

# 지열원 열펌프 시스템 소개



글 신영기 \ 세종대학교 기계공학과 교수 \ 전화 02-6736-5933 \ E-mail ygshin@sejong.ac.kr



## 1. 머리말

지열원 열펌프(Geothermal Heat Pump, GHP)는 1940년대부터 사용되었다. GHP는 열교환 매체로서 대기 대신 지중의 일정한 온도를 이용한다. 공기열원을 사용하는 열펌프는 선선한 날씨에 투입전력 대비 175~250% 정도의 효율이 나오는 반면, 일정한 지중온도를 이용하는 열펌프는 혹한의 겨울밤에도 300~600% 효율을 달성할 수 있다. 지열원 열펌프는 냉난방 및 온수급탕이 가능하며 가변 압축기 및 펌프를 사용하면 소비전력을 크게 줄일 수 있다. 공기열원 열펌프에 비해 조용하고, 내구성이 좋고 유지관리 필요가 적으며 성능이 외기온도 영향을 받지 않는다.

지열원 열펌프 설치비는 공기열원 열펌프에 비해 몇 배는 비싸지만 에너지 절약효과 때문에 미국의 경우 5~10년이면 손익분기점에 도달할 수 있다. 설비 수명은 25년 정도이고 지중 열교환기 수명은 50년 이상이다. 미국의 경우 현재 해마다 50,000대 정도의 지열원 열펌프가 설치되고 있다.

국내는 2004년 3월 29일부로 '신에너지 및 재생에너지 개발 이용 보급 촉진법' 제12조 제2항에 의해 설치의무화제도가 시행되면서 지열 열펌프 시스템이 급속도로 확대되었다. 에너지관리공단 '신재생에너지 보급통계'에 따르면 국내에 2009년까지 144,760 kW(약 41,000 USRT)가 설치된 것으로 집계되고 있다<sup>1)</sup>.

## 2. 지열원 열펌프 작동원리와 유형

### 2-1. 냉방 사이클

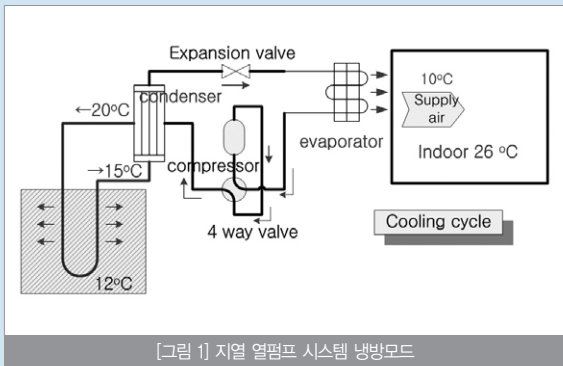
열펌프는 하나의 패키지 유닛으로 되어 있고 내부는 압축기

(Compressor), 열교환기 (Evaporator and Condenser), 4방 밸브 (4-Way Valve), 팽창밸브 (Expansion Valve)로 구성되어 있다. [그림 1]에서 압축기로부터 나온 과열증기 냉매는 4방 밸브를 거쳐 열교환기(응축기)로 들어가 뜨거운 증기의 열을 지중 순환유체 측으로 버리게 된다.

열교환기(응축기)에서 냉매와의 열교환을 통해 비교적 차가운 지중 순환수의 온도는 상승하고 냉매는 상온 기체상태에서 액체상태로 변하게 된다. 열교환기(응축기)에서 순환유체가 흡수한 열은 지중과의 열전달을 통해 방출하게 된다. 따라서 지중과의 열교환을 통해 설정 입구온도까지 떨어지게 하는 것이 지중 열교환기의 역할이다.

이 차가운 액상의 저압 냉매는 팬코일 유닛(증발기)으로 들어가 공기와 물과 열교환하여 건물 내부에서 돌아오는 냉수나 공기를 시원하게 만들며 다시 액냉매는 증기로 상변화를 하게 된다. 증기가 된 냉매는 4방 밸브를 지나면서 압축기로 들어가 다시 뜨거운 고압증기 냉매가 되는 것이다. 이 냉방사이클에서는 건물 내부를 담당하는 열교환기는 증발기, 지중으로 열을 방출하는 열교환기는 응축기의 역할을 하게 된다.

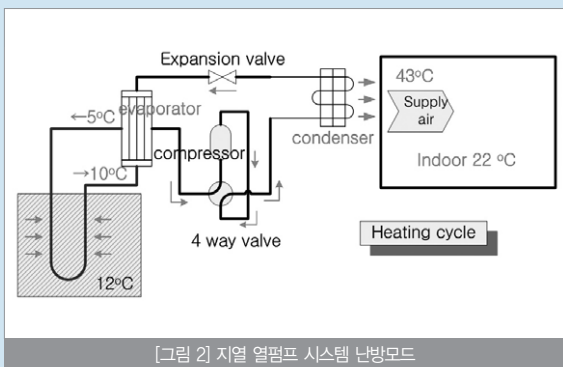
열교환기를 지나서 뜨거운 증기 냉매는 지중 열교환기의 작동 유체에 열을 방출하고 자신은 액 냉매로 상변화하게 된다. 이 때 전형적인 시스템에서의 EWT(Entering Water Temperature)는 약 15~20°C 정도이고 냉매로부터 열을 받게 되어 약 5~6°C 정도의 온도가 상승하게 된다. 이렇게 상승된 순환유체의 온도는 지열 열교환기를 순환하면서 지중의 12°C 정도의 온도와 열교환이 되어 다시 적절한 EWT(여기서 약 15°C 정도)로 되돌아오면서 시스템은 정상상태를 이루게 된다.



## 2-2. 난방 사이클

[그림 2]에서와 같이 압축기로부터 나온 뜨거운 증기냉매는 4방 밸브를 통해서 팬코일 유닛으로 들어가 뜨거운 증기의 열을 상대적으로 온도가 낮은 순환 공기나 건물 순환수와 열교환한다. 과열 냉매증기는 팬코일 유닛을 거쳐 액냉매 상태가 되며 팽창밸브를 지나면서 차가운 저압의 액냉매가 되고 증발기로 흘러 들어간다. 증발기에서 열을 받은 액냉매는 증기로 상변화하고 4방 밸브를 통해 압축기에 의해서 다시 뜨거운 냉매증기가 된다. 난방사이클에서는 열교환기들의 역할이 서로 반대가 된다. EWT의 전형적인 온도는 약 10°C 정도이며 경우에 따라서는 영하 가까이 내려가는 상황도 있지만 사용되는 부동액의 어는점이 약 -12°C~20°C이므로 충분하다.

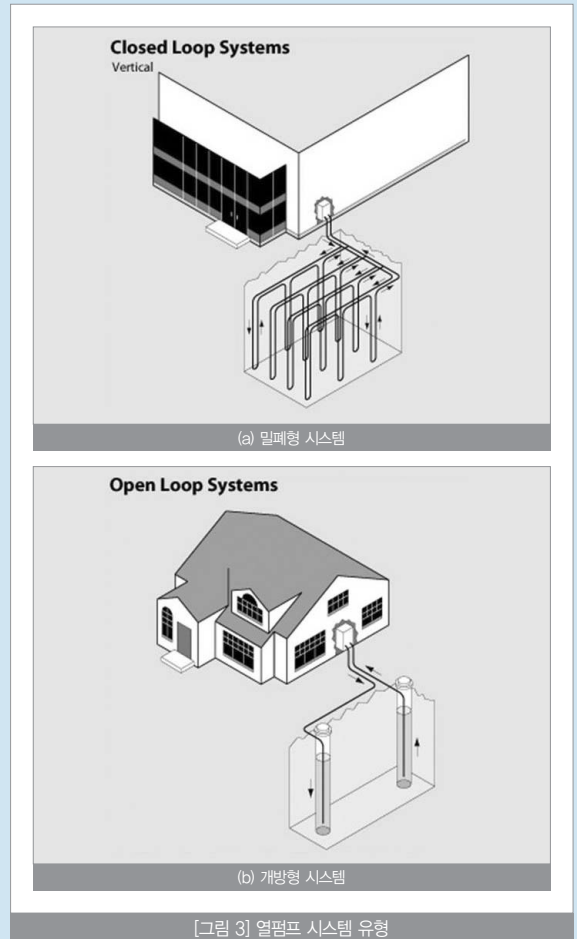
지중으로 유입되는 순환유체 온도는 약 5°C 이며 지열 PE 배관을 따라 지중의 12°C 온도와 열교환하여 다시 적절한 EWT(여기서 약 10°C 정도로 되돌아와서 난방에 쓰인다.



## 2-3. 지열원 열펌프 시스템 유형

지열원 열펌프 시스템은 [그림 3]과 같이 밀폐형 시스템(Closed Loop System)과 개방형 시스템(Open Loop System)으로 구분할 수 있다. 밀폐형은 부하 수요에 맞게 다양하게 시공할 수 있

나 초기투자비와 효율면에서 개방형 시스템에 비해 다소 떨어지는 단점이 있다. 반면 개방형 시스템은 지하수나 지표수와 직접 열교환하므로 효율은 높지만 지하수나 토양의 오염문제를 야기할 수 있어 설치여건이 매우 까다롭다.



## 3. 지열원 열펌프 성능

### 3-1. 성능 시험기준

에너지관리공단이 작성한 물-물 지열 열펌프 유니트 신재생에너지 설비심사 세부기준은 GT 101:2009로 명명되며 신에너지 및 재생에너지 개발·이용·보급 촉진법 시행규칙 제7조 제1항 [별표1]의 설비인증심사기준 제2항의 설비심사기준으로서 KS B ISO 13256-2 “물을 열원으로 이용한 열펌프의 성능시험 평가 - 제2부 : 물-물, 브라인-물 열펌프”를 기반으로 작성한 것이다. 이 기준에서 정의된 냉방 및 난방 성능지표는 각각 EER 및 COP로서 다음과 같이 정의된다.

$$EER = \frac{\text{정격냉방능력}(W)}{\text{유효전력}(W)} \text{ ----- (1)}$$

$$COP = \frac{\text{정격난방능력}(W)}{\text{유효전력}(W)} \text{ ----- (2)}$$

여기서 유효전력은 압축기, 열펌프 제어관련 동력을 포함하고 펌프동력은 지중열교환기 순환부분은 포함하지 않고 히트펌프 유니트 내를 순환하는 펌프동력만 다음의 식으로 산정하여 반영한다.

$$\text{펌프동력}[W] = \frac{q \times 10^{-3} \times \Delta p}{\eta} \text{ ----- (3)}$$

여기서  $q$ 는 유니트 내 열원측 순환수 유량[ $l/s$ ],  $\Delta p$ 는 순환수 입출구 정압차 [ $Pa$ ]이고  $\eta$ 는 상수로서 0.3이다.

냉방 표준용량 측정조건은 열원 측 유입 순환수 온도가 15℃(개방형), 25℃(밀폐형)이고 부하측 순환수 유입온도는 모두 12℃이다. 난방 표준용량 측정조건은 열원 측 유입 순환수 온도가 10℃(개방형), 5℃(밀폐형)이고 부하측 순환수 유입온도는 모두 40℃이다. 신재생에너지원 설비로 인증 받기 위한 최소 요구 성능은 <표 1>과 같다. 모드 및 시스템 별 성능 차이는 주로 순환유체의 열교환 온도 차이에 기인한다.

**표 1** 물-물 열펌프 최소요구 성능

운전 모드	열펌프 적용 시스템	최소성능기준
냉방	지하수 시스템	4.80
	지중 루프 시스템	4.10
난방	지하수 시스템	3.60
	지중 루프 시스템	3.45

2011년 5월 현재 물-물 지열 열펌프 유닛은 95개 모델이 등록되어 있으며 <표 1>에 제시된 성능을 약간 상회하는 수준이다<sup>(2)</sup>.

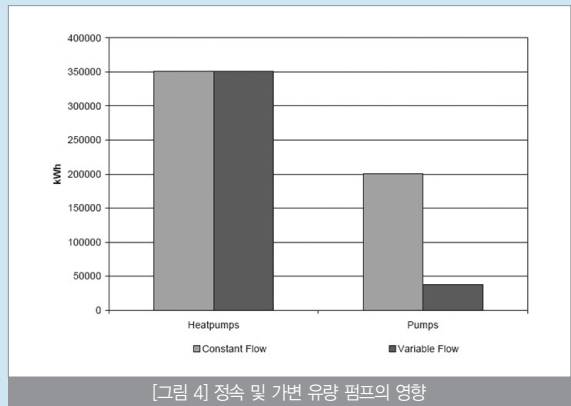
### 3-2. 지열원 시스템 성능 및 영향인자

지열원 시스템의 경제성 평가를 위해서는 지중 열교환기 내 유체 순환에 소요되는 펌프동력의 비중이 매우 중요하여 다음과 같은 시스템 COP 개념으로 접근해야 하나 설치 방법에 따라 순환펌프 소요동력은 크게 달라질 수 있어 이론적 예측은 어렵고 객관적인 자료에 대한 많은 발표가 필요하다.

$$\text{시스템 COP} = \frac{\text{냉방/난방부하}(W)}{\text{열펌프} + \text{순환수펌프}(W)} \text{ ----- (4)}$$

임효재 등<sup>(3)</sup>은 50RT급 복수정 지하수 시스템에 대하여 실증시험을 한 결과 냉방 및 난방 시스템 COP는 각각 4.2, 3.1 수준이었다. 이는 <표 1>의 지하수 시스템용 열펌프 성능계수에 비해서 약 0.5정도 낮은 수준이다. 더 많은 연구사례가 필요하지만 순환펌프를 포함한 시스템 COP는 열펌프 성능계수에서 0.5를 뺀 값을 사용하는 것이 타당해 보인다.

McQuay 공조회사의 지열원 열펌프 설계매뉴얼에 따르면<sup>(4)</sup> [그림 4]와 같이 가변유량 순환펌프를 사용하는 것이 에너지 절약에 필수적이다. 정유량 펌프를 열펌프 시스템에 연동하여 계속 운전하게 되면 소비동력이 열펌프 유니트 동력의 절반 이상이 될 수도 있다. 부하의 크기에 맞게 순환유량을 조절해야 한다.



## 4. 건물부하 프로그램 연계 경제성 분석

### 4-1. EnergyPlus 건물 부하 모델 프로그램

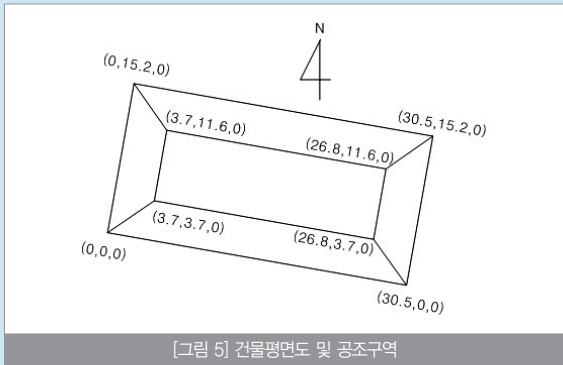
지열을 활용하기 위한 지중 열교환기는 시공비가 많이 소요되므로 사전에 정확한 해석을 통해 올바른 설계가 이루어져야 한다. 열펌프의 성능은 열교환 온도에 따라 변하고 지중 온도도 교환되는 열량에 따라 변하므로 열펌프 성능의 동특성을 예측하려면 외기온도와 지중온도의 동적 거동이 반영될 수 있는 시뮬레이션 모델이 필요하다. 특히 외기와 건물부하 특성이 열펌프 운전 동특성에 미치는 영향이 크므로 건물 부하 모델과 연계된 지열 열펌프 성능모사 모델이 필요하다. 다양한 상업용 프로그램들이 있지만 본고에서는 미국 에너지성(Department of Energy, DOE)에서 무료로 배포하는 건물 부하 시뮬레이션 프로그램인 EnergyPlus를 활용한 연구사례를 소개하고자 한다.

### 4-2. 대상 건물 및 HVAC 시스템 구조

지역은 서울에 가까운 인천으로 선정하였는데 이용 가능한 기후

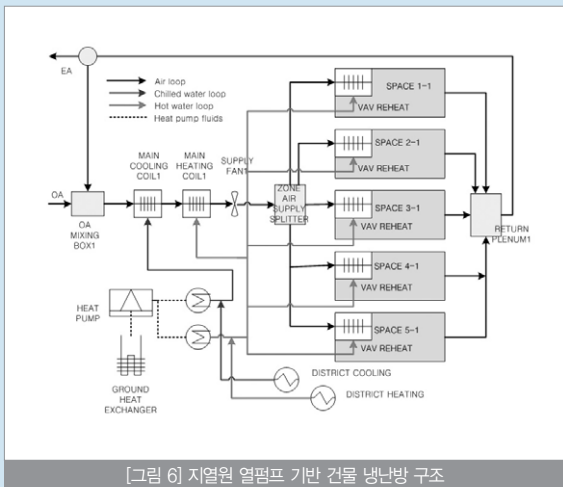
DB가 인천, 강릉, 울산 및 광주뿐이기 때문이다. 건물은 북동향으로 30도 기울어져 있고 건평이 463.6m<sup>2</sup>인 1층 건물이다. 건물 평면도와 5개 공조 구역은 [그림 5]와 같다.

건물 내부 열침투는 다음과 같이 구성하였다. 조명은 1.5W/ft<sup>2</sup>, 사무실 기기는 1.0W/ft<sup>2</sup>, 그리고 건평 100ft<sup>2</sup>당 재실자 1명으로 가정하였다. 따라서 주어진 건물에 대하여 조명부하는 7,500W이고 재실자는 50명이다. 환기율은 시간당 0.25회(Air Change per Hour, ACH)로 설정하였다. 그 외 건물 외벽, 창호 구조 등은 일반적인 표준형이므로 구체적인 사항에 대한 언급은 생략한다.



[그림 5] 건물평면도 및 공조구역

[그림 6]은 해당 건물에 적용된 공조설비 구조를 나타낸다. 각 공조구역은 외기 이코노마이저와 온수 재열히터가 구비된 표준 변풍량 시스템으로 설비되어 있다. 중앙공조 방식으로서 AHU(Air Handling Unit)에서 처리된 공기는 Zone Air Supply Splitter를 거쳐 각 공조구역으로 배분된다. 냉난방 부하는 주로 지열을 활용한 열펌프로 처리하지만 일부 부하는 지역 냉난방(District Heating and Cooling) 열원을 활용하여 처리하는 구조이다.



[그림 6] 지열원 열펌프 기반 건물 냉난방 구조

### 4-3. 열펌프 모델

최근에 많이 사용되는 스크롤 압축기는 프로그램에 반영되어 있지 않아 왕복동 방식을 적용하였고, 그 모델은 Hui Jin의 박사학위 논문에서 개발된 parameter estimation model<sup>(6)</sup>이 구현되어 있다. 냉매는 R22이고 압축기 모델에 필요한 데이터 형식은 <표 2>와 같다. 열펌프 COP를 향상시키고자 하면 <표 3>의 열전달 계수나 압축기 입출구 압력강하 값 등을 변경하면 된다.

표 2 왕복동 압력기 입력 데이터

Input Parameters	Cooling	Heating
Nominal COP	3.5	←
Nominal Capacity [W]	45,000	50,000
Load Side Flow Rate [m <sup>3</sup> /s]	0.003	←
Source Side Flow Rate [m <sup>3</sup> /s]	0.003	←
Load Side Heat Transfer Coefficient [W/K]	7761	←
Source Side Heat Transfer Coefficient [W/K]	3,998	←
Piston Displacement [m <sup>3</sup> /s]	0.01254	←
Compressor Clearance Factor	0.05469	←
Compressor Suction and Discharge Pressure Drop [Pa]	92,156.2	←
Superheating [°C]	4.8907	←
Constant Part of Electromechanical Power Losses [W]	2,803.9	←
Loss Factor	0.699	←
Cycle Time [hr]	0.15	←

### 4-4. 지중열교환기 모델

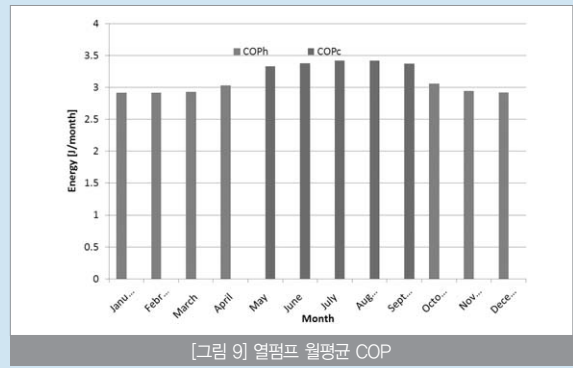
이 모델은 A. Murugappan의 석사논문<sup>(8)</sup>으로부터 유도된 것이다. Eskilson(1987)<sup>(7)</sup>, Yavuzturk and Spitler(1999)<sup>(9)</sup>는 각각 장기 및 단기 응답인자를 개발하였는데 이 인자들은 보어홀(Borehole) 온도 응답을 정하는데 사용된다. 응답인자는 이산 시간간격으로 어떤 변수의 현재 값을 다른 기타변수들의 과거 값에 연계시키는 무한급수이다. 이 응답 인자를 g-함수라고 한다. 여기에서 언급하는 가변 시간 간격 모델(Variable Time-Step Model)은 장단기 g-함수들을 이용하여 부하의 단기 변동에 대한 보어홀 응답을 예측하는 것이다. <표 3>은 본 시뮬레이션에 적용된 데이터이다.

[그림 7]은 시뮬레이션 결과 인천지역 연중 외기온도와 실내 온도 제어결과를 나타낸다. 시뮬레이션 Time-Step은 15분 간격이다. [그림 8]은 지중 열교환기 내 순환수의 입출구 온도거동이다. 열펌프 유입순환수 온도가 에너지관리공단 시험기준의 경우 냉방과 난방에 대하여 각각 25°C와 5°C인데 시뮬레이션에서는 각각 18°C와 12°C로서 온도의 여유가 있음을 알 수 있다. 시뮬레이션에서

의 순환수 유량은 일반적인 추천 범위인 5gpm/RT를 적용하였다. [그림 9]는 열펌프 시스템의 월평균 COP이다. 난방과 냉방 각각 약 2.95와 3.45에 해당한다.

표 3 지중 열교환기 입력 데이터

Input Parameters	Value
Maximum Flow Rate [m³/s]	0.0033
Number of Bore Holes	60
Bore Hole Length [m]	150
Bore Hole Radius [m]	0.063508
Ground Thermal Conductivity [W/m-K]	0.692626
Ground Thermal Heat Capacity [J/m³-K]	0.234700E7
Fluid Specific Heat [J/kg-K]	0.418211E4
Ground Temperature [°C]	13.375
Design Flow Rate [m³/s]	0.0033
Grout Thermal Conductivity [W/m-K]	0.692626
Pipe Thermal Conductivity [W/m-K]	0.391312
Fluid Thermal Conductivity [W/m-K]	0.602636
Fluid Density [kg/m³]	9.98200E+02
Fluid Viscosity [N-s/m²]	9.87958E-04
Pipe Out Diameter [m]	2.66667E-02
U-Tube Distance [m]	2.53977E-02
Pipe Thickness [m]	2.41285E-03
G-Function Reference Ratio	0.0005



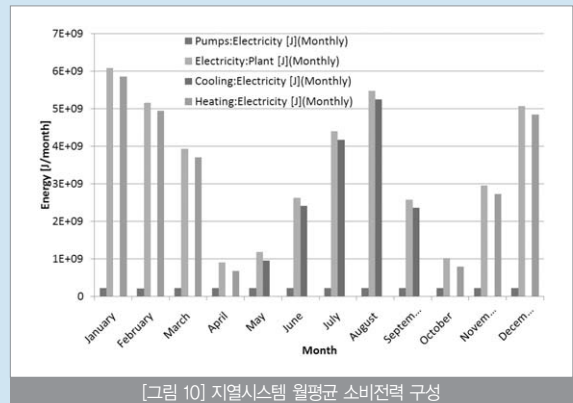
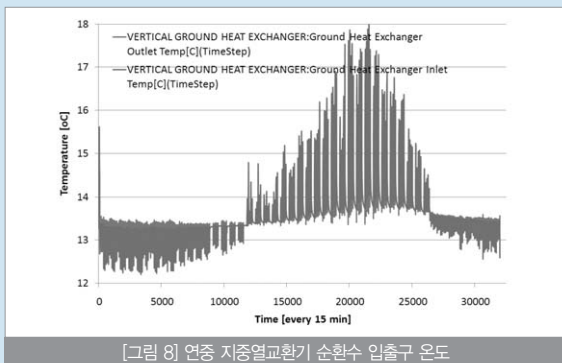
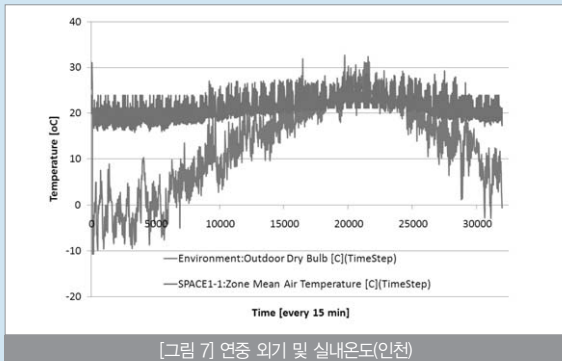
COP가 그다지 우수하지는 않으나 실제 설비 시공시 발생할 수 있는 상황에 대한 보수적 대응 시나리오로서 고려해 볼 수 있다. [그림 10]은 열펌프 시스템의 총소비전력, 냉방/난방 열펌프 소비 전력 및 펌프 소비전력을 월평균으로 나타낸 것이다. 월간 소비전력이 여름철보다 겨울철에 피크가 발생하고 있어 지열 시스템 보급이 활성화될 경우 현재도 진행 중인 겨울철 전력수요 피크현상이 심화될 수 있음을 시사한다.

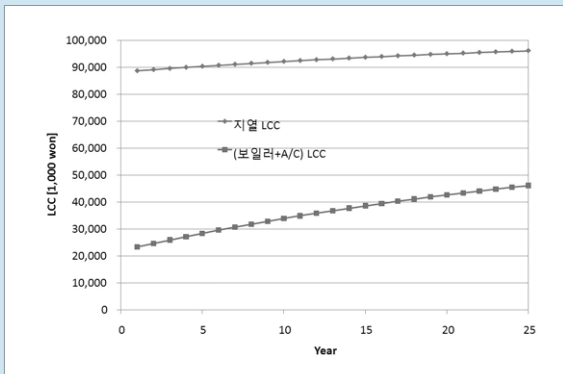
[그림 11]은 LCC(Life Cycle Cost, 생애주기비용)를 현가기준으로 계산한 예이다. 비교대상은 기존 방식인 보일러(난방, 보일러 효율 0.9)와 일반 냉방기(냉방, COP 3.0)조합으로 하였다. 적용된 LCC 현가비용 P는 다음과 같다.

$$P = \text{초기설치비} + \text{연간운전비} \frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n} \quad (5)$$

$$i = \frac{1+i'}{1+j} - 1 \quad (6)$$

여기서  $i'$ 는 이자율,  $j$ 는 물가인상율,  $n$ 은 경과연수이다. 초기설치비는 2010년 에너지관리공단 신재생에너지원별 기준단가를 적용하였고 연간 운전비는 에너지 소비량만 고려하였다.





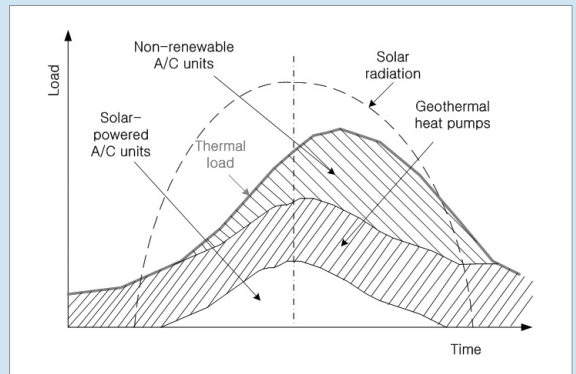
[그림 11] 지열시스템 LCC 경제성 분석

결과에서 알 수 있듯이 설비수명 25년을 가정해도 기존 공조방식에 비해 경제성이 확보되지 않음을 알 수 있다. 100만호 그린홈 보급정책과 같이 초기 설치비의 50%를 지원해준다면 25년 후 LCC는 거의 비슷해질 수 있고 지중열교환기 수명은 50년 이상이므로 25년 후에야 비교우위가 가능할 것으로 판단된다. 앞으로 에너지 비용이 더 상승하고 시뮬레이션 대상인 열펌프 COP가 더 향상된다면 손익분기점은 더 짧은 시점에 도달할 수 있을 것이다.

## 5. 맺음말

정부는 2011년 4월13일자로 공공기관이 신·증·개축하는 연면적 3,000㎡ 이상의 건축물에 대하여 예상에너지사용량의 10% 이상을 신재생에너지 설비 설치에 투자하도록 의무화하는 제도를 발표시켰다. 신재생에너지원인 태양열, 태양광, 지열의 경제성을 비교·분석한 결과 태양집열기의 경제성이 우수한 것으로 판단된다. 그러나 80℃ 이하의 온수를 활용하는 흡수식 / 흡착식 / 제습식 냉방기가 아직 상용화되지 못하였고, 건물에너지의 10%를 감당하기에는 집열면적이 넓어져 부동산 기회비용 문제가 함께 고려되어야 한다. 현재의 급탕수요로는 10% 할당량을 채울 수 없다. 따라서 추가적인 부동산 설치공간 수요가 적은 지열원 시스템이 차선의 고려대상이다. 태양광 발전시스템은 지열원 시스템에 비해 LCC 경제성에서 불리하고 태양집열기처럼 설치공간문제 및 스마트 그리드 제어문제를 해결해야 한다.

[그림 12]는 신재생에너지 공조설비를 이용한 건물공조부하 처리 개념을 나타낸다. 미래에 개발될 80℃ 이하의 온수열원을 이용한 Solar-Powered 공조설비는 태양열이 이용가능한 범위에서 최대능력으로 가동하는데 이 설비들은 일사량에 의존하므로 부하제어 능력이 없다. 신재생에너지원이면서 용량제어가 가능한 설비



[그림 12] 신재생에너지 설비기반 공조제어

가 지열원 시스템이다. 지열원 시스템도 건물 지하 설치공간이 한정되어 있으므로 허용범위 내에서 최대용량으로 설계하여 [그림 12]와 같이 용량범위 내에서 부하대응 제어를 수행한다. 지열원 펌프 용량을 넘는 부하는 기존의 대기열원 기반의 열펌프 등을 활용하여 부하에 대응한다.

이와 같은 미래의 신재생에너지원 공조설비 설계개념에서도 지열원 설비는 핵심적인 역할을 차지한다. 보급 활성화를 위해서는 초기 설치비 저감을 위한 지중열교환기 시공법 개선, 고효율 열펌프 압축기 선정, 순환수 펌프동력 최소화를 위한 지중열교환기 설계 및 가변 유량제어 등 많은 요소기술 개발이 지속적으로 진행되어야 한다. S

### 참고문헌

- 2009년 신재생에너지 보급통계, 에너지관리공단, 2010, 12.
- 인증제품 물-물 지열 열펌프 유닛, 에너지관리공단, 2011, 5.
- 지하수 열원 복수정 지열 열펌프 시스템의 성능에 관한 실험적 연구, 임효재, 권정태, 김창업, 공형진, 박성규, 설비공학논문집 제21권 제8호, 2009.
- Geothermal heat pump design manual, Application guide AG 31-008, McQuay Air Conditioning Co., 2002.
- Jin, Hui, Parameter Estimation Based Models of Water Source Heat Pumps, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University, 2002. (downloadable from www.hvac.okstate.edu/)
- Murugappan, Arun, Implementing Ground Source Heat Pump and Ground Loop Heat Exchanger Models in the EnergyPlus Simulation Environment, M.S. Thesis, Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University, 2002. (downloadable from www.hvac.okstate.edu/)
- Eskilson, P., Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes, Ph.D. Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Lund, Sweden, 1987.
- Yavuzturk, C., J.D. Spitler, A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchangers, ASHRAE Transactions, 105(2):475-485, 1999.