

## 지열이용 히트펌프기술

### Earth-Coupled Heat Pump Technology

이 기 우  
K. W. Lee

한국에너지기술연구소 폐열이용연구실



- 1951년생
- 폐열이용기술, 공조기기 · 냉동기, 히트펌프 및 히트파이프, 전자부품냉각기술에 관심을 갖고 있음.

#### 1. 서 론

공기열원히트펌프기술이 상당히 발전되었음에도 불구하고, 공기온도가 매우 낮을 때는 성능이 나빠져 경제성이 약화되고 있고, 지하수 히트펌프도 지열히트펌프의 대안이 되지 못하거나 열세인 상황이 최소한 3가지 존재한다. 첫째의 경우는 적당한 지하수를 얻을 수 없을 때이며, 두번째 경우는 지하수면이 깊어 펌핑소비동력이 증가하는 경우이며, 지하수히트펌프의 사용에 대한 세번째 제약은 지하수의 화학적인 성질이다.

칼슘과 마그네슘은 지하수가 순환하는 곳에서는 어디든지 스케일형성을 발생시킬 수 있으며, 이러한 스케일은 시스템을 막게 되고 결국 성능을 심하게 저하시키게 된다. 그외에 고농도염화물과 산소 및 이산화탄소를 포함한 약간의 용해가 스는 상당한 양의 부식을 발생시켜 궁극적으로는 시스템요소를 파손시킬 수 있게 된다. 지열히트펌프는 이러한 제약조건을 극복할 수 있는 가능성이 있다.

지열이용히트펌프는 열을 이용하기 위한 열교환기를 지하에 설치한 밀폐시스템으로, 열교환기는 보통 간단한 금속이나 플라스틱파이프로

구성된다. 밀폐된 루프내의 열교환기를 통해 순환되는 유체는 지하로부터 열을 얻거나 배출하며, 공기열원의 히트펌프와는 달리 열원 또는 싱크로써 지하를 이용하는 것이다. 또한 개방형의 지하수히트펌프와 달리 지열히트펌프는 지하수를 빼내거나 순환하지 않고 지하로부터 열을 얻거나 열을 지하에 배출하는 것이다.

지열히트펌프가 공기 및 지하수히트펌프와의 근본적인 차이는 지하의 열에너지를 이용하기 위해 밀폐형의 열교환기로 구성된 루프를 이요하므로 별도의 투자를 요구하게 되지만, 공기열원히트펌프 대신 지열히트펌프를 사용하는 주요 이유 중의 하나는 대기보다 지하의 온도변화가 더 작다는 사실을 이용하기 위한 것이다. 연간온도변화는 지표면으로부터 깊을수록 감소하여 어느 이상의 깊이에서의 온도는 비교적 일정하게 되며, 더욱이 지열히트펌프는 지하수를 이용할 수 없는 상황에서도 사용될 수 있다는 점이다. 특히 지하수를 효과적으로 사용할 수 없는 상황에서도 사용될 수 있다는 점이다. 특히 지하수를 효과적으로 사용할 수 없는 지역의 지하열원을 확대하는 수단으로 고려되고 있다. 지열히트펌프는 지하의 열성질을 이용함으로써 열원의 온도변화가 작아 기존 공기열원

히트펌프와 비교하면 보다 더 좋은 히트펌프성능의 가능성을 갖고 있다.

지열히트펌프의 연구는 1940년대 후반과 1950년대에 미국과 유럽에서 수행되었으며, 난방용으로 광범위하게 사용된 지열히트펌프의 시설은 1973년 에너지파동 이후 유럽에서 일반화되었다. 이러한 히트펌프의 종류는 지하에 설치하는 열교환기의 형상에 따라 수평형과 수직형으로 분류한다. 현재 연구 및 사용되고 있는 종류로는 수직형보다는 수평형의 적용에 집중되고 있다.

수직형설계는 다수의 얇은 우물을 함께 연결한 multiple shallow well과 하나의 깊은 우물로 된 single deep well로 분류되며, 수평형에서는 참호를 파내고 참호내에 플라스틱 또는 금속파이프를 놓고 흙으로 채워 지열열교환기를 구성하고 있다.

따라서 본 글에서는 하나의 장치로 냉난방이 가능한 히트펌프의 이용확대를 목적으로 열원으로 지열을 이용코저 하는 지열이용히트펌프의 적용을 위해 지하의 열해석방법, 지열열교환기의 설계방법 및 성능에 영향을 미치는 인자에 관해 설명하고자 한다.

## 2. 지하의 열해석

지열이용히트펌프는 겨울의 난방계절 동안에는 열원으로써, 여름의 냉방계절에는 히트싱크로써 지하의 열에너지를 사용한다. 그러므로 지열이용히트펌프의 성능을 결정하기 위해서는 지하에서의 열영역을 이해하는 것이 우선 필요하다. 열은 일반적으로 일정한 비율로 전도에 의해 뜨거운 내부로부터 차가운 표면으로 흐른다. 이 열의 흐름은 지역에 따라 차이는 있지만 대부분의 지역에서는 지열구배가 대개 10°C/km 내지 50°C/km로 보고되고 있다.

대기로부터 지구표면의 열흐름은 1일과 1년기중으로 주기적으로 변화하며, 표면에서의 연중 온도변화 사이클은 단순조화파함수(simple harmonic wave function)로 표현된다. 특정위치에서의 최대 표면온도 변화는 파고의 두배이고, 가장 뜨거운 달과 가장 차가운 날의 정상1일평균지구온도(normally mean earth temp.)

와의 차이로써 평가될 수 있다.

지하에서의 전도에 의한 열흐름은 1차원열확산방정식으로 표현된다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} \dots\dots\dots (1)$$

여기서

$\alpha$ : 열확산도

$X$ : 지표면으로부터의 거리

방정식의 해는 표면의 경계조건을 만족하여야 하므로

$X = 0$ 에서

$$T = \frac{1}{2} T_{ro} \sin \omega t + T_m \dots\dots\dots (2)$$

이다.

여기서

$T_{ro}$ : 최대 표면온도 변화

$T_m$ : 평균온도

이다.

온도에 대해서 풀면 해는

$$T = \frac{1}{2} T_{ro} e^{-X \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}} \sin(\omega t - X \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}) + T_m \dots\dots\dots (3)$$

로 된다.

이 방정식으로부터 표면 아래로의 열흐름에 대한 여러가지 특징을 예측할 수 있다. 어떤 깊이에서 온도의 최대변화,  $T_{rx}$ 는 범위를 1년으로 하여 정의하면 식(4)로 된다.

$$T_{rx} = \frac{1}{2} T_{ro} e^{-X \sqrt{\frac{\omega}{2\alpha}}} = T_{ro} e^{-X \sqrt{\frac{\omega}{\alpha\pi}}} \dots\dots\dots (4)$$

여기서

$P$ : 기간(년)

지수항의 감소효과는 최대온도변화가 깊이에 대해 매우 급속히 감소하도록 한다. 어떤 범위가 발생하는 깊이,  $X$ 는

$$X = \frac{-L_n \left( \frac{T_{rx}}{T_{ro}} \right)}{\sqrt{\frac{\pi}{\alpha P}}} \dots\dots\dots (5)$$

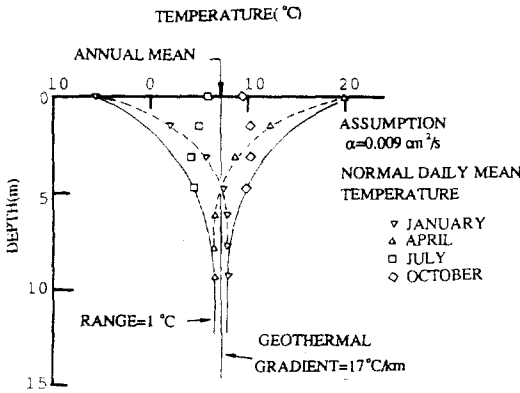


그림 1 깊이에 따른 온도변화 가능성

이며, 최대온도 변화가 단지 1°C인 깊이는 기후자료와  $\alpha$ 에 대한 값을 사용하면 예측할 수 있다.  $T_m$ 가 19.8°C인 지역에서 토양의 열확산도가 비교적 낮은 0.0045cm<sup>2</sup>/s을 사용하면,  $T_{\infty} = 1^\circ\text{C}$ 인 깊이는 7.6m로 예측된다.  $T_m$ 가 25.8°C인 어떤 토양의 열확산도를 0.009cm<sup>2</sup>/s을 사용하면,  $T_{\infty} = 1^\circ\text{C}$ 인 깊이는 11.5m로 예측된다. 그림1은 어느 지역의 예로서 온도변화 가능성이 깊이에 따라 어떻게 감소하는가를 나타낸 것이다. 우수의 침투와 습기증발이 표면근처에서는 중요하고, 확산도가 습기함유량의 함수로서 온도에 대해 중요하게 변하기 때문에 이값은 단지 단순한 예측에 불과하다. 그러나 이와 같은 계산은 표면에서 15m 아래의 온도가 왜 비교적 일정한가를 설명하고 표면에서 연간 1일평균온도를 예측할 수 있는 것이다.

### 3. 지열열교환기의 설계방법

지열이용 히트펌프의 열교환기는 수평형과 수직형으로 분류되며, 수평형시스템은 비교적 표면에 가깝게 설치하는 것으로 토양이 지표면으로부터의 자연열교환에 의해 영향을 받는다. 한편 수직형시스템은 일반적으로 10m이상의 깊이에 설치되므로 토양조건이 표면의 변화에 영향을 받지 않는다. 따라서 겨울에 뽑아낸 열과 여름에 토양에 배출한 열사이의 균형을 확실하게 하는 것이 요구된다. 이 균형은 표면의 집열

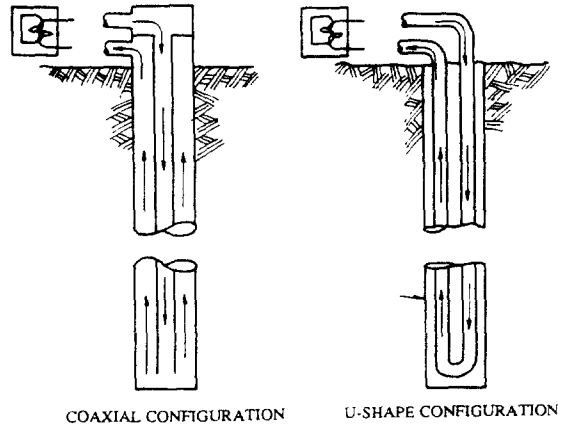


그림 2 수직형의 파이프형상

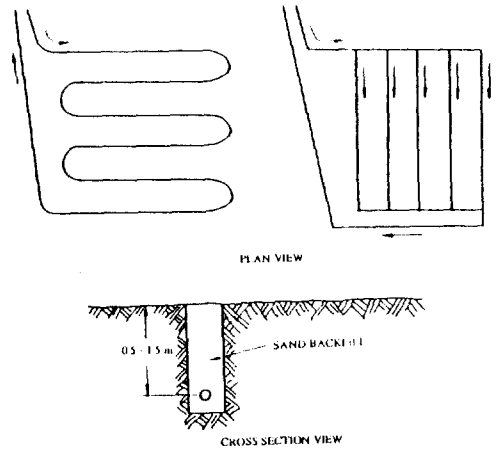


그림 3 수평형의 구조

기로 여름 동안 토양에 열을 가함으로써 얻어질 수 있으며, 또는 히트펌프를 역으로 하여 에어컨으로 작동함으로써 가능하다.

수직형설계는 다수의 얇은 우물을 함께 연결한 multiple shallow well과 하나의 깊은 우물로 된 single deep well로 분류된다. 수직형설계에서는 구멍을 드릴로 뚫어 금속 또는 플라스틱 파이프를 설치하며, 파이프는 그림2에 나타낸 바와 같이 동심2축(coaxial) 또는 U형상으로 한다. multiple shallow well시스템에서는, 일반적으로 깊이가 20m 이하인 우물은 원통형이지만, grid형상에서는 2m 내지 9m 간격의 수평파이

프로에 의해 서로 연결된다. 또 다른 수직형설계로는 깊이가 50m 이상인 하나의 깊은 우물로 형성하는 것으로 동심2축설계가 가장 일반적으로 사용된다.

수평형에서는 그림3과 같이 참호를 0.5m내지 2.5m의 깊이로 파내고, 참호내에 30mm내지 40mm의 플라스틱 또는 금속파이프를 놓고 흙으로 채운다. 처음에는 참호가 격자모형(grid pattern)으로 배열하여 금속파이프가 사용되었지만 유연성이 있는 플라스틱 튜브의 소개와 참호가격의 절감 등으로 참호의 배열을 꾸불꾸불하게 하는 것이 일반화되고 있으며, 최근에는 참호내에 2층의 파이프를 놓는것이 개발되었다.

1) 지열교환기의 용량계산

히트펌프의 작동은 냉방과 난방조건에 따라 그림4와 같이 열의 흐름이 다르므로 지열열교환기의 용량도 두 조건을 모두 만족하는 크기로 하지 않으면 안된다. 히트펌프가 냉방방식에 있을 때는 배출되는 총열에너지는 내부공간의 냉방으로부터 흡수된 열과 압축기의 구동에 소요되는 전기열에너지의 합이며, 난방방식에서는 압축기의 소비열에너지는 내부의 가열에 이용된다. 열에너지 요구의 이러한 차이 때문에 지열열교환기는 두 조건을 만족하는 값을 택하여

야 한다.

대기가 뜨거운 지역에서는 열배출시에 이용 가능한 온도 차이는 열흡수시에 이용 가능한 온도 차이보다 작다. 따라서 온난한 기후조건에서의 지열열교환기는 냉방방식에서 배출되는 총열에너지용량에 맞추어 설계되어야 한다. 대기온도가 낮고 난방계절이 긴 한냉기후조건에서는 부동액을 사용하지 않거나, 열교환기가 순환수의 온도를 안정된 상태로 유지하기에 적당한 크기로 하지 않으면 토양으로부터 열을 흡수하는 난방방식에서 순환수 온도가 떨어져 동결할 위험으로까지 될 수 있다. 냉방 및 난방방식에서의 지열열교환기의 용량은 다음과 같다. 된다.

a) 냉방방식

히트펌프가 냉방방식일 때 토양에 배출되는 총열에너지,  $Q_r$ 은

$$Q_r = Q_c + Q_e \dots\dots\dots (6)$$

로 된다.  
여기서

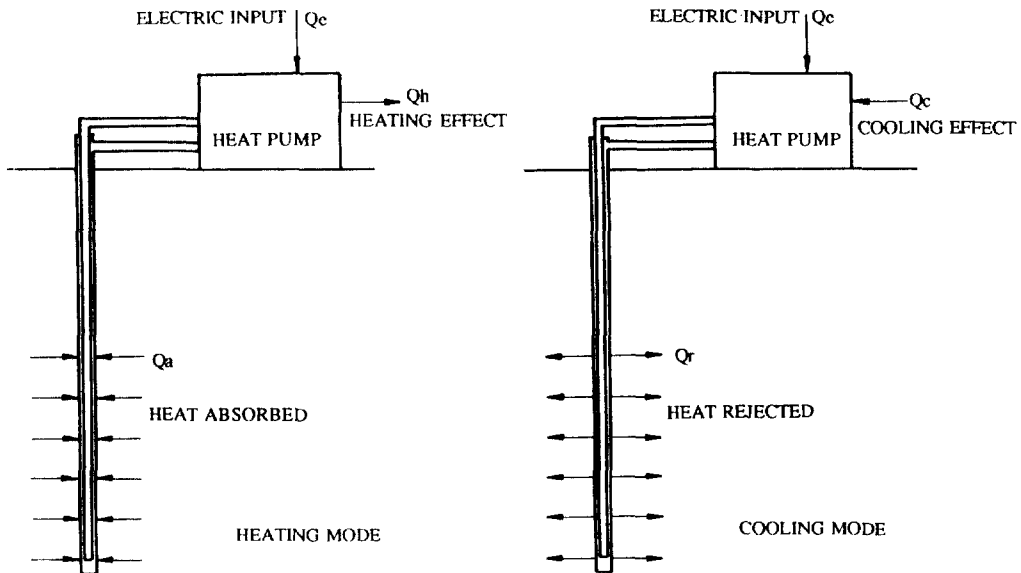


그림 4 히트펌프의 냉방과 난방조건에 따른 열의 흐름

$Q_r$ : 히트펌프로 부터 배출되는 총열에너지 (W)

$Q_c$ : 히트펌프에 공급되는 전기에너지(W)

$Q_h$ : 히트펌프의 냉방용량(W)

이다.

따라서 배출되는 냉방용량과 에너지효율비 (EER) 또는 성적계수(COP<sub>c</sub>)를 알면 다음 식으로부터 계산할 수 있다.

EER은 (Btu/hr)/W이고 COP<sub>c</sub>는

$$COP_c = \frac{Q_c}{Q_c} \dots\dots\dots (7)$$

즉, W/W의 비이므로

$$COP_c = \frac{EER}{3.412} \dots\dots\dots (8)$$

의 관계를 갖는다.

식(6), (7), (8)에서 배출되는 총열에너지,  $Q_r$ 은

$$Q_r = Q_c \left( \frac{COP_c + 1}{COP_c} \right) = Q_c \left( \frac{EER + 3.412}{EER} \right) \dots\dots\dots (9)$$

으로 된다.

배출되는 총열에너지,  $Q_r$ 은 냉방용량과 EER 또는 COP<sub>c</sub>에 의해 구할 수 있으며 지열열교환기는 이 부하를 만족해야만 한다.

b) 난방방식

난방방식에서 압축기에 소비되는 열에너지는 토양으로부터 흡수한 열과 함께 내부가열에 이용된다. 따라서 난방용량  $Q_h$ 는

$$Q_h = Q_a + Q_c \dots\dots\dots (10)$$

여기서

$Q_h$ : 히트펌프의 가열용량(W)

$Q_a$ : 토양으로부터의 흡수열(W)

$Q_c$ : 히트펌프에 공급되는 전기에너지(W)

이다.

난방방식에서 COP<sub>h</sub>는

$$COP_h = \frac{Q_h}{Q_c} \dots\dots\dots (11)$$

이므로, 히트펌프의 난방용량기준으로  $Q_h$ 를 표시하면 식(10), (11)에서

$$Q_a = Q_h \left( \frac{COP_h + 1}{COP_h} \right) \dots\dots\dots (12)$$

를 된다.

보통 난방을 위한 흡수열에너지,  $Q_a$ 는 냉방시에 배출되는 열,  $Q_r$ 보다는 적다. 지열열교환기는 이러한 두 작동방식에서 유효온도차가 다른 두 값을 적용시킬 수 있도록 설계되어야 한다.

2) 지열열교환기의 길이 결정

열교환기내의 유체로부터 토양에 열을 전달하는 식은

$$\frac{Q}{L} = U \cdot \Delta T \dots\dots\dots (13)$$

이다.

여기서

$Q$ : 총열교환기길이에 대한 열전달율(W)

$L$ : 열교환기의 길이(m)

$U$ : 순환하는 유체로부터 토양에 열을 전달하기 위한 총괄열전달계수(W/°Cm)

$\Delta T$ : 파이프내의 평균유체온도,  $\left( \frac{T_1 + T_2}{2} \right)$

와 토양온도,  $T_0$ 와의 차이로

$$\Delta T = \left( \frac{T_1 + T_2}{2} \right) - T_0 \dots\dots\dots (14)$$

$T_1$ : 유체의 출구온도

$T_2$ : 유체의 입구온도

$T_0$ : 토양의 온도

열교환기내의 유체로부터 토양으로의 열흐름에 대한  $U$ 값은 여러 층으로 구성된 원통형에 대한 전도방정식과 같다. 열저항은 주로 파이프캐이싱의 열저항,  $R_p$ 와 캐이싱 주위의 토양에 의한 열저항,  $R_s$ 에 의해 발생된다. 유체표면과의 열저항은 다른 항목에 비해 적어 두 개의 저항으로 표현된다.

$$U = \frac{2\pi}{R_2 + R_p} \dots\dots\dots (15)$$

두 유체의 흐름을 분리하는 내부파이프벽의 열저항은 주어진 작동조건에서 열교환기를 통과하는 유체의 온도변화이며, 열전달률, 입구와 출구온도 사이의 온도차, 그리고 토양온도를 정확히 측정함으로써 알 수 있다. 케이싱벽의 열저항  $R_p$ 는 핸드북으로부터 정확한 값을 계산할 수 있으며, 토양열저항  $R_s$ 는 케이싱 주위에 영향을 받는 토양반경내에서 시간에 따라 직접 측정한다는 것은 어렵다. 그러나  $R_s$  값은 식(15)으로부터  $U$  값을 실험에 의해 구하여 여러조건 하에서  $R_s$  값을 계량화하는 것이 가능하다.

3) 수평형 열교환기

단층수평형지열열교환기는 현재 사용되고 있는 지열열교환기시스템중에서 가장 일반적인 것이다. 지열교환용 코일은 외경이 20mm에서 50mm의 원형프라스틱이나 금속튜브로 구성하며, 0.5m내지 2.5m의 깊이에 매설한다. 튜브간격은 0.6m내외로 설치하는 것이 개발되었다. 이 기술은 구멍파는 비용을 절감시킬 뿐만 아니라 설치에 필요한 땅의 면적도 감소시킬 수 있다.

난방전용의 시스템에서 최적의 단층파이프배치로는 깊이 0.8m내지 1.0m, 파이프 피치는 깊이의 약 두배, 즉 1.5m내지 2.0m의 간격으로 배치하는 것이다. 1.5m의 깊이를 넘으면 열발생이 느리고, 0.8m이하에서는 토양이 겨울에 표면의 냉각과 동결에 의해 영향을 받게 된다. 1.5m이하의 파이프 간격은 흙 사이에 얼음이 발생되고 봄에 열발생률을 감소시키게 된다. 수평형시스템에서 최대 열흡수율은 파이프 길이 기준으로 약 10W/m내지 75W/m이며, 표면적기준으로는 40W/m<sup>2</sup> 내지 225W/m<sup>2</sup>이다.

설계에 다음으로 중요한 인자는 지열열교환기내의 유체순환에 필요한 펌프의 소비전력이다. 최적의 시스템은 총입력의 5% 내지 10%가 펌프에너지로 요구된다. 펌프전력을 최소화하기 위해서는 파이프 직경을 30mm 내지 40mm로 하고 파이프 길이를 최대 100m 내지 200m 사이에서 사용하여야 한다. 흐름은 난류영역이어야 하고 흙 사이에 흐름의 분포를 동일하도록 하여야 한다. 펌핑손실을 최소화하기 위해 순

환유체가 소금물인 경우 소금물 농도는 -10℃ 내지 -15℃ 사이의 동결점으로 하여 가능한 한 낮게 하여야 한다.

마지막으로 정확한 펌프 종류와 크기가 중요하다. 너무 크거나 작으면 지나친 펌프 전력을 소비하게 된다. 일반적으로 수평형시스템의 성능저하는 지열열교환기나 히트펌프를 너무 크거나 작게 함으로써 발생된다. 일반적으로 설계가 잘된 수평형시스템은 계절성적계수가 3에 근접하며, 대다수는 2.3내지 2.7의 범위에 있다. 성능에 영향을 미치는 주요 인자는 흙의 종류와 습기함유량, 파이프의 피치와 깊이 그리고 열흡수의 최대율이다.

4) 수직형 열교환기

수직형지열열교환기는 지열용 코일을 얇게 또는 깊게 설치하는 것으로 미국에서는 8m내지 10m의 깊이에 얇게 설치한다. 이것은 신축성이 있는 동심 2중의 플라스틱 튜브를 사용하고 원형, 육각형 또는 사각형으로 배열을 한다. 원형배열(또는 육각형)은 원통형의 저장면적이 최소표면적을 가지며, 따라서 최소열손실을 갖기 때문에 좋다. 깊은 수직형지열코일은 독일, 스웨덴에서 설치되고 있다. 독일방식은 지하수가 있는 곳에 설치하므로 단위길이당 열흡수율이 상당히 증가될 수 있으며, 동심 2중의 튜브를 지하수의 깊이와 흙의 종류에 따라서 50m내지 100m의 깊이에 설치한다. 스웨덴방식은 2m 간격으로 35m 깊이에 신축성이 있는 플라스틱 튜브를 사용하며, 미국에서는 드릴로 뚫은 구멍에 73m의 깊이까지 수직형시스템을 설치하고 있다.

수직형열교환기시스템에 대한 실험은 수평형시스템보다 훨씬 적으며, 단지 알려진 시설은 스웨덴에 있다. 스웨덴의 시설에 대한 실험결과는 그림5에 나타난 바와같이 점토내의 수직형지열열교환기 시스템에서 단위길이당 열흡수율이 1일 가동률과 온도차에 따라 크게 변화하는 것을 알 수 있다. 열흡수율은 온도차 5℃와 1일 가동을 100%시 20W/m이며, 25℃의 온도차에서는 120W/m로 나타나는 것으로 보고되고 있다.

그림6과 같은 수직형 열교환기에서 케이싱을

강관과 PVC로 한 경우의 총괄열전달계수는 표1과 표2와 같다. 여기서 케이싱의 공칭직경은 6.4cm, 내부의 PVC파이프직경은 1.91cm이고 깊이는 154cm이다.

표 1 강관의 케이싱사용시 총괄열전달계수와 토양의 열저항

1일가동율 (%)	100	50	25
$U$ (kcal/h $^{\circ}$ C-m)	4.18	4.46	10.22
$R_s$ (h $^{\circ}$ C-m/kcal)	1.5	0.975	0.612

표 2 프라스틱파이프사용시 총괄열전달계수와 토양의 열저항

1일가동율 (%)	100	50	25
$U$ (kcal/h $^{\circ}$ C-m)	3.08	4.17	5.46
$R_s$ (h $^{\circ}$ C-m/kcal)	1.5	0.975	0.612
$R_p$ (h $^{\circ}$ C-m/kcal)	0.536	0.536	0.536

표1에서 강관케이싱의 경우 강관의 열저항  $R_p$ 는 토양의 열저항에 비해 무시가능하므로  $R_p$ 는 0으로 하였다.

따라서 대기의 온도가 21 $^{\circ}$ C인 지역에서 냉방용량이 2톤(6048/kcal/h)인 히트펌프에 필요한 지열열교환기의 길이를 예로써 계산하면 다음과 같다.

a) 냉방방식

히트펌프가 가장 뜨거운 여름날 중에서 50% 가동하는 것으로 하고, 히트펌프에 대한 사양으로는 최고 물입구온도를 35 $^{\circ}$ C, 출구온도를 5.6 $^{\circ}$ C 더 뜨거워져 40.6 $^{\circ}$ C로 하고, 히트펌프의 총배출열은 톤당 4083kcal/h으로 하면 총 8165kcal/h로 된다. PVC파이프를 사용하는 것으로 하면 물-토양온도차,  $\Delta T$ 는 식(14)에서

$$\Delta T = \left( \frac{35 + 40.6}{2} \right) - 21 = 16.8^{\circ}\text{C}$$

표2에서 50%가동시의  $U$ 값은 4.17kcal/h $^{\circ}$ C-m 이므로 파이프 길이  $L$ 은

$$L = \frac{8165}{4.17 \times 16.8} = 117\text{m}$$

로 된다.

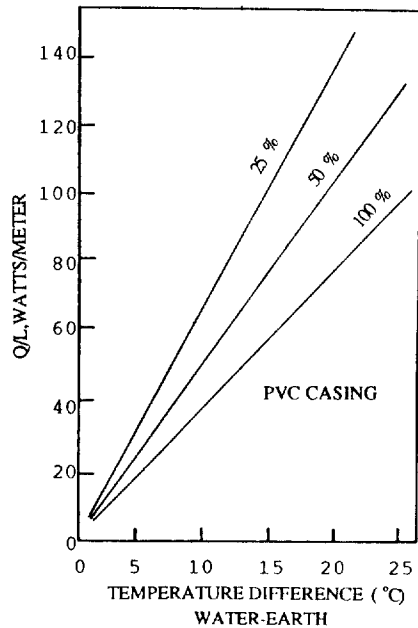
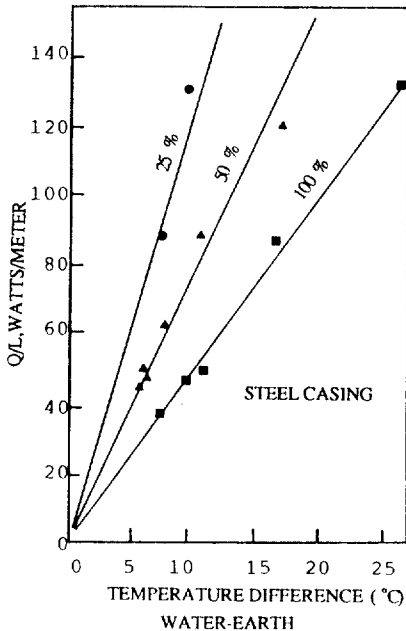


그림 5 수직형지열열교환기시스템에서 단위길이당 열흡수율

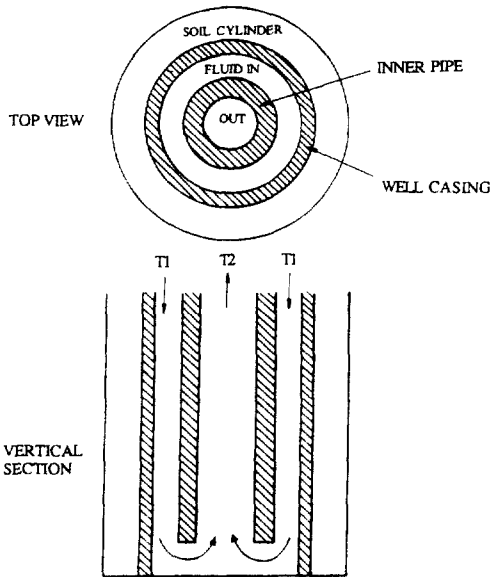


그림 6 수직형 열교환기의 케이싱과 내부PVC 구조

b) 난방방식

히트펌프는 6300kcal/h의 흡수열을 갖는다. 출구의 물온도는 입구시보다 3.3℃ 더 차가워지는 것으로 가정하고 입구의 물온도를 10.5℃로 하면 물-토양 온도차, ΔT는 식(14)에서

$$\Delta T = 21 - \left( \frac{7.2 + 10.5}{2} \right) = 12.1^\circ\text{C}$$

이고, 50%가동조건에서 U값은 4.17kcal/h·℃·m 이므로 열교환기의 길이, L은

$$L = \frac{6300}{4.17 \times 12.1} = 124\text{m}$$

로 된다. 이상의 예에서 21℃의 토양온도에 대해 필요한 열교환기길이는 PVC케이싱의 경우 히트펌프냉각용량의 톤당 62m이다.

4. 성능에 영향을 미치는 인자

지열이용 히트펌프의 성능은 지하의 열적성질과 히트펌프 구성요소의 설계에 전적으로 달

려있다. 지열히트펌프는 전도에 의해 지하에서 열을 얻거나 버리는 밀폐시스템이라는 것은 이미 잘 알려진 바와 같다. 그러므로 지하의 열적성질, 즉 온도, 열용량, 열전도도 그리고 열확산도 등이 조사되어야만 한다. 온도는 이미 앞에서 고려되었으며 다른 성질은 결정하기 위해서는 지하조건의 복잡성을 우선 이해하여야 한다.

지하수면 아래의 지하는 물과 고체물질의 2상시스템이며, 그의 특징은 공간적으로 변화하지만 시간적으로는 일정하다. 지하수면 위의 지하는 열적성질이 공간적 및 시간적으로 변화하는 공기, 물 및 고체물질의 3상시스템이다. 각상의 열적 성질은 매우 다르고, 대부분의 경우에는 차원의 크기가 다른 정도로까지 변화한다. 비록 다상시스템(multi-phase)에서의 열전달이 잘 알려져 있을지라도, 정확한 해를 방해하는 실질적이고 이론적인 어려움이 아직도 많다. 각상의 비율은 전체시스템의 열을 결정하는 중요한 요소들이다. 또한 열전도율, 체적열용량 그리고 그의 비율인 열확산도는 지열히트펌프의 성능에 영향을 미치는 총체적인 열적 성질이다.

1) 다공성

다공성은 보이드공간의 부피와 전체부피와의 비율이며, 보이드공간은 포화조건에서는 물에 의해 점령되고 비포화조건하에서는 공기와 물에 의해 점령된다. 다공성은 결국 이러한 경향으로부터 깊이가 증가할수록 감소한다. 습도는 물에 의해 점령된 총부피의 비율로서 지하수면 아래에서 습도는 공기에 의해 점령된 보이드공간의 비율에 위한 다공성보다 작다. 얼음은 일반적으로 습도에 포함되며, 지하수면위에서의 공기와 물의 상대적 비율은 빗물의 침투, 증발 그리고 식물에 의한 발산과정에 의해 계속적으로 변화한다. 결국 총열적 성질은 역시 변화하며, 습도변화는 기후와 지하의 물질형태에 달려 있다.



## 2) 체적열용량

물의 체적열용량은  $4.2\text{J}/\text{cm}^3\text{K}$  이고, 얼음의 체적열용량은  $1.9\text{J}/\text{cm}^3\text{K}$ , 공기의 체적열용량은  $0.001\text{J}/\text{cm}^3\text{K}$ 이다. 지하가 얇은 범위에서는 광물의 체적열용량은 단지 약간 변화하며  $2.1\text{J}/\text{cm}^3\text{K}$  내지  $2.6\text{J}/\text{cm}^3\text{K}$ 의 범위에 있다.

## 3) 열전도도

총체적인 열전도도를 결정하는 것도 매우 어렵다. 물의 열전도도는  $0.6\text{W}/\text{mK}$ , 얼음의 열전도도는  $2.2\text{W}/\text{mK}$  그리고 공기의 열전도도는  $0.02\text{W}/\text{mK}$ 이다. 그러나 광물의 열전도도와 바위의 열전도도의 변화는 매우 크며, 광물을 형성하는 바위와 흙의 열전도도는 보통  $1\text{W}/\text{mK}$  내지  $4\text{W}/\text{mK}$ 이다. 반면 바위와 흙의 가장 일반적인 광물들 중의 하나인 석영의 열전도도는  $7\text{W}/\text{mK}$  내지  $12\text{W}/\text{mK}$ 이다. 고체상인 바위의 열전도도는 구조적인 불연속 때문에 하나로 구성된 광물의 열전도도보다 작다.

## 4) 열확산도

지하에서 총체적인 열확산도는 몇가지 방법으로 결정할 수 있다. 여러가지의 깊이와 여러 번 측정하고 2장에 기술한 식을 사용하면 확산도를 계산할 수 있다. 가장 정확하지는 않지만 가장 쉬운방법은 지하의 알려진 특성에 근거하여 총체적 열전도도와 부피열용량에 대한 값으로부터 열확산도를 예측하는 것이다. 지하내의 열확산에 대한 평균값으로는  $0.01\text{cm}^2/\text{s}$ 이 보통 사용된다. 지하수면 위의 지열히트펌프의 작동에 의해 발생된 습도이동과 상변하는 환경과 히트펌프의 효율이 영향을 받도록 일시적으로 또는 영구적으로 지하를 변경시킬지도 모른다.

## 5) 습도의 이동

수평형의 시스템이 사용되는 겨울에는 동결에 의해 수반되는 습도이동은 성애가 쌓이는 현상을 발생시켜 결국 문제를 발생시킬 수 있으며, 또한 여름에는 히트펌프로부터 증발과 습도이

동이 크면, 침전물의 건조는 침전물의 물리적 성질변경을 발생시킬지도 모른다. 건조의 한 효과는 파이프 주위에 공기의 공간이 형성되어 히트펌프의 효율을 심하게 저하시킨다. 건조는 또한 침전물강화를 발생시켜 결국 표면이 함몰하게 된다. 습기이동도 또한 파이프 주위에서 식물생성의 형태에 영향을 미칠 수도 있다. 따라서 수평형시스템의 영향은 상당한 냉각의 수요를 갖는 지역에서는 심각해 질 수도 있다.

## 5. 결 론

지열히트펌프기술은 지하열에너지이용을 위한 시스템중 유망한 기술의 하나이다. 지하는 지역에 따라 그리고 깊이에 따라 물리적 및 열적 성질의 차이로 매우 이질적이며 이것은 지열히트펌프의 기술적 및 경제성능이 어떤 상황에서 가장 좋은 대안이 될 것인가를 결정하게 하는 요인이다. 지열히트펌프의 사용이 광범위하게 적용되려면 최적설계와 성능이 어떤 설계형상과 어떤 조건에 대해서 가장 효과적인가를 예측하기 위한 지하의 열적인 성질에 대해 우선 조사가 되어야 한다.

지열히트펌프의 경제성은 그의 운전비와 투자비의 함수이며, 운전비는 히트펌프의 기술적인 성능에 달려있고, 투자비는 지하에 지열용 열교환기의 설치가 공기열원히트펌프에는 존재하지 않는 지열히트펌프에 대한 주요 투자비용이다. 지열히트펌프를 설치하는 데 드는 비용은 여러가지의 요소에 따라 변화하게 되며, 가장 중요한 인자는 지하의 열적 및 물리적 성질이다. 왜냐하면 그러한 것들이 얼마나 많은 파이프가 설치되어야만 하는가와 참호를 용이하게 수평설계로 파낼 수 있는가 그리고 우물을 수직설계로 뚫을 수 있는가를 결정하는 것이기 때문이다.

단위길이 또는 깊이당 비용은 구멍을 뚫는 부분 또는 참호를 파는 부분의 비율과 사용되는 장비의 마모율에 주로 근거하며, 이러한 비율은 이의 증가와 함께 투자비용이 증가하게 된다. 정확한 비용의 평가는 설치비를 예측하기 위한 기초로서 바람직하다. 공기열원의 확보가 어려

은 한냉지역과 지하수열원의 이용이 용이하지 않은 지역에서 히트펌프 보급확대를 위한 새로운 기술로 지열히트펌프의 전망이 기대되며, 보급을 위한 기초자료로 지하의 열적 및 물리적성지에 대한 충분한 자료의 확보가 요망된다.

#### 참 고 문 헌

1. D.A.Ball, R.D.Fisher, 1983, Design methods for ground source heat pumps, DC-83-08, No.4
2. Harry J.Braud, 1982, Earth-coupled heat exchange for heat pump, DOE/r6/12014
3. P.R.Intemann, P.D.Fairchild, 1982, The applicability of earth coupled heat pumps and factors affecting their performance, DOE 83-004616
4. J.E.Bose, J.D.Parker, 1983, Ground-couple heat pump research, DC-83-08, No.1
5. David A. Griggs, 1982, Rural residential application of geothermal heat pump, DOE/R5/10234-T1