

축열조를 채용한 수평형 지열원 히트펌프 온실 난방 시스템에 관한 연구

박용정[†] · 김경훈*

금오공과대학교 대학원 기계공학과, *금오공과대학교 기계공학부

(2006년 7월 19일 접수, 2006년 9월 5일 채택)

A Study on the Horizontal Ground Source Heat Pump Greenhouse Heating System with Thermal Storage Tank

Yongjung Park[†] and Kyounghoon Kim*

Dept. of Mech. Eng., Grad. School, Kumoh Nat'l Univ. of Tech., Kumi 730-701, Korea

*School of Mech. Eng., Kumoh Nat'l Univ. of Tech., Kumi 730-701, Korea

(Received 19 July 2006, Accepted 5 September 2006)

요 약

온실은 작물의 성장조건을 맞추기 위해서 야간 및 추운 날에는 난방을 해야 한다. 지열원 히트펌프 시스템은 냉난방 시스템에서 두드러진 관심을 보이고 있다. 축열조를 채용한 수평형 지열원 히트펌프 시스템을 온실에 적용하여 성능특성을 조사하였다. 그리고 축열조를 채용한 이유를 자세하게 설명하였다. 축열조는 지열원 히트펌프 시스템의 난방능력보다 큰 난방부하를 대응할 수 있다. 연구 결과, 시스템 전체의 성능계수는 2.69로 나타났다.

주요어 : 온실, 지열원 히트펌프, 축열조, 성능계수

Abstract — Greenhouses should be heated during nights and cold days in order to fit growth conditions in greenhouses. Ground source heat pump (GSHP) systems are recognized to be outstanding heating and cooling systems. A horizontal GSHP system with thermal storage tank was installed in greenhouse and investigated the performance characteristics. The reasons for using thermal storage tank were discussed in detail. Thermal storage tank can provide heat for heating load that is larger than GSHP system heating capacity. The results of study showed that the heating coefficient of performance of the heat pump system was 2.69.

Key words : Greenhouse, Ground source heat pump, Thermal storage tank, Coefficient of performance

1. 서 론

1970년대의 에너지파동 이후 세계적으로 새로운 에너지에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는데 최근 들어 고유가 시대를 맞아 지열에너지 이용에 대한 관심이 더욱 커지고 있다.

지열이라 함은 지구의 토양, 암석 등이 가지고 있는

열에너지를 의미하는데 연중 일정하게 저장되는 지열에너지는 청정에너지이면서 활용 가능성이 높은 에너지이다. 지표 아래 수 km 에 있는 고온의 열을 직접 활용할 수도 있지만 일반적으로 쉽게 이용할 수 있는 방법은 지하에 지중 열교환기를 설치하고 히트펌프 시스템을 통하여 열 이동을 수행하는 것으로써, 난방시에는 공조공간에 필요한 열을 지중으로부터 얻고, 냉방이 필요할 경우는 공조공간의 열을 지중으로 방출시킨다. Lund and Freeston^[1]은 지열원 히트펌프시스템이 1995년 이후 59%의 성장을 보였고 매년 9.8%씩 증가를 보여왔으며, 지역으로는 미국과 유럽 국가들이 대부분으로 2000년도 초까지 세계적으로 공급된 지열원 히트펌프 시스템은 약

[†]To whom correspondence should be addressed.
Dept. of Mech. Eng., Grad. School, Kumoh Nat'l Univ. of Tech., Kumi 730-701, Korea
Tel: 054-975-6383
E-mail: yjpark@kongkankorea.com

50만 여대인 것으로 조사하였다. Lund^[2]는 2000년 현재 미국에 설치된 지열원 히트펌프는 45만 여대이고 매년 5만 여대씩 증가하며, 이 중에서 밀폐수직형이 46%, 밀폐수평형이 38%, 15%가 개방형 시스템이라고 밝혔고, 매년 10%씩 설치가 증가하여 2010년까지 미국에 보급되는 지열원 히트펌프 시스템은 150만대로 추정하였다. Lund *et al.*^[3]은 2005년에는 12 kW급의 지열원 히트펌프의 설치대수가 2000년에 비해서 2배 이상 증가한 것으로 조사되었다.

선진 외국은 지열이용에 대한 연구가 일찍부터 활성화되어 지열원 히트펌프 시스템의 설계에 대한 기준을 제시하였고, 많은 설치사례들에 대한 자료를 엔지니어들에게 보급함으로써 지열원 히트펌프 이용을 촉진시키고 있다^[4]. 현재 우리나라에도 지열에 대한 관심이 커지면서 설치가 증가하고 있는데 주로 주거공간을 대상으로 하는 반면 온실과 같이 겨울철 작물을 대상으로 지열원 히트펌프 시스템이 설치된 사례는 많지 않다. 온실에 지열을 적용한 외국사례로 Ozgener and Hepbasli^[6]는 지열과 태양열을 결합한 온실난방시스템에 관하여 연구한 바 있는데 지중열교환기는 수직형을 사용하였다.

일반적으로 온실은 작물을 재배하기 위한 비교적 넓은 면적을 가지고 있고 대부분 비닐하우스나 유리실로 되어 있는데 일반건물과는 달리 실내로 태양복사에너지가 용이하게 유입되도록 되어있다. 이 때문에 일출이후에는 외기의 온도가 실내온도보다 낮은 상태라도 실내로 유입되는 태양복사에너지 때문에 실내온도가 상승하여 난방의 필요성이 적어진다. 수평형 지열원 히트펌프 시스템의 경우 설치비용이 수직형에 비해서 저렴하지만 비교적 넓은 설치면적을 요구하는 단점을 가지고 있는데, 온실은 넓은 면적을 가지고 있기 때문에 수평형 지열원 히트펌프 시스템설치가 가능하다. 그리고 난방이 요구되는 시간이 주로 야간이기 때문에 축열조를 설치하여 주야간 지중으로부터의 채열을 축열조에 저장한 후 야간에 집중적으로 사용한다면 지열을 효과적으로 사용할 수 있을 것으로 본다.

본 연구에서는 축열조를 채용한 수평형 지열원 히트펌프 시스템을 온실에 적용하였을 때 지열원 히트펌프 시스템의 축열조에 대한 축열능력과 축열조의 실시간 난방부하대응능력을 살펴보고 이때의 시스템 성능을 알아보고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

본 연구는 비닐하우스 18 m×78 m(약 450평)을 대상으로 하였다. Fig. 1과 같이 외피는 비닐 1겹이며, 내부는 2 m 높이에 보온덮개로 되어 있다. 재배 작물은 가

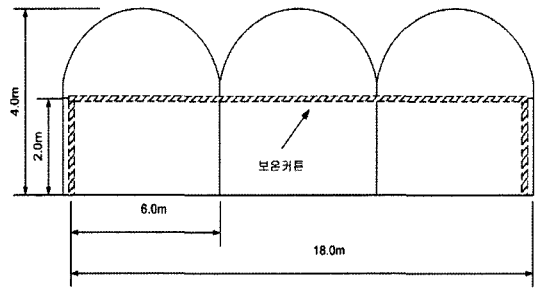


Fig. 1. Schematic of greenhouse.

시오이며 필요한 실내유지 온도는 15°C 내외이다.

실내부하는 시스템 용량을 결정하는데 중요한 요소이다. 1994년도 대구지방의 기상데이터 중에서 11월, 12월, 1월, 2월, 3월의 값을 적용하여, 실내온도가 15°C일 때의 난방부하 값을 계산하였는데 계산방법은 시간별 설계 외기온도를 작성한 후 일몰이후 야간에는 보온커튼이 있는 상태로 난방부하를 계산하였다. 일출이후 주간에는 상부의 보온커튼이 없고 비닐을 투과한 태양복사가 실내온도를 상승시키는 것으로 계산하였다. 설계난방부하 값은 1월21일 일출직전에 최고치로 나타난 81.2 kW 값을 선정하였고, 이 날의 24시간 동안 필요한 난방에너지는 3422.5 MJ로 나타났다.

하루동안의 필요한 전체 난방에너지를 실시간의 평균 부하로 환산하면 39.6 kW인데, 이는 히트펌프가 연속적으로 공급을 해야 되는 열량이 된다. 선정된 최고 난방부하 값은 81.2 kW인데, 히트펌프가 실시간으로 공급하는 열량은 39.6 kW이므로, 이를 초과하는 실시간 난방부하는 축열조로 대처하게 하였다. 최고난방부하가 발생하는 1월21일의 하루동안 필요한 축열량은 1220.4 MJ인데, 온도 폭을 10°C로 가정할 경우 필요한 물의 양은 약 30 m³ 이므로 이 값을 기준으로 축열조 크기를 선정하였다.

지중열교환기는 땅속에 매립되어 토양과 열전달을 수행한다. 본 연구에서 적용한 매립방식은 수평매립방식이다. 비닐하우스 내부에 50 cm 폭으로 트렌치 작업을 하고 PE(Poly Ethylene)파이프를 설치하였다.

Fig. 1에서 보는바와 같이 비닐하우스는 3개의 동으로 되어있고, 각 동에는 1.5 m 간격으로 각각 4개의 트렌치를 파서 트렌치마다 PE파이프를 설치하였다. 총 설치된 배관길이는 1608 m이며 트렌치 길이는 804 m이다.

제작된 히트펌프시스템의 개략도는 Fig. 2와 같다. 시스템은 크게 4부분으로 나눌 수 있는데, 지중열교환기, 히트펌프, 열을 저장하는 축열조, 팬코일유닛(FCU; Fan Coil Unit)로 분류할 수 있다.

지중열교환기 순환유체는 동절기와 증발기 과냉에 의한 동파를 방지하기 위해서 일반적으로 부동액을 사용

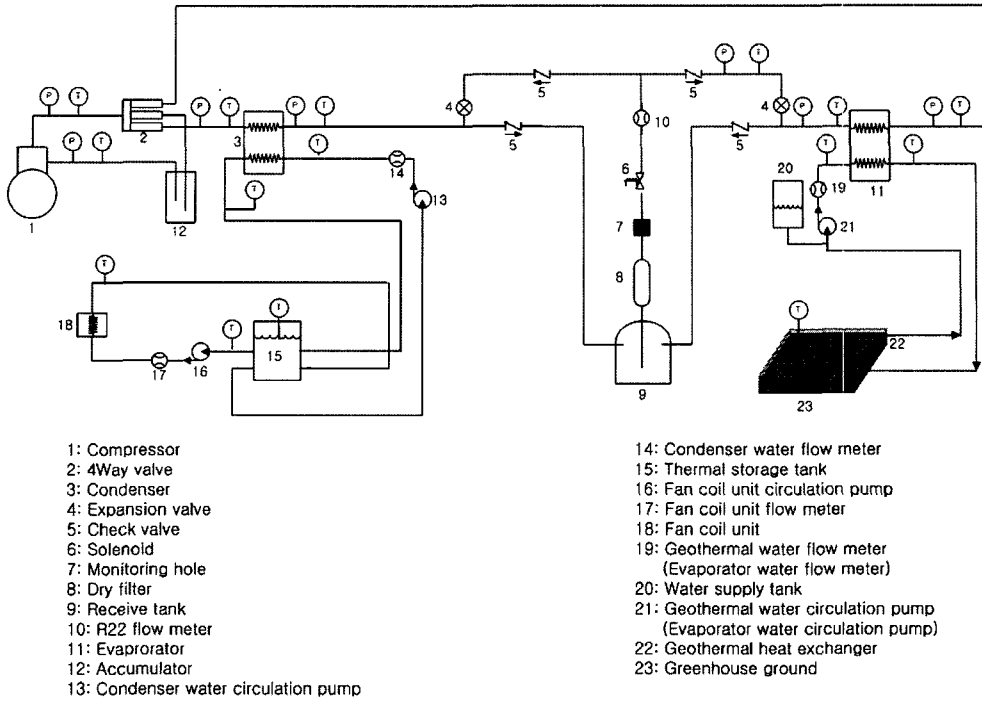


Fig. 2. Schematic diagram of ground source heat pump system.

하는데, 본 실험에서는 지중 열교환기 내부의 유체가 누설이나 유지보수시 유출될 수 있는 점을 감안하여, 작물에 영향이 없는 물을 순환유체로 하였다.

히트펌프의 작동유체는 R-22를 사용하였고, 증발기 및 응축기는 판형 열교환기를 사용하였다. 순환펌프는 지중 열교환기, 축열조, FCU에 각각 설치하였다. 실내에는 FCU 20대를 설치하여 내부온도를 가능한 균일하게 유지하도록 하였다. 히트펌프 시스템의 사양을 Table 1에 나타냈다.

히트펌프의 흡수열과 방출열을 측정하기 위해서 증발기와 응축기에 물용유량계를 부착하고 각각 입출구에 열전대를 설치하였는데 증발기측의 입구에는 시스템 제어용 온도센서를 1개 추가 설치하였다. 측정용 온도센서는 T Type 열전대(Omega 사)를 사용하였고 제어용 온도센서는 PT100Ω을 사용하였다. 축열조에는 데이터 측정용 열전대와 제어용 온도센서를 설치하였다. 온실내부의 열부하에 의해 소모되는 난방열량을 측정하기 위해서 축열조와 FCU에 연결된 배관에 유량계와 열전대를 설치하였다. 온실 내부에 공기온도를 측정하기 위한 열전대와 히트펌프를 운전하기 위한 제어용 온도센서를 설치하였고 FCU의 토출측에 열전대를 설치하여 토출공기 온도를 측정하였다. 히트펌프장치는 압축기 및 열교환기 전후에 온도센서와 압력센서, 냉매유량계를 설치하여 실

시간으로 작동상태를 확인하였다. 히트펌프의 압축기 및 각각의 순환펌프와 FCU에 소모되는 전력을 측정하였는데, 모든 측정 데이터는 AD board인 34970A와 GPIB를 통해서 PC에 저장된다. 데이터 취득간격은 5초이며, 측정 프로그램은 Labview를 사용하였다.

2-2. 실험방법

실내의 온도가 설정치 이하가 되면 난방이 필요한 것으로 하고 축열조의 온수를 실내에 설치된 FCU로 공급되게 하였는데 유량은 17.2 m³/h으로 일정하게 하였다.

축열조의 설정온도는 42°C이고 편차를 1°C로 설정하였다. 압축기는 축열조의 온도가 설정온도 미만이 되면 기동이 되게 하였다. 지중에서 열을 회수하여 증발기로 들어가는 지열수의 온도가 4°C 미만이면 압축기가 정지되고 지열수가 6°C 이상이 되면 압축기가 다시 기동된다. 축열조 온도가 설정온도에 도달하면 압축기 및 응축기측 순환펌프는 정지한다. 지열측 순환펌프는 순환수 온도변화를 측정하기 위해서 계속 운전되게 하였고 전체 시스템운전은 PLC로 제어하였다.

소요동력산출은 다음 식을 사용하였다.

$$W = V \times I \times \sqrt{3} \times PF \quad (3\text{상일경우}) \quad (1)$$

$$W = V \times I \times PF \quad (\text{단상일경우}) \quad (2)$$

Table 1. Specification of heat pump system.

Main circuit	Element	Specification
Ground coupling circuit	ground heat exchanger	material : polyethylene, diameter : ID=53 mm, length : 1608 m, circulation fluid : water
	circulation pump	range of volumetric flow rate: 5~22 m ³ /h pressure head of water column : 14~9 m power : 1.5 kW
Refrigerant circuit	compressor	type : Reciprocating power of electric motor : 20 HP refrigerant : R22 capacity : 61.25 kW (at evaporating/condensing temperatures of 7.2/54.4°C)
	heat exchanger (condenser)	type : Plate Heat Exchanger (PHE) plate material : sus 304 heat transfer area : 9.98 m ²
	heat exchanger (evaporator)	type : Plate Heat Exchanger (PHE) plate material : sus 304 heat transfer area : 15.10 m ²
	expansion device	type : Thermal Expansion Valve (TXV) capacity : 20 ton
Thermal storage circuit	case material	case material : Fiberglass Reinforced Plastic (FRP) size : 4000 mm (W)×3700 mm (L)×2500 mm (H), insulation material/thickness : urethane foam/50 mm, working fluid/capacity : water/30 m ³
	circulation pump	range of volumetric flow rate : 5~22 m ³ /h pressure head of water column : 14~9 m power : 1.5 kW
Fan coil circuit	fan coil unit	heating capacity : 6.7 kW (at hot water temperature of 60°C, air flow rate : 11.3 m ³ /min)
	circulation pump	range of volumetric flow rate : 5~22 m ³ /h pressure head of water column : 14~9 m power : 1.5 kW

열량계산은 다음 식을 사용하였다.

$$Q_{load} = \dot{m}_{fcu} C_{p,fcu} (T_{i,fcu} - T_{o,fcu}) \quad (3)$$

$$Q_c = \dot{m}_{ew} C_{p,e} (T_{i,e} - T_{o,e}) \quad (4)$$

$$Q_c = \dot{m}_{cw} C_{p,c} (T_{i,c} - T_{o,c}) \quad (5)$$

성능계수(COP)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_{sys} = Q_{load} / (W_{comp} + W_{pump} + W_{fcu}) \quad (6)$$

여기서, COP_{sys}는 실내로 공급한 열에 대해서 총 투입에너지(압축기, 펌프, FCU)를 고려한 것이다.

3. 결과 및 고찰

시험비닐하우스 내의 작물은 2004년 1월에 정식을 하였다. 이때부터 히트펌프 시스템을 가동하였으며 자동적

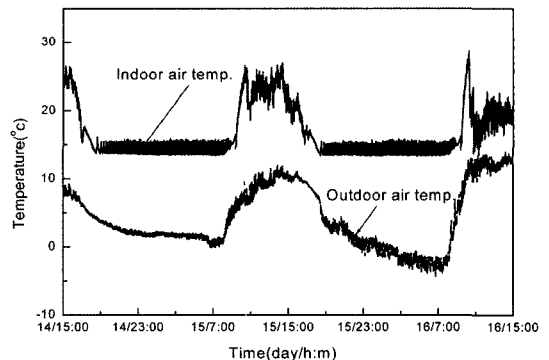


Fig. 3. Indoor and outdoor air temperature.

인 연속운전을 충분히 확인한 후 데이터를 취득하였다. 데이터 분석기간은 2월 14일부터 16일까지 48시간이다.

Fig. 6은 48시간 동안 실내온도와 외기온도를 나타낸

다. 이때의 난방 설정온도는 15°C이며, 편차를 1°C로 설정하였다. 그림에서 보는 바와 같이 일몰이후에 외기온도 하강에 따라 실내온도는 급격히 내려가다가 실내 설정온도 이하로 되면서 난방이 시작이 되었고 난방운전 이후는 외기온도 변화에 영향 없이 평균 15°C로 비교적 일정하게 유지되었다. 일출이 시작되면서 외기온도가 상승하기 시작하였고 얼마 후 실내온도도 급상승하여 난방공급이 불필요하게 됨을 알 수 있다. 난방기간 동안 실내온도와 외기온도의 차이는 일출 직전이 가장 크게 나타났다.

Fig. 4는 실시간 실내에 공급된 열을 나타낸다. 초기 난방개시 때 투입 열량이 크게 나타났는데 이는 실내의 난방수 공급배관 속에 차여있는 물의 온도가 낮아져 있는 상태에서 난방수 출구수온으로 나타났기 때문이다. 설정온도를 유지하기 위하여 주기적인 난방열이 공급되었는데, 14일 난방시작시간은 18시 33분이며 이때의 축열조 온도는 42.1°C이었고, 난방종료시간은 15일 8시 48분이며 축열조 온도는 39.6°C이었다. 15일 난방시작시간은 18시 26분이며 축열조 온도는 41.9°C이고, 난방종료

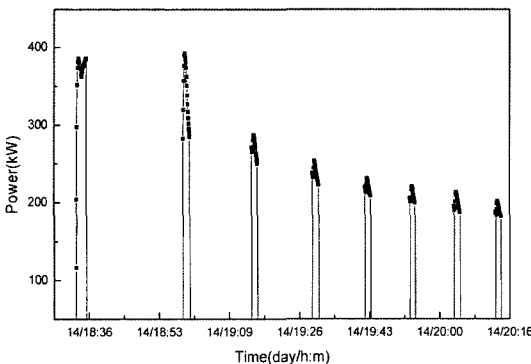
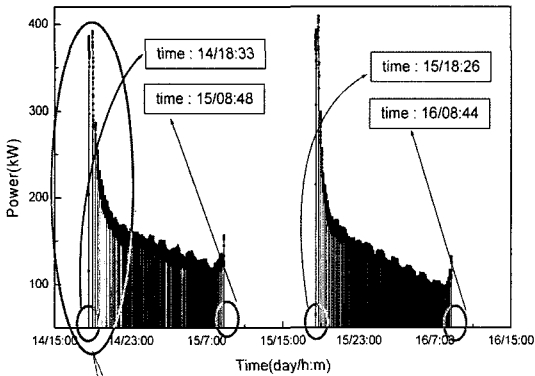


Fig. 4. Power supplied to the greenhouse.

시간은 익일 08시 44분이며 축열조 온도는 38.0°C로 난방수행시간은 14시간 15분과 14시간 18분이었다. Fig. 4의 하단 그림에서 보는 바와 같이 초기에는 난방이 간헐적으로 공급되다가 시간이 지나면서 공급 횟수가 점점 빨라짐을 볼 수 있다. 이는 외기온도가 하강하면서 비례적으로 난방부하가 증가하기 때문으로 사료된다.

Fig. 5는 온실의 난방부하 값인데 Fig. 4의 하단 그림 처럼 반복적인 열 공급이 이루어지므로 한 주기 동안 공급된 열량을 다음 난방이 이루어질 때까지 결리는 시간으로 나누어서 나타내었고 일출직전에 가장 크게 나타났음을 알 수 있다.

Fig. 6은 히트펌프의 응축기와 증발기를 지나는 물온도를 나타낸 것이다. 그림에서 축열운전이 시작될 때 증발기로 유입되는 지열수 온도는 최고 8.0°C이었으며, 축열운전이 계속 진행되면서 입구온도는 6°C에서 4°C까지 하강하였다. 이는 히트펌프로 유입되는 지열수 최저온도를 제한하여 설정온도 이하에서는 히트펌프 작동이 멈

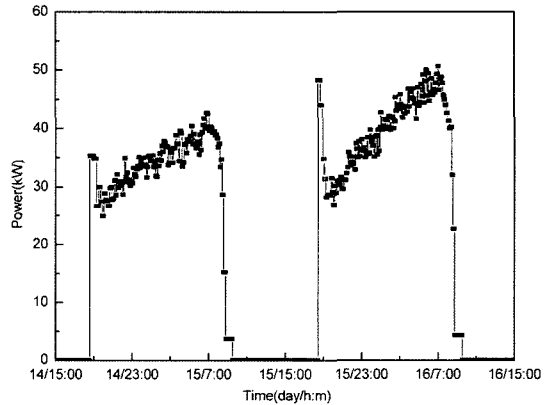


Fig. 5. Heating load of greenhouse.

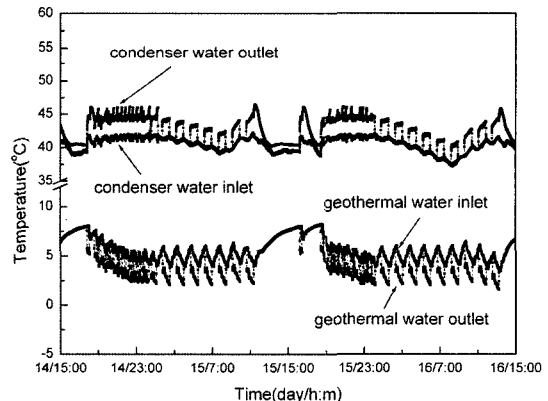


Fig. 6. Temperature of circulation water.

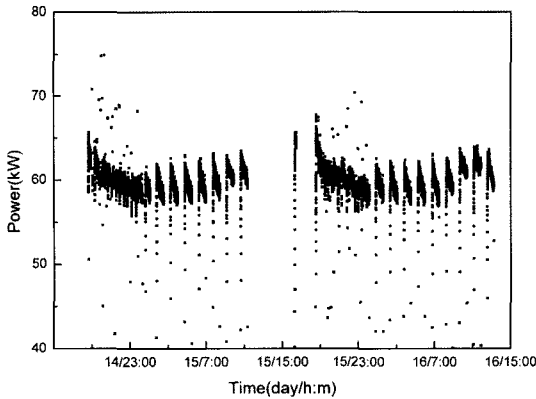


Fig. 7. Rejection heat of heat pump.

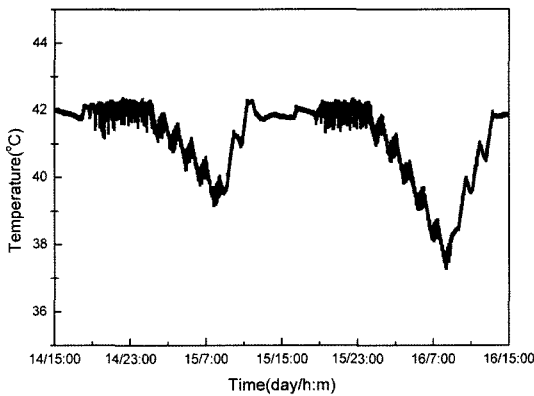


Fig. 8. Thermal storage tank temperature.

추도록 하였기 때문이다. 초기 지열수 유입온도가 운전이 진행되면서 점차 낮아지는 것은 지열교환기의 채열능력보다 히트펌프의 흡열능력이 크기 때문이다. 일출이후 난방이 종료되고 히트펌프의 작동이 완전히 멈춘 이후에는 지열수의 온도가 다시 상승하여 8°C까지 도달하였다.

Fig. 7은 히트펌프가 축열조로 실시간 공급한 열을 나타낸 것인데 지열수 온도변화에 대해서 난방공급이 주기적으로 일어남을 볼 수 있다. 히트펌프 작동시 축열조로 공급되는 열은 평균 59 kW이었다.

Fig. 8은 축열조 내부의 온도를 나타낸다. 축열조의 온도변화가 계단형태로 나타난 것은 히트펌프의 주기적인 열공급으로 인한 것이다. 축열조 내부온도를 보면 난방공급과 더불어 히트펌프의 작동이 시작된 후부터 얼마 동안은 축열조의 온도를 설정치인 42°C 전후로 유지하고 있다가 시간이 더 지나면서 점차 낮아지는 것을 볼 수 있다. 초기에는 난방에 필요한 열을 히트펌프가 충

당하고 있었는데 점점 더 많은 난방열이 필요함에 따라 히트펌프의 실시간 축열량은 모자라게 되고 더불어 축열조의 온도는 하강하면서 내부 저장열을 난방에 사용함을 알 수 있다. 축열조의 온도는 최저 외기온도가 발생하는 시간에 가장 낮은 온도를 나타내고 있다. 15일 축열조 최저온도는 07시 48분에 39.2°C이었고 축열조의 온도가 설정온도에 도달한 시간은 11시 21분으로 이때 축열조 온도는 42.2°C이었다. 16일은 08시 16분에 최저 온도 37.3°C이었고 축열조의 온도가 설정온도에 도달한 시간은 13시 12분인데, 이때의 축열조 온도는 41.8°C이었다. 축열조에서 최저온도가 발생한 시점부터 축열이 완료되는데 걸리는 시간은 각각 3시간 33분, 4시간 56분이었다. 축열조의 시간당 온도상승률은 15일의 경우 0.85°C/hr이고 16일은 0.91°C/hr이다. 15일의 난방시작시간이 18시 26분인 것을 고려할 때 축열조의 최저온도 시점부터 난방시작시간까지는 10시간 38분의 시간이 있고 이때의 최대 가능한 축열조 온도차이는 9°C이다. 즉, 축열조의 온도가 33°C에서 다음 난방시까지 축열을 완료할 수 있다는 것을 나타낸다.

Fig. 9는 난방을 시작하면서 소요된 열량과 히트펌프가 축열한 열을 적산하여 나타낸 것이다. 그래프에서 좌측은 15일 01시 20분까지, 우측은 16일 00시 22분까지는 축열조에서 소비되는 에너지와 축열되는 에너지가 거의 같음을 볼 수 있다. 시간이 더 지나면서 축열량에 비해서 소비되는 에너지가 커짐을 볼 수 있다. 난방이 종료되는 시점의 총 소비에너지와 그 때의 축열량과의 차이도 비례함을 볼 수 있다. 이때의 적산에너지 차이는 축열조의 열저장량으로 볼 수 있다. 이처럼 실시간의 난방에너지와 축열에너지의 차이를 축열조가 감당하면서 난방이 이루어짐을 볼 수 있다. Fig. 9에서 최종 적산 값의 난방에너지가 축열에너지보다 조금 작게 나타났는데 이는 축열조의 열손실로 판단되며 축열량의 약 3.5%에

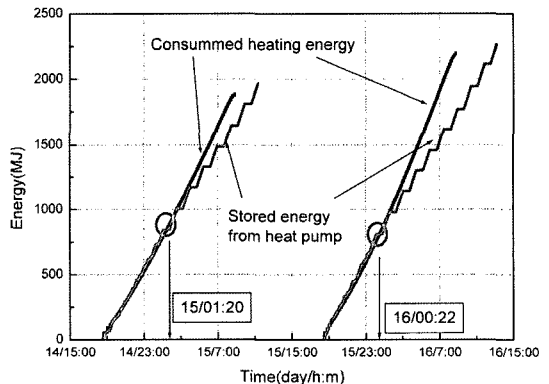


Fig. 9. Energy balance in thermal storage tank.

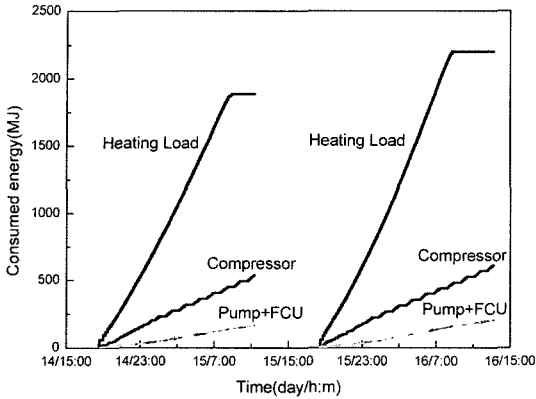


Fig. 10. Consumed energy of the heat pump system.

해당하는 값이다.

Fig. 10은 히트펌프 시스템의 성능을 알아보기 위해서 실내 난방부하에 소요된 에너지와 압축기동력 그리고 순환펌프(지열순환, 응축기순환, 실내순환) 및 FCU의 소요에너지를 적산하여 나타내고 있다. 14, 15일에 걸친 난방부하는 1886 MJ이고, 15, 16일의 난방부하는 2200 MJ이었다. 여기서 압축기에 소요된 에너지는 난방부하에 비해서 평균 28.2%이고, 순환펌프 및 FCU에 소요된 에너지는 평균 9.0%이었다. 전체 소요동력 중에서 압축기가 75.6%로 대부분 차지하였고, 다음으로 지열순환펌프 12.4%, 응축기순환펌프 7.3%, 실내순환펌프 3.0%, FCU 1.7%로 나타났다.

Fig. 10의 좌측 그래프에 해당하는 14, 15일의 난방 시스템 성능계수(COP_{sys})는 2.68이고, 15, 16일 난방 시스템 성능계수(COP_{sys})는 2.70로 평균 2.69의 값을 보였다. 이는 Inalli and Esen⁸⁾가 실험한 1 m 깊이의 물대 공기방식 수평형 지열시스템 성능계수 2.38보다 높은 값을 보였다. 본 시스템의 응축압력은 평균 1.79 MPa이었고 증발압력은 평균 0.5 MPa인 반면, 그가 채용한 지열원 히트펌프는 응축압력과 증발압력이 각각 1.48 MPa과 0.17 MPa으로 압축비가 다소 차이가 났으며, 난방부하에 비해서 압축기 소요동력이 33% 이상을 차지하였다.

4. 결 론

온실에 축열조를 채용한 수평식 지열원 히트펌프 시스템을 적용하여 난방실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 온실바닥의 토양 면적에서 채열을 하여 실내로 열을 공급을 하였을 때 실내온도를 15°C로 비교적 일정하게 유지하며 난방을 할 수 있었다. 따라서 온실에 수평식 지열시스템의 난방적용가능성을 확인하였다.

(2) 히트펌프 시스템 전체의 성능계수(COP_{sys})는 2.69로 나타났다.

(3) 주로 야간에 난방부하가 발생하는 온실에 채열시간은 주야간 모두 가능한 지열원 히트펌프시스템을 채용하였을 때 실시간 시스템 공급량보다 많은 난방부하를 축열시스템을 사용함으로써 난방이 가능함을 확인하였다.

사용기호

- W : 동력[W]
- V : 전압[V]
- I : 전류[A]
- PF : 역률
- Q : 열량[W]
- T : 온도[°C]
- \dot{m}_{fuc} : FCU를 지나는 물의 질량유량[kg/s]
- \dot{m}_{cw} : 증발기를 지나는 물의 질량유량[kg/s]
- \dot{m}_{cw} : 응축기를 지나는 물의 질량유량[kg/s]
- C_p : 비열[J/kgK]
- COP_{sys}: 시스템 성능계수

Subscripts

- c : 응축기
- e : 증발기
- i : 유입
- o : 유출
- load : 부하
- comp: 압축기
- pump: 순환펌프
- fcu : 팬 코일 유닛

참고문헌

1. Lund, J.W.; Freeston, D.H. World-wide direct use of geothermal energy 2000, Geothermics, 2001, 30, 29-68.
2. Lund, J.W. Direct-use of geothermal energy in the USA, Applied Energy, 2003, 74, 33-42.
3. Lund, J.W.; Freeston, D.H.; Boyd, T.L. Direct application of geothermal energy: 2005 Worldwide review, Geothermics, 2005, 34, 691-727.
4. Kavanaugh, S.P.; Rafferty, K. Ground-source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings, ASHRAE, 1997.
5. Cane, D.; Morrison, A.; Christopher J. Operating experiences with commercial ground-source heat

- pump systems, ASHRAE, 1998.
6. Ozgener, O.; Hepbasli, A. Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Energy and Buildings*, 2005, 37, 101-110.
 7. Ozgener, O.; Hepbasli, A. Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Applied Thermal Engineering*, 2005, 25, 1459-1471.
 8. Inalli, M.; Esen, H. Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground-source heat pump system, *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24, 2219-2232.