



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 성능에 관한
시뮬레이션

濟州大學校 大學院

機械工學科

宋 磊

2017年 2月

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 성능에 관한 시뮬레이션

指導教授 朴潤鐵

宋磊

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2017年 2月

宋磊의 工學 碩士學位 論文을 認准함

審査委員長	이정현
委員	김민준
委員	박은철



濟州大學校 大學院

2017年 2月

Performance Simulation of a Thermal Storage
Type Hybrid Heat Pump System for
Greenhouse

Lei Song

(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	iii
List of Tables	vi
Nomenclature	vii
Summary	xi
I. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구동향 및 목적	3
II. 시스템 모델링	6
2.1 시설하우스	6
2.2 압축기	11
2.3 열교환기	15
2.3.1 흰 튜브식 열교환기(Finned tube type heat exchanger)	17
2.3.2 판형열교환기(Plate heat exchanger)	18
III. 시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템	23
3.1 시뮬레이션 대상	23
3.2 운전 방식	26
IV. 결과 및 고찰	30
4.1 시뮬레이션의 신뢰성 검토	30
4.2 복합열원 히트펌프시스템의 동적 성능특성	36
4.3 복합열원 히트펌프시스템의 정적 성능특성	43
4.3.1 외부조건 변화에 따른 시설하우스의 내부온도 특성	43

4.3.2	외기온도 및 풍량 변화에 따른 시스템의 성능특성	46
4.3.3	축열조 용량 및 온도 변화에 따른 시스템의 성능특성	49
4.3.4	히트펌프 용량 변화에 따른 시스템의 성능특성	53
V.	결론	55
	참고문헌	58

List of Figures

Fig. 1 Heat balance in the sunlight greenhouse	9
Fig. 2 Flow chart of greenhouse simulation	10
Fig. 3 Picture of scroll type compressor	14
Fig. 4 Picture of finned tube type heat exchanger	20
Fig. 5 Picture of plate heat exchanger	20
Fig. 6 Flow chart of heat pump system simulation	22
Fig. 7 Size of the greenhouse and position of temperature sensor	24
Fig. 8 Schematic of thermal storage type hybrid heat pump system	24
Fig. 9 Picture of thermal storage type hybrid heat pump system	25
Fig. 10 Picture of the duct in greenhouse	25
Fig. 11 Schematic of thermal storage mode and water heating mode	28
Fig. 12 Schematic of heat storage tank source heating mode and outdoor air source heating mode	28
Fig. 13 Flow chart of hybrid heat pump system control	29
Fig. 14 Comparison of the experimental and simulated data for internal temperature of the green house	32
Fig. 15 Comparison of the experimental and simulated data for compressor power at thermal storage mode	32
Fig. 16 Comparison of the experimental and simulated data for heating capacity at outdoor air source heating mode	33
Fig. 17 Comparison of the experimental and simulated data for outlet air temperature at outdoor air source heating mode	33
Fig. 18 Comparison of the experimental and simulated data for COP at outdoor air source heating mode	34
Fig. 19 Comparison of the experimental and simulated data for heating	

capacity at thermal storage mode	34
Fig. 20 Comparison of the experimental and simulated data for outlet air temperature at thermal storage mode	35
Fig. 21 Comparison of the experimental and simulated data for COP at thermal storage mode	35
Fig. 22 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 25°C	40
Fig. 23 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 35°C	40
Fig. 24 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 45°C	41
Fig. 25 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 55°C	41
Fig. 26 Comparison of heating and thermal storage capacity with different initial water temperature of thermal storage tank	42
Fig. 27 Comparison of operating time of heating and thermal storage mode with different initial water temperature of thermal storage tank	42
Fig. 28 Indoor temperature variation with wind speed	44
Fig. 29 Indoor temperature variation with outdoor air temperature at different solar radiation	44
Fig. 30 Indoor temperature variation with solar radiation at different outdoor air temperature	45
Fig. 31 Heating capacity variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when heat storage tank source heating mode	47
Fig. 32 COP variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when heat storage tank source heating mode	47
Fig. 33 Heating capacity variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when outdoor air source heating mode	48

Fig. 34 COP variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when outdoor air source heating mode	48
Fig. 35 System COP variation at different volume of storage tank with changing temperature of storage tank	51
Fig. 36 System COP variation with storage tank volume when storage tank water temperature start at 45°C	51
Fig. 37 Heating capacity variation at different storage tank volume when storage tank water temperature start at 45°C	52
Fig. 38 Total power and system COP with heat pump capacity variation	54
Fig. 39 Heating capacity at each type of operating mode with heat pump capacity variation	54

List of Tables

Table 1 Structure and material parameters of greenhouse	9
Table 2 Numerical value of A and B in equations	13
Table 3 System specifications	23
Table 4 External conditions of greenhouse	31

Nomenclature

Symbols

A	: Superficial area (m^2)
C	: Specific heat capacity (J/kgK)
COP	: Coefficient of performance
D	: Diameter (m)
d	: Distance (m)
Err	: Error
G	: Mass velocity (kg/sm^2)
G'	: Ventilation quantity (m^2/s)
h	: Convection heat transfer coefficient (W/m^2K)
K	: Heat transfer coefficient (W/m^2K)
\dot{m}	: Mass flow rate (g/s)
N	: Column number
Pr	: Prandtl number
Q	: Quantity of heat (W)
R	: Radiation (W/m^2)
Re	: Reynolds number
r	: Reflectivity

T	: Temperature (K)
t	: Temperature ($^{\circ}C$)
t'	: Time (s)
U	: Overall heat transfer coefficient (W/m^2K)
V	: Volume (m^3)
W	: Power (kW)
v	: Velocity (m/s)
x	: Vapor quality

Subscripts

a	: Air
c	: Condenser, Cooling
com	: Compressor
con	: Convective heat transfer
e	: Evaporator
f	: Fin
g	: Gas
h	: Heating
gro	: Ground
i	: In

<i>l</i>	: Liquid
<i>lrad</i>	: Long-wave radiation
<i>m</i>	: Log mean difference
<i>o</i>	: Out
<i>p</i>	: Plastic
<i>r</i>	: Refrigerant
<i>rad</i>	: Solar radiation
<i>s</i>	: Solar
<i>sp</i>	: Single-phase
<i>t</i>	: Equivalent
<i>tp</i>	: Two-phase
<i>vent</i>	: Ventilation
<i>w</i>	: Water
<i>x</i>	: Parallel direction
<i>y</i>	: Vertical direction

Greek Letters

β	: Included angle
δ	: Thickness (<i>m</i>)
ϵ	: Surface emissivity

- λ : Coefficient of thermal conductivity (W/mK)
- μ : Viscosity (kg/ms)
- ρ : Density (kg/m^3)
- σ : Black body radiation constant (W/m^2K^4)

SUMMARY

The introducing pollution and greenhouse effect issues should be taken enough consideration. The electricity consumption of refrigeration and air conditioning equipment is about 20% of the total electricity consumption. Therefore producing energy saving heat pump is very important to each country, manufacturer and consumers. Applying computer simulation in air conditioning system is favorable to save experiment expense, shorten the period of product development and reduce the cost. It has become the important means for studying the system characteristic and optimizing the components.

To study the effects of solar energy, outdoor air temperature and wind speed on inside air temperature in the plastic greenhouse, a model for forecasting the greenhouse air temperature was established in this study on the basis of the energy and mass balance theory. Application of solar energy to the greenhouse is major area in the renewable energy research and development in order to save energy. Recently, considering the safety and efficiency of the heat pump, clean energy such as geothermal and solar energy has received much attention. The system is installed at a 50m² greenhouse which located in jocheon-ri of Jeju Province. Experiments were carried out to collect data to validate the model. The results showed that the simulated air temperature inside a plastic greenhouse agreed well with the measured data.

In this study, the development of heat pump simulation study is researched. The simulation program is written by Engineering Equation Solver. It is very convenient and shortcut to call these thermal properties, which provides favorable base for simulation. The computation model for each component in the heat pump system is built. The compressor numerical model is built for

full hermetic scroll types. The simulation results are satisfactory with the experimental comparison. The numerical model of refrigerant charge is built. The numerical models of condenser and evaporator are built and the effect of tube dimension, fin type on the heat transfer performance is analyzed, which provides some reference for enhancement heat exchanger. The development of heat pump energy efficiency standard is studied. The level of air cooled heat pump energy efficiency ratio is compared with each other for different capacity range. In conclusion, improving the energy efficiency standard and increasing the energy efficiency ratio of the heat pump equipment are important for developing the energy saving research of refrigeration equipment.

According to the results of simulation, the error of the simulation results with the experimental results is less than 5%. So simulation results are correct. The temperature inside greenhouse increased with the rising of quantity of solar radiation or outdoor temperature. But the temperature inside greenhouse and reduced with the rising of wind speed. With the increase of the condensation temperature compressor power increased. When changing the outdoor temperature and air volume conditions. The largest heating capacity 21.76kW and largest COP 7.1 was computed when the outdoor temperature was 10°C and air volume was 50m³/min at heat storage tank source heating mode. And largest heating capacity 21.05kW and largest COP 8.1 was computed when the outdoor temperature was 10°C and air volume was 40m³/min at outdoor air source heating mode.

I. 서론

1.1 연구의 배경

최근에 화석연료 자원의 고갈과 더불어 이산화탄소 규제 및 배기가스 규제 등의 에너지 문제 해결 방법이 관심사로 떠오르고 있다. 특히 환경오염 및 지구 온난화 등 인류의 미래와 직접적인 결된 문제를 맞이하고 있다. 이런 환경문제를 해결하기 위한 여러 방법 중 하나는 에너지를 효율적으로 이용하는 것이다[1]. 화석 연료가 환경에 미치는 영향하고 세계적으로 에너지 소비량의 증가를 대응하기 위해 신재생 에너지의 응용에 대한 연구는 수많은 관심을 불러일으키고 있다[2].

태양 에너지는 여러 가지 분야와 실천 응용 중에 가장 중요한 대체 에너지 역할이다. 그 여러 가지 분야 중에 태양 에너지를 제일 많이 이용 하는 영역은 온실이다. 온실 재배 할 때 태양 에너지가 식물의 광합성 작용을 촉진할 수 있을 뿐만 아니라, 추운 날씨에서도 온실 안에 식물 성장에 필요하고 따뜻한 온도를 제공할 수 있다. 한랭한 기후 조건에서 온실 안에 온도를 유지하기 위해 화석 연료의 소비량이 심하게 증가하고 있다. 온실 안에 에너지 소비 속도는 받은 태양 복사열의 양에 따라 결정한다[3].

시설하우스는 채소류의 축성재배 또는 열대식물을 재배하기 위하여 빛이 투과할 수 있는 비닐 필름을 씌운 온실이다. 그리고 시설하우스 안에 온도 제어장치를 통해서 기상의 영향으로 부실을 막아낼 수 있고 농작물을 정상적으로 성장하게 할 수 있다.

1954년경부터 비닐필름이 농업에 이용되기 시작하면서 하우스·터널 등이 눈부시게 보급되었다. 특히 시설하우스는 급속도로 발전하여 현재 가장 중요한 원예 시설로 전국에서 이용되고 있다. 시설하우스는 채소류의 재배에 가장 많이 쓰이며 화훼류·과수류의 재배에도 이용되고 있다. 시설하우스는 기밀성이 높아 온실보다는 약간 떨어지나 비교적 보온력이 높다.

한국 시설원예 농업은 급속히 발전하였으며, 최근 국민소득 향상에 따른 시설 원예를 통하여 생산된 작물의 소비는 급속하게 증가하고 있는 실정이다[4].

2008년에 53,408ha의 시설면적에 가온면적이 13,329ha로써 약 25%를 차지하였으며, 2011년에는 기준 국내 시설원예 전체면적 52,393ha 중 가온 면적은 16,263ha로 약 31%를 차지하여 시설면적의 감소에도 불구하고 가온면적이 차지하는 비중은 날로 증가하고 있다[5][6].

시설 원예인 경우 겨울철에는 난방용으로 전환하여 히트 펌프를 사용함으로써 연간 운전이 가능하게 된다. 히트펌프는 원예시설의 난방, 냉방 및 제습 등의 다양한 환경관리에 적용 가능한 다목적 공조기기로써 국내의 경우 원예시설용 히트펌프와 관련한 연구는 많이 수행되고 있다[7].

시설원예 분야에서 에너지 절감을 위하여 신재생 에너지를 이용한 연구가 추진되어 왔는데 주로 지열, 수열 및 공기열 등 단위열원 중심의 냉난방 연구가 진행되어 왔다고 할 수 있다. 최근 시스템의 안정성과 효율성을 높이기 위하여 지열, 태양열 등을 이용한 하이브리드 시스템 이용 기술이 주목을 받고 있다[8].

1.2 연구동향 및 목적

시설원예 중에서 가온온실에 대하여 온실 온도를 유지하기 위해 많은 연구를 활발히 진행하고 있다. 이러한 연구를 통하여 단위 온실 당 에너지 소비량이 감소하였으며, 추가적으로 자연에너지인 태양 복사 에너지의 이용은 증가하였다.

유럽의 Pieters와 Deltour[9]은 시설하우스의 구조가 태양 복사 에너지의 이용에 어떠한 영향을 미칠 수 있는지 조사를 하였다. 그들의 보고서에 따르면 온실에 태양 에너지 이용 효율성이 시설하우스의 형상 및 위치에 달려 있으며, 평균적으로 시설하우스는 태양 복사 에너지의 70%를 포착하여 사용하고 있다고 보고하였다.

1963년에 네덜란드의 Businger[10]은 온실 안에 미기후에 대한 최초의 연구를 수행하여, 온실의 피복재료, 실내 공기, 작물 및 토양의 4가지에 대한 모델링을 수행하고 분석하였으며, 이들의 연구는 본 연구모델의 기본적인 개념으로 사용되었다.

시설하우스를 가장 많이 이용하고 있는 나라는 이스라엘, 프랑스, 이탈리아, 스페인하고 일본이다[11]. 특히 이탈리아와 스페인 남부 지중해 연안 지역에 시설하우스는 매우 정교한 구조를 가지고 있으며, 두께가 1.8-2.0mm인 폴리에틸렌(PE) 필름과 에틸렌초산비닐을 사용한다. 최근에 일본에서는 박막 시설하우스를 개발하여 고온 계절에서 생산되는 채소를 재배하기도 하였다[12].

시설원예에 대한 수치 해석적 연구로써 1968년에 Takakura[13]는 시설하우스에 대한 동적모델링을 수행하여 밤에 온실 내의 열운동을 묘사하고, 태양 복사로 가열된 지붕을 통해 태양 열복사의 효과를 분석하였다. 또한 1980년에 Van Bavel[14]은 모델링 중에 시설하우스 내부 온도, 습도와 젖은 잎사귀 사이의 열전달을 분석하여 공기 및 수증기하고 바닥 표면의 열교환을 검토하였다.

1997년에 네덜란드의 Mistrionis[15]는 유체역학 분야에 계산을 통해 각 온실 구조에 따라 공기가 유통하는 효율을 분석하여, 온실 내 각 부분 작물의 에너지 흡수량을 계산하였다. 또한 인도의 Sharma.P.K[16]는 Runge-Kutta 법을 통해 온실 피복재료의 투과율과 농작물의 비열이 온실 내 온도에 미치는 영향에 대한 연구를 하였다.

벨기에의 Pieters.J.G[17]는 2000년에 토마토를 재배한 온실에 대해 수학 모델링에 관한 연구를 수행하여 피복 재료의 표면 수증기의 응축 현상이 온실 태양 에너지 이용율에 미치는 영향을 분석하였다.

1985년에 텍사스 A&M 대학교의 Atsushi Kano와 Edward J Sadler[18]은 온실 모델링에 대해 실증적인 블랙박스 모델(Empirical black-box models), 고정적인 정상 상태 모델(Static steady-state models), 고정적인 복수요소 모델(Static multiple-component models) 및 역학 복수요소 모델(Dynamic, multiple-component models)하고 이산화탄소 교환율이 포함된 모델(Models including CO₂ exchange rate of the crop)로 5가지 종류로 분류 정리하였다.

히트펌프 시스템에 대하여는 수많은 시뮬레이션 연구가 수행되었으며, 수학적 방정식으로부터 시스템의 각각 부품의 운전 상태에 대하여 해석하는 것이다. 이러한 연구에서도 각 부품에 대한 다른 모델링에 다양한 접근방식을 적용하였으며, 계산도 다양한 방법이 시도되었다[19].

1979년에 Dhar과 Soedel[20]은 컴퓨터를 사용해서 히트펌프 시스템에 대한 초기 시뮬레이션을 하였고, 1981년에 Rice 등[21]은 시뮬레이션 모델링을 개선하였다. 1982년에 Chi와 Didion[22]은 심화 연구를 하였으며, 이것은 최초로 공인된 대표적인 연구 성과였다.

1983년에 Allen하고 Hamilton[23]은 시험 데이터와 제조업체가 제공한 데이터를 통해서 히트펌프 시스템에 대한 시뮬레이션 모델링을 만들었으나, 실험자료를 바탕으로 한 연구로써 시험범위 이외에는 적용하기에 어려움이 있어 사용 범위가 제한되어 있었고 공용성이 좋지 않았다.

1998년에 Browne하고 Bansal[24]은 원심식 압축기에 대한 시뮬레이션 모델링을 만들었고 성능을 분석하였다. 2007년에 Z. C. Qin[25]은 R410a를 사용한 공기열원 히트펌프의 작동 과정에 대한 시뮬레이션을 하였고 시험 데이터와 비교해서 연구하였다. 2012년에 L. Yang[26]은 시스템의 시뮬레이션 기준으로 냉방 시스템을 설계하였다.

이러한 연구들을 살펴보면 컴퓨터 프로그램의 발전에 따라 히트펌프 시스템의 시뮬레이션 모델링은 초기개발비용을 절약하고 개발기간을 단축할 수 있는 장점으로 인하여 히트펌프 시스템의 설계개발에 대한 가장 중요한 도구가 되었다.

본 연구에서는 먼저 열역학적 관계식을 기초로 하여 시설하우스 내부의 에너지평형과 질량평형 식을 유도하고 EES(Engineering Equation Solver) 프로그램을 사용하여 외부환경에 따른 시설하우스 내부 온도 해석을 수행하였다. 그리고 시설하우스에 설치된 히트펌프시스템에 대하여 압축기와 열교환기의 열전달 특성에 대해 이론적 식을 바탕으로 시뮬레이션 모델링을 개발하고 시스템의 운전 상태를 분석하였다. 각각의 상태량과 물성치는 EES 프로그램에 있는 내장함수를 사용하였다.

이러한 수학적 모델링을 바탕으로 히트펌프 사이클을 분석하고 시설하우스에 설치된 히트펌프 시스템 운전실험 결과와 비교하여 모델링의 정확성을 검토하였다. 신뢰성인 확보된 해석프로그램을 이용하여 시스템의 성능의 요소부품의 운전 상태 및 시스템의 운전환경에 따른 성능을 예측하고 향후 설계인자로 활용할 수 있는 자료를 제공하고자 본 연구를 수행하였다.

II. 시스템 모델링

2.1 시설하우스

기상학 중에서 기후는 일정한 지역에서 장기간에 걸쳐 나타나는 대기현상의 평균적인 상태이다. 시설하우스는 외부 환경에 보다 작고 밀폐적인 에너지 시스템이기 때문에 내부 환경을 미기후라고 표현한다. 시설하우스 미기후 (Greenhouse microclimate)라는 것은 시설하우스 내부 환경을 표시하고 작물의 생장에 영향을 주는 기후이다.

시설하우스는 외부 환경하고 지속적으로 에너지교환을 하고 있으며, 이 열량 교환이 에너지 보존 법칙을 따르고 있다. 즉, 시설하우스 내부 에너지 변화량이 시설하우스에 들어온 열량과 손실된 열량의 차이와 일치한다.

시설하우스의 에너지 교환은 태양으로부터 복사 열량, 직접적인 열복사의 방사 열량, 외기하고 환기 열량, 외부 공기와 교환한 열량하고 내부 토양과 교환한 열량이 있다. 이러한 에너지 흐름은 Fig. 1에 도식적으로 표시하였다. 여기서 모델링을 간소화하기 위하여 증산, 광합성 작용 및 세포의 호흡작용은 무시하였다.

시설하우스에 들어온 열량이 손실된 열량보다 클 때 실내온도 상승하고 반대로 실내온도 낮아진다. 시설하우스 내부의 에너지 보존 법칙으로부터 다음의 식 (2-1)과 같은 열평형 방정식이 성립한다.

$$\Delta Q = Q_{rad} - Q_{vent} - Q_{rad} - Q_{con} - Q_{gro} \dots\dots\dots (2-1)$$

시설하우스 내부 열량 변화는 식(2-2)을 통하여 구해진다.

$$\Delta Q = V \cdot C \cdot \rho_a \cdot \frac{dT_i}{dt} \dots\dots\dots (2-2)$$

태양에너지는 태양으로부터 복사되고 있는 전자파의 총칭으로 태양복사 중에는 전체에너지의 약 반이 가시광 에너지이고, 나머지 반의 대부분은 적외선이며 자외선의 에너지는 극히 적다. 일반적으로 시설하우스의 상단에 입사한 태양복사는 공기분자나 떠돌아다니는 먼지 등에 의한 산란 및 수증기, 이산화탄소 등에 의해서 흡수된다. 산란은 모든 파장에서 연속적으로 일어나는 데 반해 흡수는 특정 파장 또는 어느 파장구역에서 선택적으로 일어난다. 시설하우스 내에 도달한 태양복사 중 일부는 반사되어 대기 중으로 되돌아가서 다시 산란이나 흡수를 받고 나머지는 흡수된다. 이와 같이 시설하우스에 입사된 태양복사 중 일부는 산란이나 표면에서의 반사에 의해서 대기에 되돌아가고, 일부는 흡수되어 열에너지가 된다.

시설하우스에 입사된 태양 열복사 열량을 다음 식(2-3)으로 계산할 수 있고 여기서 비닐의 표면반사율은 0.2로 사용한다[27].

$$Q_{rad} = A \cdot R_s \cdot (1 - r_p) \dots\dots\dots (2-3)$$

시설하우스는 주위와 열적 평형을 이루어서 내부온도와 외기온도를 통일하게 될 때까지 시설하우스에 저장된 내부에너지는 감소된다. 시설하우스는 직접적인 열복사를 통하여 열을 방사하며, 장파 복사 열량은 다음 식(2-4)로 산출하고 이때 비닐의 표면 방사율은 0.9이고, Stefan-Boltzmann 법칙에 의하여 흑체 방사상수가 $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ 이다[28]. 시설하우스의 환기량을 통하여 환기 열량이 식(2-5)로 구할 수 있다.

$$Q_{rad} = \epsilon \cdot A \cdot \sigma \cdot (T_i^4 - T_o^4) \dots\dots\dots (2-4)$$

$$Q_{vent} = G \cdot C \cdot \rho_a \cdot (T_i - T_o) \dots\dots\dots (2-5)$$

대류는 유체의 체적운동 및 유체 분자들의 불규칙적인 운동에 의한 에너지 전달을 포함하는 것으로 바람이 있고 시설하우스 내부와 외부 온도가 일치하지 않

으면 대류 열전달이 발생한다.

Newton의 냉각법칙으로 시설하우스의 대류 열전달량을 다음 식(2-6)으로 산출하고, 비닐의 표면 열관류율은 식(2-7)으로 계산한다[29].

$$Q_{con} = K_p \cdot A \cdot (T_i - T_o) \dots\dots\dots (2-6)$$

$$K_p = 7.2 + 3.84 \cdot v_a \dots\dots\dots (2-7)$$

시설하우스 내부 공기하고 토양의 온도차가 있으면 이에 따른 열전달이 발생하며, 다른 열량보다 작지만 없어서는 안 되는 부분이다. 이때의 열교환량을 다음 식(2-8)로 계산할 수 있고, 여기서 토양의 열관류율이 5 W/m²K로 계산한다 [30].

$$Q_{gro} = A_{gro} \cdot K_{gro} \cdot (T_i - T_{gro}) \dots\dots\dots (2-8)$$

식(2-1)~(2-8)을 연립하면 시설하우스 내부의 온도가 계산된다. Table 1은 입력해야 한 변수를 자세히 나타내고 공기의 상태량과 물성치를 EES 프로그램에 있는 수치를 사용해서 분석하였다.

시설하우스의 계산 순서는 다음과 같으며, Fig. 2는 시설하우스에 대한 계산과정을 나타내는 순서도이다. 계산과정을 살펴보면 다음과 같다.

- (1) 시설하우스의 체적과 표면적을 구한다.
- (2) 외기온도와 도양온도를 입력한다.
- (3) 환기하는지 확인하며, 환기하면 환기량을 가정한다.
- (4) 태양으로부터 복사 열량, 직접적인 열복사의 방사 열량, 외기하고 환기 열량, 외부 공기와 교환한 열량하고 내부 도양과 교환한 열량을 각각 구한다.
- (5) 총 열량을 구한다.
- (6) 시설하우스 내부 온도를 구한다.

Table 1 Structure and material parameters of greenhouse

Parameters	Numerical value
V (m ³)	137.2
A (m ²)	124.8
A_g (m ²)	50
r_p	0.2
ε	0.9
σ (W/m ² K ⁴)	5.67×10^{-8}
K_g (W/m ² K)	5

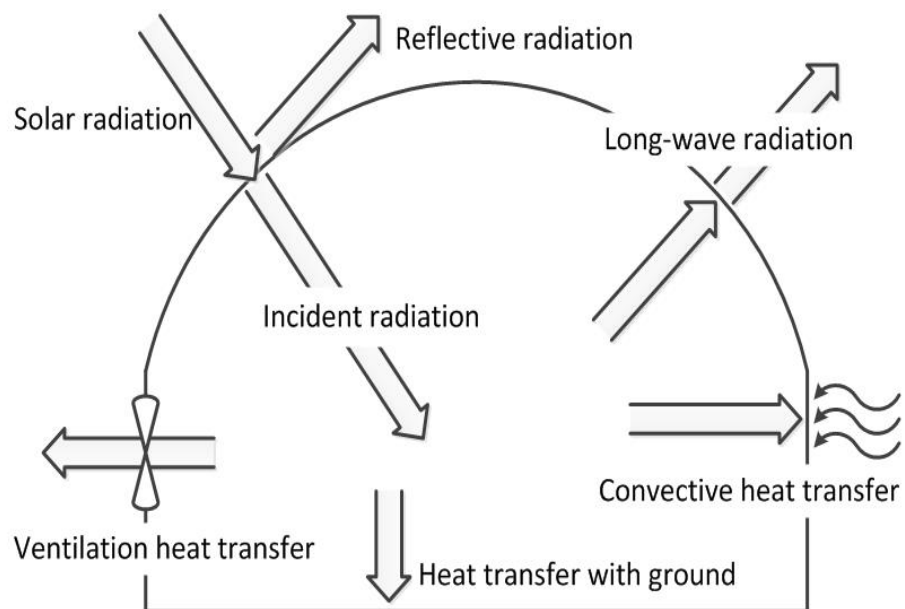


Fig. 1 Heat balance in the sunlight greenhouse

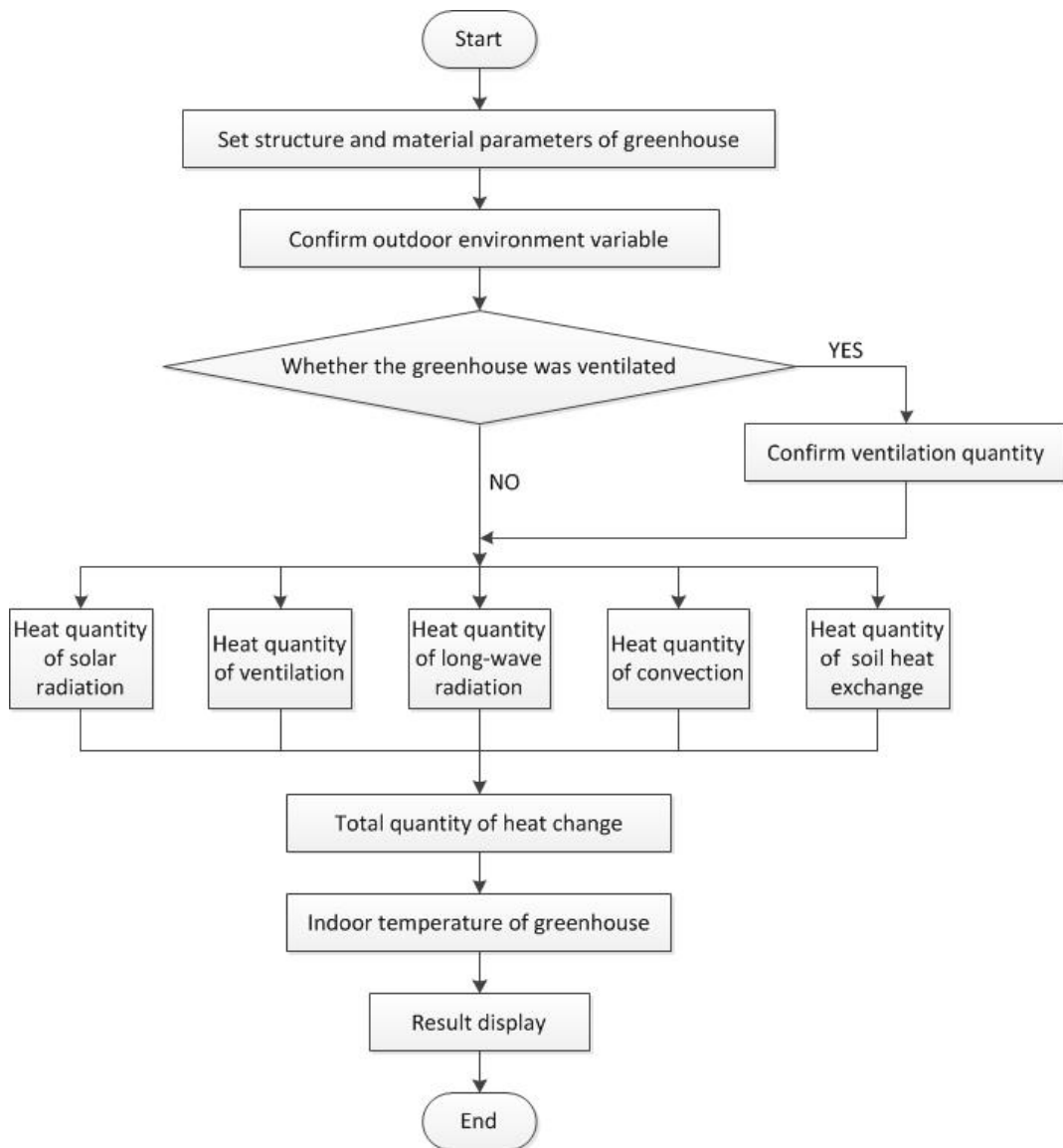


Fig. 2 Flow chart of greenhouse simulation

2.2 압축기

히트펌프시스템은 압축기, 응축기, 증발기 및 팽창장치의 네 가지의 기본적인 요소기기로 구성된 시스템이다. 팽창밸브에 의해 저온, 저압상태로 된 냉매가 증발기로 유입되어 열을 흡수한 뒤 저온, 저압의 냉매증기를 압축기가 흡입하여 응축하기 쉽도록 압력을 높이고 고온고압의 과열증기로 응축기로 보낸다. 응축기로 이동한 냉매는 응축 액화하여 팽창밸브를 거쳐 증발기로 간 뒤 다시 압축기로 되돌아오게 되는데 이러한 사이클을 계속 반복하게 하는 장치를 히트펌프라 한다.

본 연구에서 사용된 냉매는 R-410a이다. R-32가 50%와 R-125가 50%비율로 혼합된 냉매로 대기압에서 상변화시 온도변화가 약 0.1℃ 정도로 작으며 응축압력이 R-22에 비해 40%정도 높은 고압냉매로 성적계수는 표준 냉동 사이클에서 R-22보다 약간 낮다. 냉매의 열전달 비체적이 작아 압력강하도 비교적 작고 특성이 R-22에 비해 우수하며 동일능력을 내기 위한 압축기의 행정체적도 30%정도 작게 되므로 시스템의 소형화가 가능하고 성능이 좋은 우수한 냉매이다.

프레온의 방출시 대기 중에 서서히 확산하여 성층권 내부의 있는 지상 12~230 km에 있는 오존층을 파괴한다. 태양에서 지구상으로 쏟아지는 광선 중에 인체에 유해한 파장의 자외선을 오존이 흡수해 주는데 이 오존의 기능을 마비시키므로 피부암 증가 및 인체의 면역기능을 약화시키고 곡물의 수확감소가 발생한다. R-410a의 오존파괴지수(Ozone Depletion Potential)가 0이므로 친환경 냉매라고 할 수 있다.

본 연구에서는 히트펌프시스템의 성능 시뮬레이션을 위해 각 구성 기기에 대한 모델링을 작성하고 연결하여 히트펌프시스템에 대해 해석하였다. 열역학적 관계식을 기초로 하고 시설하우스 내부의 에너지평형과 질량평형 식을 유도하여 냉매와 공기의 상태량과 물성치는 히트펌프시스템의 시뮬레이션에 필수적인 부분이고 EES 프로그램에 있는 수치를 사용해서 분석하였다.

압축기는 종류가 다양하고 히트펌프시스템에서 가장 중요한 심장부라 할 수 있다. 압축기는 매시간 냉매 가스를 흡입하고 일정한 소요압력까지 올려서 토출하는 역할을 한다.

본 해석 중에 사용한 모델 압축기는 Fig. 3과 같은 스크롤 압축기(scroll type compressor)다. 스크롤 압축기는 처음으로 일본의 Sanden사가 1981년 자동차용 에어컨으로 적용하기 시작한 후 미국의 Copeland사가 패키지 형식의 에어컨 및 산업용 공조기기에 처음으로 적용하여 지금까지 그 상품성을 인정받아 오고 있고 사용이 확대되고 있다.

스크롤 압축기는 인볼류트 형상의 2개의 익을 180도의 위상각을 갖도록 조합한 것으로 이 2개의 익 사이에는 복수개의 초생달 형상의 압축실을 형성하게 된다. 한 익은 고정되어 있고, 그 중심 주위를 다른 익이 자전 아닌 공전운동을 한다. 이러한 운동으로 압축실은 순차적으로 외주부로부터 중심부로 이동하게 되고 용적이 감소되면서 압축작용이 일어나게 되고 압축된 가스는 중앙에 있는 토출구를 통하여 토출된다.

본 해석의 R410a용 압축기 모델은 ZP36K3E이고 압축기의 모양은 Fig. 3과 같다. 압축기의 성능 해석은 압축기 제조사의 자세한 압축기 성능에 관한 데이터 자료를 받아서 활용하여 Z. C. Qin[31]의 연구 바탕으로 다음 식(3-1)과 (3-2)를 만들고 스크롤 압축기의 소비동력과 냉매의 질량 유량에 대해 계산하였다. 압축기의 성능특성식의 계수 A와 B는 Table 2와 같다.

$$W_{com} = V \times (A_0 + A_1 t_e + A_2 t_e^2 + A_3 t_e^3 + A_4 t_e t_c + A_5 t_e t_c^2 + A_6 t_e^2 t_c + A_7 t_c + A_8 t_c^2 + A_9 t_c^3) \quad (3-1)$$

$$\dot{m} = V \times (B_0 + B_1 t_e + B_2 t_e^2 + B_3 t_e^3 + B_4 t_e t_c + B_5 t_e t_c^2 + B_6 t_e^2 t_c + B_7 t_c + B_8 t_c^2 + B_9 t_c^3) \dots \dots (3-2)$$

Table 2 Numerical value of A and B in equations

A_0	1.04569E-01	B_0	1.03892E+01
A_1	-4.09426E-04	B_1	3.36765E-01
A_2	5.34352E-07	B_2	3.63872E-03
A_3	-2.32465E-10	B_3	1.31054E-05
A_4	-1.18642E-05	B_4	-6.15186E-04
A_5	-8.59489E-08	B_5	2.80948E-07
A_6	7.74212E-09	B_6	-3.32352E-06
A_7	4.54523E-03	B_7	-2.84679E-02
A_8	6.58549E-05	B_8	2.60019E-05
A_9	3.18053E-07	B_9	-7.91650E-09



Fig. 3 Picture of scroll type compressor

2.3 열교환기

서로 다른 온도와 고체 벽으로 분리된 두 유체들 사이의 열교환 과정을 수행하는 장치를 열교환기(heat exchanger)라고 하며, 응축기와 증발기가 있다.

응축기는 압축기에서 고온 고압으로 압축된 냉매 과열증기를 공기나 물을 통해 냉각시켜 여전히 고온 고압상태의 액으로 액화시키는 열교환기의 일종이다.

증발기는 응축기와 같이 일종의 열교환기로서 팽창밸브에서 공급된 저온, 저압의 냉매가 피냉각 물체에서 열을 흡수하여 습증기 상태에서 건포화 증기 또는 과열증기가 되어 압축기로 흡입되는데 이때 냉동목적을 달성하게 된다.

냉매가 열교환기를 통과 할 때 유속은 유량에 따라 결정되며 유속에 따라서 열전달률이 크게 변화하여 열통과율을 감소시킨다. 대수평균 온도차를 이용하여 열교환기 방열량은 다음 식(3-3)이나 식(3-4)과 같이 구한다. 대수평균 온도차는 식(3-5)과 같이 계산 된다. 열관류계수(overall heat transfer coefficient)는 식(3-6)을 사용하여 구할 수 있다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \dots\dots\dots (3-3)$$

$$Q = \dot{m} \cdot C \cdot \Delta T \dots\dots\dots (3-4)$$

$$\Delta T_m = \frac{T_o - T_i}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_i}{T_{cond} - T_o}\right)} = \frac{T_i - T_o}{\ln\left(\frac{T_i - T_{eva}}{T_o - T_{eva}}\right)} \dots\dots\dots (3-5)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a} + \frac{A_a}{A_m} \cdot \frac{\delta}{\lambda} + \frac{A_a}{A_r} \cdot \frac{1}{h_r} \dots\dots\dots (3-6)$$

$$A_m = \frac{A_a + A_r}{2} \dots\dots\dots (3-7)$$

히트펌프나 냉동기의 성능은 성능계수로 표시할 수 있다. 이 성능 계수 COP (Coefficient of Performance)는 종래의 시험방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정의 상수로 성능을 표시하는 방법이다. 동력을 공급 받아 저 열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 하지만 냉동기는 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 히트펌프는 고열원으로 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있으며 다음과 같이 COP에 대한 관계식이 성립한다.

$$COP_c = \frac{Q_c}{W} = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} \dots\dots\dots (3-8)$$

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} \dots\dots\dots (3-9)$$

본 연구에서는 냉난방 용량을 주요 해석한다. 해석 수치의 정확성을 분석하기 위해 실험 측정 수치와 비교해서 오차는 식(3-10)을 사용하여 계산하였다.

$$ERROR = \frac{Experiment - Simulation}{Experiment + Simulation} \cdot 200\% \dots\dots\dots (3-10)$$

2.3.1 흰 튜브식 열교환기(Finned tube type heat exchanger)

흰 튜브식 열교환기는 동관의 전열면적을 향상시키기 위해 동관 및 알루미늄(aluminium)판 등의 핀을 부착한다. 종류는 자연 대류식과 강제 대류식이 있다. 자연 대류식은 주로 건식 열교환기로써 소형 냉장고, 쇼케이스 등에 사용하는데 강제 대류식은 주로 공기조화기나 대형 냉장고 등에 사용한다. 본 연구에서는 강제 대류 흰 튜브식 열교환기로 사용하였으며 Fig. 4에 나타내었다.

열교환기내의 냉매는 과냉액체, 과열증기와 2상 상태로 존재할 수 있으며 과냉액체와 과열증기 부분의 열전달계수는 단상열전달계수를 사용하고 2상 상태 부분에 2상열전달계수를 사용한다. 본 해석 중에서는 2상 열전달계수를 사용하였으며, 2상 상태의 냉매는 증발하는 증발기의 경우와 응축되는 응축기의 경우에 각각 다른 열전달계수를 사용하였다.

냉매 측의 단상열전달계수는 Dittus와 Bolter[32]의 식(3-11)을 사용해서 계산한다. 여기서, 프란틀 수(Prandtl number)의 지수 n 은 냉매가 증발하는 증발기의 경우에는 0.4, 그리고 냉매가 응축되는 응축기의 경우에는 0.3을 사용한다.

$$h_{sp} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \cdot \frac{\lambda}{D_i} \dots\dots\dots (3-11)$$

여기서, 레이놀즈 수(Reynolds number)는 다음 식(3-12)과 같이 계산하고 프란틀 수는 EES에 있는 냉매의 물성치 값을 사용한다.

$$Re = \frac{v \cdot D_i}{\mu} \dots\dots\dots (3-12)$$

냉매가 응축되는 응축기의 경우에 냉매측의 2상열전달계수는 Shah[33]의 식(3-13)을 사용해서 계산한다.

$$h_{tp} = h_{sp} \cdot \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} \cdot (1-x)^{0.04}}{\text{Pr}^{0.38}} \right] \dots\dots\dots (3-13)$$

냉매가 증발하는 증발기의 경우에 냉매측의 2상열전달계수는 Gavallini와 Zecchin[34]의 식(3-14)을 사용해서 계산한다.

$$h_{tp} = 0.05 \cdot [Re_v \cdot \frac{\mu_g}{\mu_l} \cdot (\frac{\rho_l}{\rho_g})^{(1-x)} + Re_l]^{0.8} \cdot \text{Pr}_l^{0.33} \cdot \frac{\lambda}{D_i} \dots\dots\dots (3-14)$$

공기 측의 열전달계수를 구하기 위해 열교환기의 등가 횡직경을 식(3-15)과 같이 정의하여 계산한다.

$$D_t = 2 \cdot \left(\frac{d_x \cdot d_y}{\pi} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (3-15)$$

공기 측의 열전달계수는 W. Li와 Tao[35]의 식(3-16)을 사용해서 계산한다.

$$h_a = 0.687 \cdot Re^{0.518} \cdot \text{Pr}^{0.33} \cdot \left(\frac{d_f}{D_t} \right)^{-0.0935} \cdot \left(\frac{N \cdot d_x}{D_t} \right)^{-0.199} \cdot \frac{\lambda_a}{D_t} \dots\dots\dots (3-16)$$

2.3.2 판형열교환기(Plate heat exchanger)

열교환기로써의 판형열교환기는 유체가 구조적인 강도와 흐르는 유로를 고려하여 요철형으로 성형된 전열판을 포개어 교대로 각기 유체가 흐르게 한 구조의 열교환기다. 구조는 알루미늄(aluminium)판 또는 스텐레스(stainless)판 등 열전도율이 좋은 금속 2장을 서로 맞대어 압접하여 그 사이로 냉매가 흐르도록 좁은 통로를 만들어 사용하는 구조다. 판형열교환기는 이중관식 열교환기에 비하여 최소의 면적을 이용해서 최대의 전열면적을 얻을 수 있다. 소형 및 경량화가 가능하고, 응축기 및 증발기에서 열교환하는 유체와의 온도차가 작아서 열교환 효율

이 높은 장점을 가지고 있다. 판형열교환기는 난류형성이 활발하고 전열판 표면이 매끄러워 오염이 잘 되지 않으며, 배관 및 설치가 용이하다. 이러한 장점들로 본 연구에서는 축열을 이용하는 장치중 하나로 판형열교환기로 사용하였으며 본 연구에 사용된 3RT급 판형열교환기를 Fig. 5에 나타내었다.

열전달계수를 구하기 위해 열교환기의 등가직경을 식(3-17)과 같이 정의하여 계산한다. d 는 환열판 사이의 최소 간격이고 β 는 환열판이 이루는 각도이다.

$$D_t = 2 \cdot d \cdot \cos\beta \dots\dots\dots (3-17)$$

냉매가 응축되는 응축기의 경우에 냉매측의 2상열전달계수는 Qiu와 Gu[36]의 식(3-18)을 사용해서 계산한다.

$$h_{tp} = 0.812 \cdot Re^{0.669} \cdot Pr^{0.209} \cdot (1-x)^{-0.579} \cdot \frac{\lambda}{D_t} \dots\dots\dots (3-18)$$

냉매가 증발하는 증발기의 경우에 냉매측의 2상열전달계수는 Yan과 Lin[37]의 식(3-19)을 사용해서 계산한다.

$$h_{tp} = 1.926 \cdot Re^{-0.5} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{G_t \cdot D_t}{\mu_l}\right)^{0.5} \cdot \frac{\lambda}{D_t} \dots\dots\dots (3-19)$$

$$G_t = G \cdot \left[1 - x + x \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.5}\right] \dots\dots\dots (3-20)$$

물 측의 열전달계수는 Sider와 Tate[38]의 식(3-21)을 사용해서 계산한다.

$$h_w = 0.2121 \cdot Re^{0.78} \cdot Pr^{0.33} \cdot \frac{\mu_f}{\mu_w} \cdot \frac{\lambda_w}{D_t} \dots\dots\dots (3-21)$$

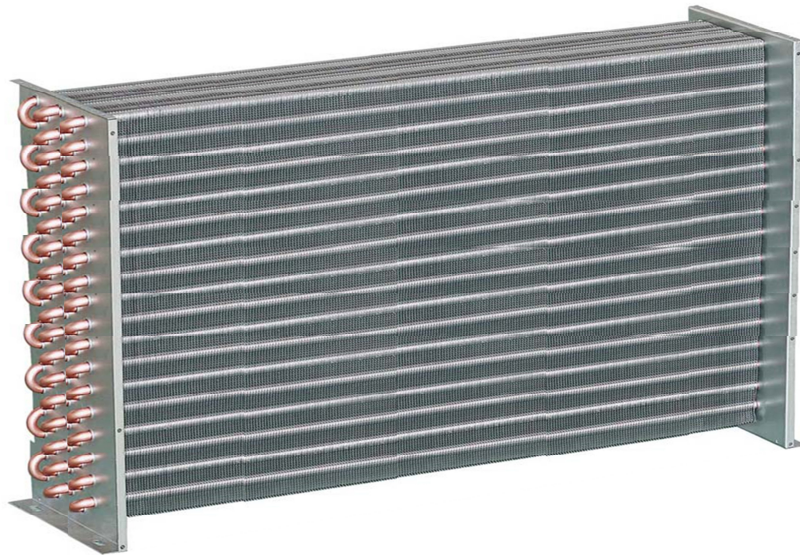


Fig. 4 Picture of finned tube type heat exchanger



Fig. 5 Picture of plate heat exchanger

히트펌프시스템의 요소기기인 압축기, 응축기 및 증발기에 대한 해석을 완성하고 각각의 프로그램을 연결하여 시스템 시뮬레이션을 하였다. 히트펌프시스템의 운전방식은 온실상단의 잉여열을 이용한 축열운전, 축열조의 열을 이용한 직수운전, 축열조열원 히트펌프운전과 외기열원 히트펌프운전 등 4가지가 있다. 사이클 시뮬레이션의 계산순서는 다음과 같으며, Fig. 6는 시설하우스에 대한 계산과정을 나타내는 순서도이다.

- (1) 히트펌프시스템의 운전방식을 확인한다.
- (2) 증발압력과 응축압력을 가정한다.
- (3) 압축기 모델로부터 압축기의 소비동력과 냉매의 질량유량을 구한다.
- (4) 응축기에 물이나 공기의 입구온도를 가정한다.
- (5) 응축기에 물이나 공기의 출구온도를 계산해서 열량을 구한다.
- (6) 증발기에 물이나 공기의 입구온도를 가정한다.
- (7) 증발기에 물이나 공기의 출구온도를 계산해서 열량을 구한다.
- (8) 증발기의 열량하고 압축기의 소비동력의 합이 응축기의 열량과 같을 때까지 증발압력이나 응축압력을 변경하면서 (2)~(8)의 과정을 반복한다.
- (9) 열량과 COP를 구한다.
- (10) 운전방식을 바꿔서 (1)~(9)의 과정을 반복한다.

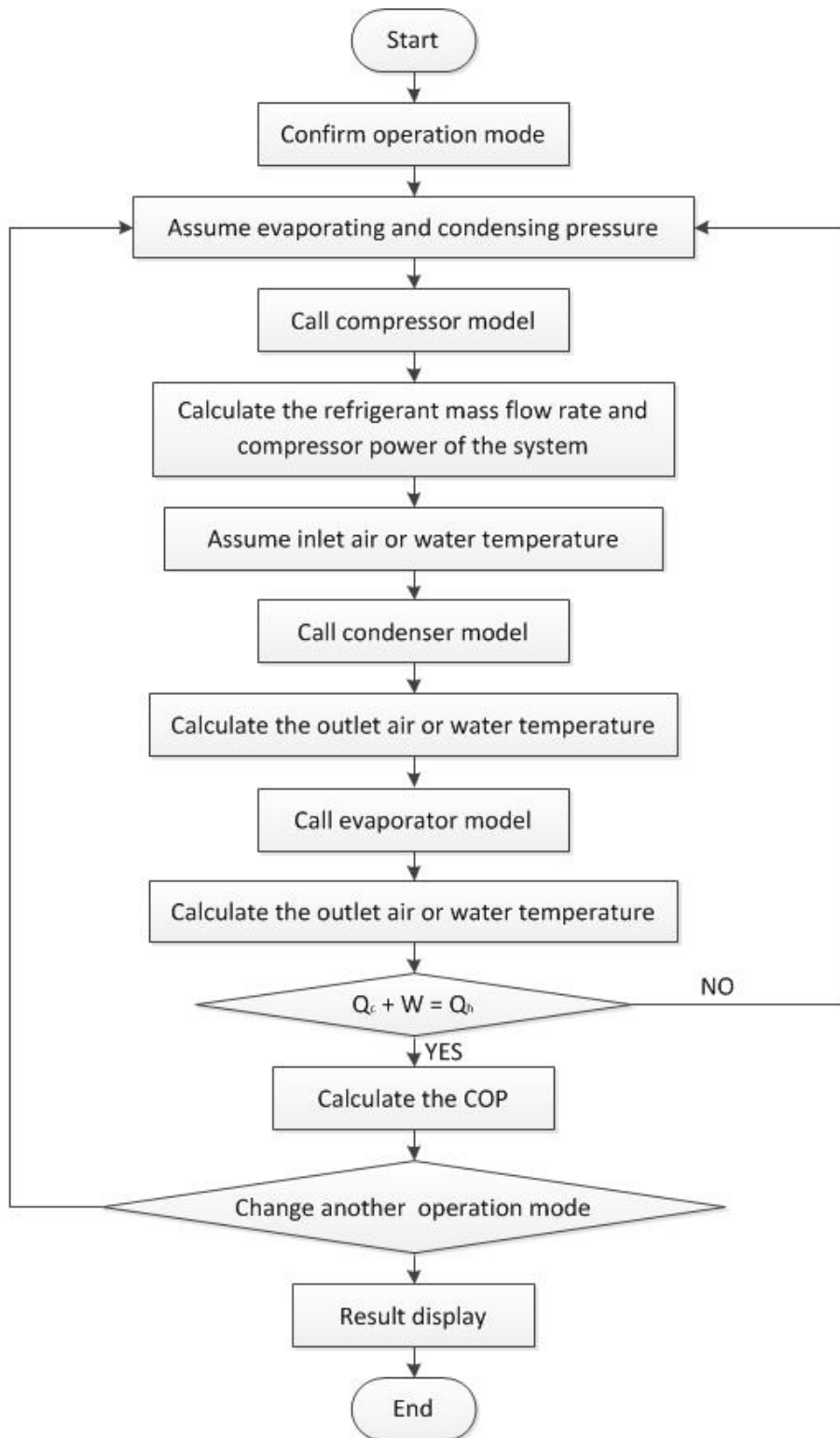


Fig. 6 Flow chart of heat pump system simulation

Ⅲ. 시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템

3.1 시뮬레이션 대상

본 시뮬레이션의 대상인 시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 위치는 제주도 조천읍 조천리 1515-3번지이다. 설계 기준으로 높이 3 m, 폭 5 m 및 길이 10 m의 블루베리 시설하우스에 대해 해석하였다. 시뮬레이션의 대상인 시설하우스의 자세한 사양은 Fig. 7에 나타내었다. 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 개략도는 Fig. 8에 나타내었으며, 사진을 Fig. 9와 같다. 시설하우스 내부의 덕트 사진은 Fig. 10에 나타내었다. 본 시스템은 주간에 태양열에 의하여 가열된 시설원예의 상단부에 생성된 잉여 열을 덕트를 통해 히트펌프의 열원으로 사용하여 축열한 후 야간에 보조열원으로 공급하고 하우스를 난방하는 시스템입니다.

시스템의 사양은 Table 3과 같으며, 용량은 3 RT(난방용량 10.5 kW)이다. 압축기의 용량은 3 hp이며, 팽창밸브는 양방향 밸브이며, 용량은 3 RT(T.X.V type)이다. 축열조와 열교환을 하기 위하여 사용된 판형열교환기의 용량은 3 RT이고 축열조의 용량은 2,400 Liter이다. 대상온실의 설계 면적은 50 m²이다.

Table 3 System specifications

Factors	Capacity
Site Area(m ²)	50
Compressor (hp)	3×1ea
Expansion Valve (RT)	3×1ea
Plate Heat exchanger (RT)	3×1ea
Fan Coil Unit (RT)	3×2ea
Storage Tank (Liter)	1,200×2ea

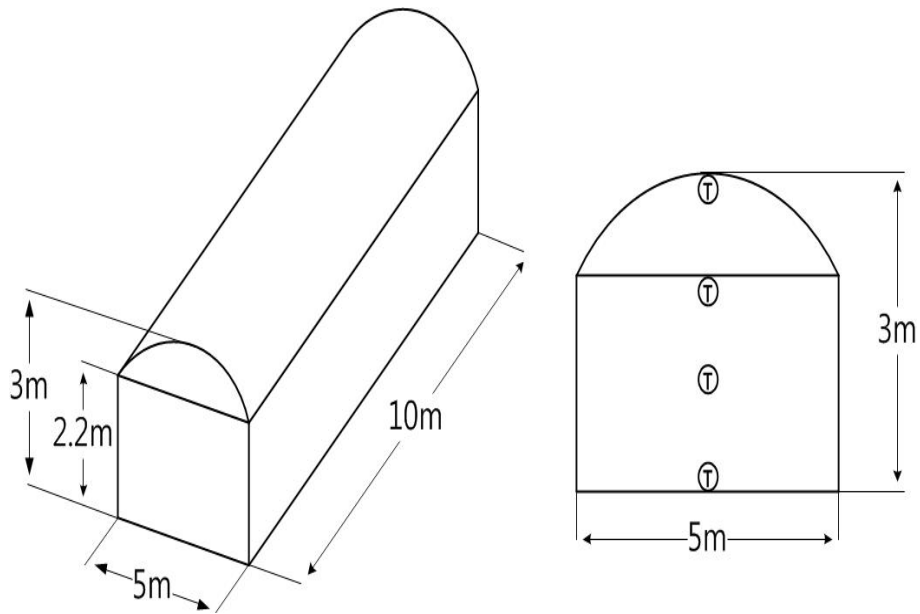


Fig. 7 Size of the greenhouse and position of temperature sensor

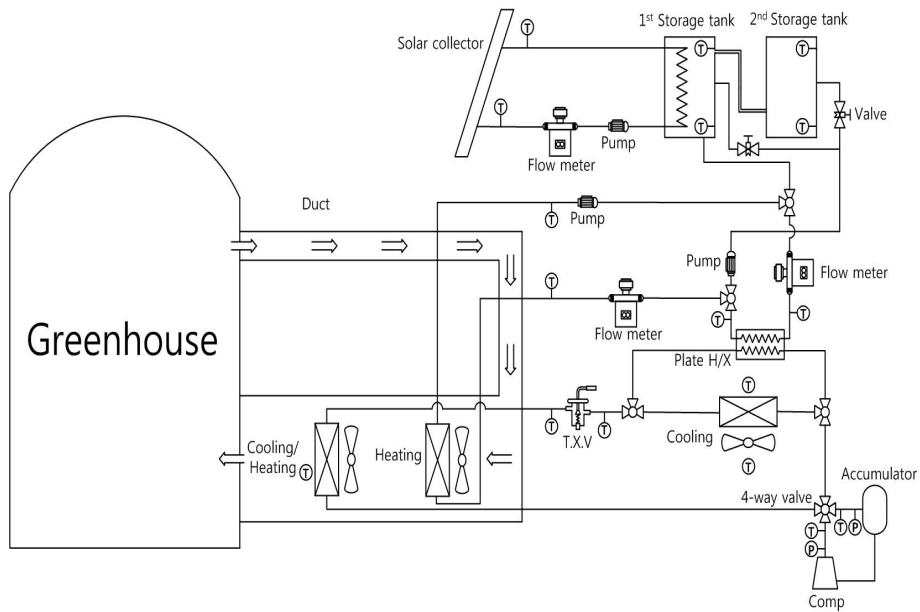


Fig. 8 Schematic of thermal storage type hybrid heat pump system



Fig. 9 Picture of thermal storage type hybrid heat pump system



Fig. 10 Picture of the duct in greenhouse

3.2 운전 방식

복합열원 히트펌프시스템의 운전방식은 온실상단의 잉여열을 이용한 축열운전, 히트펌프의 구동없이 축열조의 열을 이용한 직수운전, 축열조열원 히트펌프운전과 외기열원 히트펌프운전 등이 4가지 있다.

히트펌프시스템이 온실상단의 잉여열을 이용한 축열운전 방식에서는 온실 상단에 온실의 설정온도보다 높은 잉여열이 발생할 경우 히트펌프와 연결된 덕트를 통하여 고온의 공기가 Cooling/Heating FCU로 유입하여 히트펌프의 열원으로 사용하고 열을 축열조에 저장한다. 히트펌프시스템이 축열조의 열을 이용한 직수운전 방식에서는 축열조의 고온수를 덕트와 연결된 Heating FCU로 보내어 온실에 난방을 한다. 온실상단의 잉여열을 이용한 축열운전 방식 및 축열조의 열을 이용한 직수운전 방식의 흐름도는 Fig. 11에 나타내었다.

히트펌프시스템이 축열조열원 히트펌프운전 방식에서는 히트펌프에 설치된 판형열교환기에서 축열조의 열원을 이용하여 히트펌프를 운전하고 덕트와 연결된 Cooling/ Heating FCU로 온실을 난방한다. 히트펌프시스템이 외기열원 히트펌프운전 방식에서는 시스템에 설치된 Cooling FCU에서 외기열원을 이용하여 히트펌프를 운전하고 덕트와 연결된 Cooling/ Heating FCU로 온실을 난방한다. 축열조열원 히트펌프운전 방식 및 외기열원 히트펌프 운전 방식의 흐름도는 Fig. 12에 나타내었다.

본 복합열원 히트펌프시스템이 시뮬레이션을 할 때의 운전 방식 제어흐름도를 Fig. 13에 나타내었다. 제어도면을 살펴보면, 온실내부의 온도가 설정 난방온도보다 높은 경우는 축열운전을 실시하고 설정온도보다 낮아지면 난방운전을 실시한다. 시뮬레이션 할 때에 시설하우스 내부온도가 12.5℃이하로 되면 시스템은 난방운전하고 시설하우스 내부온도가 17.5℃이상이 되면 시스템은 정지하도록 설정하였다. 그리고 시설하우스 내부온도가 18.5℃이상이 되면 시스템이 축열운전을 한다. 시스템이 축열운전 방식 및 난방운전 방식의 반복 운전을 방지하기 위해서 18.5℃로 설정했다. 축열조 온도가 60℃ 이상이 되면 히트펌프의 사이클 COP가 감소하므로 축열운전은 정지된다. 이런 운전방식으로 시설하우스 내부온도를 작물생장의 최적온도로 알려진 15℃를 유지할 수 있도록 하였다.

온실내부가 설정온도보다 낮아지는 난방운전을 시작하게 되며, 난방운전의 경우는 먼저 축열조의 온도를 계산 하여, 축열조 온도가 40℃ 이상일 경우에는 히트펌프는 정지되고 고온수를 이용하여 직수 난방을 실시한다. 축열조 내부의 온도가 40℃이하가 되면 축열조 열원을 이용한 히트펌프 운전을 할 수 있도록 하였다. 축열조 온도가 5℃ 이하가 되면 축열조 내의 온수의 동파를 방지하기 위하여 축열조열원 히트펌프운전을 정지하고 외기열원을 이용한 히트펌프 운전으로 전환 된다.

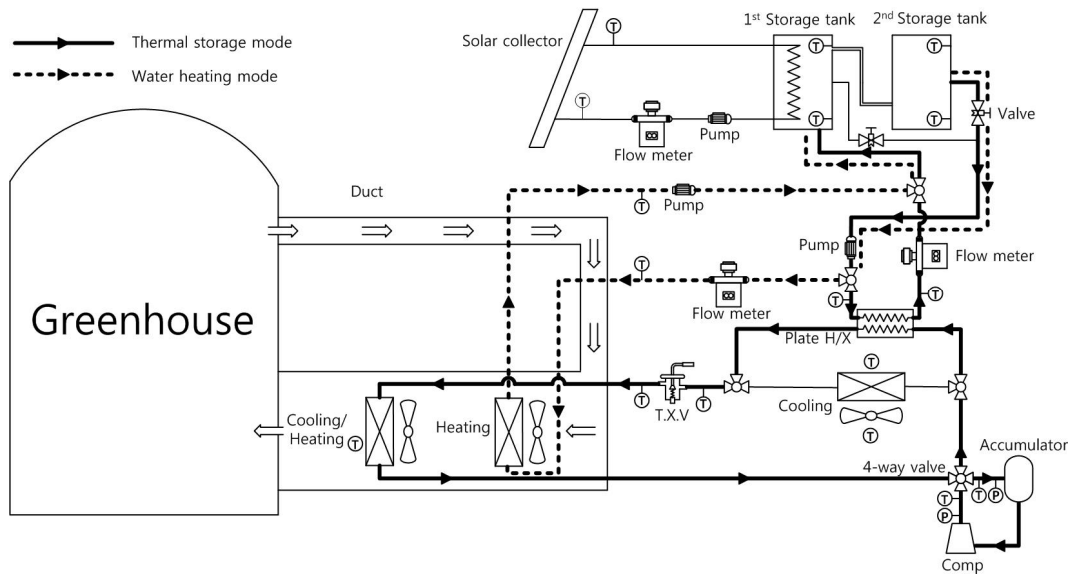


Fig. 11 Schematic of thermal storage mode and water heating mode

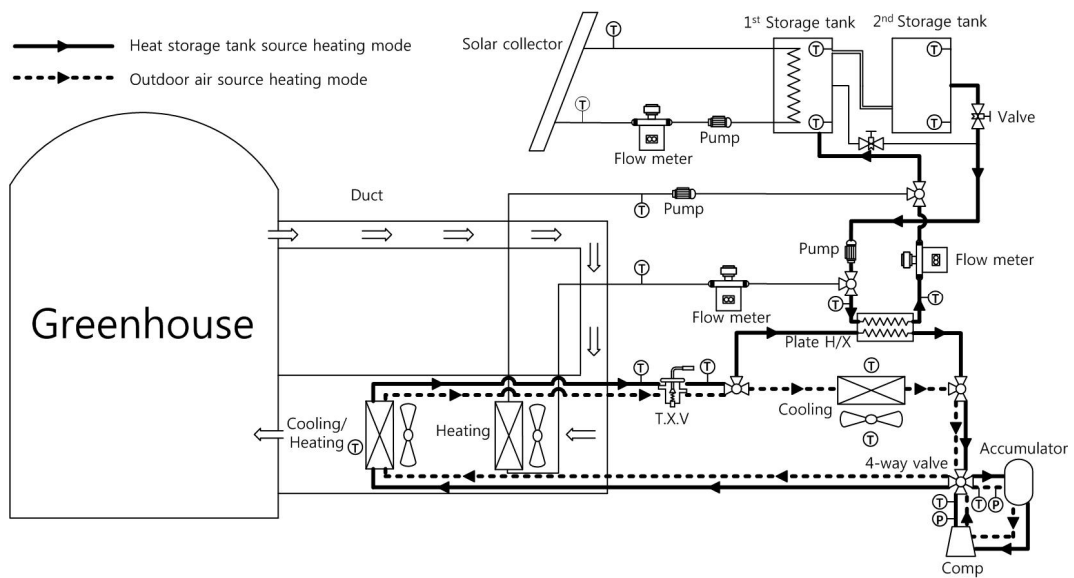


Fig. 12 Schematic of heat storage tank source heating mode and outdoor air source heating mode

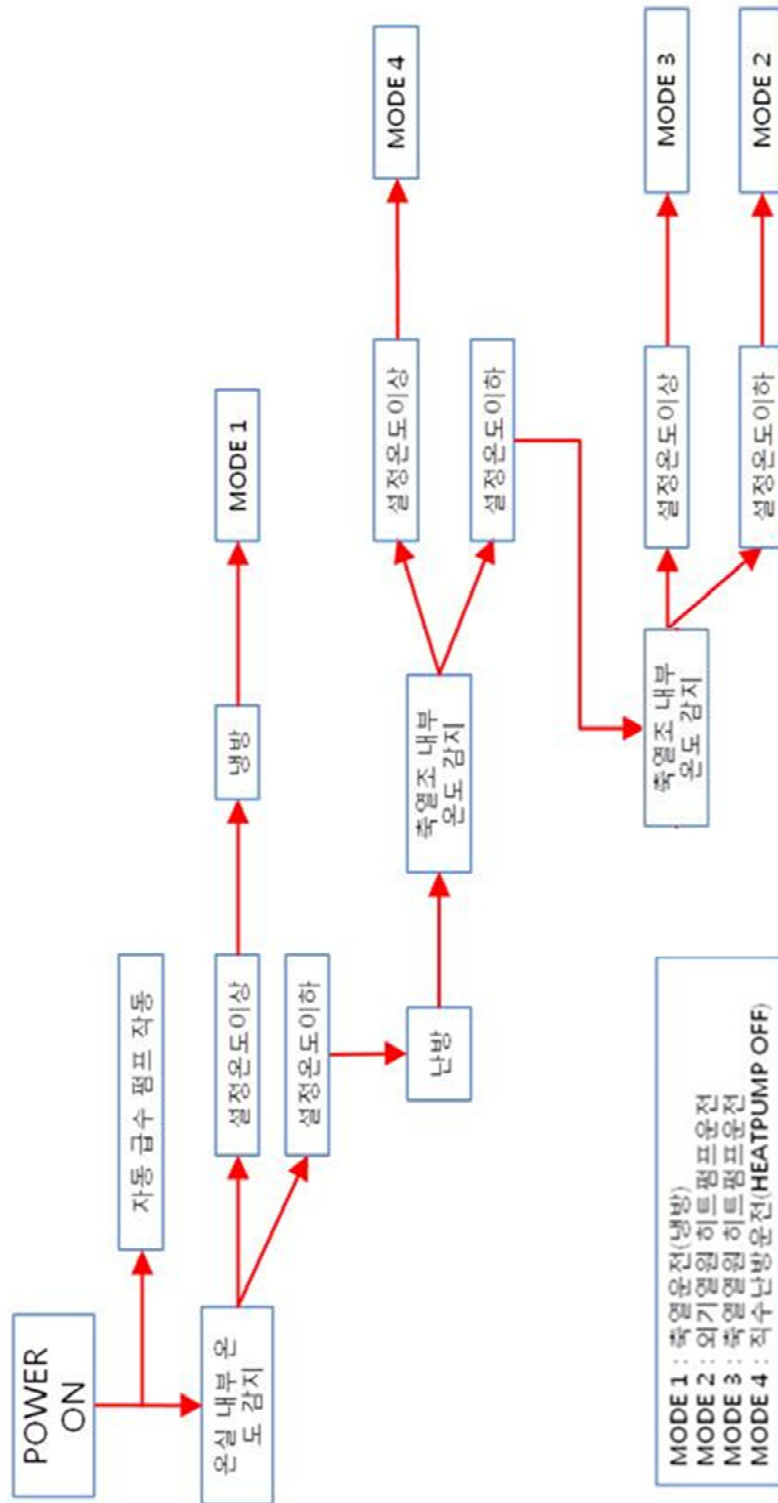


Fig. 13 Flow chart of hybrid heat pump system control

IV. 결과 및 고찰

4.1 시뮬레이션의 신뢰성 검토

본 시뮬레이션 연구의 신뢰성을 검토하기 위해 각각의 모델을 해석하여 실험 데이터와 비교하였다. 본 연구에서는 평균 오차가 5% 이내로 계산 되면 시뮬레이션 연구의 신뢰성이 좋다고 판단하였다.

먼저 시설하우스 모델링의 정확성을 알기 위해 실험 기간 중에 2015년 11월 28일, 11월 29일, 12월 07일, 12월 08일하고 12월 09일 총 5일의 실험 데이터를 선택해서 해석 결과와 비교하였다. 5일의 외부조건은 Table 4에 나타내었으며, 온실의 환기량은 $1\text{m}^3/\text{s}$ 로 가정하였다. Fig. 14는 시설하우스 내부온도의 실험값과 해석결과를 비교한 그래프이다. 평균 오차는 4.87%이고 최대 오차는 6.14%로 나타났다.

본 시뮬레이션 연구에서 모델명 ZP36K3E라는 R410a용 스크롤 압축기를 해석하였다. 압축기의 성능 해석은 압축기 제조사의 자세한 압축기 성능에 관한 데이터 자료를 활용하여 스크롤 압축기의 소비동력을 계산한다. 복합열원 히트펌프 시스템이 운전할 때 압축기 소비동력과 시뮬레이션 소비동력의 비교 결과는 Fig. 15에 나타내었다. 평균 오차는 4.31%이고 최대 오차는 9.65%로 나타내었다. 응축온도가 높아지면 압축기의 소비동력도 같이 높아진다. 해석 결과에 응축온도가 58.6°C 일 때 소비동력이 가장 높은 5kW 로 나타났다.

히트펌프시스템이 시설하우스에 외기 열원 난방을 할 때 흰 튜브식 열교환기는 응축기로서 열교환을 한다. Fig. 16은 흰 튜브식 열교환기의 난방 열량에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교 그래프이다. 평균 오차는 3.29%이고 최대 오차는 6.92%로 나타났다. Fig. 17은 흰 튜브식 열교환기의 출구 공기 온도에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교 그래프이다. 평균 오차는 2.37%이고 최대 오차는 7.36%로 나타났다. Fig. 18은 흰 튜브식 열교환기의 난방 COP에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교 그래프이다. 평균 오차는 6.25%이고 최대 오차는 13.43%로

나타났다. COP에 대한 해석결과에 오차가 많이 나는 것은 압축기 소비동력의 해석 오차와 열교환기 난방 열량의 해석 오차가 중복되기 때문이다.

히트펌프시스템이 축열운전을 할 때 판형 열교환기는 응축기로서 열교환을 해서 축열조에 축열을 한다. Fig. 19은 판형 열교환기의 축열 열량에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교 그래프이다. 평균 오차는 3.89%이고 최대 오차는 8.2%로 나타났다. 판형 열교환기의 출구 물 온도에 대한 해석 결과와 실험 결과는 Fig. 20에 나타낸 바와 같다. 평균 오차는 2.19%이고 최대 오차는 6.96%로 나타났다. Fig. 21은 판형 열교환기의 축열 COP에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교한 것으로서 평균 오차는 4.85%이고 최대 오차는 11.56%로 나타났다.

Table 4 External conditions of greenhouse

Date	Outdoor temperature ($^{\circ}\text{C}$)	Solar radiation (W/m^2)	Wind speed (m/s)
2015.11.28	12.4	257.6	2.6
2015.11.29	13.9	207.5	3.4
2015.12.07	11.3	403.1	2.2
2015.12.08	12.0	315.6	3.0
2015.12.09	17.5	338.5	3.8

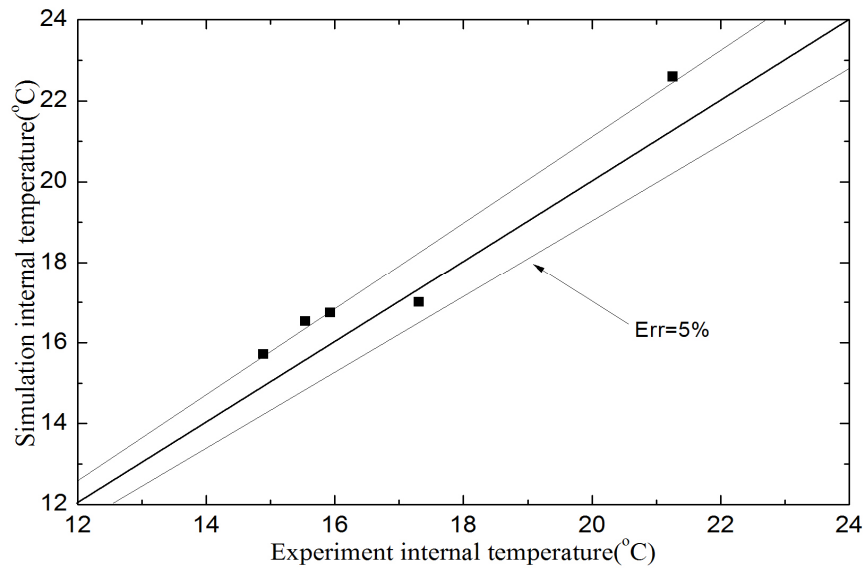


Fig. 14 Comparison of the experimental and simulated data for internal temperature of the green house

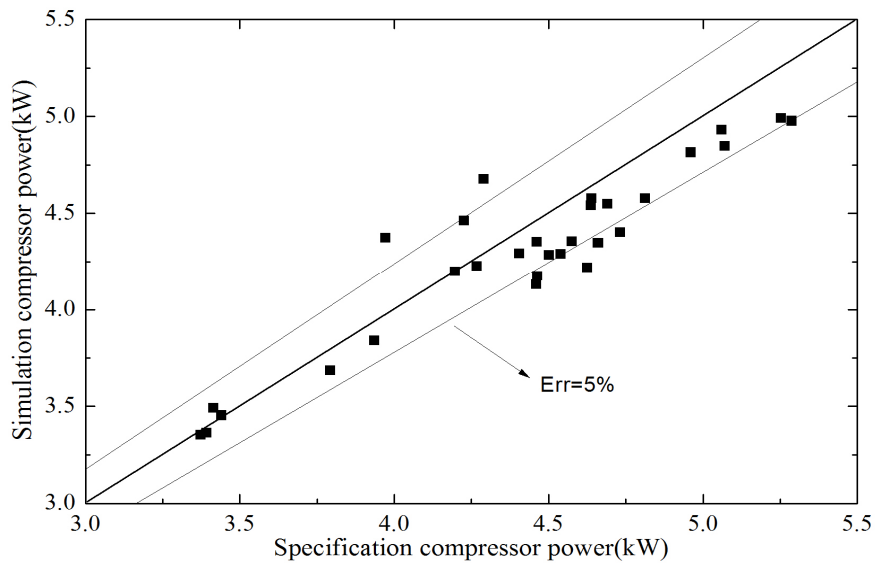


Fig. 15 Comparison of the experimental and simulated data for compressor power at thermal storage mode

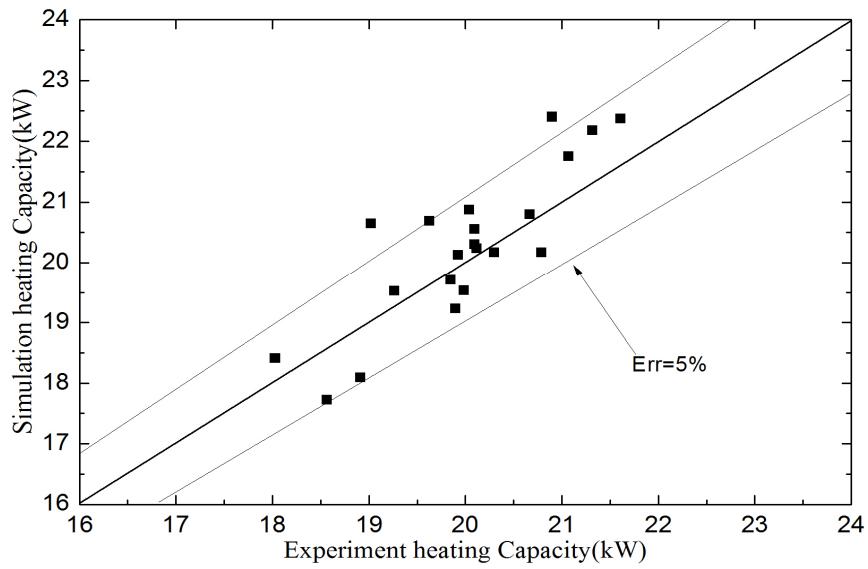


Fig. 16 Comparison of the experimental and simulated data for heating capacity at outdoor air source heating mode

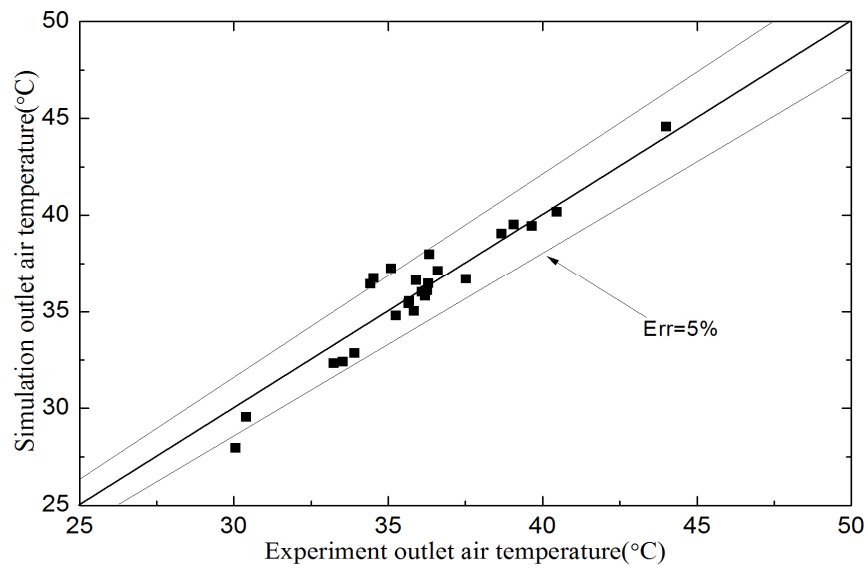


Fig. 17 Comparison of the experimental and simulated data for outlet air temperature at outdoor air source heating mode

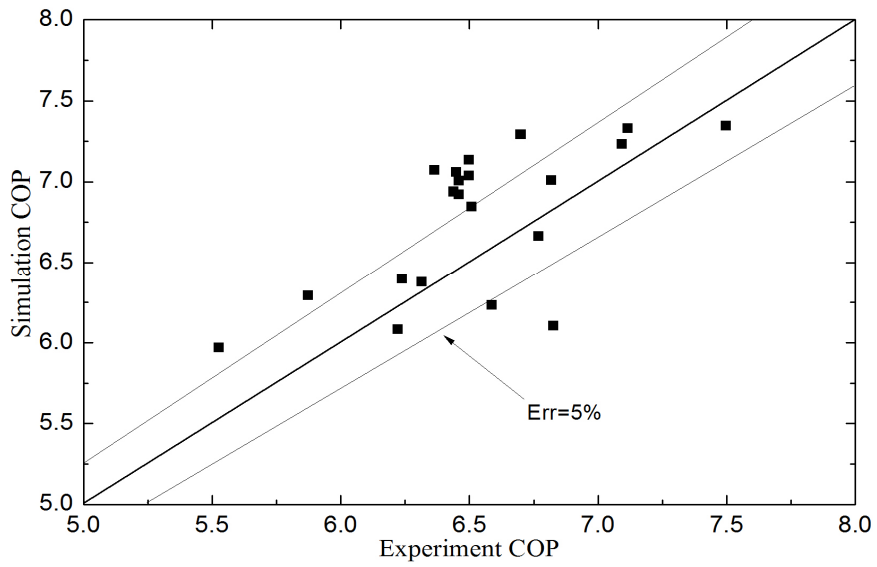


Fig. 18 Comparison of the experimental and simulated data for COP at outdoor air source heating mode

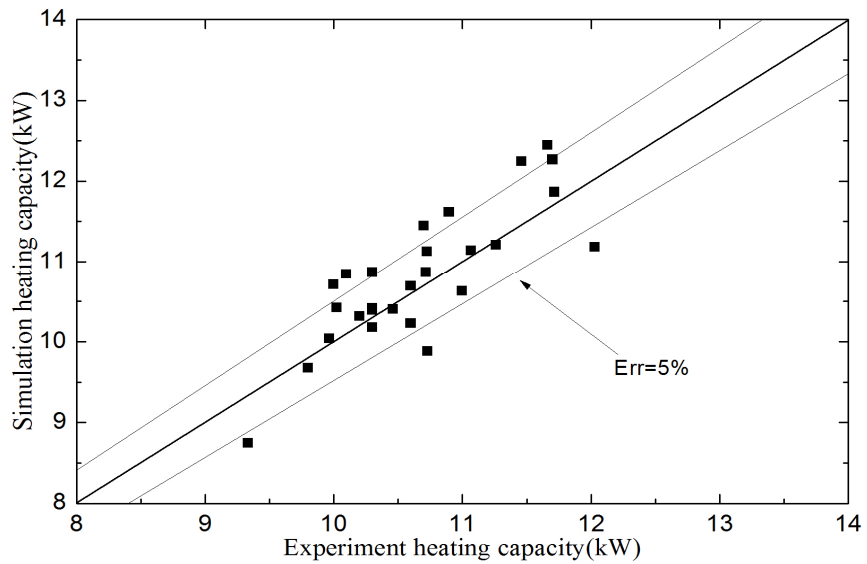


Fig. 19 Comparison of the experimental and simulated data for heating capacity at thermal storage mode

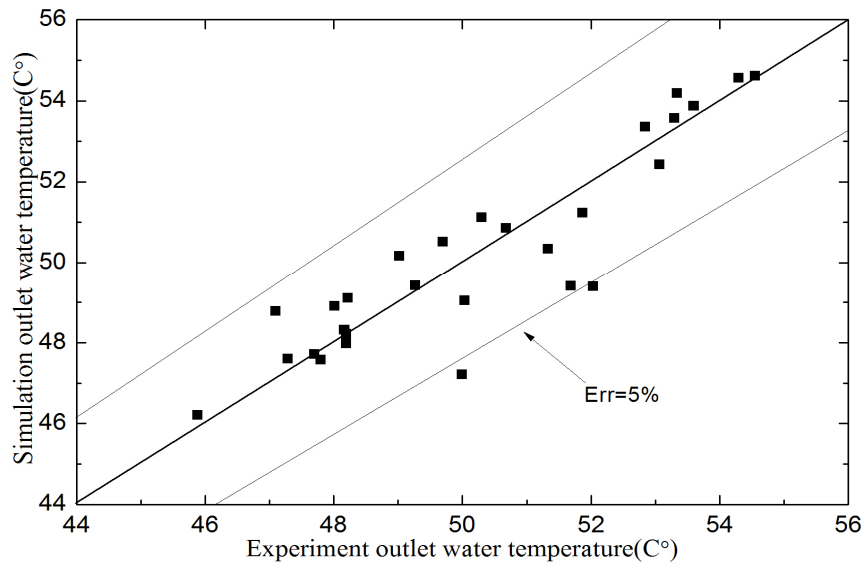


Fig. 20 Comparison of the experimental and simulated data for outlet air temperature at thermal storage mode

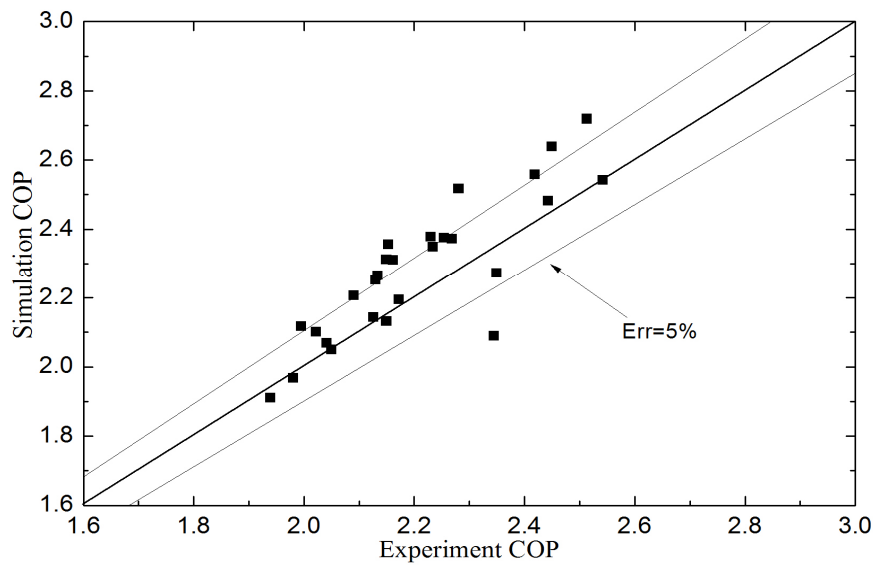


Fig. 21 Comparison of the experimental and simulated data for COP at thermal storage mode

4.2 복합열원 히트펌프시스템의 동적 성능특성

복합열원 히트펌프시스템은 시설하우스에 영향을 해석하기 위해 하루에 24시간 동안의 하우스 내부온도에 대한 시뮬레이션을 하였다. 외기온도는 최고 20.7℃, 최저 6℃, 평균 11.4℃로 되고 일사량은 최고 653.8 W/m², 최저 0 W/m², 평균 159.9 W/m²로 된다. 풍속은 기상청 데이터로 1m/s로 하였고 환기가 없는 것으로 가정하였다. 시스템의 운전은 오전 6시에 시작되는 것으로 하여 축열조 초기온도를 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다.

하우스 내부온도가 12.5℃이하로 되면 시스템은 난방운전하고 하우스 내부온도가 17.5℃이상이면 시스템은 정지한다. 그리고 하우스 내부온도가 18.5℃이상이면 시스템이 축열운전을 한다. 이런 운전방식으로 하우스 내부온도를 15℃정도 유지한다.

난방운전의 경우는 먼저 축열조의 온도를 감지한다. 축열조 온도가 40℃ 이상일 경우에는 히트펌프는 정지되고 고온수를 이용하여 직수 난방을 실시한다. 축열조 내부의 온도가 40℃이하가 되면 축열조열원을 이용한 히트펌프 운전을 할 수 있도록 하였다. 축열조 온도가 5℃ 이하로 되면 외기열원을 이용한 히트펌프 운전을 한다. 축열운전의 경우는 축열조 온도가 60℃ 이상이 되면 축열운전은 정지된다. 해석결과 각 운전상태는 Fig. 22~25에 나타낸 바와 같이 시간적으로 실내온도 및 축열조의 온수의 온도에 따라서 운전방식이 변화하며, 그림에서 A는 축열조 열원을 이용해서 난방운전, B는 축열운전, C는 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방운전, D는 외기열원을 이용한 히트펌프 운전으로 정의해서 표시하였다.

축열조의 온수의 시작온도를 25℃로 가정하여 히트펌프시스템 운전할 때에 시설하우스 내부온도에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 22에 나타내었다. 축열조 시작 온도가 40℃보다 작아서 먼저 6시부터 7시 38분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 1시간 38분 동안 운전하여 난방열량이 35.6 kW·h이다. 7시 39분부터 8시 19분까지 시스템을 정지하였다. 8시 20분부터 16시 32분까지 시스템이 축열운전을 8시간 12분 동안 운전하여 축열열량이 86.5 kW·h이다. 축열운전이 끝날 때에 축열조 온도는 44.6℃로 초기 25℃에서 19.5℃상승하였으며, 16시 33분

부터 17시 21분까지는 시스템이 정지하였다.

축열조 온도는 40℃보다 높기 때문에 17시 22분부터 18시 13분까지 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 51분 동안 진행된 직수운전에서의 난방열량이 14.2 kW·h이다. 18시 14분부터 0시 8분까지 축열조 열원을 이용해서 히트펌프가 작동되어 난방을 하였으며, 그중에 4시간 54분 동안 운전상태이고, 1시간 동안 시스템이 정지상태이다. 축열조 열원을 이용해서 난방열량이 112.6 kW·h이다.

이후에 0시 9분부터 6시 까지 외기열원을 이용한 히트펌프 운전을 하였다. 그중에 5시간 34분 동안 운전상태이고 17분 동안 시스템이 정지상태이다. 외기열원을 이용한 히트펌프 운전의 난방열량이 114.7 kW·h이다.

축열조 시작 온도는 35℃로 가정하여 히트펌프시스템 운전할 때에 시설하우스 내부온도에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 23에 나타내었다. 축열조 시작 온도가 40℃보다 작아서 먼저 6시부터 7시 36분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 1시간 36분 동안 운전하여 난방열량이 36.9 kW·h이다. 7시 37분부터 8시 19분까지 시스템을 정지하였다. 8시 20분부터 16시 32분까지 시스템이 축열운전을 하였다. 8시간 12분 동안 운전하여 축열열량이 89 kW·h이다. 축열운전이 끝날 때에 축열조 온도는 55.54℃로 된다. 16시 33분부터 17시 21분까지 시스템을 정지하였다. 축열조 온도는 40℃보다 높기 때문에 17시 22분부터 19시 36분까지 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 그중에 1시간 54분 동안 운전상태이고 20분 동안 시스템이 정지상태이다. 직수 난방열량이 33.5 kW·h이다.

19시 37분부터 1시 18분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 그중에 4시간 54분 동안 운전상태이고 47분 동안 시스템이 정지상태이다. 축열조 열원을 이용해서 난방열량이 112.6 kW·h이다. 1시 18분부터 6시 까지 외기열원을 이용한 히트펌프 운전을 하였다. 그중에 4시간 32분 동안 운전상태이고 10분 동안 시스템이 정지상태이다. 외기열원을 이용한 히트펌프 운전의 난방열량이 91.5 kW·h이다.

축열조 시작 온도는 45℃로 가정하여 히트펌프시스템 운전할 때에 시설하우스 내부온도에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 24에 나타내었다. 축열조 시작 온도는 40℃보다 높기 때문에 먼저 직수운전을 하였다. 6시부터 6시 47분까지 축열조의

고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 47분 동안 운전하여 직수 난방열량이 13.9 kW·h이다. 6시 48분부터 7시 54분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 그중에 53분 동안 운전상태이고 13분 동안 시스템이 정지상태이며 난방열량이 20.3 kW·h이다. 7시 55분부터 8시 20분까지 시스템을 정지하였다. 8시 21분부터 15시 6분까지 시스템이 축열운전을 하였다. 6시간 45분 동안 운전하여 축열열량이 73.3 kW·h이다. 축열조 온도는 60℃로 돼서 축열운전이 끝난다. 15시 7분부터 17시 19분까지 시스템을 정지하였다.

17시 20분부터 20시 17분까지 축열조 온도는 40℃보다 높기 때문에 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 그중에 2시간 27분 동안 운전상태이고 30분 동안 시스템이 정지상태이다. 직수 난방열량이 55.7 kW·h이다. 20시 18분부터 1시 49분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 그중에 4시간 54분 동안 운전상태이고 37분 동안 시스템이 정지상태이다. 축열조 열원을 이용해서 난방열량이 112.6 kW·h이다. 1시 50분부터 6시 까지 외기열원을 이용한 히트펌프 운전을 하였다. 그중에 4시간 2분 동안 운전상태이고 8분 동안 시스템이 정지상태이다. 외기열원을 이용한 히트펌프 운전의 난방열량이 81.3 kW·h이다.

축열조 시작 온도는 55℃로 가정하여 히트펌프시스템 운전할 때에 시설하우스 내부온도에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 25에 나타내었다. 축열조 시작 온도는 40℃보다 높기 때문에 먼저 직수운전을 하였다. 6시부터 7시 36분까지 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 1시간 36분 동안 운전하여 직수 난방열량이 36.3 kW·h이다. 7시 36분부터 8시 20분까지 시스템을 정지하였다. 8시 21분부터 12시 58분까지 시스템이 축열운전을 하였다. 4시간 37분 동안 운전하여 축열열량이 50.2 kW·h이다. 축열조 온도는 60℃로 돼서 축열운전이 끝난다. 12시 59분부터 17시 19분까지 시스템을 정지하였다.

17시 20분부터 20시 17분까지 축열조 온도는 40℃보다 높기 때문에 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방을 하였다. 그중에 2시간 27분 동안 운전상태이고 30분 동안 시스템이 정지상태이다. 직수 난방열량이 55.7 kW·h이다. 20시 18분부터 1시 49분까지 축열조 열원을 이용해서 난방을 하였다. 그중에 4시간 54분 동안 운전상태이고 37분 동안 시스템이 정지상태이다. 축열조 열원을 이용해서 난방열량이 112.6 kW·h이다. 1시 50분부터 6시 까지 외기열원을 이용한 히트펌프 운전

을 하였다. 그중에 4시간 2분 동안 운전상태이고 8분 동안 시스템이 정지상태이다. 외기열원을 이용한 히트펌프 운전의 난방열량이 81.3 kW·h이다.

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 축열조의 초기 온도를 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화하여 각 운전방식의 열량을 Fig. 26에 나타내었다. 총 난방 열량이 축열조의 온도가 25℃일 때에 277.1 kW·h, 35℃일 때에 274.5 kW·h, 45℃일 때에 283.8 kW·h, 55℃일 때에 285.9 kW·h이고 약 280 kW·h 정도 유지된다. 축열조의 온도가 증가하면 직수 난방운전의 열량도 증가하게 된다.

복합열원 히트펌프시스템의 축열조의 초기 온도를 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화하여 각 운전방식의 운전시간을 Fig. 27에 나타내었다. 축열조의 초기 온도를 25℃ 및 35℃일 때 하루에 축열운전 하는 시간 8시간 13분으로 비슷하게 나타났다. 축열조의 초기 온도를 45℃ 및 55℃일 때 축열운전 하는 시간이 각 6시간 45분 및 4시간 37분이 나타났다. 축열조 온도의 증가에 따라 축열조 열원 난방 운전하는 시간이 감소되고 직수난방 운전하는 시간이 증가된다.

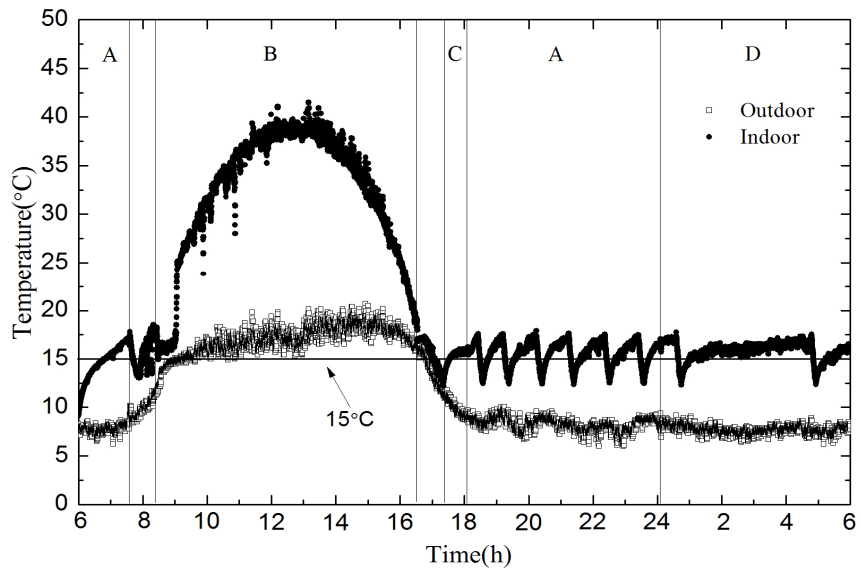


Fig. 22 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 25°C

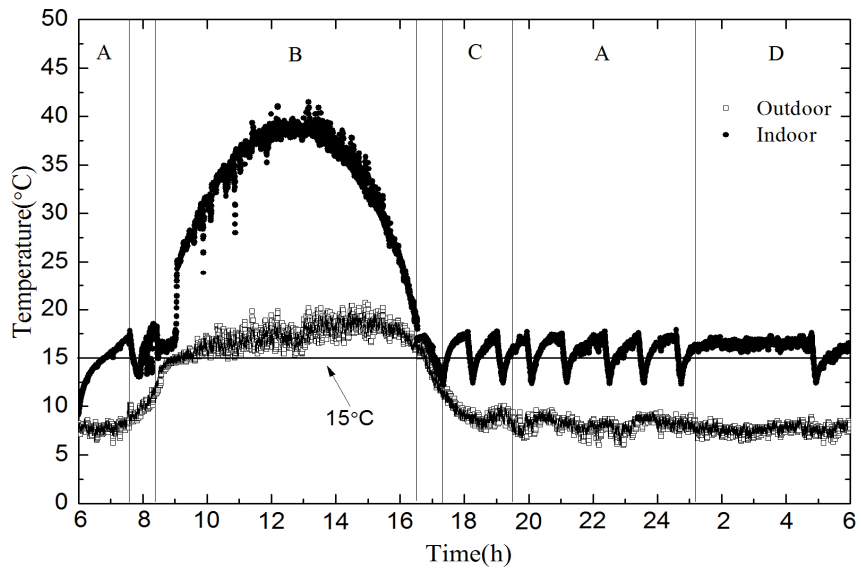


Fig. 23 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 35°C

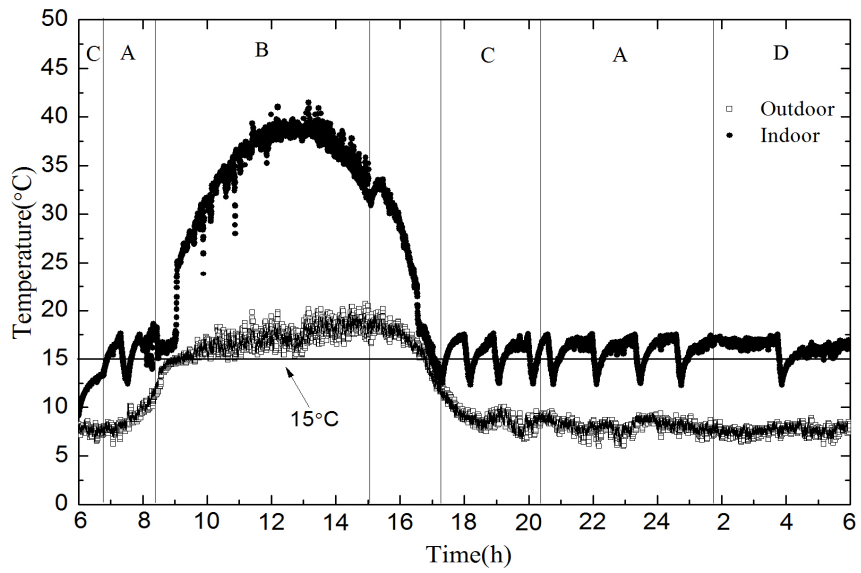


Fig. 24 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 45°C

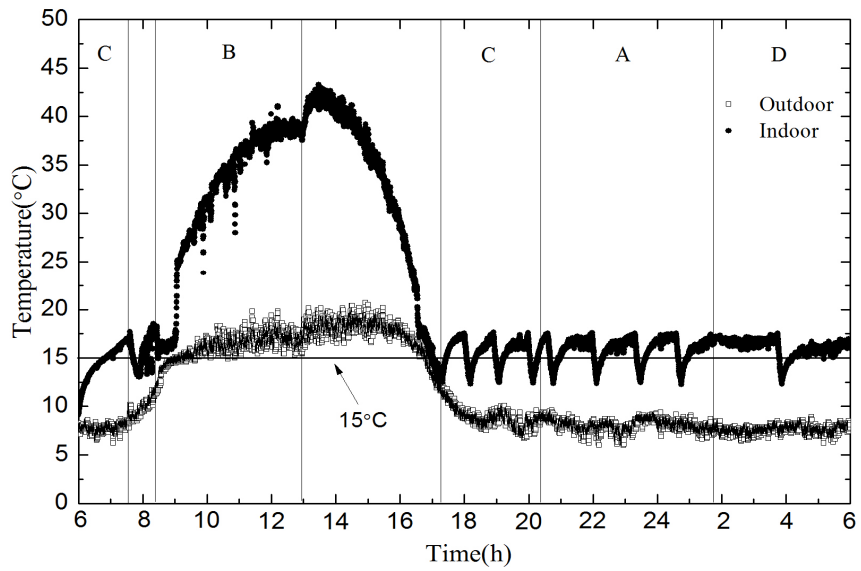


Fig. 25 Indoor and outdoor temperature variation with time when storage tank water temperature start at 55°C

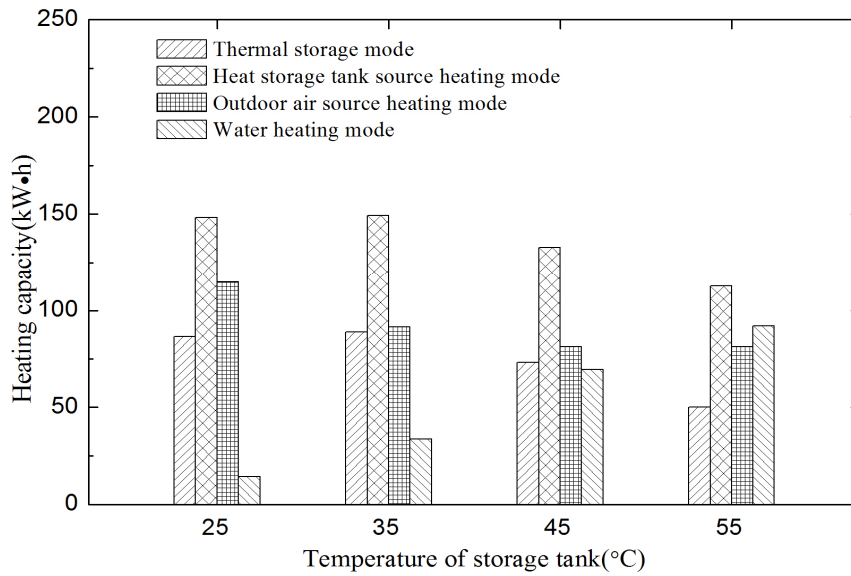


Fig. 26 Comparison of heating and thermal storage capacity with different initial water temperature of thermal storage tank

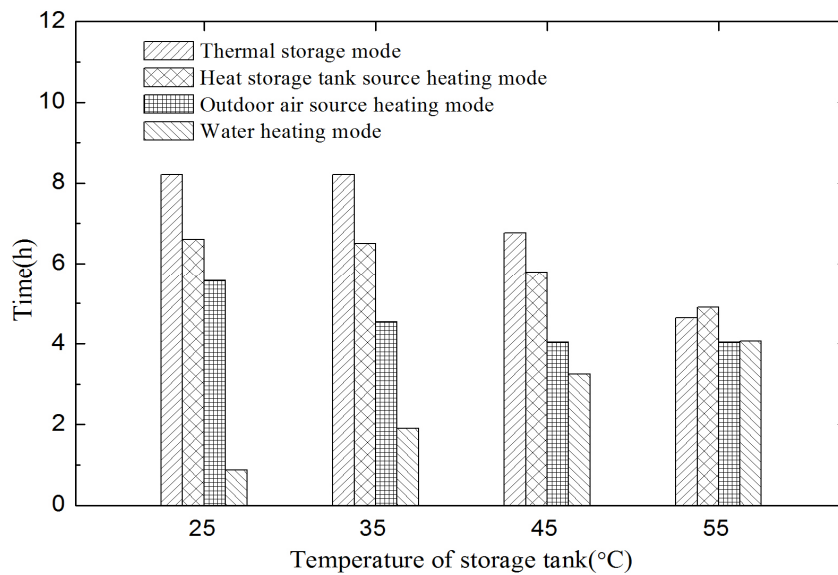


Fig. 27 Comparison of operating time of heating and thermal storage mode with different initial water temperature of thermal storage tank

4.3 복합열원 히트펌프시스템의 정적 성능특성

4.3.1 외부조건 변화에 따른 시설하우스의 내부온도 특성

외부조건 변화에 따른 시설하우스의 내부온도 특성을 해석하기 위해 시설하우스에 관하여 외부조건에서의 외기온도, 일사량과 풍속을 변화 시켜서 시설하우스 내부온도에 대해 시뮬레이션을 하였다. 외기온도 $-10^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$, 일사량 $0 \text{ W/m}^2 \sim 1000 \text{ W/m}^2$ 및 풍속 $0 \text{ m/s} \sim 15 \text{ m/s}$ 로 각각 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다.

일사량 300 W/m^2 , 외기온도 10°C 및 환기량 $1 \text{ m}^3/\text{s}$ 로 가정하고 풍속은 $0 \text{ m/s} \sim 15 \text{ m/s}$ 로 변화하여 풍속에 따른 시설하우스 내부온도의 변화는 Fig. 28에 나타내었다. 풍속이 증가하면 시설하우스 내부온도는 떨어진다. 풍속이 0 m/s 일 때 내부온도가 20.6°C 되고 풍속이 15 m/s 일 때 내부온도가 12.8°C 된다. 풍속이 증가하면서 시설하우스 내부온도의 변화율이 감소된다.

일사량이 300 W/m^2 , 600 W/m^2 및 900 W/m^2 일 때에 풍속 3 m/s 및 환기량 $1 \text{ m}^3/\text{s}$ 로 가정하고 외기온도는 $-10^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$ 로 변화하여 외기온도에 따른 시설하우스 내부온도의 변화는 Fig. 29에 나타내었다. 일사량 900 W/m^2 , 외기온도 30°C 일 때에 시설하우스 내부온도는 50.1°C 로 가장 높게 나타났고 일사량 300 W/m^2 , 외기온도 -10°C 일 때에 시설하우스 내부온도는 -2.9°C 로 가장 낮게 나타났다. 일사량이 300 W/m^2 씩 증가하면 시설하우스 내부온도는 약 6.8°C 가 증가된다. 외기온도 증가할수록 내부온도는 증가한다.

외기온도가 10°C , 20°C , 및 30°C 일 때에 풍속을 3m/s 및 환기량 $1\text{m}^3/\text{s}$ 로 가정하고 일사량은 $0 \text{ W/m}^2 \sim 1000 \text{ W/m}^2$ 로 변화하여 일사량에 따른 시설하우스 내부온도의 변화는 Fig. 30에 나타내었다. 외기온도가 30°C , 일사량이 1000 W/m^2 일 때 시설하우스 내부온도는 52.6°C 로 가장 높게 나타났고 외기온도가 10°C , 일사량이 0 W/m^2 일 때 시설하우스 내부온도는 10.3°C 로 가장 낮게 나타났다. 외기온도가 10°C 씩 증가하면 시설하우스 내부온도는 약 9.9°C 가 증가된다. 일사량이 증가하면 시설하우스 내부온도도 같이 높아진다.

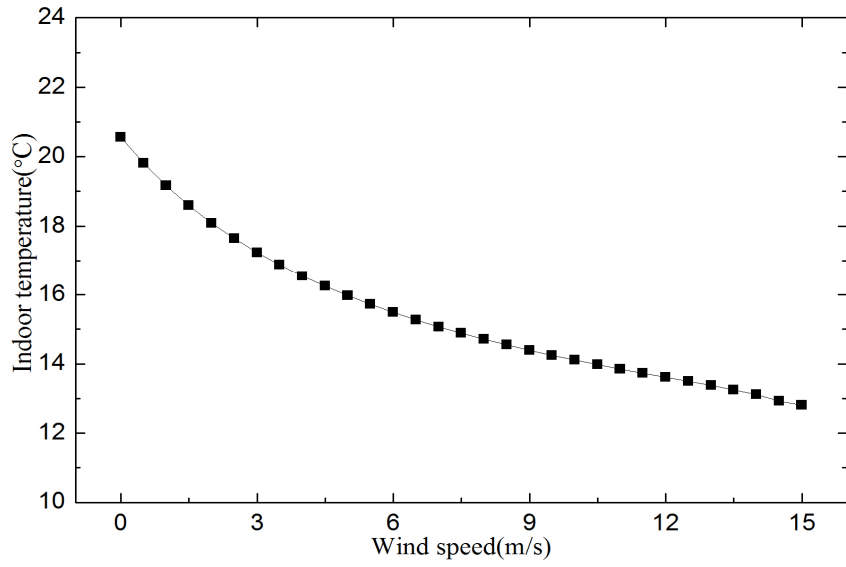


Fig. 28 Indoor temperature variation with wind speed

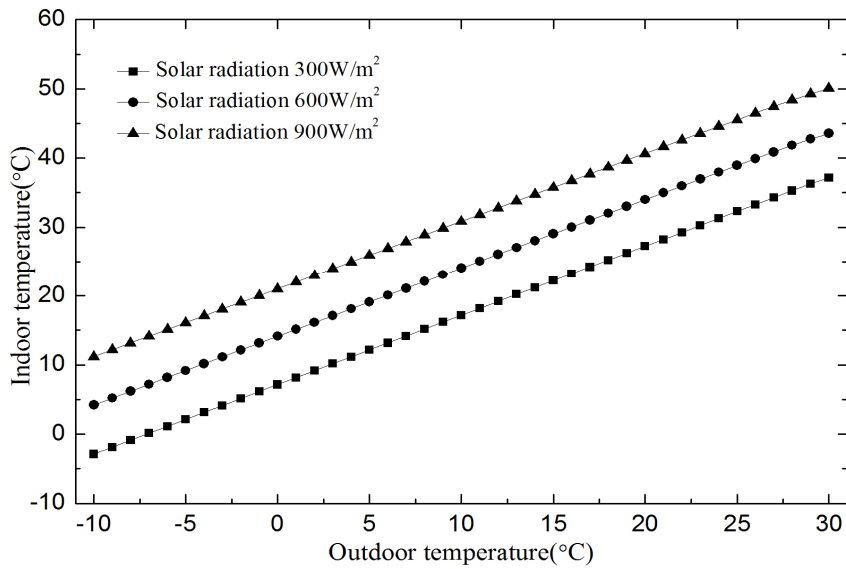


Fig. 29 Indoor temperature variation with outdoor air temperature at different solar radiation

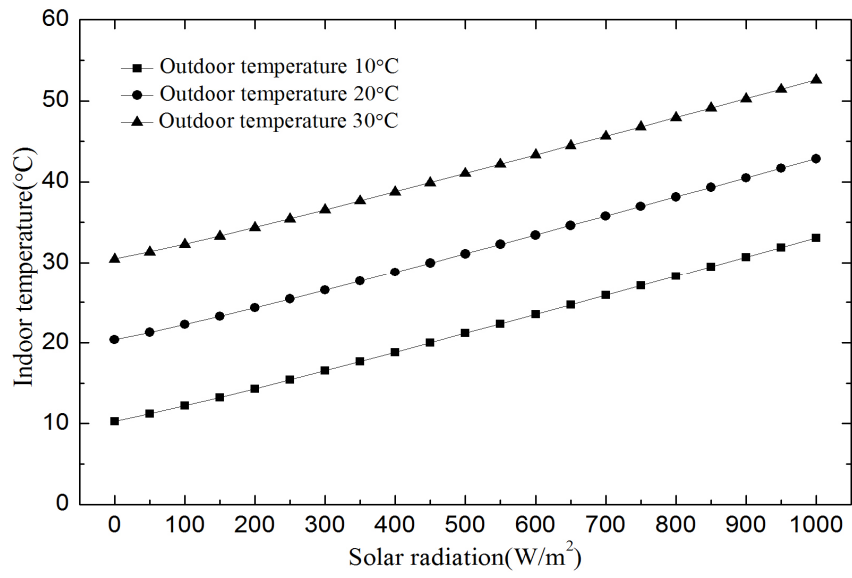


Fig. 30 Indoor temperature variation with solar radiation at different outdoor air temperature

4.3.2 외기온도 및 풍량 변화에 따른 시스템의 성능특성

히트펌프시스템을 운전할 때에 외부조건이 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하면 새로운 개발이나 성능의 개선이 많은 도움을 줄 수 있다.

히트펌프시스템의 성능특성을 알기 위해 외기온도와 풍량을 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다. 외기온도를 0℃, 5℃ 및 10℃로 변화하고 풍량을 40 m³/min, 50 m³/min 및 60 m³/min로 변화 시켜서 시스템의 난방열량 및 COP를 구하여 성능변화를 살펴보았다.

축열조 열원을 이용해서 난방운전할 때의 외기온도 및 풍량에 따른 난방열량의 변화를 Fig. 31에 나타내었다. 외기온도 10℃, 풍량 50 m³/min일 때 난방열량이 21.8 kW로 가장 크게 나타났고, 외기온도 0℃, 풍량 60 m³/min일 때 난방열량이 18.9 kW로 가장 작게 나타났다.

축열조 열원을 이용해서 난방운전할 때의 외기온도 및 풍량에 따른 COP의 변화를 Fig. 32에 나타내었다. 외기온도 10℃, 풍량 50 m³/min일 때 COP가 7.1로 가장 높게 나타났고 외기온도 0℃, 풍량 60 m³/min일 때 COP가 5.7으로 가장 낮게 나타났다.

공기 열원을 이용한 난방운전일 경우에 외기온도 및 풍량에 따른 난방열량의 변화를 Fig. 33에 나타내었다. 외기온도 10℃, 풍량 40 m³/min일 때 난방열량이 21.1 kW로 가장 크게 나타났고 외기온도 0℃, 풍량 60 m³/min일 때 난방열량이 13.9 kW로 가장 작게 나타났다.

공기 열원을 이용한 난방운전일 경우에 외기온도 및 풍량에 따른 COP의 변화를 Fig. 34에 나타내었다. 외기온도 10℃, 풍량 40 m³/min일 때 COP가 8.1로 가장 높게 나타났고 외기온도 0℃, 풍량 60 m³/min일 때 COP가 4.7로 가장 낮게 나타났다.

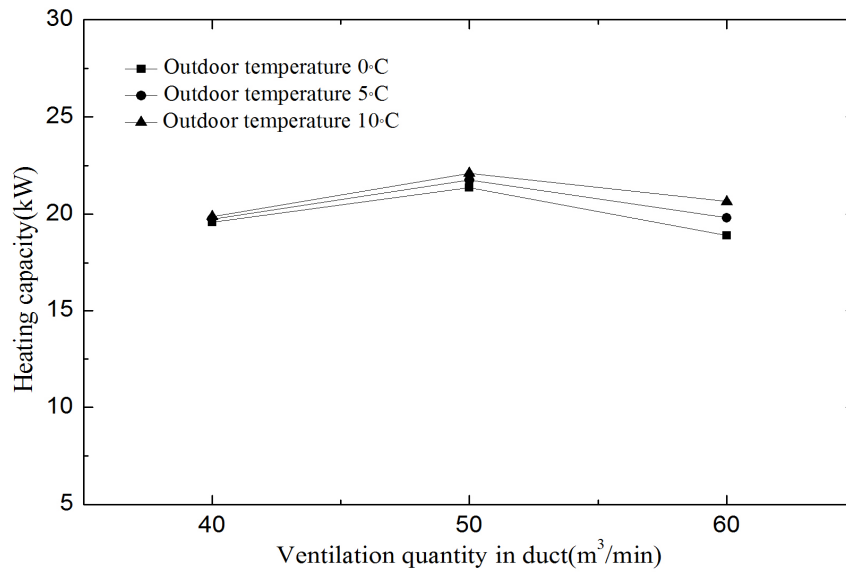


Fig. 31 Heating capacity variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when heat storage tank source heating mode

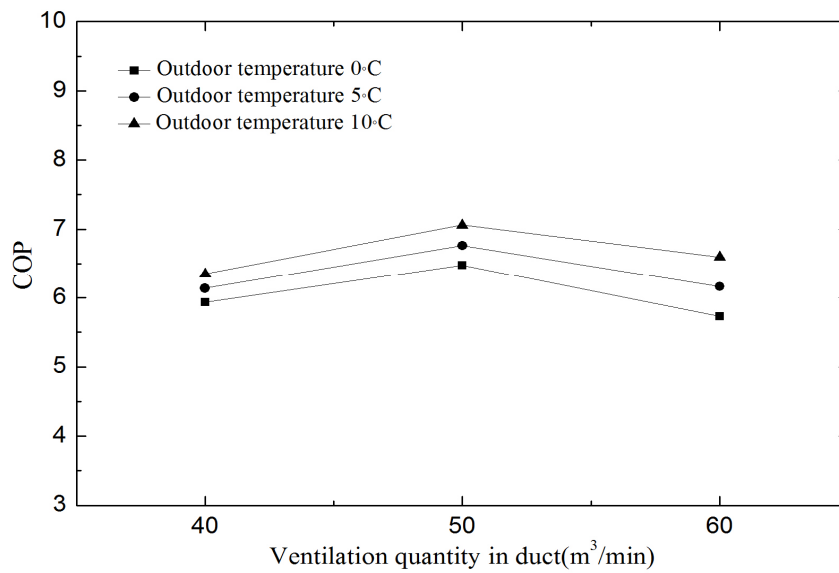


Fig. 32 COP variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when heat storage tank source heating mode

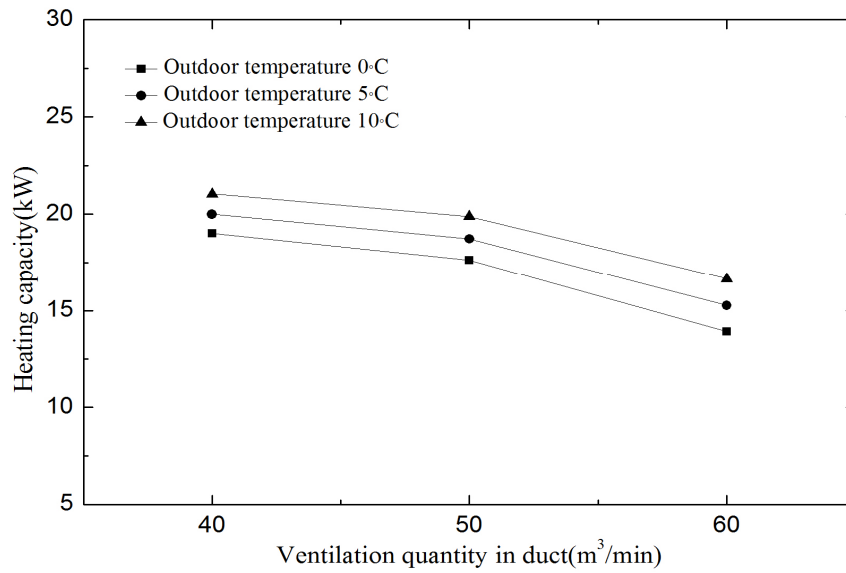


Fig. 33 Heating capacity variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when outdoor air source heating mode

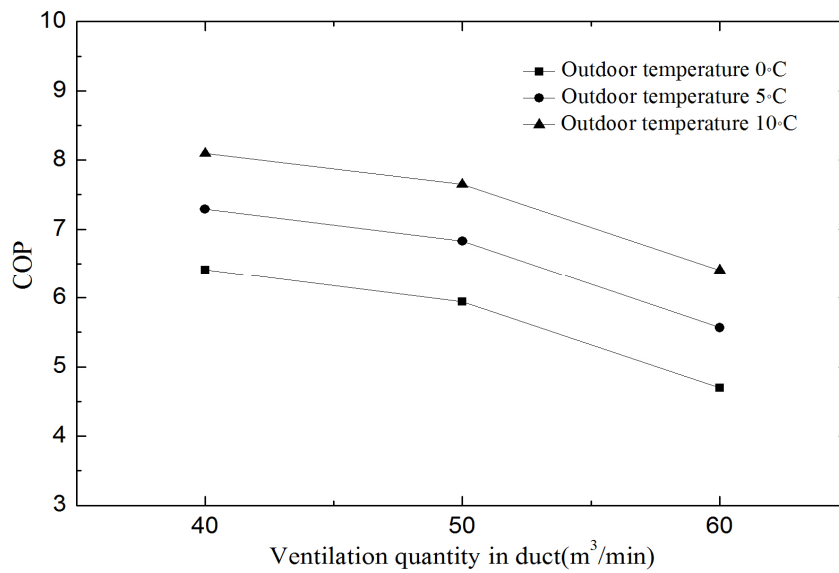


Fig. 34 COP variation with ventilation quantity at different outdoor air temperature when outdoor air source heating mode

4.3.3 축열조 용량 및 온도 변화에 따른 시스템의 성능특성

축열조의 용량 및 온도를 변화할 때 복합열원 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 해석하기 위하여 시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화 시키고 축열조의 용량이 1,200L~28,800L로 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다.

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 4개 운전방식의 종합적인 시스템 성능계수를 구하기 위해 식(4-1)과 같이 정의하여 계산한다. 여기서 A는 축열조 열원을 이용해서 난방운전, B는 축열운전, C는 축열조의 고온수를 이용해서 직수난방운전, D는 외기열원을 이용한 히트펌프 운전으로 정의하였다.

$$COP_{system} = \frac{Q_A + Q_B + Q_C + Q_D}{W_A + W_B + W_D} \dots\dots\dots (4-1)$$

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화하고 축열조의 용량이 1,200L, 2,400L, 3,600L 및 4,800L로 변화 시켜서 시스템의 COP를 구하여 성능변화를 Fig. 35에 나타내었다. 시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 55℃, 축열조의 용량이 4,800L일 때 시스템 COP가 7.7로 가장 높게 나타났고, 축열조의 온도가 25℃, 축열조의 용량이 3,600L일 때 시스템 COP가 4.8로 가장 낮게 나타났다. 시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 증가하면 COP도 증가된다. 축열조의 온도가 낮을 때에 축열조의 용량이 작아도 시스템 COP 많이 나온 이유는 주간에 축열운전을 통해 축열조의 물 온도가 40℃ 넘어서 야간에 직수운전을 수행하기 때문이다.

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도를 45℃로 설정하고, 축열조의 용량이 1,200L~28,800L로 변경시켰을 때 시스템의 COP를 구하여 성능변화를 살펴본 결과는 Fig. 36에 나타내었다. 축열조의 용량이 26,400L일 때 시스템 COP가 8.9로 가장 높게 나타났고, 축열조의 용량이 1,200L일 때 시스템 COP가 5.6로 가장 낮게 나타났다. 축열조의 용량이 증가하

면 시스템 COP도 증가된다. 축열조의 용량이 26,400L 즉, 실험 용량의 11배 이상이면 시스템 COP는 8.9로 유지되며, 축열조 용량이 어느 이상으로 증가하여도 시스템의 성능에는 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 45℃로 설정하고 축열조의 용량을 1,200L, 2,400L, 3,600L 및 4,800L로 증가시켰을 때 각 운전방식의 열량을 Fig. 37에 나타내었다. 축열조의 용량이 증가하면 외기열원 난방 열량이 감소하고 축열조 열원을 이용한 히트펌프운전 및 직수 난방운전의 열량이 증가된다. 축열조의 용량이 4,800L일 때에는 외기열원 난방운전이 진행되지 않고 직수운전과 축열조 열원의 히트펌프 운전으로 난방부하를 감당할 수 있다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 축열조 용량이 4,800L로 증가시키면 외기열원 열펌프가 운전되지 않으므로 시스템이 축열조를 이용하여 운용할 수 있음을 알 수 있으며, 외기열원을 이용할 경우에 발생하는 저온착상 등의 문제를 해결할 수 있는 방안중의 하나로 판단된다.

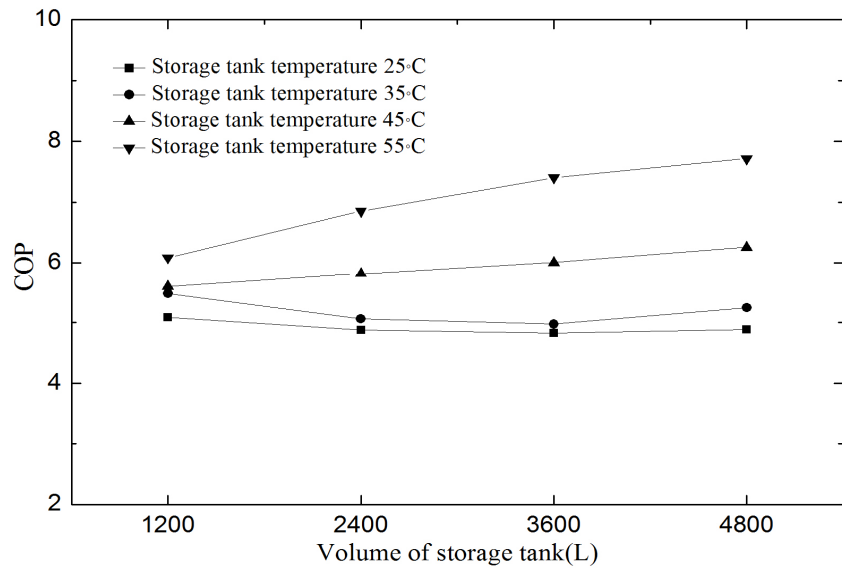


Fig. 35 System COP variation at different volume of storage tank with changing temperature of storage tank

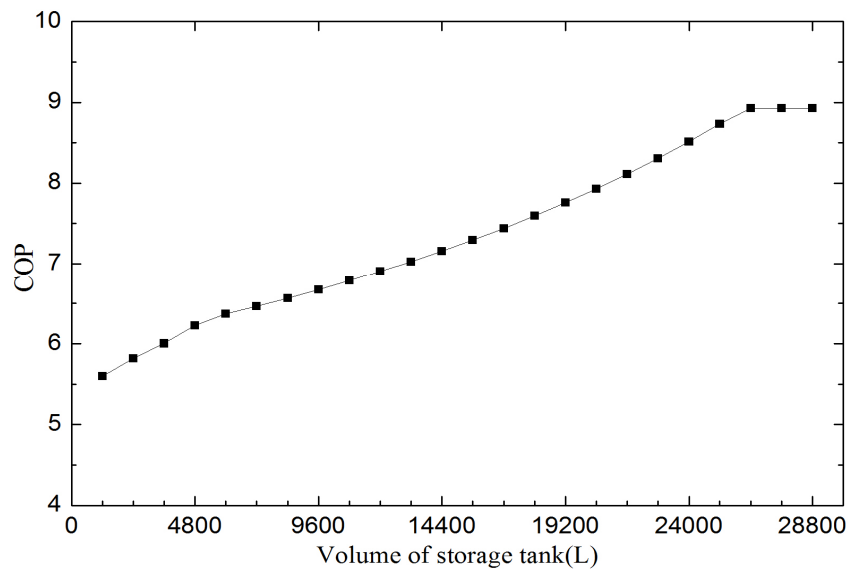


Fig. 36 System COP variation with storage tank volume when storage tank water temperature start at 45°C

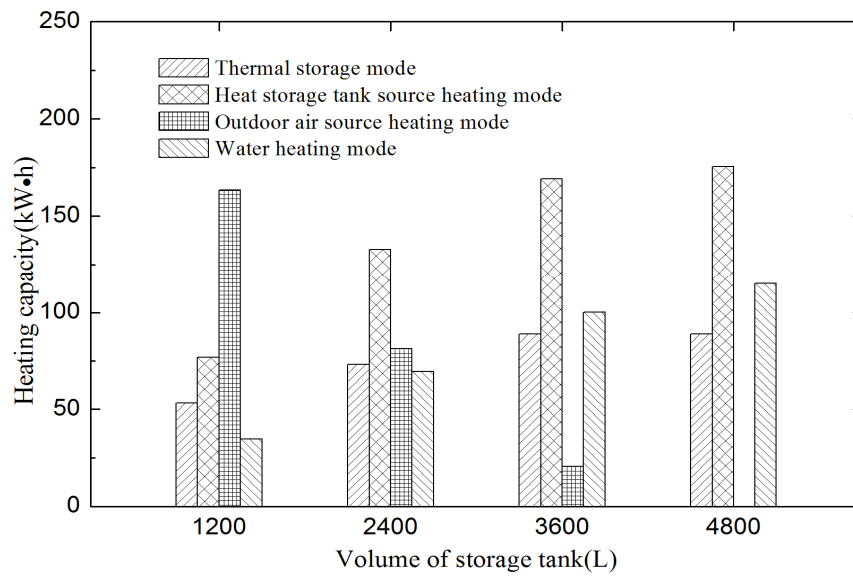


Fig. 37 Heating capacity variation at different storage tank volume when storage tank water temperature start at 45°C

4.3.4 히트펌프 용량 변화에 따른 시스템의 성능특성

히트펌프의 용량을 변화할 때 복합열원 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 해석하기 위해 시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 45℃로 그리고 축열조의 용량을 2,400L로 고정하고, 히트펌프의 용량이 1RT, 3RT 및 5RT로 변화할 때 시스템의 운전상태를 시뮬레이션을 하였다.

복합열원 히트펌프시스템의 히트펌프의 용량이 1RT, 3RT 및 5RT로 변화할 때 시스템 COP 및 총 소비동력은 Fig. 38에 나타내었다. 히트펌프 용량이 1RT, 2RT 및 3RT로 변화할 때 소비동력은 각각 21.3kW·h, 61.4kW·h 및 64.8kW로 증가하며, 이때 시스템의 COP는 각각 6.5, 5.8 및 5.7로 히트펌프 용량이 증가하면 총 소비동력은 증가되고 시스템 COP는 감소된다.

시설원예용 복합열원 축열식 히트펌프시스템의 히트펌프의 용량이 1RT, 3RT 및 5RT로 변화할 때 각 운전방식의 열량은 Fig. 39와 같다. 히트펌프 용량이 1RT일 때 방열량은 108.7kW·h이고 축열열량은 30.3kW·h이다. 히트펌프 용량이 3RT일 때 총 난방열량은 283.9kW·h이고 축열열량은 73.3kW·h이다. 히트펌프 용량이 5RT일 때 총 난방열량은 299.8kW·h이고 축열열량은 75.6kW·h이다. 히트펌프의 용량이 1RT일 때에 외기열원 난방 운전하지 않았다. 히트펌프 용량이 증가하면 난방열량도 증가되고 축열열량도 증가된다. 하지만 축열조 용량 및 시설하우스 면적은 변화하지 않기 때문에 히트펌프 용량이 3RT와 5RT일 때의 열량이 비슷하다.

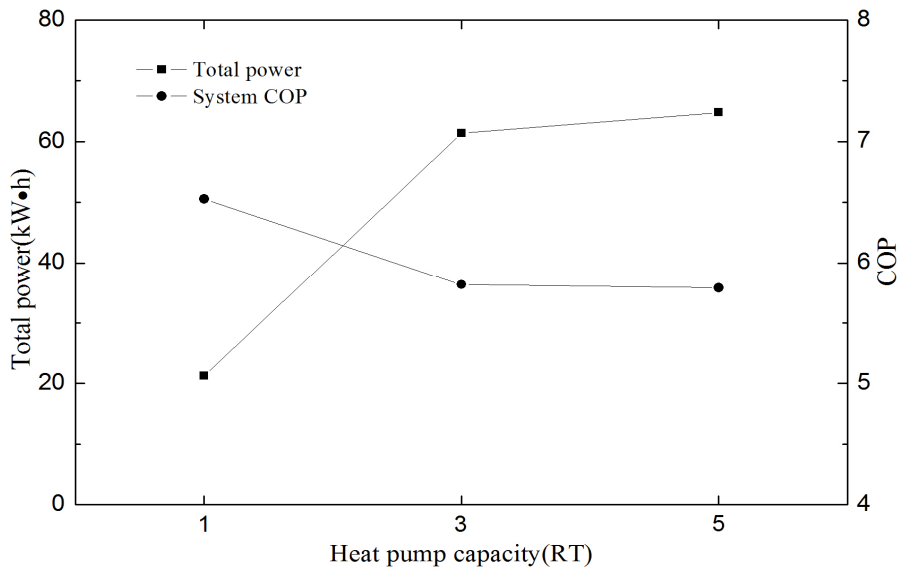


Fig. 38 Total power and system COP with heat pump capacity variation

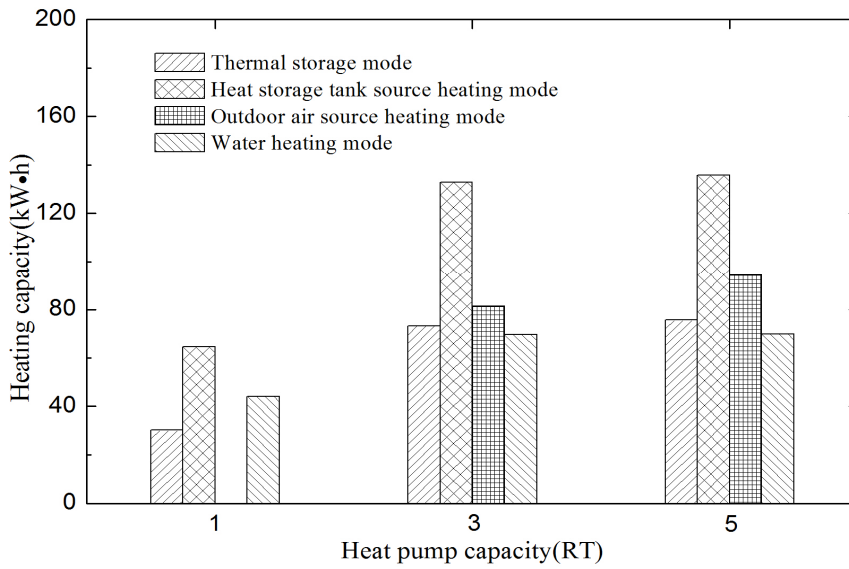


Fig. 39 Heating capacity at each type of operating mode with heat pump capacity variation

V. 결론

본 연구에서는 먼저 시설하우스 내부의 에너지평형과 질량평형 식을 유도하고 EES 프로그램을 사용하여 외부환경에 따른 시설하우스 내부 온도 해석을 수행하였다. 그리고 히트펌프 시스템의 압축기와 열교환기의 열전달 특성에 대해 이론적으로 시뮬레이션 모델링을 만들고 분석을 하였다. 분석결과를 실제 시설하우스용 히트펌프 시스템의 운전실험 결과와 비교해서 해석결과의 신뢰성을 검토하였다. 마지막으로 축열조의 용량 및 축열조온수의 초기온도 등의 변화에 대하여 시스템의 성능을 예측하였다.

해석 결과에 따라 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) 시뮬레이션의 신뢰성을 검토 하였을 때 시설하우스 내부온도의 실험값과 해석 값을 비교한 결과에 평균 오차는 4.87%로써 해석 결과는 실험 결과와 잘 일치하였다. 히트펌프시스템이 운전할 때 압축기 소비동력과 시뮬레이션 소비동력을 비교해서 평균 오차는 4.31%로 5%이내의 오차를 나타내었다.

각 열교환기의 해석오차에 있어서 먼저 흰 튜브식 열교환기에 대한 오차를 살펴보면 난방 열량에 대한 해석 결과와 실험 결과를 비교해서 평균 오차는 3.29%이며, 흰 튜브식 열교환기 응축기로서의 난방 COP에 대한 해석 결과는 평균 오차는 6.25%로 나타났다. 이때 열량에 대한 오차보다 COP에 대한 해석결과에 오차가 많이 나는 것은 압축기 소비동력의 해석 오차와 열교환기 난방 열량의 해석 오차가 중복되기 때문이다.

관형 열교환기에 대한 해석오차는 축열 열량의 해석 결과와 실험 결과를 비교하였을 때 평균 오차는 3.89%로 나타났으며, COP에 대한 해석 결과와 실험 결과를 비교해서 평균 오차는 4.85%로 나타났다. 해석 결과는 실험 결과와 잘 맞고 신뢰성이 있다고 판단된다.

2) 시스템의 동적 성능특성에 대하여 축열조의 축열시작 온도를 25℃, 35℃, 4

5℃ 및 55℃로 변화시켰을 때 직수난방 운전시간을 살펴보면 35℃일 때는 25℃일 때보다 1시간 3분이 증가하며, 45℃일 때는 35℃일 때보다 1시간 24분이 증가되고, 그리고 55℃일 때는 45℃일 때보다 49분이 증가된다. 따라서 축열조 시작 온도 높을수록 축열조의 고온수를 이용해서 직수 난방하는 시간이 길어진다.

축열운전 시간을 비교하였을 때 축열조의 초기 온도를 25℃ 및 35℃일 때 하루에 축열운전 하는 시간 8시간 13분으로 비슷하였으나, 축열조의 초기 온도를 45℃ 및 55℃일 때 축열운전 하는 시간이 각 1시간 28분 및 3시간 36분이 감소된다.

3) 외부조건 변화에 따른 시설하우스의 내부온도 특성을 해석하기 위하여 시설하우스의 외부조건 중에 외기온도 $-10^{\circ}\text{C} \sim 30^{\circ}\text{C}$, 일사량 $0 \text{ W/m}^2 \sim 1,000 \text{ W/m}^2$ 및 풍속 $0 \text{ m/s} \sim 15 \text{ m/s}$ 로 각각 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다. 일사량이 300 W/m^2 씩 증가하면 시설하우스 내부온도는 약 6.8°C 가 증가된다. 외기온도가 증가할수록 내부온도는 증가하는데 외기온도 10°C 의 증가에 대하여 시설하우스 내부온도는 약 9.9°C 가 증가하여 외기온도가 증가하는 시설하우스의 내부온도를 비례적으로 증가시킨다는 것을 알 수 있다. 풍속이 증가할 경우에 시설하우스 내부온도는 감소하지만 온도의 변화율은 감소한다.

4) 시설하우스의 외부조건의 변화에 있어서 외기온도를 0°C , 5°C 및 10°C 로 변화시키고, 덕트를 지나가는 고온의 공기의 풍량을 $40 \text{ m}^3/\text{min}$, $50 \text{ m}^3/\text{min}$ 및 $60 \text{ m}^3/\text{min}$ 로 변화하였을 때 시스템의 난방성능에 대해 시뮬레이션을 하였다.

축열조 열원을 이용해서 난방운전할 때의 외기온도 및 풍량에 따른 난방열량 및 COP의 변화는 외기온도 10°C , 풍량 $50 \text{ m}^3/\text{min}$ 일 때 난방열량 21.8 kW , COP 7.1로 가장 크게 나타났고 외기온도 0°C , 풍량 $60 \text{ m}^3/\text{min}$ 일 때 난방열량 18.9 kW , COP 5.7으로 가장 작게 나타났다. 외기온도 증가에 따라 난방열량 및 COP도 상승하며, 풍량이 클수록 외기온도의 영향이 커진다.

공기 열원을 이용한 난방운전일 경우에 외기온도 및 풍량에 따른 난방열량 및 COP의 변화는 외기온도 10°C , 풍량 $40 \text{ m}^3/\text{min}$ 일 때 난방열량 21.1 kW , COP 8.1로 가장 크게 나타났고, 외기온도 0°C , 풍량 $60 \text{ m}^3/\text{min}$ 일 때 난방열량 13.9 kW ,

COP 4.7로 가장 작게 나타났다. 공기 열원을 이용한 난방운전 방식은 축열조 열원을 이용한 난방운전 방식보다 외기온도의 영향이 더 크며, 풍량이 클수록 난방열량 및 COP가 감소된다. 외기온도 10℃의 경우에 풍량 50 m³/min일 때는 풍량 40 m³/min일 때에 비하여 난방열량 및 COP가 5.5% 감소되고 풍량 60 m³/min일 때는 풍량 50 m³/min일 때에 비하여 난방열량 및 COP가 16.3% 감소되어 고풍량으로 갈수록 풍량의 영향이 더 커진다는 것을 알 수 있다.

5) 축열조의 용량 및 온도를 변화할 때 복합열원 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 해석하기 위해 시스템이 운전 시작할 때의 축열조의 온도를 25℃, 35℃, 45℃ 및 55℃로 변화 시키고, 축열조의 용량을 1,200L에서 28,800L까지 변화 시켜서 시뮬레이션을 하였다. 축열조의 온수의 시작온도가 증가하면 COP도 증가된다. 축열조의 온도를 45℃에 고정하고, 축열조의 용량을 축열조의 용량이 증가하면 시스템 COP도 증가하며, 축열조의 용량이 26,400L 이상이 되면 시스템 COP는 더 이상 증가하지 않는다.

축열조의 용량이 증가하면 외기열원 난방 열량이 감소되고 축열조 열원을 이용한 히트펌프운전 및 직수 난방운전의 열량이 증가된다. 축열조의 용량이 2,400L일 때에 1,200L에 비하여 외기열원 난방열량은 50.2% 감소되고, 축열조 열원을 이용한 히트펌프운전의 난방열량은 73.2% 및 직수 난방운전 열량은 100% 증가된다. 축열조의 용량이 4,800L일 때에 2,400L에 비하여 외기열원 난방 운전하지 않고 축열조 열원 난방 열량은 32.1% 및 직수 난방운전 열량은 65.3% 증가된다.

6) 히트펌프의 용량을 변화할 때 복합열원 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 살펴보기 위하여 축열조의 온도를 45℃ 그리고 축열조의 용량을 2,400L로 설정하고 히트펌프의 용량을 1RT, 3RT 및 5RT로 변화 시켜서 시뮬레이션을 한 결과, 히트펌프 용량이 증가하면 총 소비동력은 증가되고 시스템 COP는 감소된다. 히트펌프 용량이 증가하면 난방열량도 증가되고 축열열량도 증가된다. 하지만 축열조 용량 및 시설하우스 면적 변화하지 않기 때문에 히트펌프 용량이 3RT와 5RT일 때의 열량이 비슷하다.

참고문헌

- [1] Taehyung Kim, “An Experimental Study on Refrigerant Charge of a Heat Pump System in accordance with Change of Heat Source and Expansion Device”, 2015
- [2] M.S. Adaramola, “Estimating global solar radiation using common meteorological data in Akure”, Nigeria, *Renew. Energy* 47, pp.38~44, 2012
- [3] V.P. Sethi, S.K. Sharma, “Thermal modeling of a greenhouse integrated to an aquifer coupled cavity flow heat exchanger system”, *Sol. Energy* 81, pp.723~741, 2007
- [4] 윤용철, 서원명, “시설원예용 히트펌프의 기능과 시스템”, *Journal of the Korean Society of Agricultural Engineers*, Vol.39, No.4, pp.5~13, 1997
- [5] Greenhouse status for the vegetable grown in facilities and the vegetable productions in 2011. Ministry of Agriculture, Food and Rural Affairs (MAFRA). Gwacheon, Korea, 2012
- [6] Cultivation status of floricultural crop in 2011. Ministry of Agriculture, Food and Rural Affairs (MAFRA). Gwacheon, Korea (in Korean). 2012
- [7] Gracia, J.L., De la Plaza, L.M. Narvas, R.M. Benavente, and L. Luna. “Evaluation of the feasibility of alternative energy sources for greenhouse heating”. *J. Agric. Engng Res.*69, pp. 107~114. 1998

- [8] Nam Yu-Jin and Gao Xin-Yang, "Study on the Performance Prediction Simulation of the Heat Pump System using Solar and Geothermal Heat Source", Journal of the Korean Solar Energy Society, (In Korean), 34(3), pp. 75~81. 2014
- [9] J.G. Pieters, J.M. Deltour, Modelling solar energy input in greenhouses, Sol. Energy 67, pp. 119~130. 1999
- [10] Del Barrio E P. "Analysis of the green roofs cooling potential in buildings". Energy and Buildings 27 : pp. 179~193, 1998
- [11] W.FANG. "Greenhouse cooling in subtropical regions. Acta Horticulturae". (399) pp. 37~48, 1995
- [12] Yunqin Wang, "Development status of greenhouse agriculture in EU countries", Henan science and technology 2000, 9, pp.11~12
- [13] Del Barrio E P. "Analysis of the green roofs cooling potential in buildings". Energy and Buildings, 27, pp. 179~193, 1998
- [14] Zhihao Q, Berliner P, Arnon Karnieli. "Numerical solution of a complete surface energy balance model for simulation of heat fluxes and surface temperature under bare soil environment". Applied Mathematics and Computation, 130, pp.171~200, 2002
- [15] Mistriotis A. "Computational analysis of ventilation in greenhouses at zero and low windspeeds". Agricultural and Forest Meteorology. 88, pp. 121~135, 1997

- [16] Sharma P K, Tiwari G N. "Parametric study of a greenhouse by using Runge-Kutta methods". *Energy Conversion & Management*, 40, pp. 901~912, 1999
- [17] Pieters J G, Deltour J M. "Modelling solar energy input in greenhouses." *Solar Energy*, 61, pp. 119~130. 1999
- [18] Atsushi Kano, Edward J Sadler. "Control and modeling of vertical temperature distribution in greenhouse crops". *Acta Horticulturae*, (456), pp. 368~370. 1998
- [19] Guoliang D, Chunlu Z. "Simulation and optimization of refrigeration and air conditioning system". *Science Press*, 6, pp. 1~4. 2001
- [20] Dhar M, Soedel W, "Transient analysis of a vapor compression refrigeration system", *Venice, Italy* 52, 1979
- [21] Rice, C. K., S. K. Fischer, R. D. Ellison, et al, "Design optimization of conventional heat pumps", *Application to steady-state heating efficiency*, *ASHRAE Transactions*, 87(1), pp. 1037~1054, 1981
- [22] Chi J, Didion D, "A simulation of the transient performance of a heat pump", *International Journal of Refrigeration* 5(3), pp. 176~184, 1982
- [23] Allen J. J., J. F. Hamilton, "Steady-state reciprocating water chiller models", *ASHRAE Transactions*, 84(2), pp. 398~407, 1983
- [24] M. W. Browne, P. K. Bansal, "Steady-state model of centrifugal liquid chillers", *Int. J. Refrig*, 2(1), pp. 343~358, 1998

- [25] Z. C. Qin, "Simulation and experimental research of air-source heat pump with the refrigerant R410A", Nanjing Normal University, 2007
- [26] L. Yang, "Model-based robust design method of refrigeration system", Institute of Refrigeration&Cryogenics School of Mechanical Engineering Shanghai Jiao Tong University, 2012
- [27] J. Li, "Simulation of air temperature and relative humidity in plastic greenhouse tunnel covered with insect-proof nets in lower reaches of Yangtze River", Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 26 (6), pp. 238~244. 2010
- [28] Pitts, Sissom, "Schaum's outline of theory and problems of heat transfer", pp. 2~10, 2002
- [29] Roy J. C., "Convective and ventilation transfers in greenhouses", Biosystems Engineering, 47, pp. 1~20. 2002
- [30] Carol Gauthier, "Numerical simulation of soil heat exchanger storage systems for greenhouses", Soar Energy, 60, pp. 333~346. 1997
- [31] Z. C. Qin, "Simulation and experimental research of air-source heat pump with the refrigerant R410A", Nanjing Normal University, pp. 18~21, 2007
- [32] Dittus F. W., Boelter L. M. K., "Heat transfer in single phase for plate finned tube heat exchangers", Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference, San Francisco, pp. 2275~2280, 1980

- [33] Shah, M. M., “A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes”, *Int J of Heat Mass Transfer*, 22(4). pp. 547~556, 1979
- [34] L. M. Schlager and M. B. Pate et al., “Performance predictions of refrigerant-oil mixtures in smooth and internally finned tubes-part1: literature review”, *ASHRAE Transactions*, 96(1). pp. 160~169, 1990
- [35] W. Li and W. Q. Tao et al., “Experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics for fin-and-tube heat exchangers”, *Journal of Mechanical Engineering*, 97(1). pp. 81~86, 1997
- [36] F. Qiu and B. Gu et al., “Simulation on heat transfer and pressure drop of R410A two-phase flow in plate heat exchanger”, *Journal of Refrigeration*, 31(1). pp. 39~44, 2010
- [37] Y. Y. Yan and T. F. Lin et al., “Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger”, *Journal of Heat Transfer*, 121. pp. 118~127, 1999
- [38] Y. Y. Yan and T. F. Lin et al., “Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger”, *Int. J. of Heat Mass Transfer*, 42. pp. 993~1006, 1999

감사의 글

2016년도 이제 얼마 남지 않았습니다. 부지불식간에 2년이 흘러 석사과정의 졸업을 앞두고 있습니다. 대학원 생활을 뒤돌아보면 많은 즐거운 순간들이 있었습니다. 외국인으로써의 저를 연구실에 있는 동안 도와주신 분들에게 감사의 말씀을 전하고자 합니다.

먼저, 저를 사랑과 관심으로 어려운 학문도 꼼꼼히 다정하게 지도해 주신 박운철 교수님. 저에게 필요한 책이 있으면 아낌없이 주시고 항상 부드러운 미소로 저를 이해해 주시는 박운철 교수님께 감사드립니다. 저를 학부 때부터 대학원까지 오랫동안 지켜보시고 학문과 인생에 많은 가르쳐주신 지도교수님은 저의 평생의 스승이십니다. 교수님께 깊은 감사의 말씀 드립니다. 교수님 항상 건강하십시오.

바쁘신 중에도 저의 부족한 졸업논문을 심사해 주시면서 논문의 완성도 있게 작성할 수 있도록 꼼꼼하게 지도해주신 허종철 교수님과 김남진 교수님께 감사드립니다. 그리고 제가 제주대학교 기계공학과에서 지도해 주신 모든 교수님들께도 깊은 감사의 마음을 전합니다.

냉동공조 연구실에서 전공에 대해 아무것도 잘 모르던 저를 가르치고 이끌어 주신 광수형 감사합니다. 형이 좋은 박사논문을 쓰시기를 바랍니다. 그리고 저의 냉동공조 연구실에서 같이 과제를 하고 직장에 다니면서도 많이 도움을 주었던 종우형 고맙습니다. 제가 열구실에 처음 들어올 때 저를 많이 도움을 해 주신 이미 졸업한 원빈형과 태형형께 감사드립니다. 제 대학원 생활의 동반자이며, 동시에 입학하고 같이 졸업할 석사과정을 2년 동안 지내면서 저를 많이 도와준 병용이하고 기현이 감사합니다. 묵묵히 저의 모자란 부분을 채워줘서 고맙다. 병용이는 좋은 직장을 찾고 기현이는 좋은 아빠가 되고 모두 행복하게 사십시오. 그

리고 우리 실험실에 있는 학부생들에게 고마운 마음을 전한다. 내 모자란 한글을 수정해준 재구와 광현이, 항상 열심히 하는 정환이, 석빈이, 힘든 일이 많겠지만 졸업 할 때 까지 나보다 더 열심히 지내고 잘되기를 바란다.

마지막으로 아들을 아낌없이 믿어주시고 사랑해주시는 저의 부모님께 깊은 감사의 말씀 드립니다. 한국에서 유학 와서 집에 자주 못 가고 효도를 잘 못한 저를 이해하시고 지지해주신 아버님과 어머니는 건강하고 행복하게 오래오래 사시기를 바랍니다. 그리고 항상 나 옆에 있어준 여자 친구를 사랑하고 고맙다. 저의 가족들 모두 사랑합니다.

송퇴 올림

