

시설원예용 수평형 지열히트펌프의 난방 성능 해석

강연구 유영선 강금춘 백 이 김영중

Heating Performance of Horizontal Geothermal Heat Pump System for Protected Horticulture

Y. K. Kang Y. S. Ryou G. C. Kang Y. Paek Y. J. Kim

Abstract

Geothermal heat pump systems use the earth as a heat source in heating mode and a heat sink in cooling mode. These systems can be used for heating or cooling systems in farm facilities such as greenhouses for protected horticulture, cattle sheds, mushroom house, etc. A horizontal type means that a geothermal heat exchanger is laid in the trench buried in 1.2 to 1.8 m depth. Because a horizontal type has advantages of low installation, operation and maintenance costs compared to a vertical type, it is easy to be adopted to agriculture. In this study, to heat and cool farm facilities and obtain basic data for practical application of horizontal geothermal heat pump systems in agriculture, a horizontal geothermal heat pump system of 10 RT scale was installed in greenhouse. Heating performance of this system was estimated. The horizontal geothermal heat pump used in this study had heating COP of 4.57 at soil temperature of 14°C for depth of 1.75m and heating COP of 3.75 at soil temperature of 7°C for the same depth. The stratification of water temperature in heat tank appeared during the whole heat rejection period.

Keywords : Heat pump, Heating performance, Coefficient of performance (COP), Geothermal heat exchanger, Protected horticulture

1. 서 론

국내의 온실설치면적은 약 52,000 ha이며, 설치면적의 20%를 상회하는 12,000 ha 정도는 겨울채배를 위해 난방이 이루어지고 있으며(농림부, 2003), 난방비가 생산비의 20~40%를 차지하고 있다. 2003년도 농업용 면세유 공급량은 2,950,000 kL이었으며 이중 1,073,000 kL가 시설원예의 난방에 사용되었고(농림부, 2003), 이를 2003년 면세유가격인 400 원/L로 계산할 때 시설원예농가의 연간 난방비 지출은 약 4,292억원으로 추정된다. 이와 같이 현재에도 시설원예 난방에 많은 에

너지와 비용을 감수하고 있으며, 미래의 에너지 수급은 더욱 불확실하기 때문에 시설원예에 있어 보다 효율적이고 화석에너지 이용 이외에 다른 난방방식이 절실히 요구된다.

이를 해결할 수 있는 방안 중의 하나로 히트펌프를 들 수 있다. 압축식 히트펌프의 국가별 특허 출원비중은 전체 5,143건에서 일본이 전체건수의 54%, 미국이 25%, 한국이 21%를 차지하고 있어(김 등, 2005) 국내에서도 히트펌프에 관한 지대한 관심이 있는 것으로 사료된다. 그 중에서도 지열은 대기에 비해 일간은 물론 연간 변화폭이 적고 다시 보충될 수 있어 농업이외 많은 분야에서도 실용화가 가장 유망한 자원으

This study was conducted by the research fund supported by National Joint Agricultural Research Project of RDA (Project No. 20060101030043). The article was submitted for publication in January 2007, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in February 2007. The authors are Youn Ku Kang, Post-Doctoral Researcher, KSAM member, Young Sun Ryou, Senior researcher, KSAM member, Geum Choon Kang, Researcher, KSAM member, Yee Paek, Researcher, KSAM member, and Young Joong Kim, Researcher, KSAM member, National Institute of Agricultural Engineering. Corresponding author: Y. K. Kang, Energy and Resources Engineering Laboratory, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, 441-100, Korea; Fax: +82-31-290-1945; E-mail: <ykk0977@rda.go.kr>.

로 평가되고 있다. 지열은 그 자체로서도 농업에 이용이 가능하지만 히트펌프와 연계하여 사용하면 보다 효과적인 열증폭을 기대할 수 있다.

윤 등(1997)은 히트펌프를 이용하는 경우 증유 보일러의 경우보다 저온의 온수 또는 온풍을 이용하는 것이 바람직하므로 증유난방기에 비해 온수배관의 방열면적이나 온풍량을 많게 하여야 하며, 이것은 온실내 온도분포를 균일하게 하고 적당한 공기유동을 유도하는 측면에서 장점이 될 수 있다고 하였다. 강 등(1999)은 지열을 열원으로 하는 열펌프 시스템을 개발하기 위해 압축기 용량 7.5 kW, 지중온도를 겨울철 지중 2 m, 4 m의 평균지온 10~15°C, 시설내부의 공기온도를 15°C로 초기 입력조건을 설정하여 시뮬레이션을 수행하고 열펌프 시스템의 최적설계에 필요한 관련인자의 영향과 아울러 열펌프 시스템의 성능계수를 분석하였다. 손 등(2005)은 90 m²의 공간에 설치된 1.5 RT급 물 대 공기 열펌프와 외경 62 mm, 길이 130 m의 단일 U자관 지중 열교환기로 구성된 지열 히트펌프 시스템의 냉, 난방 성능을 분석하였으며, 임 등(2004)은 지면에서 지하 100 m 깊이까지 천공한 5개의 보어홀(bore-hole)에 직경 25 mm의 고밀도 폴리에틸렌 U-tube를 지열교환기로 하여 10 RT급 물 대 물 방식의 지열 히트 펌프를 4층 짜리 사무실용 건물에 설치하고 냉난방 성능 및 경제성을 분석하였다. Ozgener 등(2005)은 길이 50 m, 공칭지름 32 mm의 U-tube 지열교환기를 가지는 온실 가온용 태양열 지열 히트펌프를 설계하고 Izmir의 Ege대학교 내 태양에너지 연구소에 설치하여 성능특성을 조사하였다. Doherty 등(2004)은 Nottingham 대학교 내 Millennium Eco-Experimental House에 깊이 18 m, 외경 32 mm의 U-tube와 concentric tube를 사용한 수직형 지열교환기 그리고 외경 25 mm, 길이 150 m, 깊이 2 m의 2열 수평형 지열교환기를 가지는 지열히트펌프를 설치하여 그 성능을 조사하였다. Hepbasli 등(2004)은 수직형 지열 히트펌프의 에너지와 엑서지를 분석하였다. 윤(2003)은 지열히트펌프에 의하여 건물을 냉난방할 경우, 난방시에

는 최고 73%까지 난방시에는 평균 45% 정도의 에너지 절약 효과가 있는 것으로 보고하였다. 정 등(2004)은 전체적인 축열조의 형상을 직사각형(600 mm×900 mm×900 mm)으로 고정하고 원형 평판형, 원형 조절평판형, H형의 3가지 디퓨저 형상에 대해 3차원 수치해석을 행한 결과, 원형 조절평판형이 가장 우수한 성능을 보였다고 보고하였다.

이상과 같이 지열히트펌프에 관한 국내의 자료는 많이 찾아볼 수 있다. 그러나 수평형에 비해 수직형이 대다수이며 수직형은 채열량에 대해 수십에서 수백 미터의 보어홀을 수개에서 수십개 이상 천공하여야 하므로 수평형에 비해 설치가 고가이다.

그러므로 본 연구에서는 농업시설의 난방과 실용화에 대한 기초 자료 획득을 목적으로 수직형 지열히트펌프에 비해 초기 투자비용이 비교적 저렴한 수평형 지열히트펌프를 설치하여 이 시스템의 난방성능 및 지온변화 등을 분석하였다.

2. 재료 및 방법

지열교환시스템은 수원 소재 농업공학연구소 구내 포장에 매설하였다. 지열교환시스템은 고밀도 폴리에틸렌(HDPE) 소재의 파이프를 사용하여 slinky 타입으로 파이프의 외경은 27 mm, 내경은 21 mm이며 이를 직경이 90 cm 되도록 말아 1 열당 250 m가 되도록 구성하였다. 또한 총 5열의 지열교환시스템을 지하부에 150 cm 깊이로 매설하고 그 위에 내부에 보온커튼이 1겹 있는 6 m×40 m의 아치형 단동온실을 신축하였으며, 지열교환시스템의 열간 간격은 열간섭 배제 거리(50 cm)를 고려하여 80 cm로 하였다. 그림 1은 지열교환시스템의 개략도와 매설상태 및 지중 센서 매설 위치를 나타내며 그림내 굵은 원형이 지중 센서의 매설 위치이다.

히트펌프 시스템은 그림 2에서 보는 바와 같이 지열을 채열(採熱)하는 지열교환시스템, 열을 증폭하는 히트펌프 시스템, 히트펌프에서 증폭된 열을 방출하는 팬코일 유니트와 축

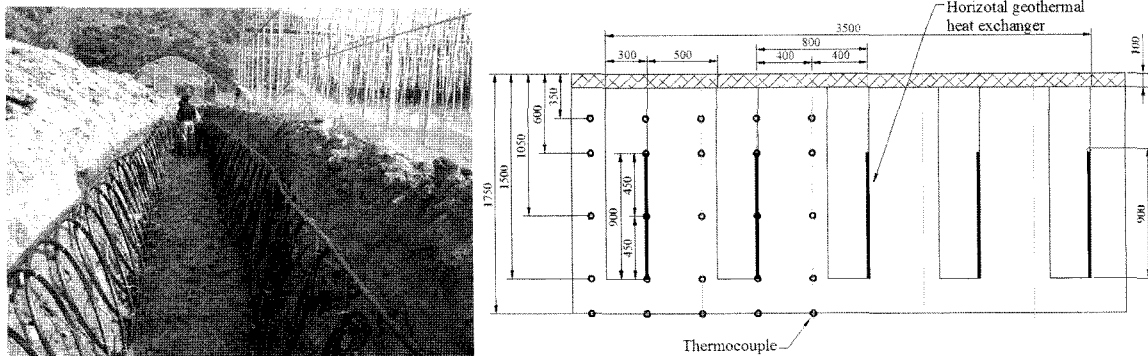


Fig. 1 View of horizontal type geothermal heat exchanger and sensor position.

열조로 구성하였다. 온실을 기계실과 난방공간으로 나누어 히트펌프 시스템은 기계실에 팬코일 유닛은 난방공간에 위치하도록 하였으며, 축열조는 온실외부의 지상부에 설치하였다. 그림 2는 히트펌프 시스템의 개략도이며 표 1은 실험장치의 사양을 나타낸다.

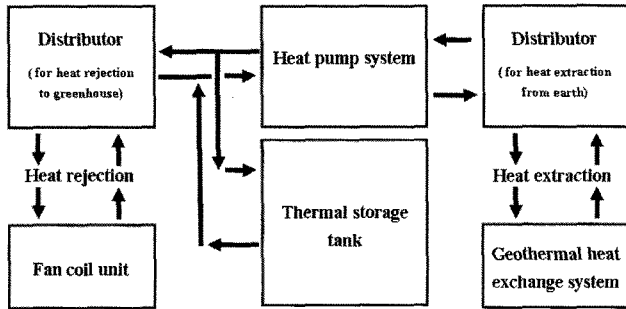


Fig. 2 Schematic diagram of geothermal heat pump system.

Table 1 Total specification of geothermal heat exchanger and heat pump system.

Items		Specification
Geothermal heat exchange system	Type	slinky
	Material	HDPE (high density polyethylene)
	Pipe diameter (mm)	outside dia.: 27, inside dia: 21
	Total length of pipe (m)	1,250
	Coil diameter (mm)	900
Heat transfer medium fluid		Water (70%) + Antifreeze (30%)
Heat pump system	Compressor	Type: High temperature scroll type Capacity: 10 RT Voltage: 380 V, 3 Phase
	Condense / Evaporator Refrigerant	Flat type heat exchanger R22
Thermal storage tank	Diameter (mm)	1,430
	Height (mm)	2,000
	Remark	Diffuser for stratification

난방이 필요한 17시부터 익일 08시까지의 수원지역의 외기 온 패턴을 잡아 식 (1)에 의해 실험에 사용된 온실의 난방부하를 결정하였으며 이를 토대로 지열히트펌프, 지열교환시스템, 축열조의 용량을 설계하여 설치하였다.

수평형 지열 히트펌프 시스템의 난방 특성을 분석하기 위해 응축기와 증발기 입구와 출구에 T type 열전대를 설치하여 5분 간격으로 데이터로거(DR230, Yokogawa, Japan)를 통해 데이터를 수집하였다. 응축기와 증발기를 통과하는 열전달매체의 유량은 초음파유량계(PT868, Panametrics, Norway)로, 소비전력은 전력계(Hioki3166, Hioki, Japan)로 측정하여

열량과 식 (2)에 의해 난방성능계수(COP)를 구하였다. 지중 온도는 그림 1에 나타낸 것과 같이 지면으로부터 35, 60, 105, 150, 175 cm에 PT100 Ω flat type 열전대를, 축열조의 층간 온도 및 축열량은 지면으로부터 18, 43, 68, 93, 118, 143, 168, 193 cm에 T type 열전대를 설치하여 측정하고 데이터로거를 통해 수집하였다.

$$Q_k = A_g \times \left\{ \left[h_i(1 - f_r) + h_v \right] (T_i - T_o) + \frac{q_{soil}}{A_s} \right\} \cdot f_w \quad (1)$$

여기서, Q_k : 난방부하(kW), A_g : 온실표면적(m^2), h_i : 온실 표면의 대류열전달계수($kW/m^2 \cdot ^\circ C$), f_r : 보온피복에 의한 열에너지절감률, h_v : 환기에 의한 대류열전달계수($kW/m^2 \cdot ^\circ C$), T_i , T_o : 온실내부온도(설정온도)와 외기온($^\circ C$), q_{soil} : 토양에 흡수된 열량(kW), A_s : 상면적(m^2), f_w : 풍속에 의한 보정계수

$$COP_H = \frac{\rho_w \cdot V_w \cdot c_w \cdot (T_{w,o} - T_{w,i})}{P_{HP}} \quad (2)$$

여기서, COP_H : 난방성능계수, P_{HP} : 열펌프의 소비전력(kW), ρ_w : 열전달매체의 밀도(m^3/kg), V_w : 열전달매체의 체적 유량(m^3/kg), c_w : 열전달매체의 비열($kJ/kg \cdot ^\circ C$), $T_{w,i}$, $T_{w,o}$: 응축기 입·출구 열전달매체온도($^\circ C$)

3. 결과 및 고찰

가. 난방부하산정 및 히트펌프 설계

그림 3은 수원지방의 난방이 필요한 17시부터 익일 08시까지 겨울철 온도 패턴을 잡아 이를 토대로 온실의 실내온도를 $10^\circ C$ 로 설정하고 식 (1)에 의해 산정한 외기온별 난방부하를 나타낸다. 그림에서 보는 바와 같이 여명기인 06시경에서 최대 난방부하가 발생하며 외기온이 $-5^\circ C$ 인 경우 최대 난방부하는 22.78 kW, $-10^\circ C$ 는 31.35 kW, $-15^\circ C$ 는 39.91 kW, $-20^\circ C$ 는 48.48 kW로 나타났다. 난방이 필요한 15시간동안 외기온이 $-5^\circ C$ 인 경우 총 난방에너지는 1045 MJ, $-10^\circ C$ 는 1547 MJ, $-15^\circ C$ 는 2048 MJ, $-20^\circ C$ 는 2508 MJ로 나타났으며, 수원지방의 1995년에서 2004년까지 최저기온의 평균값은 $-14.5^\circ C$ (기상청, 2005)로 나타났으므로 최저 기온이 $-15^\circ C$ 일 때의 최대 난방부하 39.91 kW를 기준으로 잡아 히트펌프를 설계하였다.

히트펌프의 압축기는 $39.91 kW \times 1 RT / 3.85 kW = 10.36 RT$ 이므로 10 RT급 Danfoss사의 SM120-9를 선정하였다. 수원지방 1.5 m 깊이의 토양온도는 2월중 가장 낮아 그 온도는 약 $7^\circ C$ (기상청, 2005)이었으며 축열조에는 최고 $50^\circ C$ 의 열전

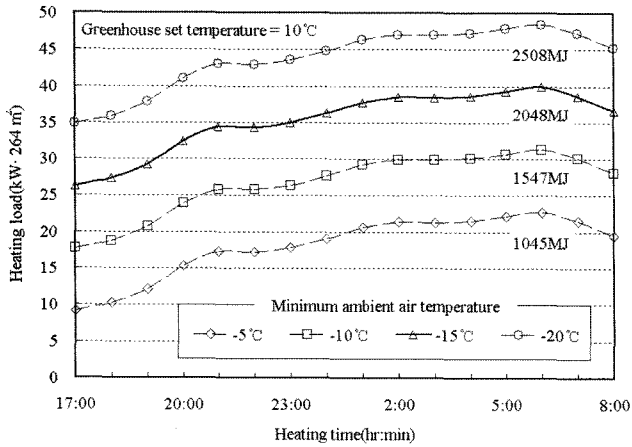


Fig. 3 Variation of heating load.

달매체를 축열하는 것으로 하였다. 그러므로 이미 선정된 압축기의 성능표에 의해 히트펌프의 증발온도는 수위지방 1.5 m 깊이의 최저 온도 7°C보다 낮은 0°C로, 응축온도는 축열조의 최고 온도 50°C보다 높은 55°C로 하였을 때, 증발열량은 25.9 kW, 소비전력은 10.9 kW, 난방성능계수는 약 3.38이었다. 이때의 난방성능계수는 응축온도와 증발온도가 각각 55°C, 0°C일 때의 난방성능계수일 뿐 전체적인 난방성능계수가 아니다. 즉, 응축온도와 증발온도가 변하게 되면 난방성능계수도 변화할 수 있음을 밝혀둔다.

냉매의 증발열량은 지열교환시스템에 의해 지중으로부터 얻는다. 즉, 증발열량과 지열교환시스템의 단위길이당 채열량에 의해 지열교환시스템의 전체길이를 구할 수 있으며, 단위 길이당 채열량은 0.02 kW로 하였다. 그러므로 25.9 kW/0.02 kW/m=1,295 m이며, 여기에서는 작업의 용이성 등을 고려하여 1,250 m로 하였다.

또한 축열조는 축열후 2시간 후에 방열하는 것으로 하고 방열온도는 50~30°C로 하여 축열조의 체적을 구하면 36.8 kW×2 h×3,600 s/(4.18 kJ/kg·°C×20°C)=3,169 kg≃3,200 L이며, 267.5 MJ의 에너지가 축열되도록 하였고, 축열조의 성층화를 유도하기 위해 디퓨저를 설치하였다. 또한 응축열량 36.8 kW는 위에서 언급한 증발열량과 소비전력의 합을 의미한다.

나. 응축기 출구온도 변화에 따른 소비전력 및 고압변화

그림 4는 응축기 출구온도에 따른 소비전력 및 고압 변화를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 소비전력과 고압은 응축기 출구온도에 대하여 1차 함수적으로 변화하며 응축기 출구온도 23°C일 때 소비전력은 8.8 kW, 43°C일 때 11.3 kW 이었고 같은 온도에 대하여 고압은 1185.8 kPa에서 1607.2 kPa로 변화하였다.

응축기 출구온도의 증가는 냉매온도의 증가, 냉매온도의

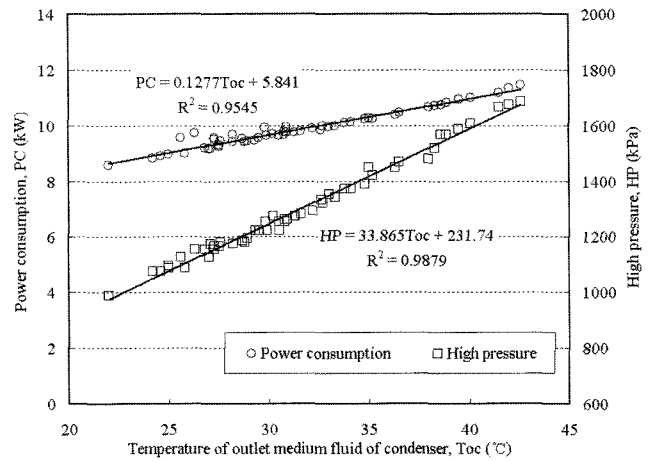


Fig. 4 Variation of power consumption and high pressure according to outlet medium temperature of condenser.

증가는 압축기 소요동력의 증가, 압축기 소요동력 증가는 소비전력을 증가시키는 유기적 양상을 보이게 되므로 응축기 출구온도가 증가하면 소비전력과 고압이 증가하기 때문에 이와 같은 결과가 나타난 것으로 생각된다.

다. 지온변화에 따른 성능계수 및 난방열량

깊이 1.75 m의 지중온도 변화에 따른 난방성능계수, 난방열량 및 지중으로부터의 흡수열량은 그림 5와 같이 나타났다. 그림에서 보는 바와 같이 난방성능계수는 지중온도 14°C에서 4.57 수준으로 지온이 하강함에 따라 하강하여 지중온도 7°C에서 3.75 수준으로 매우 양호한 값을 보이고 있으며 지온하강에 대한 난방성능계수의 영향은 0.117/°C로 나타났다.

또한 난방열량(heat rejection rate)은 지중온도 7°C에서 25.89 kW이었고 지온이 상승함에 따라 상승하여 14°C에서

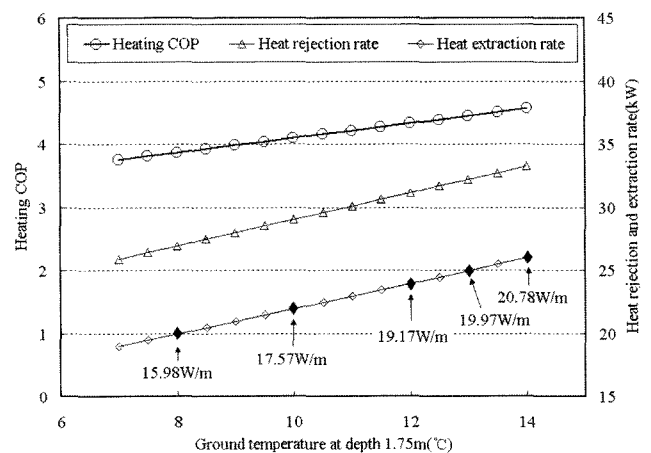


Fig. 5 Variation of heating COP, heat rejection rate to greenhouse and heat extraction rate from earth according to ground temperature at depth 1.75 m.

33.26 kW이었으며, 지온이 약 17°C 되는 점에서 난방부하의 설계값인 약 37 kW에 해당할 것으로 예상되었다.

지열교환시스템에 의한 지중흡열량(heat extraction rate)은 지중온도 7°C에서 18.99 kW이었고 14°C에서 25.97 kW이었다. 지열교환시스템의 파이프 단위길이당 채열량은 7°C에서 15.19 W이었고 14°C에서 20.78 W로 나타났으며 설계값과 비슷한 채열량을 갖는 지중온도는 13°C 부근으로 파악되었다. 설계에서 사용한 파이프 단위길이당 채열량이 지중온도 13°C 부근에서 나타남으로 난방열량과 지중흡열량의 설계값과 실측값이 같아야 하나 설계값과 실측값이 약간의 차이를 보였다. 지중흡열량은 설계값과 실측값이 각각 25.9 kW와 24.9 kW로 설계값 대비 3%의 차이를 보이는데 이는 지열교환시스템을 실제 매설할 때 작업의 용이성 등을 고려하여 파이프 길이를 계산길이의 약 3.5%인 45 m 정도 줄였기 때문인 것으로 사료된다. 또한 난방열량의 설계값과 실측값은 각각 36.8 kW와 32.2 kW로 설계값 대비 12.5%의 차이를 보이는데 이는 지열교환시스템의 파이프 길이를 줄인 것과 더불어 온실 내에 설치된 팬코일 유닛의 효율 및 열전달매체가 통과하는 관로에서의 열전달에 기인한 것을 생각된다. 이와 같이 설계값과 실측값이 약간의 차이는 있으나 실측값이 설계값에 매우 근접하였다.

라. 지온 변화

그림 6은 단속운전시 파이프가 매립된 곳의 깊이별 지온 변화 및 이에 따른 난방열량 및 지중흡열량을 보여준다. 60 cm와 150 cm는 지중파이프 상부와 하부의 지온을 나타내며, 그림에서 보는 바와 같이 60 cm 깊이의 지온은 히트펌프를 가동한 후 1.5시간 만에 약 8.2°C에서 1.6°C까지 급격히 하강하여 전체 하강온도에 대하여 87%를 차지하였으며 이후 점진적으로 지온이 하강하는 것으로 나타났다. 이에 반해 지열교환시스템의 열원으로 작용할 수 있는 깊이 1.75 m의 지온은 히트펌프가 가동하는 시간에는 점진적으로 하강하여 단위 시간당 평균 0.16°C의 온도하강율을 보였으며, 히트펌프 정지 시에는 단위시간당 평균 0.08°C로 상승하는 것으로 나타나 1.75 m 깊이의 평균온도 7°C에서의 온도회복율(온도상승율/온도하강율)은 50%로 히트펌프를 가동하여 온도를 하강시킨 후에는 같은 온도로 지온을 회복시키고자 하면 히트펌프가동 시간의 2배를 회복시간으로 해야 하는 것으로 나타났다.

지중흡수열량은 지중파이프 상부(60 cm)와 하부(150 cm)의 지온변화에 민감하여 이 위치에서의 지온변화와 비슷한 변화곡선을 보이며 이에 따라 난방열량도 지중흡열량과 비슷한 변화곡선을 보이고 있다. 이때의 난방열량 및 지중흡수열량

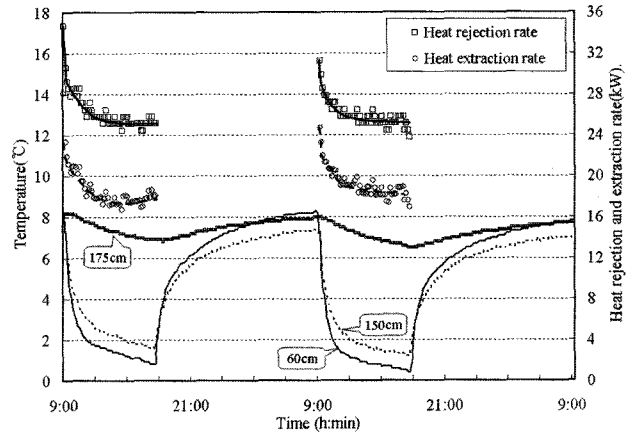


Fig. 6 Variation of soil temperature and heat rejection and extraction rate.

은 각각 평균 26 kW와 19 kW로 그림 5와 거의 유사한 값을 나타내었다. 또한 1.75 m 깊이의 지온은 초기 8.2°C에서 7.7°C로 하강하였다. 지표에서 가까운 지중의 온도는 태양복사에 의해 회복이 용이하다고 하더라도 이보다 깊은 지중은 지열의 회복이 용이치 않으므로 수평형 지열히트펌프의 실용화에 보다 더 접근하기 위해서는 지열보상에 대한 방법을 강구해야 할 것으로 사료된다.

마. 축열조의 축·방열 특성

그림 7은 축열조의 축·방열 특성을 보여준다. 그림에 나타난 바와 같이 깊이 1.75 m의 지온이 평균 10.1°C일 때 지열 히트펌프 시스템에 의해 열전달매체의 온도가 28.8°C에서 48.3°C까지 상승하는데 2.3시간이 소요되었으며, 이때의 평균 축열율은 31.05 kW로 축열기간 3.5시간동안의 평균 축열율 33.2 kW보다 약간 작다. 이것은 축열 초기에는 응축기 내를 흐르는 냉매와 축열조내의 열전달매체의 온도차가 크기 때문에 열전달량이 많고 축열 최종기에는 냉매와 열전달매체의 온도차가 크지 않기 때문인 것으로 생각된다. 또한 그림 5에서 보는 깊이 1.75 m의 지온이 10°C인 경우의 난방열량 29.05 kW는 축열조에 축열하는 전체 축열기간 동안의 축열율 33.2 kW에 비해 축열을 대비 약 12.5% 정도 작으며, 이는 축열조에 축열하는 경우는 냉매와 열전달한 열전달매체가 직접 축열조에 유입되지만 팬코일 유닛을 통해 열을 방출하는 경우(이때의 열량을 난방열량으로 하였음)는 전술한 바와 같이 온실 내에 설치되는 팬코일 유닛의 효율 및 열전달매체가 통과하는 관에서의 열전달에 기인한 것을 사료된다.

방열곡선은 지수형태를 갖고 있으며 48.3°C까지 축열한 후 28.4°C까지 방열되는 시간은 온실온도가 평균 16.2°C일 때 1.83시간으로 설계값에 비해 방열시간이 10분정도 짧은 것을

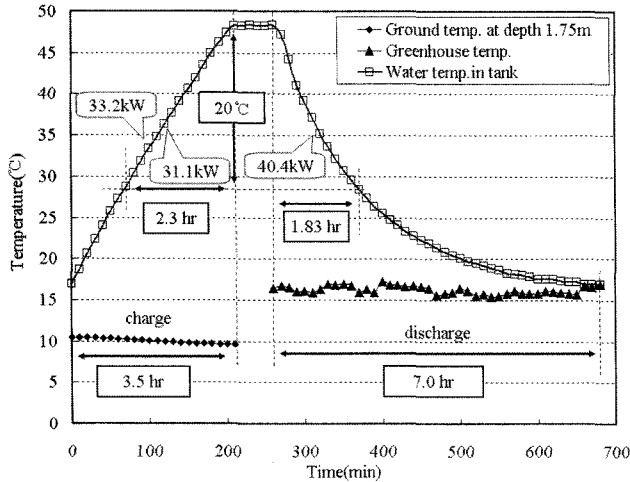


Fig. 7 Characteristics of thermal charge and discharge of thermal storage tank.

나타났으나 큰 차이는 없는 것으로 생각된다. 방열중 총 266.2 MJ의 에너지가 방열되었으며 평균 방열율은 40.4 kW로 나타났다.

바. 축열조의 높이별 온도 변화

본 연구에서 사용한 축열조의 목적은 축열 후 더 이상의 가열된 열전달매체의 유입 없이 축열조에 축열된 열전달매체로 온실을 가열하는 방식으로 축열조의 상부에서 가열된 열전달매체를 유출시켜 온실을 가열하고 열전달 후 냉각된 열전달매체를 축열조의 하부로 유입시키는 방법을 사용한다. 이때 축열조 내부에서 가열 또는 냉각된 열전달매체가 혼합되지 않은 것이 관건이며 유동특성상 높이 방향에 가장 민감한 결과를 보이므로 높이방향의 온도분포를 중요시하였다.

그림 8은 축열조의 높이별 온도 변화를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 초기의 축열조 온도는 높이에 관계없이 거의 균일한 온도인 48.5°C를 보이고 있으며, 방열 10분 경과후 축열조의 하부 18 cm를 제외한 그이상의 높이에서 초기 온도와 비슷한 온도를 보이고 있다. 또한 20분과 30분에서는 68 cm 높이까지는 38.5°C, 68 cm에서 93 cm까지는 온도경계층을 이루며, 93 cm이상에서는 초기온도와 거의 비슷한 온도를 이루고 있어 이상적인 성층화 특성이 나타나는 것으로 보여진다. 이후 방열에 의해 지속적으로 냉각된 열전달매체가 축열조로 유입됨에 따라 낮은 온도대의 열전달매체층이 두꺼워지며(그림 내 화살표가 있는 점선) 방열후 120분경에는 27.1°C의 온도대가 168 cm의 높이까지 확장되어 이후에는 온도만 하강할 뿐 비슷한 패턴의 온도층을 이루고 있으나 최상층과의 온도 차이는 지속적으로 보이고 있어 온도에 따른 성층 구조는 지속적으로 보이는 것으로 나타났다.

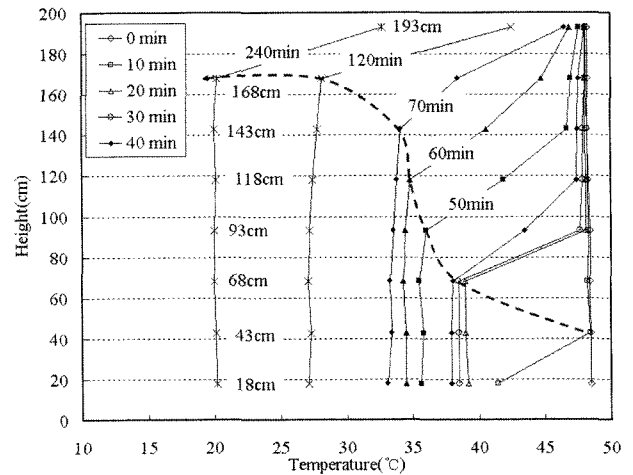


Fig. 8 Temperature variation according to height of thermal storage tank.

4. 요약 및 결론

농업시설을 난방하고 실용화에 대한 기초 데이터를 획득할 목적으로 설치비용이 비교적 낮은 수평형 지열히트펌프를 설치하여 난방성능 및 지온변화 등을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 온실의 실내온도를 10°C로 설정한 경우 수원지방의 최대 난방부하는 외기온이 -5°C일 때는 22.78 kW, -10°C일 때는 31.35 kW, -15°C일 때는 39.91 kW, -20°C일 때는 48.48 kW로 나타났다.
2. 수평형 지열히트펌프의 소비전력과 고압은 응축기 출구 온도에 대하여 1차 함수적으로 변화하며 응축기 출구 온도 23°C일 때 소비전력은 8.8 kW, 43°C일 때 11.3 kW 이었고 같은 온도에 대하여 고압은 1185.8 kPa에서 1607.2 kPa로 변화하였다.
3. 깊이 1.75 m의 지온이 14°C일 때 난방성능계수는 4.57 수준으로 지온이 하강함에 따라 하강하여 지온 7°C에서 3.75 수준으로 매우 양호한 값을 보였다.
4. 지중파이프가 매설된 60 cm 깊이의 지온은 히트펌프를 가동한 후 1.5시간 만에 약 8.2°C에서 1.6°C까지 급격히 하강하여 전체 하강온도에 대하여 87%가 하강하였으며 이후 점진적으로 지온이 하강하였다.
5. 깊이 1.75 m의 지온이 평균 10.1°C일 때 축열조 온도가 28.8°C에서 48.3°C까지 상승하는데 소요되는 시간은 2.3 시간이었으며 평균 축열율은 31.05 kW이었다. 또한 축열후 48.3°C에서 28.4°C까지 방열되는 시간은 온실온도가 평균 16.2°C일 때 1.83시간으로 평균 방열율은 40.4

kW로 나타났다.

6. 방열시 축열조의 성층화는 방열 후 20분과 30분에서 이상적인 성층화 특성이 나타났으며 그 후에는 최상층과의 온도 차이는 지속적으로 보여 온도에 따른 성층 구조는 지속적으로 나타났다.

참 고 문 헌

1. Doherty, P. S., S. Al-Huthaili, S. B. Riffat and N. Abodahab. 2004. Ground source heat pump - description and preliminary results of the Eco House system. *Applied thermal engineering* 24:2627-2641.
2. Hepbasli, A. and O. Akdemir. 2004. Energy and exergy analysis of a ground source(geothermal) heat pump system. *Energy conversion and management* 45:737-753.
3. Ozgener, O. and A. Hepbasli. 2005. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system. *Energy and buildings* 37:101-110.
4. Ozgener, O. and A. Hepbasli. 2005. Performance analysis of a solar-assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating : an experimental study. *Building and Environment* 40:1040-1050.
5. 강호철, 김영복, 김성태, 민영봉. 1999. 냉난방 열펌프시스템의 성능시뮬레이션. *한국농업기계학회지 학술대회지*. pp.104-111.
6. 기상청. www. kma. go. kr. 연별극값자료-최저기온
7. 김보철, 이진욱, 이재훈. 2005. 특허로 본 히트펌프의 기술개발 동향. *설비저널* 34(9):16-21.
8. 김영복, 백이. 1996. 지중매설관 열교환장치의 성능분석(I). *한국농업기계학회지* 21(4):436-448.
9. 농림부 통계. 2003. pp.62-64.
10. 손병후, 조정식, 신현준, 안형준. 2005. 지열원 열펌프 시스템의 냉·난방 성능 평가. *설비공학논문집* 17(1):71-81.
11. 송현갑 외 5인. 1993. 시설원에 자동화. 문운당. pp.85-142.
12. 윤동윤. 2003. 지열히트펌프를 이용한 냉난방시스템기술의 특성. *설비/냉동공조위생*(7, 226). pp.41-53.
13. 윤용철, 서원명. 1997. 시설원예용 히트펌프의 기능과 시스템. *한국농공학회지* 39(4):5-13.
14. 윤정인. 2004. 지열히트펌프의 기술개발 동향. *한국냉동공학회지*. pp.811-816.
15. 임효재, 송윤석, 공형진, 박성구. 2004. 지열 냉난방 시스템의 성능 및 경제성 평가. *한국에너지공학회지* 13(4):296-300.
16. 정재동, 김주혁, 조성환. 2004. 축열조 성능에 미치는 디퓨저 형상의 영향. *설비공학논문집* 16(4):374-382.