



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)



碩士學位論文

시설원예용 복합열원 축열식  
히트펌프시스템의 실증연구

濟州大學校 大學院

機械工學科

曹基鉉

2017年 2月

# 시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 실증연구

指導教授 朴潤鐵

曹基鉉

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2017年 2月

曹基鉉의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長  
委員  
委員

허기철  
김문진  
박은철



濟州大學校 大學院

2017年 2月

# Empirical Study on a Thermal Storage Type Hybrid Heat Pump System for Greenhouse

Kihyun Jo

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of  
Master of Engineering

2017. 2

Department of Mechanical Engineering  
GRADUATE SCHOOL  
JEJU NATIONAL UNIVERSITY

## 목 차

List of Figures .....	ii
List of Tables .....	vi
Nomenclature .....	vii
Summary .....	viii
I. 서 론 .....	1
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구동향 및 목적 .....	3
II. 실험장치 및 실험방법 .....	5
2.1 시설하우스의 온열환경특성 .....	5
2.2 복합열원 축열식 히트펌프시스템 .....	11
2.3 계측장치 및 성적계수 .....	14
2.4 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 운전방법 .....	17
III. 결과 및 고찰 .....	24
3.1 단일열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성 .....	24
3.2 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성(11.4℃) .....	30
3.3 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성(5.6℃) .....	43
3.4 각 운전모드별 성능비교 .....	53
IV. 결론 .....	58
참고문헌 .....	63

## List of Figures

Fig. 1	Satellite pictures of the experimental site	7
Fig. 2	Photo of a greenhouse for experiments	7
Fig. 3	Dimension of greenhouse	8
Fig. 4	Indoor and Outdoor temperature by solar radiation	8
Fig. 5	Monthly indoor, outdoor temperature and solar radiation (daytime)	9
Fig. 6	Monthly indoor and outdoor temperature (nighttime)	9
Fig. 7	Position of thermocouples in the greenhouse	10
Fig. 8	Indoor temperature variation during a day with respect to height of the greenhouse	10
Fig. 9	Schematic of a hybrid heat pump system	12
Fig. 10	Picture of developed hybrid heat pump system in the empirical site	12
Fig. 11	Duct system in the green house	13
Fig. 12	Control panel of the hybrid heat pump system	20
Fig. 13	Schematic of the heat pump system by operation mode	23
Fig. 14	Schematic of thermal storage type heat pump system with single heat source	26
Fig. 15	Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode	27
Fig. 16	Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode	27
Fig. 17	Thermal storage tank temperature and pressure variation at thermal storage mode	28
Fig. 18	Compressor power variation by high side pressure of the refrigeration cycle	28
Fig. 19	Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at	

heating mode with thermal storage heat source .....	29
Fig. 20 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source .....	29
Fig. 21 Operation mode variation of heat pump system during a day .....	34
Fig. 22 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode .....	34
Fig. 23 Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode .....	35
Fig. 24 Thermal storage tank temperature and pressure variation at thermal storage mode .....	35
Fig. 25 Compressor power variation by high side pressure of the refrigeration cycle .....	36
Fig. 26 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with hot water heating mode .....	36
Fig. 27 Heating capacity by thermal storage tank temperature variation at heating mode with hot water heating mode .....	37
Fig. 28 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source .....	37
Fig. 29 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source .....	38
Fig. 30 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source .....	38
Fig. 31 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source .....	39
Fig. 32 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source .....	39
Fig. 33 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source .....	40
Fig. 34 Compressor power variation by high pressure at heating mode with	



thermal storage heat source .....	40
Fig. 35 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source .....	41
Fig. 36 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source .....	41
Fig. 37 Compressor power by high pressure variation at heating mode with thermal storage heat source .....	42
Fig. 38 Thermal storage capacity by solar radiation variation at Solar collector .....	42
Fig. 39 Operation mode variation of heat pump system during a day .....	46
Fig. 40 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode .....	46
Fig. 41 Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode .....	47
Fig. 42 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source .....	47
Fig. 43 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source .....	48
Fig. 44 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source .....	48
Fig. 45 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source .....	49
Fig. 46 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source .....	49
Fig. 47 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source .....	50
Fig. 48 Compressor power variation by high pressure at heating mode with thermal storage heat source .....	50
Fig. 49 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at	

heating mode with thermal storage heat source .....	51
Fig. 50 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source .....	51
Fig. 51 Compressor power by high pressure variation at heating mode with thermal storage heat source .....	52
Fig. 52 Thermal storage capacity by solar radiation variation at Solar collector .....	52
Fig. 53 Capacity of each operation mode by outdoor temperature .....	56
Fig. 54 Compressor power of each operation mode by outdoor temperature ..	56
Fig. 55 COP of each operation mode by outdoor temperature .....	57
Fig. 56 Total capacity by each operation mode .....	57

## List of Tables

Table 1 Capacity of the heat pump components .....	13
Table 2 Specification of the measurement devices .....	16

## Nomenclature

$W$	: Compressor power ( $kW$ )
$Q_s$	: Thermal storage capacity ( $kW$ )
$Q_h$	: Heating capacity ( $kW$ )
$COP_s$	: Thermal storage coefficient of performance
$COP_h$	: Heating coefficient of performance
$\dot{m}$	: Flow quantity ( $L/m$ )
$C_p$	: Specific heat
$\Delta T$	: Temperature difference

## SUMMARY

In this study, to develop a regenerative heat pump system using surplus heat over the production temperature of garden crops for the heating of winter green house, a storage single heat source heat pump system was installed in a university.

The average  $COP_s$  of the heat pump thermal storage mode was 3.0 and the thermal storage capacity was 75.0kWh under the condition that the average outdoor temperature was 11.1°C per day. The  $COP_h$  of the thermal storage heat source heating mode was 1.4, and the heating capacity was 173.6kWh.

In the case of a single heat source heat pump system, it is judged that the heating capacity is insufficient as compared with the heat quantity of heat storage, so that a direct heating mode in which the high temperature water stored in the heat storage tank is directly heat exchanged and the outdoor heat source heating mode And a solar collector is installed independently to increase the heating capacity of the heat pump system.

The blueberry farmhouse where the actual green house warming occurred was selected as the experimental site and the thermal environment was measured. The design index of the system was set to maintain the internal temperature of the greenhouse at 15 °C, which is the optimal temperature for blueberry cultivation. As a result, in order to utilize the surplus heat of the green house, it was concluded that the outside temperature should be 14.1°C and amount of insolation should be 220W/m<sup>2</sup> or more.

Based on the results of the preliminary experiments, we designed and installed a 3RT(10.5kW) capacity of hybrid heat pump system. From October 30, 2015 to February 15, 2016, we conducted an empirical test.

This system includes a heat pump thermal storage mode for storing surplus heat at the upper end of the green house in a heat storage tank, a hot water heating mode for directly heating the high temperature water stored in the

heat storage tank, a outdoor heat source heating mode for the outdoor heat source , A solar collector is installed at the top of the system independently from the heat pump system, and the solar heat is directly stored and stored in the heat storage tank.

At the average outside temperature of 11.4°C, the  $COP_s$  are 2.3 and the thermal storage capacity is 64.2kWh. In the case of hot water heating mode, the heating capacity is 88.8 kWh. In outdoor heat source heating mode, the  $COP_h$  is 7.5 and the heating capacity is 249.6kWh. In the case of the thermal storage heat source heating mode, the average  $COP_h$  is 6.8 and the heating capacity is 44.2kWh. In the case of Solar collector storage mode, the average of insolation per day is 462.0W/m<sup>2</sup> and thermal storage capacity is 11.2kWh.

Under the condition that the average outside temperature is 5.6°C, the  $COP_s$  of heat pump thermal storage mode is 4.7 and the thermal storage capacity is 24.8kWh. In case of hot water heating mode, it did not work because of the water temperature stored in the storage tank did not exceed 30°C. In the case of outdoor heat source heating mode, the  $COP_h$  is 7.6 on average and the heating capacity is 316.2kWh. In the case of the heat pump thermal storage mode in the storage tank, the  $COP_h$  is 7.1 on average and the heating capacity is 100.5kWh. In the case of the Solar collector thermal storage mode, the average of insolation per day is 277.5W/m<sup>2</sup> and thermal storage capacity is 2.4kWh.

# I. 서론

## 1.1 연구의 배경

최근 석유자원의 고갈과 증가하는 유류가격으로 인해 겨울철 난방비가 증가함에 따라 다양한 난방시스템을 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그중에서도 4계절이 뚜렷한 대한민국에서 농가의 겨울철 시설하우스 난방비는 농작물 생산비의 대부분을 차지하기 때문에 시설하우스 내부를 난방하기 위한 시스템 개발과 시설하우스의 에너지를 절감하기 위한 각종 연구가 진행되고 있다.

시설원예용 하우스는 농한기라 불리는 겨울철에도 작물의 재배가 가능하고 1년에 4-5회작이 가능하도록 해주기 때문에 고소득을 희망하는 농민들의 수요요구에 의해 자연스럽게 도입되었다. 하지만 대부분의 시설하우스 난방의 연료가 석유자원인 요즘 시설원예 농가들이 유류가격상승으로 인해 동절기 작물생산비 중 대부분이 난방비로 소비된다. 경유, 등유, 중유, LPG 총 사용량 중 시설원예 난방 사용량은 약 65% 수준으로 시설원예산업의 유류 의존도는 매우 높다[1].

Kwon et al.[2]의 남부지역 시설과채류재배 하우스의 보온 및 난방실태조사에 따르면 경유를 이용한 온풍가온이 시설하우스 난방의 거의 대부분이라고 조사되었으며, 작물에 따라서는 수익성에 비해 연료비 비중이 높은 작물도 있다고 밝혔다. 작물의 생산원가절감 및 경쟁력 확보를 위하여 생산비 중에서 적지 않은 비중을 차지하는 난방비 절감방안모색이 절실히 요구되고 있다[3].

시설원예용 하우스는 일반 건축물에 비해 피복재의 단열이 취약하고, 개방성이 강한 투명재료로 마감되어있어 주간외의 일사, 야간의 복사냉각과 같은 외기조건의 변화에 민감한 반응을 보인다[4]. 최근 많은 연구를 통해 시설원예용 난방장치가 다양해졌지만 아직도 난방비 절감과 난방효율향상을 위한 연구가 요구되고 있다. 시설하우스는 태양에너지를 온실에 저장하여 작물의 성장을 돕는 것을 목적으로 제작된 것으로 태양에너지를 효율적으로 이용하기 위하여 시설하우스 내부의 복사열을 충분히 이용하는 방법도 태양에너지의 이용효율을 높이는 방법이다. 시설

하우스 구조상 태양열에 의하여 자연적으로 축적되는 열을 이용한다면 설치면적 및 초기투자비용을 아낄 수 있다[5, 6].

일사량이 좋은 주간에는 시설하우스의 온도가 생산 작물의 적정온도를 웃도는 경우가 많다. 그로인해 시설하우스 상단에 잉여열이 발생하며, 주간에 발생하는 잉여열을 축열하였다가 온도가 급격히 떨어지는 야간에 난방을 하는 방식의 시스템을 고안하였다.



## 1.2 연구동향 및 목적

최근 많은 연구를 통해 난방장치가 다양해지고 있다. 그중에서 대표적으로 히트펌프시스템에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 히트펌프시스템은 역방향으로 작동할 수 있는 히트엔진이며, 낮은 온도구역에서 더 높은 온도구역으로 열을 이동할 수 있는 장치로 정의될 수 있다. 기존 냉·난방시스템에 비해 사용 효율이 높기 때문에 많은 응용분야에서 사용이 유리하여 널리 사용되고 있다. 흔히 사용되는 히트펌프시스템의 유형으로는 공기열원 히트펌프시스템과 지열원 히트펌프시스템이 있다. 또한 잉여열 회수 또는 재생에너지 사용과 같은 효율적인 에너지 사용을 통해 이산화탄소 배출과 지구온난화의 영향을 줄일 수 있다[7]. 히트펌프시스템의 성능을 향상시키려면 압축기의 효율이 높아야 하고, 시스템을 구성하는 부품들이 서로 최적화 되도록 설계해야 하며, 냉매 충전량이 많거나 적은 경우 시스템의 성능이 저하됨으로 최적 냉매량을 충전하는 것은 매우 중요하다[8, 9].

히트펌프시스템에 관한 연구를 살펴보면 Kang et al.[10]은 시뮬레이션을 이용하여 태양열과 지열의 하이브리드 히트펌프시스템에 대한 성능분석을 하였으며, 일사량 및 히트펌프 작동온도는 시스템의 작동시간 및 성능계수에 큰 영향을 미치는 것을 확인하였다. Nam et al.[11]은 태양열과 지열을 통합하여 열원으로 이용하는 히트펌프시스템의 성능예측을 위한 동적 에너지 시뮬레이션을 통해 시스템 성능해석을 하였고, 최적 설계 및 운전방법 결정을 위해서는 축열조를 포함한 개별 시스템의 용량설계와 열원온도를 고려하는 효율적인 운전방법이 중요하다고 하였다. 또한 Lee et al.[12]은 복합열원 열교환기를 이용한 히트펌프의 성능측정에 관한 연구를 통해 지하수열원과 공기열원을 동시에 이용 가능한 히트펌프시스템을 개발하였다. 뿐만 아니라 국내뿐만 아니라 해외에서도 지열 히트펌프시스템의 연구가 활발히 진행되고 있다[13].

열원의 복합적 이용이 실현되기 위해서는 대체에너지들의 단점 보완이 필요하고, 축열을 이용할 경우 공기열원 히트펌프시스템의 용량을 상당부분 줄일 수 있다[14]. Song et al.[15]의 연구에 따르면 PCM 축열조와 히트펌프시스템의 난방 효과에 의해 50-60%의 에너지절감효과와 이에 상응한 농업환경보존효과를 얻을

수 있다는 결론을 도출하였다.

본 연구는 겨울철 시설하우스 농가의 에너지소비절감을 위해 일사가 좋은 주간에 시설하우스 상단부에 발생하는 원예작물의 적정 생장온도 이상의 잉여열을 축열하여 이용하는 복합열원 히트펌프시스템을 개발하였고, 실제 시설하우스 농가의 온열환경 및 복합열원 히트펌프시스템의 성능분석에 관한 연구를 진행하였다.

## II. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 시설하우스의 온열환경특성

시설하우스의 온열환경을 측정하기 위해 실험장소를 Fig. 1에 표시된 제주특별자치도 조천읍 조천리 1515-3번지 소재에 있는 실제 블루베리 시설하우스 농가로 선정하고, 실험을 진행하였다. 축열운전을 하여 축열조의 물의 온도를 상승시키기 위해서는 시설하우스 내부온도가 일정온도 이상이 되어야하고, 시설하우스 내부온도는 일사량에 따라 큰 차이를 나타내기 때문에 실험의 정확성을 높이고자 주변에 일사를 방해하는 요소가 없는 곳으로 선정하였다.

Fig. 2는 실험을 진행한 시설하우스 사진이다. 시설하우스의 규모는 Fig. 3과 같이 폭 5.0m, 길이 22.0m, 높이 3.0m, 바닥면적은 110.0m<sup>2</sup>이고, 온열환경 측정을 위해 시설하우스 내·외부에 T-type 열전대를 설치하여 시설하우스 내·외부의 온도를 측정하였다. 일사량의 변화에 따라 시설하우스의 내·외부 온도변화가 Fig. 4와 같이 나타났으며, 시설하우스 내부온도를 블루베리의 적정 생장온도인 15℃로 유지시키기 위하여 시스템의 설계지표를 설정하였다. 그 결과 시설하우스의 내부온도가 적정 생장온도 이상 상승하여 잉여열을 축열조에 저장하기 위해서는 외기온도 14.1℃, 일사량 120W/m<sup>2</sup> 이상이 되어야 한다는 결과를 도출하였다.

Fig. 5는 일사가 발생하는 주간의 월별 온실 내·외부 평균온도 및 일사량의 변화로서 4월부터 온도 및 일사량이 잉여열을 이용할 수 있는 설계지표에 부합함을 알 수 있고, 6월의 경우 흐린 날이 많아 일사는 가장 낮게 나타났지만 초여름으로 접어드는 시기인 만큼 온도는 높게 나타났다. Fig. 6은 야간의 월별 온실 내·외부 온도변화로서 4월까지의 내부온도가 15℃를 넘지 않기 때문에 시설하우스 난방이 필요하다는 것을 알 수 있다.

시설하우스 내부의 온도분포를 알아보기 위하여 Fig. 7과 같이 지면과 지면으로부터 1m 높이씩 떨어진 위치에 T-type 열전대를 이용하여 온도를 측정하였고, 시설하우스의 높이별 온도는 Fig. 8과 같이 나타났다. 주간에는 지면으로부터

3m 높이의 지점에서 온도가 가장 높고, 지면과의 온도차가 약 8℃ 이상 나타나며, 부력으로 인하여 시설하우스 상단부의 온도가 가장 높게 나타났음을 알 수 있다. 야간에는 지면의 온도가 1℃ 정도 높고, 다른 높이의 온도는 거의 비슷하게 나타났으며, 주간은 경우와 반대로 지면의 온도가 조금 더 높게 나타났음을 알 수 있다. 따라서 주간에 시설하우스 상단부에 부력으로 발생하는 원예작물의 적정 생장온도 이상의 잉여열을 축열하는 것이 가장 효율이 높다는 것을 알 수 있다.



Fig. 1 Satellite pictures of the experimental site



Fig. 2 Photo of a greenhouse for experiments

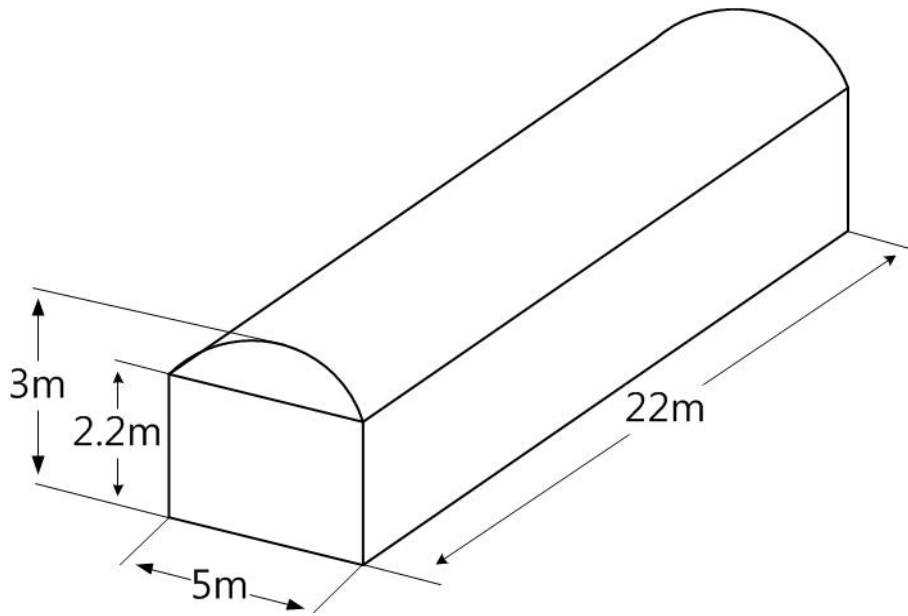


Fig. 3 Dimension of greenhouse

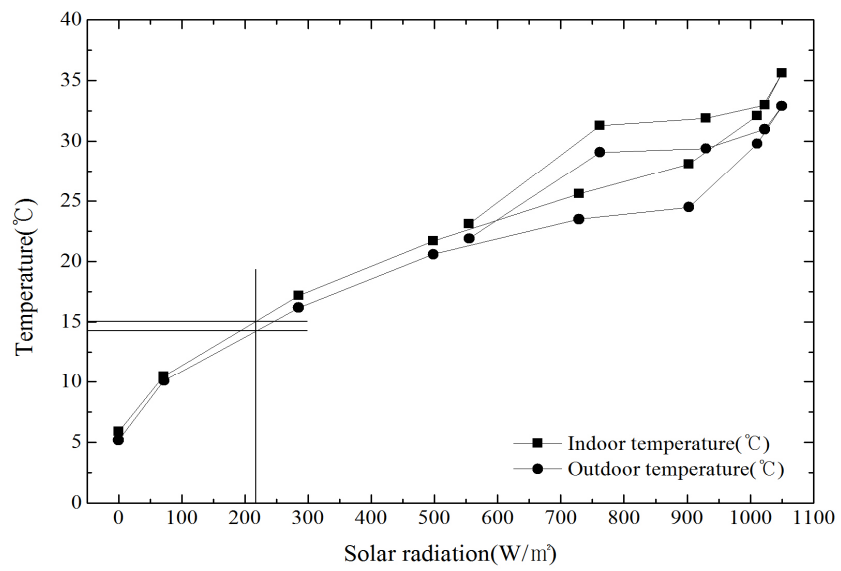


Fig. 4 Indoor and Outdoor temperature by solar radiation

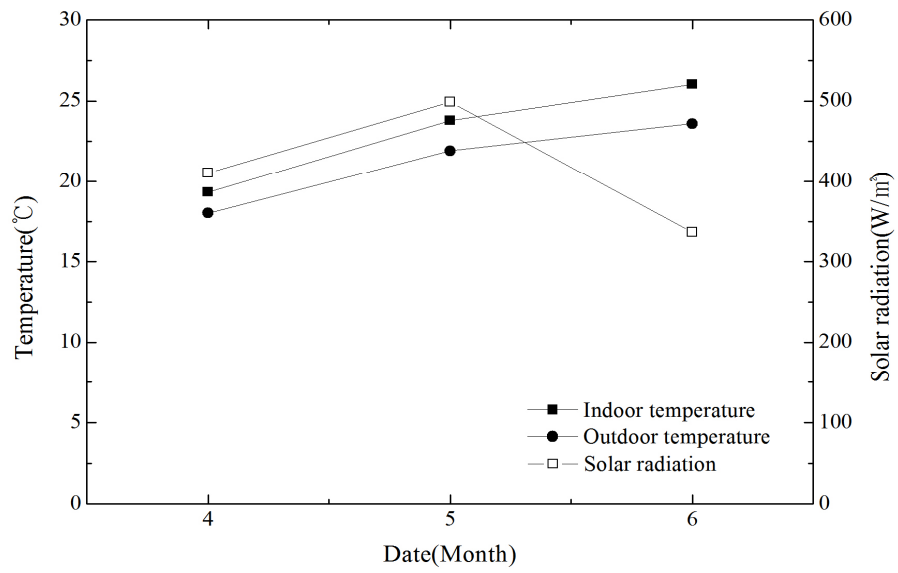


Fig. 5 Monthly indoor, outdoor temperature and solar radiation (daytime)

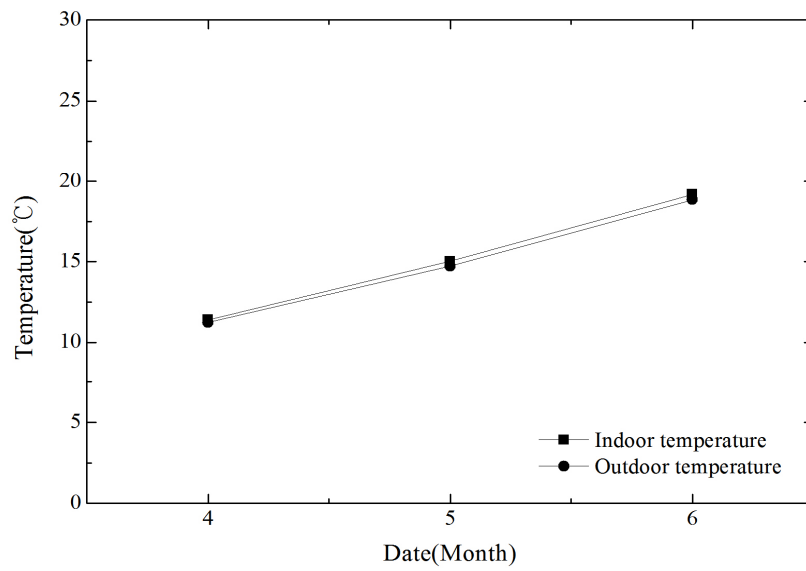


Fig. 6 Monthly indoor and outdoor temperature (nighttime)

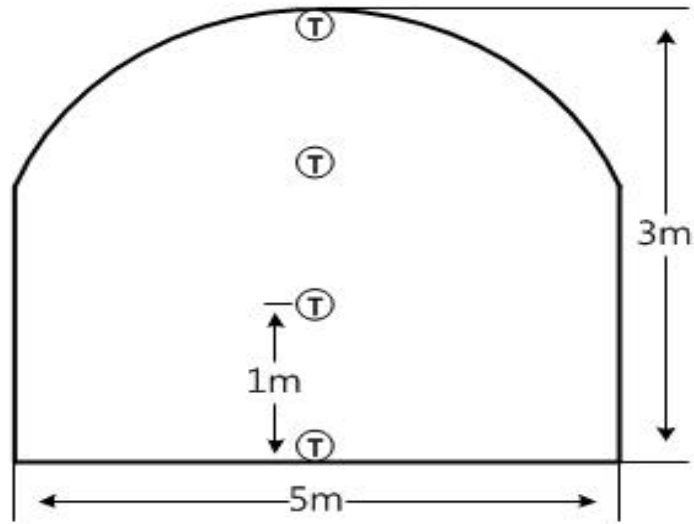


Fig. 7 Position of thermocouples in the greenhouse

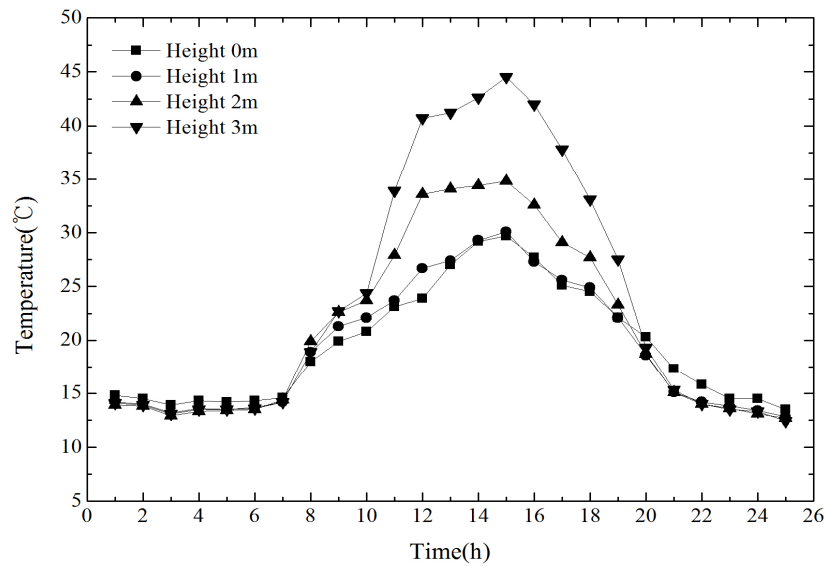


Fig. 8 Indoor temperature variation during a day with respect to height of the greenhouse



## 2.2 복합열원 축열식 히트펌프시스템

시설하우스의 온열환경에 대한 사전실험을 토대로 복합열원 축열식 히트펌프 시스템을 개발하였고, 개략도는 Fig. 9와 같다. 히트펌프시스템의 용량은 3RT(난방용량 10.5kW)이고, 각각의 부품 및 열교환기는 용량을 맞춰 설계하여 축열운전과 난방운전시 부하량이 다른 것을 감당할 수 있도록 하였다. 히트펌프시스템의 압축기는 스크롤 압축기(Scroll compressor), 팽창밸브는 TXV(Thermal expansion valve, TXV)를 사용하였다. 히트펌프시스템의 냉매와 열교환하는 열교환기로는 축열조의 물과 열교환하기 위한 판형열교환기(Plate heat exchanger), 덕트(Duct) 내부 및 외기측에 설치하여 공기와 열교환하는 팬코일유닛(Fan coil unit), 축열조에 저장된 온수를 이용하여 난방하기 위한 열교환기(Heat exchanger)로 구성되어있다. 또한 사방밸브(4 way valve)를 사용하여 다양한 운전모드를 하나의 시스템에서 이용 가능하도록 하였다. 그 밖에는 터보팬(Turbo fan), 축열조(Storage tank), 태양열집열기(Solar collector) 등으로 구성되어있고, 작동유체는 친환경냉매인 R-410A를 사용하였다. 이와 같은 요소부품들로 구성된 복합열원 축열식 히트펌프시스템은 Fig. 10과 같으며, 크기는 폭 2.44m, 길이 4.87m, 높이 2.95m이다. 시스템과 시설하우스는 Fig. 11과 같이 흡열측 및 발열측 덕트(Duct)로 연결하여 열교환을 할 수 있도록 하였다. 자세한 시스템의 사양은 Table 1에 나타내었다.

본 시스템은 일사량이 많은 주간에 시설하우스 상단부에 부력으로 발생하는 필요이상의 잉여열을 축열조에 저장하기 위한 히트펌프 축열운전, 축열조에 저장된 고온의 온수를 이용하여 난방하는 직수난방운전, 외기를 열원으로 이용하는 외기열원 히트펌프 난방운전, 축열조에 저장된 온수를 열원으로 이용하는 축열조 열원 히트펌프 난방운전이 가능하도록 하였으며, 히트펌프시스템과 독립적으로 시스템의 상단부에 태양열집열기를 설치하여 태양열을 직접 축열하도록 설계하였다.

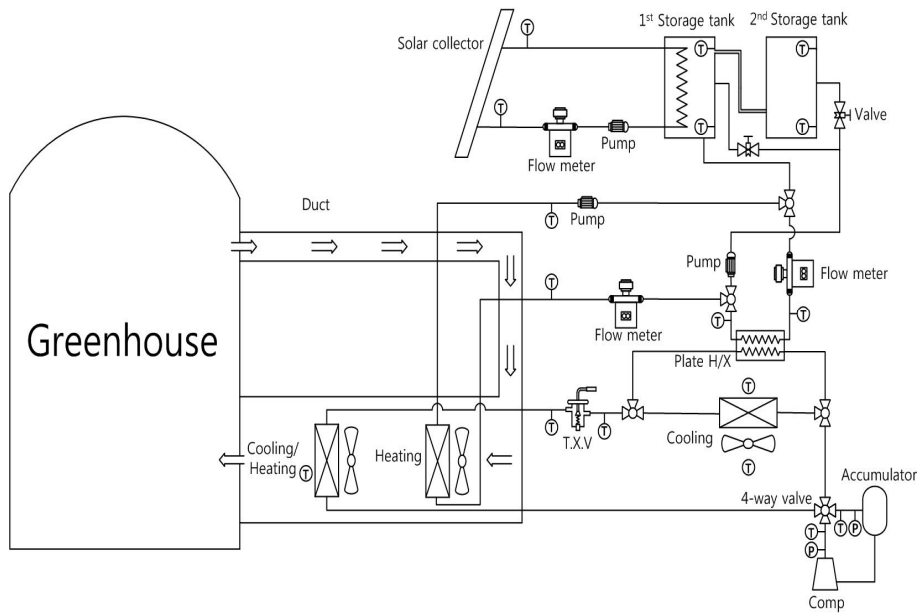


Fig. 9 Schematic of a hybrid heat pump system

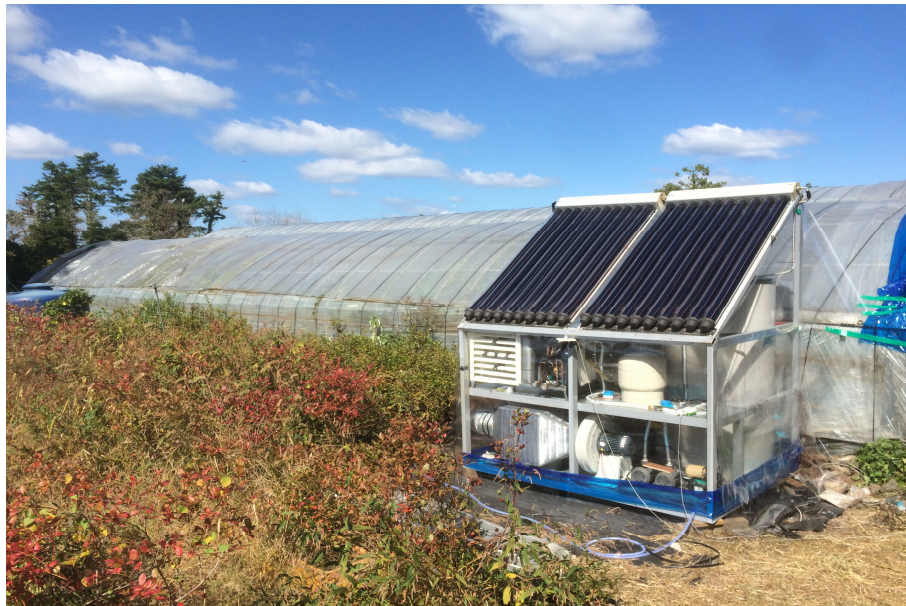
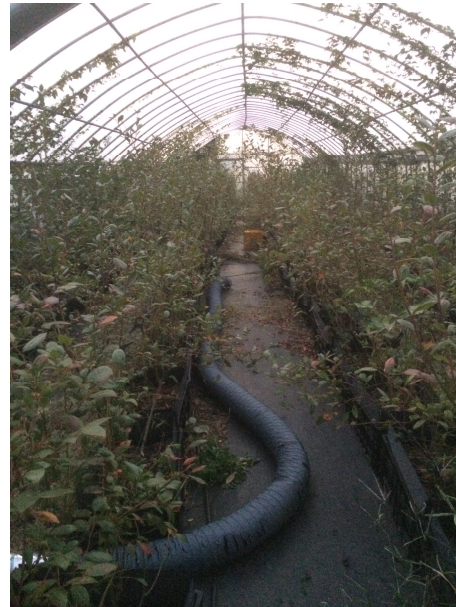


Fig. 10 Picture of developed hybrid heat pump system in the empirical site



(a) Suction duct for surplus heat of the green house



(b) Supply duct for the heating air to the green house

Fig. 11 Duct system in the green house

Table 1 Capacity of the heat pump components

Compressor(Scroll type)	Capacity(RT)	3×1ea
Expansion valve(TXV type)	Capacity(RT)	3×1ea
Plate heat exchanger	Capacity(RT)	3×1ea
Fan coil unit	Capacity(RT)	3×2ea
Heat exchanger(Air-Water)		1ea
4 way valve	Capacity(RT)	3×1ea
Turbo fan	Capacity(kW)	2.5×1ea
Storage tank	Capacity(Liter)	1,200×2ea
Solar collector	Area(m <sup>2</sup> )	2×2ea

### 2.3 계측장치 및 성적계수

본 연구에서 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 소비동력, 온도, 압력, 유량 및 일사량을 측정하기 위해 사용한 각종 계측장치의 사양은 Table 2와 같다.

시스템의 압축기 및 터보팬의 소비동력 측정을 위해 측정범위 0-4kW, 정확도  $\pm 0.05\%$ 의 전력변환기를 설치하여 소비동력을 와트(Watt)로 단위를 환산하여 기록되게 하였다.

시스템이 설치된 시설하우스의 일사량 측정을 위해 시설하우스 지붕위에 측정범위 0-2kW/m<sup>2</sup>, 정확도  $\pm 2\%/year$ 의 일사량계를 설치하여 매순간 달라지는 일사량을 측정하였다.

냉매 사이클의 안정성을 살펴보기 위하여 배관에 측정범위 0-1,000Psi(0-70kg/cm<sup>2</sup>), 정확도  $\pm 0.13\%$  FS의 압력계를 설치하여 운전방식에 따라서 변화하는 압력변동을 측정하였다.

히트펌프 축열운전, 직수난방운전, 축열조열원 히트펌프 난방운전, 태양열집열기 축열운전의 경우 시스템에 냉매 이외의 온수 또는 냉수 등 물이 흐른다. 2차 유체인 물의 유량을 측정하기 위하여 측정범위 3-20L/min, 정확도  $\pm 0.05\%$ 의 유량계를 설치하였고, 각 운전모드별 흐르는 물의 유량을 측정하였다.

온도 측정을 위한 열전대는  $-200^{\circ}\text{C}$ 에서  $400^{\circ}\text{C}$ 까지 측정이 가능한 T-type 열전대를 사용하였다.

각종 계측장치의 측정값은 데이터로거(Data logger)인 MX-100을 이용하여 컴퓨터와 네트워크를 통해 실시간으로 확인이 가능하고, 동시에 데이터가 컴퓨터에 저장되게 하였다.

각종 계측장치의 측정값을 이용하여 COP(Coefficient of Performance)를 계산하였다. COP는 히트펌프시스템의 성능을 나타내는 성적계수로 종래의 계산방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시한다. 동력( $W$ )을 공급 받아 저 열원( $Q_s$ )으로부터 열을 흡수하여 고열원( $Q_h$ )으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 히트펌프 축열운전이 이루어질 때 시설하우스 상단부의 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 축열조에 열

을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있다.

식(1)은 축열운전 성적계수인  $COP_s$ 를 구하는 식으로 히트펌프 축열운전시 발생하는 축열열량을 소비동력으로 나누어 계산한다. 식(2)는 난방운전 성적계수인  $COP_h$ 를 구하는 식으로 히트펌프 난방운전시 발생하는 난방열량을 소비동력으로 나누어 계산한다. 축열열량 및 난방열량은 식(3)을 이용하여 히트펌프시스템의 각 운전모드별 축열열량 및 난방열량을 계산하였다.

$$COP_s = \frac{Q_s}{W} \dots\dots\dots (1)$$

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} \dots\dots\dots (2)$$

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \dots\dots\dots (3)$$

Table 2 Specification of the measurement devices

Power converter	Range	0 to 4000 Watt
	Accuracy	±0.05%
	Excitation	Current : AC 220V
	Output	DC 1 to 5 Vdc
Pyrheliometer	Range	0 to 2000 W/m <sup>2</sup>
	Accuracy	±2%/year
	Excitation	Current : AC 220V
	Output	4 to 20 mA
Pressure sensor	Range	0 to 1000 psig
	Accuracy	±0.13% FS
	Excitation	Current : 24V(DC only)
	Output	4 to 20 mA
Flowmeter	Range	3 to 20 LPM
	Accuracy	±0.05%
	Excitation	Current : 24V(DC only)
	Output	4 to 20 mA
Thermocouple	Range	-200 to 400 °C
	Accuracy	±1-3%
	Type	T-type
	Standard	28G

## 2.4 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 운전방법

복합열원 축열식 히트펌프시스템은 시설하우스 상단부에 발생하는 필요이상의 잉여열을 축열조에 저장하기 위한 히트펌프 축열운전, 축열조에 저장된 고온수를 이용하여 난방하는 직수난방운전, 외기를 열원으로 이용하는 외기열원 히트펌프 난방운전, 축열조에 저장된 온수를 열원으로 이용하는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가능하도록 하였으며, 히트펌프시스템과 독립적으로 시스템의 상단부에 태양열집열기를 설치하여 태양열을 직접 축열하여 축열조에 저장하도록 설계 하였다.

복합열원 축열식 히트펌프시스템의 각 운전모드를 제어하기 위한 제어를 개발하여 Fig. 12와 같이 설치하였다. 시설하우스 내부온도가 ①의 실내온도 설정값 이상이면 히트펌프 축열운전이 되고, 설정값 미만이면 난방운전모드로 전환된다. 난방운전모드가 되면 축열조 내부의 물의 온도를 감지하여 축열조 내부의 물의 온도가 ②의 직수난방 설정값 이상이면 직수난방운전이 되고, 설정값 미만이면 외기온도를 감지한다. 외기온도가 ③의 외기온도 설정값 이상이면 외기열원 히트펌프 난방운전이 되고, 설정값 미만이면 축열조열원 히트펌프 난방운전이 된다. ④의 차온제어 설정으로 태양열집열기 출구측 온도와 축열조 내부의 물의 온도차를 설정하여 설정값 이상이면 집열펌프가 가동되어 태양열집열기 축열운전이 되고, 설정값 미만이면 운전이 정지한다. ⑤의 축열제한온도 설정으로 축열조 내부의 물의 온도가 과도하게 높이 상승하는 것을 제한할 수 있으며, 설정값 이상이 되면 히트펌프 축열운전 및 태양열집열기 축열운전이 정지한다.

Fig. 13은 각 운전모드별 냉매 및 물의 흐름도이다. 물의 흐름은 굵은 실선으로 표시하였고, 냉매의 흐름은 점선으로 표시하였다. 히트펌프 축열운전의 경우 (a)에 점선으로 나타낸 것과 같이 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매가 판형열교환기에서 축열조의 저온의 물과 열교환을 한 후 팽창밸브를 거치게 된다. 팽창밸브에서 나온 저온·저압의 냉매는 Fan coil unit(Cooling coil)에서 시설하우스 상단부에서 흡입한 열과 열교환을 한다. 증발된 냉매는 압축기로 복귀하게 되고, 사이클을 수행하게 된다. 이 때, 축열조의 물의 흐름은 굵은 실선으로 나타낸 것

과 같이 2nd 축열조 중단에서 토출된 물이 판형열교환기를 거쳐 고온의 온수가 되어 1st 축열조 하단으로 유입된다. 이로 인하여 1st 축열조의 온도는 점차 상승하고, 히트펌프 축열운전이 지속되면 전체적인 축열조의 물의 온도는 상승하게 된다.

직수난방운전의 경우 (b)에 굵은 실선으로 나타낸 것과 같이 1st 축열조 상단과 2nd 축열조 상단에서 토출된 고온수가 Heat exchanger(Heating coil)에 공급되어 시설하우스를 난방한 후 온도가 낮아진 물은 다시 1st 축열조 하단으로 유입된다. 이로 인하여 1st 축열조의 온도가 점차 감소하고, 직수난방운전이 지속되면 전체적인 축열조의 물의 온도는 감소하게 된다. 온도조절기를 설치하여 난방수의 공급온도가 일정온도 미만으로 감소하면 직수난방운전이 정지되도록 하였다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 (c)에 점선으로 나타낸 것과 같이 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 Fan coil unit(Heating coil)에서 시설하우스를 난방하고, 응축된 냉매는 팽창밸브를 거치게 된다. 팽창밸브에서 나온 저온·저압의 냉매는 외기측에 설치된 Fan coil unit(Cooling coil)에서 외기열원을 획득한 후 증발된 냉매는 다시 압축기로 복귀하고, 사이클을 수행하게 된다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 (d)에 점선으로 나타낸 것과 같이 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 Fan coil unit(Heating coil)에서 시설하우스를 난방하고, 응축된 냉매는 팽창밸브를 거치게 된다. 팽창밸브에서 나온 저온·저압의 냉매는 판형열교환기에서 축열조열원을 획득한 후 증발된 냉매는 다시 압축기로 복귀하고, 사이클을 수행하게 된다. 이 때, 축열조의 물의 흐름은 2nd 축열조 중단에 나온 온수가 판형열교환기에서 냉수가 되어 1st 축열조 하단으로 유입된다. 이로 인하여 축열조의 온도는 전체적으로 감소하게 된다.

태양열집열기 축열운전의 경우 (e)에 굵은 실선으로 나타낸 것과 같이 히트펌프시스템과 독립적인 시스템으로 복합열원 축열식 히트펌프시스템 상단부에 설치된 태양열집열기로 물의 온도를 상승시켜 축열조에 저장한다. 일사량이 좋은 날 태양열집열기 출구측 온도와 축열조 내부의 물의 온도차가 차온제어 설정값 이상일 경우 태양열집열펌프가 가동되어 축열운전을 하게 된다.

제어기를 통하여 히트펌프시스템의 각 운전모드별 가동온도를 설정하였다. 실



내온도 설정값은 시스템의 설계인자인 15℃로 설정하여 시설하우스 내부온도가 15℃ 이상일 경우 히트펌프 축열운전을 하게 하였고, 15℃ 미만일 경우 난방운전모드로 변환되게 하였다. 30℃ 미만의 물로는 난방운전을 하는데 무리가 있다고 판단되어 직수난방 설정값을 30℃로 설정하여 축열조의 물온도가 30℃ 이상일 경우 직수난방운전을 하게 하였고, 30℃ 미만일 경우 직수난방운전이 정지되게 하였다. 난방운전모드에서 직수난방 운전조건이 아닌 경우 외기온도를 감지하여 외기온도 설정값 이상일 경우 외기열원 히트펌프 난방운전을 하게 하였고, 설정값 미만일 경우 축열조열원 히트펌프 난방운전을 하게 하였으며, 외기온도 설정값은 하루하루 변하는 외기온도에 따라 유동적으로 변경하였다. 축열제한온도 설정값은 60℃로 설정하여 축열운전으로 인하여 상승한 축열조의 물의 온도가 60℃ 이상이 될 경우 축열운전이 정지되도록 하였다. 차온제어는 20℃로 설정하여 태양열집열기의 출구측 온도와 축열조의 물의 온도차가 20℃ 이상일 경우 태양열집열펌프가 가동되도록 설정하였다. 히트펌프시스템의 운전모드가 수시로 변경되어 압축기 및 태양열집열펌프가 과열되는 것을 방지하기 위하여 모든 설정온도에 가동온도범위인 DIF값을  $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$ 로 설정하고, 실험을 진행하였다.

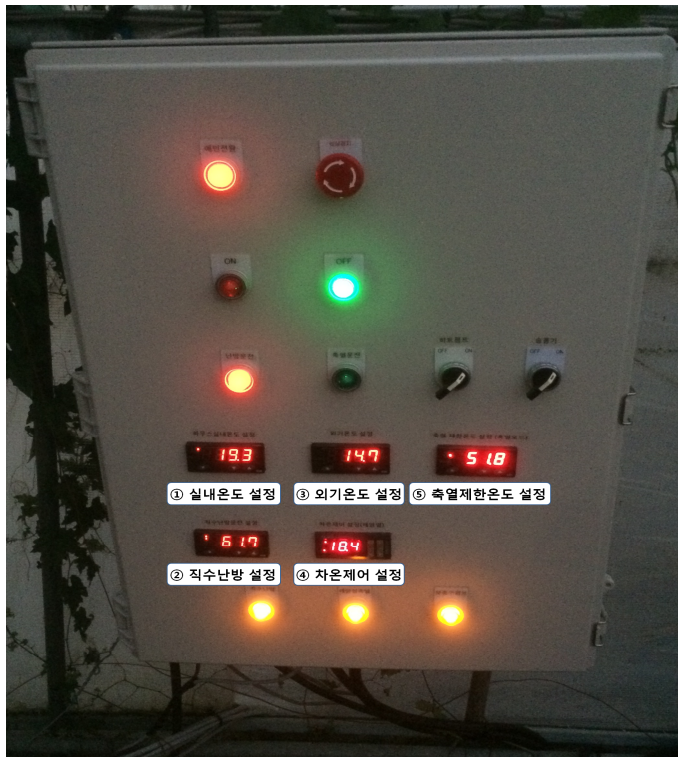
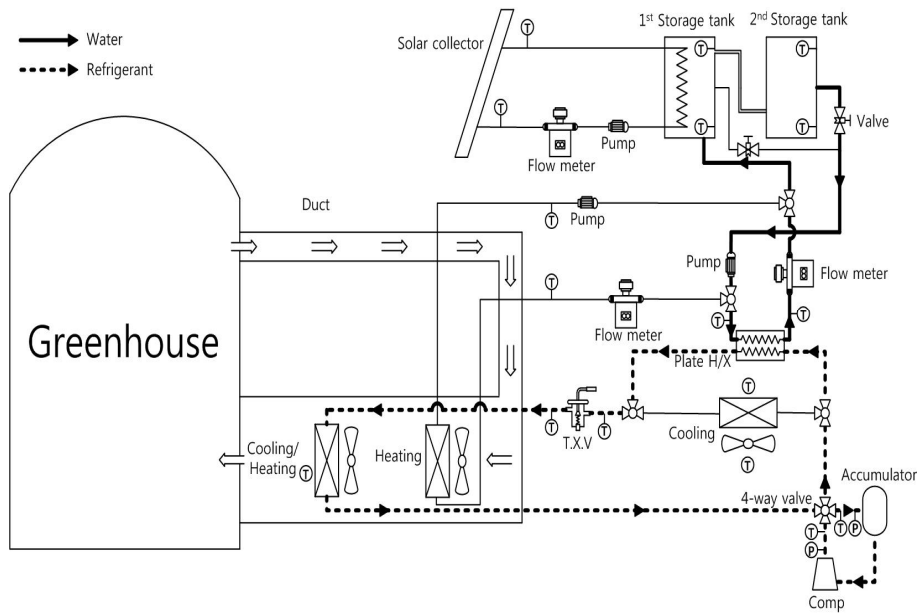
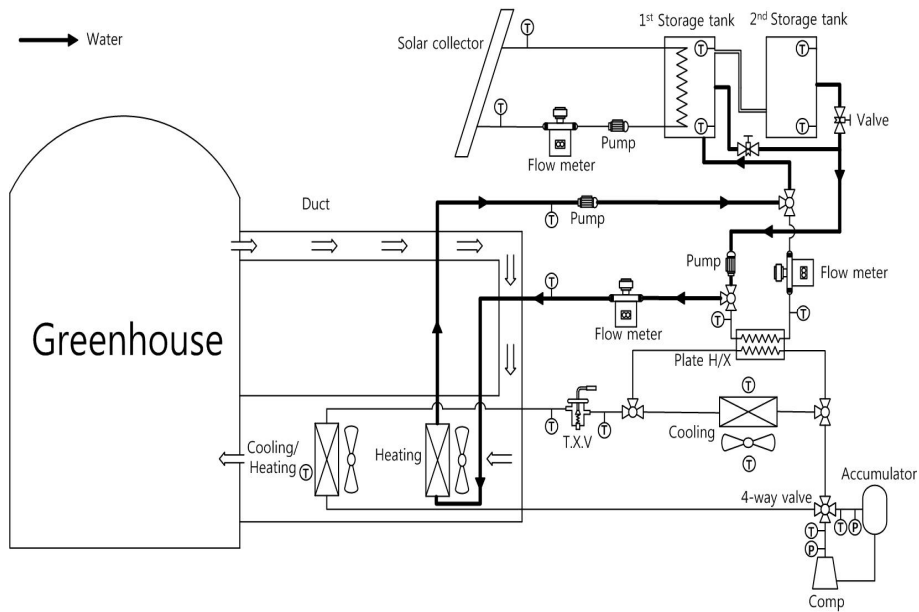


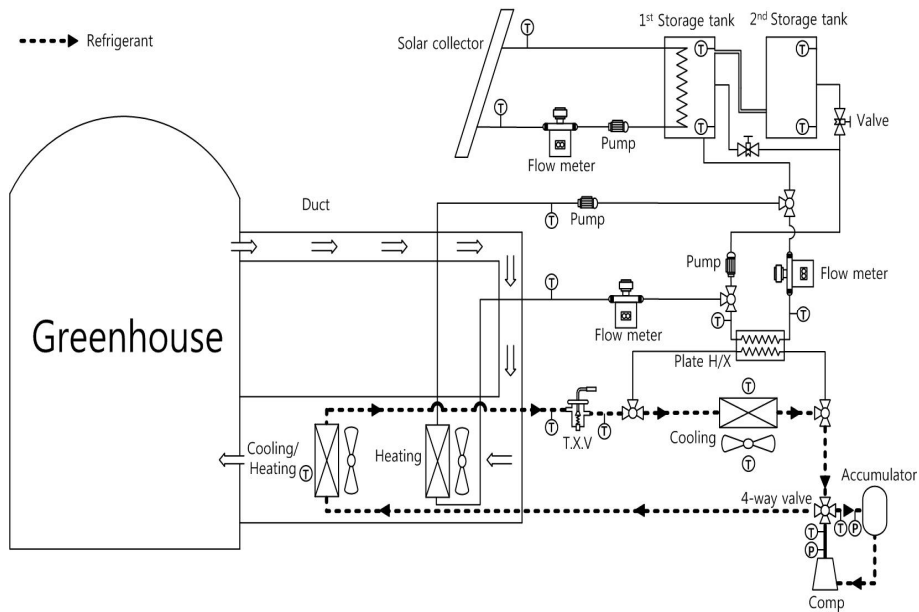
Fig. 12 Control panel of the hybrid heat pump system



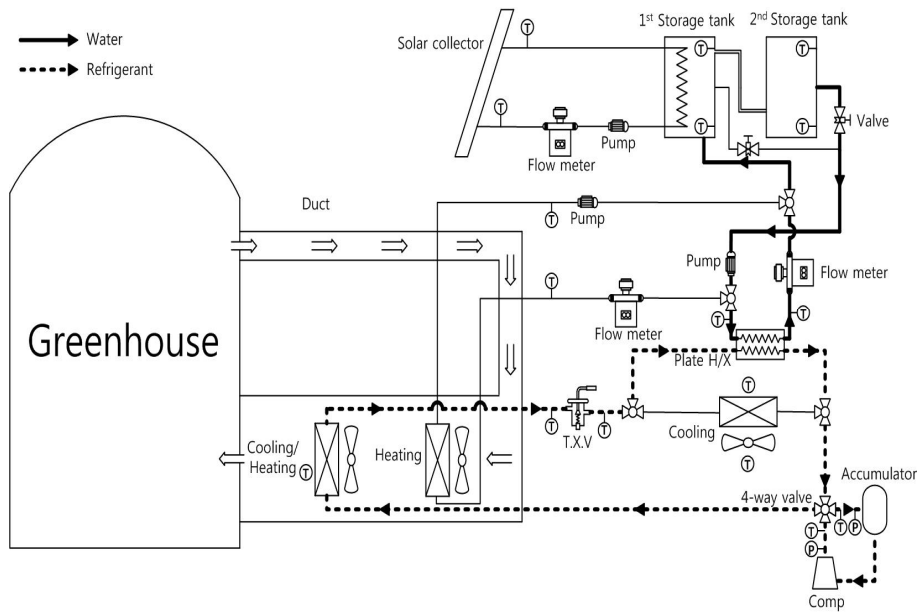
(a) Thermal storage mode with heat pump



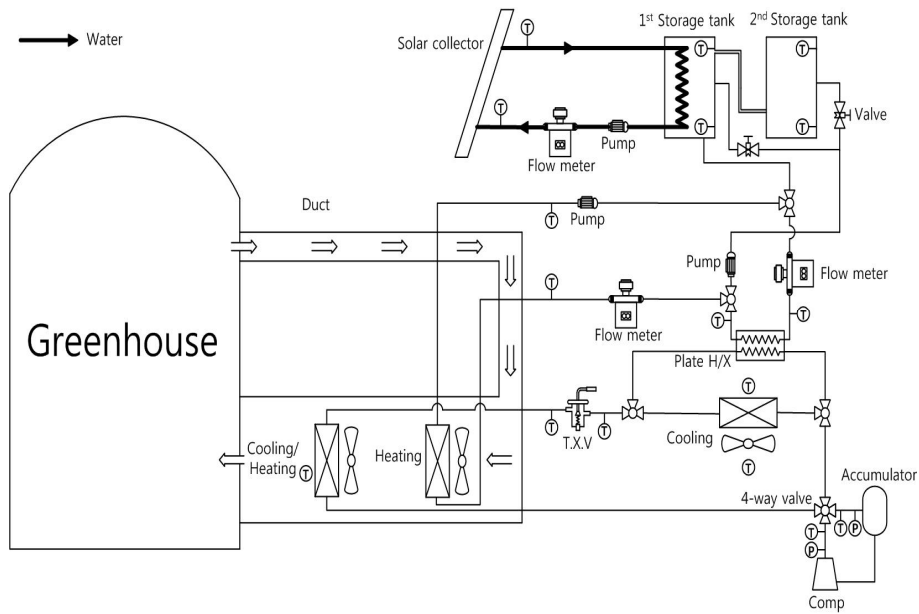
(b) Hot water heating mode



(c) Air heat source heating mode with heat pump



(d) Thermal storage heat source heating mode with heat pump



(e) Thermal storage with solar collector

Fig. 13 Schematic of the heat pump system by operation mode

### Ⅲ. 결과 및 고찰

#### 3.1 단일열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성

본 연구에서는 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능실험에 앞서 대학교내에 설치된 실험용 시설하우스에서 축열조열원 히트펌프 난방운전만 가능한 단일열원 축열식 히트펌프시스템을 설계하여 실험하였다. Fig. 14는 단일열원 축열식 히트펌프시스템의 개략도이다. 히트펌프 축열운전의 경우 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매가 판형열교환기에서 축열조의 물과 열교환을 한 후 팽창밸브를 거치게 된다. 팽창밸브에서 나온 저온·저압의 냉매는 실내측에 설치된 Fan coil unit에서 열교환을 하고, 증발된 냉매는 다시 압축기로 복귀하여 사이클을 수행하게 된다. 축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매가 Fan coil unit에서 시설하우스를 난방하고, 팽창밸브를 거치게 된다. 팽창밸브에서 나온 저온·저압의 냉매는 판형열교환기에서 축열조의 열원을 취득 후 다시 압축기로 복귀하여 사이클을 수행하게 된다.

하루 평균외기온도  $11.1^{\circ}\text{C}$ , 최저온도  $8.2^{\circ}\text{C}$ 인 조건에서 단일열원 축열식 히트펌프시스템의 성능평가를 하였다. 주간인 8:00-18:00 구간에 히트펌프 축열운전, 야간인 18:00-08:00 구간에 축열조열원 히트펌프 난방운전이 될 수 있도록 설정하여 실험을 진행하였다.

히트펌프 축열운전의 경우 08:00부터 18:00까지 운전하였고, 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도가 Fig. 15와 같이 나타났다. 시설하우스 내부온도가  $15^{\circ}\text{C}$  미만인 경우에도 축열운전이 이루어진 것을 확인할 수 있고, 축열운전되는 동안 축열조의 물의 온도가  $6.3^{\circ}\text{C}$ 에서  $20.0^{\circ}\text{C}$ 로 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 16은 히트펌프 축열운전시 축열열량과  $\text{COP}_s$ 이다. 축열열량은  $7.5\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_s$ 는 평균 3.0이다. Fig. 15와 함께 살펴보면 축열열량은 축열운전되는 동안 일정한 경향을 보이는 반면,  $\text{COP}_s$ 는 시간이 지남에 따라 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 17은 축열조의 물의 온도에 따른 고압 및 저압을 측정된 그래프로 축

열조의 물의 온도가 증가함에 따라 고압 및 저압도 상승하는 것을 볼 수 있다. Fig. 18은 고압에 따른 압축기 소비동력 변화 그래프이다. 고압이 상승함에 따라 압축기의 소비동력을 증가시켜 축열열량은 일정한 경향을 보이는 반면,  $COP_s$ 가 점점 감소하는 것으로 나타났다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 가동시간을 18:00부터 익일 08:00까지로 설정하고 실험을 진행하였고, 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도가 Fig. 19와 같이 나타났다. 난방을 하기위해 축열조열원을 이용하기 때문에 축열조의 물의 온도가 18.8℃에서 2.7℃로 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 20은 축열조열원 히트펌프 난방운전시 난방열량과  $COP_h$ 이다. 난방열량은 12.4kW이고,  $COP_h$ 는 평균 1.4로 축열열량 및  $COP_s$ 에 비해 비교적 낮게 나타났다. 이는 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 난방열량이 감소하고, 07:00이후 축열조의 물의 온도가 3.3℃ 이하가 되었을 때 난방열량이 급격하게 감소하여  $COP_h$ 도 급격하게 감소하는 것을 볼 수 있다.

열원의 온도에 따라 난방열량이 변화하고, 열원의 온도가 일정온도 이하로 감소하면 난방열량이 급격하게 감소하기 때문에 축열조열원만 이용하는 데 무리가 있다고 판단되어 직수난방운전, 외기열원 히트펌프 난방운전 및 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가능하고, 태양열집열기를 설치하여 축열량을 보충한 복합열원 축열식 히트펌프시스템을 설계하였다.

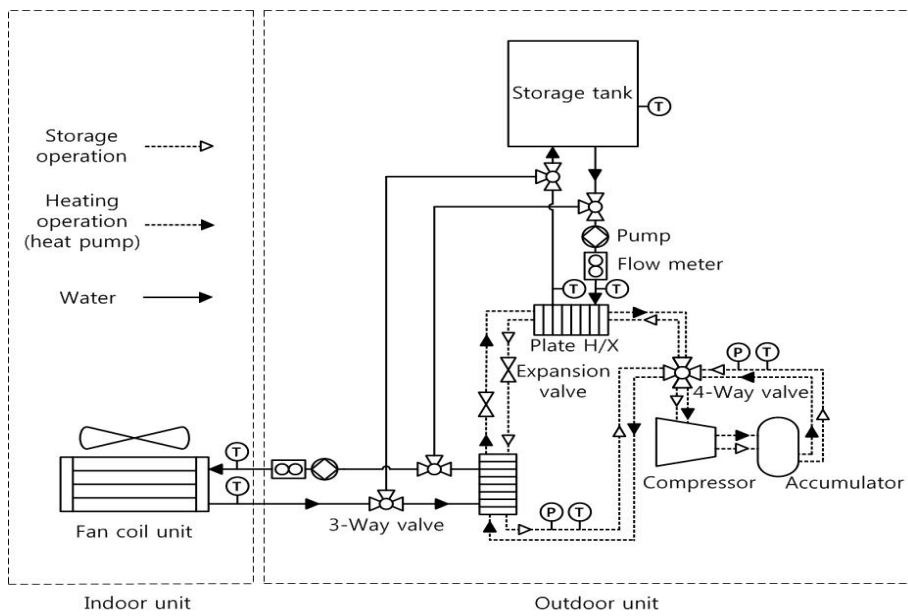


Fig. 14 Schematic of thermal storage type heat pump system with single heat source



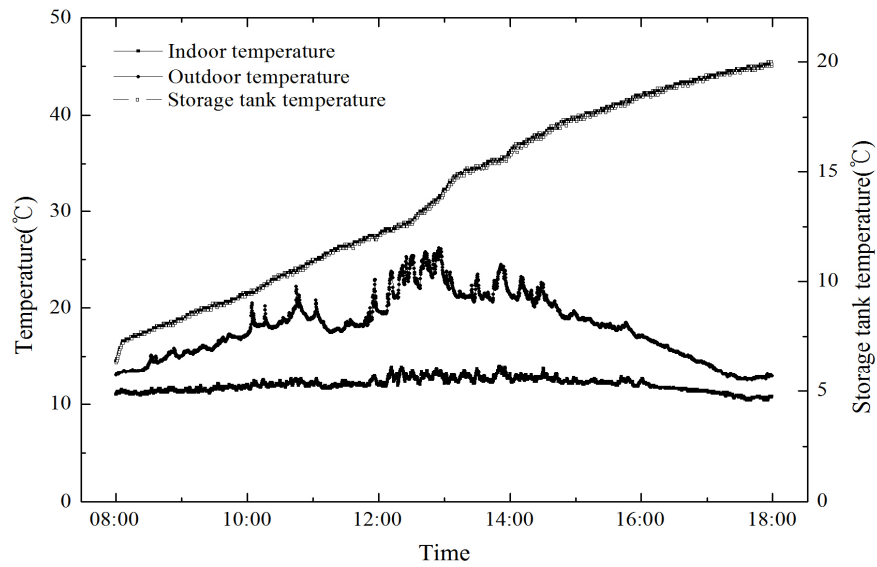


Fig. 15 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode

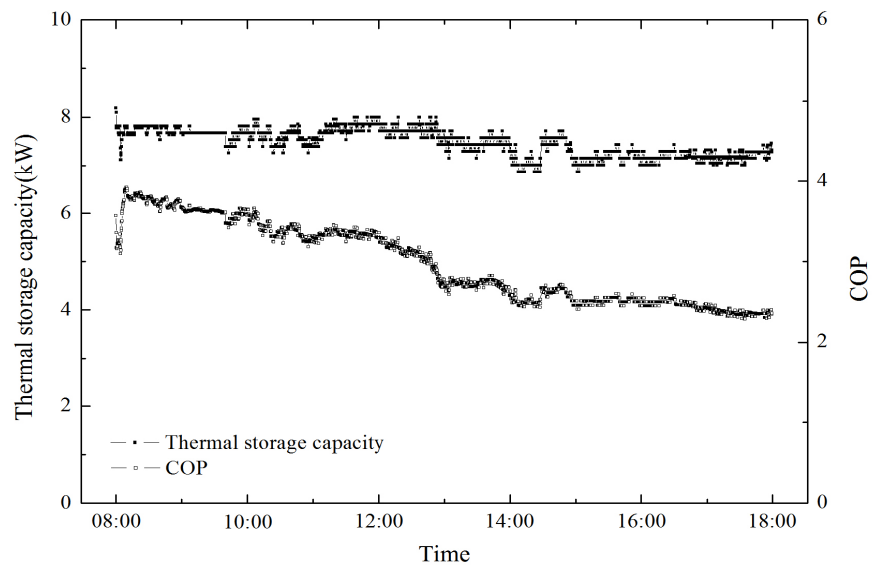


Fig. 16 Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode

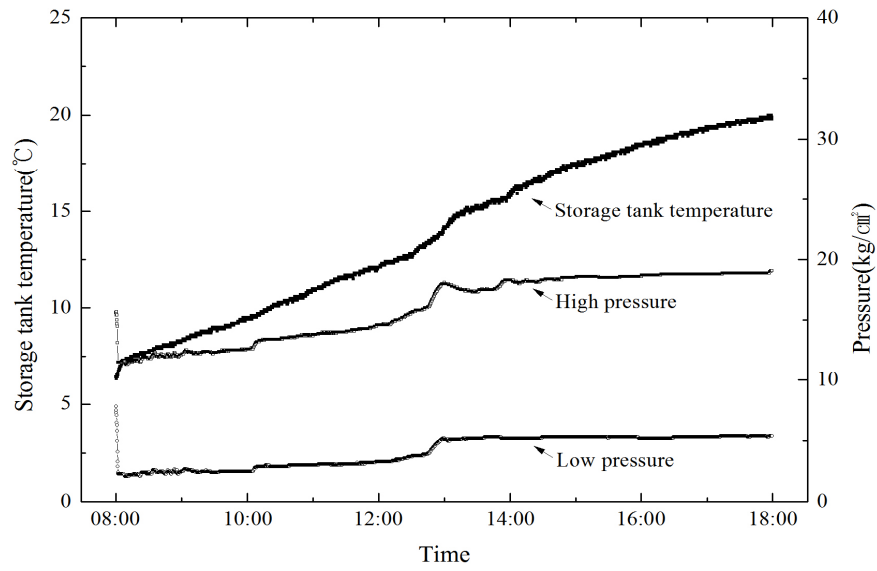


Fig. 17 Thermal storage tank temperature and pressure variation at thermal storage mode

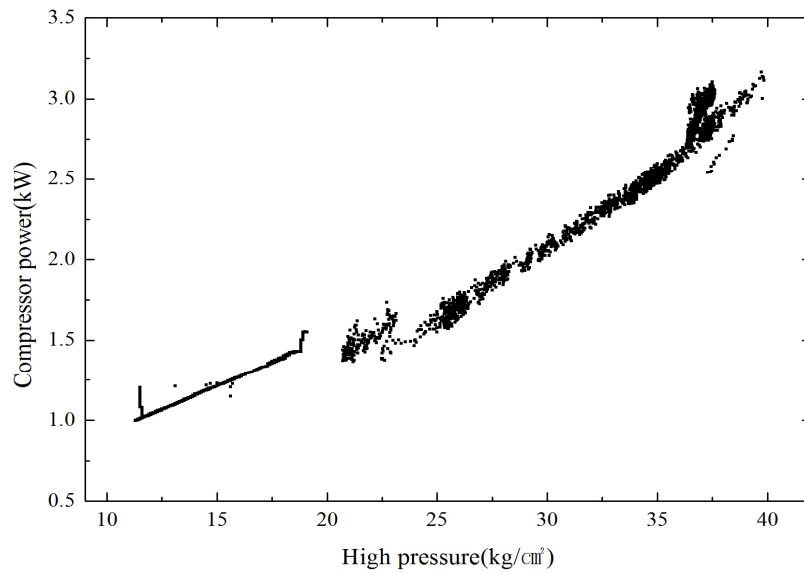


Fig. 18 Compressor power variation by high side pressure of the refrigeration cycle

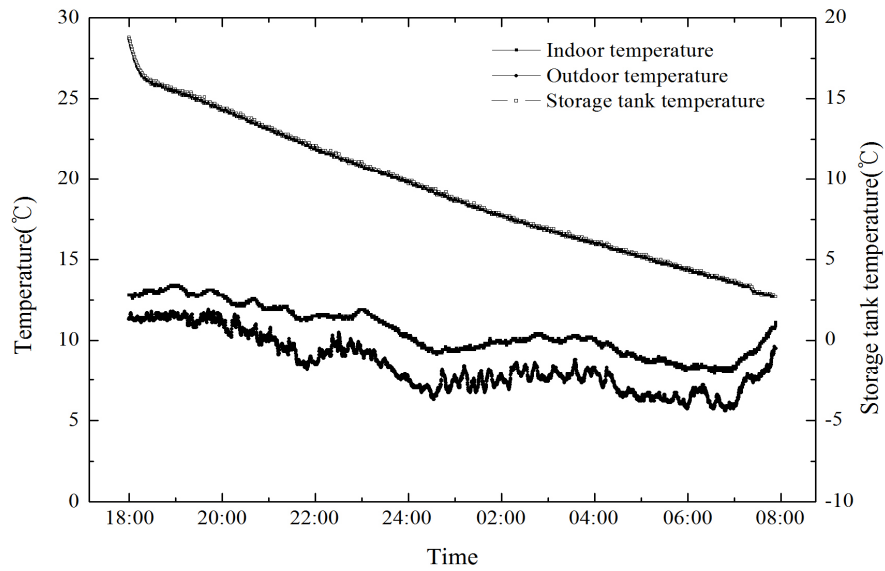


Fig. 19 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source

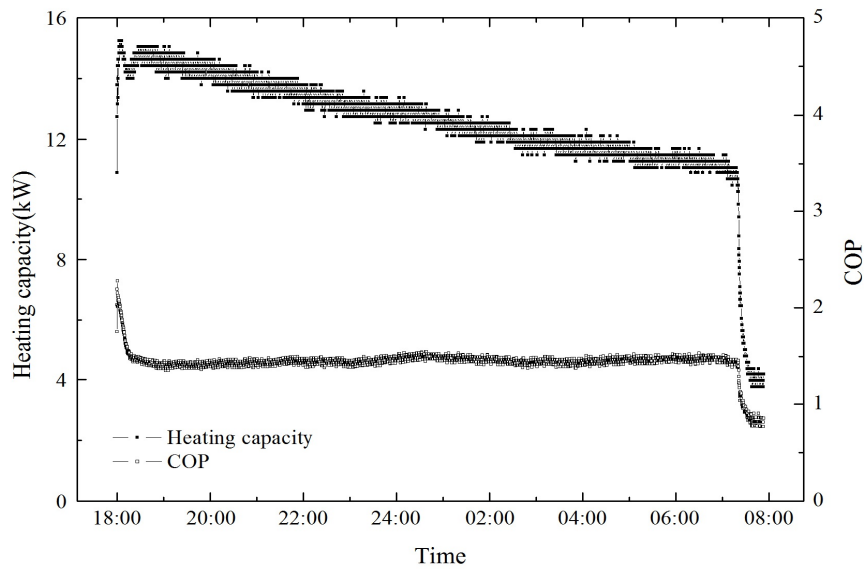


Fig. 20 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source

### 3.2 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성(11.4℃)

하루 평균외기온도 11.4℃, 최저온도 6℃인 조건에서 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능평가를 하였다. 실내온도 설정값은 시설하우스 재배작물의 적정생장온도인 15℃로 설정하여 시설하우스 내부온도가 15℃ 이상일 경우 히트펌프 축열운전이 이루어지게 하였고, 15℃ 미만일 경우 난방운전모드로 전환되게 하였다. 직수난방 설정값은 30℃로 설정하여 축열조의 물의 온도가 30℃ 이상일 경우 직수난방운전이 이루어지게 하였고, 30℃ 미만일 경우 직수난방운전이 정지되게 하였다. 외기온도 설정값은 8℃로 설정하여 난방운전모드에서 직수난방 운전조건이 아닌 경우 외기온도를 감지하여 외기온도가 8℃ 이상일 경우 외기열원 히트펌프 난방운전이 이루어지게 하였고, 외기온도가 8℃ 미만일 경우 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어지게 하였다. 축열조의 물의 온도가 너무 과도하게 상승하는 것을 방지하기 위해 축열제한온도 설정값은 60℃로 설정하였고, 차온제어 설정값은 20℃로 설정하여 태양열집열기 출구측 온도와 축열조 내부의 물의 온도차가 20℃ 이상일 경우 태양열집열펌프가 가동되게 하였다. 히트펌프시스템의 운전모드가 수시로 바뀌어 압축기 및 태양열집열펌프가 과열되어 고장남을 방지하기 위해 모든 설정온도에 가동온도범위인 DIF값을  $\pm 2.5^{\circ}\text{C}$ 로 설정하고 실험을 진행하였다.

하루동안 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 시간별 운전모드를 Fig. 21에 나타냈다. 00:00부터 01:00까지 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어지고, 01:00부터 10:00까지 외기열원 히트펌프 난방운전이 이루어졌다. 10:00부터 16:00까지 히트펌프 축열운전이 이루어지고, 그 이후로는 난방운전모드로 바뀌어 16:00부터 20:00까지 직수난방운전, 20:00부터 23:00까지 외기열원 히트펌프 난방운전, 23:00부터 24:00까지 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어졌다. 각 운전모드가 바뀌는 시점에 시설하우스 내·외부온도가 설정온도 값에 근접하여 간헐운전이 일어나는 것을 볼 수 있다.

히트펌프 축열운전의 경우 Fig. 22와 같이 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도가 나타났다. 시설하우스 내부온도가 15℃ 이상이 되는 10:00부터

시설하우스 상단에 발생하는 필요이상의 열을 축열조에 저장하기 위해 히트펌프 축열운전이 되었다. 외기온도가 상승함에 따라 시설하우스 내부온도 역시 상승하는 것을 볼 수 있다. 축열운전이 진행되는 동안 축열조의 물의 온도가 23.1℃에서 59.5℃로 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 23은 히트펌프 축열운전시 축열열량과 COP<sub>s</sub>이다. Fig. 22와 함께 살펴보면 시설하우스 내부온도의 변화에 따라 축열열량이 같이 변화함을 볼 수 있으며, 내부온도가 증가함에 따라 축열열량도 같이 증가하고, 내부온도가 감소함에 따라 축열열량 역시 감소함을 볼 수 있다. 축열열량은 10.7kW이고, COP<sub>s</sub>는 평균 2.3이며, 시간이 지남에 따라 COP<sub>s</sub>가 점점 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 24는 축열조의 물의 온도에 따른 고압 및 저압을 측정한 그래프로 축열조의 물의 온도가 증가함에 따라 고압도 상승하는 것을 볼 수 있다. Fig. 25는 고압에 따른 압축기 소비동력 변화 그래프이다. 고압이 상승함에 따라 압축기 소비동력이 증가함을 볼 수 있다. 따라서 히트펌프 축열운전이 진행되어 축열조의 물의 온도가 상승하면 고압이 따라 상승하여 압축기의 소비동력을 증가시켜 축열운전시 COP<sub>s</sub>가 점점 감소하는 것으로 나타났다.

직수난방운전의 경우 Fig. 26과 같이 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도가 나타났다. 시설하우스 내부온도가 15℃ 이하가 되는 16:00부터 히트펌프 축열운전이 정지되고, 축열운전으로 인하여 저장된 축열조의 고온수로 직접 난방하는 직수난방운전이 이루어졌다. 직수난방운전이 진행되는 동안 축열조의 물의 온도는 55.0℃에서 33.6℃로 감소하여 직수난방설정온도인 30℃에 근접하게 정지했음을 볼 수 있고, 축열조의 물의 온도가 21.4℃ 감소하면서 난방운전이 이루어진 것을 볼 수 있다. Fig. 27은 직수난방운전시 축열조의 물의 온도에 따른 난방열량이다. 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 난방열량도 감소하는 것을 볼 수 있으며, 난방열량은 22.2kW로 나타났다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 01:00부터 10:00까지 1차적으로 가동되고, 20:00부터 23:00까지 2차적으로 가동되었다. Fig. 28은 외기열원 히트펌프 난방운전이 1차적으로 가동했을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 압축기 소비동력을 나타낸 그래프이다. 일정한 경향을 보이다가 09:00부터 외기온도가 상승함에 따라 시설하우스 내부온도 역시 외기온도의 영향을 받아 온도가 상승함을 볼 수 있고, 그로 인하여 압축기 소비동력도 증가하는 것으로 나타났다. 1차 외기열원

히트펌프 난방운전시 외기온도는 평균  $8.1^{\circ}\text{C}$ 이고, 내부온도는 평균  $12.9^{\circ}\text{C}$ 이다. Fig. 29는 외기열원 히트펌프 난방운전 1차 가동시 난방열량과  $\text{COP}_h$ 이다. Fig. 28과 함께 살펴보면 시설하우스 내·외부 및 압축기 소비동력과 같이 일정한 경향을 보이다 09:00부터 외기온도가 증가함에 따라 난방열량도 조금 증가하는 것을 볼 수 있다. 하지만 소비동력 또한 같이 증가함으로  $\text{COP}_h$ 는 오히려 감소하는 것으로 나타났다. 난방열량은  $20.6\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_h$ 는 7.5이다. Fig. 30은 외기열원 히트펌프 난방운전이 2차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 압축기 소비동력을 나타낸 그래프이다. 대체로 일정한 경향을 보이고 있으며, 외기온도는 평균  $8.1^{\circ}\text{C}$ 이고, 내부온도는 평균  $12.4^{\circ}\text{C}$ 이다. Fig. 31은 외기열원 히트펌프 난방운전 2차 가동시 난방열량과  $\text{COP}_h$ 이다. Fig. 30의 그래프와 대체로 비슷한 경향을 보이고 있으며, 난방열량은  $21.6\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_h$ 는 7.6이다. 외기열원 히트펌프 난방운전이 시작할 시점과 끝나는 시점에는 간헐운전이 일어나 데이터가 조금씩 어긋나는 현상이 나타나는 것도 확인할 수 있었다. 전체적인 외기열원 히트펌프 난방운전을 살펴보면 난방열량은  $20.8\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_h$ 는 평균 7.5이다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 00:00부터 01:00까지 1차적으로 가동되고, 23:00부터 24:00까지 2차적으로 가동되었다. Fig. 32는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 1차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도를 나타낸 그래프이다. 외기온도는 평균  $7.5^{\circ}\text{C}$ 이고, 내부온도는 평균  $12.4^{\circ}\text{C}$ 이며, 축열조열원을 이용하기 때문에 축열조의 물의 온도가  $30.3^{\circ}\text{C}$ 에서  $19.7^{\circ}\text{C}$ 로 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 33은 축열조열원 히트펌프 난방운전 1차 가동시 난방열량과  $\text{COP}_h$ 이다. 난방열량은  $21.9\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_h$ 는 6.8이다. Fig. 34는 고압축 압력에 따른 압축기 소비동력을 측정한 그래프로 Fig. 32과 함께 살펴보면 축열조의 물의 온도변화에 크게 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있고,  $\text{COP}_h$ 에도 크게 영향을 미치지 못한 것으로 나타났다. Fig. 35는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 2차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도를 나타낸 그래프이다. 외기온도는 평균  $7.7^{\circ}\text{C}$ 이고, 내부온도는 평균  $12.7^{\circ}\text{C}$ 이며, 축열조열원을 이용하기 때문에 축열조의 물의 온도가  $35.1^{\circ}\text{C}$ 에서  $25.0^{\circ}\text{C}$ 로 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 36은 축열조열원 히트펌프 난방운전 2차 가동시 난방열량과  $\text{COP}_h$ 이다. 난방열량은  $22.8\text{kW}$ 이고,  $\text{COP}_h$ 는 6.8이며, Fig.

35와 함께 살펴보면 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 난방열량 및  $COP_h$ 가 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 37은 고압측 압력에 따른 압축기 소비동력을 측정한 그래프로 Fig. 35과 함께 살펴보면 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 고압 및 소비동력의 변화는 크게 없는 것을 알 수 있고,  $COP_h$ 는 난방열량이 감소함에 따라 감소하는 것으로 나타났다. 전체적인 축열조열원 히트펌프 난방운전을 살펴보면 난방열량은 22.1kW이고,  $COP_h$ 는 평균 6.8이다.

Fig. 38은 일사가 시작되어 끝나는 09:00부터 17:00까지 태양열집열기가 가동되었을 때의 일사량 및 집열열량을 나타낸 그래프이다. 일사량이 증가함에 따라 집열열량도 증가하고, 일사량이 감소하면 집열열량 역시 감소하는 것을 볼 수 있다. 하루평균 일사량은  $462.0W/m^2$ 이고, 태양열집열기의 집열열량은 1.4kW이다.

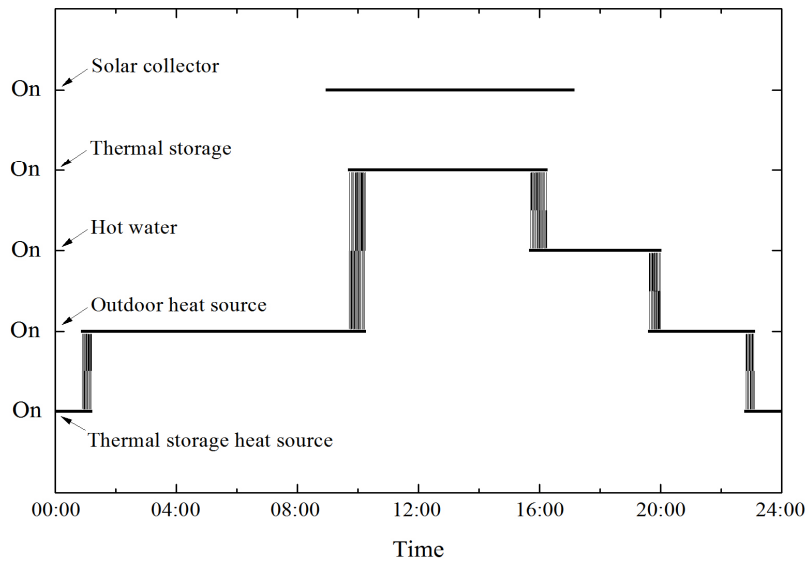


Fig. 21 Operation mode variation of heat pump system during a day

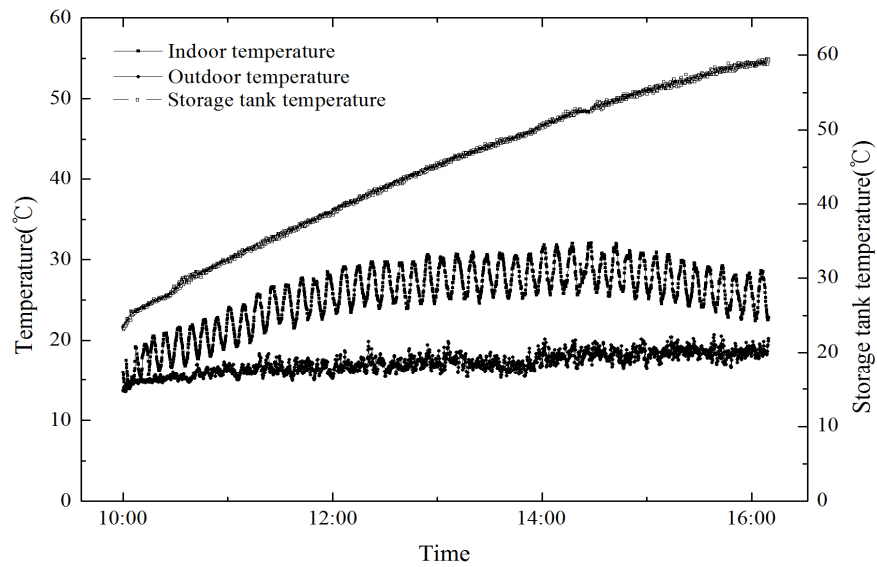


Fig. 22 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode



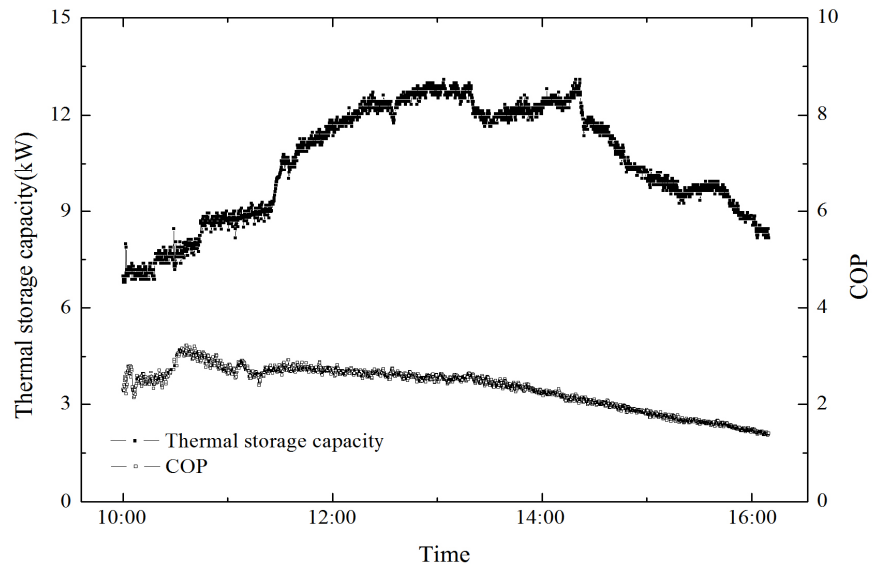


Fig. 23 Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode

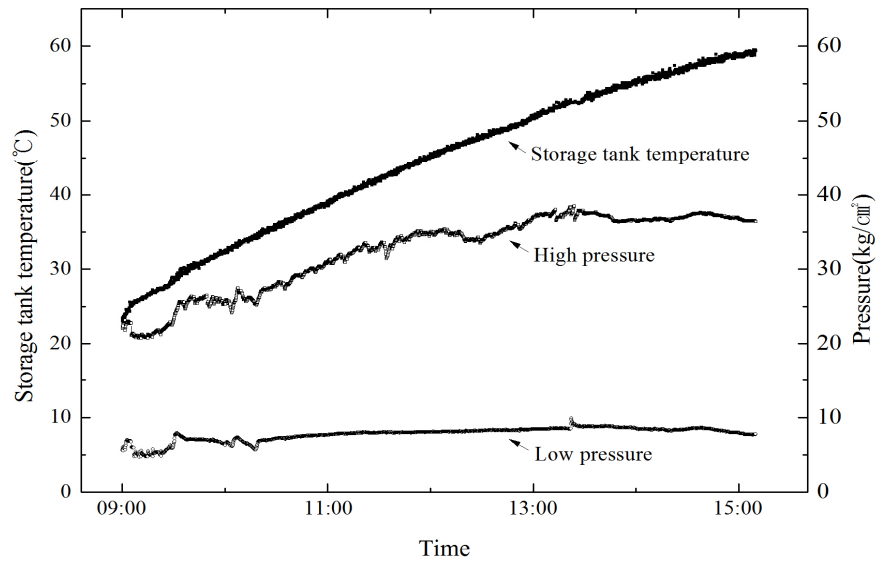


Fig. 24 Thermal storage tank temperature and pressure variation at thermal storage mode

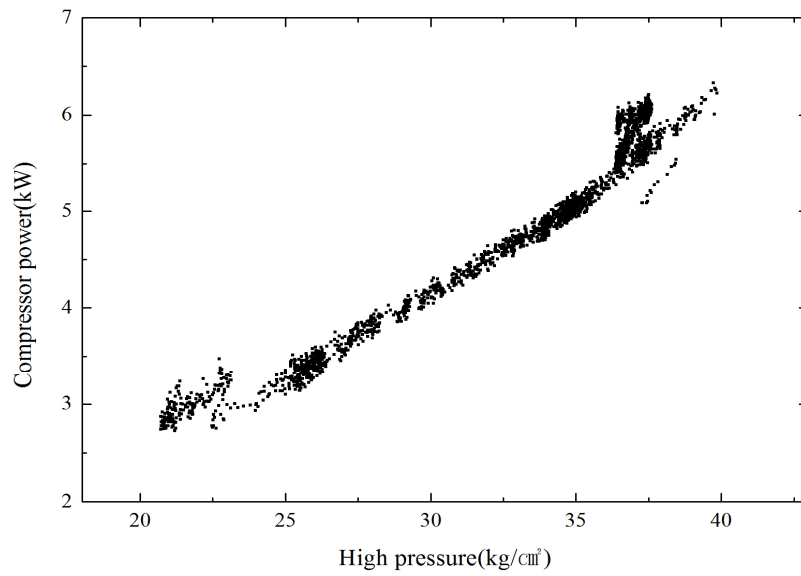


Fig. 25 Compressor power variation by high side pressure of the refrigeration cycle

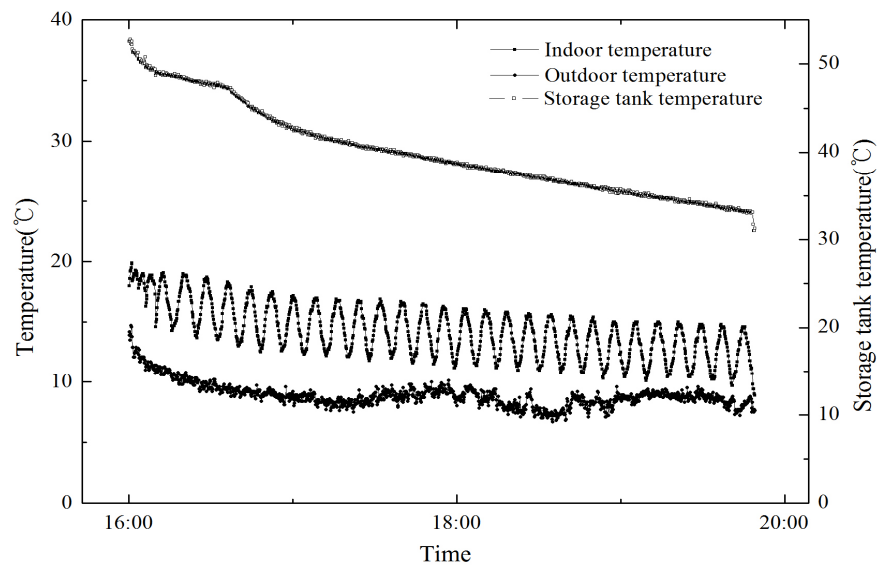


Fig. 26 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with hot water heating mode

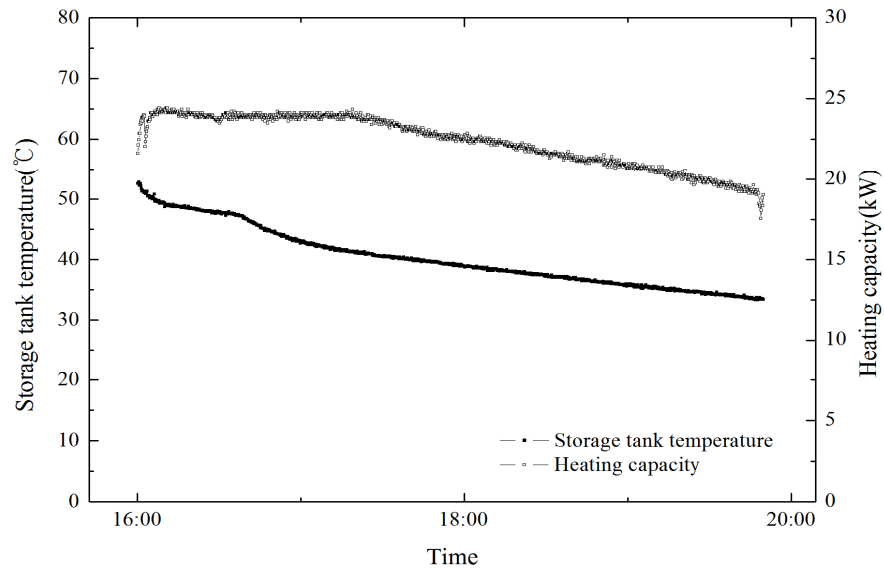


Fig. 27 Heating capacity by thermal storage tank temperature variation at heating mode with hot water heating mode

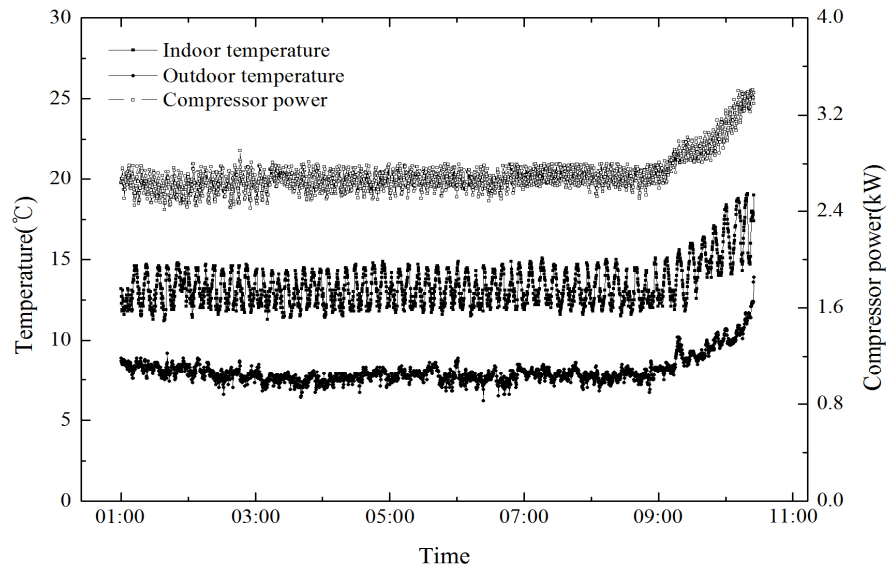


Fig. 28 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source

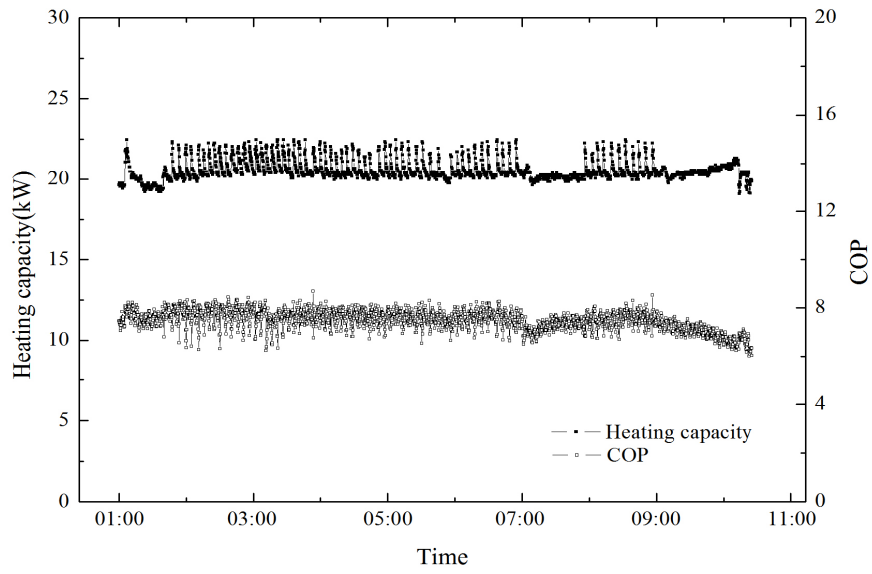


Fig. 29 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source

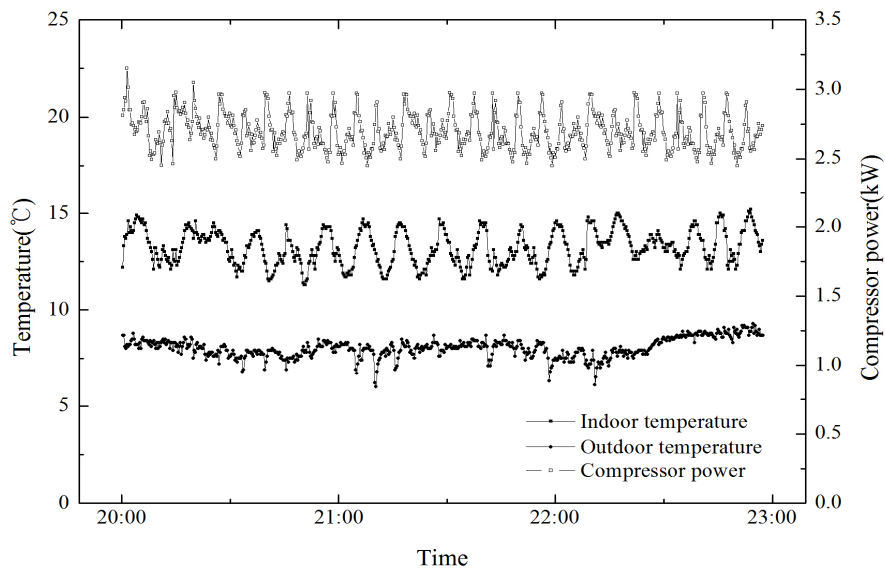


Fig. 30 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source

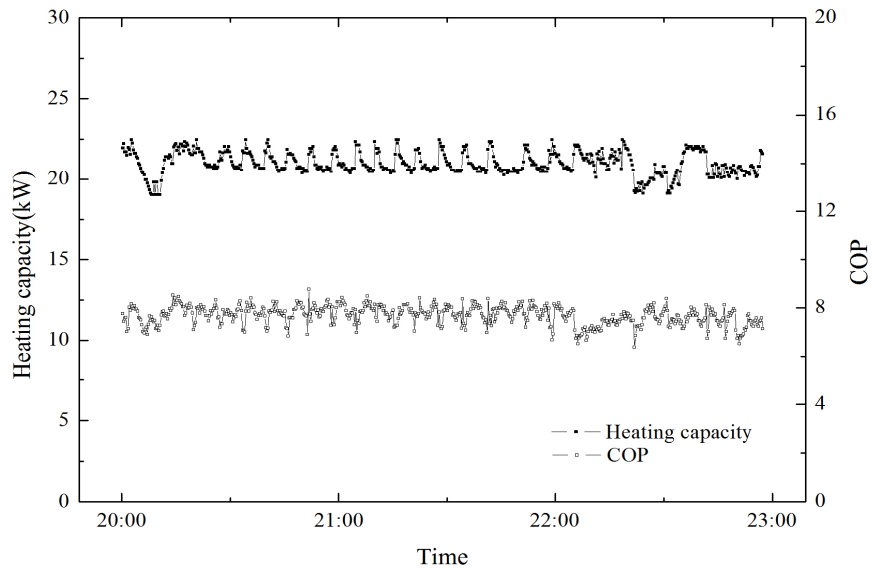


Fig. 31 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source

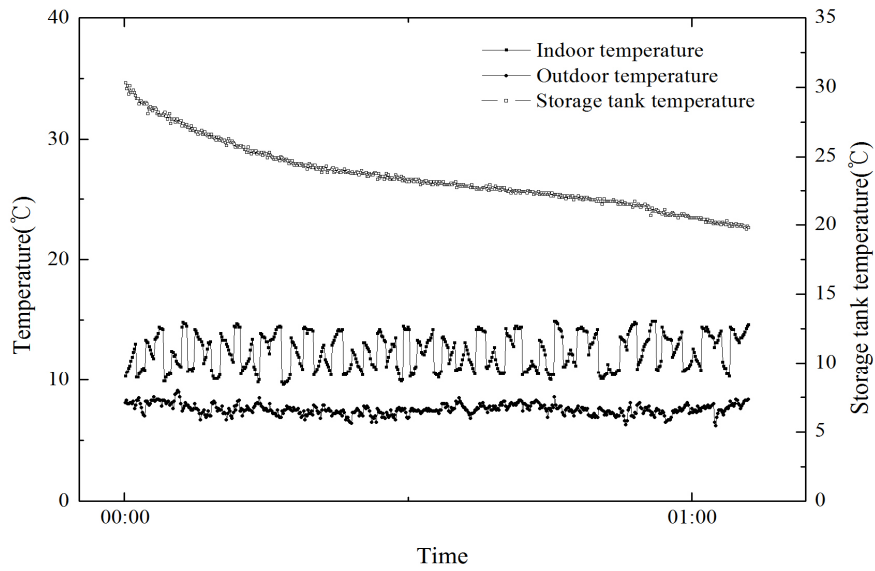


Fig. 32 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source

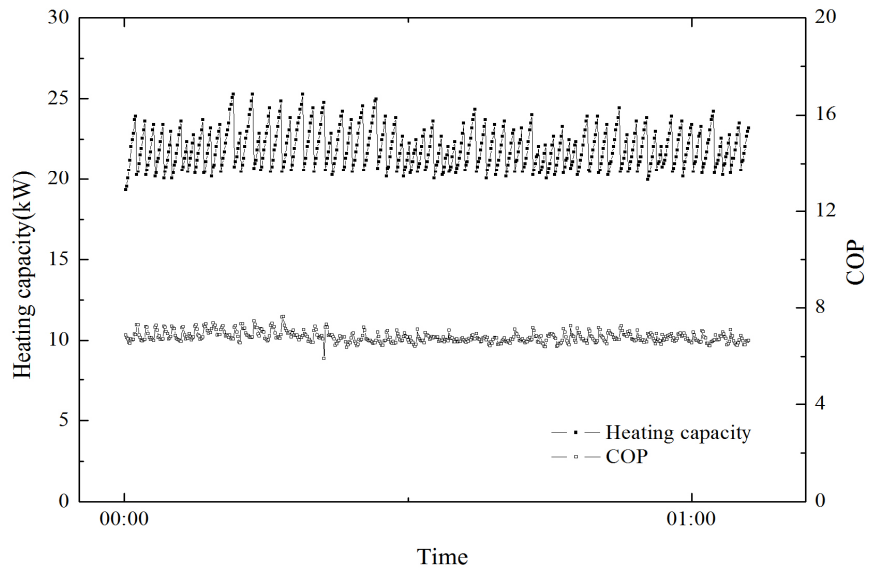


Fig. 33 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source

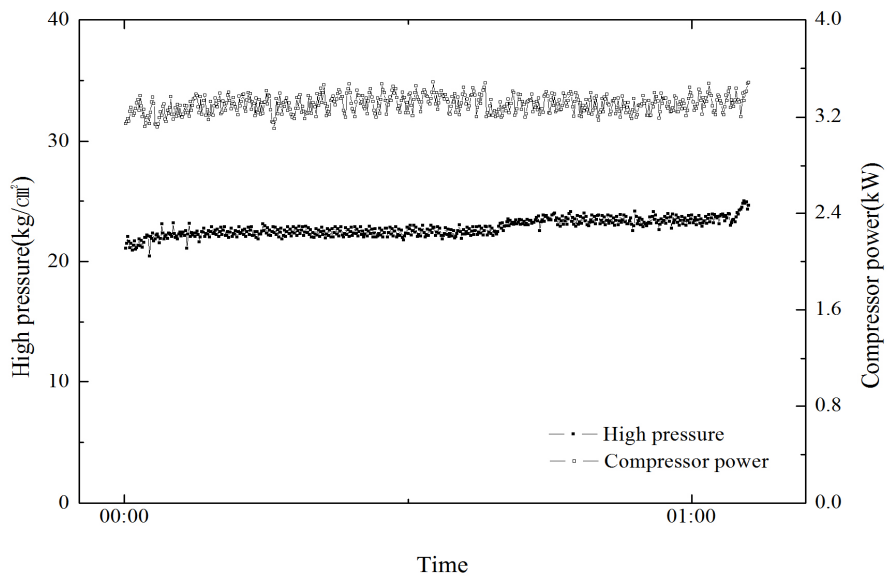


Fig. 34 Compressor power variation by high pressure at heating mode with thermal storage heat source

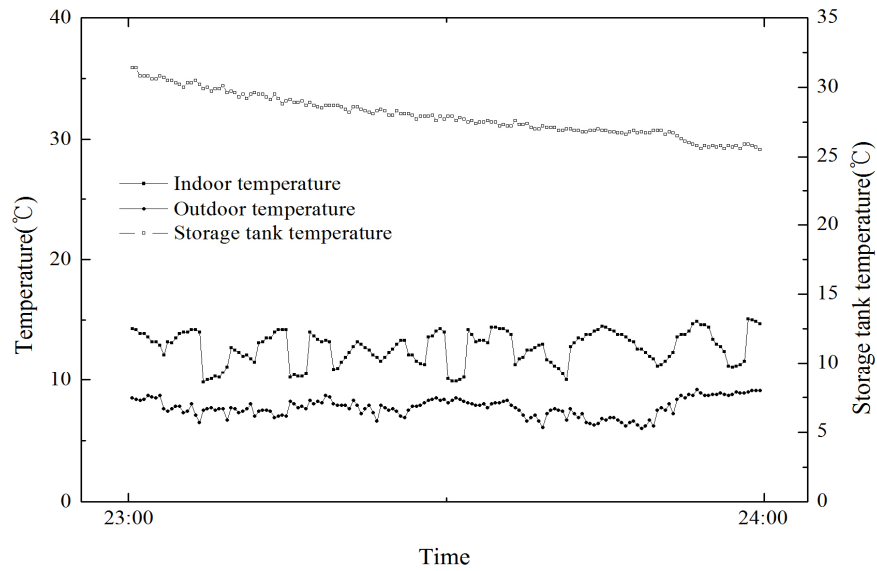


Fig. 35 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source

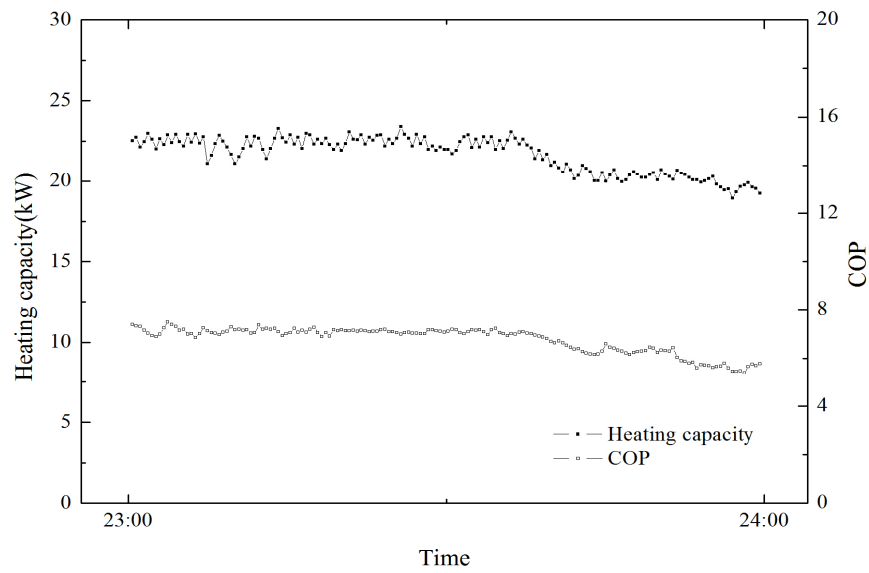


Fig. 36 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source

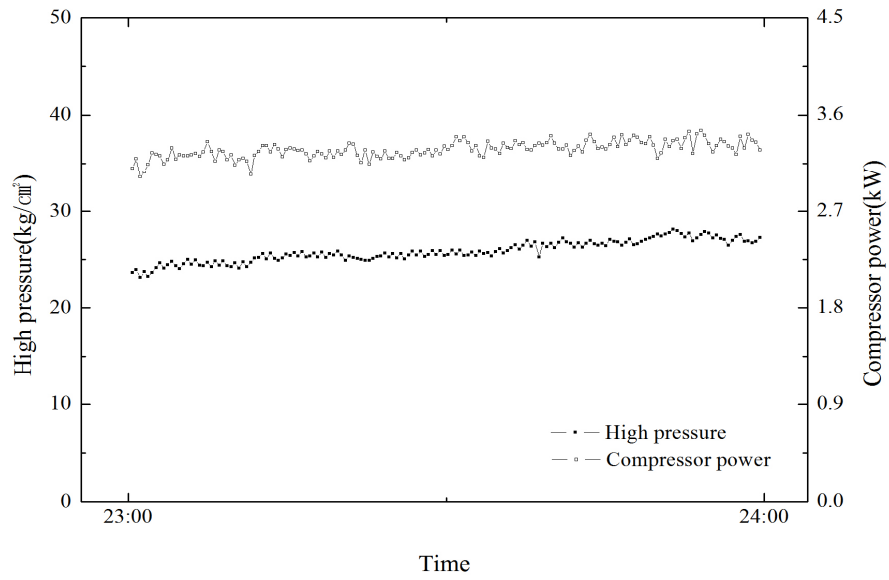


Fig. 37 Compressor power by high pressure variation at heating mode with thermal storage heat source

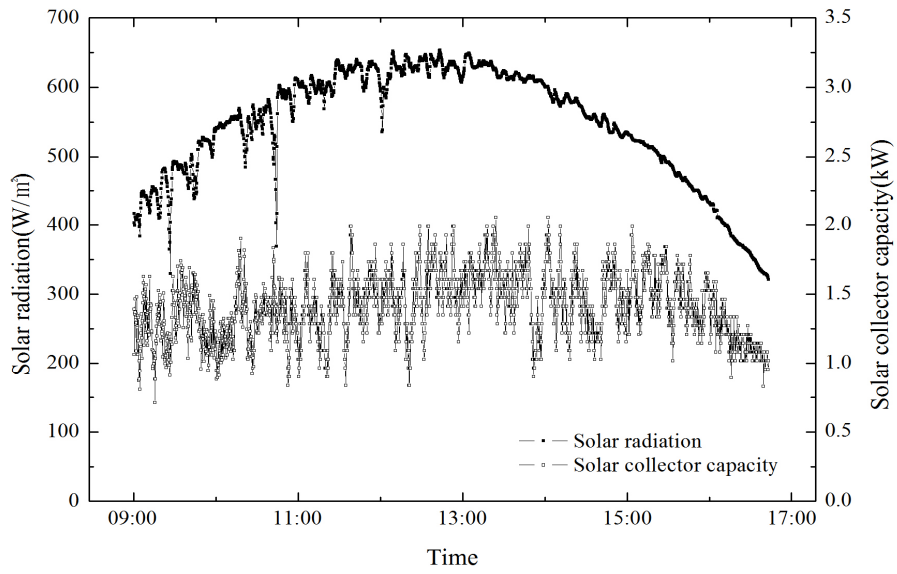


Fig. 38 Thermal storage capacity by solar radiation variation at Solar collector



### 3.3 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능특성(5.6℃)

하루 평균외기온도 5.6℃, 최저온도 0.4℃ 인 조건에서의 복합열원히트펌프 성능평가를 하였다. 제어기는 평균외기온도가 약 5℃정도 내려간 것을 감안하여 외기온도설정을 5℃ 낮게 설정하였고, 실내온도 15℃, 외기온도 3℃, 직수난방 30℃, 축열제한 60℃, 차온제어 20℃ 및 DIF값  $\pm 2.5^\circ\text{C}$ 로 설정하고 실험을 진행하였다.

Fig. 39는 하루동안 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 시간별 운전모드를 나타낸 그래프로 00:00부터 03:00까지 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가동되었고, 03:00부터 13:00까지 외기열원 히트펌프 난방운전이 가동되었다. 13:00부터 15:00까지 히트펌프 축열운전이 가동되었고, 15:00부터 22:00까지 2차 외기열원 히트펌프 난방운전, 22:00부터 24:00까지 2차 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가동되었다. 직수난방운전은 축열조의 물의 온도가 30℃ 이상 상승하지 못해 가동하지 않았다. 각 운전모드가 바뀌는 시점에 시설하우스 내·외부온도가 설정온도 값에 근접하여 간헐운전이 일어나는 것을 볼 수 있다.

히트펌프 축열운전의 경우 Fig. 40과 같이 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도가 나타났다. 시설하우스 내부온도가 15℃ 이상이 되는 13:00부터 시설하우스 상단에 발생하는 필요이상의 열을 축열조에 저장하기 위해 히트펌프 축열운전 가동되었다. 외기온도가 상승함에 따라 시설하우스 내부온도 역시 상승함을 볼 수 있다. 축열운전이 가동되는 동안 축열조의 물의 온도가 5.0℃에서 22.8℃로 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 41은 히트펌프 축열운전 가동시 축열열량과  $\text{COP}_s$ 이다. Fig. 40와 함께 살펴보면 시설하우스 내부온도의 변화에 따라 축열열량이 같이 변화함을 볼 수 있으며, 내부온도가 증가함에 따라 축열열량도 같이 증가하고, 내부온도가 감소함에 따라 축열열량 역시 감소함을 볼 수 있다. 축열열량은 12.4kW이고,  $\text{COP}_s$ 는 평균 4.7이며, 중온조건에서의 축열열량 및  $\text{COP}_s$ 보다 조금 더 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 축열조의 물의 온도가 높지 않아 난방열량이 높게 나타남으로  $\text{COP}_s$ 도 높게 나타나는 것으로 볼 수 있다.

직수난방운전의 경우 축열운전으로 축열조의 물의 온도를 상승시켰지만 직수난방 설정온도인 30℃ 이상 축열하지 못해 직수난방운전되지 않았다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 03:00부터 13:00까지 1차적으로 가동되고, 15:00부터 22:00까지 2차적으로 가동되었다. Fig. 42는 외기열원 히트펌프 난방운전이 1차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 압축기 소비동력을 나타낸 그래프이다. 10:00까지 큰 변화가 없다가 외기온도가 상승함에 따라 시설하우스 내부온도 역시 외기온도의 영향을 받아 온도가 상승함을 볼 수 있고, 그로 인하여 압축기 소비동력도 증가하는 것으로 나타났다. 외기온도는 평균 5.6℃이고, 내부온도는 평균 9.5℃이다. Fig. 43은 외기열원 히트펌프 난방운전 1차 가동시 난방열량과 COP<sub>h</sub>이다. Fig. 42와 함께 살펴보면 외기온도가 상승함에 따라 난방열량도 미미하게 상승하는 것을 볼 수 있으며, 소비동력도 같이 증가하면서 COP<sub>h</sub>는 크게 변화가 없는 것을 보인다. 난방열량은 19.0kW이고, COP<sub>h</sub>는 7.8이다. Fig. 44은 외기열원 히트펌프 난방운전이 2차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 압축기 소비동력을 나타낸 그래프이다. 15:00부터 16:00까지는 간헐운전이 일어나 일정한 경향을 보이지 않지만 그 후에는 외기 온도가 급격하게 감소하는 것을 볼 수 있으며, 소비동력 역시 외기온도를 따라 감소하는 것을 볼 수 있다. 외기온도는 평균 4.2℃이고, 내부온도는 평균 13.7℃이다. Fig. 45는 외기열원 히트펌프 난방운전 2차 가동시 난방열량 및 COP<sub>h</sub>이다. 난방열량 및 COP<sub>h</sub>가 Fig. 44의 외기온도에 따라 점차 감소하는 것을 볼 수 있으며, 난방열량은 17.8kW이고, COP<sub>h</sub>는 7.1이다. 전체적인 외기열원 히트펌프 난방운전을 살펴보면 난방열량은 18.6kW이고, COP<sub>h</sub>는 평균 7.6이다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 00:00부터 03:00까지 1차적으로 가동되고, 22:00부터 24:00까지 2차적으로 가동되었다. Fig. 46은 축열조열원 히트펌프 난방운전이 1차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도를 나타낸 그래프이다. 외기온도는 평균 5.0℃이고, 내부온도는 평균 7.9℃이며, 축열조열원을 이용하기 때문에 축열조의 물의 온도가 5.1℃에서 4.2℃로 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 47은 축열조열원 히트펌프 난방운전 1차 가동시 난방열량과 COP<sub>h</sub>이다. 난방열량은 19.5kW이고, COP<sub>h</sub>는 7.4이다. Fig. 48은 고압축 압력에 따른 압축기 소비동력을 측정한 그래프로 Fig. 46과 함께 살펴보면 축

열조의 물의 온도와 같이 거의 일정하게 나타난 것을 볼 수 있고,  $COP_h$  역시 비슷한 경향으로 나타났다. Fig. 49는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 2차적으로 가동되었을 때의 시설하우스 내·외부 온도 및 축열조의 물의 온도를 나타낸 그래프이다. 외기온도는 평균  $1.1^{\circ}C$ 이고, 내부온도는 평균  $9.9^{\circ}C$ 이며, 축열조열원을 이용하기 때문에 축열조의 물의 온도가  $21.0^{\circ}C$ 에서  $8.7^{\circ}C$ 로 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 50은 축열조열원 히트펌프 난방운전 2차 가동시 난방열량과  $COP_h$ 이다. 난방열량은  $20.6kW$ 이고,  $COP_h$ 는 6.8이며, Fig. 49과 함께 살펴보면 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 난방열량 및  $COP_h$ 가 감소하는 것을 볼 수 있다. Fig. 51은 고압측 압력에 따른 압축기 소비동력을 측정한 그래프로 Fig. 49과 함께 살펴보면 축열조의 물의 온도가 감소함에 따라 고압 및 소비동력도 함께 감소하는 것을 알 수 있고,  $COP_h$ 는 난방열량이 감소하고, 소비동력이 감소함에 따라 감소하는 것으로 나타났다. 전체적인 축열조열원 히트펌프 난방운전을 살펴보면 난방열량은  $20.1kW$ 이고,  $COP_h$ 는 평균 7.1이다.

Fig. 52은 일사가 시작되어 끝나는 11:00부터 15:00까지 태양열집열기가 가동되었을 때의 일사량 및 집열열량을 나타낸 그래프이다. 일사량이 일정하게 증가하거나 감소하는 경향을 나타내지 않고, 급변하는 것을 볼 수 있고, 그에 따라 집열열량이 변화하는 것을 볼 수 있다. 하루평균 일사량은  $277.5W/m^2$ 이고, 태양열집열기의 집열열량은  $0.6kW$ 이다.

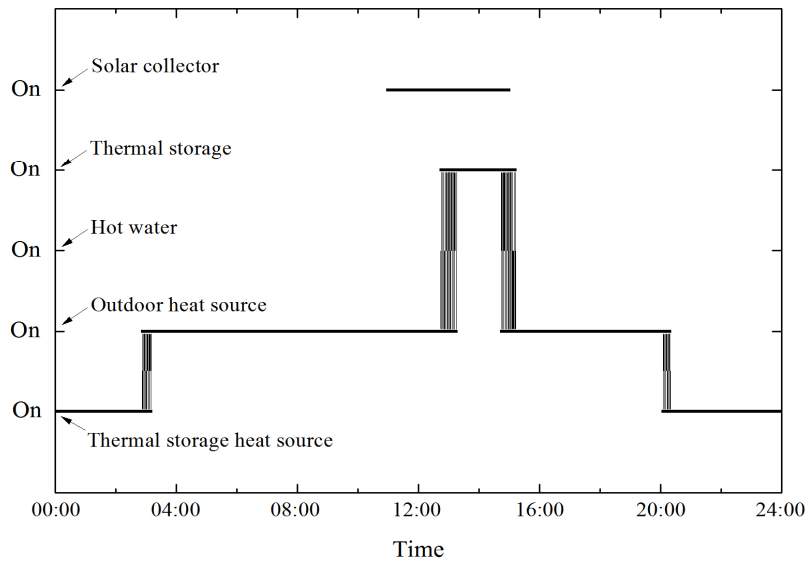


Fig. 39 Operation mode variation of heat pump system during a day

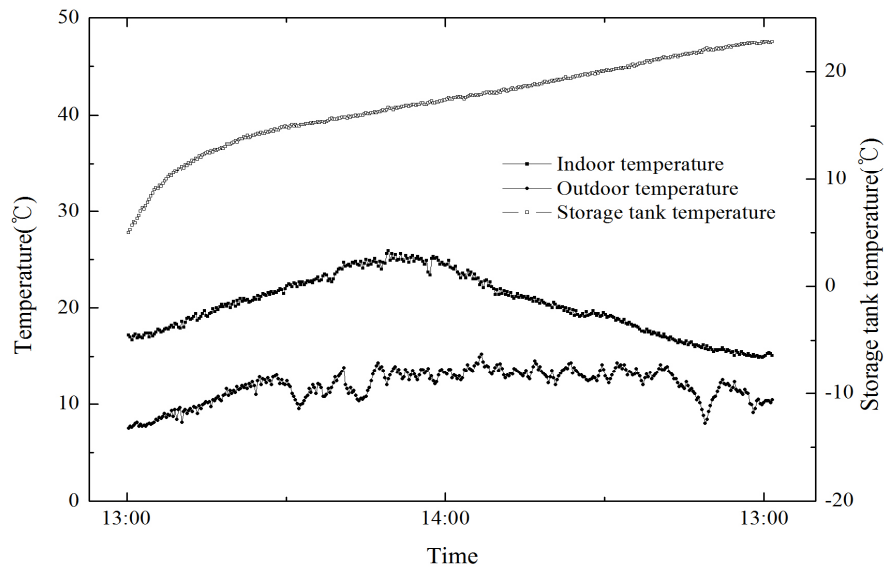


Fig. 40 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at thermal storage mode

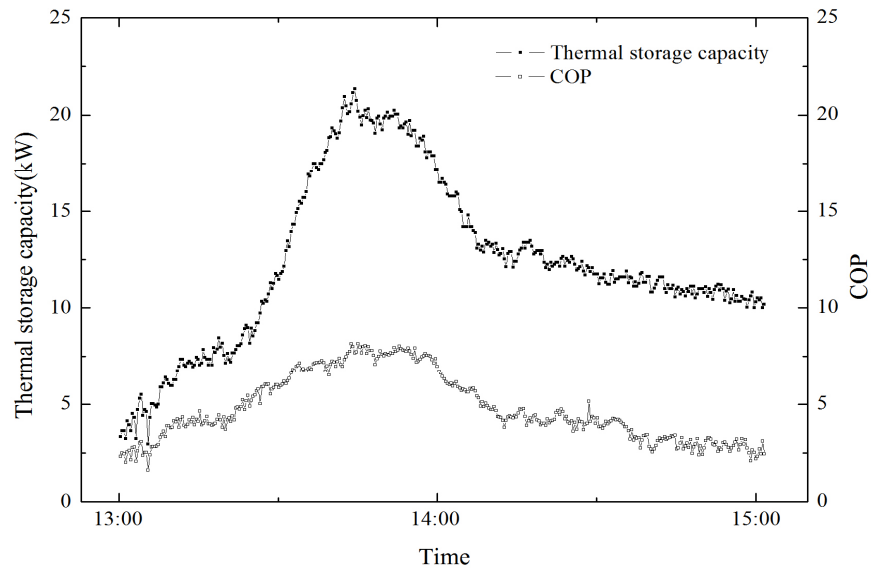


Fig. 41 Thermal storage capacity and COP variation at thermal storage mode

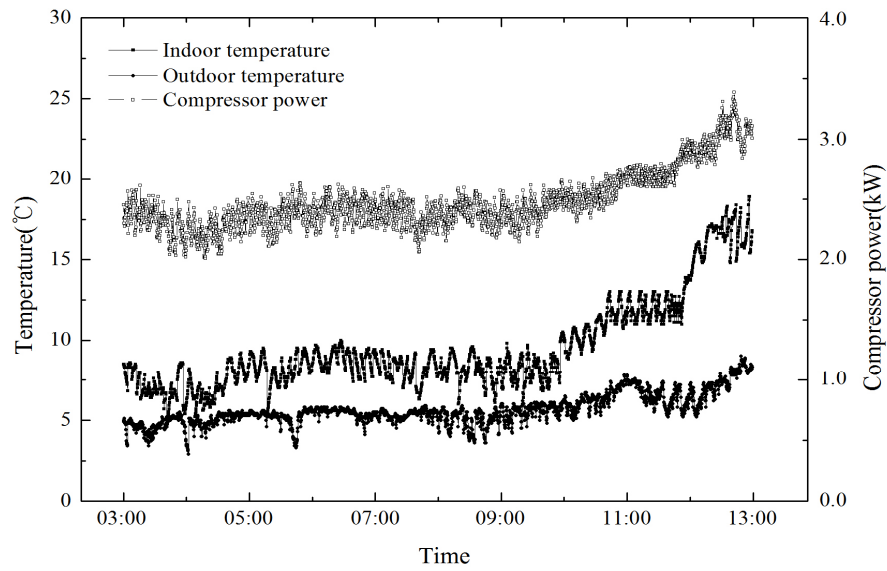


Fig. 42 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source

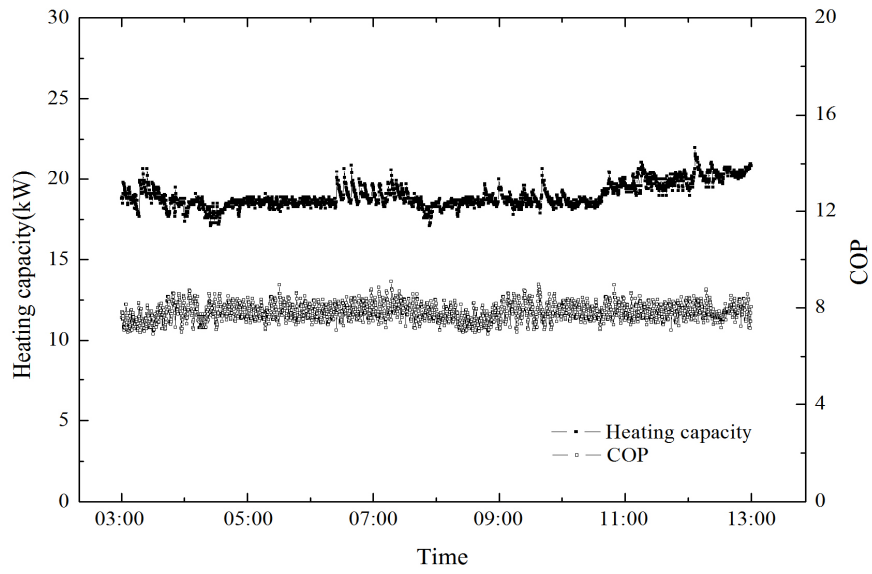


Fig. 43 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source

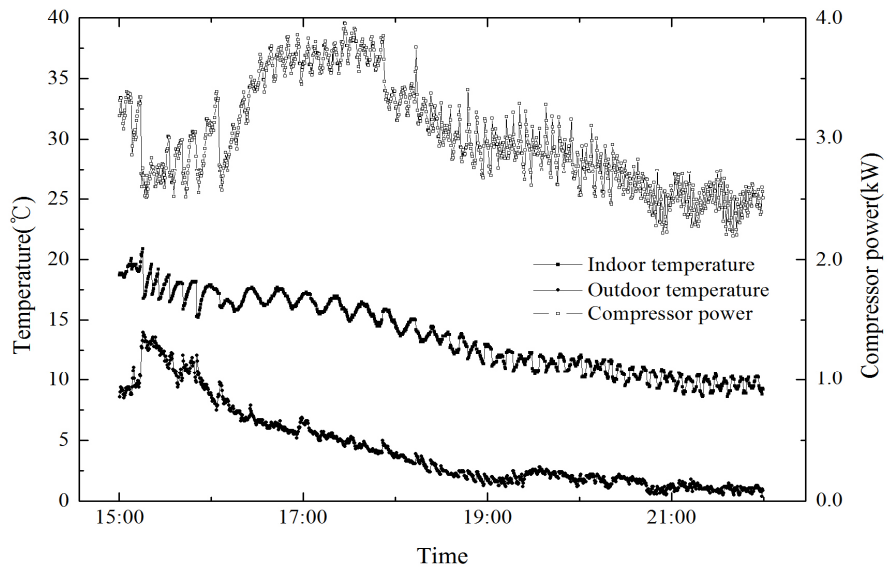


Fig. 44 Compressor power variation by indoor and outdoor temperature at heating mode with outdoor heat source

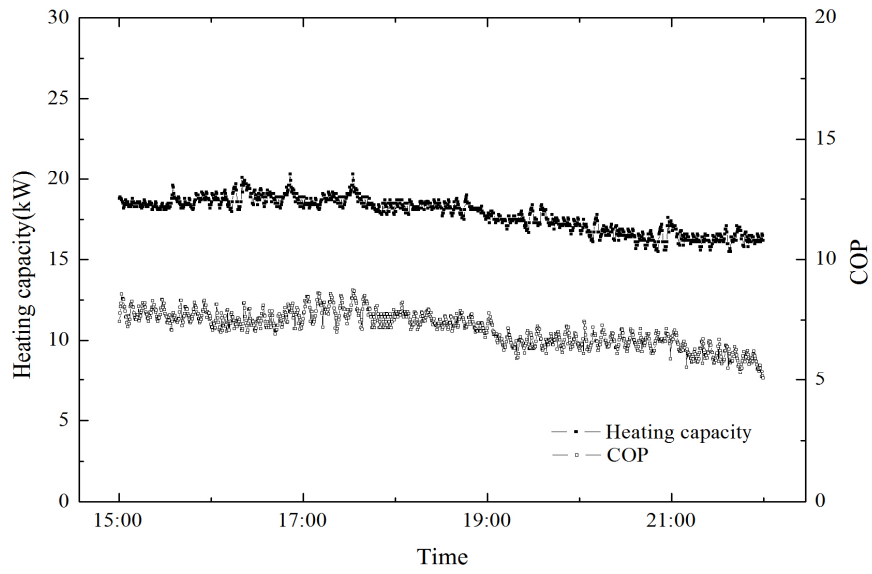


Fig. 45 Heating capacity and COP variation at heating mode with outdoor heat source

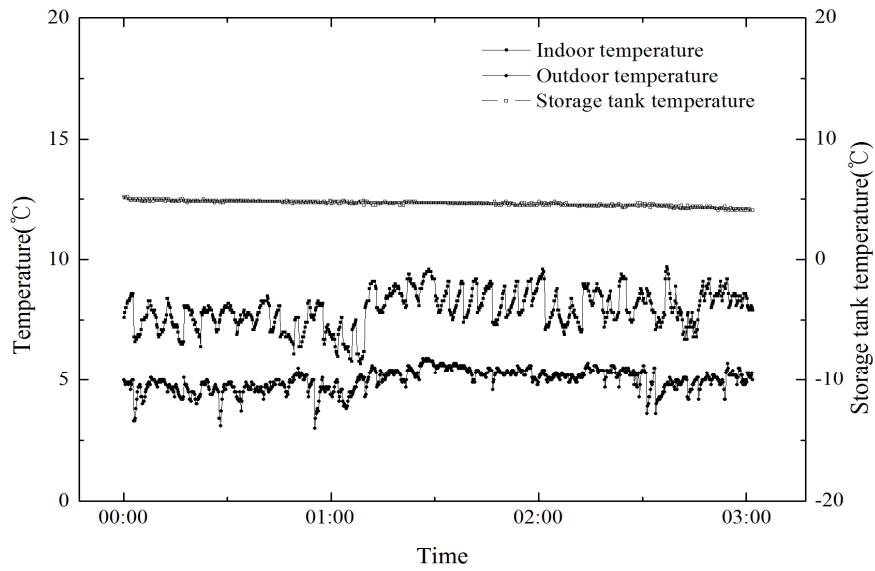


Fig. 46 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source

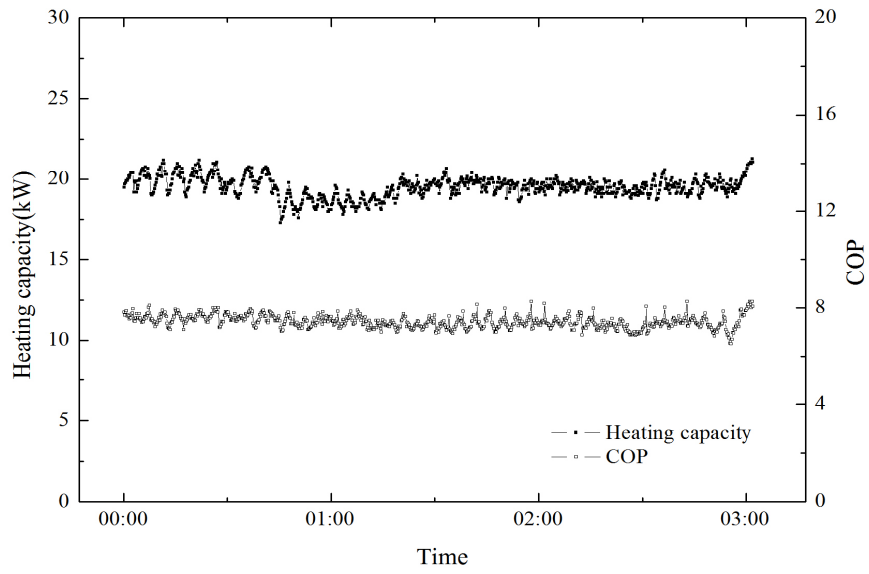


Fig. 47 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source

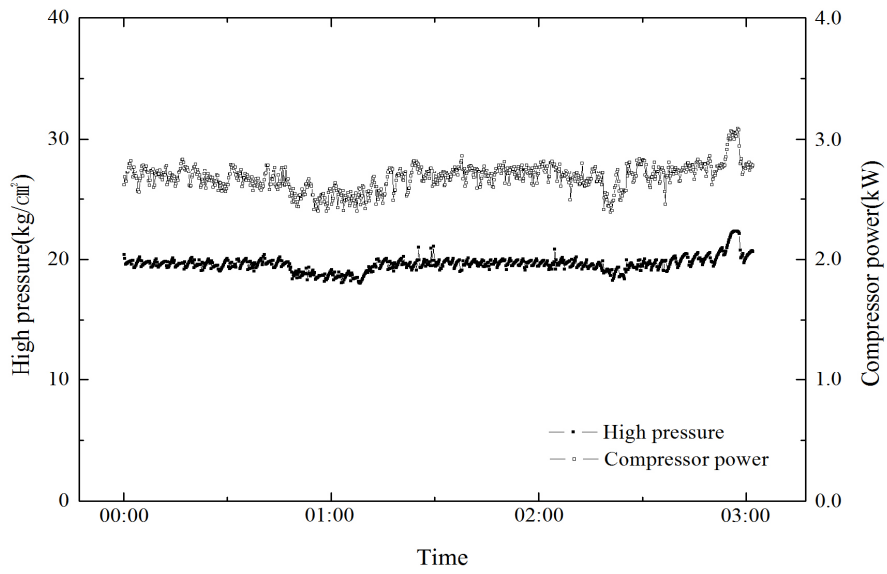


Fig. 48 Compressor power variation by high pressure at heating mode with thermal storage heat source



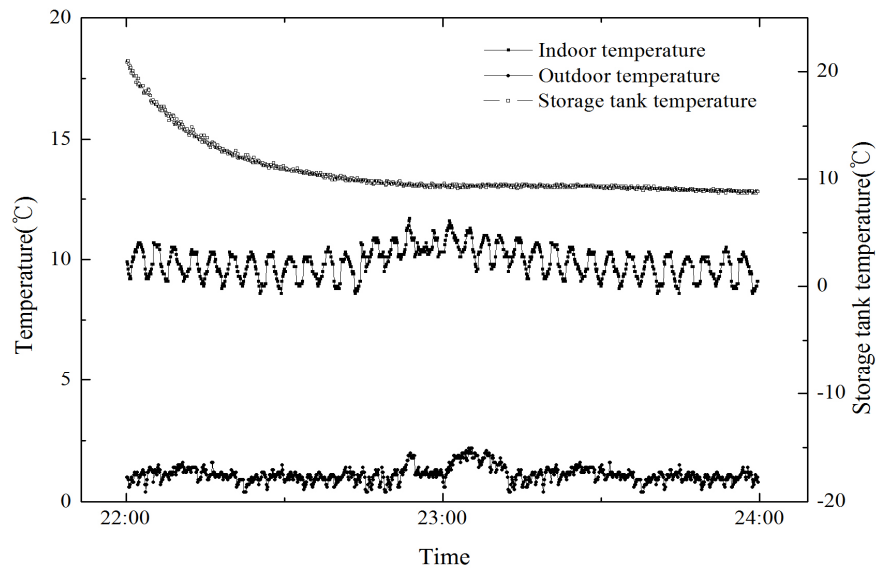


Fig. 49 Indoor, outdoor and thermal storage tank temperature variation at heating mode with thermal storage heat source

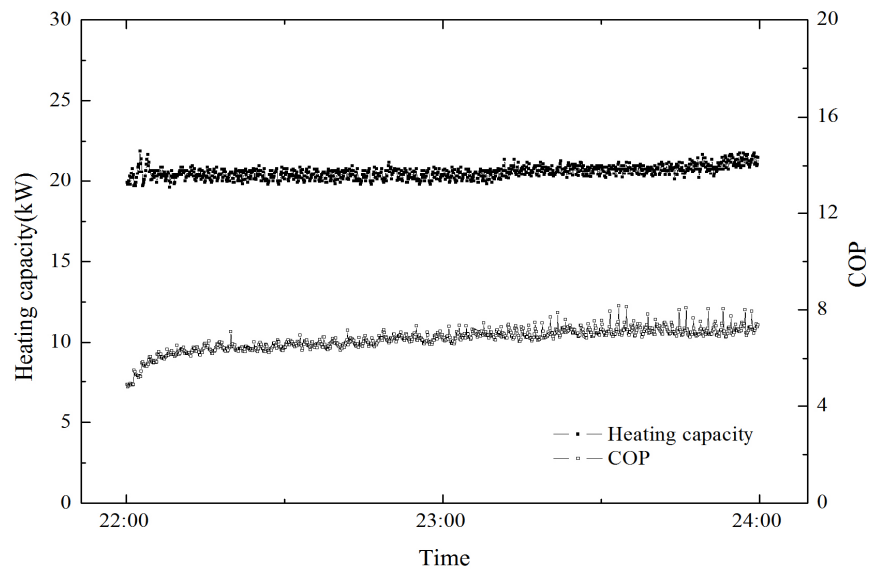


Fig. 50 Heating capacity and COP variation at heating mode with thermal storage heat source

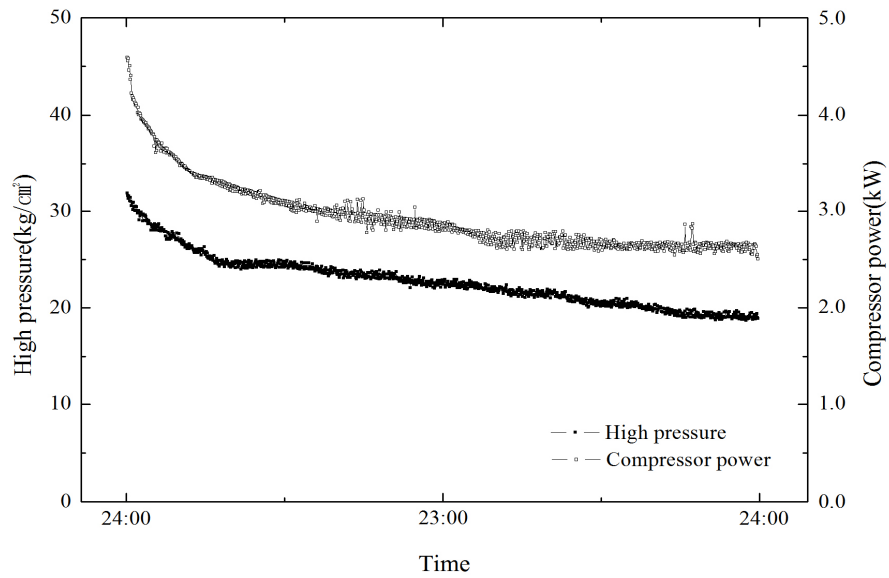


Fig. 51 Compressor power by high pressure variation at heating mode with thermal storage heat source

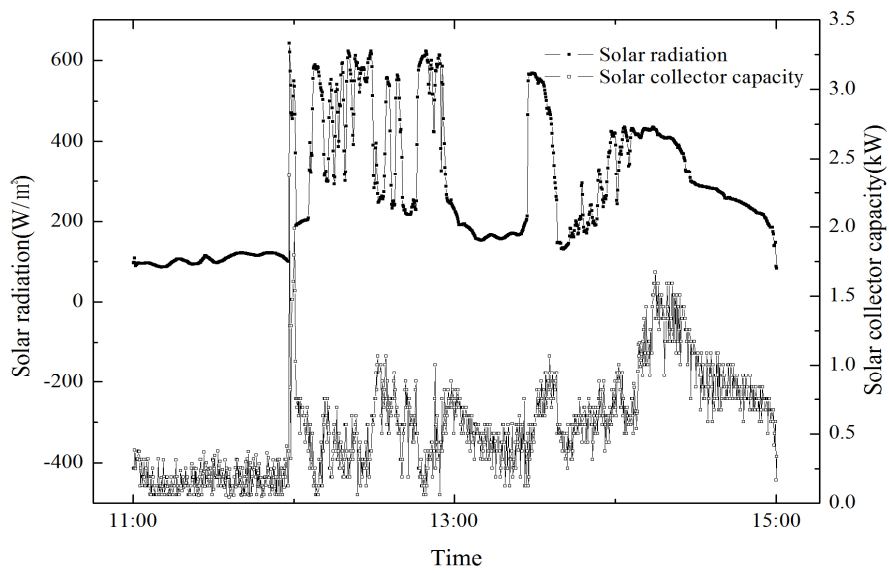


Fig. 52 Thermal storage capacity by solar radiation variation at Solar collector

### 3.4 각 운전모드별 성능비교

복합열원 히트펌프시스템의 각 운전모드별 성능을 파악하기 위하여 히트펌프 축열운전, 외기열원 히트펌프 난방운전 및 축열조열원 히트펌프 난방운전의 축열열량 및 난방열량을 Fig. 53에 나타내었다. 히트펌프 축열운전의 경우 하루 평균 온도가 11.4℃인 외기조건에서의 축열열량은 7.5kW이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서 축열열량은 12.4kW이다. 축열조의 물의 온도가 상승할수록 축열열량은 점차 감소하여 하루 평균 외기온도가 낮은 조건에서 축열열량이 약 4.9kW 더 높은 것으로 나타났다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 외기조건에서 난방열량은 20.8kW이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서 난방열량은 18.6kW이다. 열원인 외기의 평균온도가 상대적으로 높은 조건에서 난방열량이 약 2.2kW 더 높게 나타났다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 외기조건에서 난방열량은 22.1kW이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서 난방열량은 20.1kW이다. 하루 평균 외기온도가 높은 경우에 축열운전이 많이 이루어져 열원인 축열조의 물의 온도가 더 높게 나타났고, 난방열량이 약 2.0kW 높게 나타났다.

축열열량 및 난방열량에 따른 압축기 소비동력을 비교하기 위하여 각 운전모드별 평균 압축기 소비동력을 Fig. 54에 나타내었다. 히트펌프 축열운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 외기조건에서 압축기 소비동력은 4.7kW이고, 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서 압축기 소비동력은 2.3kW이다. 축열조의 물의 온도가 상승할수록 고압축 압력이 증가하고, 압축기 소비동력이 증가하는 것을 알 수 있으며, 히트펌프 축열운전으로 인하여 축열조에 저장된 물의 최고온도가 약 36.7℃ 높게 나타난 평균 외기온도가 높은 조건에서 압축기 소비동력이 약 2.4kW 높게 나타났다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 조건에서 압축기 소비동력은 2.8kW이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 조건에서 압축기 소비동력은

2.6kW이며, 열원인 외기의 온도가 상대적으로 높은 조건에서 압축기 소비동력이 약 0.2kW 높게 나타났다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 조건에서 압축기 소비동력은 3.3kW이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 조건에서 압축기 소비동력은 2.8kW이며, 하루 평균 외기온도가 높은 경우에 축열운전이 많이 이루어져 열원인 축열조에 저장된 물의 온도가 더 높게 나타났고, 압축기 소비동력이 약 0.5kW 높게 나타났다.

각 운전모드별 COP를 Fig. 55에 나타내었다. 히트펌프 축열운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 외기조건에서  $COP_s$ 는 평균 2.3이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서  $COP_s$  평균 4.7이다. 평균온도가 11.4℃인 외기조건인 경우 축열조의 물의 온도가 상승할수록 난방열량은 감소하고, 고압측 압력이 상승하여 압축기 소비동력이 증가함에 따라  $COP_s$ 는 급격하게 감소하는 것으로 나타났으며, 결과적으로 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서 보다  $COP_s$ 가 적게 나타났다.

외기열원 히트펌프 난방운전의 경우 평균온도가 11.4℃일 때  $COP_h$ 는 평균 7.5이고, 평균온도가 5.6℃일 때 7.6이다. 평균 외기온도가 높은 조건에서 난방열량은 더 높게 나타났지만 열원의 온도가 높을수록 압축기 소비동력이 증가하여  $COP_h$ 는 더 낮게 나타났다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 경우 하루 평균온도가 11.4℃인 외기조건에서  $COP_h$ 는 평균 6.8이고, 하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건에서  $COP_h$ 는 평균 7.1로 나타났다. 이는 외기열원 히트펌프 난방운전의 경우와 같이 평균 외기온도가 낮은 조건에서 평균열량이 더 높게 나타났지만 열원의 온도가 높을수록 압축기 소비동력이 증가하여  $COP_h$ 는 더 낮게 나타났다.

단일열원 축열식 히트펌프시스템 및 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 각 운전모드별 총 열량을 Fig. 56에 나타냈다. 단일열원 히트펌프시스템의 경우 히트펌프 축열운전이 10시간 가동되어 75.0kWh의 열량을 축열조에 저장하였다. 축열된 물을 열원으로 사용하는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 14시간 가동되어 86.8kWh의 열량을 난방하였다.

복합열원 히트펌프시스템의 하루 평균온도 11.4℃인 외기조건인 경우 태양열집열기가 8시간 가동되어 11.2kWh의 열량을 축열조에 저장하였고, 히트펌프 축열

운전이 6시간 가동되어 64.2kWh의 열량을 축열조에 저장하였다. 직수 난방운전이 4시간 가동되어 88.8kWh의 열량을 난방하였고, 외기열원 히트펌프 난방운전이 12시간 가동되어 249.6kWh의 열량을 난방하였으며, 축열조열원 히트펌프 난방운전이 2시간 가동되어 44.2kWh의 열량을 난방하였다.

하루 평균온도가 5.6℃인 외기조건인 경우 태양열집열기가 4시간 가동되어 2.4kWh의 열량을 축열조에 저장하였고, 히트펌프 축열운전이 2시간 가동되어 24.8kWh의 열량을 축열조에 저장하였다. 직수 난방운전은 축열조에 저장된 물의 온도가 30℃ 미만으로 나타나 가동하지 않았고, 외기열원 히트펌프 난방운전이 17시간 가동되어 316.2kWh의 열량을 난방하였으며, 축열조열원 히트펌프 난방운전이 5시간 가동되어 100.5kWh의 열량을 난방하였다.

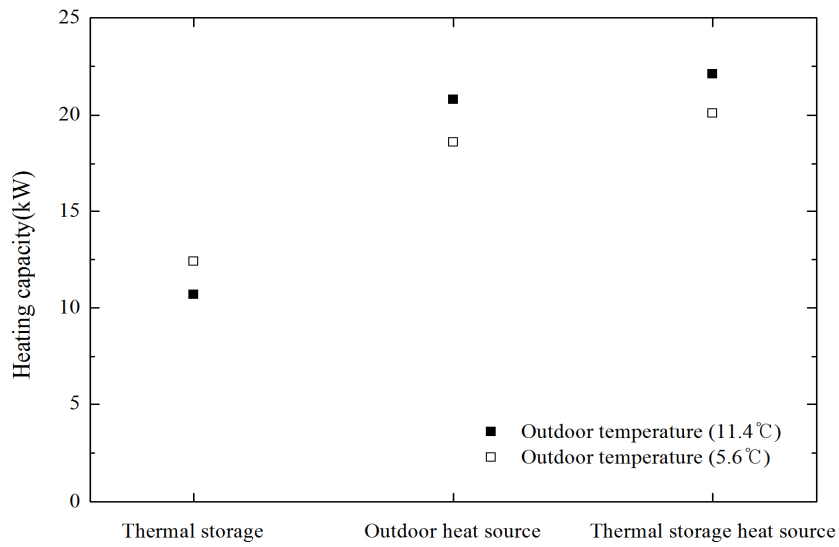


Fig. 53 Capacity of each operation mode by outdoor temperature

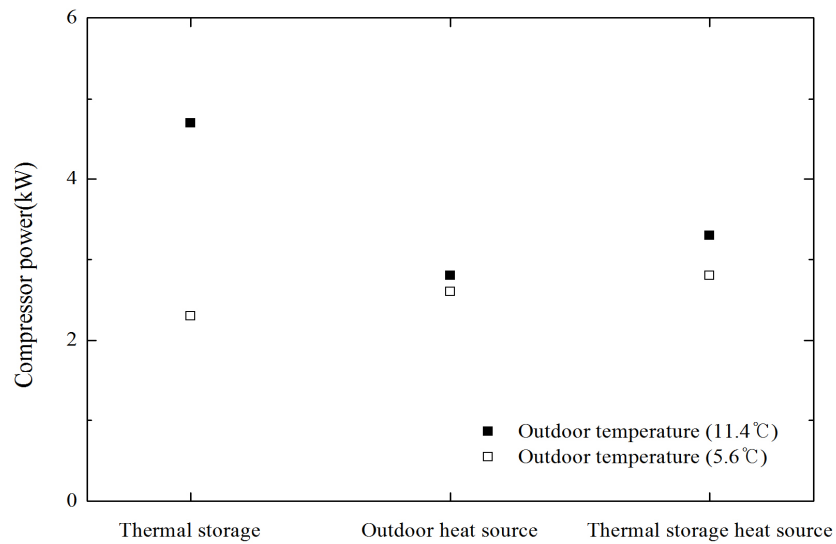


Fig. 54 Compressor power of each operation mode by outdoor temperature

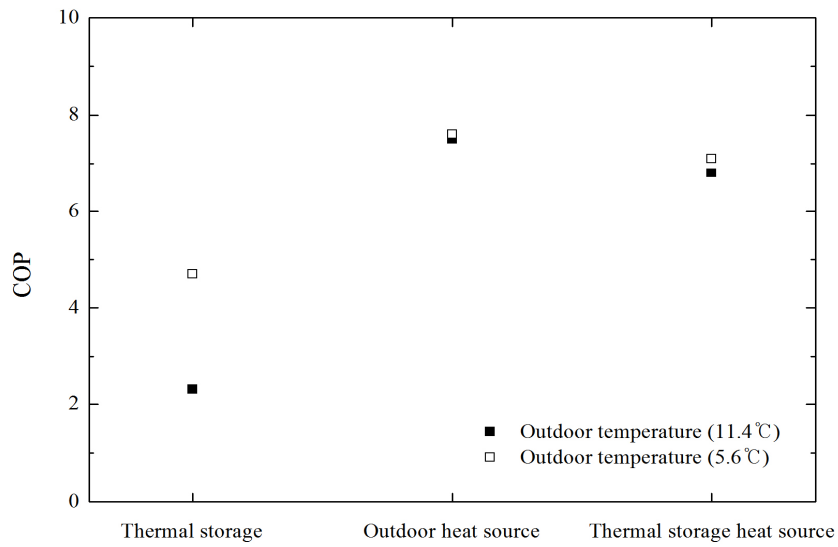


Fig. 55 COP of each operation mode by outdoor temperature

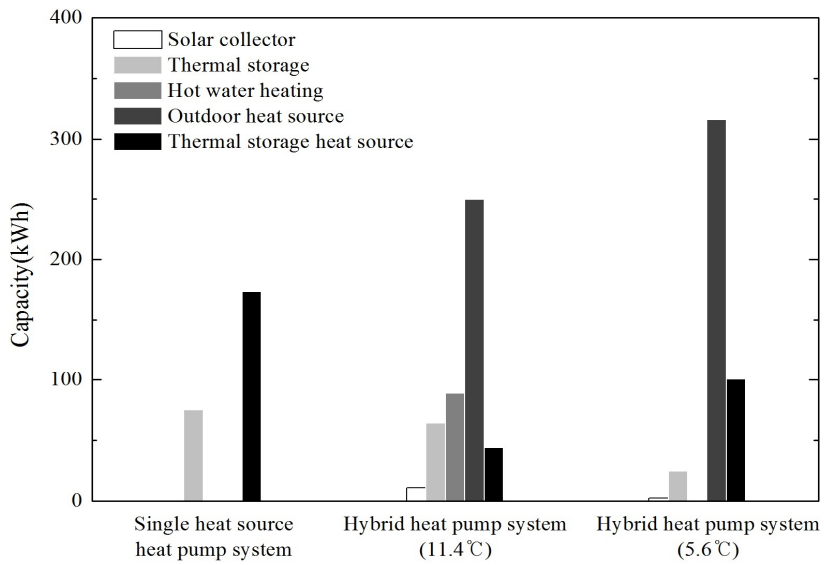


Fig. 56 Total capacity by each operation mode

## IV. 결론

본 연구에서는 겨울철 시설하우스의 난방을 위해 원예작물의 적정 생장온도 이상의 잉여열을 이용한 축열식 히트펌프시스템을 개발하기 위하여 대학교내 실험용 시설하우스에서 히트펌프 축열운전 및 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가능한 단일열원 축열식 히트펌프시스템을 설치하여 실험을 진행하였다. 하루 평균 외기온도 11.1℃인 조건에서 08:00부터 18:00까지 10시간동안 히트펌프 축열운전 하였고, 18:00부터 익일 08:00까지 14시간동안 축열조열원 히트펌프 난방운전 하였다. 히트펌프 축열운전의 축열열량은 7.5kW이고, COP<sub>s</sub>는 평균 3.0이며, 히트펌프 축열운전동안의 총 축열열량은 75.0kWh로 나타났다.

축열조열원 히트펌프 난방운전의 난방열량은 12.4kW이고, COP<sub>h</sub>는 1.4로 비교적 낮게 나타났으며, 축열조열원 히트펌프 난방운전동안의 총 난방열량은 173.6kWh로 나타났다. 축열조열원만 이용하여 난방운전이 이루어질 경우 축열열량에 비해 난방열량이 부족하다고 판단되어 축열조에 저장된 고온수를 직접 열교환하여 난방하는 직수난방운전, 외부공기를 열원으로 취득하여 난방하는 외기열원 히트펌프 난방운전을 추가적으로 가능하게 하고, 히트펌프시스템과 독립적으로 태양열집열기를 설치하여 축열량도 증가시킨 복합열원 축열식 히트펌프시스템을 설계하였다.

실제 시설하우스 가온이 이루어지는 블루베리 농가를 실험장소로 선정하여 온열환경을 측정하였다. 시설하우스 내부온도를 블루베리의 적정 생장온도인 15℃로 유지시키기 위하여 시스템의 설계지표를 설정하였고, 그 결과 시설하우스의 내부온도가 적정 생장온도 이상 상승하여 잉여열을 축열조에 저장하기 위해서는 외기온도 14.1℃, 일사량 120W/m<sup>2</sup> 이상이 되어야 한다는 결과를 도출하였다.

사전실험의 결과를 토대로 3RT(난방용량 10.5kW)급 용량의 복합열원 축열식 히트펌프시스템을 설계하여 설치하고, 2015년 10월 30일부터 2016년 02월 15일까지 실증실험을 하였다.

본 시스템은 시설하우스 상단부의 잉여열을 축열조에 저장하기 위한 히트펌프



축열운전, 축열조에 저장된 고온수를 직접 열교환하여 난방하는 직수난방운전, 외기를 열원으로 이용하는 외기열원 히트펌프 난방운전, 축열조에 저장된 온수를 열원으로 이용하는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 가능하도록 하였으며, 히트펌프시스템과 독립적으로 시스템의 상단부에 태양열집열기를 설치하여 태양열을 직접 축열하여 축열조에 저장하도록 하였다.

복합열원 축열식 히트펌프시스템의 각 운전모드를 제어하기 위한 제어기를 개발하여 설치하였다. 시설하우스의 내부온도가 실내설정온도 이상일 경우 히트펌프 축열운전이 이루어지고, 내부온도가 실내설정온도 미만일 경우 난방운전모드로 전환된다. 시설하우스 내부온도가 실내설정온도 미만일 경우 축열조의 물온도를 감지하여 축열조의 물온도가 직수난방설정온도 이상일 경우 직수난방운전이 이루어지게 하고, 축열조의 물온도가 직수난방설정온도 미만일 경우 외기온도를 감지한다. 외기온도가 외기설정온도 이상일 경우 외기열원 히트펌프 난방운전이 이루어지게 하고, 외기온도가 외기설정온도 미만일 경우 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어지게 하였다.

하루 평균온도 11.4℃인 외기조건과, 하루 평균온도 5.6℃인 외기조건에서 실험을 진행하였고, 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 각 운전별 성능은 다음과 같다.

#### 1) 히트펌프 축열운전

실내온도가 시설원예작물의 적정 생장온도인 15℃ 이상이 되면 히트펌프 축열운전이 이루어진다. 하루 평균온도 11.4℃인 외기조건에서 히트펌프 축열운전은 10:00부터 16:00까지 6시간 가동하였고, 축열조의 물의 온도가 23.1℃에서 59.5℃로 상승하였다. 축열열량은 10.7kW이고, COP<sub>s</sub>는 평균 2.3이다. 축열조의 물의 온도가 축열제한온도인 60℃에 근접할수록 난방열량이 감소하고, 그로인하여 COP<sub>s</sub>가 감소하는 것으로 나타났다. 하루 평균온도 11.4℃의 외기조건에서 히트펌프 축열운전의 총 축열열량은 64.2kWh이다.

하루 평균온도 5.6℃인 외기조건에서 히트펌프 축열운전은 13:00부터 15:00까지 2시간 가동하였고, 축열조의 물의 온도가 5℃에서 22.8℃로 상승하였다. 축열열량은 12.4kW이고, COP<sub>s</sub>는 평균 4.7이다. 평균온도 11.4℃의 외기조건에 비해 축열

조의 물의 온도가 높게 상승하지 않아 축열열량 및 COP<sub>s</sub>가 높게 나타났다. 하루 평균온도 5.6℃의 조건에서 히트펌프 축열운전의 총 축열열량은 24.8kWh이다.

## 2) 직수난방운전

실내온도가 15℃ 미만으로 감소하면 축열조에 저장된 물의 온도를 감지하여 온도가 30℃ 이상이면 축열조에 저장된 고온수를 직접 열교환하여 난방하는 직수난방운전이 이루어진다. 하루 평균온도 11.4℃인 외기조건에서 직수난방운전은 16:00부터 20:00까지 4시간 가동하였고, 축열조의 물의 온도가 55.0℃에서 33.6℃로 감소하여 난방하였다. 난방열량은 22.2kW이고, 축열조에 저장된 물의 온도가 감소함에 따라 난방열량도 함께 감소하는 것으로 나타났다. 하루 평균온도 11.4℃의 외기조건에서 직수난방운전의 총 난방열량은 88.8kWh이다.

하루 평균온도 5.6℃인 외기조건에서는 축열조에 저장된 물의 온도가 30℃ 이상 상승하지 못해 직수난방운전이 이루어지지 않았다.

## 3) 외기열원 히트펌프 난방운전

하루 평균온도 11.4℃인 외기조건에서 난방모드일 때 축열조의 물의 온도가 30℃ 미만이면 외기온도를 감지하여 외기온도가 8℃ 이상이면 외부공기를 열원으로 이용하여 난방하는 외기열원 히트펌프 난방운전이 이루어진다. 외기열원 히트펌프 난방운전은 01:00부터 10:00까지 1차적으로 가동하고, 20:00부터 23:00까지 2차적으로 가동하여 총 12시간 가동하였다. 난방열량은 20.8kW이고, COP<sub>h</sub>는 평균 7.5이다. 열원인 외기온도가 상승함에 따라 압축기 소비동력이 증가하는 것으로 나타났다. 하루 평균온도 11.4℃의 외기조건에서 외기열원 히트펌프 난방운전의 총 난방열량은 249.6kWh이다.

하루 평균온도 5.6℃인 외기조건에서 난방모드일 때 축열조의 물의 온도가 30℃ 미만이 되면 외기온도를 감지하여 온도가 3℃ 이상이면 외기열원 히트펌프 난방운전이 이루어진다. 외기열원 히트펌프 난방운전은 03:00부터 13:00까지 1차적으로 가동하고, 15:00부터 22:00까지 2차적으로 가동하여 총 17시간 가동하였다. 난방열량은 18.6kW이고, COP<sub>h</sub>는 평균 7.6이다. 하루 평균온도 5.6℃인 외기조건에서도 마찬가지로 열원인 외기온도가 상승함에 따라 압축기 소비동력이 증

가하였고, 외기의 평균온도가 낮은 조건에서 압축기 소비전력도 낮아 난방열량은 약 2.2kW 낮지만  $COP_h$ 는 약 0.1 높게 나타났다. 하루 평균온도 5.6°C의 외기조건에서 외기열원 히트펌프 난방운전의 총 난방열량은 316.2kWh이다.

#### 4) 축열조열원 히트펌프 난방운전

하루평균 11.4°C인 외기조건인 경우 난방모드일 때 외기온도를 감지하여 온도가 8°C 미만이면 축열조에 저장된 물을 열원으로 이용하여 난방하는 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어진다. 축열조열원 히트펌프 난방운전은 00:00부터 01:00까지 1차적으로 가동하였고, 23:00부터 24:00까지 2차적으로 가동하여 총 2시간 가동하였다, 난방열량은 22.1kW이고,  $COP_h$ 는 평균 6.8이다. 하루 평균온도 11.4°C의 외기조건에서 축열조열원 히트펌프 난방운전의 총 난방열량은 44.2kWh이다.

하루 평균온도 5.6°C인 외기조건인 경우 평균온도 11.4°C의 외기조건 보다 외기온도가 약 5°C 하락한 것을 감안하여 외기온도 설정값을 5°C 감소시켜 3°C로 설정하고, 외기온도를 감지하여 온도가 3°C 미만이면 축열조열원 히트펌프 난방운전이 이루어진다. 축열조열원 히트펌프 난방운전은 00:00부터 03:00까지 1차적으로 가동하였고, 22:00부터 24:00까지 2차적으로 가동하여 총 5시간 가동되었고, 난방열량은 20.1kW이며,  $COP_h$ 는 평균 7.1이다. 하루 평균온도 5.6°C인 외기조건에서 축열조열원 히트펌프 난방운전의 총 난방열량은 100.5kWh이다.

#### 5) 태양열집열기 축열운전

하루 평균온도 11.4°C인 외기조건에서 하루평균 일사량이 462.0W/m<sup>2</sup>으로 나타났고, 태양열집열기는 09:00부터 17:00까지 총 8시간 가동하였다. 일사량에 따라 난방열량도 증가하는 것을 알 수 있고, 태양열집열기의 축열열량은 1.4kW이며, 태양열집열기가 가동되는 동안 총 축열열량은 11.2kWh이다.

하루 평균온도 5.6°C인 외기조건에서는 하루평균 일사량이 277.5W/m<sup>2</sup>으로 나타났고, 태양열집열기는 11:00부터 15:00까지 총 4시간 가동되었다. 태양열집열기의 축열열량은 0.6kW이며, 태양열집열기가 가동되는 동안 총 축열열량은 2.4kWh이다. 태양열집열기의 축열열량은 히트펌프 축열운전에 비해 축열량이 매우 낮은

값을 나타내고 있다. 따라서 태양열 집열기를 추가적으로 설치하였을 경우에 집열기의 면적에 따라서 크게 차이가 나지만 이를 통한 에너지의 획득량은 매우 미미하다는 것을 알 수 있다.

#### 6) 축열 및 난방열량

단일열원 축열식 히트펌프시스템은 평균 외기온도 11.1℃인 조건에서 총 축열열량은 75.0kWh이고, 총 난방열량은 173.6kWh이다.

복합열원 축열식 히트펌프시스템은 평균 외기온도 11.4℃인 조건에서 총 축열열량은 75.4kWh이고, 총 난방열량은 382.6kWh이다.

평균 외기온도 5.6℃인 조건에서는 총 축열열량이 27.2kWh이고, 총 난방열량은 416.7kWh이다.

축열조열원만 이용하는 단일열원 히트펌프시스템에 비해 직수난방, 공기열원 및 축열조열원을 이용하는 복합열원 히트펌프시스템이 더 높은 난방열량을 나타내는 것을 알 수 있다. 복합열원 축열식 히트펌프시스템은 다양한 운전모드를 이용하기 때문에 일반적으로 단일열원만 이용하는 시스템에 비해 열원이 우수하여 시스템의 성능이 높고, 보다 안정적인 운전이 가능하다.

## 참고문헌

- [1] Sa Gyun Kim, Chil Koo choi, Management Counterplan and Protected Horticulture Affected by Rising of Oil Prices, 2002, The Korean Society for Bio-Environment Control, Vol. 15, No. 1, pp. 1-8.
- [2] J. K. Kwon, Y. H. Choi, D. K. Park, J. H. Lee, K. Y. Kang, Y. C. Um, 1999, Survey on Insulation and Heating of Greenhouse Grown Fruit Vegetables in Southern Region, KSHS, pp. 218-218.
- [3] Byoung Woo Park, 1996, Flower Industry And development challenges, Monthly Bulletin of Nonghyup research, Vol. 12.
- [4] Choi Dong-Ho, Huh Joung-Chul, Lim Jong-Hwan, Suh Hyo-Duk, 1999, Evaluation of Heating Performance and Analysis of Heating Loads in Single Span Plastic Greenhouse with Electrical of Hot-Air Heating, Protected Horticulture and Plant Factory, Vol. 8, No. 8, pp. 136-149.
- [5] Morrison, G. L., Budihardjo, I., and Bhnia, M., 2004, Water in glass evacuated tube solar water heaters, Solar Engergy, Vol. 75, pp. 135-140.
- [6] Riffat, S. B., Zhao, X., and Doherty, P. S., 2005, Developing a theoretical model to investigate thermal performance of a thin memberane heat pipe solar collector, Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 899-915.
- [7] Lim, J. H., 2012, Study on the evaluation on the energy and exergy performance of heat pump heating and cooling system, KIAEBS, Vol. 6, No.

2, pp. 12-126.

[8] Houcek J. and Thedford M., 1984, A research into a new method of refrigeration charging and the effects of improper charging, Proceedings of 1st Annual sym. on Efficient Utilization of Energy in Residential and Commercial Buildings, Texas.

[9] Stoecker W. F., Smith III, L. D. and Emde B. N., 1981, Influence of the expansion device on the seasonal energy requirements of a residential air conditioner, ASHRAE Trans, Vol. 87, No. 1, pp. 349-360.

[10] Byun Kang and Honghyun Cho, 2012, Theoretical Study on the Performance in a Solar-Geothermal Hybrid R22 Heat Pump During Winter Season according to Heat Source Temperature, Korea Society of Geothermal Energy Engineers, Vol. 8, No. 4, pp. 24-31.

[11] Nam, Y. J. and Gao, X. Y., 2014, Study on the Performance Prediction Simulation of the Heat Pump System using Solar and Geothermal Heat Source, Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 34, No. 3, pp. 75-81.

[12] S. H. Lee, J. S Park, W. Y. Lee, D. W. Lee, 2015, A Study on the Performance Measurement of a Heat pump Using Combined Fin-Tube Heat exchanger, SAREK, pp. 944-948.

[13] 남유진, “해외 지열 히트펌프 시스템 연구 동향”, 지열에너지저널 제11권 1호, pp. 11-15, 2015.

[14] 임효목, 권일욱, “빙축열을 이용한 복합열원 히트펌프는 가능한가” 설비저널 제 39권 6호, pp. 33-40, 2010.

[15] H. K. Song, J. G. Ro, J. K. Park, Y. K. Kang, H. C. Kim, 1997, A Study on the Heat pump - Latent Heat Storage System for the Greenhouse Heating, Korean Society for Agricultural Machinery, pp. 113-120.

## 감사의 글

석사학위과정 2년. 짧다면 짧고 길다면 긴 시간동안 많은 일들이 있었고, 이제 졸업을 앞두고 마무리하려합니다. 학업을 통하여 지식을 쌓고, 동시에 과제를 진행하며 많은 것을 느끼고 배우며 간접적으로 사회경험을 한 것 같습니다. 이 모든 것은 주위에 계신 많은 분들의 관심과 사랑이 있었기에 가능했습니다. 그동안 부족한 저를 성장할 수 있도록 해주신 분들께 감사의 글을 전하고자 합니다.

우선, 석사과정으로 진학하겠다는 저의 선택을 믿고 아낌없이 지원해 주신 부모님, 아들을 위해 힘든 일도 마다하지 않으시는 그 사랑에 감사드립니다. 평생 갚아도 부족하지만 앞으로 조금씩 갚아갈 수 있도록 오래오래 건강하셨으면 좋겠습니다. 사랑합니다.

사랑하는 나의 아내 강은희, 힘든 시기 내 곁을 지켜주며 항상 힘을 주는 당신이 있어 지금의 내가 있습니다. 늘 감사하고 사랑합니다. 그리고 석사과정중에 태어난 나의 딸 가을아 부끄럽지 않은 아빠가 될 것을 약속할게, 아빠 딸로 태어나줘서 고마워 사랑한다.

논문 심사위원장을 맡아주시고 따끔한 지적과 따뜻한 격려의 말씀을 해주신 허종철 교수님, 논문 심사를 맡아주시고 언제나 친절하고 편하게 대해주신 김남진 교수님, 많은 가르침을 주신 권기린 교수님, 제자들을 이해시키기 위해 꼼꼼하게 강의하시는 김귀식 교수님, 항상 부드러운 미소로 제자들을 봐주시고 열정적으로 지도해주시는 현명택 교수님, 다양한 분야를 지도해주신 정동원 교수님, 제자들과 많은 소통을 하시고 힘써주시는 강창남 교수님, 입학면접을 맡아주시고 좋은 말씀 많이 해주신 정지현 교수님 등 훌륭하신 교수님들께 많은 것을 배울 수 있었습니다. 사회에 나가서도 교수님들을 본받아 살겠습니다. 감사합니다.



학부과정 및 석사과정동안 몸담고 있던 냉동공조 연구실을 이끌어주시고 많은 것을 배울 수 있도록 도와주신 광수형, 모르는 것이 있으면 하나하나 자세히 답변해주시고 많은 도움을 주신 종우형, 학부시절 연구실에 적응할 수 있도록 도와주신 원빈이형, 태형이형께 감사드립니다. 같이 석사과정에 진학한 동기 병용이와 퇴, 친구이자 동료인 너희들이 있어 내가 큰 힘이 되었다. 정말 고맙고 수고 많았다. 다들 꼭 잘되길 바란다. 연구실에 친구였던 희석이, 형들에게 잘하고 연구실 곳은일도 불평 한마디 없이 나서서 했던 민성이, 앞으로 연구실을 지킬 정환이, 광현이, 석빈이, 재구 모두 고맙고 목표했던 바를 전부 이루길 바란다.

마지막으로 저의 지도교수님이셨던 박윤철 교수님께 진심으로 감사드립니다. 항상 열정적으로 지도해주시고, 저희가 좋은 길로 갈 수 있도록 늘 신경써주시고 걱정해주시는 마음 잊지 않고 살겠습니다. 한참 개인적으로 힘들었을 때 포기하지 않고 이렇게 끝까지 논문을 쓸 수 있도록 저를 믿어주시고 힘이 되어주셔서 다시 한 번 깊은 감사드립니다. 건강하시고 행복한 일만 가득하시길 바랍니다.

그 밖의 주변에 모든 분들께 감사드립니다.

제주대학교에서 6년이란 시간동안 참 많은 것을 얻고, 두렵 반 설렘 반으로 사회에 나갑니다. 모든 일에 성실하게 최선을 다하여 발전하는 제가 될 것을 다짐하며, 많은 응원 부탁드립니다. 감사합니다.

조기현 올림

