

공기 지중간 직접열교환시스템의 연중 열성능 해석

Analysis on the thermal performances of air-earth direct heat exchanger in one year

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(공기지중간 직접열교환기), 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 the 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 with buried pipes. Finite volume method is 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

C_p	: 정압비열	Q	: 열전달량
\sqrt{g}	: 자코비안(Jacobian)	\dot{Q}	: 열전달율
g''	: metric tensor	\dot{q}	: 응축열 발생률
h	: 대류 열전달계수	R	: 열저항
i	: 엔탈피(enthalpy)	S	: 비직교항에 의한 원천항
k	: 열전도계수	T	: 온도
\dot{m}	: 질량유량	U	: 동가열전달계수(overall heat transfer coefficient)
		W	: 비습도(specific humidity)

*고려대학교 공과대학 대학원

그리스문자

- α : 열확산계수(thermal diffusivity)
 ξ, η, ζ : 곡률좌표계

하 첨 자

- a : 공기
 air : 대기
 ef : 지표
 f : 유체
 i : 냉각관 내벽
 o : 냉각관 외벽
 soil : 흙
 t : 냉각관(tube)
 w : 물
 P, N, E, W, S, U, D : 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 우리 나라는 국제적인 에너지 가격의 변화에 크게 영향을 받아 왔다. 특히 1970년대 두차례의 유류파동은 국내 산업을 크게 위축시켰으며 이후로 에너지의 효율적인 사용뿐 아니라 절약 문제에 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 에너

지 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. 지중에 매설한 관과 직접 열교환시키는 개념은 고대 페르시아 건축물에서부터 존재해 온 개념이었다. 이러한 문제에 대한 실제적인 연구는 초기에는 주로 실험적인 방법을 통해서였다. Pretti⁽¹⁾, Francis⁽²⁾ 등이 주로 실제 건물에서 적용하였다. 그 후에 Puri⁽³⁾, Trombe⁽⁴⁾, Sodha⁽⁵⁾ 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 공기 지중간 직접열교환시스템의 냉각관(cool tube)의 열성능 해석모델을 제시하고, 이 모델을 이용하여 장기가동시 열성능을 극대화시킬 수 있는 최적 시스템을 선정하고자 한다.

우선 한 개의 냉각관을 설정하여 수치모사를 통해서 냉각관에 영향을 주는 요소들 즉, 외기 온도, 관의 직경, 길이, 매설깊이, 흙의 열전도율, 공기의 유량, 지중의 수분함습을 등을 고려하여 냉각관의 성능을 분석하였다. 또한 이 결과를 바탕으로 열성능이 우수한 최적 공기 지중간 직접열교환시스템을 설계하였다.

2. 이론 해석

2.1 관내 유동의 응축열전달 해석

공기 지중간 직접열교환시스템의 냉각관내 유동의 응축 및 열전달을 해석하기 위해 Fig.1과 같이 검사체적에 대해 열역학적 균형을 고려한다.

본 연구에서는 냉각관의 단면이 길이 방향으로의 변화가 없이 일정하고 공기의 밀도와 비열 등은 각

각의 검사체적 내에서는 균일하다고 보고 공기의 평균온도의 함수로 해석하기로 하였다.

냉각관으로 유입되는 공기는 수분을 함유하고 있다. 그런데 유입된 공기는 냉각관내에서 냉각되므로 각 위치에서의 수분의 분압(partial pressure)이 그 온도에서의 포화압력보다 낮으면 응축하게 된다. 이때 응축되는 수분은 응축열을 발산하게 되며 이것은 응축이 발생하지 않는 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.⁽⁶⁾

$$\dot{Q}_{\text{with condensation}} = hA(T_a - T_i) = \dot{m}C_{pT}(T_1 - T_2) + \dot{m}(W_1 - W_2)i_c \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{\text{without condensation}} = hA(T_a - T_i) = \dot{m}C_{pT}(T_1 - T_2) \quad (2)$$

응축이 발생하는 경우에 대한 질량보존법칙과 엔탈피의 계산식은 각각⁽⁶⁾

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

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

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

2.2 지중 열전도 해석

2.2.1 지배방정식 유도

지중열전도를 해석하기 위한 3차원 열전도 방정

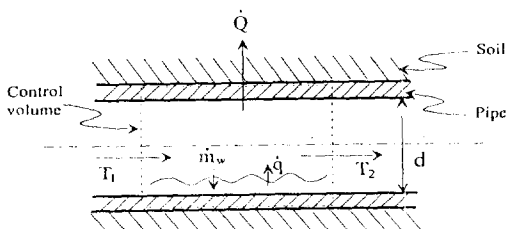


Fig.1 Schematic diagram of condensation in a cool tube

식은 다음과 같다.

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

본 연구에서는 지중 열전도를 해석하는데 있어서 직교격자체를 사용하지 않고 관의 형상에 따라 격자의 형상을 맞추어 나가기 용이한 비직교격자체를 사용하기 위해 일반좌표계를 도입하였다.⁽⁷⁾ Fig.2는 본 연구에서 사용된 지중열전도 해석을 위한 격자를 나타낸다.

식(5)를 지중 열전도를 해석하기 위한 지배방정식인 3차원 열전도 방정식을 일반좌표계에 대한 식으로 변환하여 텐서 형태로 나타내면⁽⁷⁾

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

이 된다.

이를 전산해석하기 위해 차분화 시켜보면 다음의 최종의 차분식이 얻어진다.^(8,9,10)

$$a_e T_P = a_e T_E + a_w T_W + a_n T_N + a_s T_S + a_U T_U + a_D T_D + S \quad (7)$$

여기서

$$a_e = (\sqrt{g} g^{11})_e, \quad a_w = (\sqrt{g} g^{11})_w$$

$$a_n = (\sqrt{g} g^{22})_n, \quad a_s = (\sqrt{g} g^{22})_s$$

$$a_U = (\sqrt{g} g^{33})_U, \quad a_D = (\sqrt{g} g^{33})_D$$

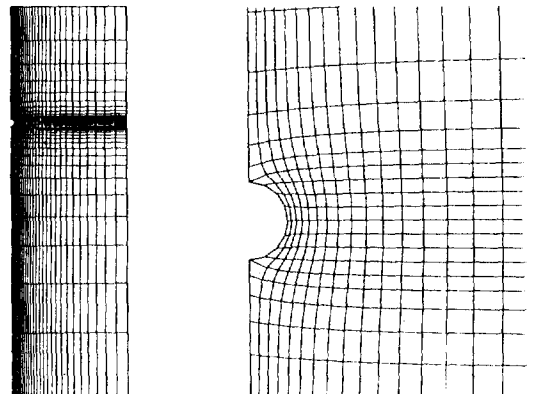


Fig.2 Grid structure for conduction analysis of cool tube system

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_U + a_D + \frac{\sqrt{g}}{\alpha \Delta t} \quad (8)$$

$$S = \frac{\sqrt{g}}{\alpha \Delta t} T_P^0 + b_{NO}$$

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

2.2.2 냉각관 내부유동과 벽면과의 열전달 해석 및 경계조건

Fig.3에서 미소면적 $rd\theta dz$ 에서 관내에서 벽으로 전달되는 열량 q_1 와 냉각관 내외벽 사이에서의 열전달량 q_2 와 냉각관 외벽부에서 지중으로의 열전달량 q_3 는 열역학적 보존법칙에 의해서 모두 같다.^(7, 8, 11)

$$q = q_1 = q_2 = q_3 = \frac{T_i - T_o}{R_i} = \frac{T_i - T_w}{R_t} = \frac{T_w - T_p}{R_o} + S \quad (9)$$

여기서

$$R_i = \frac{1}{h_i \cdot r_i \cdot d\theta dz} \quad R_t = \frac{\ln(r_o/r_i)}{k_{tube} d\theta dz}$$

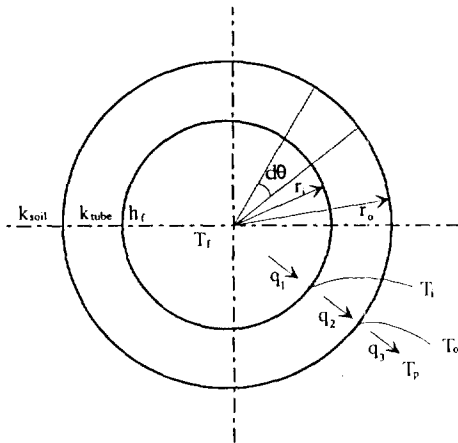


Fig.3 Boundary conditions of the cool tube

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

$$S = (k_{soil}\sqrt{g})_w \left(g^{12} \frac{\partial T}{\partial \eta} + g^{13} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \right)_w \quad (10)$$

이다. 따라서 식(9)를 정리하면 냉각관 내부유동과 지중과의 열전달을 \dot{Q} 을 관내 공기의 혼합온도 T_i 와 지중온도 T_p 의 함수로 나타내면 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{Q} = U(T_i - T_p + S \cdot R_o) \quad (11)$$

여기서

$$U = \frac{1}{R_i + R_t + R_o} \quad (12)$$

이 식은 격자층의 온도 T_p 를 포함하고 있으므로 음해법(implicit method)으로 처리하였다.

2.2.3 지면과 대기와의 열전달 해석 및 경계조건

Fig.4에서 미소체적 $\sqrt{g} \sqrt{g} dz$ 에서 공기로 부터 지표면으로의 전열량 q_a 는 지표에서 땅속으로의 열전달 열량 q_n 과 같으므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.^(7, 8)

$$q = q_a = q_n = \frac{T_{air} - T_{ef}}{R_{air}} = \frac{T_{ef} - T_p}{R_{ef}} + S \quad (13)$$

여기서

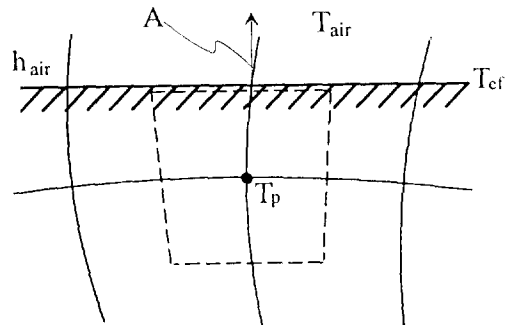


Fig.4 Boundary conditions of earth surface

$$R_{air} = \frac{1}{h(\sqrt{g} \sqrt{g^{zz}})_n} \quad R_{ef} = \frac{1}{(2k\sqrt{g} \sqrt{g^{zz}})_n}$$

$$S = (k g_n) \left(g^{z1} \frac{\partial T}{\partial \xi} + g^{z3} \frac{\partial T}{\partial \zeta} \right)_n \quad (14)$$

윗 식(13)을 정리하여 대기에서의 열전달율을 대기의 온도 T_{air} 와 지면에 인접한 격자의 온도 T_p 로 표현하면 다음과 같다.

$$Q = U(T_{air} - T_p + R_{ef} \cdot S) \quad (15)$$

여기서

$$U = \frac{1}{R_{ef} + R_{air}} \quad (16)$$

이 식은 격자층의 온도 T_p 를 포함하고 있으므로 음해법(implicit method)으로 처리하였다.

2.2.4 경계조건과 초기조건

앞절에서 유도한 지중 열전도 차분방정식을 해석하기 위해서는 초기조건과 경계조건이 필요하다. 지중 열전도 해석의 경계조건으로는 대칭면에서는 대칭조건을 주고 관에서 상당히 떨어져 영향을 주지 않는다고 여겨지는 지하와 수평영역에 대해서는 온도구배가 0인 조건을 사용한다.⁽⁸⁾ 지중의 온도분포는 지역에 따라 혹은 토양의 구성에 따라 달라지므로 일정한 조건을 사용할 수 없다. 따라서 본 연구에서는 대전 지역의 지중의 온도 분포를 앞서 언급한 바와 같이 여름에는 6월15일의 지중온도를 겨울에는 12월15일의 지중온도를 깊이에 따라 곡선적합(Curve fitting)하여 사용하였다.⁽¹²⁾ 또 냉각관내 응축열전달 해석에서는 대전 지역의 연중 기상자료를 외기조건으로 사용하여⁽⁴⁾ 냉각관의 입구로 유입되는 공기의 상태는 외기와 같다고 가정하였다.⁽⁵⁾

3. 해석결과

3.1 단기간 운전시 성능분석

공기 지중간 직접 열교환시스템의 성능에 영향을 주는 설계요소를 분석하기 위해 유입되는 공기의 온도가 일정하게 유지되면서 작동되는 조건에서 유량, 관경, 관길이, 매설깊이등을 변화시켜가면서

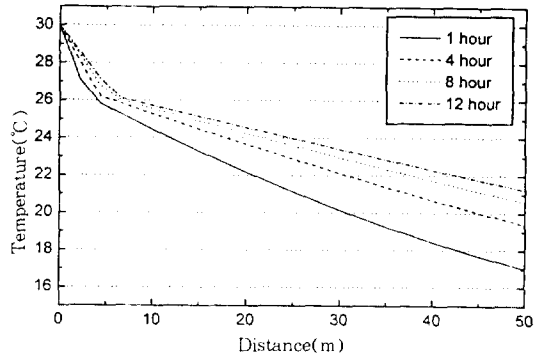


Fig.5 Temperature distribution of air in cool tube with respect to the heating time for summer

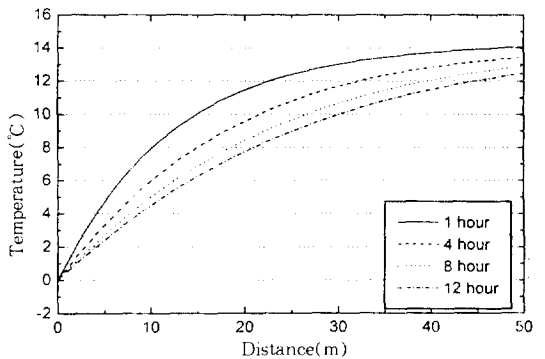


Fig.6 Temperature distribution of air in cool tube with respect to the heating time for winter

운전시간 변화에 따른 지중열교환 효과가 어느정도 나타나는 가를 중심으로 분석하였다. 여름과 겨울의 이상적 상황을 상정하여 여름철은 30°C, 겨울철은 0°C의 상대습도 80%인 공기를 지중온도가 14°C인 지중에 매설깊이 3m로 유량 300CMH, 직경 20cm, 관길이 50m인 경우를 표준으로 잡고 12시간 연속 가열할 때의 관내 공기온도의 변화와 지중온도의 변화를 예측하여 고찰하였다.

Fig.5에서 가동시간이 1시간인 경우 관길이 2.5m까지 공기 온도가 급격히 떨어지다 2.5m~5m에서 온도구배가 변하는 것을 알 수 있다. 이것은 2.5m~5m에서 공기온도가 강하하여 응축이 일어나기 시작하였기 때문이다. 관출구 온도는 1시간에

서 17°C이었으나 12시간에서 21°C로 상승하여 약 4°C 상승하였음을 알 수 있다. 그리고 시간이 흐를수록 응축 개시점이 더 하류로 이동하는 것을 잘 보여주는데 이는 열교환에 의한 지중온도상승으로 인해 관내 공기온도의 강하가 지연되었기 때문이다.

Fig.6에서는 여름철과 달리 응축이 생기지 않기 때문에 열전달이 더 잘되어 급격히 온도가 떨어짐을 알 수 있다. 지중온도강하에 따른 관출구온도의 강하도 상대적으로 작아져 관출구온도가 약 3°C 강하하는데 그쳤다. 따라서 같은 온도차이를 갖는 경우 응축으로 인해 온도상승이 큰 여름보다 겨울이 더 뛰어난 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 이번엔 주어진 유량에서 최적 성능을 갖는 공기 지중간 직접열교환시스템을 구하기 위해서 여러 조건을 변화시켜가며 냉각관의 성능변화를 살펴보았다.

Fig.7과 Fig.8은 종전과 같은 조건하에서 관갯수를 늘려 관 하나당 유량을 줄였을 때 12시간 경과 후의 관내 온도분포를 나타내고 있다. 여름과 겨울 모두 유량을 증가시킴에 따라 관내 온도가 급격히 변화하여 성능이 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 유량이 증가함에 따라 지중온도가 급격히 변화하였기 때문이다. 따라서 같은 직경에서는 유량을 줄이고 관 갯수를 늘림으로서 유량을 맞추어야 할 것이다.

Fig.9와 Fig.10은 종전과 같은 조건하에서 유량을 조절하기 위하여 냉각관의 직경을 변화시킨 경우 12시간 경과후의 관내 온도분포를 나타내고 있다. 특히하게도 여름과 겨울의 경향이 다르게 예측되고 있다. 겨울철은 직경이 작은 관 여러개를 사용하는 경우 성능이 향상되나 여름철은 그 반대로 직

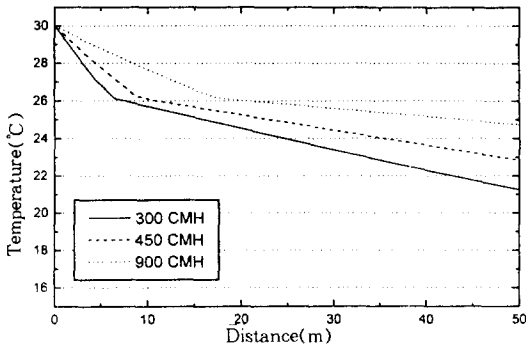


Fig.7 Temperature distribution of air in cool tube with respect to flowrate for summer

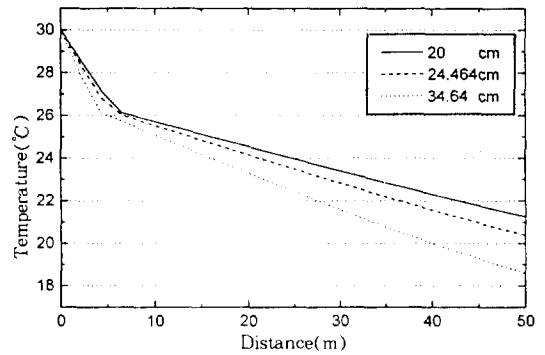


Fig.9 Temperature distribution of air in cool tube with respect to diameter for summer

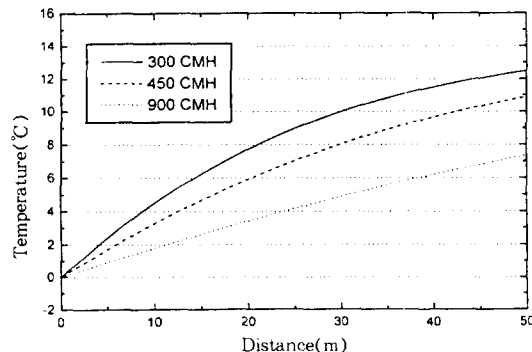


Fig.8 Temperature distribution of air in cool tube with respect to flowrate for winter

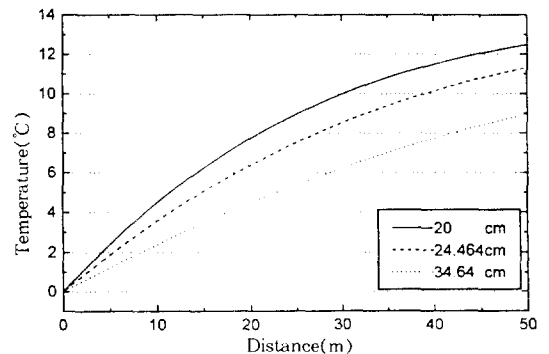


Fig.10 Temperature distribution of air in cool tube with respect to diameter for winter

경이 클수록 성능이 향상된다. 이는 단순 열전도에서는 직경이 클수록 유량별 열전도 면적이 감소되어 지중 온도가 더 빨리 변화하지만 직경이 작은 관에서는 응축이 더 크게 일어나므로 응축열에 의해 지중온도상승이 일어나 오히려 직경이 작은 경우가 지중 온도상승이 더 크게 된다. 따라서 응축이 발생하는 여름철과 응축이 없는 단순 열전도인 겨울철의 성능이 서로 다르게 되는 것이다.

그러므로 유량을 조절하기 위하여 직경을 변화시킬때의 성능 변화는 단기가동에서는 비교할 수 없고 장기가동조건에서 평가하겠다.

3.2 장기간 운전시 최적성능 도출

장기가동시 가장 큰 문제가 되는 것은 여름철인 경우 열교환에 따른 지중온도상승이 충분히 회복되지 않아 지중온도가 초기보다 상당히 상승되어 있는 상태이므로 공기 지중간의 온도차가 줄어들어 전체적으로 공기 지중간 직접열교환기의 성능이 저하되는데 있다. 따라서 가장 최적의 설계조건은 단기가동에서의 최고성능을 나타내는 설계라기 보다

는 장기가동에서 꾸준히 성능을 얻을 수 있는 조건이라고 할 수 있다. 그러므로 단기가동에서 얻은 높은 성능을 얻을 수 있는 조건을 중심으로 장기가동에서의 성능을 분석해 보았다. 장기간 운전시 작동 조건은 실제 대전지방의 시간에 따른 외기온도 변화를 흡입공기온도로 사용하였고 실제 대전지방의 지중온도 분포를 사용하여 여름철은 6월 15일 0시부터 9월 14일 24시까지 겨울철은 12월 1일 0시부터 2월 28일 24시까지 해석하였다. 지중 열교환기는 여름철은 외기온도가 20℃보다 크고 작동시 출구온도보다 클 때, 겨울철은 반대로 외기온도가 10℃보다 작고 출구온도보다 작을 때 비로소 작동 되도록 하였다.

3.2.1 관직경에 따른 성능변화

Table 1은 주어진 유량에 대한 최적성능을 갖는 공기 지중간 직접열교환시스템을 구하기 위하여 관 직경을 변화시켜가면서 계산한 결과이다. 여기서는 여름과 겨울 모두에서 직경 20.0cm 관 3개를 매설하여 사용하는 경우가 가장 성능이 우수한 것으로 나타났다. 이 결과는 단기가동과 비교해 보면 겨울

Table 1 Transferred thermal energy various diameter(flowrate : 900CMH, depth : 3m, length : 50m)

Diameter(cm)	Latent heat winter(GJ)	Latent heat summer(GJ)	Sensible heat summer(GJ)	Total heat (GJ)	Heat transfer per pipe(GJ)
20.0 * 3pipes	20.2	10.92	3.12	34.24	11.41
24.494 * 2pipes	15.99	11.81	0.804	28.60	14.302
34.64 * 1pipe	10.1	9.503	0.442	14.04	20.05

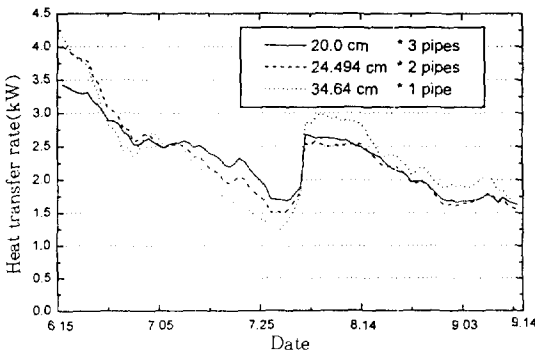


Fig.11 Heat transfer rate through the wall of system for summer

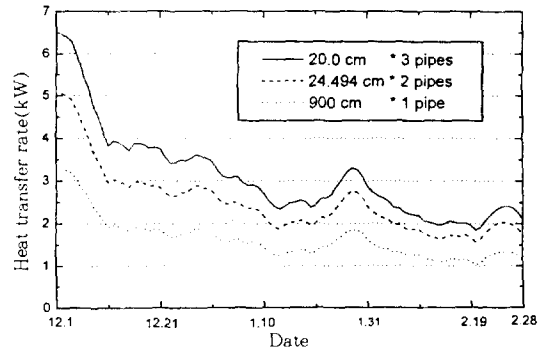


Fig.12 Heat transfer rate through the wall of system for winter

철은 그 경향이 같으나 여름철은 그 반대이다. 이를 설명해주는 그림이 Fig.11이다.

Fig.11과 Fig.12는 각각 여름철과 겨울철의 시간당 열량율의 변화를 나타낸 그림으로 시간이 지남에 따라 열량율이 줄어드는 경향을 볼 수 있다. 이는 냉각관이 작동하면서 지중온도를 변화시켜 대기와의 온도차가 줄어들어 성능이 떨어지기 때문이다. 특히 Fig.11의 중간에 열량율이 증가되는 부분은 날짜로 보아 장마철로서 장마에 의해 지중온도가 회복되었기 때문이다. 장마에 의해 영향을 받기 전까지만 끊어서 해석하면 장기가동에 의한 지중온도 변화의 영향을 단적으로 보여줄 수 있다. 즉, 초기에는 관 1개일 때가 효과가 좋은 것으로 나타났으나 상태가 역전됨을 알 수 있다. 이는 초기에 상대적으로 성능이 좋을 때에는 응축이 많이 일어나 직경이 작은 경우가 지중온도 상승이 더 커서 다른 경우에 비해서 성능이 적었으나 시간이 지남에 따라 지중온도가 상승되어 응축이 줄어들었으므로 열전도에 의한 지중온도 상승이 적은 직경이 작은 20.0cm인 관 3개를 매설하는 경우가 성능이 더 좋아지게 된다.

Fig.12에서는 응축이 없으므로 처음부터 열전도에 의한 지중온도변화가 없는 직경이 작은 경우가 더 좋다. 하지만 작은 관 여러개를 사용하여 얻는

성능 향상 효과는 점점 작아지며 응축수량의 증가, 송풍기 압력손실등 여러 문제가 생길 수 있다.

3.2.2 유량에 따른 성능 변화

Table 2는 같은 조건하에서 직경을 고정시키고 유량을 변화시켰을 때의 열량을 계산한 결과이다. 주어진 유량을 맞추기 위해서는 관갯수를 늘렸다. 여름과 겨울에서 모두 같은 직경에서는 유량을 작게 보내는 경우에 더 좋은 성능을 낸다. 이는 단기가동에서 충분히 예상되었던 결과이다. 그러나 유량을 줄인다고 계속 성능이 좋아지는 것은 아니고 유량을 줄이고 관갯수를 늘려서 얻는 성능 향상 효과는 점점 적어진다.

3.2.3 매설깊이에 따른 성능 변화

이번에는 같은 조건에서 냉각관의 최적 설치 깊이를 구하여 보았다. Table 3은 관 매설 깊이를 변화시켰을 때의 열량을 계산한 결과이다. 매설깊이는 깊을수록 지중 온도가 대기의 온도와 더 큰 차이를 보이므로 냉각관의 성능이 향상되나 마찬가지로 깊이 매설하여 얻는 효과는 점점 적어진다. 매설 깊이가 길어지면 건설비가 증가하므로 적절한 매설깊이가 고려되어야 한다.

3.2.4 관길이에 따른 성능 변화

이번에는 같은 조건에서 냉각관의 최적 설치길이를 구하여 보았다. Table 4는 관길이를 변화시켰을

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

Flow rate(CMH)	Latent heat winter(GJ)	Latent heat summer(GJ)	Sensible heat summer(GJ)	Total heat transfer	Heat transfer per pipe(GJ)
300 * 3개	20.2	10.92	3.12	34.24	11.41
450 * 2개	14.97	9.364	1.308	25.64	12.82
900 * 1개	8.50	6.15	0.16	14.81	14.81

Table 3 Transferred thermal energy in various depth(dia.=20cm, length=50m, flowrate=300CMH * 3)

buried Depth(m)	Latent heat winter(GJ)	Latent heat summer(GJ)	Sensible heat summer(GJ)	Total heat transfer	Heat transfer per depth(GJ)
2	17.0	10.09	3.20	29.29	14.645
3	20.2	10.92	3.12	34.24	11.413
4	21.0	11.95	4.69	37.64	9.41

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

pipe Length(m)	Latent heat winter(GJ)	Latent heat summer(GJ)	Sensible heat summer(GJ)	Total heat transfer(GJ)	Heat transfer per length(GJ)
30	13.15	8.733	0.926	22.81	760.3
50	20.2	10.92	3.12	34.24	684.8
70	26.48	12.10	5.37	43.95	627.9
150	34.12	15.16	12.14	61.42	614.2
200	42.24	16.60	15.14	73.98	369.9

때의 열량을 계산한 결과이다. 관길이는 길수록 열교환이 충분히 이루어지기 때문에 냉각관의 성능이 향상되나 마찬가지로 관길이가 길어질수록 온도강하율이 둔화되어 그 성능향상효과가 적어짐을 보이고 있다.

3.2.5 겨울과 여름의 공기 지중간 직접열교환시스템의 열성능 비교

Table 1~Table 4에서 나타난 것처럼 모든 조건 하에서 겨울철의 현열이 여름철의 현열과 잠열의 합보다 약 1.4배정도 항상 큰 것을 알 수 있다. 이는 우선 지중과 대기의 온도차가 여름은 평균 8.95℃인데 반해서 겨울은 평균 12.89℃로 더 크기 때문에 공기 지중간 열전달이 더욱 활발히 일어났기 때문이다. 그리고 겨울철에는 잠열이 존재하지 않아서 지중 온도상승이 그만큼 적기 때문에 잠열이 존재하는 여름철에 비해서 성능 감소가 더 적어지게 된다. 따라서 공기 지중간 직접열교환시스템의 성능은 여름철 보다 겨울철에 더 뛰어난 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 공기 지중간 직접열교환기의 성능을 이론적으로 예측하기 위해서 여름과 겨울에 대해 각각 냉각관의 목물격자망에 대하여 지중 열전도 해석을 하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 공기 지중간 직접열교환시스템은 여름철 보다 겨울철에 1.4배정도 성능이 더 우수하다.

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

3) 관길이의 성능에 대한 영향은 30m, 50m, 150m, 200m의 5경우에 대해서 시험해 본 결과 열교환이 충분히 이루어지는 50m 이상에서는 성능향상이 둔화되어 50m가 적합함을 알 수 있다.

4) 매설깊이는 2m, 3m, 4m의 경우에 시험해 본 결과 깊을수록 더 우수한 성능을 보이나 이득이 점점 적어지므로 건설비 등을 고려하여 결정하여야 한다.

5) 공기의 응축현상은 냉각관의 성능에 지대한 영향을 주며 응축현상의 존재는 공기출구온도를 약 2℃ 상승시키며 지중 온도상승을 가속한다.

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 tubes—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. ASME, 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 underground air tunnel", *Solar Engineering ASME*, vol.2, pp.878~888.
6. 윤병일, 1994, 건물의 냉방부하, CLTD 및 CLF 계산 프로그램개발에 관한 연구, 고려대학교 석사학위 논문.
7. Thompson J. F., Warsi Z. U. A. and Mastin C. W., 1985, *Numerical grid generation, foundations and applications*, Elsevier Science Publishing Co.
8. 김원갑, 안정수, 최영돈, 1997, "공기 지중간 직접열교환 시스템의 열성능 해석", *공기조화 냉동공학회 논문집*, 9권, 2호, pp.112~121.
9. Hottman K. A. and Chiang S. T., 1993, *Computational fluid dynamics for engineers*, A. Publication of Engineering Education System.
10. Patankar S. V., 1980, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Hemisphere Publishing Co.
11. McQuiston F. C. and Daker J. D., 1988, *Heating ventilating and air conditioning analysis and desing*, John-Wiley, 3rd Edition.
12. 손영목, 1995, "Cool tube를 이용한 자연에너지 이용 기술 연구에 관한 중간 보고서", 에너지 기술연구소 보고서.