

## 공기 지중간 직접열교환시스템의 열성능 해석

### Analysis of the thermal performances of air-earth direct heat exchanger

김 원 갑\*, 안 정 수\*, 최 영 돈\*\*  
 W. K. Kim, J. S. An, Y. D. Choi

**Key words** : Air-earth direct heat exchanger, Preheating(예열), Refreshing(예냉), Sensible heat(현열), Latent heat(잠열), Relative humidity(상대습도), Curvilinear coordinate system(곡률좌표계)

#### Abstract

This study is focused on the development and selection of optimal cool tube system to maximize its thermal performance. Cool tube is devised to reduce the heating and cooling load of building by preheating or refreshing of intake air. Finite volume method was adopted to solve the conduction problem between the cool tube and earth. We examine the cool tube system for two operating periods, a short term(12 hours) and a long term(3 months). The results of short term operations reveal that condensation significantly influences and raises the exit air temperature. For long term operations, optimum conditions of cool tube system are obtained with variations of flow-rate, depth, length and diameter of cool tube.

#### 기 호 설 명

<p><math>C_p</math> : 정압비열</p> <p><math>\sqrt{g}</math> : 자코비안(Jacobian)</p> <p><math>g^{ij}</math> : metric tensor</p> <p><math>h</math> : 대류 열전달계수</p> <p><math>i</math> : 엔탈피(enthalpy)</p> <p><math>k</math> : 열전도계수</p> <p><math>\dot{m}</math> : 질량유량</p> <p><math>Q</math> : 열전달량</p>	<p><math>\dot{Q}</math> : 열전달율</p> <p><math>\dot{q}</math> : 응축열 발생률</p> <p><math>R</math> : 열저항</p> <p><math>S</math> : 비직교항에 의한 원천항</p> <p><math>T</math> : 온도</p> <p><math>U</math> : 등가열전달계수 (overall heat transfer coefficient)</p> <p><math>W</math> : 비습도(specific humidity)</p>
--	---

그리스 문자

\* 고려대학교 대학원

\*\* 정회원, 고려대학교 기계공학과

$\alpha$  : 열확산계수(thermal diffusivity)

$\xi, \eta, \zeta$  : 곡률좌표계

하 첨 자

- a* : 공기
- air : 대기
- ef : 지표
- f* : 유체
- i* : tube 내관벽
- o* : tube 외관벽
- soil : 흙
- t* : tube
- w* : 물
- P,N,E,W,S* : 격자점
- 1 : 상류측
- 2 : 하류측

상 첨 자

- 0 : 전번 시간단계에서 저장된 값
- \* : 전번 계산단계에서 계산된 값
- 1,2,3 : 좌표축

1. 서 론

석탄과 원유를 포함하는 화석연료를 대부분 수입에 의존하는 우리나라는 국제적인 에너지 가격의 변화에 크게 영향을 받아 왔다. 특히 1970년대 두 차례의 유류파동은 국내 산업을 크게 위축시켰으며 이후로 에너지의 효율적인 사용뿐 아니라 절약문제에 관심을 집중시키게 하는 전기가 되었다. 에너지를 소비하는 부분은 크게 산업에서의 제품생산, 수송, 건물의 냉난방 부분으로 나눌 수 있으며 이중 건물에서의 에너지 소비율이 30%에 달하고 있는 현실을 감안할 때 건물의 냉난방에 소비되는 에너지의 원천적인 절약은 계속 추진해야 할 중요한 과제이다. 또한 점차 고층화, 대형화되는 건물의 에너지 소비량은 그 규모에 비례하여 에너지 절약의 측면에서 개선해야 할 여지가 많다.

이러한 맥락에서 자연에너지를 이용하여 건물의 냉난방부하를 저감시키기 위한 방법 중의 하나로 지중을 히트싱크(heat sink)나 히트소스(heat source)로 이용하는 방법이 많은 관심을 끌고 있다. 지중

에 매설한 관과 직접 열교환시키는 개념은 고대 페르시아 건축물에서부터 존재해 온 개념이었다. 이러한 문제에 대한 실제적인 연구는 초기에는 주로 실험적인 방법을 통해서였다. Prett<sup>(1)</sup>, Francis<sup>(2)</sup> 등이 주로 실제 건물에서 적용하였다. 그 후에 Puri<sup>(3)</sup>, Trombe<sup>(4)</sup>, Sodha<sup>(5)</sup> 등이 이론적으로 해석하여 성능에 영향을 주는 여러 요소들을 결정하였다. 그러나 이러한 이론적인 해석에서는 대부분 단기가동에 대해 적은 유량에 대한 관내의 1차원 열전도 해석만을 해왔다. 따라서 장기가동시 문제가 되는 지중온도 상승에 의한 성능저하와 예냉시 응축현상에 의한 성능저하등을 고려하지 않았다.

이에 본 연구에서는 관내와 더불어 지중을 3차원 열전도로 해석하여 지중온도상승과 응축에 의한 온도상승을 고려하는 cool tube의 열성능 해석모델을 제시하고, 이 모델을 이용하여 장기가동시 열성능을 극대화시킬 수 있는 최적 cool tube 시스템을 선정하고자 한다.

우선 한 개의 cool tube를 설정하여 수치모사를 통해서 cool tube에 영향을 주는 요소들, 즉, 외기 온도, 관의 직경, 길이, 매설깊이, 흙의 열전도율, 공기의 유량, 지중의 수분함습을 등을 고려하여 cool tube의 성능을 분석하였다. 또한 이 결과를 바탕으로 열성능이 우수한 최적 cool tube 시스템을 설계하였다.

2. 이론 해석

2.1 tube내의 열전달 해석

cool tube내의 응축 및 열전달을 해석하기 위해

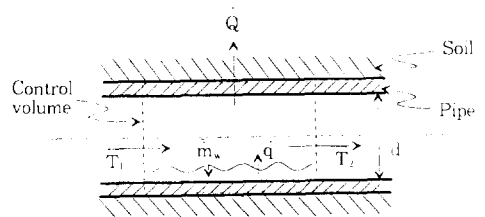


Fig.1 Schematic diagram of condensation in a cool tube

Fig.1과 같이 검사체적에 대해 열역학적 균형을 고려한다

본 연구에서는 cool tube의 단면이 길이 방향으로의 변화가 없이 일정하고 공기의 밀도와 비열 등은 각각의 검사체적 내에서는 균일하다고 보고 공기의 평균온도의 함수로 해석하기로 하였다.

cool tube로 유입되는 공기는 수분을 함유하고 있다. 그런데 유입된 공기는 cool tube내에서 냉각되므로 각 위치에서의 수분의 분압(partial pressure)이 그 온도에서의 포화압력보다 낮으면 응축하게 된다. 이때 응축되는 수분은 응축열을 발산하게 되며 이것은 수분이 포함되지 않은 경우보다 공기 온도를 높게 만드는 원인이 된다.

Fig.1에서와 같이 검사체적을 설정하고 그 검사체적에서 응축이 없는 경우와 응축이 있는 경우에 각각 열역학 제1법칙을 적용하면 다음과 같이 표현된다<sup>(6)</sup>.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{without condensation}} &= hA(T_a - T_i) \\ &= \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{with condensation}} &= hA(T_a - T_i) = \dot{m}C_p(T_1 - T_2) \\ &+ \dot{m}(W_1 - W_2)_w \end{aligned} \quad (2)$$

응축이 발생하는 경우에 대한 질량보존법칙과 엔탈피의 계산식은 각각<sup>(6)</sup>

$$\dot{m}_a W_1 = \dot{m}_w + \dot{m}_a W_2 \quad (3)$$

$$i = 1.006T + W(2501.3 + 1.86T) \quad (4)$$

이 된다. 벽으로의 열전달은 검사체적내 공기의 평균온도와 벽온도와의 함수로 주어지며 물의 응축으로 인한 열손실은 습도의 함수로 주어지게 된다. 위와 같이 하여 검사체적내의 공기의 평균온도를 계산 할 수 있다.

## 2.2 지중 열전도 해석

### 2.2.1 지배방정식 유도

지중열전도를 해석하기 위한 3차원 열전도 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5)$$

본 연구에서는 지중 열전도를 해석하는데 있어서 직교격자계를 사용하지 않고 tube의 형상에 따라 격자의 형상을 맞추어 나가기 용이한 비직교격자계를 사용하기 위해 일반좌표계를 도입하였다<sup>(7)</sup>. Fig.2는 본 연구에서 사용된 지중열전도 해석을 위한 격자를 나타낸다.

지중열전도를 해석하기 위한 지배방정식인 3차원 열전도 방정식을 일반좌표계에 대한 식으로 변환하여 텐서 형태로 나타내면<sup>(7)</sup>

이 된다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial \xi^i} \left( \sqrt{g} g^{ij} \frac{\partial T}{\partial \xi^j} \right) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

이 된다.

이를 전산해석하기 위해 차분화 시켜보면 다음과 같다<sup>(8)</sup>.

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial F_\xi}{\partial \xi} - \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial F_\eta}{\partial \eta} - \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial F_\zeta}{\partial \zeta} = 0 \quad (7)$$

여기서

$$\begin{aligned} F_\xi &= \sqrt{g} g^{11} \frac{\partial T}{\partial \xi} + \sqrt{g} g^{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \sqrt{g} g^{13} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \\ F_\eta &= \sqrt{g} g^{21} \frac{\partial T}{\partial \xi} + \sqrt{g} g^{22} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \sqrt{g} g^{23} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \\ F_\zeta &= \sqrt{g} g^{31} \frac{\partial T}{\partial \xi} + \sqrt{g} g^{32} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \sqrt{g} g^{33} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \end{aligned} \quad (8)$$

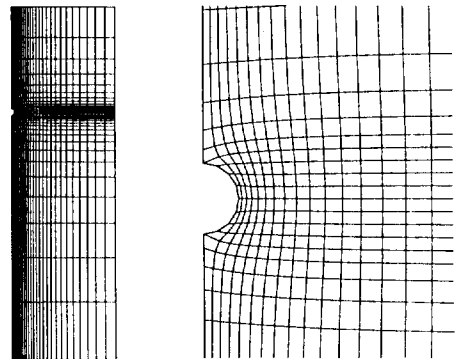


Fig.2 Grid structure for conduction analysis of cool tube system

식 (7)에서  $F_\xi, F_\eta, F_\zeta$ 는 미소체적  $\sqrt{g} d\xi d\eta d\zeta$ 의 제어표면을 통과하는 열유속을 나타낸다. 여기서  $\Delta\xi = \Delta\eta = \Delta\zeta = 1$ 로 하고 식 (8)을 미소체적  $dv = \sqrt{g} d\xi d\eta d\zeta$ 에 대하여 적분하면

$$\frac{\sqrt{g}}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} - (F_\xi)_e + (F_\xi)_w - (F_\eta)_n + (F_\eta)_s - (F_\zeta)_u + (F_\zeta)_d = 0 \quad (9)$$

즉 이식으로부터 각각의 제어표면상에서 일반좌표계  $\xi, \eta, \zeta$  방향으로의 미분치가 필요하다는 것을 알 수 있다. 그러나 사용되는 격자가 직교좌표계인 경우에는 윗식의 대각성분만 남고 나머지 항은 모두 0인 항이 된다. 즉 비대각성분의 항들은 모두 격자의 비직교성에 의해 발생하는 항이므로 이 항들을 통틀어 2차 flux항이라고 한다. 식 (9)을 차분화 하기 전에 본 연구에서 해석코드의 간략화를 위해 비대각 성분을 나타내는 항들은 양해법으로 처리하고 대각 성분만을 음해법으로 처리하는 방법을 사용한다. 이러한 방법은 2차원의 경우 한점의 node에서 주변 9개의 node에 대한 기억장소를 5개로 절감할 수 있고, 3차원의 경우는 주변 27개의 기억장소를 7개로 절감할 수 있다. 그리고, 시간에 대한 차분화는 시간 간격을 제한 없이 사용할 수 있는 완전음해법을 적용하고 격자간의 온도분포는 1차 선형으로 가정하여 차분화 한다. 이런 과정을 통하여 얻어지는 최종의 차분식은 다음과 같다<sup>(9)</sup>.

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_U T_U + a_D T_D + S \quad (10)$$

여기서

$$a_E = (\sqrt{g} g^{11})_e$$

$$a_W = (\sqrt{g} g^{11})_w$$

$$a_N = (\sqrt{g} g^{22})_n$$

$$a_S = (\sqrt{g} g^{22})_s$$

$$a_U = (\sqrt{g} g^{33})_u$$

$$a_D = (\sqrt{g} g^{33})_d$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_U + a_D + \frac{\sqrt{g}}{\alpha \Delta t} \quad (11)$$

$$S = \frac{\sqrt{g}}{\alpha \Delta t} T_p + b_{NO}$$

$$b_{NO} = -\frac{\partial}{\partial \xi} (\sqrt{g} g^{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \sqrt{g} g^{13} \frac{\partial T}{\partial \zeta}) - \frac{\partial}{\partial \xi} (\sqrt{g} g^{21} \frac{\partial T}{\partial \xi} + \sqrt{g} g^{23} \frac{\partial T}{\partial \zeta}) - \frac{\partial}{\partial \xi} (\sqrt{g} g^{31} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \sqrt{g} g^{32} \frac{\partial T}{\partial \zeta})$$

### 2.2.2 cool tube 내부와 벽면과의 열전달 해석 및 경계조건

Fig.3에서 관내에서 벽으로 전달되는 열전달은 대류열전달이므로 대류열전달계수  $h_i$ 로 벽으로의 열전달을 표현할 수 있다. 관내 유동이 난류이므로 Dittus & Boelter<sup>(10)</sup>의 식을 사용하면  $h_i$ 를 구할 수 있다.

$$Nu_{D,i} = \frac{h_i D_i}{k_f} = 0.023 Pr^n Re_i^0.8 \quad (12)$$

여기서

$n$ : 가열될 때 0.4

냉각될 때 0.3

두번째로 cool tube 내외벽 사이에서의 열전달은 관의 열전도계수가 충분히 크고 관의 두께가 얇은 경우 1차원 열전도로 가정하여 해석하여도 무방하

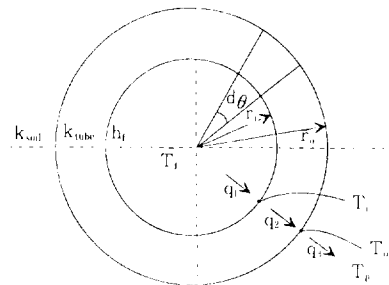


Fig.3 Boundary conditions of the cool tube

다. 마지막으로 cool tube 외벽부에서 지중으로의 열전달을 고려할 때는, 본 연구에서는 지중 내에서의 열전도는 비직교격자계를 사용하여 해석하고 있으므로 cool tube 내벽 사이에서의 열전도에서처럼 1차원으로 단순화할 수 없고 비직교향을 고려한 3차원 열전달로 해석하여야 한다<sup>(7)</sup>.

Fig.3에서 미소면적  $rd\theta dz$ 에서 tube내에서 벽으로 전달되는 열량  $q_1$ 와 cool tube 내외벽 사이에서의 열전달량  $q_2$ 와 cool tube 외벽부에서 지중으로 열전달량  $q_3$ 는 열역학적 보존법칙에 의해서 모두 같다.

$$q = q_1 = q_2 = q_3 \tag{13}$$

$$= \frac{T_i - T_o}{R_i} = \frac{T_i - T_o}{R_i} = \frac{T_o - T_p}{R_o} + S$$

여기서

$$R_i = \frac{1}{h_f r_i d\theta dz}$$

$$R_o = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_{tube} d\theta dz}$$

$$R_o = \left(\frac{1}{2k_{soil}\sqrt{g}g^{11}}\right)_{wall} \tag{14}$$

$$S = (k_{soil}\sqrt{g})_u \left(g^{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} + g^{13} \frac{\partial T}{\partial \zeta}\right)_u$$

이다. 따라서 식 (13)들을 정리하여 cool tube와 지중과의 열전달율  $\dot{Q}$ 을 tube내의 공기의 혼합온도  $T_f$ 와 tube 속의 공기의 온도와 지중온도  $T_p$ 의 함수로 나타내면 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{Q} = U(T_f - T_p + S \cdot R_o) \tag{15}$$

여기서

$$U = \frac{1}{R_i + R_o + R_o} \tag{16}$$

### 2.2.3 지면과 대기와의 열전달 해석 및 경계조건

대기로부터 지표면으로의 열전달은 전형적인 1차원 대류열전달이나 본 연구에서는 지중 내에서의

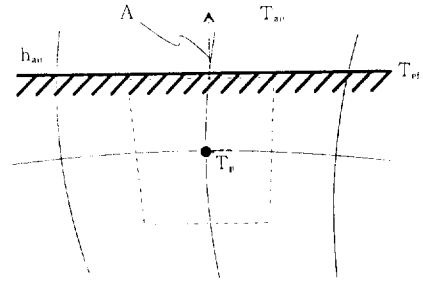


Fig.4 Boundary conditions of earth surface

열전도를 비직교격자계를 사용하여 해석하고 있으므로 지표에서 땅속으로의 열전달은 비직교향을 고려한 3차원 열전달로 해석하여야 한다<sup>(7)</sup>

미소체적  $\sqrt{g}\sqrt{g^{22}}$ 에서 공기로 부터 지표면으로의 전열량  $q_a$ 는 지표에서 땅속으로의 열전달 열량  $q_b$ 와 같으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = q_a = q_b = \frac{T_{air} - T_{cf}}{R_{air}} = \frac{T_{cf} - T_p}{R_{cf}} + S \tag{17}$$

여기서

$$R_{air} = \frac{1}{h(\sqrt{g}\sqrt{g^{22}})_n}$$

$$R_{cf} = \frac{1}{2k\sqrt{g}\sqrt{g^{22}}_n} \tag{18}$$

$$S = (k\sqrt{g})_n \left(g^{21} \frac{\partial T}{\partial \xi} + g^{23} \frac{\partial T}{\partial \zeta}\right)_n$$

윗 식(17)을 정리하여 대기에서의 열전달율을 대기의 온도  $T_{air}$ 와 지면에 인접한 격자의 온도  $T_p$ 로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{Q} = U(T_{air} - T_p + R_{cf} \cdot S) \tag{19}$$

여기서

$$U = \frac{1}{R_{cf} + R_{air}} \tag{20}$$

이식은 격자층의 온도  $T_p$ 를 포함하고 있으므로 음해법(implicit method)으로 처리하였다.

2.2.4 대칭면의 경계조건

본 연구에서는 tube 전체를 한꺼번에 해석하는 방식이 아니라 그 형상이 tube의 중점을 중심으로 좌우 대칭이므로 계산영역을 절약하기 위해 대칭면의 오른쪽 반만 해석하는 방식을 사용하였다. 이런 경우 대칭면에서의 조건은 대칭 조건으로서 대칭면에서의 온도가 대칭인, 즉 온도의 구배가 0인 조건이 사용된다. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다<sup>(7)</sup>.

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_w = 0 = \left(\xi, \frac{\partial T}{\partial \xi} + \eta, \frac{\partial T}{\partial \eta} + \zeta, \frac{\partial T}{\partial \zeta}\right)_w \quad (21)$$

윗 식(21)에서 대칭면의 온도구배를 node에서의 온도구배로 근사화하고 대칭면의 온도  $T_w$ 로 정리하면

$$T_w = T_p - \left(\frac{\eta,}{\xi,}\right)_w \left(\frac{\partial T}{\partial \eta}\right)_p + \left(\frac{\zeta,}{\xi,}\right)_w \left(\frac{\partial T}{\partial \zeta}\right)_p \quad (22)$$

가 되어  $T_w$ 를 계산할 수 있게 된다.

2.2.5 지하와 수평영역

지중온도는 깊이와 시간에 따라 끊임없이 변화한다. 그러나 어느 깊이 이하의 지중에서는 시간에 따른 온도변화가 거의없고 연중 일정한 온도로 유지된다<sup>(11)</sup>. 본 연구에서는 이러한 깊이를 10m로 가정<sup>(11)</sup>하고 경계조건으로 그 깊이에서의 온도의 구배가 깊이 방향으로 0이라고 가정하였다. 이 식을 지면에서의 열전달의 경우와 마찬가지로 지중 열전도 차분방정식에 대입하여 음해법으로 처리하였다<sup>(7)</sup>.

수평영역에 대해서는 특별한 처리가 필요 없이 열전달이 충분히 되어 영향을 끼치지 않는 5m의 영역까지를 계산영역에 포함하였고 경계조건은 마찬가지로 온도구배가 수평방향으로 0인 것으로 가정하여 차분식에 대입하여 음해법으로 처리하였다<sup>(7)</sup>.

2.2.6 초기조건

앞절에서 유도한 지중 열전도 차분방정식들 해석하기 위해서는 초기조건과 경계조건이 필요하다. 지중의 온도분포는 지역에 따라 토양의 구성에 따라 달라지므로 일정한 조건을 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 대전 지역의 연중 기상자료를 외기조건으로 사용하고<sup>(4)</sup> tube의 입구로 유입되는 공기의 상태는 외기와 같다고 가정하였다.<sup>(6)</sup> 또 지

중의 온도 분포는 앞서 언급한 바와 같이 6월 15일의 지중온도를 깊이에 따라 곡선접합하여 사용하였다.<sup>(11)</sup>

3. 해석결과

3.1 단기간 운전시 cool tube 성능

cool tube 성능을 시험하기 위해서 온도 30°C, 상대습도 80% 공기가 유량을 300CMH로 지중온도를 12°C로 직경 21cm 매설깊이 3m인 관내부를 12시간 연속적으로 흐를때의 관내 공기온도의 변화와 지중온도의 변화를 예측하였다. Fig.5는 관길

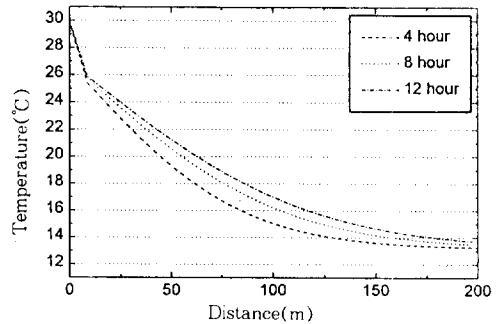


Fig.5 Temperature distribution of air in cool tube with respect to time for pipe length of 200m

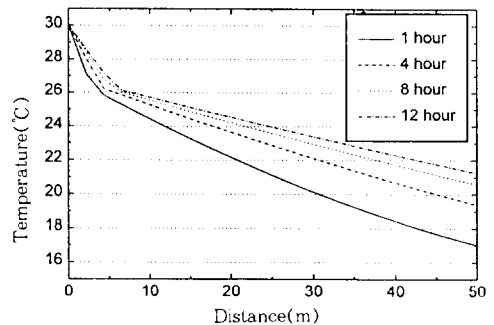


Fig.6 Temperature distribution of air in cool tube with respect to time for flow rate of 300CMH

이 200m 일 때의 시간에 따른 관내부의 온도분포를 그린 그림이다. 관길이 5m 까지 공기 온도가 급격히 떨어지다가 온도구배가 변하는 것을 알 수 있다. 이것은 Fig.6과 비교해 보면 2.5m~5m에서 공기온도가 강하하여 응축이 일어나기 시작되었기 때문이다. 그러나 관의 길이가 길어질수록 성능향상은 떨어지므로 효과가 좋은 50m 까지를 사용하여 해석하기로 하였다. Fig.6은 관길이 50m일 때의 결과이다. 관출구 온도는 1시간에서 17°C이었으나 12시간에서 21°C로 상승하여 4°C 상승하였음을 알 수 있다. 그리고 시간이 흐를수록 응축 개시점이 더 하류로 이동하는 것을 잘 보여주는데 이는 지중 온도상승으로 인한 관내 공기온도의 상승에 따른 응축 개시점의 이동 때문이다. 지중온도상승이 입구측이 크고 출구측이 작으므로 유동방향을 교대로 한다면 연속 가열 때보다 좋은 성능을 얻을 것으로 사료된다. 흡기온도 30°C로 12시간 가동은 국내에서는 실제 존재하지 않는 극한조건이므로 실제 cool tube 운전에서는 이보다 온도 상승이 적을 것으로 사료된다. 본 연구에서 응축이 전혀 없다고 가정해 해석도 해보았는데 대체적으로 관출구 온도가 응축이 있는 경우보다 2°C 이상 더 강하여 응축의 효과가 cool tube 성능에 지대한 영향을 줄 수 있다.

Fig.7은 같은 유량에 대해서 관의 개수를 바꾸어 직경을 변화시켜감에 따라 12시간 동안 가동한 후를 해석한 그림으로 단기가동에서는 34.64cm 관 1개를 사용하는 것이 성능이 좋은 것으로 나타났다.

이는 직경이 작은 관에서는 응축이 더 크게 빨리 일어나므로 응축열에 의한 온도상승이 일어나기 때문이다. Fig.8에서는 같은 직경에 대해서 유량을 변화시켜 12시간 가동해본 결과 같은 직경에서는 유량이 작을수록 좋은 것으로 나타났다.

유량이 300CMH에서 450CMH, 900CMH로 상승됨에 따라 관출구 온도가 300CMH에 비해 약 2°C, 4°C 증가하여 유량변화가 cool tube 성능에 큰 영향을 주는 것으로 확인되었다.

### 3.2 장기간 운전시 cool tube의 성능

장기간 운전시 작동조건은 실제 대전지방의 시간에 따른 외기온도 변화를 흡입공기 온도로 사용하였고 실제 대전지방의 지중온도 분포를 사용하여 6월 15일 0시부터 9월 14일 24시까지 해석하였다. cool tube는 외기온도가 20°C보다 높고 작동시 출구온도보다 클 때 비로소 작동되도록 하였다.

#### 3.2.1 관직경에 따른 cool tube의 성능변화

같은 유량에 대해서 직경을 변화시켜감에 따라 관갯수를 바꾸어 해석한 결과 Table 1에서와 같이 직경 20cm 관 3개를 매설하는 경우가 효과가 가장 크다. 이 결과는 단기가동일 때의 결과와 정반대의 결과이다. Fig.9는 총열량을 누적시킨 그림으로 초기에는 세 경우가 별 차이 없다가 점차로 직경 20cm 관 3개인 경우에 얻은 열량이 커지게 된다. Fig.10은 시간당 열량을 나타낸 그림으로 시간이 지남에 따라 열량이 줄어드는 경향을 볼 수 있다 이는 cool tube가 작동하면서 지중온도를 상승시켜 대기

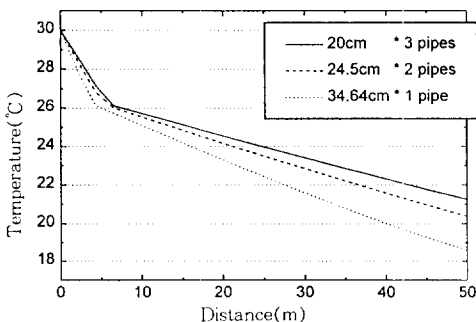


Fig.7 Temperature distribution of air in cool tube with respect to diameter

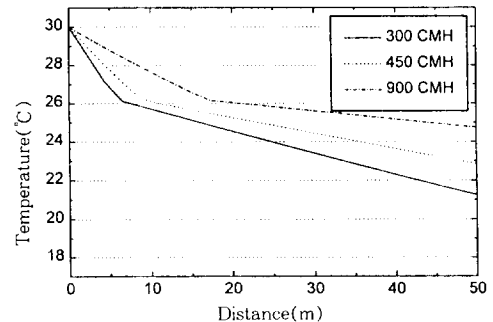


Fig.8 Temperature distribution of air in cool tube with respect to flowrate

Table 1 Total heat transfer for 3 months in various pipe diameter.(flowrate : 900CMH, depth : 3m, length : 50m)

Diameter	Latent Heat(GJ)	Sensible Heat(GJ)	Total Heat(GJ)	Latent Heat Rate	Sensible Heat Rate
20.0 * 3pipes	10.92	3.119	14.04	77.78%	22.22%
24.494 * 2pipes	11.81	0.804	12.62	93.63%	6.37%
34.64 * 1pipes	9.503	0.442	9.548	99.54%	0.46%

Table 2 Transferred thermal energy for 3 months in various flow rate(dia.=20cm, length=50m, depth=3m)

Flow rate(CMH)	Latent Heat(GJ)	Sensible Heat(GJ)	Total Heat(GJ)	Latent Heat Rate	Sensible Heat Rate	Heat/Pipe(GJ/#)
300 * 3개	10.92	3.119	14.04	77.78%	22.22%	4.68
450 * 2개	9.364	1.308	10.67	87.74%	12.26%	5.34
900 * 2개	6.151	0.1607	6.312	97.45%	2.55%	6.312

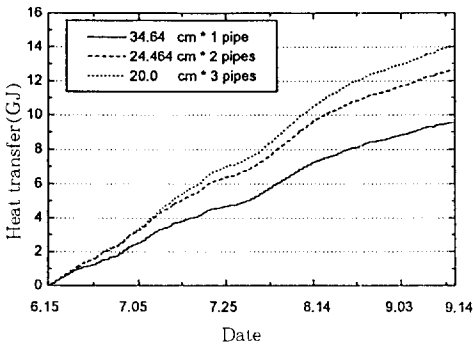


Fig.9 Cumulative thermal energy transferred from cool tube to earth with respect to time

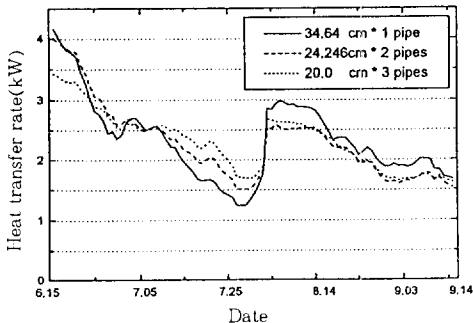


Fig.10 Heat transfer rate through the wall of system with respect to time

외의 온도차가 줄어들어 성능이 떨어지기 때문이다. 도표 중간에 열량이 증가되는 부분은 날짜로 보아 장마철로서 장마에 의해 지중온도가 회복되었기 때문이다. 장마에 의해 영향을 받기 전까지만 끊어서 해석하면 장기가동에 의한 지중온도상승의 영향을 단적으로 보여 줄 수 있다. 즉, 초기에는 관 1개일때가 효과가 좋은 것으로 나타났으나 상태가 역전됨을 알 수 있다. 이는 굵은 관1개를 매설한 경우가 지중온도 상승이 가장 크고, 얇은 관 3개로 나누어 매설한 경우가 지중온도 상승이 가장 작기 때문에 생기는 현상이다. 따라서 단기가동 시에는 직경이 큰 34.64cm 관 1개를 사용하는 경우가 좋지만 지중온도 상승이 크므로 장기가동에는 성능이 나쁘고 오히려 직경이 작은 관 20.0cm 관 3개를 매설하는 것이 더 성능이 좋다.

3.2.2 유량에 따른 cool tube의 성능 변화

Table 2는 같은 직경에 대해서 유량을 변화시켰을 때의 열량을 나타내는 표이다. 원하는 유량을 맞추기 위해서는 관갯수를 늘렸다. 같은 직경에서는 유량을 작게 보내는 것이 좋다고 나왔으나 유량을 줄인다고 성능이 좋아지는 것은 아니라 유량을 줄이고 관갯수를 늘려서 얻는 효과는 점점 적어짐을 알 수 있다.

3.2.3 매설길이에 따른 cool tube의 성능 변화



Table 3 Transferred thermal energy for 3 months in various depth(dia.=20cm, length=50m, flow rate=300CMH \* 3pipes)

Depth(m)	Latent Heat(GJ)	Sensible Heat(GJ)	Total Heat(GJ)	Latent Heat Rate	Sensible Heat Rate	Heat/Depth(GJ/m)
2	10.09	2.198	12.29	82.12%	17.89%	6.145
3	10.92	3.119	14.04	77.78%	22.22%	4.68
4	11.95	4.688	16.64	71.83%	28.17%	4.16

Table 4 Transferred thermal energy for 3 months in various length(dia.=20cm, depth=3m, flow rate=300CMH \* 3pipes)

Length(m)	Latent Heat(GJ)	Sensible Heat(GJ)	Total Heat(GJ)	Latent Heat Rate	Sensible Heat Rate	Heat/Length(MJ/m)
30	8.733	0.9255	9.658	90.42%	9.58%	321.9
50	10.092	3.119	14.04	77.78%	22.22%	280.8
70	12.10	5.373	17.47	69.24%	30.76%	249.6
150	15.16	12.14	27.30	55.53%	44.47%	182.0
200	16.60	15.14	31.75	52.30%	47.70%	158.8

Table 3은 관 매설 깊이를 변화시켰을 때의 열량을 나타낸다. 매설깊이는 깊을수록 효과가 좋다는 결과이나 마찬가지로 깊이를 늘려서 얻는 효과는 점점 적어짐을 알 수 있다.

#### 3.2.4 관길이에 따른 cool tube의 성능 변화

Table 4는 관길이를 변화시켰을 때의 열량을 나타내는 표이다. 길이는 길수록 효과가 좋다는 것은 단기 가동일 때와 같은 결과이며 역시 관길이가 길어질수록 온도강하율이 둔화되어 그 성능향상 효과가 점점 적어짐을 알 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 cool tube 성능을 이론적으로 예측하기 위해서 cool tube주위의 흙에 대한 곡률격자망에 대해서 지중 열전도 해석을 하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 관경은 cool tube 성능에 가장 큰 영향을 주며  $Q=900\text{CMH}$ 인 경우 20cm 관 3개를 매설하여 각각 300CMH로 하여 가동하는 경우 성능이 우수하다.

2) 관길이의 성능에 대한 영향은 30m, 50m,

70m의 3경우에 대해서 시험해 본 결과 50m 이상에서 cool tube 성능 향상이 둔화되어 50m가 적합함을 알 수 있다.

3) 매설깊이는 2m, 3m, 4m의 경우에 시험해 본 결과 2m인 경우 성능이 매우 떨어졌으나 4m인 경우는 3m인 경우와 큰 차이가 없는 것으로 나타났다.

4) 관 입구 부근과 관 출구 부근의 지중온도 상승이 현격히 다르므로 매일 교대로 유동방향을 바꾸면 cool tube 성능이 크게 향상되리라 예측된다.

5) 공기의 응축현상은 cool tube 성능에 지대한 영향을 주며 응축현상의 존재는 공기출구온도를 약  $2^{\circ}\text{C}$  상승시키며 지중 온도상승에 많은 부분을 차지한다.

## 참 고 문 헌

1. Pratt A. W. and Daws L. F., 1958, "Heat transfer in deep underground tunnels." National Building Studies, Research paper No. 26.

2. Francis C. E., 1981, "Earth cooling tube-case studies of three midwest installations." American section of ISES, pp. 171~175.
3. Hendrick P. L., 1987, "Earth tube heat exchanger performance correlation using boundary element method" Trans. ASAE, vol. 30, pp. 514~521.
4. Tromble A., Serres L., 1994, "Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation" Energy and building, vol. 21, pp. 155~162.
5. Krati M. and Kreinder J. F., 1987, "ANALYTICAL MODEL FOR HEAT TRANSFER IN AN UNDER GROUND AIR TUNNEL" Solar Engineering ASME, vol. 2, pp. 878~888.
6. 윤병일, 1994, "건물의 냉방부하, CLTD 및 CLF계산 프로그램개발에 관한 연구", 고려대학교 석사학위논문.
7. Thompson J. F., Warsi Z. U. A. and Mastin C. W., 1985, "Numerical Grid Generation, Foundations and Applications" Elsevier Science Publishing Co.
8. Hottman K. A. and Chiang S. T., 1993, "Computational Fluid Dynamics for Engineers" A. Publication of Engineering Education System.
9. Patankar S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow" Hemisphere Publishing Co.
10. McQuiston F. C. and Daker J. D., 1988, "Heating Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design" John-Wiley, 3rd Edition.
11. 손영목 외 8명, 1995, "Cool tube를 이용한 자연에너지 이용 기술 연구( I )에 관한 중간 보고서", 에너지 기술연구소 보고서.