

# 수직으로 매설된 이중관형 지중 열교환기에 대한 해석적인 연구

## Numerical analysis of the vertical tube-in-tube ground coil heat exchanger

유 지 오\*, 금 성 민\*\*, 신 현 준\*\*\*  
 J. O. Yoo\*, S. M. Gum\*\*, H. J. Shin\*\*\*

**Key words:** Ground-coupled heat pump(지중열원 열펌프), Ground-coil heat exchanger(지중 열교환기), Ground temperature(지중온도), Geothermal energy(지열에너지), Underground heat storage(지중축열)

### ABSTRACT

A computer model was developed in order to predict the temperature distribution and the performance of the vertical tube-in-tube ground coil heat exchanger. This model has been validated by experimental results conducted by ORNL. The heat exchanger performance with the variation of the length is calculated and compared.

As results, the heat exchanger performance is proportional to the length but the performance per unit length decreases. The minimum performance of 70 m - PVC heat exchanger during cyclic operation for a week is obtained 20,054 kJ/h for cooling operation and 13,915 kJ/h for heating operation. And minimum temperature difference is 4.64°C for cooling operation and 2.64°C for heating operation.

In each case, it is noted that the temperature difference between the pipe and the far-field occurs within 0.8 m from the heat exchanger.

### 기호설명

$C_p$  : 비열 [ J/kg · K ]  
 $Deq$  : 환상관의 상당직경 [m]  
 $h$  : 열전달계수 [ W/m<sup>2</sup> · K ]  
 $k$  : 열전도율 [ W/m · K ]  
 $L$  : 열교환기 길이 [m]  
 Nu : Nusselt 수

Pr : Prandtl 수  
 $r$  : 반경 [ m ]  
 Re : Reynolds 수  
 $T$  : 온도 [ °C ]  
 $t$  : 시간 [ s ]  
 $v$  : 유속 [ m/s ]  
 $Z$  : 깊이 [ m ]

### 그리스 문자

$\alpha$  : 열확산계수 [ m<sup>2</sup>/s ]  
 $\rho$  : 밀도 [ kg/m<sup>3</sup> ]

\* 신홍대학 건축설비과

\*\* 한라공대 기계공학과

\*\*\* 건설기술연구원 건축설비그룹

## 하첨자

- 1 : 내관  
2 : 외관  
f : 작동유체  
g : 지중  
i : 내표면  
o : 외표면

## 1. 서론

지열은 계절이나 날씨에 관계없이 연중 거의 일정한 온도를 유지하며, 또 장소에 관계없이 안정적으로 일정량의 에너지를 비교적 쉽게 얻을 수 있다는 장점이 있기 때문에 열원장치의 에너지원으로서 효용성이 높다. 지열을 이용하기 위한 수단으로써 여러 가지 방법이 제안되고 또 연구되고 있다. 이 중에서 열펌프의 열원으로 지열을 이용하기 위한 지중 열교환기는 1912년 스위스에서 최초로 연구되기 시작하였으나, 상대적으로 값이 싼 화석 에너지에 밀려 관심을 끌지 못하다가 1970년 이후에 미이용 에너지의 효율적인 활용이라는 측면에서 본격적으로 연구되기 시작하여 열펌프의 열원을 얻기 위한 장치로 현재 유럽이나 미국 등지에서는 이미 많이 보급되어 있는 실정이다.<sup>(1-5)</sup>

지중 열교환기(ground coil heat exchanger)를 이용한 열펌프(ground coupled heat pump)는 냉방 운전시에는 응축기 냉각수의 냉각열원으로서, 난방 운전시에는 증발기의 증발열을 공급하기 위한 가열 열원으로서 지열이 이용되고 있으며, 지열을 이용하는 경우에는 지중 축열 및 축냉효과를 얻을 수 있기 때문에 경제성을 높일 수 있는 장점이 있다.

지중 열교환기는 매설방식에 따라 수평매설 방식과 수직매설 방식으로 대별되며, 과거에는 매설의 편리성 때문에 수평매설 방식이 주류를 이루었으나, Ambrose<sup>(6)</sup>에 의해 제안된 수직매설 방식이 수평매설 방식에 비해 대지면적을 적게 차지하고 깊이가 증가할 수록 수분의 포화도가 증가하기 때문에 열전달이 증가하는 장점이 있는 것으로 알려져 있다. 일반적으로 열교환기의 길이는 수평매설 방식의 경우에는 1 USRT당 120~180 m, 수직매설방식의 경우에는 50~90 m정

도가 필요한 것으로 보고되고 있다.<sup>(7)</sup>

지중 열교환기는 지중의 조건으로는 수분 함유율 및 물성치, 매설 깊이 등에 영향을 받으며 매설방식, 열교환기의 형태(크기, 길이), 열교환기의 열전도율 등에 의해서 영향을 받는 것으로 보고되고 있다.

지중 열교환기에 대한 해석으로 Ingersoll<sup>(8)</sup>은 땅을 무한한 평판 및 구(球)라는 가정하에 Kelvin의 선원이론을 적용하여 작은 파이프로 지열을 채열하는 경우의 장기적인 지중온도를 예측하였다. 또 파이프의 매설시 구체적인 수치는 제시하지 않고 있지만, 상호영향을 미치지 않도록 충분한 거리를 유지할 것을 권장하고 있다.

Johnson<sup>(9)</sup>은 수평으로 매설된 열교환기(길이 : 213 m, 직경 : 3 cm)를 통해서 여름에는 3.7 kW의 냉각능력과 겨울에는 2.3 kW의 채열능력을 얻을 수 있었으며, 지중온도를 측정한 결과, 열교환기 벽면으로부터 0.3 m 미만까지 열의 확산이 있는 것으로 보고하였다.

Mei<sup>(10)</sup>는 수직으로 매설된 이중관형 지중 열교환기의 성능해석을 위한 수치해석 모델을 제시하였고, 47.2 m의 열교환기를 실제로 매설하여 열교환기 성능에 영향을 미치는 각종 인자에 대한 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 지중 열교환기에 대한 기초 연구로 수직으로 매설된 이중관형 열교환기에 대해서 해석적인 방법으로 열교환기의 길이에 따른 냉각능력 및 채열능력을 검토하고, 지중으로의 열확산 거리와 장기간 운전시 냉각능력 및 채열능력의 감소 정도를 예측하고자 한다.

## 2. 지중 열교환기 모델

### 2.1 지중 열교환기

해석을 위한 이중관형 지중열교환기의 모델은 Fig. 1과 같다. 열교환기는 동심의 이중관으로 구성되며, 작동유체(물)는 내관(inner tube)을 통해 지하로 공급되어 외관(annular tube)을 통해 땅과 열교환하면서 상승·회수된다.

지표면에서의 조건은 공기와 지표면사이에 대류열전달이 있는 것으로 하였으며, far-field는 열교환기에 의해 영향을 받지 않는 영역으로 Z방향은 열교환기의 최하단에서 2 m, 반경방향으로

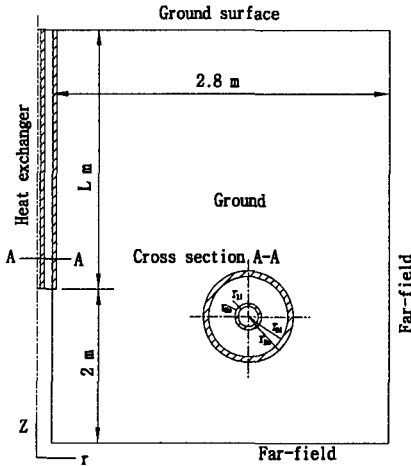


Fig. 1 Schematic diagram for ground coil heat exchanger model.

는 2.8 m를 설정하였으며, 단일조건으로 해석하였다.

열교환기내에서 열전달은 반경방향으로만 발생하는 것으로 하였으며, 지중에서의 열전달은 반경방향과 Z방향을 고려하였으며, 해석을 위한 기본가정은 다음과 같다.

- (1) 내관 및 환상관에서 유체의 반경방향의 온도는 일정한 것으로 하였다.
- (2) 내관에서 유체의 흐름은 완전히 발달된 흐름으로 하여 열전달계수는 일정한 것으로 하였다.
- (3) 복사에 의한 열전달은 고려하지 않았다.
- (4) 작동유체의 정지시 열교환기내 유체의 자연대류는 고려하지 않았으며, 전도에 의한 열전달만을 고려하였다.

## 2.2 에너지 방정식

### 2.2.1 열전달식

열교환기내에서 열전달식은 다음과 같다.

- (1) 내관을 흐르는 작동유체와 관벽면 사이의 열전달

$$-v_1 \frac{\partial T_A}{\partial Z} + \frac{2k_1}{\rho_f C p_f r_{1i}} \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_{1i}} = \frac{\partial T_A}{\partial t} \quad (1)$$

- (2) 내관에서 열전달

$$\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T_1}{\partial r} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_1}{\partial t}, \quad r_{1i} < r < r_{1o} \quad (2)$$

- (3) 환상관부를 흐르는 유체 및 벽면사이의 열전달

$$v_2 \frac{\partial T_2}{\partial z} - \frac{2r_{1o}k_1}{(r_{2i}^2 - r_{1o}^2)\rho_f C p_f} \frac{\partial T_1}{\partial r} \Big|_{r=r_{1o}} + \frac{2r_{2i}k_2}{(r_{2i}^2 - r_{1o}^2)\rho_f C p_f} \frac{\partial T_2}{\partial r} \Big|_{r=r_{2i}} = \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (3)$$

- (4) 외관과 지중의 온도

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T_2}{\partial t} \quad (4)$$

$$r_{1i} < r < r_{1o} \text{ 일때 } \alpha = \frac{k_1}{\rho_1 C p_1}, \quad T = T_1$$

$$r_{2i} < r < r_{2o} \text{ 일때 } \alpha = \frac{k_2}{\rho_2 C p_2}, \quad T = T_2$$

$$r_{2o} < r \text{ 일때 } \alpha = \frac{k_g}{\rho_g C p_g}, \quad T = T_g$$

시스템이 정지하여 배관내 유체흐름이 없는 경우에는  $v_1 = 0, v_2 = 0$ 가 된다.

### 2.2.2 초기조건 및 경계조건

- (1) 초기조건

열교환기의 운전개시시 열교환기내의 작동유체 및 열교환기의 온도는 다음과 같이 지중온도로 초기화하였다.

$$T_1(Z) = T_2(Z) = T_g(Z) = T_g(Z, \text{day})$$

지중온도는 에너지기술연구소의 연구결과<sup>(11)</sup>를 인용하였으며, 지중온도는 깊이와 년중일의 함수로 표시되며 식(5)와 같다. Fig. 2는 7월 23과 1월 30일에 깊이 방향(Z)에 따른 지중온도 분포를 나타낸 것으로 깊이가 15 m이상 되면 14.5°C 정도로 여름이나 겨울이나 동일한 온도분포를 나타내는 것을 알 수 있으며, 이는 Mei<sup>(10)</sup>가 적용한 온도(16.67°C)보다는 낮은 온도이다.

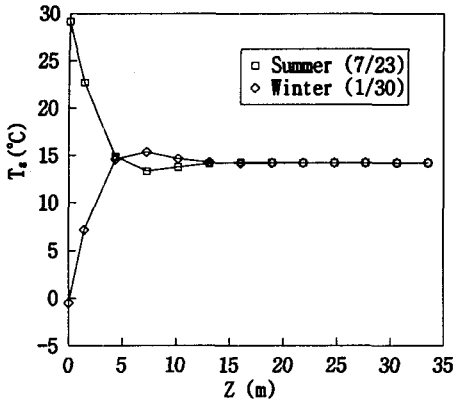


Fig. 2 Ground temperature distribution.

$$T = 14.2 + 15 \exp(-0.336Z) \cos(\omega t - 0.336Z + 2.424) \quad (5)$$

여기서,  $\omega = \frac{2\pi}{365}$ ,  $t = \text{일(day)}$ 이다.

열교환기 입구의 작동유체의 온도는 시간( $t$ )의 함수관계를 갖거나 일정한 것으로 하였다.

$$T_f(t) = f(t) \text{ 또는 } C$$

열교환기 끝단에서 내관과 외관의 작동유체의 온도는 동일하다.

$$T_{f1}(t, L) = T_{f2}(t, L)$$

(2) 경계조건

- 유체와 벽면사이의 경계조건

$$k_i \frac{\partial T_i}{\partial r} \Big|_{r=r_i} = h_i(T_i - T_{r_i}) \quad (6)$$

- 지표면에서의 경계조건

$$k_g \frac{\partial T_g}{\partial z} \Big|_{z=0} = h_g(T_g - T_{air}) \quad (7)$$

여기서, 지표면에서의 열전달계수는  $h_g = 10 \text{ W/m}^2\text{K}^{(12)}$ 로 하였다.

- 정지시의 경계조건

$$r = r_{1i} \text{일때 } T_1 = T_{f1}, r = r_{1o} \text{일때 } T_1 = T_{f2}$$

$$r = r_{2i} \text{일때 } T_2 = T_{f2}$$

- far-field의 경계조건 : 단열조건

Fig.3은 해석 프로그램의 개략적인 흐름도를 나타낸 것으로 수렴조건의 평균온도편차(CERR)는 1E-5로 하였으며, 시간증분(dt)은 0.3 s로 계산하였다.

열교환기모델의 기본제원 Table 1과 같으며, 유량은 냉각수의 입출구 온도차가 4°C일 때 성적계수가 2인 1 USRT의 냉동기가 필요로 하는 냉각수량에 해당하는 0.315 l/s로 하였다. 이때 내관에서의 흐름은 Re수가  $2 \times 10^4$ 정도로 완전히 발달된 난류이다. 따라서 내관에서의 열전달계수는 평균온도를 적용하여 식(8)에 의해서 구하였다.

$$Nu_d = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (8)$$

(n=0.4 가열시, n=0.3 냉각시)

또 외관에서의 흐름은 Re수가 3,000정도로 천이영역에 해당하며, 흐름이 완전히 발달하지 못한 입구영역이다. 이때 열전달계수는 식(9)로 표현되는 Heaton<sup>(13)</sup>의 연구결과를 인용하였다.

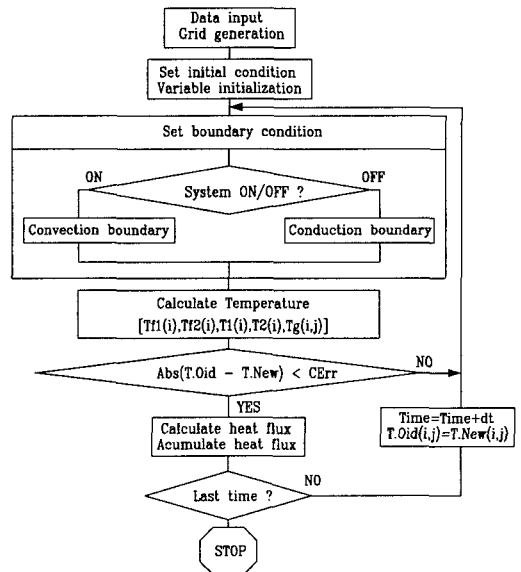


Fig. 3 Program flow chart.

$$Nu = (((0.391721X + 2.12092)X + 5.87134)X + 6.54688)X + 7.03786 \quad (9)$$

여기서,  $X = \log((Z/D_{eq})/(12Re \cdot Pr))$ 이다.

### 3. 계산 결과 검토

#### 3.1 모델의 타당성 검토

모델의 타당성 검토를 위해서 ORNL(Oak Ridge National Laboratory)의 Mei의 실험결과 비교·검토하였으며, 열교환기의 제원 및 토양의 열물성치는 Table 1에 제시한 값을 사용했다. 본 연구에서는 비교를 위해서 동일한 조건에서 해석을 실시하였다.

Fig. 4는 L=47.2 m인 열교환기를 360분 동안 연속운전을 하는 경우에 지표면으로부터 16.8 m

Table 1 Specification of heat exchanger

	Inner dia. mm	thickness mm	density kg/m <sup>3</sup>	conductivity W/mK	specific heat kJ/kgK
Soil	-		2.7X10 <sup>3</sup>	3.03	1.065
inner tube	25.4	3.5	1.2X10 <sup>3</sup>	0.175	1.26
outer tube	127	7.5	1.2X10 <sup>3</sup>	0.175	1.26

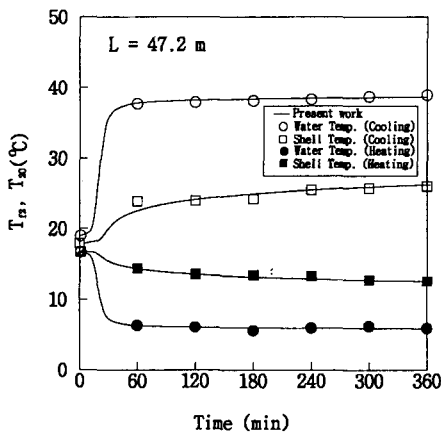


Fig. 4 Validation of water and shell temperature for continuous operation.

지점에서 환상관내의 수온( $T_{22}$ )과 열교환기 표면온도( $T_{20}$ )에 대한 계산결과를 Mei의 실험데이터와 비교한 것이다. 그림에서 실선은 해석결과이며, ○, □는 각각 냉방운전시(43.3°C로 열교환기에 유입되는 동작유체가 지중에 의해서 냉각을 받는 경우)에 수온과 열교환기 표면온도이며, ●, ■는 난방운전시(1.1°C로 열교환기에 유입된 동작유체가 지열에 의해서 가열되는 경우)를 나타낸 것이다.

냉방운전시나 난방운전시 모두 환상관내의 수온은 계산결과와 실험결과가 잘 일치하고 있으며, 열교환기 표면의 온도는 초기에는 대략 1°C 정도의 오차가 발생하고 있으나 운전시간이 2시간 이상 경과하면 오차의 정도가 점차 감소하는 것을 알 수 있다.

또 환상관내 수온은 운전초기(1시간내)에 급격하게 변하여 운전시간이 2시간 이상 되면 수온의 변화는 냉각시나 가열시 모두 작은 온도변화는 있으나 거의 일정한 온도를 보이고 있다.

Fig. 5는 동일한 조건에서 열교환기를 일정한 주기(30분 운전/30분 정지)로 운전하는 경우를 나타낸 것이다.

이 경우에 환상관내의 수온( $T_{22}$ )은 냉각시에는 온도가 높게 예측되고, 가열시에는 온도가 낮게 예측되고 있으며, 평균 1°C이상의 오차를 보이고 있는데, 이는 해석시에 자연대류의 영향을 무시

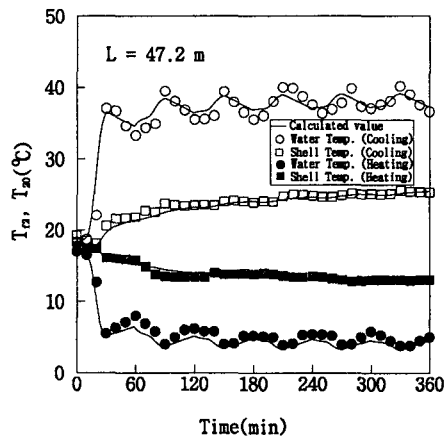


Fig. 5 Validation of water and shell temperature for cyclic operation (50% on time).

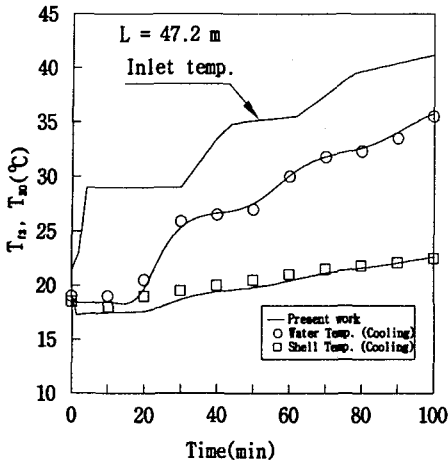


Fig. 6 Validation of water and shell temperature for variable inlet water temperature.

하고 있기 때문으로 생각된다.

이와 같이 냉각시에는 관내 수온이 높게 계산되고 가열시에는 관내수온이 낮게 계산되므로서 계산되는 열량은 실제보다 작게 예측되는 결과를 초래할 것으로 예상된다.

Fig. 6은 열교환기 입구온도 변화에 대한 프로그램의 추종성을 검토하기 위하여 유입되는 수온이 시간에 따라 변화는 경우에 지표면에서 16.8 m 지점의 환상부에서의 수온 ( $T_R$ ) 및 표면온도 ( $T_{20}$ )를 나타낸 것이다. 열교환기 입구의 수온은 그림에 실선으로 나타냈다. 이 경우 계산되는 온도는 운전초기에는 실측결과보다 1~2°C 정도 낮은 온도를 나타내고 있으나 시간이 경과할수록 잘 일치하고 있다. 이와 같이 초기에 온도의 오차가 크게 발생하는 것은 프로그램에 적용한 열전달계수가 실제보다 낮게 설정되었기 때문인 것으로 볼 수 있다.

Fig. 7은 경계조건의 변화에 따른 영향을 검토하기 위해서 길이가 121.9 m인 열교환기를 6시간 동안 냉각운전을 하는 경우에 각 1시간 동안의 냉각능력을 Mei의 해석결과와 비교하여 나타낸 것이다.

그림에서 Case 1은 Mei와 같이 초기온도를 16.7°C로 적용한 경우이며, Case 2는 식(5)로 표현되는 지중온도를 적용한 경우이다.

Case 1의 경우는 Mei의 해석결과 보다 냉각열

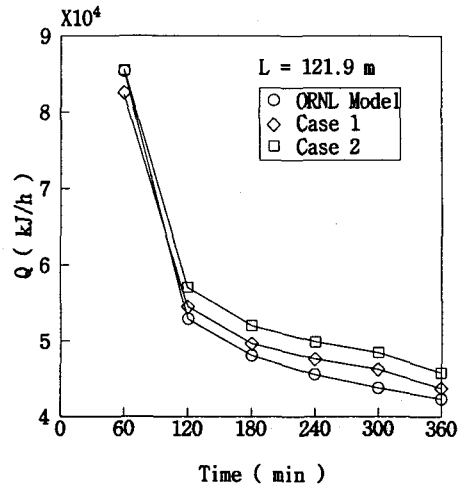


Fig. 7 Comparison of heat capacity between ORNL model and present work.

량이 대략 3%정도 크게 나타나고 있는데, 이는 Mei의 해석에서는 반경방향의 열전달만을 고려하였으나 본 연구에서는 열교환기보다 2 m 깊게 far field조건을 두어 열교환기 하부방향으로 열전달을 고려하기 때문으로 생각된다. 또 Case 2의 경우에는 Mei의 해석결과보다 약 9% 정도의 냉각능력의 증대를 보이고 있는데, 이는 전술한 경계조건의 차이와 초기온도에 있어서 본 연구에서 Mei가 적용한 16.7°C보다 낮게 나타나는 식(5)로 표현되는 지중온도(평균 14.5°C)를 적용하였기 때문이다.

### 3.2 열교환기의 길이에 따른 열전달 효과의 비교

열교환기의 길이가 냉각능력 및 채열능력에 미치는 영향을 검토하기 위해서 열교환기의 길이를 40, 50, 60, 70, 80 m로 하여 비교하였다. 냉방운전시 즉, 지열을 냉각열원으로 사용하는 경우에는 열교환기의 입구수온은 냉각수의 표준온도인 37°C로 하였으며 난방운전시, 즉 지열에 의해서 가열되는 경우에는 1°C로 하여 계산하였다. 또 지중온도는 식(5)로 초기화하였고 지표면에서 대류열전달계수는 10 W/m<sup>2</sup>K으로 하였다.

Fig. 8과 9는 6시간동안 냉각운전을 연속적으로 하는 경우로 각각 입출구 온도차 ( $\Delta T_w$ )와 1

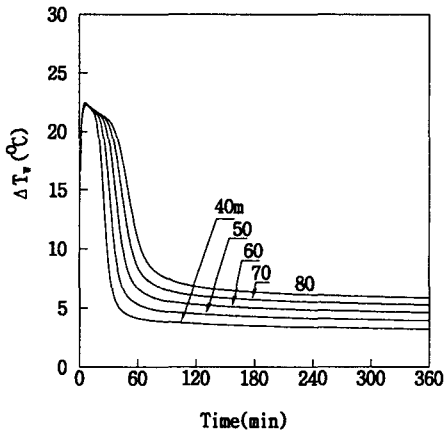


Fig. 8 Inlet-outlet temperature difference with heat exchanger lengths for continuous operation (cooling).

시간 동안에 냉각되는 열량을 나타낸 것이다.

Fig. 8에 나타낸 바와 같이 냉각수의 입출구 온도차는 열교환기의 길이에 비례해서 커지고 있으며, 모든 경우에 운전초기의 온도차가 급격하게 커지고 있는데, 이것은 열교환기의 초기수온을 지중온도로 설정하였기 때문이며, 이와 같은 초기온도의 영향은 30분 이후 없어지는 것을 알 수 있다. 또 입출구 온도차는 30분에서 1시간 이내에 급격하게 감소하여 점차적으로 감소하는 경향을 나타내고 있다. 또 열교환기의 길이가 증가할수록 온도차는 선형적으로 커지고 있음을 알 수 있다. 6시간동안 연속운전을 한 후에 냉각수의 입출구온도차는 열교환기 길이에 따라서 각각 3.24°C(40 m), 3.95°C(50 m), 4.64°C(60 m), 5.28°C(70 m), 5.85°C(80 m)로 나타났다. 따라서 5°C 정도의 온도차를 유지하기 위해서는 열교환기의 길이가 70 m 이상 되어야 할 것으로 판단된다.

또 Fig. 9는 열교환기에서 방출되는 열량을 나타낸 것으로 표시된 열량은 각 시간대별로 누적한 열량을 나타낸 것이다. 그림에서 열교환기의 길이가 증가하면 지중으로의 방출열량도 증가하며 증가율은 거의 동일하게 나타났다. 열교환기의 길이가 40 m에서 80 m로 1배 증가하면 냉각열량은 대략 82% 증가하고 있다. 따라서 열교환기의 길이를 길게 하는 것보다는 2개 이상의 열교환기를 직렬(하나의 열교환기에서 열교환된 동작유체를 또 다른 열교환기로 유입하여 재차 열

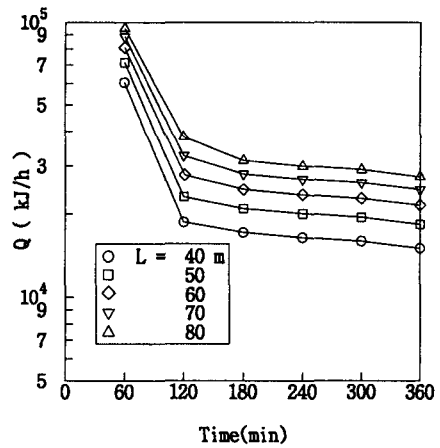


Fig. 9 Cooling capacity with heat exchanger lengths for continuous operation.

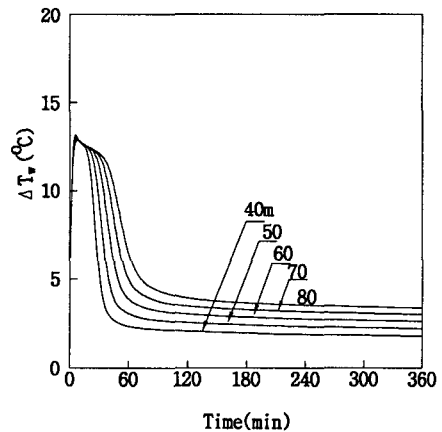


Fig. 10 Inlet-outlet temperature difference with heat exchanger lengths for continuous operation (heating).

교환하는 시스템)로 연결하여 운전하는 것이 효과적일 것으로 판단된다.

Fig. 10, 11은 난방운전시 열교환기의 입구수온을 1°C로 하는 경우에 열교환기 길이에 따른 채열능력을 알아보기 위한 것이다. 그림에서 지열의 채열로 인한 온도상승은 열교환기 길이에 비례해서 상승하고 있으며 길이가 70 m일 때 6시간 운전후에 약 3°C 정도의 온도차를 유지할 수 있는 것으로 나타났다. 이 경우에는 열교환기의

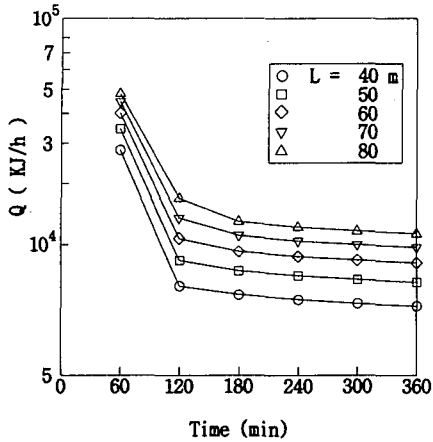


Fig. 11 Heating capacity with heat exchanger lengths for continuous operation.

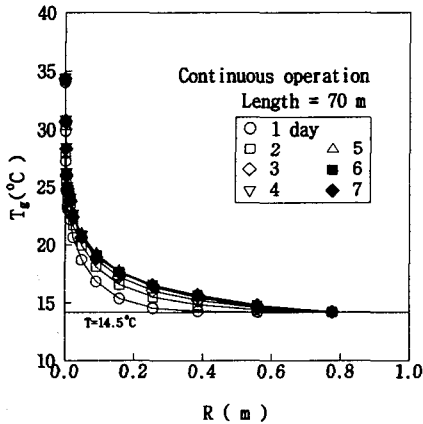


Fig. 12 Typical temperature profile near the ground coil for continuous operation.

길이를 40 m에서 80 m로 1배 증가시키는 경우에 채열능력은 83% 증가하는 것으로 나타났다. 따라서 이 경우에도 길이를 증대시키는 것보다는 짧은 길이의 열교환기를 적절로 운전하는 것이 보다 효과적일 것으로 판단된다.

Fig. 12는 길이가 70 m인 열교환기를 7일간 하루 8시간씩 운전한 후에 반경방향의 온도변화가 가장 크게 나타나고 있는 깊이( $Z=68.54$  m)에서 반경방향의 지중 온도분포를 나타낸 것으로 열이 확산되는 범위는 최대  $r=0.8$  m이내인 것으로 나

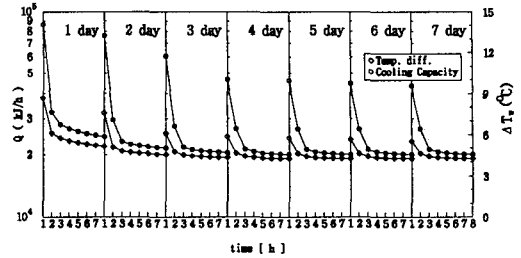


Fig. 13 The prediction of the cooling capacity & temperature difference for 7 days cyclic operation (on : 8h, off : 16h per day).

Table 2 The comparison of decreasing rate for temperature and capacity (%)

day		1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th
Heating	temp.	100	94.5	92.8	91.8	91.1	90.7	90.7
	capa.	100	94.4	92.4	91.5	90.9	90.6	90.3
Cooling	temp.	100	88.7	84.3	82.8	82.8	82.8	82.7
	capa.	100	88.0	83.5	81.9	81.8	81.8	81.7

타났다. 따라서 지중열교환기를 인접하여 매설하는 경우에 상호영향을 줄이기 위해서는 이격거리를 1.6 m 이상으로 하는 것이 바람직할 것으로 생각된다.

### 3.3 장시간 운전시 열교환능력의 감소에 대한 검토

Fig. 13과 Fig. 14는 각각 길이가 70 m인 열교환기를 일주간 하루 8시간씩 냉방운전과 난방운전하는 경우에 입출구 온도차와 냉각능력 및 채열능력을 나타낸 것이다.

Fig. 13에서 열교환기의 냉각능력은 초기 3일간은 점차 감소하는 경향을 나타내고 있으나 3일 이후에는 거의 변화가 없으며 냉각수의 입출구 온도차 또한 거의 변화가 없는 것으로 나타났다. Table 2는 8시간 운전후의 냉각능력과 채열능력의 감소율 및 온도차의 감소율을 1일째를 기준으로 하여 나타낸 것으로 냉방운전시 3일 이후에는



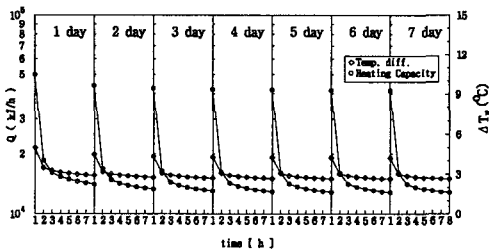


Fig. 14 The prediction of the heating capacity & temperature difference for 7days cyclic operation (on : 8 h, off : 16 h per day).

온도감소 및 냉각능력의 감소가 거의 없는 것으로 나타났다. 또한 7일째 되는 날 8시간 운전 후에 냉각수의 입출구 온도차는 4.23°C이며 냉각열량도 최소 20,054 kJ/h(4,790 kcal/h)로 나타나고 있다. 따라서 냉방운전시 지열을 이용하여 냉각수를 냉각하는 경우에 열교환기의 길이가 70 m 일 때 안정된 상태로 1.58 USRT정도의 냉각능력을 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

Fig. 14는 난방운전시 채열능력과 온도차를 나타낸 것이다. 냉방운전시와 마찬가지로 3일 이후의 온도 변화는 거의 없는 것으로 나타나고 있으며, 7일 경과후의 최저 온도차는 2.64°C이며 채열능력은 12,915 kJ/h(3,085 kcal/h)로 나타났다.

#### 4. 결 론

열펌프의 열원으로 지중열을 이용하기 위하여 수직으로 매설된 이중관형 지중열교환기(재질 : PVC, 내관 :  $\phi=25.4$  mm, 외관 :  $\phi=127$  mm, 유량 : 0.315 l/s)에 대한 모델해석을 통해서 열교환기의 길이변화가 냉각능력 및 채열능력에 미치는 영향과 열확산 깊이 및 장기간의 운전시 능력저하에 대해 검토한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본 연구에서 설정한 모델의 타당성을 검토하기 위해서 ORNL의 실측결과(L=47.2 m, 16.8 m지점에서 환상부의 수온과 열교환기의 표면온도)와 비교한 결과, 표면온도는 비교적 잘 일치하고 있으며, 수온은 평균 1°C정도의 오차를 보이고 있는 것으로 나타났다.

(2) 열교환기의 길이에 비례해서 열교환기의

냉각능력 및 채열능력이 증대하고 있으며, 열교환능력의 증가율은 길이의 증가율에는 미치지 못하는 것으로 나타났다.

(3) 열교환기의 길이가 70 m이고 0.315 l/s(19 lpm)의 유량을 통과시키는 경우 7일간 운전시 최소 20,054 kJ/h의 냉각능력을 얻을 수 있는 것으로 나타났다. 또 동일한 조건의 열교환기로 입구 온도가 1°C인 냉수에 의해 채열하는 경우 최소 12,915 kJ/h의 채열능력을 얻을 수 있는 것으로 나타났다.

(4) 7일간의 연속운전(일일운전시간 8시간) 결과 열이 확산되는 거리는 반경 0.8 m정도로 나타났으며, 따라서 열교환기를 인접하여 매설하는 경우에 이격거리는 1.6 m이상으로 하는 것이 바람직한 것으로 판단할 수 있다.

(5) 7일간의 연속운전 결과, 3일 이후에는 냉각능력이나 채열능력의 감소가 거의 없는 것으로 나타났다. 따라서 열펌프에 이용하는 경우에 열교환기의 길이가 70 m정도이면 냉방시나 난방시 모두 1 USRT정도의 냉동기의 응축기 및 증발기의 열원으로 이용 가능한 것으로 판단된다.

#### 참고문헌

- Guernsey, E. W. and Betz, E. W., 1949, Earth as a heat source or storage medium for the heat pump, ASHVE Trans., Vol. 55, pp. 321-332.
- Couvillion, R. J., 1985, Field and laboratory simulation of earth coupled heat pump coils, ASHRAE Trans., Vol. 91, Pt. 2B, pp. 1326-1334.
- Ball, R. J. and Fisher, R. D., 1983, Design methods for ground-source heat pumps, ASHRAE Trans., Vol. 89, Pt. 2B, pp. 416-440.
- 高志勤, 1962, 熱ポンプの熱源としての地下熱利用再検討, 冷凍, Vol. 37, pp. 1-17.
- K. Stephen Paul, 1985, Simulation and Experimental Verification Vertical Ground Coupled Heat Pump Systems, Oklahoma State University.
- Ambrose, E. R., 1946, Progress report on the heat pump, Heat Vent, 43(12), p. 68.

7. GEOexchanger Information Center, 1998, Earth Connections, Geothermal heat pump consortium, Inc.
8. Ingersoll, L. R., et. al, 1950, Theory of earth heat exchangers for the heat pump, ASHVE Trans., 56, pp. 167-188.
9. Johnson, R. R. 1988, Experimental evaluation of three ground-coupled heat pump systems, No. 3129, pp. 280-291.
10. Mei, V. C., 1983, Vertical concentric tube ground-coupled heat exchanger, ASHRAE Trans., Pt. 2B, pp. 391-406.
11. 박효순, 1995, Cool Tube를 이용한 자연에너지 이용기술 연구(2)에 관한 중간보고서, 한국에너지기술연구소.
12. ASHRAE HANDBOOK 1997 Fundermental, pp. 24.1-24.2.
13. Heaton, H. S., 1964, Heat transfer in annular passages : Simultaneous development of velocity and temperature field in laminar flow, Int. J. heat and mass transfer, 7, pp. 763-781.