽¹⁾ 지열원 히트펌프 시스템의 장점은 상용 공기 열원 히트펌프 시스템보다 에너지 소비량이 적고, 대기 중에 노출되는 기기가 없으며, 사용되는 냉매의 양이 상대적으로 적다는 것이다. 또한 난방 및 냉방 사이클에서 지열은 공기보다 안정

† Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1731; fax: +82-42-821-1462

E-mail address: jmchoi@hanbat.ac.kr

적이기 때문에 지열원 히트펌프 유닛은 높은 효율과 우수한 성능을 갖는다. 그러나 지중 열교환기의 매설을 포함한 전체 시스템의 초기 설치비가 기존 냉·난방 설비보다 크다는 단점이 있다.^(2,3) 지열원 히트펌프 시스템은 히트펌프 유닛과 지중열교환기로 구성되며, 시공비 절감 및 시스템 성능 향상을 통해 에너지절감을 이루기 위해서는 구성 기기의 고효율화 및 시스템 최적화가 이루어져야 한다.

현재 미국 및 캐나다 그리고 북유럽 국가 등이 지열원 히트펌프 시스템의 보급 및 연구활동의 중심에 있으며, 지난 10년 동안 매년 10% 이상의 설치 증가율을 나타내는 것으로 추산되고 있다.⁽¹⁾ 국내에서 지열원 히트펌프에 관심을 갖기 시작한 것은 최근의 일이지만, 근래 들어 신·재생에너지 이용에 대한 관심도가 증가하고 보급 활성화를 위한 제도적인 장치가 마련되면서 설치 사이트가 증가하고 있다.⁽⁴⁾

Hepbasli⁽⁵⁾와 Hepbasli et al.⁽⁶⁾는 수직 밀폐형 지중 열교환기를 적용한 지열원 히트펌프 시스템의 성능 특성에 관한 연구를 수행하였으며, Zhao et al.⁽⁷⁾은 대체냉매를 적용한 지열원 히트펌프 시스템의 성능에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 국내에서는 Shin et al.⁽⁸⁾에 의해 지열 에너지의 이용 가능성이 확인된 후, 지열원 히트펌프의 성능분석 및 요소기술 개발에 대한 관심도가 증가하고 있다. 지열원 히트펌프 보급 초창기에 Kim et al.⁽⁹⁾은 국내에 설치된 일부 지열원 시스템에 대해 성능을 측정하고, 지열원 히트펌프의 국내 적용 타당성을 제시하였다.

현재까지 지열원 히트펌프 시스템에 대해서는 다양한 지중 열교환기의 적용성과 열전도도 향상 방안에 대한 연구와 실증화에 관한 개발이 주로 진행되었으며, 지중열교환기와 히트펌프의 종합적인 효율 향상에 관한 연구 성과는 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 현재 국내에 보급된 지열 히트펌프 유닛 관련 자료를 분석하고, 지중순환수 유량 변화에 따른 시스템 성능을 분석함으로써 지열원 히트펌프 시스템의 최적설계를 통한 시스템의 성능 및 신뢰성 향상에 관한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 연구내용 및 방법

국내의 지열원 히트펌프 시스템은 에너지관리공단 신재생에너지 센터의 신·재생에너지설비의 지원·설치·관리에 관한 기준(지경부 고시 제2009-332

호)⁽¹⁰⁾에 준하여 설계 및 시공되어 보급되고 있다.

본 연구에서는 해당 고시 기준에 따라 국내 적용 가능한 지열원 히트펌프 유닛 제품의 성능 현황에 관한 자료를 분석하였다.

인증 제품 성능 분석을 기반으로 히트펌프 유닛과 지중열교환기 연계 시스템 효율에 관한 정량적 분석을 위하여 히트펌프 유닛의 지중순환수 변화에 따른 성능 실험 장치를 제작하여 히트펌프 유닛에 대한 분석을 수행하였다.

또한, 히트펌프 유닛 실험 결과와 상용 지중열교환기 설계 프로그램인 GLD⁽¹¹⁾를 적용하여 지중열교환기를 설계하여 지열원 히트펌프 유닛의 성능 및 설계에 관한 연구를 수행하였다. 지열원 히트펌프 시스템은 히트펌프 유닛과 지중열교환기로 구성되며, 히트펌프 유닛의 COP는 식(1)을 이용하여 계산하였으며, 지중 순환펌프의 소비동력을 고려한 전체 지열 시스템의 COP는 식(2)를 이용하여 계산하였다.

$$COP_{hp} = Q_{id} / W_{hp} \quad (1)$$

$$COP_{sys} = Q_{id} / (W_{hp} + W_{pump}) \quad (2)$$

3. 인증 제품 현황 분석

본 연구에서는 현재 국내 히트펌프 인증 제품에 대한 성능을 분석하였다. 현재 국내에는 물대물 지열 히트펌프 시스템의 보급이 주를 이루어 물대물 히트펌프 유닛에 대한 분석만을 수행하였다.⁽¹²⁾ 지중순환형 지열원 히트펌프 유닛의 냉방 및 난방 조건에서의 최소 인증 COP는 각각 4.1과 3.45이다.

히트펌프 유닛은 10 kW에서 194 kW의 다양한 용량대 제품이 인증을 획득하였다. Fig. 1과 Fig. 2는 물대물 히트펌프 유닛 인증제품에 대하여 지중순환수 유량과 히트펌프 유닛 COP 분포를 나타낸다. 히트펌프 유닛의 용량이 증가함에 따라 히트펌프 유닛의 각 요소기기 크기와 지중순환수 유량이 증가하므로, 지중순환수 유량 변화에 따른 성능을 정량적으로 비교하기 위하여 3.5 kW 용량(1 RT)당의 지중순환수 유량과 COP를 비교분석하였다. 냉방 운전시 냉방용량 3.5 kW당 지중순환수 유량은 10.73에서 18.52 LPM을 나타냈으며, 난방 운전시 난방용량 3.5 kW당 지중순환수 유량은 10.41에서 18.16 LPM을 나타냈다. 냉방 유닛 COP는 4.1에서 5.4의 범위를 나타냈으며, 난방 COP는 각각 3.5에

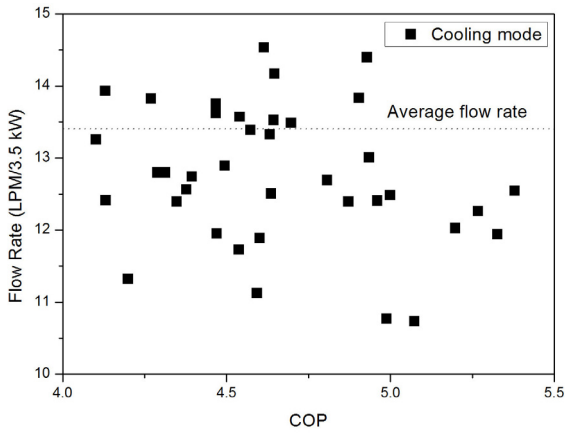


Fig. 1 The secondary fluid flow rate through GLHX according to COP in the cooling mode.

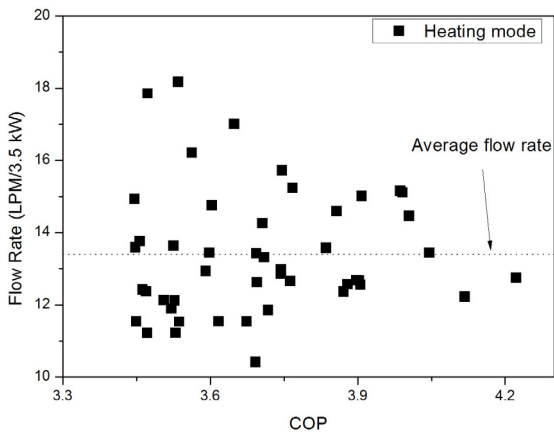


Fig. 2 The secondary fluid flow rate through GLHX according to COP in the heating mode.

서 4.2의 범위를 나타냈다.

현재 히트펌프 유닛 인증 시에 지중순환수 유량에 대한 제한은 없고, 다만 입구 온도 조건만이 주어져 있다.⁽¹⁰⁾ 따라서 지열원 히트펌프 유닛 제조사에 따라 3.5 kW당 지중순환수 유량이 다양하게 나타났다. 일반적으로 히트펌프 유닛의 용량이 증가함에 따라 지중순환수의 유량은 증가한다. 하지만, 히트펌프 용량이 동일한 경우에 지중순환수 유량이 증가하면 지중순환펌프의 소요동력 증가로 지열원 히트펌프 시스템의 에너지 소비량은 증가하게 된다. 따라서 지열원 히트펌프 시스템을 난방 시스템으로 적용하여 궁극적인 에너지절감을 이루기 위해서는 시스템 COP를 향상시켜야 된다. 이를 위해서는 히트펌프의 유닛의 성능 향상과 함께 지중순

환수 유량의 최적화가 필요하므로, 히트펌프 유닛 인증 시에 지중 순환수의 유량을 고려한 히트펌프 유닛 COP 인증 기준 수립이 필요하다고 평가된다.

4. 히트펌프 유닛 성능 실험 및 분석

4.1 실험장치 및 실험방법

국내에 보급되고 있는 지열원 히트펌프 유닛은 다양한 COP와 지중순환수 유량을 가지고 있다. 지중순환수 유량은 지열 히트펌프 시스템에서 히트펌프 유닛과 지중열교환기 성능과 관련된 중요변수이다. 지중순환수 유량에 따른 히트펌프 유닛 성능과 지중열교환기 설계 변수로서의 영향도를 정량적으로 분석하고자 지중순환수 유량 변화에 따른 지열 히트펌프 유닛 성능 평가 실험장치를 제작하였다.

Fig. 3은 지중순환수 유량 변화에 따른 지열원 물대물 히트펌프 유닛의 성능을 측정하기 위한 실험장치의 개략도를 나타낸다. 히트펌프 유닛은 왕복동식 압축기, 2개의 관형 열교환기(실내열교환기, 실외열교환기), 팽창장치 및 사방밸브로 구성하였다. 팽창장치는 전자팽창밸브를 사용하였다.

지중순환수 유량 변화에 따른 히트펌프 유닛의 성능을 측정하기 위하여 히트펌프 유닛의 실내열교환기와 실외열교환기에 건물부하 및 지중열원을 모사하여 항온조를 설치하였으며, 전기히터와 냉동기로 구성된 각각의 항온조를 이용하여 실내열교환기와 실외열교환기로의 2차 유체 유입 온도를 조절하였다. 실내열교환기와 실외열교환기의 입출구 2차 유체 온도는 Pt 100Ω의 RTD를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.15°C이다. 히트펌프 유닛의 압축기 소비전력은 전력계로 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 ±0.2%이다. 성능분석을 위하여 히트펌프 유닛 주요 부위의 온도, 압력, 유량 등을 각각 T형 열전대, 압력계 및 질량유량계를 이용하여 측정하였다. 열전대와 압력계의 정확도는 각각 ±0.3°C와 ±4.5 kPa이며, 질량유량계의 정확도는 측정값의 ±0.2%이다.

각 운전모드에서의 실내열교환기와 실외열교환기 입구의 2차 유체 온도조건은 ISO 13256-2 규격⁽¹³⁾과 NRGT 101⁽¹⁰⁾을 기준으로 선정하였다. 냉방모드 운전시 실내열교환기와 실외열교환기 입구 2차 유체온도는 각각 12°C와 25°C로 선정하였으며, 난방모드 운전 시에는 실내열교환기와 실외열교환기 입구 2차 유체온도는 각각 40°C와 5°C로 선정하였다.

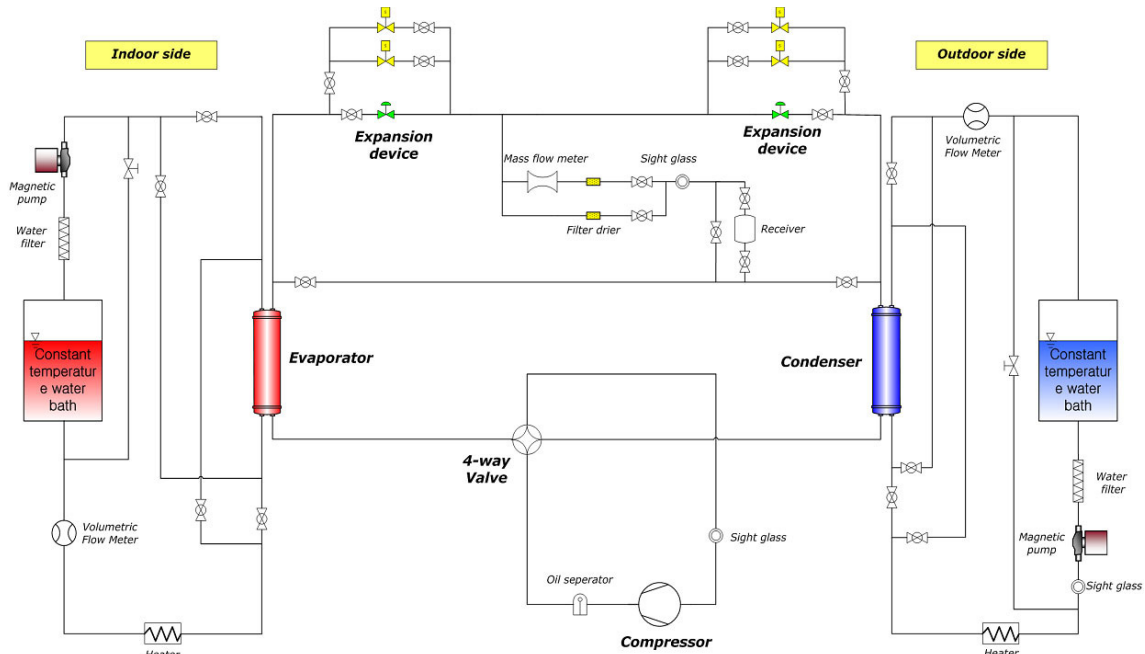


Fig. 3 Schematic diagram of a geothermal water-to-water heat pump test rig.

일반적으로 물대물 지열원 히트펌프 유닛의 실내측과 실외측 열교환기 순환유량은 동일하거나 유사하므로 본 연구에서도 지중순환수 유량과 동일하게 실내열교환기측 2차 유체 순환유량을 변화시키며 히트펌프 유닛 성능 실험을 수행하였다. 지중순환수 유량은 6 LPM에서 36 LPM 사이에서 변화시켰다. 각 운전조건에서 전자팽창밸브 개도는 히트펌프 유닛 COP가 최대가 되도록 조절하였다.

각 시험조건에서 히트펌프 유닛의 열원측과 부하측의 2차 유체 온도, 압력, 유량, 소비전력을 측정하였으며, 모든 데이터는 시스템이 안정된 후 2초 간격으로 40분간 측정 및 저장하였다. 냉방 및 난방용량은 실내열교환기 입출구 2차 유체의 온도 및 유량을 사용하여 계산하였으며(식(3)), 실험의 신뢰성 확보를 위해 냉매측 열량과 비교하였다. 냉매 측에서 산정한 용량과 2차 유체를 사용하여 산정한 용량은 모든 실험조건에 대하여 5% 이내에서 서로 일치하였다. 냉방 및 난방용량과 COP의 불확실성은 각각 3.1%와 3.2% 이내로 나타났다.

$$Q_{id} = \dot{m} C_P |T_i - T_o| \quad (3)$$

4.2 실험결과 및 분석

Fig. 4는 지열원 히트펌프 유닛의 지중순환수(실외열교환기 2차 유체) 유량 변화에 따른 냉난방 모

드에서의 히트펌프 유닛 COP 변화를 나타낸다. 냉방 및 난방 모드 모두 지중순환수 유량이 증가함에 따라 히트펌프 유닛 COP가 증가하였으나, 지중순환수 유량이 증가함에 따라 COP 상승폭은 감소하였다.

냉방운전 시에 지중순환수 유량이 증가함에 따라 응축기와 증발기에서의 2차 유체측 열전달계수가 증가하여 실내열교환기의 냉방용량이 증가하고, 히트펌프 유닛의 응축온도와 증발온도 차이가 감소한다(Fig. 5와 Fig. 6). 히트펌프 유닛의 응축온도와 증발온도 차이가 감소하여 압축기 입출구 압력차이가 감소하므로 소비동력이 감소하며, 냉방용량이 증가하여 히트펌프 유닛 COP는 증가하였다. 하지만, 지중순환수 유량이 약 18 LPM 이상에서는 지중순환수 유량 증가에 따른 응축압력과 증발압력 변화가 미비하였는데, 이는 열교환기의 열용량 한계 때문이며, 사이클 변화가 미비하여 소비전력과 냉방용량 변화도 작게 나타났으며, 히트펌프 유닛 COP 변화도 미소하였다.

난방운전 시에도 냉방운전 시와 유사한 변화를 나타냈다. 특히, 동일 용량의 실내열교환기와 실외열교환기가 사용되어 난방 운전 시에도 유량 변화에 따라 응축온도와 증발온도는 냉방 운전 시와 유사한 변화를 나타냈다(Fig. 7). 하지만, 실내열교환기와 실외열교환기의 2차 유체 유입온도 차이가 냉방모드보다 커서 지중순환수 유량 변화에 따른 응

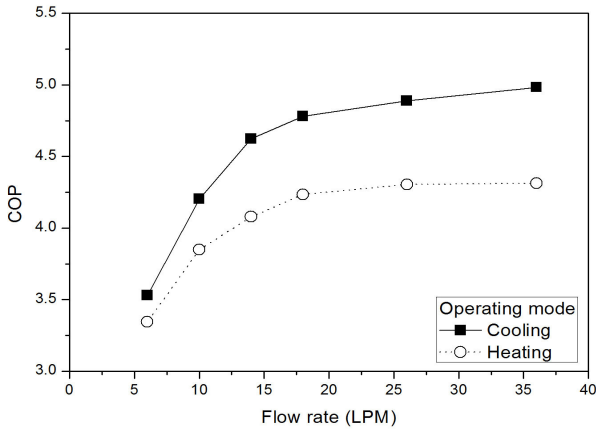


Fig. 4 Heat pump unit COP according to flow rate.

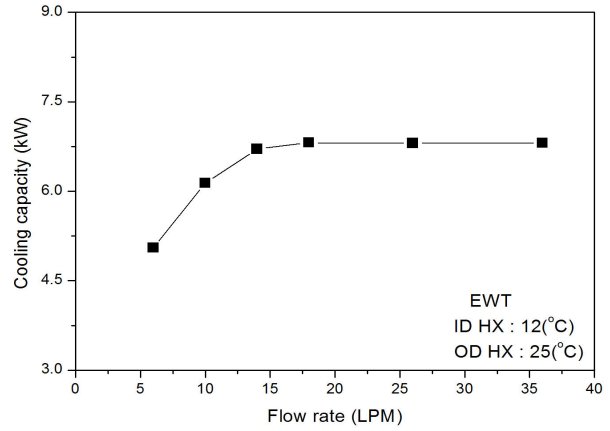


Fig. 5 Cooling capacity according to flow rate.

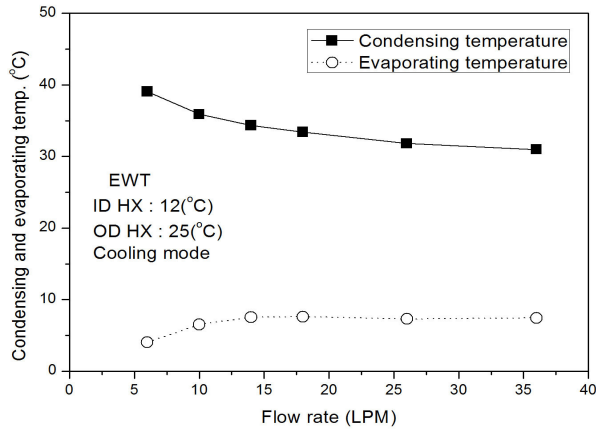


Fig. 6 Condensing and evaporating temperature COP according to flow rate in the cooling mode.

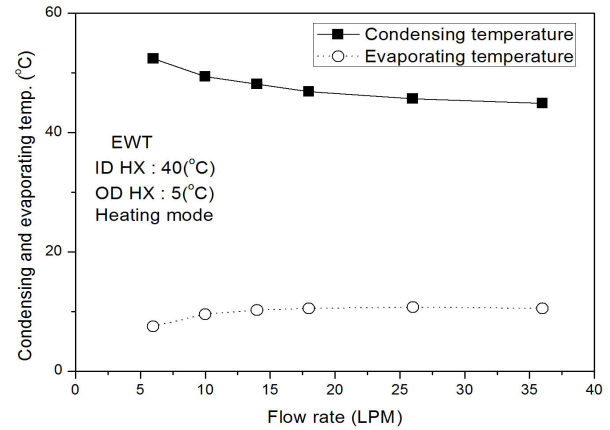


Fig. 7 Condensing and evaporating temperature COP according to flow rate in the heating mode.

축온도와 증발온도 변화폭이 작아서 COP 변화율도 냉방시 보다 작게 나타났다.

냉방모드에서 지중순환수 유량이 6 LPM에서 18 LPM으로 증가하였을 때 히트펌프 유닛 COP는 35.5% 증가하였으며, 지중순환수 유량이 18 LPM에서 36 LPM으로 증가하였을 때 COP는 4.2% 증가하였다. 난방모드에서는 지중순환수 유량이 6 LPM에서 14 LPM으로 증가하였을 때 COP는 17.6% 증가하였으며, 14 LPM에서 36 LPM으로 증가하였을 때 COP는 0.6% 증가하였다.

5. 지중열교환기 설계 및 분석

5.1 지중열교환기 설계

본 연구에서는 에너지관리공단 신재생에너지 센터

의 신·재생에너지설비의 지원·설치·관리에 관한 기준⁽¹⁰⁾에 따라 부하 및 지중순환펌프를 선정하였으며, 상용 지중열교환기 설계프로그램인 GLD⁽¹¹⁾를 이용하여 지중열교환기를 설계하였다. 국내에 가장 널리 보급된 수직밀폐형 싱글 U-tube 방식 지중열교환기를 선택하였다.⁽¹²⁾

건물부하는 Kim⁽¹⁴⁾의 주택부하 산정자료를 활용하였으며, 대상 건물은 충남 지역에 위치한 전원주택으로 총 167 m² 면적을 가지며 월별 부하량은 Table 1과 같다. 난방 최대부하는 36.7 kW이며, 냉방 최대부하는 21.2 kW이다.

지중열전도도는 현재까지의 국내 DB 자료를 활용하여 2.8 W/mK를 선택하였으며,⁽¹⁵⁾ 지중열교환기 파이프는 HDPE 32 mm의 SDR11 모델을 선정하였다. 지중초기온도는 15°C로 가정하고, 예측기간은 20년으로 시뮬레이션 하였다.

Table 1 Building heating and cooling load

Month	Cooling		Heating	
	kWh	kWh/m ²	kWh	kWh/m ²
Jan	0	0.0	4586	37.0
Feb	0	0.0	3655	29.5
Mar	4	0.0	2474	20.0
Apr	87	0.7	848	6.8
May	536	4.32	140	1.1
Jun	1119	9.02	0	0.0
Jul	1721	13.9	0	0.0
Aug	2653	21.4	0	0.0
Sep	866	7.0	1	0.0
Oct	284	2.3	350	2.8
Nov	20	0.2	2162	17.4
Dec	0	0.0	4016	32.4
Annual	7290	58.8	18233	147.0

히트펌프 성능 자료는 제 4장의 히트펌프 유닛 성능 자료로부터 얻어진 각 지중순환수 유량별 히트펌프 유닛 성능을 별개의 히트펌프 유닛으로 가정하여 적용하였다. 각 히트펌프 유닛은 냉난방용량, 지중순환수 유량 및 COP가 상이하다. 지중순환 펌프의 소비동력은 WILO 사의 인라인 펌프를 적용하여 선정하였다.⁽¹⁶⁾ 양정은 배관손실과 헤더 및 기타손실의 합에 안전율 10%를 적용한 값으로 30 m를 일괄 적용하였다.

5.2 분석 결과

Fig. 8, Fig. 9는 각각 냉방 및 난방모드에서 지중순환수 유량 변화에 따른 히트펌프 유닛 COP와 시스템 COP 변화를 나타낸다. 지중순환수 유량이 작은 영역에서는 유량이 증가함에 따라 히트펌프 유닛 COP와 시스템 COP는 같이 증가하였다. 일정 유량 이상에서는 히트펌프 유닛 COP는 다소 증가하였으나, 시스템 COP는 냉방모드에서는 거의 변화가 없었으며, 난방모드에서는 감소하였다. 이는 지중순환수 유량 증가에 따라 열교환기에서의 열용량 한계로 인하여 냉방 또는 난방용량 증가폭이 감소하지만, 지중순환펌프 소비 전력은 지속적으로 증가하기 때문이다. 지중순환수 유량이 작은 영역에서도 유량 증가에 따른 히트펌프 유닛 COP 증가율이 시스템 COP 증가율보다 높게 나타났다.

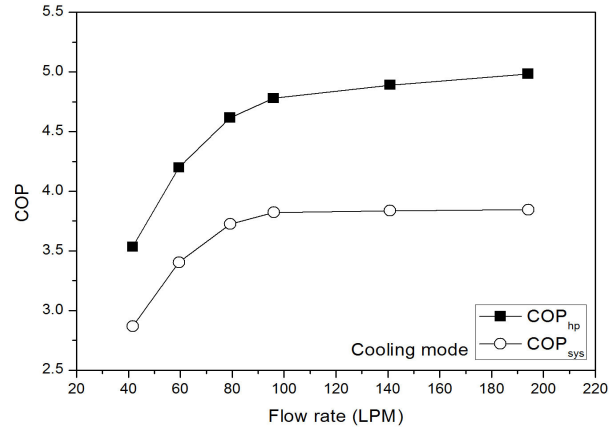


Fig. 8 Unit COP and system COP according to flow rate in the cooling mode.

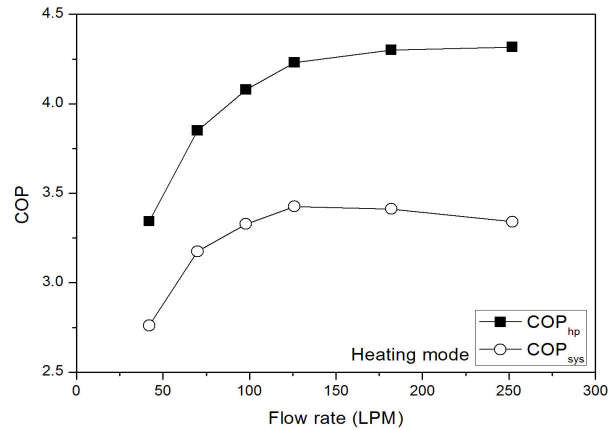


Fig. 9 Unit COP and system COP according to flow rate in the heating mode.

지중순환수 유량이 42 LPM에서 126 LPM로 증가 시에 냉방 모드에서의 히트펌프 유닛 COP와 시스템 COP는 각각 35%, 33%씩 증가하였다. 동일 유량 변화에 대하여 난방모드에서는 유닛 COP와 시스템 COP가 각각 27%, 24% 씩 증가하였다. 지중순환수 유량이 126 LPM에서 252 LPM으로 증가 시에 냉방 및 난방모드에서 히트펌프 유닛 COP는 각각 4.3%, 2.1% 증가하였으나, 시스템 COP는 0.6%, -2.5% 변화되었다.

Fig. 10과 Fig. 11은 GLD에 의한 지중순환수 유량 변화에 따른 냉방 및 난방모드에서의 지중열교환기 길이 변화 및 차이를 나타낸다. 유량이 증가함에 따라 냉방 및 난방 모드에 대한 지중열교환기 길이가 모두 증가하였다. 난방모드의 지중열교환기 길이가 냉방모드보다 더 크게 나타났으며, 유량 증가에 따른 길이 증가율도 난방모드가 냉방모드보다

크게 나타났다. 이는 본 연구대상 건물의 난방부하량이 냉방부하량보다 크기 때문이다. 지중열교환기 길이 증가는 천공비와 천공부지 및 지중열교환기 설치 비용 상승을 일으켜 시스템의 시공 비용이 증가된다. 지중순환수 유량이 42 LPM에서 252 LPM로 증가한 경우 냉방모드에서는 지중열교환기 길이가 423.8 m에서 612.8 m로 43% 증가하였으며, 난방 모드에서는 596.9 m에서 863 m로 44.6% 증가하였다.

일반적으로 히트펌프 유닛 개발 시에 시스템의 고효율화와 함께 소형화를 추진하고 있다. 이를 위해 열교환기의 컴팩트화 등을 추진하고 있다. 하지만, 지열 히트펌프 시스템에서는 지열 히트펌프 유닛 소형화보다는 지중열교환기 길이 감소가 경제성 측면에서 유리하다. 따라서 지열 히트펌프 유닛 개발 시에 지중열교환기 길이 감소 및 시스템 COP를 고려하여 지중순환수 유량 최소화방안과 함께 히트펌프 유닛 등의 요소기기와 시스템 설계가 이루어져야한다.

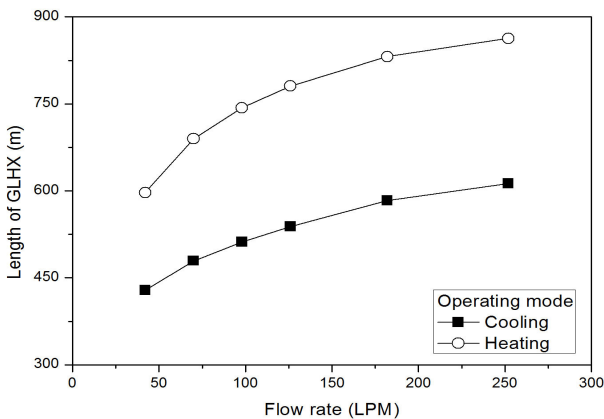


Fig. 10 Length of GLHX according to flow rate.

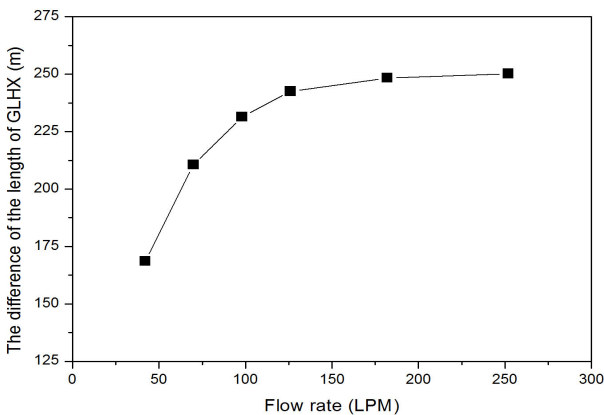


Fig. 11 The difference of the length of GLHX according to flow rate.

6. 결 론

본 연구에서는 지열원 히트펌프 유닛과 지중열교환기 및 시스템의 성능 관련 공통 주요 변수인 지중순환수 유량 변화에 따른 성능 분석을 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

현재 국내에 보급되고 있는 지열원 히트펌프 유닛 인증 제품은 냉방 유닛 COP는 4.1에서 5.4의 범위를 나타냈으며, 난방 COP는 각각 3.5에서 4.2의 범위를 나타냈다. 이때, 지중순환수 유량은 냉방시 10.73 LPM/3.5 kW에서 18.52 LPM/3.5 kW를 나타내고, 난방시 10.41 LPM/3.5 kW에서 18.16 LPM/3.5 kW 나타냈으며, 지중순환수 유량과 히트펌프 유닛 COP와 비례관계를 나타내지는 않았다. 따라서 지열원 히트펌프 시스템을 적용하여 궁극적인 에너지절감을 이루기 위해서는 지중 순환수의 유량을 고려한 히트펌프 유닛 인증 기준 수립이 필요하다고 평가된다.

히트펌프 유닛의 지중순환수 유량 증가에 따라 히트펌프 유닛 COP 증가율 대비 시스템 COP 증가율은 감소하였으며, 난방 모드에서는 일정 유량 이상에서는 히트펌프 유닛 COP는 증가하였으나, 시스템 COP는 감소하였다. 따라서 히트펌프 유닛 개발 시에 시스템 COP도 함께 고려하여야 한다.

지중순환수 유량 증가에 따라 히트펌프 유닛COP는 증가하지만, 지중열교환기 길이가 증가하였다. 그러므로 지열원 히트펌프 시스템의 효율 향상 및 지중열교환기 길이 감소에 의한 시공비 절감을 위해서는 고효율의 히트펌프 유닛 적용과 함께 지중순환수 유량 최소화 설계가 이루어져야한다.

후 기

본 연구는 2008년도 지식경제부의 재원으로 한국 에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 2008NGE04P010000).

참고문헌

1. Lund, J., Sanner, B., Rybach, L, Curtis R. and Hellstrom, G., 2003, Ground-Source Heat Pumps-A World Overview, Renewable Energy World, pp. 218-227.
2. DOE, 2001, Ground-source heat pumps applied to federal facilities-second edition, Federal

- Energy Management Program, DOE/EE-0245 (PNNL-13534), US Department of Energy.
3. Ozgener, L., Hepbasli, A. and Dincer, I., 2007, A key review on performance improvement aspects of geothermal district heating systems and applications, *Renew Sustainable Energy Rev.*, Vol. 11, pp. 1675-1697.
 4. Choi, J. M., Shim, C. H., Woo, J. T. and Kang, H. J., 2009, GSHP system and certification system, *Magazine of the SAREK*, Vol. 38, No. 1, pp. 35-41.
 5. 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.
 6. 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.
 7. 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.
 8. Shin, H. J., Ahn, C. H. and Cho, C. S., 1995, Overview for the effective use of geo-thermal energy, *Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 24, No. 4, pp. 409-419.
 9. Kim, B. C., Shin, H. J. and Cho, C. S., 2003, The measurement and analysis of performance of ground source heat pump system in winter, *Proceedings of the SAREK 2003 Summer Annual Conference*, pp. 1086-1093.
 10. Ministry of Knowledge Economy, 2009, Standards of support, installation, and management for new and renewable energy system, *Ministry of Knowledge Enconmy Anouncement 2009-332*.
 11. Gaia Geothermal, 2006, *Ground Loop Design Version 3.0 Getting Started Guide*, U. S. A, PNGGENG-1005.
 12. www.knrec.or.kr.
 13. ISO, 1998, *Water-source heat pumps-Testing and rating for performance; Part 2 : Water-to-water and brine-towater heat pumps*, INTERNATIONAL STANDARD, ISO 13256-2.
 14. Kim, B., 2009, The energy performance analysis of ground heat sources heat pump system installed in green home, *AIK Journal*, Vol. 25, No. 9, pp. 339-346.
 15. Kong, H. J., Lim, H. J., Choi, J. H. and Sohn, B., 2009, *Proceedings of the SAREK 2009 Summer Annual Conference*, pp. 45-51.
 16. www.wilo.co.kr.