

토양-공기 열교환기의 냉방성능 시뮬레이션

- 해석프로그램개발 및 지중매설관특성 영향분석 -

Simulation of cooling performance of Soil-Air Heat Exchanger

- Development of analysis model and relation between earth-tube characteristics and system performance -

김 영 복*

정희원

Y. B. Kim

1. 서 론

지표면 아래의 토양온도는 지리적 위치, 기후, 연중 시기 등에 따라 달라지지만 지중 깊이 내려갈수록 시간에 따른 온도변화폭은 줄어들고 일정한 값을 유지하게 된다. 이러한 지열에너지는 화석에너지에 대한 대체에너지로서 청정에너지이며, 농업시설의 냉·난방목적으로도 사용될 수 있다. 농업시설에 대한 지열에너지 이용시스템으로서는 토양-공기열교환기의 최적설계와 작동을 위해서는 그 성능에 대한 시스템의 설계 및 작동변수의 영향이 분석되어야 한다. 그런데 실험적으로 여러 변수에 의한 영향을 분석하려면 비용과 시간이 많이 들기 때문에 토양-공기 열교환 시스템에 대한 이론 모델을 세우고 설계치수, 작동조건, 토양특성과 같은 입력자료에 따라 모델의 성능해석결과를 산출할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하는 것이 바람직할 것이다.

토양-공기 열교환시스템의 성능해석을 위한 이론적 접근으로서 Nordham(1973)은 유한차분모델에 의해 냉난방 시스템 설계변수들의 영향을 분석한 바 있고, Spengler(1983) 등은 유한차분법을 이용하여 매설관의 직경과 길이, 공기유량을 함수로 한 성능분석시뮬레이션을 수행하였고, 매설관의 특성과 수분이동이 고려되어야 정밀해석이 가능하다고 하였다.

Puri(1986, 1987)는 시간의존 2차원 축대칭 유한요소공식을 사용하여 단속운전시의 토양-공기 열교환시스템의 열적 성능특성을 평가하였는데 검토된 파라미터는 매설관 직경과 길이, 토양수분의 분포, 유입공기온도였다.

본 연구에서는 토양-공기열교환기의 성능분석을 위해 보다 일반적으로 적용될 수 있는 비정상 3차원 에너지평행방정식으로 모델화하여 성능예측 컴퓨터프로그램을 개발하고 매설관의 특성이 시스템성능에 미치는 영향을 분석하였으며, 구체적 연구목표는 첫째, 지중매설관형 토양-공기열교환기의 성능분석을 위해 토양내 전열방정식으로서 수분이동에 의한 잠열전달을 고려한 비정상 3차원 열전도방정식과 수분이동 지배방정식, 유체인 공기내 전열방

* 경상대학교 농과대학 농업기계공학과

정식으로서 속도항, 대류항, 전도항을 포함한 에너지 보존방정식을 기본방정식으로하는 해석 모델을 정립하고, 둘째, 기본방정식과 경계조건을 유한차분법에 의해 수치해석하여 입력조건에 따라 매설관 출구공기온도, 열교환효율, 토양내 온도와 수분의 변화와 분포를 예측할 수 있는 컴퓨터프로그램을 개발하며, 셋째, 시스템설계변수로서 매설관의 직경, 길이, 두께와 열특성이 시스템성능에 어떠한 영향을 주는지 분석하는 것이다.

2. 재료 및 방법

가. 해석모델

본 연구에서 해석하고자 하는 토양-공기열교환기는 지중매설관과 공기송풍팬으로 구성되며, 열교환기의 전체적인 전열과정은 매설관내에서 대류, 전도와 물질전달, 매설관 자체의 전도, 토양내 열전도와 수분이동으로 설명된다. 시스템의 수학적 모델을 위한 가정은 다음과 같다.

- 1) 물질은 균일하며 등방성이다.
- 2) 시스템내 압력변화는 성능해석에 고려하지 않는다.
- 3) 수분이동은 온도만의 함수로 본다.
- 4) 해석의 복잡성을 피하기 위해 매설관자체의 길이방향 전열량은 전열면적이 작고 온도차가 크지 않으므로 고려하지 않는다.

매설관내 공기, 매설관 자체, 토양내 에너지 평형방정식은 각각 다음과 같다.

$$\frac{\partial T_a}{\partial t} = \frac{2 \cdot H_c \cdot (T_t - T_a)}{\rho_a \cdot C_{pa} \cdot R_i} + \frac{k_a}{\rho_a \cdot C_{pa}} \cdot \frac{\partial^2 T_a}{\partial Z^2} - U \cdot \frac{\partial T_a}{\partial Z} \quad [1]$$

$$\rho_t \cdot C_{pt} \cdot V_t \cdot \frac{\partial T_t}{\partial t} = H_c \cdot A \cdot (T_a - T_t) + \frac{k_s \cdot A}{\Delta R} \cdot (T_s - T_t) \quad [2]$$

$$\rho_s \cdot C_{ps} \cdot \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla \cdot (k_s \cdot \nabla T_s) - Lg \cdot \nabla \cdot (\rho_1 \cdot D_{iv} \cdot \nabla M) \quad [3]$$

단, $\nabla = \frac{\partial}{\partial X} + \frac{\partial}{\partial Y} + \frac{\partial}{\partial Z}$

토양내의 물질평형 방정식으로서의 수분이동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial M}{\partial t} = \nabla \cdot (D_t \cdot \nabla T_s) + \nabla \cdot (D_i \cdot \nabla M) + \frac{\partial K_h}{\partial T} \quad [4]$$

방정식(1)~(4)에 대한 초기·경계조건은 다음과 같다.

$$t=0 \quad M = M_{init}, T = T_{init} \quad [5]$$

$$t>0 \quad X=0, X_{max} : \frac{\partial M}{\partial X} = 0, \frac{\partial T}{\partial X} = 0; \quad Y=0, Y_{max} : \frac{\partial M}{\partial Y} = 0, \frac{\partial T}{\partial Y} = 0;$$

$$Z=0, Z_{max} : \frac{\partial M}{\partial Z} = 0, \frac{\partial T}{\partial Z} = 0;$$

$$\text{매설관 외표면과 내표면에서 각각 } \frac{\partial M}{\partial R} = 0, \quad Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n,$$

단, 가열시 $n=0.4$, 냉각시 $n=0.3$

[6]

매설관 내표면에서의 대류열전달계수는 열교환기성능에 큰 영향을 주는 중요한 인자인데 본 연구에서는 Dittus and Boelter의 매끄러운 원관내 난류열전달관계식(1988, Holman)을 이용하여 구하였다. 경계조건 설정에서 수치해석영역의 설정은 수치해석된 컴퓨터프로그램에 의한 예비계산을 통하여 수치계산영역을 충분히 넓게 취하므로 실제 작동조건과 위에서 설정된 경계조건이 서로 적합하도록 하였다.

공기의 획득에너지량은 방정식 (7)에 의해, 열교환효율은 교환가능한 최대에너지량에 대한 획득에너지의 비율로 정의되며 방정식(8)에 의해 계산하였다.

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{aout} - T_{ain}) \quad [7]$$

$$\eta = [\dot{M}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{aout} - T_{ain})] / [\dot{M}_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{s,ini} - T_{ain})] \quad [8]$$

나. 수치해석과정

연립방정식 (1)~(5)의 엄밀해를 얻는다는 것은 그것의 복잡한 비선형성으로 인하여 매우 어려우므로 수치해법에 의존하게 된다. 본 연구에서는 계수매트릭스의 형성이 비교적 쉬운 유한차분법을 이용하였으며, 공간차분에 있어서는 매설관내 공기의 물질전달항은 공기유동 방향을 고려하여 후방차분법을 적용하였고, 다른 항들은 차분근사오차를 줄이기 위하여 중앙차분법을 사용하였다. 시간차분에 있어서는 토양과 공기의 온도지배방정식은 음적차분근사(implicit difference approximation), 매설관온도의 계산을 위한 에너지평형방정식은 양적차분근사(explicit difference approximation)방법을 적용하여 수치해의 정밀성을 도모하고 해석의 복잡성을 피하도록 하였다. 유한차분근사에 의해 형성된 연립방정식은 Gauss-seidel반복법에 의해 해를 구하였으며, 수치해의 수렴조건은 축차대입법에 의해 형성된 현단계계산결과와 전단계계산결과와의 차이값이 전단계계산결과값에 대해 10^{-6} 수준 이하일 때로 하였다. 수렴조건을 10^{-6} 으로 하였을 경우와 10^{-8} 으로 하였을 경우의 수치해의 차이는 무시할 수 있을 정도였으므로 계산시간을 고려하여 10^{-6} 으로 결정하였고, 이러한 수렴조건은 수치해석상의 모든 절점에 적용되도록 하였다. 필요한 계산순서는 열흐름 방향을 고려하여 공기온도, 매설관온도, 토양온도, 그리고 토양내 수분분포의 순으로 하였으며, 계산시간증분은 1분간격으로 하였고, 계산영역은 예비계산을 통해 방정식(5)의 경계조건이 성립되는 범위로 확인된 $2.7 \times 3.9 \times 90\text{m}$ 로 하였다. 컴퓨터프로그램의 검증은 위하여 시간증분과 3차원 공간증분의 크기를 각각 다르게 하여 그 결과를 비교하였으며, 프로그램의 검증 후 시뮬레이션을 수행하였다.

다. 입력변수 설계

토양-공기열교환장치의 성능에 영향을 주는 변수는 설계치수로서 지중매설관의 특성과 토양특성, 운전변수로서 공기의 유량과 온도 등이 있는데 그 입력값과 변수의 수준은 문헌을 참고하여 결정하였다. 본 연구에서 시뮬레이션하고자 하는 지중매설관 특성으로서 설계치수는 직경 0.2, 0.3, 0.4 m, 길이 25, 50, 75 m, 두께 5, 10, 20 mm, 밀도 500, 1000, 1500 kg/m³의 3수준씩으로 하였는데 밀도는 열확산계수의 수준조절에 이용하였다. 그리고 지중매설관의 열전도율과 비열은 폴리에틸렌을 기준으로 하며 각각 0.183W/m·℃, 2260J/kg·℃ (CRC handbook, 1973)으로 하였다. 또한 시뮬레이션을 위한 기본모우드의 입력값들은 문헌을 참고하여 토양의 밀도 1000 kg/m³, 토양함수율 20%, 초기온도 20 °C, 공기유량 0.2 m³, 공기유입온도 30 °C로 하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 매설관 직경의 영향

매설관의 직경은 동일한 공기유량이 매설관을 통과할 때 공기의 속도를 결정하게 되고 이에 따라 대류열전달계수가 달라지게 된다. 그리고 매설관의 직경이 변하더라도 공기유속이 일정하게 유지되면 공기유량이 변하게 된다. 매설관직경의 크기와 매설관 출구공기온도, 에너지획득량과의 관계는 공기유량일정의 경우 매설관직경의 크기가 변하더라도 공기온도변화에 크게 영향을 주지 않았는데 그 이유는 매설관직경이 작을 때는 공기유속이 커져서 공기가 매설관내에 체재하는 시간이 짧더라도 매설관 벽면과 공기사이의 대류열전달계수가 증가하게 되고, 매설관 직경이 클 때는 공기유속이 작아져서 공기가 매설관내에 체재하는 시간이 길더라도 대류열전달계수가 작아지기 때문으로 판단된다.

나. 지중매설관 길이의 영향

지중매설관의 길이는 설치 공간의 여건에 따라 제약을 받기도 하겠지만 우선 그 수준에 따른 영향을 분석해 보면 매설관의 길이가 길수록 에너지획득량이 증가하였지만 매설관 길이가 3배로 된다고 하여도 에너지획득량도 3배로 되지는 않았다. 그것은 매설관내 공기온도가 매설관을 통과하면서 열교환에 의해 토양온도에 점차 가까워져 열교환가능성이 점차 줄어들기 때문이다. 따라서 하나의 긴 매설관보다는 같은 길이에 해당하는 여러 개의 짧은 관을 설치하는 것이 유리하며 이러한 결과는 Nordam(1979)에 의해서도 제기된 바 있다. Nordam은 여러 개의 짧은 매설관을 설치하는 것이 압력강하도 적다고 하였으며, 다수의 매설관을 설치할 때에는 인접 매설관과의 거리는 매설관직경의 4~5배가 좋다고 하였다. 다수의 매설관을 설치할 때의 인접매설관사이의 거리는 매설관 열교환의 영향이 미치는 범위를 고려하여 결정해야 하는데 매설관과의 열교환에 의한 토양내 열전달의 영향은 山本(1981) 등에 의하면 매설관 표면으로부터 약 10cm 떨어진 위치로 한정되고 佐佐木(1991)에 의하면

매설관 표면으로부터 15~20cm의 거리에서는 매설관열교환에 의한 토양온도의 변동폭이 아주 적다고 하였다. 본 연구의 기본운전모우드에서 여덟시간 운전후의 매설관 벽면으로부터 토양내의 수직평면상의 온도분포를 살펴보면 매설관에서 15cm이상의 위치에서는 열교환영향이 그다지 크지 않은 것을 알 수 있고 따라서, 이상의 결과를 종합할 때 다수의 매설관을 설치할 때는 매설관 원주길이만큼씩 인접하여 매설하면 상호전열영향은 그다지 문제없을 것으로 판단된다.

다. 매설관 두께의 영향

매설관의 두께는 매설관의 강도를 유지하기 위해 필요한데 그 열적인 영향은 두께의 수준이 배수로 변하더라도 열교환장치의 성능에는 거의 영향을 주지 않는 것을 알 수 있었다. 이는 유동공기와 매설관내벽면 사이의 대류열전달계수에 비해 매설관의 전도열저항이 아주 작기 때문으로 판단되는데 이러한 결과를 토대로 매설관의 두께는 강도를 유지할 정도만 되면 충분하다는 것을 알 수 있다.

라. 지중매설관 열특성의 영향

지중매설관 열특성은 열확산계수로서 나타내었는데 열확산계수의 수준과 토양-공기 열교환시스템의 성능특성과의 관계를 살펴보면 열확산계수가 2.91×10^{-7} , 1.46×10^{-7} , 9.7×10^{-8} 의 3수준일 때 지중매설관열확산계수의 수준은 온도변화와 에너지획득량에 거의 영향을 주지 않는 것으로 나타났고, 열교환효율은 약 40%정도로서 거의 비슷하게 나타나고 있다. 이것은 본 시뮬레이션 기본모우드에서 매설관벽면과 통과공기사이의 대류열저항이 매설관 단위길이 면적당 $0.093 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{w}$ 인데 비해 폴리에틸렌을 기준으로 한 매설관의 전도열저항이 매설관 단위길이당 $0.029 \text{ m}^2 \cdot \text{C}/\text{w}$ 수준으로 상대적으로 작기 때문으로 판단된다. 이러한 경향은 高倉(1981) 등에 의한 실험적 연구에서도 알려진 바가 있는데 高倉 등은 지중열교환장치의 성능분석에서 온실내 기온의 변화를 관찰하여 매설관 재료가 PVC, PE, Steel로 바뀌더라도 그 영향은 아주 적다고 보고한 바 있다. 일반적으로 열교환장치의 설계시에는 열교환파이프의 열전도율이 큰 것을 선호하기 쉬운데 본 연구의 결과에 의하면 열전도율이 큰 재료를 선택하기 위하여 비용을 들일 필요가 없다는 결론이 나오며 이는 앞으로의 설계에 좋은 참고가 될 것으로 판단된다.

4. 요약 및 결론

청정에너지인 지열을 이용하여 농업시설의 냉난방을 할 목적으로 토양-공기열교환기를 설치할 경우 그 최적설계를 위해서는 장치의 운전 및 설계변수들의 시스템성능에의 영향을 분석하여야 하는 바 본 연구에서는 장치에서의 토양, 공기, 매설관의 에너지 및 물질평형방정식을 정립하고, 유한차분법에 의해 수치해석하므로써 매설관의 영향을 분석하였다.

매설관의 길이는 하나의 긴 매설관보다 같은 길이의 짧은 여러 개의 매설관을 설치하는

것이 열교환능력을 크게 하는 것으로 나타났고, 매설관의 두께나 열확산계수는 장치성능에 그다지 영향을 주지 않는 것으로 나타났다. 또한 동일한 공기유량에서 매설관의 직경이 변하더라도 유속과 대류열전달계수의 변화로 인해 공기의 입출구온도차와 에너지획득량은 그다지 차이를 나타내지 않았다.

Acknowledgement : 본 연구는 NICEM과 경상대학교 부속 농어촌개발연구소의 공동 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

Nomenclature

- A : 면적, C_p, C_{ps}, C_{pt} : 비열, 토양과 매설관의 비열
- Div, Dt, Di : 증기상태등온수분확산계수, 수분확산계수, 수분등온확산계수
- Hc : 대류열전달계수, k, k_a, k_s : 열전도계수, 공기와 토양의 열전도계수
- Kh : 수력전도율, Lg : 수분증발잠열
- m : 매설관내의 유체유량
- M, Minit : 토양내 체적함수율, 초기 토양함수율
- R : 반경방향좌표, t : 시간
- T, Ta, Ts, Tt : 온도, 공기, 토양, 매설관의 온도
- Tain, Taout, Tinit, Tsinit : 매설관 공기입구·출구·초기온도, 토양초기온도
- X, Y, Z : 직교좌표계
- $\rho, \rho_a, \rho_m, \rho_t$: 밀도, 공기·수분·매설관밀도
- ∇ : 3차원 미분연산자

5. 참고문헌

1. 이종호, 박승제, 김용현, 김철수, 이중용. 1994. 지중열교환은실의 축열 및 방열특성. 한국농업기계학회지 19(3) :222-231
2. 日本施設園藝協會. 1991. 施設園藝における效率的エネルギー-利用. 環境制御方式導入の手引.
3. Holman, J. P. 1986. Heat transfer. New York: McGraw-Hill.
4. Nordham, D. H. 1979. A design procedure for underground air cooling pipes based on computer models. P. 525-529. In: G. Franta (ed.). Proceedings of the 4th National Passive Solar Conference, Vol. 4. American Section of the International Solar Energy Society, Kansas city, MO.
5. Puri, V. M. 1986. Feasibility and performance curves for intermittent earth-tube heat exchangers. Trans. of the ASAE 29(2): 526-532.
6. Spengler, R. W. and D. P. Stombaugh. 1983. Optimization of earth-tube heat exchangers for winter ventilation of swine housing. Trans. of the ASAE 26: 1186-1193.