한국태양에너지학회
VOL. 32, NO.1, 2012.3.29~30 대구EXCO
춘계학술발표대회 논문집

직접순환식 수직밀폐형 지열원 열펌프의 연간 운전성능 평가

김민성*, 우정선**, 백영진† ***, 장재철****, 김지영*****, 라호상******

*한국에너지기술연구원(minsungk@kier.re.kr), **한국에너지기술연구원(jswoo@kier.re.kr),
***한국에너지기술연구원(twinjin@kier.re.kr), ****한국에너지기술연구원(arief2009@kier.re.kr),
*****한국에너지기술연구원(bigkjy@kier.re.kr), ******한국에너지기술연구원(hsra@kier.re.kr)

Evaluation of the Annual Performance of the Direct Expansion Vertical Closed-Loop Ground Source Heat Pump

Kim, Minsung*, Woo, Joungson**, Baik, Young-Jin† ***, Jang, Jeachul****,
Kim, Ji-Young*****, Ra, Ho-Sang******

*Korea Institute of Energy Research(minsungk@kier.re.kr), **Korea Institute of Energy Research (jswoo@kier.re.kr), ***Korea Institute of Energy Research(twinjin@kier.re.kr), ****Korea Institute of Energy Research(arief2009@kier.re.kr), *****Korea Institute of Energy Research(bigkjy@kier.re.kr), ******Korea Institute of Energy Research(hsra@kier.re.kr)

Abstract

Vertical closed-loop ground source heat pump systems(GSHP) have been installed widely in Korea since it can extract moderate temperature level of geothermal heat in a small area. As a ground heat exchanger, a vertical closed-loop type with brine circulation is mostly preferred since it is simple and less harmful to ground environment. However, it requires a secondary heat exchange loop between the refrigerant in a heat pump and the brine. By adding a geothermal heat exchanger in the secondary heat exchange loop, circulation pumps should be attached and the temperature difference between refrigerant and ground is increased, which are important parts of performance degradation. In this paper, annual and seasonal performances of direct expansion(DX) geothermal heat pump were estimated mathematically as an alternative of classical indirect geothermal heat pump based on the annual performance evaluation. As a result, DX geothermal heat pump showed 43% higher annual performance than the classical U-tube geothermal heat pump.

Keywords : 지열히트펌프(Geothermal heat pump), 연간성능계수(Annual performance factor), 직접순환식(Direct expansion), 수직밀폐형(Vertical-closed loop)

기 호 설 명

APF	: 연간성능계수(-)
C_D	: 성능저하계수(-)
COP	: 성능계수(-)
CSPF	: 냉방계간성능계수(-)
$\triangle T$	: 온도차(℃)
HSPF	: 난방계간성능계수(-)
PLE	: 부분부하효율(-)
PLR	: 부분부하율(-)
SPF	: 계간성능계수(-)
T	: 온도(℃)

하첨자

amb	: 외기
C	: 냉방
cond	: 응축기
evap	: 증발기
GHX	: 지열열교환기
GLHX	: 지중열교환기
gr	: 지하, 지중
H	: 난방
sat	: 포화조건

1. 서 론

신재생에너지원 중 지열에너지는 가용한 잠재 용량이 크며, 연간 공급할 수 있는 잠재량이 안정되어 있다[1]. 특히 지열원 열펌프 시스템은 상대적으로 좁은 공간에서 높은 밀도로 에너지의 추출이 가능하여 도심지 등에 적용하기 적합하다. 또한 지중열교환기를 사용함으로써 기계실이 단순해지고 발생소음이 적다. 지열원 열펌프는 난방과 급탕 시에는 지중의 열을 수요처로 공급하고, 냉방 시에는 수요처에서의 열을 지중으로 방출하는 시스템으로 하나의 기기로 냉난방과 급탕을 동시에 구현할 수 있어 그 효율과 활용도가 매우 높다[2].

지열원 열펌프에 있어 가장 중요한 열교환 수단으로써 지중열교환기가 있는데 기존에는 에탄올 부동액이 2차유체로 순환되는 수직밀폐형을 주로 적용하여 왔다. 이는 설비나 시공이 비교적 단순하고 지하수 등 지중환경에 미치는 유해한 영향이 적기 때문이다. 그러나 지중열교환기는 지중순환유체와 열펌프의 작동냉매와의 열교환을 수행하는 지열열교환기가 필수적으로 요구되는데, 지중순환유체의 매개적 역할로 인하여 지열열교환기와 지중순환펌프 등이 추가 설비로서 설치된다.

기존의 2차유체 순환방식은 액체순환이라는 특성으로 인하여 운전시 시스템에 대한 성능예측이 용이하고 순환부의 작동압력이 낮아 배관의 선택이 자유로운 장점이 있다. 이에 시공성이 좋고 부식 등의 영향이 높은 지중환경에 내구성이 우수한 고밀도 폴리에스터(HDPE, High Density PolyEsther)관을 적용하여 왔다. 이러한 2차유체 순환루프는 지중온도와 냉매온도간의 차이를 증가시켜 지열원 열펌프의 성능을 저하시키게 된다. 비록 밀폐순환구조로 인하여 지중열교환기의 매설 깊이가 깊음에도 불구하고 지중순환펌프의 동력이 전체시스템의 20% 이내로 적은편이나 이러한 추가소비 동력또한 지열원 열펌프의 열손실에 중요한 영향을 미친다.

이에 본 연구에서는 지중열교환기에 2차유체가 아닌 냉매가 직접 순환하여 열교환을 하는 직접순환식 혹은 직접팽창식(direct expansion) 지중열교환기와 이를 적용한 열펌프 시스템에 대하여 소개하고자 한다.

2. 직접순환식 지열원 열펌프 시스템

2.1 밀폐형 지중열교환기

지열원 열펌프를 이용하는 냉난방시스템은 연중 13~15 ℃ 정도의 비교적 일정하게 유지되고 있는 지중열을 이용하는 시스템으로서 크게 열펌프로 흡입되는 열원수 회로가

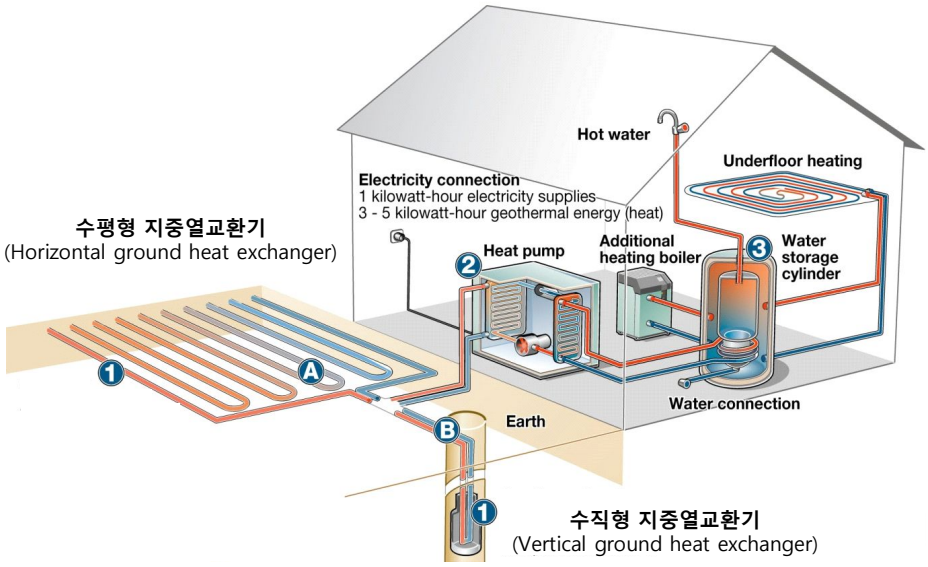

그림 1. 수직형과 수평형의 밀폐형 지중열교환기를 갖는 가정용 지열원 열펌프에 대한 개념도[3)]

지중에서 밀폐된 밀폐형과 지중에서 개방된 상태로 지하수 등을 이용하는 개방형으로 분류될 수 있다. 열효율은 개방형이 밀폐형보다 전열효율 등으로 인하여 다소 우수하고 설치비용도 적게 들지만 지하수관련 법규정과 지하수의 항구적인 존재 여부의 불확실성, 우물펌프의 높은 동력소비 등으로 인하여 최근에는 밀폐형 지중열교환기 시공을 많이 하고 있다. 그림 1에서 밀폐형 지중열교환기의 유형을 제시하고 있는데, A의 수평형과 B의 수직형이 있다. 수평형은 지표면에서 1.5 m 내외에 시공하므로 시공비는 상대적으로 적게 들지만 넓은 설치부지가 필요하여 학교나 시설원예 등의 경우에 선호된다. 국내에 실내의 냉난방용으로 공급되는 지열원 열펌프 시스템은 주로 도심지에 설치되는 관계로 좁은 면적에서 많은 열을 추출할 수 있는 수직밀폐형 지중열교환기를 적용하는 형식이 주를 이루고 있다.

수직밀폐형 지중열교환기는 일반적으로 150 m 내외 깊이로 수직으로 천공되는 보어홀에 호칭경 30 mm 내외의 HDPE관 2개를 U-type으로 끝부분을 연결하고 삽입 설치하며, HDPE관 내부로 열유체를 순환시키면서 지중의 열환경과 순환유체에 발생하는 열교환 현상을 이용하여 열을 회수하는 시스템이다. 이러한 형식의 열교환기는 국내에서 2관식, 3관식, 4관식 등이 적용되고 있는데, 관을 지중에 넣은 후에는 관 주변을 되메움(혹은 그라우팅, grouting) 처리하여 지하수 오염 등 공해가 발생되지 않고 열전달이 잘 되도록 설치하며 반영구적이다.

2.2 직접순환식 지열원 열펌프 시스템

수직밀폐형 지열원 열펌프는 상기의 다양한 장점에도 불구하고 보급 활성화에 지장이 되는 단점이 있는데, 지중열교환기를 지중에 수직으로 깊게 매설해야만 하는 관계로 초기 투자비가 크며, 또한 냉난방을 위한 장치의 수요가 많은 인구가 밀집된 지역에서는 지중열교환기를 매설 할 수 있는 대지의 확보가 어렵기 때문이다. 이러한 제약을 극복하기 위하여는 심도를 200 m 내외까지 천공한 후 지중열교환기를 매설하여야 하기 때문에 높은 비용이 발생하고 있고, 보어홀 깊이가 깊어지게 되면 되메움 처리 등도 문제가 된다.

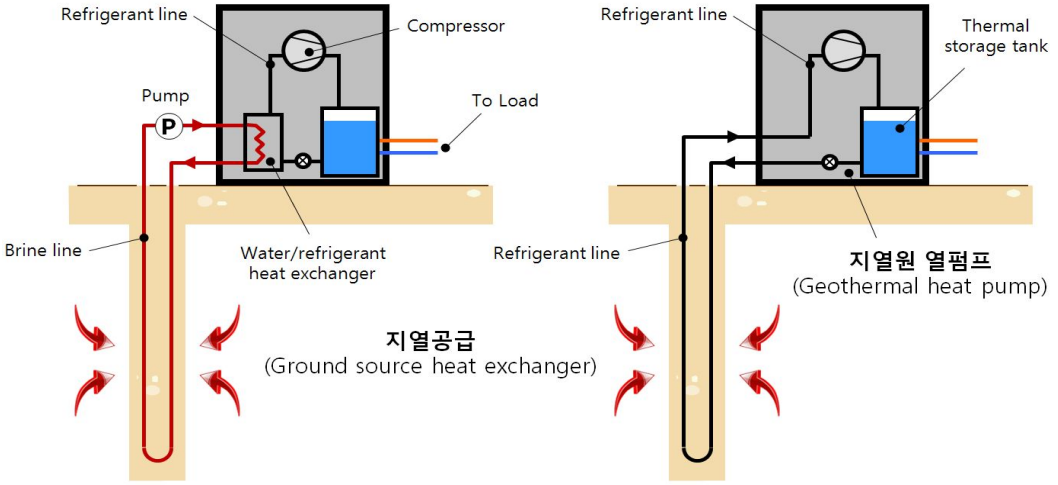

그림 2. 간접순환식 및 직접순환식 지중열교환기를 갖는 지열원 열펌프의 비교
(a) U-튜브형 간접순환식 지중열교환기(좌), (b) 직접순환식 지중열교환기(우)

그림 2에 기존의 U-tube형의 지중열교환기와 직접순환식 지중열교환기에 의한 지열원 열펌프 시스템 구성을 비교하였다. 그림 2(a)의 기존의 3개(냉매, 실내측, 지중순환부측)의 순환루프를 갖는 시스템과는 달리 직접순환식 지중열교환기는 그림 2(b)에서와 같이 지중순환부와 냉매루프가 하나로 통합 연결된 방식이다. 이렇게 직접순환하는 방식으로 냉매가 열교환되므로 효율이 높으며, 순환펌프가 필요없어 효율적이다. 압축기에 적용되는 부하는 부분적으로 증가할 수 있으나 압축기 내부의 높은 압력차 구조는 순환펌프에 소비되는 동력에 비해 훨씬 낮은 수준이다. 본 연구에서는 그림 2(a)의 전통적인 형태를 직접순환식과 대비되는 개념으로 '간접순환식'으로 통칭한다.

통상적으로 간접순환식 지중열교환기를 사용할 경우 지중순환유체와 냉매와의 열교환을 위하여는 물-냉매 지열열교환기가 필요하다. 이 지열열교환기에서 열매체간에 적어도 5℃ 이상의 평균온도차가 발생하게 되는데, 직접순환식 지중열교환기는 지반-냉매 열교환기로 열교환 물질간에 직접 열교환을 수행함으로써 순환수에 의한 온도차 손실을 줄일 수 있다. 특히 순환수는 입출구의 온도 구배가 5℃정도 발생함을 고려할 때 이로 인한 전체 온도차가 크게 나타나게 되어 열펌프 성능저하의 원인이 된다.

그림 3과 그림 4는 직접순환식 지열원 열펌프의 성능개선 원리를 도식화 한 것이다. 일반적인 수준에서 지중온도를 15℃ 정도로 설정할 때 그림 3에서 순환수가 12℃로 주입되어 7 ℃로 배출되는 것으로 가정할 경우 냉

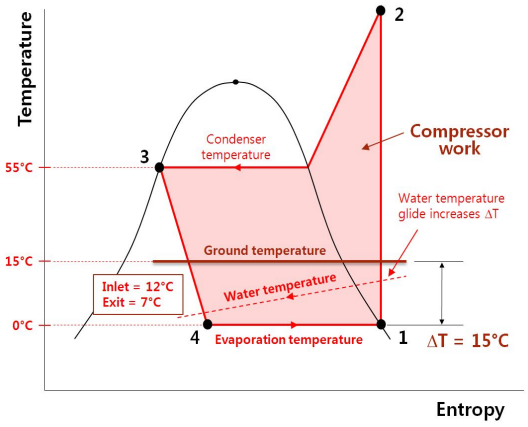

그림 3. 2차유체 순환회로가 있는 간접순환식 지열원 열펌프의 온도-엔트로피 선도

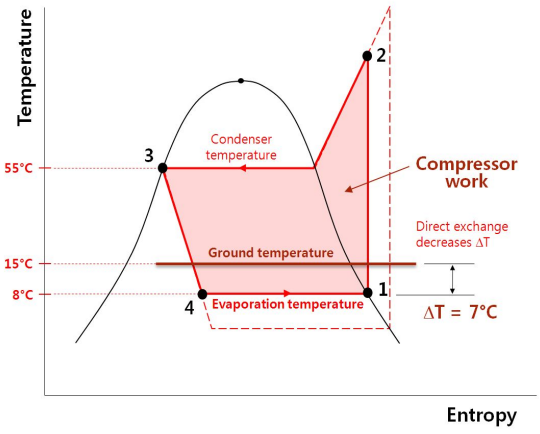

그림 4. 직접순환식 지열원 열펌프의 온도-엔트로피 선도

매의 증발온도는 이보다 훨씬 낮은 5℃에서 0℃ 범위에서 작동하게 된다. 반면에 직접순환식으로 열교환할 경우 그림 4에서와 같이 증발온도가 훨씬 높은 수준에서 형성되는 것을 알 수 있다. 이는 일정한 온도의 두 매질간의 열전달 현상이므로 순환수를 열매체로 할 경우보다 평균온도차를 더 낮출 수 있기 때문이며, 이에 따라 압축일(폐직선 1-2-3-4의 면적)이 감소하여 효율이 좋아지게 된다.

3. 해석모델 및 연간 시뮬레이션

본 연구에서는 간접순환식 지열원 열펌프 대비 직접순환식 지열원 열펌프의 성능개선을 비교하기 위하여 연간 성능해석을 수행하였다. 이를 위하여 각 열펌프를 냉방과 난방에 대한 운전모드를 설정하고 이를 통하여 연간성능을 분석하였다.

3.1 해석 대상물

직접순환식 지열원 열펌프는 통상 5 RT이하의 소형으로 제작되며, 가정용으로 적용되는 것이 일반적이다. 이에 부하 표준화가 잘 되어 있는 30평(100 m^2)의 중간층의 공동주택을 부하량으로 하여 표 1의 KS C 9306에 의하여 기준부하산정을 하였다[4].

표 1. 철근콘크리트 아파트 남향 기준 중간층의 단위 바닥 면적당의 냉방, 난방 부하

부하 및 산출조건			값
단위 바닥 면적당의 부하 (W/m^2)	냉방		145
	히트펌프 난방	공랭식	220
		수랭식	180
	전열장치난방		180
단위 바닥 면적당의 냉방, 난방부하 산출조건	환기횟수 (회/h)		1
	창면적/바닥면적 (%)		30
	$10m^2$당 재실자수 (명)		3
	조명(형광등) (W/m^2)		10

히트펌프의 열원이 되는 지중온도는 연간 변화율을 고려하여 지중평균온도를 T_{ground}로 하면, 대기온도 T_{amb}에 따라 다음 식에 의해 변화한다.[5]

$$T_{gr} = 1/3 \cdot (T_{amb} - 13.65) + 13.65 \quad (1)$$

난방 최대부하는 서울지역 겨울철 TAC 2.5% 온도인 -11.1℃[6]를 기준으로 하였으며, 22.8℃ 이하의 외기온도 조건에서 난방운전을 수행하는 것으로 하였다. 난방부하는 기온도 -11.1℃~22.8℃ 조건에서 식(2)와 같이 난방부하가 외기온도에 선형적으로 의존한다고 가정하였다.[7]

$$\mathrm{PLR_H} = \max\left[0, \min\left(1, \frac{T_{amb} - T_{\max}}{T_{\min} - T_{\max}}\right)\right] \quad (2)$$

상기 식에서 $T_{\min}$는 TAC 2.5%에서의 공기온도, $T_{\max}$는 난방시작온도인 22.8℃를 각각 의미한다. 난방시의 부분부하율(PLR; Part Load Ratio, 0~1)은 설계값인 -11.1℃에서 1, 상한선인 22.8℃에서 0이 됨을 알 수 있다.

반면에 냉방시에는 제습과정이 포함되어 있으므로, 난방에서와는 달리 대기의 엔탈피를 기준으로 부분부하를 결정하도록 한다. 서울지역 여름철 TAC 2.5% 조건인 건구온도 31.6℃, 상대습도 72.5%[6]를 기준으로 하였으며, 건구온도 26℃, 상대습도 50% 이상의 조건에서 냉방운전을 수행하는 것으로 가

정하였다.

$$\mathrm{PLR_C} = \max\left[0, \min\left(1, \frac{h_{amb} - h_{\min}}{h_{\max} - h_{\min}}\right)\right] \quad (3)$$

상기 식에서 $h_{\max}$는 TAC 2.5%에서의 공기 엔탈피, $h_{\min}$은 건구온도 26℃, 상대습도 50%에서의 공기엔탈피를 각각 의미한다.

3.2 지열원 열펌프 모델

간접순환식 지열원 열펌프는 순환루프가 냉매측와 지중순환수측의 2개가 존재한다. 지중순환수의 지중열교환기 입출구 온도차를 ΔT_{GLHX}, 지열열교환기(geothermal heat exchanger) 인입온도 및 방출온도차를 ΔT_{GHX}로 정할 때, 난방시의 증발온도 $T_{evap,sat}$와 냉방시의 응축온도 $T_{cond,sat}$는 다음 식에 의해 정해진다.

$$T_{evap,sat} = T_{gr} - \Delta T_{\mathrm{GLHX}} - \Delta T_{\mathrm{GHX}} - \Delta T_{evap} \quad (4)$$

$$T_{cond,sat} = T_{gr} + \Delta T_{\mathrm{GLHX}} + \Delta T_{\mathrm{GHX}} + \Delta T_{cond} \quad (5)$$

이 때, ΔT_{evap}와 ΔT_{cond}는 각각 증발기와 응축기에서의 냉매 입출구 온도구배를 나타낸다. ΔT_{GLHX}는 냉방시 5℃, 난방시 6℃로, ΔT_{GHX}는 3℃로 가정하였다.

열펌프의 증발온도 및 응축온도는 일반적인 상용 공조용 열교환기 내 두 유체간의 최소 온도차가 5~10℃임을 감안하였으며, ΔT_{evap}과 ΔT_{cond}를 공히 5℃로 설정하였다.

직접순환식 지열원 열펌프의 경우, ΔT_{GLHX}와 ΔT_{GHX}가 0℃가 된다.

열펌프 유닛의 성능은 전부하 성능과 부분부하 성능으로 나타낼 수 있다. 우선 히트펌프 유닛의 전부하 성능은 통상 냉방운전을 기준으로 산출되는데, 상용 HFC-134a 스크류 압축기 1기의 성능 데이터[8]를 이용하여 냉매의 증발온도($T_{evap,sat}$, x) 및 응축온도($T_{cond,sat}$, y)의 함수로 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathrm{COP_C} = c_1 + c_2 x + c_3 y + c_4 x^2 + c_5 xy + c_6 y^2 + c_7 x^3 + c_8 x^2 y + c_9 xy^2 + c_{10} y^3 \quad (6)$$

$$c_1 = 10.9116,\ c_2 = 0.2812,$$
$$c_3 = -0.2380,\ c_4 = 2.1793 \times 10^{-3},$$
$$c_5 = -4.9157 \times 10^{-3},\ c_6 = 1.8615 \times 10^{-3},$$
$$c_7 = 1.4997 \times 10^{-6},\ c_8 = -2.4266 \times 10^{-5},$$
$$c_9 = 2.3262 \times 10^{-5},\ c_{10} = -5.5257 \times 10^{-6}$$

지중온도와 외기온도가 주어지면 히트펌프 유닛의 냉방성능계수 $\mathrm{COP_C}$를 계산할 수 있고, 이 값에 1을 더하여 히트펌프 유닛의 난방성능계수 $\mathrm{COP_H}$를 결정한다.

열펌프의 냉방시 증발기 내 냉매의 증발온도($T_{evap,sat}$)는 브라인 공급온도인 12℃ 보다 5℃ 낮게 형성된다고 가정하였고, 난방시에는 온수 공급온도 45℃보다 5℃ 높게 형성된다고 가정하였다.

열펌프 유닛의 부분부하 성능은 0.25≦PLR<1 조건과 PLR<0.25 조건에 따라 다르게 표현된다. 우선 0.25≦PLR<1 조건에서는 Stoecker의 부분부하 성능곡선[9]에 따르는 것으로 가정하여, 식 (5)와 같은 부하율(PLR; Part Load Ratio)-부분부하효율(PLE; Part Load Efficiency) 관계식을 만족시킨다고 생각하였다.

$$\mathrm{PLE} = -1.7601\mathrm{e}-3 + 3.5240 \cdot \mathrm{PLR} - 4.4547 \cdot \mathrm{PLR}^2 + 1.9348 \cdot \mathrm{PLR}^3 \quad (7)$$

이 때의 성능계수는 전부하 성능계수(COP)에 부분부하효율(PLE)을 곱한 값으로 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathrm{COP_{PL}} = \mathrm{PLE} \cdot \mathrm{COP} \quad (8)$$

한편, 스크류 압축기를 적용한 시스템의 최소 운전 부하율은 일반적으로 25%이며, 이 이하의 부하율에서는 단속(on-off) 운전을 하게 된다. 즉, PLR<0.25 조건에서는 25%의 부하율 조건에서의 부분부하효율(PLE)과 식 (7)과 같이 정의된 단속(on-off) 운전에 의한

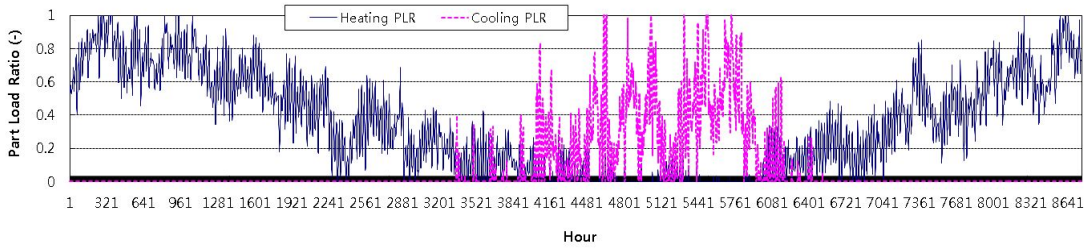

그림 5. 서울지역 공동주택에 대한 시간별 냉방부분부하 및 난방부분부하 그래프

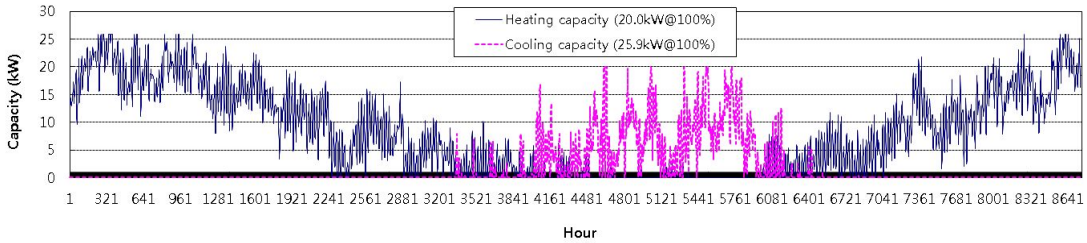

그림 6. 연간 시간별 난방용량 및 냉방용량 변화 그래프

성능 저하계수 C_D[10]를 고려하여 식 (10)과 같이 성능계수를 표현할 수 있다. 식 (9)에서 LF는 25%의 부하율로 운전(on)되는 시간과 정지(off) 시간의 합에 대한 운전(on) 시간의 비율을 의미한다.

$$C_D = (-0.13 \cdot LF) + 1.13 \quad (9)$$

$$COP_{PLR<0.25} = PLE_{PLR=0.25} / C_D \cdot COP \quad (10)$$

3.3 연간 성능평가

간접순환식 지열원 열펌프의 성능산정을 위하여는 지중순환수 펌프에 대한 동력이 포함되어야 한다. 통상적으로 전체 전력소비량의 13% 이내로 설계되는 것을 고려하였다.

연간성능평가를 위해서는 연간 기후데이터와 열펌프 운전값을 기반으로 계간성능계수(SPF, Seasonal Performance Factor)를 산출하여야 한다. 이 때, 난방계간성능계수(HSPF, Heating SPF)와 냉방계간성능계수(CSPF, Cooling SPF)는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$HSPF = \frac{\text{Annual heating capacity}}{\text{Heating electricity input}} \quad (11)$$

$$CSPF = \frac{\text{Annual cooling capacity}}{\text{Cooling electricity input}} \quad (12)$$

연간성능계수(APF, Annual Performance Factor)는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$APF = \frac{\text{Annual heating and cooling capacity}}{\text{Annual electricity input}} \quad (13)$$

4. 결과 및 고찰

전술한 바를 기준으로 서울지역에 대한 시간당 연간난방부하율(Heating PLR)과 냉방부하율(Cooling PLR)을 그림 5에 나타내었다. 설계값을 기준으로 냉방보다는 난방시의 부분부하량이 크게 나타나는 것을 알 수 있는데, 이는 상업용 건물의 냉난방 패턴과는 분명한 차이를 보여주는 것이다.

그림 6에서는 가정용 아파트의 부하패턴을 나타나는데, 그림 5에서 언급한 바와 같이 난방부하가 매우 크게 나타남을 알 수 있다. 연간 부하로 산정하면 연간난방부하가 7.21 MWh, 연간냉방부하가 1.44 MWh로 난방부하가 냉방부하보다 5배 가량 높게 나타남을

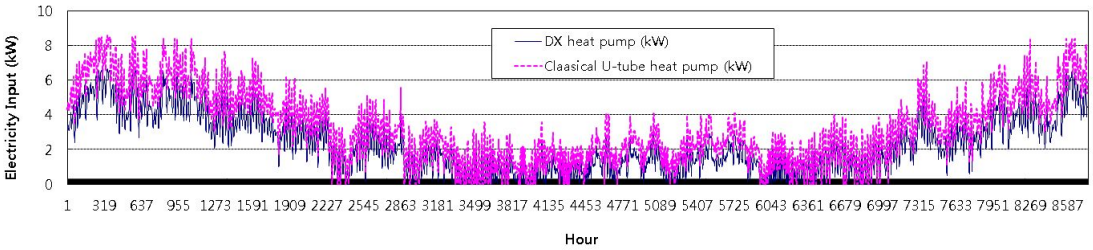

그림 7. 직접순환식과 간접순환식 지열원 열펌프의 연간 시간별 소비전력 그래프

알 수 있다. 이는 통상 상업용에서 난방부하가 20% 가량 높게 나타나는 것을 비교할 때 매우 큰 편차를 보임을 알 수 있다. 이는 주거용으로 지열원 열펌프를 적용함에 있어서 장기운전시 지중열환경의 열적불균형을 보일 수 있다는 점에서 향후 설계시 중요하게 고려되어야 할 것으로 사료된다.

그림 7은 직접순환식과 U-튜브형 간접순환식 지열원 열펌프의 전력소비량을 비교한 것이다. 압축일과 순환펌프의 소비동력의 비중이 큼에 따라 간접순환식의 전력소모가 큼을 알 수 있다.

그림 8에서는 직접순환식과 간접순환식 지열원 열펌프의 장기성능계수를 비교하였다. 간접순환식 대비 직접순환식은 HSPF에서 2.87에서 4.04, CSPF에서는 3.63에서 6.06의 향상을 보였다. 연간성능계수 APF는 2.98에서 4.27로 43% 가량 향상되는 것으로 추정되었다. 이 값은 직접순환식 지열원 열펌프에 의한 통상적으로 알려진 성능향상비율인 20~30%보다 훨씬 높은 값을 보이는데, 실제 직접순환식 지열원 열펌프에서 지중열교환기의 방식을 위한 전기방식법 (CPS, Cathodic Protection System) 등에 필요한 전력이나, 압축기의 펌프동력 증가 등으로 소비되는 전력량 증가 등이 고려되지 않음으로써 보이는 값으로 추정된다. 여기서 CSPF가 HSPF의 개선보다 크게 나타난 것은 냉방부하가 난방부하보다 작음으로 인하여 간접순환식 지열원 열펌프에서 순환펌프의 소비동력의 비율이 높아졌기 때문이다.

그림 9는 직접순환식 지열원 열펌프의 성능향상을 각 인자별로 비교분석한 것이다. 그림 8에서 언급한 바와 같이 냉방시에 지중순환펌프 동력이 빠짐으로서 높은 성능향상을 얻을 수 있는 것을 확인할 수 있다.

냉방운전에서 CSPF는 66.7%의 성능향상을 보이는데, 이중 순환펌프 효과가 65.8%, 직접순환식 지중열교환기의 효과가 34.2%이다. 반면 난방운전시 HSPF는 40.5%의 향상

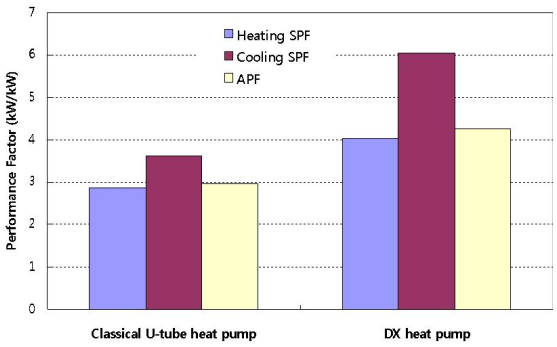

그림 8. 직접순환식과 간접순환식 지열원 열펌프의 HSPF, CSPF, APF 성능비교

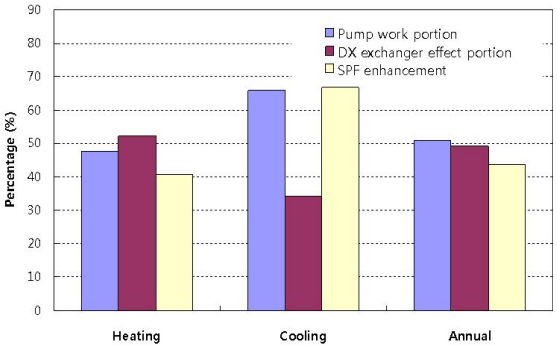

그림 9. 간접순환식 대비 직접순환식 지열원 열펌프의 성능향상 인자 비교분석

을 보이며, 펌프효과는 47.7%, 지중열교환기 효과는 52.3%로 사이클 개선효과가 크게 나타났다.

연간성능계수 APF는 43.6% 향상되었으며, 50.9%가 펌프효과, 49.1%가 직접순환식 지중열교환기에 의한 효과임을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 논문에서 소개한 직접순환식 지중열교환기는 효율측면에서 다양한 장점이 예상되고 있으며 이는 다음과 같이 정리할 수 있다.

(1) 지중에 매설되는 Cu코일을 통하여 냉매가 직접순환하여 물/냉매 지열열교환기와 지중순환펌프 등이 불필요하며 시스템 구조가 간단하며 효율이 높음
(2) 물/냉매 지열열교환기가 없어 열원간 온도차 손실을 줄일 수 있으며 지중열환경을 최대한 이용할 수 있음.
(3) 부동액이 불필요하여 부동액 유출 우려 및 그에 의한 지하수 오염의 우려가 없음

직접순환식 지열원 열펌프를 가정용으로 적용하고, 연간 냉난방 성능해석으로부터 다음의 결론을 내릴 수 있었다.

(1) 가정용으로 적용되는 지열원 열펌프는 동절기 냉방부하의 비중이 하절기 난방부하보다 매우 큼. 이에 따라 장기운전에 따른 지중열환경변화에 대한 설계시점에서의 고려가 필요할 것임.
(2) 직접순환식 지열원 열펌프에 의한 연간성능향상은 43.6%로 나타났으며, 지중순환펌프에 의한 전력절감효과와 직접순환식 지중열교환기에 의한 사이클개선효과의 비중이 각각 50.9%와 49.1%로 나타남.
(3) 하절기 냉방운전시 직접순환식 지열원 열펌프의 성능향상이 높게 나타났는데, 이는 하절기 냉방부하량이 상대적으로 작음에 따라 순환펌프에 의한 전력절감효과 비중이 크기 때문임.

후 기

본 연구는 지식경제부 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제이며, 이에 감사드립니다. (No. 20103020110010)

참 고 문 헌

1. MIT, 2006, The Future of Geothermal Energy, Massachusetts Institute of Technology.
2. Hadley, D.L., Phetteplace, G., Shonder, J.A., 2001, Federal Technology Alert: Ground-source heat pumps applied to federal facilities—2nd Ed., DOE/EE-0245 (PNNL-13534), Pacific Northwest National Laboratory, Richland, WA.
3. German Renewable Energies Agency Information Platform, http://www.unendlich-viel-energie.de
4. KS C 9306, 2007, 에어컨디셔너
5. 조정식, 손병후, 신현준, 안형준, 2005, 지열에너지 이용 냉난방시스템 성능분석, 지열에너지저널 Vol. 1, No. 1, pp. 19-25.
6. 김환용, 이정재, 2007, 냉·난방 부하계산을 위한 전국 17개 도시의 표준기상데이터 및 TAC 맵 작성, 대한건축학회지 Vol. 23, No. 9, pp. 197-204.
7. 김성민, 정광섭, 박영칠, 김연홍, 김상호, 2007, 지역난방을 사용하는 공동주택의 난방열 사용실태 분석에 관한 연구, 대한설비공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 892-8.
8. www.bitzer.de
9. Wilbert F. Stoecker, 1998, Industrial Refrigeration Handbook, McGraw-Hill, USA.
10. AHRI, 2009 Standard for "Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment.