

수직밀폐형 지중열교환기의 회로 과도해석 상사모델 개발

김 원 욱, 박 홍 희, 김 용 찬*[†]
고려대학교 대학원, *고려대학교 기계공학과

Development of an Electric Circuit Transient Analogy Model in a Vertical Closed Loop Ground Heat Exchanger

Wonuk Kim, Honghee Park, Yongchan Kim*[†]

Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Korea University, Seoul 136-713, Korea
*Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea

(Received November 16, 2011; revision received January 17, 2012)

ABSTRACT: Several numerical or analytical models have been proposed to analyze the thermal response of vertical ground heat exchangers (GHEX). However, most models are valid only after several hours of operation since they neglect the heat capacity of the borehole. Recently, the short time response of the GHEX became important in system simulation to improve efficiency. In this paper, a simple new method to evaluate the short time response of the GHEX by using an analogy model of electric circuit transient analysis was presented. The new transient heat exchanger model adopting the concept of thermal capacitance of the borehole as well as the steady-state thermal resistance showed the transient thermal resistance of the borehole. The model was validated by in-situ thermal response test and then compared with the DST model of the TRNSYS program.

Key words: Analogy(상사), Electric circuit(전기회로), Ground heat exchanger(지중열교환기), Thermal response(열응답), Transient analysis(과도해석), Vertical closed loop(수직 밀폐형)

기 호 설 명

C	: 열용량 [kJ/K]
C_p	: 비열 [kJ/kgK]
I	: 열전달 [W]
k	: 열전도도 [W/mK]
l	: 깊이 [m]
r	: 반지름 [m]
R	: 열저항 [K/W 또는 °C/W]
S	: 형상계수
T	: 온도 [K 또는 °C]

그 리 스 문 자

a	: 대류열전달계수 [W/m^2K]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
δ	: 두께 [m]
τ	: 시상수 [h]

하 첨 자

b	: 보어홀
BC	: 경계조건
eq	: 등가, equivalent
f	: 작동유체
fi	: 지중열교환기 입구의 작동유체

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

- f_o : 지중열교환기 출구의 작동유체
- g : 그라우트
- k : 단위시간지표, time step index
- lm : 대수평균, log mean
- s : 토양
- p : 관

1. 서 론

최근 친환경적이면서 운전비용을 절감할 수 있는 지열히트펌프가 주목을 받고 있다. 정부에서도 지열히트펌프의 기술 향상과 보급 확대를 위해서 많은 노력을 기울이고 있지만, 공기열원 대비 큰 초기투자비가 지열히트펌프 보급 확대의 장애요인이 되고 있다. 지열히트펌프의 초기투자비 구성을 대략적으로 살펴보면 지중열교환기 30%, 히트펌프 30%, 실내기 20%, 덕트 및 펌프 20%에 해당한다. 이러한 지열히트펌프의 초기설치비용을 줄이기 위해서는 지중열교환기의 과대설계를 막고 효율적인 설계를 하는 것이 매우 중요하다.

Fig. 1은 수직형 지중열교환기를 적용한 지열히트펌프의 개략도이다. 단일 U-tube 방식의 수직형 지중열교환기는 유체가 흐르는 두 개의 관(tube)과 뒤 채움재라고 불리는 그라우트(grout) 그리고 토양과 그라우트의 경계인 보어홀(borehole)로 구성된다. 히트펌프 냉방 운전 시 히트펌프로부터 토출된 유체는 관속을 흐르면서 관과 그라우트를 거쳐서 토양에 열을 방출하고 히트펌프로 유입된다. 반대로 난방 시는 히트펌프로부터 토출된 유체가 관속을

흐르면서 토양에서부터 열을 흡수하여 히트펌프로 유입된다.

지중열교환기 해석 모델은 해석적 모델과 수치적 모델, 그리고 수치적 모델과 해석적 모델을 결합한 하이브리드 모델로 나눌 수 있으나, 통상적으로 하이브리드 모델을 수치적 모델에 포함시키는 경우가 많다. 먼저 해석적 모델에 대해서 살펴보면, Ingersoll et al.⁽¹⁾은 Kelvin⁽²⁾의 무한 선형열원이론을 지중열교환기에 적용해서 선형열원 모델을 개발하였고, Carslaw and Jaeger⁽³⁾는 선형열원 모델보다 정확한 해석방법인 원통열원 모델을 개발하였고, Ingersoll et al.⁽⁴⁾는 지중열교환기 크기 선정에 원통열원 모델을 활용하였다. 이러한 해석적 모델은 정상상태 해석이기 때문에 과도상태인 단기영역에서 정확한 해석이 되지 못한다. 이유는 대부분의 해석적인 모델에서는 지중열교환기 보어홀 내 구성요소의 열저항만을 고려하고, 각각의 열용량의 효과를 고려하지 않기 때문이다.

수치적 모델에 대해서 살펴보면, 장/단기 열용단계수로 대변되는 g-function 모델,^(5,6) DST(Duct STorage model) 모델⁽⁷⁾ 등이 있다. 수치적인 방법을 사용한 모델은 해석적인 모델과 비교할 때 보어홀의 형상이나 배열에 대한 접근이 용이하고 단시간영역에서 비교적 정확성이 높지만, 정확성을 높이기 위해 격자의 수가 커지면 계산 시간이 많이 걸리는 단점이 있다.

대부분의 기존 모델들은 보어홀의 단시간 반응(short time response)을 고려하지 않거나 비교적 단순한 접근을 하고 있으며, 수 시간 내의 열용단계에 대해서는 정확성이 낮다. 그러나 실제 설치된 중소형 지열히트펌프의 운전형태를 보면 시간당 수회의 단속운전이 행하여진다. 그래서 최근 학계와 산업계에서는 지열히트펌프의 운전효율 향상을 위해 수분 단위의 단시간 반응에 대한 동특성에 대한 연구가 진행되고 있으며, 또한 지중열교환기 부분에서도 단시간 스텝(short time step) 열펄스에 대한 정확한 지중열교환기 열전달 모델에 대한 요구가 커지고 있다.

지금까지 진행된 단시간 스텝 열펄스에 대한 지중열교환기 열전달 모델에 대한 연구들 중에서 Yavuzturk and Spitler⁽⁶⁾는 단기 열용단계수에 관해서 선도적인 연구를 수행하였고, Huber와 Pahud⁽⁸⁾는 관과 그라우트의 열용량을 고려하여 수치적인 방법으로 단시간 스텝에 대한 지중열교환기의 열전달 모델을 제안했다. 그리고 Young⁽⁹⁾은 열용량을 고려하

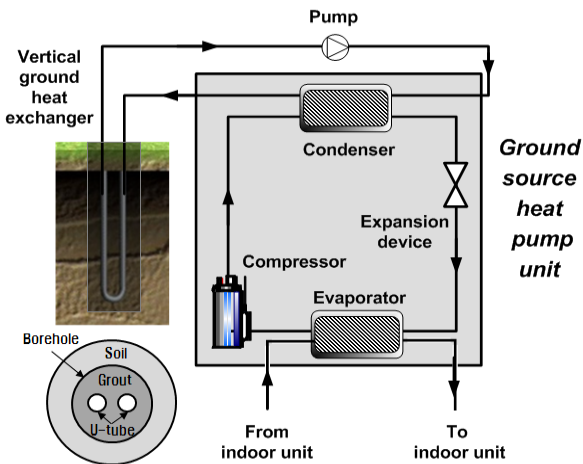


Fig. 1 Schematic of a ground source heat pump system.

여 g-function 모델을 기준으로 한 해석적인 방법을 제안했다. 즉 수치적인 방법과 해석적인 방법 모두 단시간 스텝의 열반응에 대한 연구와 검증이 계속적으로 진행되고 있는 상황이다.

수치적인 모델로써 단시간 스텝의 열반응을 비교적 정확하게 예측하는 모델로써 DST 모델이 있다. DST 모델은 대표적인 에너지과도해석 프로그램인 TRNSYS⁽¹⁰⁾에 하나의 모듈로서 포함되어 있고, 전체시간영역에 대해서 비교적 높은 정확성을 가지고 있기 때문에 새로 개발되는 모델의 비교검증 대상으로 널리 사용되어 왔다. 그러나 사용적인 측면에서는 TRNSYS에 하나의 모듈이기 때문에 지중열교환기 단독 해석을 위해서는 사용이 불편한 것이 사실이다.

본 논문에서는 수치적인 방법을 이용하지 않고 해석적인 방법을 이용하면서도 단시간 영역에서 신뢰할 수 있는 새로운 수직밀폐형 지중열교환기 과도해석 모델을 제시하였다. 이 과도해석 모델의 검증을 위해서 지중열교환기 설치현장에서의 실제 열응답 시험 결과와 비교하였다. 또한 이 과도해석 모델을 활용하여 지중열교환기 주요변수를 변화시킨 결과와 DST 모델의 결과를 비교함으로써 과도해석 모델의 DST 모델 대비 상대적인 특성을 고찰하였다.

2. ETAB 해석모델

열저항과 열용량의 개념을 활용하여 열전달을 모사한 모델들은 대부분 Fourier 열전달방정식을 지배방정식으로 사용하여 편미분방정식을 수치적인 방법이나 해석적인 방법으로 해를 구하는 방식을 사용하였다. 본 논문의 새로운 모델인 ETAB(Electrical Transient analysis Analogy Borehole model)에서는 열저항과 열용량의 개념을 상사법칙⁽¹¹⁾을 통해 전기회로에서 사용되는 과도해석 이론을 이용하여 모델을 전개하였다.

보어홀 내부의 U-tube는 Fig. 2에서와 같이 등가반지름을 이용하여 하나의 원통으로 해석하였다. 지중열교환기의 해석적 모델에서 사용하는 등가반지름의 계산 방법은 여러 가지가 있다. Bose는 $r_{eq} = \sqrt{2}r_p$ 의 값을 사용하고 있으며, Kavanaugh⁽¹²⁾는 보정계수 x를 사용하여 등가반지름 $r_{eq} = \sqrt{2}r_p + x$ 를 사용하고 있다. 여기서 x는 U-tube관 사이의 거리이다. Sutton et al.⁽¹³⁾은 식(1)과 같이 등가반지름을 계산하였다.

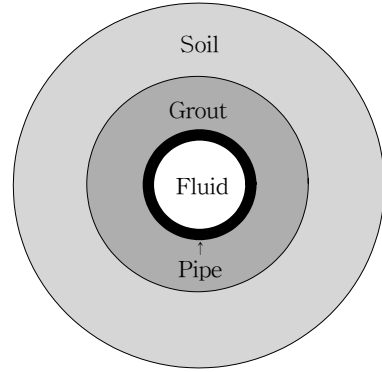


Fig. 2 Schematic diagram of the simplified model.

$$\frac{\log\left(\frac{r_b}{r_{eq}}\right)}{2\pi k_g} = R_b' \tag{1}$$

여기서 R_b' 는 Paul⁽¹⁴⁾이 제안한 정상상태의 그라우트 열저항 값이며 Kavanaugh⁽¹²⁾의 모델에서도 사용되고 있다. 식(2)와 같이 보어홀 내부조건을 고려하여 형상계수 S를 사용한다. 식(3)의 β_0, β_1 은 수치해석을 통하여 산출된 상관계수이다. 그 값은 Paul의 연구⁽¹⁴⁾에 나타나 있다.

$$R_b' = \frac{1}{Sk_g} \tag{2}$$

$$S = \beta_0 \left(\frac{r_b}{r_0}\right)^{\beta_1} \tag{3}$$

Sutton et al.⁽¹³⁾의 등가반지름 식을 사용하면 등가열저항의 계산에서 좋은 결과를 얻을 수 있으나 보어홀 내부 U-tube의 형상에 대한 등가반지름에 따라서 작동유체나 그라우트영역의 열용량이 달라지므로 열용량의 크기가 중요한 부분을 차지하는 ETAB 모델에는 적합하지 않다. 그러므로 본 ETAB 모델에서는 Bose의 기하학적인 등가반지름과 Paul의 정상상태 보어홀 열저항을 사용하여 원통열원 모델의 열저항과 열용량을 계산하였다.

또한 집중용량법(lumped capacity method)을 사용하여 보어홀 전체 깊이에 대한 열용량과 열저항 값을 계산하였다. 집중용량법을 적용하기 위해서 몇 가지 가정을 하였다. 첫 번째는, T_{in} 의 유입온도를 가진 단위길이의 작동유체가 열교환기 내부에서 열교환을 하는 시간 t동안 관 바깥 표면온도는 일정하게 유지된다는 것이고, 두 번째는, 작동유체는 비압

축성 액체이고 점성소산은 무시할 수 있다는 것, 세 번째는, 작동유체는 열교환기 내부에서 일정한 물성값(비열, 밀도, 대류열전달계수)을 가진다는 것이다. 관의 열용량은 다른 요소들에 비해 작은 크기이므로 무시하였으나 관의 열저항은 R_f 에 포함되어 있으며 계산식은 식(4) 및 식(5)와 같다. 식(4)의 C_f , C_g , C_s 는 각각 작동유체, 그라우트, 토양의 열용량을 나타내고 있으며 식(5)의 R_f 는 작동유체의 대류 열저항과 관의 전도열저항의 합성저항을 나타내고, R_g , R_s 는 각각 그라우트와 토양의 전도열저항을 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 C_f &= c_{p,f} \cdot \rho_f \cdot \pi \cdot r_{eq}^2 \cdot l \\
 C_g &= c_{p,g} \cdot \rho_g \cdot \pi \cdot (r_b^2 - r_{eq}^2) \cdot l \\
 C_s &= c_{p,s} \cdot \rho_s \cdot \pi \cdot (r_{BC}^2 - r_b^2) \cdot l \\
 R_f &= \frac{1}{2\pi \cdot \alpha \cdot (r_{eq} - \delta_p) \cdot l} + \frac{1}{2\pi \cdot k_p \cdot l} \cdot \ln \frac{r_{eq}}{(r_{eq} - \delta_p)} \\
 R_g &= \frac{R'_b}{l} \\
 R_s &= \frac{1}{2\pi \cdot k_s \cdot l} \cdot \ln \frac{r_{BC}}{r_b}
 \end{aligned} \tag{4}$$

Fig. 3는 상사법칙⁽¹¹⁾을 이용한 검사체적 내부의 전기상사 회로도를 나타내고 있다. 그라우트 및 토양은 각각 열용량과 열저항을 가지고 연결되어 있다. 작동유체로부터 전달된 열이 그라우트와 토양의 열저항 및 열용량을 통해 흘러간다. Fig. 4는 작동유체로부터 그라우트 영역과 토양의 영역에 열전달이 될 때 C_g , C_s 각각의 양끝 온도차의 증감에 대한 개념도이다.

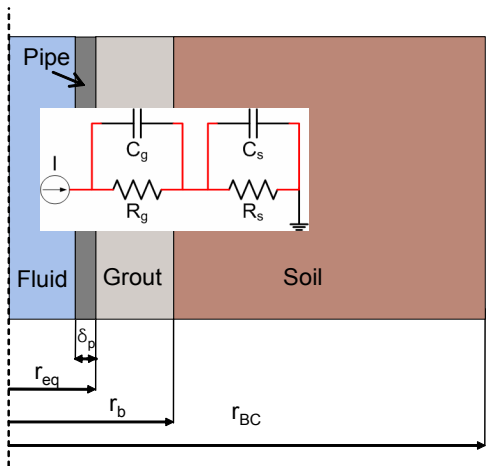


Fig. 3 Circuit diagram of a control volume.

$T_{fi,k}$ 로 열교환기 내부로 유입된 작동유체의 열교환 이후 온도 $T_{fo,k}$ 는 내부유동에 대한 대류열전달과 관의 전도열전달을 고려하여 구할 수 있다. 관 바깥표면온도 $T_{g,k}$ 가 일정한 조건에서, 작동유체 유입/유출온도 $T_{fi,k}$, $T_{fo,k}$ 와 $T_{g,k}$ 의 관계와 총열전달은 식(6), 식(7)로 정의 된다.⁽¹⁵⁾

$$\frac{T_{g,k} - T_{fo,k}}{T_{g,k} - T_{fi,k}} = \exp\left(-\frac{t}{C_f R_f}\right) \tag{6}$$

식(6)에서 시간 t 는 작동유체가 열교환기를 지나면서 열교환을 하는 시간이며 $T_{g,k} - T_{fi,k}$ 의 온도차는 관의 축방향 거리를 따라 지수적으로 감쇄한다. 식(6)을 이용해서 초기조건 $T_{g,k}$, $T_{fi,k}$ 에 대해서 $T_{fo,k}$ 를 구할 수 있다. 또한 $T_{fo,k}$ 를 구한 후에는 온도감쇄의 지수함수적 특성을 고려하여 $T_{fi,k}$ 와 $T_{fo,k}$ 의 대수평균 온도차에 대한 총열전달을 구한다.

$$I_k = \frac{T_{lm,k}}{R_f} \tag{7}$$

여기서,

$$T_{lm,k} = \frac{T_{fi,k} - T_{fo,k}}{\ln\left(\frac{T_{g,k} - T_{fo,k}}{T_{g,k} - T_{fi,k}}\right)} \tag{8}$$

$T_{lm,k}$ 은 대수평균온도차로서 온도감쇄의 지수적 특성을 고려해 관 전체길이에 걸쳐 구한 온도차의 적절한 평균값이다. 관 전체 길이에 대한 총열전달은 회로도에 흐르는 전류에 해당한다.

그러므로 Fig. 4의 회로에 열전달 I_k 가 흐를 때 열저항 R_g , R_s 에는 옴의 법칙에 의해 각각 $I_k R_g$, $I_k R_s$ 의 온도차가 인가된다. $T_{g,k}$, $T_{s,k}$ 으로 충전되어 있는 C_g , C_s 에 새로운 온도차 $I_k R_g$, $I_k R_s$ 가 인가될 때, t 시간 후의 C_g , C_s 에 충전되는 온도차 $T_{g,k+1}$, $T_{s,k+1}$ 는 전기회로의 과도해석 이론⁽¹⁶⁾을 이용하여 식(9), 식(10)과 같이 구할 수 있다.

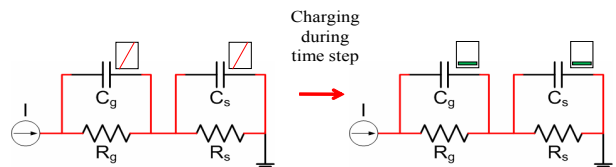


Fig. 4 Schematic diagram of charging process.

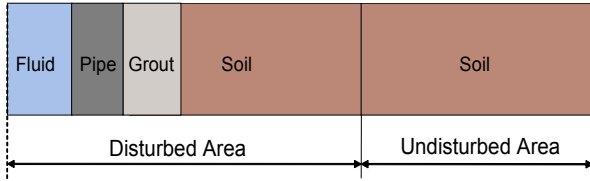


Fig. 5 Schematic diagram of ETAB simulation region.

$$T_{g,k+1} = I_k R_g (1 - e^{-t/\tau_g}) + T_{g,k} e^{-t/\tau_g} \quad (9)$$

$$T_{s,k+1} = I_k R_s (1 - e^{-t/\tau_s}) + T_{s,k} e^{-t/\tau_s} \quad (10)$$

식(9), 식(10)에서 사용된 τ_g , τ_s 는 각각 C_g , R_g 및 C_s , R_s 병렬회로의 시상수이다. C_g , C_s 에 충전되어 있는 $T_{g,k}$, $T_{s,k}$ 는 식(9), 식(10)의 우측 두 번째 항과 같이 지수함수적으로 감쇄하며, C_g , C_s 에 인가된 새로운 온도차 $I_k R_g$, $I_k R_s$ 에 대해서 C_g , C_s 의 온도차는 식(9), 식(10)의 우측 첫 번째 항과 같이 지수함수적으로 증가한다.

본 열전달 모델에서 접지(ground)의 개념은 rBC바깥의 비교란 지중온도를 뜻하며 TRNSYS 프로그램의 지중온도 모듈에 적용되고 있는 Kasuda and Archenbach⁽¹⁷⁾의 모델을 사용하였다. Fig. 5는 교란 영역과 비교란 영역의 경계에 대한 개략도이다. 교란지역의 경계는 지중열교환기 열전달 모델에서 통상적으로 2~3 m가 사용되고 있다. 본 모델에서는 rBC 값을 2.5 m를 사용하고 지중열교환기의 장기간 사용으로 인한 비교란 지역 경계조건에서의 온도변화를 선형열원(line source) 이론을 이용하여 조정하였다.

3. ETAB 해석모델의 검증

본 연구에서 개발한 ETAB 모델의 검증을 위해서 사전조사한 경기도 A지역 열응답시험 결과와 비교하였다. 열응답시험이란 지중열교환기 설계 전 지중열전도도 측정을 위해 단일 보어홀에 약 50시간 동안 동일한 열량을 투입하여 정상상태의 지중열전도도를 측정하는 시험이다. 본 연구에서는 10 kW의 열량을 투입하였다. 열응답시험을 검증대상으로 한 이유는 단일 보어홀에 대한 시험이므로 공간적인 열중첩 현상을 배제할 수 있으며 이미 충분히 검증된 시험규격으로 시행한 시험의 데이터이기 때문이다. Table 1은 A지역 현장의 열응답시험 조건과 측정

Table 1 In-situ thermal response test condition and result of A-site

Condition of thermal response test		
Start time	2009-09-25 10 : 00	
End time	2009-09-27 10 : 00	
Sampling	1	min
Number of total data	2881	points
Borehole		
Depth	150	m
Diameter	150	mm
Heat carrier(water)		
Convection coefficient	3679	W/m ² K
Density	1000	kg/m ³
Viscosity	0.000855	Ns/m ²
Specific heat	4.19	kJ/kgK
Mass flow rate	31.1	kg/min
Grout material		
Conductivity	0.81	W/mK
Density	1100	kg/m ³
Specific heat	3.5454	kJ/kgK
Soil conditions		
Density	2640	kg/m ³
Specific heat	0.909	kJ/kgK
Undisturbed soil temp.	14.56	°C
Pipe(HDPE)		
Outer diameter	42.2	mm
Inner diameter	34.5	mm
Thermal resistance	0.41	K/W
Results		
Soil conductivity	3.08	W/mk
Soil diffusivity	0.146	m ² /day

결과를 나타낸다. 또한 본 시뮬레이션에서는 U-tube 간격을 Paul의 B Spacing($x = 29.33$ mm)으로 가정해서 계산하였다.

Fig. 6는 A지역 열응답시험 데이터와 ETAB 해석결과 및 DST 모델의 해석결과를 나타낸다. DST 모델이 48시간의 전체구간에서 열응답시험 데이터 대비 1.62°C의 평균편차를 보이는 데 비해 ETAB 모델은 48시간 전체구간에서 열응답시험 데이터 대비 1.30°C의 평균편차를 보임으로써 DST 대비 평균편차가 0.32°C 적게 나타났다. Fig. 7은 1시간 동안의 해석결과를 보여주고 있는데, DST 모델은 1시

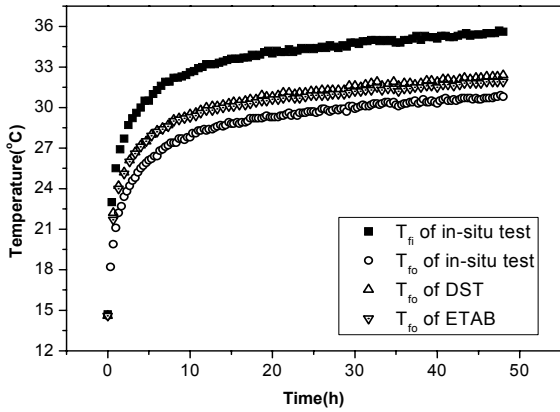


Fig. 6 Validation of the ETAB model using in-situ test data for A-site(48h).

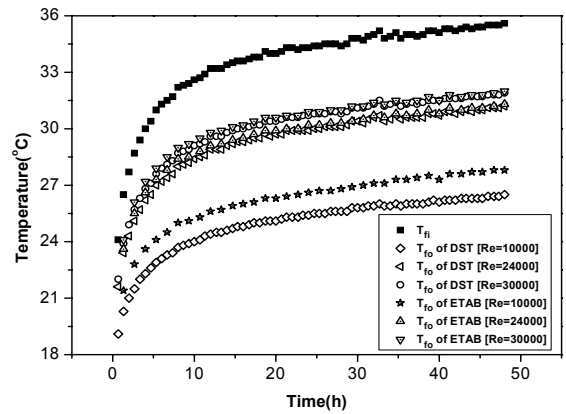


Fig. 8 Fluid temperature with Re.

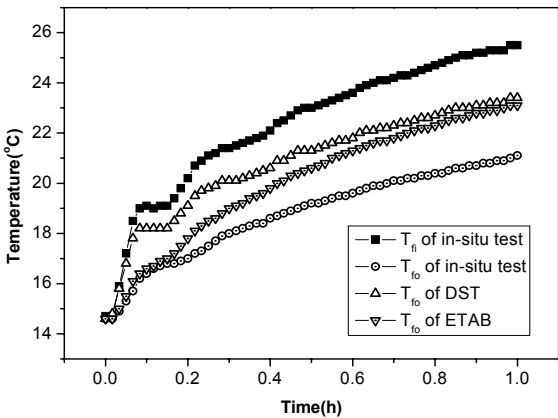


Fig. 7 Validation of the ETAB model using in-situ test data for A-site(1h).

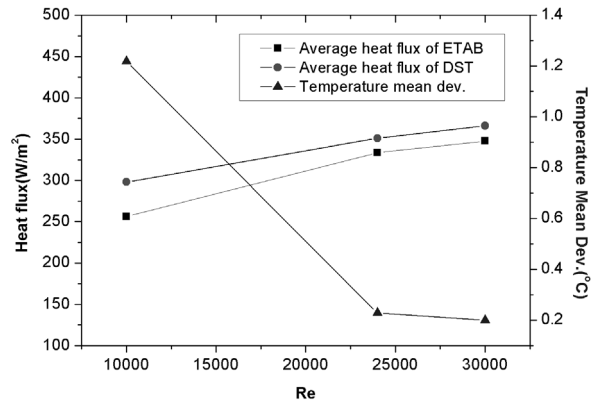


Fig. 9 Average heat flux and temperature mean deviation with Re.

간 구간에서 열응답시험 데이터 대비 2.88°C의 평균 편차를 보이는 반면, ETAB 모델은 열응답시험 데이터 대비 2.1°C의 평균편차를 보여서 단시간 영역에서 DST 대비 평균편차가 0.77°C 적게 나타났으므로, DST 모델 대비 동등이상의 정확도를 확보하였다. 0.2시간 영역에서 ETAB 모델이 DST 모델 대비 정확한 결과를 나타내는 이유는 ETAB 모델이 유속으로 인한 응답지연현상을 고려하기 때문이다.

4. 변수분석 결과

4.1 레이놀즈수 변화

본 연구에서는 Table 1의 동일한 열교환기 형상과 유체의 물성에서 작동유체의 유량을 증가시켜 레이놀즈수를 증가시켰다. 레이놀즈수 10000, 24000, 30000에 해당하는 유체의 유량은 각각 10.6, 25.4,

31.1 kg/min이었다. Fig. 8은 레이놀즈수 변화에 따른 Tfo의 모델별 결과를 나타내고 있다. Tfi는 앞에서 언급한 지중열교환기 기준 입구온도이다. Fig. 9에서는 전체구간에서 모델별 열유속 평균값과 ETAB과 DST 간의 Tfo 평균편차를 나타내고 있다. 48시간 경과한 시점의 시뮬레이션 결과, ETAB 모델은 DST 대비 레이놀즈수 10000, 24000, 30000에서 각각 1.22, 0.23, 0.2°C의 Tfo 평균편차를 가지고 양호한 일치를 보였다. 레이놀즈수 10000~30000구간에서 열유속의 변화율은 레이놀즈수가 1000 증가할 때 ETAB 모델이 평균 4.74 W/m² 증가하는데 비해 DST는 평균 3.46 W/m² 증가하였다. 작동유체의 유량의 증가에 따라 ΔT가 감소하는 경향은 Hellstrom의 연구⁽⁷⁾에서 동일하게 나타났다. 유량이 증가할 때 열전달 성능의 증가폭이 저하되고 수두손실이 커지기 때문에, 지중열교환기 설계기준에서는 지중열교환기 유량 설계 시 열이동 특성을 저해하지 않는 범위 내에서 수두손실을 최소화시키기 위해서 유량의

상한치를 정하고 있다.⁽¹⁸⁾

4.2 그라우트 열전도도 변화

보어홀 내부에서 그라우트 열전도도가 증가하면 그라우트 열저항이 줄어들고 열전달 성능이 증가해서 작동유체의 ΔT 가 증가하게 되어 전체 열전달은 증가한다. Fig. 10는 k_g 변화에 따른 T_{fo} 의 모델별 결과를 나타내고 있다. Fig. 11에서는 전체 구간에서 모델별 열유속 평균값과 ETAB과 DST 간의 T_{fo} 평균편차를 나타내고 있다. 48시간 해석한 결과, ETAB 모델은 DST 대비 k_g 0.25, 0.75, 1.5 W/mK에서 각각 0.07, 0.26, 0.91°C의 T_{fo} 평균편차를 가지고 양호한 일치를 보였다. 그라우트 열전도도 0.25~1.5 W/mK 구간에서 열유속의 변화율은 k_g 가 1 W/mK 증가할 때 ETAB 모델이 평균 290 W/m² 증가하는데 비해 DST는 평균 217 W/m² 변화하였다. 그라우트 열전도도의 증가에 따라 ΔT 가 증가하는 경향은 Young의

연구⁽⁹⁾에서 동일하게 나타나고 있다.

4.3 토양 열전도도 변화

토양의 열전도도의 경우에도 그라우트 열전도도 변화와 동일하게 토양 열전도도가 증가하면 토양의 열저항 및 전체 열저항이 줄어들고 열전달 성능이 증가해서 작동유체의 ΔT 가 증가하게 되어 전체 열전달량은 증가한다. Fig. 12는 k_s 변화에 따른 T_{fo} 의 모델별 결과를 나타내고 있다. Fig. 13에서는 전체 구간에서 모델별 열유속의 평균값과 ETAB과 DST 간의 T_{fo} 평균편차를 나타내고 있다. 48시간 시뮬레이션한 결과, ETAB 모델은 DST 대비 k_s 2, 4, 6 W/mK에서 각각 0.64, 0.14, 0.14°C의 T_{fo} 평균편차를 보이는 양호한 일치를 보였다. 토양 열전도도 2~4 W/mK 구간에서 열유속의 변화율은 k_s 가 1 W/mK 증가할 때 ETAB 모델이 평균 0.13 W/m² 증가하는데 비해 DST는 평균 19 W/m² 변화하였다. 토양 열

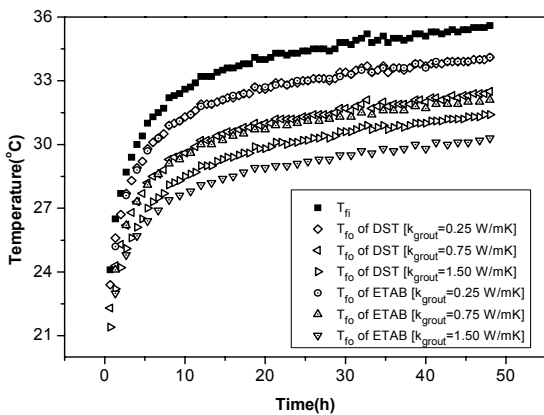


Fig. 10 Fluid temperature with k_g .

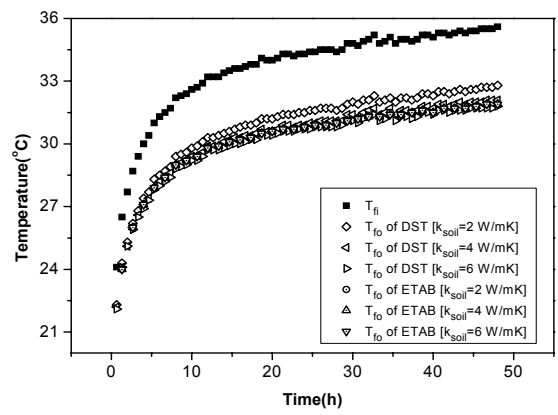


Fig. 12 Fluid temperature with k_s .

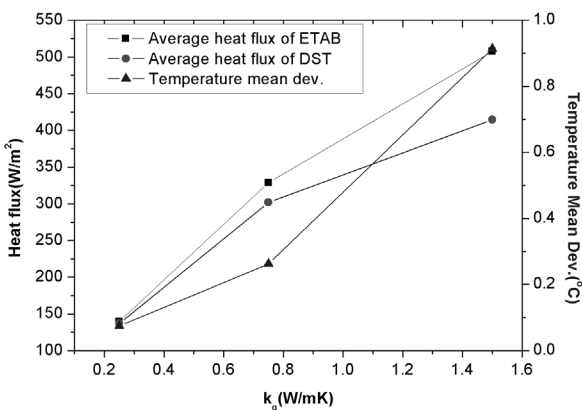


Fig. 11 Average heat flux and temperature mean deviation with k_g .

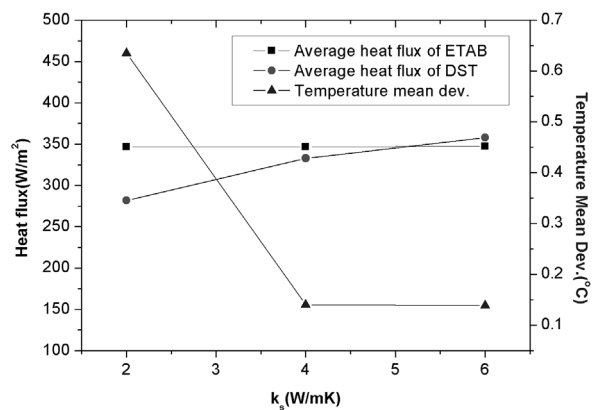


Fig. 13 Average heat flux and temperature mean deviation with k_s .

전도도의 증가에 따라 ΔT 가 증가하는 경향은 Young의 연구⁽⁹⁾에서 동일하게 확인할 수 있다.

이상의 고찰 결과, 레이놀즈수가 증가할 때 작동유체가 지중열교환기 내부에서 열전달하는 시간이 적어지면서 지중열교환기 입구온도와 출구온도의 차이가 줄어들지만 열유속의 변화는 유량의 증가로 인해 증가하는 것으로 나타났다.

또한 48시간의 시뮬레이션시간 내에서는 그라우트 열전도도의 변화에 대한 반응이 토양열전도도의 변화에 대한 반응보다 열전달량의 크기에 큰 영향을 끼치는 것으로 나타났다. 해석결과에서 ETAB과 DST는 대체적으로 양호한 일치를 나타내지만 Fig. 9와 Fig. 11에서와 같이 레이놀즈수와 그라우트 열전도도 변화가 열유속에 미치는 영향은 ETAB 모델이 DST 모델보다 큰 것으로 나타났다. 그 원인으로 DST 모델은 작동유체의 온도를 계산할 때 ETAB의 작동유체 온도계산에 사용된 식과 동일한 식을 사용하고 있으나, 작동유체와 그라우트, 토양영역에 대해 각각 단위 부피당의 열용량과 열저항을 구해서 차별화된 식으로 수치해석을 진행하여 작동유체의 온도를 구한 데 비해, ETAB은 작동유체, 그라우트, 토양영역의 전체부피에 대해 집중용량법을 사용하여 해석한 차이점이 있다. 각 영역별 단위부피에 대한 수치해석을 진행한 DST 모델에 비해 해석적인 집중용량법을 사용한 부분이 변수 변화에 따른 영향도를 크게 나타낸 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 연구에서는 지중열교환기 설계 및 해석의 기본이 되는 지중열전달 과도해석 모델을 개발하고, DST 모델과 비교연구를 수행하였다.

(1) ETAB 모델은 열저항 및 열용량의 상사법칙을 통해 전기회로의 과도해석 이론을 활용하여, 수치적인 방법에 비해 지중열교환기 설계프로그램이나 에너지 해석 프로그램에 활용이 쉬운 해석적인 방법으로 수직밀폐형 지중열교환기를 모델링하였다. Bose의 기하학적인 등가반지름과 Paul의 정상상태 그라우트 열저항을 사용하고, 과도구간에서의 열저항 값과 정상상태에서의 열저항 값이 차이가 나는 것에 대해서 열용량 개념을 이용하여 단시간영역에서 정확도가 떨어지는 해석적인 모델의 단점을 보완하였다.

(2) 열응답시험 데이터와 비교검증 결과, ETAB 모델은 48시간의 전체구간뿐만 아니라 단시간 영역

에서도 DST 모델보다 열응답시험에 더 근접한 양호한 결과를 보여주었다. 또한 변수분석을 통해서 ETAB 모델과 DST 모델을 비교하였는데 ETAB과 DST는 대체적으로 양호한 일치를 나타내지만 단시간영역에서 중요한 레이놀즈수와 그라우트 열전도도의 파라미터 변화에 대한 영향도가 전체적으로 ETAB 모델이 DST 모델보다 큰 것으로 나타났다. 그 원인은 작동유체의 온도 계산방법의 차이로 판단되었다.

(3) ETAB 모델은 단시간영역에서 지중열교환기의 열응답을 DST 모델 대비 비교적 정확하게 계산할 수 있었다. 본 연구결과를 활용하여 중첩의 방법으로 다중 보어홀의 단시간영역의 변동 열부하에 대한 과도해석, 지중열교환기 설계모델의 피크부하계산 및 최적설계를 통한 초기투자비 절감, 지열히트펌프의 운전효율향상을 위한 운전알고리즘 개발 등에 활용 가능할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 서울시 산학연 협력사업(ST090845)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Ingersoll, L. R. and Plass, H. J., 1948, Theory of the ground heat pipe heat source for the heat pump, Transactions of the American Society of Heating and Ventilating Engineers, pp. 199-122.
2. Kelvin, S. W. T., 1882, Mathematical and physical papers, Cambridge University Press, Vol. 1.
3. Carslaw, H. S. and Jaeger, J. C., 1947, Heat Conduction in Solids, Clarendon Press, Oxford.
4. Ingersoll, L. R., Zobel, O. J., and Ingersoll, A. C., 1954, Heat Conduction with Engineering, Geological and Other Applications, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
5. Eskilson, P., 1987, Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes, Doctoral Thesis, University of Lund, Department of Mathematical Physics. Lund, Sweden.
6. Yavuzturk, C. and Spitler J. D., 1999, A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers, ASHRAE Tran-

- sactions, Vol. 105, No. 2, pp. 475-485.
7. Hellstrom, G., 1991, Ground Heat Storage Thermal Analysis of Duct Storage Systems, Part I Theory, Ph.D. thesis, University of Lund, Department of Mathematical Physics, Sweden.
 8. Huber, A. and Pahud, D., 1997, Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder, Forschungsprogramm Umgebungs und Abwärme, Wärme-Kraft-Kopplung(UAW), Bundesamt für Energie(BFE).
 9. Young, T., 2001, Development, Verification, and Design Analysis of the Borehole Fluid Thermal Mass Model for Approximating Short Term Borehole Thermal Response, Master's thesis, Oklahoma State University, USA.
 10. SEL, 2000, TRNSYS Manual, A Transient Simulation Program, Version 15, Solar Engineering Laboratory, University of Wisconsin-Madison.
 11. Smith, D. L., 1994, Introduction to dynamic systems modeling for design, Prentice Hall International.
 12. Kavanaugh, S. P., 1985, Simulation and Experimental Verification of Vertical Ground-Coupled Heat Pump Systems, Doctoral Thesis, Oklahoma State University, Stillwater, OK, USA.
 13. Sutton, M. G., Couvillion, R. J., Nutter, D. W., and Davis, R. K., 2002, An algorithm for approximating the performance of vertical bore heat exchangers installed in a stratified geological regime, ASHRAE Trans., Vol. 108, No. 2, pp. 177-184.
 14. Paul, N. D., 1996, The Effect of Grout Thermal Conductivity on Vertical Geothermal Heat Exchanger Design and Performance, Master's thesis, South Dakota State University, USA.
 15. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., and Lavine, A. S., 2007, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6th ed., John Wiley and Sons.
 16. Hayt, W. H. Jr., 2006, Engineering Circuit Analysis, 7th ed., McGraw-Hill, pp. 308-311.
 17. Kasuda, T. and Archenbach, P. R., 1965, Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States, ASHRAE Trans., Vol. 71, No. 1.
 18. Han, J. S., Han, G. S., Han, H. S., Han, C., 2005, Geothermal heat pump HVAC system, Hanrimwon.