



2011 年 8 月

碩士學位論文

# 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능에 관한 해석적 연구

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金原奭

# 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능에 관한 해석적 연구

Analysis Study on the Performance Characteristics of a Solar and Solar-Geothermal Hybrid CO<sub>2</sub> Heat Pump System

2011 年 8 月 25 日

## 朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金原奭

# 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능에 관한 해석적 연구

指導教授: 曺 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2011 年 4 月

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金原奭

# 金 原 奭의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 工學博士 洪明錫 印 委員朝鮮大學校 教授 工學博士 鄭洛奎 印 委員朝鮮大學校 教授 工學博士 曺弘鉉 印

2011 年 5 月

## 朝鮮大學校 大學院

#### ABSTRACT

### Analysis Study on the Performance Characteristics of a Solar and Solar-Geothermal Hybrid CO<sub>2</sub> Heat Pump System

Kim, won-seok

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D. Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Chosun University

Recently, global warming problem and energy crisis aroused great interest in alternative energy supplies. This is especially true for South Korea that badly depends on imported energy resources. However, most alternative energy technologies are faced with difficulties when it comes to application for community facilities because of the regional restrictions and operating cost. Therefore, researches on energy saving and optimal operation of residential heat pump systems are urgently required. To this end, using renewable energy (e.g. solar and geothermal) for refrigeration becomes increasingly important and draws considerable attention. As for working fluids, carbon dioxide is a natural climate-friendly refrigerant as it does not deplete ozone layer and has a low direct global warming potential with reference value 1. Generally, the performance of a heat pump using carbon dioxide is lower than that of a system using a subcritical refrigerant because of large irreversibility during compression and gascooling. Moreover, system reliability is very low due to large performance variations with operating conditions. Hence, studies on system performance according to various heat sources have carried out continuously. For efficient use of the CO<sub>2</sub> heat pump an optimal operation control method is required in order to save energy and increase reliability. To address these problems, the performance data of the CO<sub>2</sub> heat pump have been analysed against the pump operating temperature.

In this study, the analytical model of S-HCHP(solar hybrid CO<sub>2</sub> heat pump) system and the SG-HCHP(solar-geothermal CO<sub>2</sub> heat pump) system for residential heating were developed to compare the system performance for given operating condition. A simulation study on S-HCHP and SG-HCHP system for residential applications were carried out for varying operating conditions. The system consists of a solar system(concentric evacuated tube solar collector and heat storage tank) and a CO<sub>2</sub> heat pump system(double-pipe heat exchanger, fin-tube heat exchanger, electric expansion valve, and compressor).

In the simulation of S-HCHP system, the solar collector efficiency and solar collector heat were decreased by 7.6% and 2.7 kWh, respectively, when the heat pump operating temperature rose by 2°C. As the outdoor temperature rose by 2°C, the heat pump heating COP increased by 6.5% and heating load decreased by 7.6%, on average. Also, the heating load increased by 14.3% with a rise of indoor setting temperature of 2°C. The solar hybrid CO<sub>2</sub> heat pump system in this study had maximum solar fraction of 24.5%.

In the simulation of SG-HCHP system, when the heat pump operating temperature rises from 40°C to 48°C, the heating COP is decreased from 2.77 to 2.12, heating time is reduced about 40%, and heat pump operating time is increased about 1.7 hours due to the increase of the compressor pressure ratio. In addition to, the heat pump COP is increased about 6.5% and heat fraction of heat pump is increased by 5.1% as the ground temperature increased from 11°C to 19°C. The system performance can be improved by adapting geothermal system into a solar hybrid heat pump.

The comparison study of performance characteristics between the S-HCHP system and the SG-HCHP system was performed with heat pump operating temperature. As a result, the compressor work and heating capacity of the SG-HCHP system decreased and increased compared to those of the S-HCHP system, resulting that the heating performance of the SG-HCHP system improved. For basic operating condition, the heating performance of the SG-HCHP and S-HCHP system was 2.405 and 1.91, respectively. Besides, increment of compressor work of the S-HCHP system was lower by 9.1% than that of the SG-HCHP system. The heating COP of the SG-HCHP system improved approximately 2.6% compared to that of the S-HCHP system. Therefore, the SG-HCHP system has a good performance and a high reliability for residential application with various operating conditions.

Throughout this study, we will provide basic performance data for S-HCHP system and SG-HCHP system, and the optimal control of the operation parameter to maintain high performance.

## Contents

제 4 장 결과 및 고찰 ····· 4 제 1 절 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템 ···14 1. 운전조건에 따른 최적의 EEV 개도 선정 ····· 14 2. 열펌프 작동온도 변화에 따른 영향 ····· 4 3. 실외 온도 변화에 따른 영향 ····· 5 4. 실내 설정온도 변화에 따른 영향 ····· 5 5. 일일 일사량 변화에 따른 영향 ···· 5 제 2 절 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템 ····· 58 1. 열펌프 작동온도 변화에 따른 영향 ···· 5 3. 일일 일사량 변화에 따른 영향 ···· 5

Reference 78

## List of Figures

Fig. 2	2.1	Schematic diagram of a solar hybrid $CO_2$ heat pump system
Fig. 2	2.2	Schematic diagram of a solar-geothermal hybrid $CO_2$ heat pump
		system
Fig. 2	2.3	Heat exchanger of double tube type14
Fig. 2	2.4	Cross sectional view of a double tube type
Fig. 2	2.5	Schematics of finite control volume method
Fig. 2	2.6	Schematics of Fin-tube heat exchanger
Fig. 2	2.7	Schematics of test indoor for heating load
Fig. 2	2.8	Variation of daily solar radiation with time(1 $MJ/m^2$ )
Fig. 2	<u>2</u> .9	Variation of daily solar radiation with time(5 $MJ/m^2$ )
Fig. 2	2.10	Variation of solar daily radiation with time(10 $MJ/m^2$ )
Fig. 2	2.11	Variation of solar daily radiation with time(15 $MJ/m^2$ )
Fig. 2	2.12	Variation of solar daily radiation with time(20 $MJ/m^2$ )
Fig. 4	<b>1</b> .1	Variation of heating COP with EEV opening for heat pump operating
		temperature43
Fig. 4	4.2	Variation of heating COP with EEV opening for outdoor temperature. $\cdot$
Fig. 4	4.3	P-h diagram of R744 cycles with the heat pump operating
		temperature 46
Fig. 4	4.4	Variations of heating COP, compressor work, and heating capacity
		with heat pump operating temperature46
Fig. 4	4.5	Variations of collector operating time, collector efficiency, collector heat,

Variations of indoor heating time, heating heat, and heat pump Fig. 4.6 Fig. 4.7 Fig. 4.8 Variations of heating COP, compressor work, and heating capacity with outdoor temperature. 50 Fig. 4.9 Variations of collector operating time, collector efficiency, and collector Fig. 4.10 Variations of indoor heating time, heat pump operating time, and Fig. 4.11 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with indoor setting temperature. -----54 Fig. 4.12 Variations of heat pump operating time, indoor heating time and heat Fig. 4.13 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with solar radiation. 57 Fig. 4.14 Variations of collector operating time, collector efficiency, heat pump Fig. 4.15 Variations of pressure ratio, optimal EEV opening, compressor work, Fig. 4.16 Variations of heating time, heat pump operating time, collector heat, Fig. 4.17 Variations of pressure ratio, optimal EEV opening, compressor outlet 

Fig. 4.18 Variations of heat fraction of heat pump, compressor work, and COP

- Fig. 4.23 P-h diagram of R744 cycles with the heat source. .....72
- Fig. 4.24 Variations of COP, heating capacity, and compressor work with the heat source. 72

- Fig. 4.27 Variations of COP, compressor work, and heating capacity with the heat pump operating temperature. 74

## List of Tables

Table 2.1	Specification of heat exchanger of double tube type15
Table 2.2	Specification of the fin-tube type gas-cooler
Table 2.3	Coefficient B23
Table 2.4	Constants in EEV correlation of eq.(2-23)28
Table 2.5	Constants in Compressor correlation of eqs.(2-27)~(2-30)
Table 2.6	Specifications of solar collector
Table 2.7	Heating load design
Table 2.8	Hot water load design
Table 3.1	Operating temperature of ASHRAE Standard 116
Table 3.2	Simulation conditions of the solar hybrid CO <sub>2</sub> heat pump
Table 3.3	Simulation conditions of the solar-geothermal hybrid CO <sub>2</sub> heat pump
	40

## Nomenclature

А	: area (m <sup>2</sup> )
Cp	: specific heat (J/kgK)
D	: diameter (m)
D <sub>c</sub>	: fin collar outside diameter (m)
D <sub>h</sub>	: hydraulic diameter (m)
f	: friction factor
F <sub>p</sub>	: fin pitch (m)
Fs	: fin spacing (m)
G	: mass flux (kg/m²s)
Н	: height (mm)
h	: heat transfer coefficient ( $W/m^2K$ )
k	: thermal conductivity (W/mK)
L	: length (m)
$\dot{m}$	: refrigerant mass flow rate (kg/s)
Ν	: number of longitudinal tube rows
Nu	: Nusselt number
Р	: Pressure
Pt	: transverse tube pitch (m)
$P_1$	: longitudinal tube pitch (m)
Pr	: Prandtl number
Q	: heat quantity (kW)
Re	: Reynolds number

S	: suppression factor
Ss	: breadth of a slit in the direction of airflow $(m)$
S <sub>h</sub>	: height of slit (m)
Sw	: width of slit (m)
Т	: temperature (°C)
UA	: Overall heat transfer coefficient (W/K)
We	: Weber number
x	: vapor quality
Х	: Lockhart Martinelli parameter
$\mathbf{y}_{\mathbf{w}}$	: condensation film thickness (mm)

### Greeks

ρ	: density (kg/m <sup>3</sup> )
v	: specific volume (m3/kg)
$\eta_f$	: fin efficiency
ε	: roughness
$\eta_{ow}$	: surface efficiency
σ	: surface tension (N/m)
$\delta_f$	: fin thickness (mm)
${\Phi_l}^2$	: two-phase multiplier
$\theta_{dry}$	: dry angle (°)

## Subscripts

b	: evaluated at the bulk temperature $% \left( {{{\left( {{{{\left( {{{{}}} \right)}}} \right)}}} \right)$	
cb	: convective boiling	
film	: condensation liquid	
i	: inlet	
1	: liquid	
nb	: nucleated boiling	
0	: outlet	
рс	: pseudocritical conditions	
V	: vapor	
wet	: wet	

#### 제 1 장 서 론

#### 제 1 절 연구 배경

최근 생활수준의 향상에 따른 생활환경과 산업의 발달에 따른 작업환경의 쾌 적성에 대한 요구가 증가됨에 따라 냉·난방기기의 사용이 급증하였으며 냉동공 조산업은 국내 5대 산업으로 성장하였다. 그러나 현재 보급되어 있는 시스템은 대부분 CFC, HCFC 및 HFC 계열의 냉매를 사용하고 있다. 이는 오존층파괴 및 지구온난화 등의 환경문제로 인하여 세계 각종 단체에서 여러 가지 규약들이 발 효되어 규제가 가속화되고 있으므로 이러하 국제적 정서에 발맞춰 환경친화적인 천연냉매를 적용한 시스템에 대한 연구는 지금 절실히 요구되고 있다. 또한, 최 근 유가 상승으로 인하여 석유를 생산하지 못하는 대다수의 나라에 경제적으로 심각한 영향을 끼치게 되었으며, 이후 각국에서는 에너지 위기론의 대두와 화석 연료의 절감 및 하계성 때문에 새로우 에너지 자워 및 대체에너지 개발의 필요 성에 많은 관심을 갖게 되었다. 특히 에너지 수입 의존도 97.6%, 에너지 자급율 3% 미만의 에너지 보급이 열악한 국내 상황에서는 이러한 노력들이 더욱 절실 히 요구되다. 현재 에너지에 대한 문제를 극복하기 위해서 태양열. 태양광. 풍 력, 지열, 바이오메스 등 다양한 대체 에너지원의 활용에 대한 연구가 다양하게 진행되고 있으나 에너지의 질적 문제와 활용 기술의 미개발로 아직까지 실생활 에 널리 보급되지 못하고 있는 실정이다.

이러한 상황을 고려하여 볼 때 천연냉매는 환경적인 측면에서 오존층을 파괴 하지 않으며, 지구 온난화에 미치는 영향이 미미하다. 또한 인체에 무해하며, 독 성이 없고, 화학적으로 안정하며, 열역학적 및 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용할 때 우수한 성능계수를 보인다. 세계적인 추세를 감안할 때, 기존의 냉동 기에서 사용하는 CFC, HCFC 및 HFC 계통의 냉매를 대체할 수 있는 천연냉매

- 1 -

의 사용이 현실화 되고 있다. 천연냉매 중에서 이산화탄소는 환경 친화적이며, 체적용량이 크고 냉동기유 및 기기재료와도 호환성이 높아 대체냉매로 많은 연 구가 진행되고 있다. 또한, 앞으로 닥쳐올 에너지 위기를 극복하기 위해서 새로 운 에너지 즉, 대체에너지의 개발과 적용이 활발히 연구되어야 한다. 그러나 대 체에너지 중 태양열과 지열을 제외하고는 지역적인 활용의 제약성과 2차 오염물 질의 발생 및 연구의 미개발 등으로 인해 아직까지 적용에 많은 어려움을 겪고 있는 실정이다.

태양열은 태양이 없어지지 않는 한 무한한 자원이며 공해가 전혀 없고 특히 일반 주택의 냉·난방 및 급당시스템에 이용할 때에 다른 대체에너지보다 개발 가능성과 경제적인 이점이 많이 있어 연구가 활발히 진행 중이다. 우리나라의 경우 쾌청한 날씨와 충분한 일사량을 가지고 있어 태양열 이용조건이 매우 좋기 때문에 이에 대한 적극적인 연구가 필요하고 우리나라 실정에 적합한 태양열 주 택 또는 최적의 이용방법에 대한 제어기술 및 기반기술의 개발이 절실히 요구되 고 있다. 이미 알려져 있듯이 태양열은 환경적인 측면에서 오존층을 파괴 하지 않으며, 지구온난화에 미치는 영향도 극히 미미하다. 태양열 온수기(6 m<sup>2</sup>) 1대를 설치하면 매년 899.4 kg의 CO<sub>2</sub>배출을 절감할 수 있고, 현재의 등유가격 대비 약 40만원을 절감할 수 있다. 같은 태양에너지를 활용하는 태양광과 비교하면 설치 비용이 적게 들어 동일 비용으로 약 2.5배의 효과를 볼 수 있다.

또한 지열에너지는 연중 12~19°C 정도로 일정한 온도를 유지해 열펌프를 이용 하는 냉·난방 시스템에 이용할 경우 매우 높은 열효율을 가지는 것으로 나타났 다. 특히 지열 열펌프 시스템은 저온의 에너지를 활용하며 연중 일정한 온도를 유지하기 때문에 항온성이 우수하며 지리적 제약이 적은 것이 장점이다. 또한, 지열에너지는 기존 냉·난방 설비나 공기열원 열펌프 시스템과 비교했을 때, 효율 이 높고 성능이 우수한 시스템으로 알려져 있으며, 외국에서는 이미 오래전부터 지열 에너지가 건물 냉·난방 에너지원으로서 뛰어난 활용가치가 있다는 점을 인

- 2 -

식하고, 일반 주거용 건물과 상업용 건물에 다양한 종류의 시스템을 설치하고 있다. 특히 미국 환경보호청(Environment Protection Agency: EPA)은 현존하는 냉·난방 기술 중에서 가장 에너지 효율적이고 환경 친화적이며, 비용효과가 우수 한 공기조화 시스템으로 지열 열펌프 시스템을 예로 들고 있다.

이산화탄소를 이용하 사이클에 대한 연구는 최근 국내에서 활발히 진행되고 있으나 아직까지는 다른 열원과 결합하여 운전이 되는 시스템에 대한 연구는 기 초적인 수준에 머물러 있다. 특히 이산화탄소 사이클과 태양열, 지열을 결합한 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프에 관하 연구는 국내에서는 거의 전무하 다. 기존의 냉·나방 시스템은 R22나 R134a냉매를 주로 사용하는 시스템이 주 로 사용되었으나 점점 천연냉매로의 전화 요구가 가속화되고 있다. 뿐만 아니라 에너지 위기론의 대두와 화석연료의 절감 및 한계성 때문에 대체에너지와의 결 합이 요구되고 있다. 그중 대체에너지 분야에서 태양열과 지열의 결합이 각광받 고 있다. 태양열과 지열은 무하하 자원이며 공해가 전혀 없고 특히 주택의 냉. 난방 및 급탕시스템에 이용할 때에 다른 대체에너지보다 훨씬 개발 가능성과 경 제적인 이점이 있다. 따라서 환경친화적인 이산화탄소를 냉매로 사용하는 열펌 프 시스텎과 대체에너지인 태양열과 지열을 이용한 냉·난방 방식의 연구가 필 요하다. 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열퍾프는 기존의 열퍾프만으로 냉난방 하였을 때보다 시스템 효율 향상 및 에너지 절약 측면에서 훨씬 많은 장점을 가진다. 그러나 이러한 장점에도 불구하고 시스템의 제어와 효율, 기타 여러 문제점들 때문에 아직 적용이나 개발이 기대보다 활발하지 않다. 이산화탄 소 사이클은 시스템의 작동압력이 높고 냉매가 초임계 영역에서 냉각되는 특성 이 있어 기존의 아임계 사이클과는 많이 다른 열역학적 특성을 가진다. 따라서 이를 적용하기 위해서는 시스템의 고성능, 안전성 및 신뢰성 등이 동시에 확보 되어야 하고 이를 적용한 시스템의 배치에 관한 문제도 존재한다. 태양열-지열에너지와 이산화탄소 냉매를 일반 주택의 냉난방 및 급탕시스템에

- 3 -

이용하면 다른 대체에너지보다 개발 가능성과 경제적인 이점이 많이 있어 단순한 대체 에너지로서의 차원을 넘어 보다 궁극적인 에너지 자원으로의 연구가 활발히 진행 되어야 할 것이며, 우리나라 실정에 적합한 태양열-지열 하이브리드 이산화탄 소 열펌프 시스템의 이용방법에 대한 제어기술 및 기반기술의 개발이 선행되어야 한다.

#### 제 2 절 기존 연구의 동향

국외에서 더 활발히 진행되고 있는 이산화탄소 사이클에 대한 연구는 이제 미국, 일본, 유럽을 비롯하여 국내에 이르기까지 지속적으로 진행되고 있다. 현재까지 이 산화탄소를 적용한 연구는 자동차용 냉방시스템, 온수 가열 열펌프, 자판기용 열펌 프, 대형 슈퍼마켓 시스템, 그리고 세탁기 등에 시험적으로 개발되었으며 이중 자 동차용과 급당시스템은 이미 개발되어 판매되고 있다. 이에 비하여 국내에서는 이 산화탄소를 적용한 시스템에 대한 연구는 거의 미미하고 특히 태양열-지열 하이브 리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 대한 연구는 거의 전무한 실정이다. 기존의 태양 열시스템과 같이 낮은 시스템 효율을 가지는 시스템은 효율항상이 크게 요구되고 신뢰성 확보가 중요함으로 이에 해당하는 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템에 대한 연구는 현실적으로 필요하나 연구는 일부 대학에서만 진행되어 왔으며 아직 기초적인 연구에도 미치지 못하고 있다. 따라서 기후협약 규제에 적절 히 대응하고 냉동공조 시스템에 대한 이해를 높이고 이를 적용하여 산업전반의 국 제적인 경쟁력을 확보하기 위해서는 천연냉매인 이산화탄소와 대체에너지인 태양 열과 지열을 적용한 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능향상에 관한 연 구는 지속적으로 수행되어야 한다.

이산화탄소 사이클의 성능향상과 최적화에 대한 연구는 일본, 유럽과 미국을 중 심으로 활발히 진행되고 있다. 그 중 Neksa et al.(1998)과 Hrnjak et al.(2000)은 이 산화탄소 사이클의 성능특성에 관한 연구를 위하여 가스쿨러(gascooler) 압력의 제 어를 통한 시스템 성능변화를 해석과 실험적 방법을 이용하여 고찰하였다. 그리고 Sarkar et al.(2004, 2006)은 해석적 방법을 이용하여 여러 가지 이산화탄소 사이클 에서 토출압력 변화에 따른 성능을 고찰하고 이에 시스템의 성능유지를 위한 최적 의 토출압력에 대한 연구를 진행하였으며, Chen et al.(2005)은 내부열교환기 (internal heat exchanger)를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러 압력변화에 따른 성능변화를 예측하고 가스쿨러 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 또한 Stene et al.(2005)는 가정용 이산화탄소 열펌프와 급당시스템(water heater)을 같이 구성하여 각각의 운전조건에 따른 성능평가를 해석적 방법과 실험적 방법을 이용 하여 동시에 진행하였고 Kim et al.(2004)은 이산화탄소를 적용한 사이클에 대한 전 반적인 특징과 여러 가지 구성요소의 특성에 대하여 정리하여 보고하였다.

태양열 하이브리드 열펌프 시스템에 대하여 국·내외 적으로 다양한 연구가 진행 되어왔다. Kuang and Wang(2006)은 R-22를 냉매로 사용하는 열펌프에서 평판형 집열기를 증발기로 사용함으로써 급탕 및 난방 부하를 태양열 공급하는 DX-SAHP(Direct-expansion solar assisted heat pump system)에 대하여 연구를 하 였으며, Park et al.(2007)은 축열탱크의 열원을 일정온도 이상일 때는 바로 난방과 급탕열원으로 사용하고 일정온도 이하일 때에는 열펌프의 증발열원으로써 사용하 는 시스템에 대하여 연구하였다. 또한 태양열 및 외기를 열원으로 이용하는 하이브 리드 열펌프 시스템의 성능에 관하여 Back et al.(2000)은 실험적 연구를 수행하여 시뮬레이션 해석 결과와 성능을 비교하였으며 태양열을 열펌프의 열원으로 사용할 경우 집열효율이 높으며 혹한기에 보조열원으로 사용하면 효과적임을 확인하였다. 또한 Park et al.(2007)은 태양열 집열기에 작동유체를 R-22 냉매를 사용함으로써 겨울철 동파를 방지하고 공기열원 열교환기를 이용하여 일사량이 부족할 경우 열 펌프에 지속적으로 열원을 공급할 수 있는 복합열원 난방시스템에 대해 연구하였 으며, 추가적으로 태양열 하이브리드 열펌프 시스템에서 축열탱크의 온도가 40°C이 상일 경우 직접난방을 하고 40°C이하일 경우에는 축열탱크 내의 열원을 열펌프의 증발열원으로 사용하는 시스템에 대하여 연구를 수행하였다. Sun et al.(1998)은 R-22와 R-407C 냉매를 적용한 태양열 열펌프 시스템의 태양열 집열기 및 팽창장치 의 성능에 대한 연구를 진행하여 난방에 적합한 태양열 열펌프 시스템을 최적화 하였다. 또한, Kim et al.(2005)은 태양열원 열펌프 이용 난방시스템의 적용을 위하 여 열펌프의 응축기 및 증발기를 통과하는 난방수의 온도 및 유량이 미치는 영향

- 6 -

에 대하여 실험을 수행하였으며 그 결과 증발기의 입구조건이 열펌프 성능에 미치 는 영향은 미미한 반면 응축기의 입구조건이 열펌프 성능에 큰 영향을 받은 것으 로 확인하였다.

태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템에 대한 연구로는 Trillat-Berdal et al.(2007)은 태양열 지열 하이브리드 열펌프 시스템을 실제 주택에 설치하여 연간 에너지 보급율을 연구하였으며, Wang et al.(2010)은 태양열 지열 하이브리드 열펌 프 시스템 실험 결과 태양열 하이브리드 열펌프보다 태양열 지열 하이브리드 열펌 프를 사용했을 경우 75.5%의 열을 저장시킬 수 있음을 연구하였다. 또한 Hwang et. al.(2006)은 태양열 지열 하이브리드 열펌프에 대하여 냉방과 난방에서의 실험을 통 하여 성능특성을 연구하였으며 그 결과 냉방과 난방 성능계수는 각각 4.5와 3.8을 나타났다고 밝혔다. 또한 Beak et al.(2010)은 에너지자립형의 주택을 설치하여 실 험을 수행한 결과 태양열 지열 하이브리드 열펌프 시스템의 냉방 성능계수는 4.0정 도 나타났으며 이를 통해 차세대 에너지 자립형 주택의 실현 가능성을 보여주고 있다.

#### 제 3 절 본 연구의 목적

최근 에너지 환경문제와 연관된 차세대 냉동공조 산업의 근간은 에너지 효율 향상, 에너지 저장, 자연 및 재생에너지 이용, 환경 친화적 기술이며 이중 천연냉 매 이용 사이클과 이를 적용한 시스템 설계 및 제어는 세계적인 환경규제에 대응 하기 위한 가장 기본적이고 핵심적인 연구 분야이다. 이산화탄소를 이용한 사이 클의 운전조건에서 이산화탄소의 작동압력이 기존의 시스템에 비하여 높고 체적 용량이 크므로 핵심요소기기의 최적 설계를 통하여 시스템의 콤팩트 화를 추구할 수 있다. 특히 증발기와 가스쿨러의 소형화 및 경량화를 위하여 열교환기의 형상 최적화, 고효율화 설계가 핵심적인 부분이다. 요소기기의 최적 설계를 통하여 현 재 상용되고 있는 하이브리드 열펌프 시스템에 천연냉매인 이산화탄소를 적용하 여도 시스템 크기가 크게 커지지 않으며 이산화탄소의 좋은 열물성치를 이용할 경우 기존의 시스템보다 좀 더 많은 장점을 가지기 때문에 태양열-지열 하이브리 드 이산화탄소 열펌프 시스템의 개발이 필요하다.

또한, 근래 태양열-지열 시스템 산업은 고유가와 환경오염 등 외적 환경의 변 화로 신재생에너지 분야 중 가장 이용하기 쉽고 지역적 제약이 없기에 쉽게 포기 할 수 없고 가장 활용성이 좋은 분야이기도 하다. 이에 최근 들어 정부 육성, 지 원 정책, 업체의 기술력 제고 등으로 국내 상황이 점차 좋아지고 있는 상황이다. 따라서 기존의 문제점인 냉방 문제, 심야시간대 주로 발생하는 난방부하, 환경친 화적인 냉매 등의 요구로 인하여 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프의 개발과 적용이 시급하다. 이산화탄소 열펌프를 태양열-지열과 결합할 경우 가정이나 공공건물 등에서 발생하는 부하를 효과적으로 대처할 수 있을 뿐 만 아니라 기존의 CFC, HCFC 및 HFC 계열의 냉매를 환경친화적인 천연냉매로 대체함으로써 각종 환경규제 대처 및 대량의 CO<sub>2</sub> 저감을 이룰 수 있다. 그러나 우리나라의 경우 태양열-지열을 적용한 다양한 시스템의 개발은 아직도 선진국들 에 비해 많이 부족한 실정이다. 특히 기존에는 태양열 냉방을 사용할 경우에는 흡수식이나 흡착식을 주로 사용하였지만 실외조건이나 기술력 부족 등으로 인하 여 활발히 활용되고 있지 못하고 있다. 따라서 이산화탄소를 이용한 지열 열펌프 를 적용할 경우 시스템을 효과적으로 운영할 수 있을 뿐만 아니라 시스템 전반에 대한 운영비도 크게 절감 할 수 있으므로 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열 펌프 시스템의 개발이 시급이 필요하다. 국내와 같이 에너지의 의존도가 높은 나 라에서 에너지 위기에 대한 대처 가능함은 물론 환경친화적인 천연냉매인 이산화 탄소와 Green 에너지인 태양열의 결합으로 인하여 침체된 태양열 시장의 활기를 불어 넣어 국내 냉동공조 산업의 기반을 더욱 견고하게 할 수 있다.

각종 환경규제에 대처가 가능하며 국내의 에너지 문제를 극복하고 신재생에너 지 중 가장 적용 가능성이 크고 유리한 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템에 대한 우위적인 기술을 확보하는 것은 매우 중대한 연구이며 이를 효 과적이고 선행적으로 수행함으로써 일반 주택에서의 냉·난방 및 급탕에 소비되 는 에너지를 크게 줄일 수 있을 것이다. 특히 운전변수나 조건에 따른 시스템의 최적제어 기법을 개발함으로써 이를 응용한 제품의 신뢰성과 성능을 크게 향상시 킬 수 있을 것으로 기대된다. 국제시장에서 국내기업의 시장경쟁력을 크게 높일 수 있을 것으로 기대됨으로 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 관련 선진기술의 개발은 가장 현실적 필요한 연구라 생각된다.

이에 본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램인 EES(engineering equation solver)를 통하여 이산화탄소를 작동유체로 한 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템 과 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능특성을 파악하기 위해 여러 가지 운전조건을 변화시켜 성능을 고찰해 보았다. 본 연구를 통하여 이산화탄소를 작동 유체로 한 태양열과 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템의 개발과 적용에 필요 한 성능데이터를 제공할 뿐만 아니라 나아가 복합열원 이산화탄소 열펌프 시스템 의 개발에 필요한 필수적인 최적 제어 법을 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

- 9 -

## 제 2 장 태양열 & 태양열-지열 하이브리드 이산화 탄소 열펌프 시스템 모델링

본 연구에서는 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하 이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능비교를 위하여 다음과 같이 두가지 형 태의 복합 열원 열펌프 시스템을 설계하였다.

먼저 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템은 크게 태양열 시스템과 이 산화탄소 열펌프 시스템으로 나눌 수 있다. 태양열 시스템은 2중진공관형 집열기, 축열탱크 그리고 실내 공간의 난방을 담당하는 FCU(fan coil unit)로 구성되어 있으 며, 이산화탄소 열펌프 시스템은 2개의 이중관형 열교환기(고온, 저온), fin-tube 열 교환기, EEV(electronic expansion valve) 그리고 반밀폐형 왕복동식 압축기로 구성 되어 있다.

태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템은 앞서 설명한 태양열 하이 브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 거의 유사하나 열펌프 시스템에서 기존의 fin-tube 열교환기 대신 물을 활용하기 위한 이중관식 열교환기를 두어 EEV를 지 난 냉매와 지중열교환기(GHX)를 지나 회수되는 물과 열교환을 하여 증발기 역할을 하도록 하였다.

Fig. 2.1은 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 운전모드 개략 도를 보여주고 있다. 난방운전 중에는 fin-tube 열교환기는 공기와 열교환 하여 증 발기 역할을 하고 2개의 이중관식 열교환기는 가스쿨러(gascooler) 역할을 하도록 하였다. 압축기 출구에 설치된 고온용 이중관식 열교환기는 축열탱크 중부의 중온 수와 직접 열교환을 하여 축열탱크 상부에 고온수를 공급하며 저온용 이중관식 열 교환기는 축열탱크 하부의 저온수와 열교환을 하고 축열탱크 중부에 공급함으로써 태양열 집열기에서 축열탱크로 공급되는 열량과 온도 성층화를 이루게 한다. 또한 고온용과 저온용 열교환기는 각각 급탕과 난방을 담당하게 하였다. Fig. 2.2는 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 운전모드 를 나타내고 있다. 앞서 설명한 바와 같이 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 거의 유사하나 증발기에서 공급받는 열원이 공기에서 지열로 바뀐 시스 템이다. 즉 증발기 부분이 fin-tube에서 이중관식 열교환기로 바뀌는 설계로 이를 제외한 나머지 구성요소들은 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 동일 한 역할을 하게 된다.

초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템을 시뮬레이션 하기 위해서는 각각의 구성요 소들에 대한 모델링이 우선적으로 필요하다. 이를 위해서 압축기, 가스쿨러, 팽창장 치, 그리고 증발기에 대한 모델 개발이 선행되어야 하며 이후 태양열 & 태양열-지 열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템을 구성할 수 있는 집열기, 축열탱크, 실 내공간에 대한 모델링이 이루어져야 한다. 본 연구에서는 태양열 & 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템 시뮬레이션을 완성하기 위하여 시스템의 모 든 과정은 정상상태로 가정하였으며 열펌프의 운전조건은 난방 운전을 기준으로 해석을 수행하였다.



Fig. 2.1 Schematic diagram of a solar hybrid CO<sub>2</sub> heat pump system.



Fig. 2.2 Schematic diagram of a solar-geothermal hybrid CO<sub>2</sub> heat pump system.

#### 제 1 절 가스쿨러(gascooler) 모델링

본 연구에서 설계한 가스쿨러는 일반적으로 잘 알려진 이중관형 열교환기로 Fig. 2.3과 같은 형태이며 본 연구에서 사용된 이중관형 열교환기 단면은 Fig. 2.4에 보 여주고 있다. Table 2.1은 본 연구에서 설계된 이산화탄소를 냉매로 한 가스쿨러의 사양을 나타내고 있다.

이중관형 열교환기는 온도가 높은 유체로부터 전열 벽을 통해서 온도가 낮은 유 체에 열을 저장하는 장치로써 내관과 외관으로 구성 되어 있으며, 내관에는 이산화 타소 냉매가 흐르고 외관에는 이산화타소 가스 냉매를 식혀줄 2차 유체인 물이 흐 르게 설계 하였다. 고온용과 저온용 이중관식 열교화기에서의 물의 유량은 각각 0.119 m³/h와 50 l/min로 흐르도록 설계 하였다. 물을 매체로 하여 열교화하는 가스 쿨러의 모델링은 Fig. 2.5에 나타내듯이 전체열교환기의 임의의 일부분을 제어체적 으로 설정하고, 냉매와 물 사이에 에너지 및 질량방정식을 이용하여 각 상태량을 계산하는 미소요소접근법을 이용하였다. 즉, 전체 열교화기의 일부분을 제어체적으 로 설정하고 냉매와 물 사이에 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하여 물과 냉매의 출구상태를 각각 계산하고 계산된 값들은 다음 제어체적의 입구조건으로 사용하여 전체 열교환기의 시뮬레이션을 수행하였다. 모델에 대한 해석은 열교환기 전체를 같은 길이로 여러 구간을 나누어서 한 구간에서 입구조건을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환 관계식을 풀어 출구조건을 구하다. 계산된 출구조건을 다음 구 간의 입구조건으로 하여 출구조건을 구하다. 이러한 과정을 모든 구간에 대하여 순 차적으로 계산하여 열교환기의 출구조건을 구하는 관순법(tube-bv-tube method)을 적용하였다.



Fig. 2.3 Heat exchanger of double tube type.



Fig. 2.4 Cross sectional view of a double tube type.

Itoma	Specification		
items	High Temp. HX	Low Temp. HX	
Type of flow	Counter flow	Counter flow	
Diameter of inner tube (m)	0.00774	0.00774	
Diameter of outer tube (m)	0.01892	0.01892	
Tube thickness (m)	0.00089	0.00089	
Tube length (m)	3.8	8	
Materials	Copper	Copper	

Table 2.1 Specification of heat exchanger of double tube type



Fig. 2.5 Schematics of finite control volume method.

#### 1. 냉매측 열전달상관식

관 내부에는 냉매가 흐르며 외부로는 관과 수직 방향으로 공기가 흐르는 열교환 기에서 ε-NTU method를 이용하여 해석을 수행하였으며 해석에 사용된 열전달식 은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \tag{2-1}$$

본 연구에서 냉매측에 적용된 열전달계수는 Yoon et al.(2004)이 제안한 식을 사용하였다. Yoon et al.(2004)은 실험으로 측정한 실험 자료를 바탕으로 Baskov et al.(1977)이 개발한 상관식의 형태를 발전시켜 초임계 상태 가스냉각 과정에서의 이 산화탄소 열전달에 관한 새로운 상관식을 개발하였으며 이는 다음과 같다.

$$\begin{split} Nu_b &= a N u_b^b \times \Pr_b^c \times \left(\frac{\rho_{pc}}{\rho_b}\right)^n \eqno(2-2) \\ a &= 0.14, \ b = 0.69, \ c = 0.66, \\ n &= 0 \ \text{for} \ T_b > T_{pc} \\ a &= 0.013, \ b &= 1.0, \ c = -0.05, \\ n &= 1.6 \ \text{for} \ T_b < T_{pc} \end{split}$$

초임계 영역에서 이산화탄소의 유동은 단상유동 형태와 비슷하기 때문에 단상유 동에 많이 쓰이는 압력강하 상관식으로 예측하는 것이 합리적이다. 평활관에서 완 전 발달된 난류 단상유동의 압력강하 식은 다음과 같다.

$$\Delta P = f \frac{G^2 L}{2\rho D_i} \tag{2-3}$$

여기서, 마찰계수 f는 이산화탄소의 압력강하량을 정교하게 예측할 수 있는 Blasius's equation(1911)을 이용하였으며 이들은 Re수에 따라 다음과 같이 표현 된다.

$$f = 0.316 Re^{-1/4} \quad \text{for } Re \le 2 \times 10^4$$

$$f = 0.184 Re^{-1/5} \quad \text{for } Re \ge 2 \times 10^4$$
(2-4)

#### 2. 물측 열전달상관식

이산화탄소 냉매와 열교환하는 물측 열전달계수는 Dittus and boelter(1930)가 제 안한 식을 사용하였다. 또한 본 연구에서는 물측 압력강하 없는 것으로 가정하고 해석을 수행 하였다.

$$N_{water} = 0.023 \times Re_{water}^{0.8} \times \Pr_{water}^{0.4} \tag{2-5}$$

#### 제 2 절 Fin-tube 증발기(evaporator) 모델링

열교환기는 여러 가지 형태가 있지만 가장 대표적인 공조용 열교환기인 핀-관 열교환기는 원형 동관과 알루미늄 핀으로 구성되어 있으며 동관 내에는 냉매가 흐 르며 유동과 직각 방향으로 공기가 핀 사이를 흐르게 설계되어 있다. 본 연구에서 는 Fig. 2.6과 같이 핀-관 형태의 열교환기를 선정하였으며 관 내경 4 mm, 외경 5 mm 구리관으로, 핀의 형태는 오프셋 스트립(off-set strip)핀을 사용하였다. 본 연구 에서 제안된 열교환기의 사양을 Table 2.2에 나타내었다.



Fig. 2.6 Schematics of Fin-tube heat exchanger.
Item	Gascooler
Tube out diameter (mm)	4
Tube thickness (mm)	0.5
Tube material	Copper
Row number	2
Tube number	80
Row pitch (mm)	12
Fin material	Al
Fin shape	Slit
Fin pitch (mm)	1.2
Fin thickness(mm)	0.11
Number of slit	7
Slit height (mm)	0.8
Slit width (mm)	1
Height (mm)	788
Length (mm)	846

Table 2.2 Specification of the fin-tube type gas-cooler

### 1. 냉매측 열전달상관식

증발기의 냉매증기와 물표면 사이의 열전달은 현열 및 잠열에 의한 열전달을 고 려한 Thome and Ribatski(2005)의 냉매측 증발열전달 계수(2-6)을 이용하여 계산하 였다.

$$h_{TP} = \frac{\theta_{dry} h_{vapor} + (2\pi - \theta_{dry}) h_{wet}}{2\pi}$$
(2-6)

θ<sub>dry</sub>는 Biberg(1999)가 제안한 상관식을 사용하였으며 습표면 열전달 계수는 식
 (2-7)을 사용하였다.

$$h_{wet} = \left[ \left( Sh_{nb,co_2} \right)^3 + h_{cb}^3 \right]^{1/3} \tag{2-7}$$

여기서 S는 비등억제 계수로 식 (2-8)에 나타냈으며 얇은 액막에서의 액상 Reynolds number는 식 (2-9)를 이용하였다.

$$S = \frac{(1-x)^{1/2}}{0.121 Re_{l,film}^{0.225}}$$
(2-8)

$$Re_{l,film} = \frac{4G(1-x)\delta}{(1-\varepsilon)\mu_L} \tag{2-9}$$

식 (2-9)에서의 *ε*은 void fraction으로 Steiner(1993)의 관계식(2-10)을 사용 하였으며 δ는 액막 두께로서 식 (2-10)으로 계산하였다.

$$\varepsilon = \frac{x}{\rho_v} \left[ \left( 1 + 0.12(1-x) \left( \frac{x}{\rho_v} + \frac{1-x}{\rho_L} \right) \right) + \frac{1.18(1-x) \left[ g\sigma_L(\rho_L - \rho_v) \right]^{0.25}}{G\rho_L^{0.5}} \right]^{-1} \quad (2-10)$$

$$\delta = \frac{\pi D(1-\varepsilon)}{2(2\pi - \theta_{dry})} \tag{2-11}$$

핵비등 열전달 계수는 Cooper(1984)의 관계식을 CO<sub>2</sub>냉매의 특성을 반영하도록 변 형하여 다음의 식 (2-12)을 사용하였다.

$$h_{nb,CO_2} = 0.71 h_{nb} + 3970 \tag{2-12}$$

냉매의 증발온도는 증발이 진행됨에 따라 낮아지게 되는데, 냉매의 압력강하는 Chisholm(1983)이 제안한 B-coefficient method을 이용하여 사용하였다.

본 연구에서 증발기의 이상 상태 압력 강하는 식 (2-13)와 같이 계산된다.

$$\Delta P_f = \overline{\Phi}_{f,lo}^2 \times \Delta P_{f,lo} \tag{2-13}$$

여기서 △ $P_f$ 는 마찰에 의한 압력강하이며, △ $P_{f,lo}$ 는 액상만이 관내에 흐른다고 가정하였을 때의 마찰에 의한 단상 압력강하이다. 그리고  $\Phi$ 는 이상 유동 계수의 평균값이며,  $\Phi_{f,lo}$ 는 관내에 액상만이 흐른다고 가정하였을 때 마찰에 의한 이상 유 동 계수이다.

관내에 단상 유동만이 흐를 때 마찰에 의한 압력 강하는 식 (2-14)과 같다.

$$\Delta P_{f,lo} = f_{lo} \frac{G^2 L}{2\rho_i D_i} \tag{2-14}$$

매끈한 관에서의 난류유동 마찰계수는 Blasius's equation(1911)의 식 (2-4)을 이용 하였다.

이상 유동 계수( $\Phi_{f,lo}^2$ )는 Yoon et al.(2004)이 개발한 압력강하 상관식을 이용하 여 계산하였다.

$$\Phi_{f,lo}^2 = 1 + 4.2 \left(\Gamma^2 - 1\right) \times \left[\frac{B}{We_D} x^{0.875} (1 - x)^{0.875} + x^{1.75}\right]$$
(2-15)

특히, Yoon et al.(2004)는 이산화탄소의 물성치 특성을 고려하기 위하여 관성력 과 표면장력의 비로 정의되는 Weber number를 상관식에 다음과 같이 포함 시켰 다.

$$We_D = \frac{\rho_l v^2 D_i}{\sigma} \tag{2-16}$$

상관식에 사용된 계수 B는 Table 2.3에 나타내었으며 물성계수  $\Gamma^2$ 은 다음 식과 같이 정의된다.

$$\Gamma^{2} = \frac{(dP/dz)_{f,go}}{(dP/dz)_{f,lo}} = \frac{f_{go}v_{g}}{f_{lo}v_{l}}$$
(2-17)

Г	G	В
	$G \le 500$	4.8
$\Gamma \le 9.5$	500 < G < 1900	2400/G
	$G \ge 1900$	$55/G^{0.5}$
	$G \le 600$	$520/\Gamma G^{0.5}$
9.5 < 1 < 28	G > 600	$21/\Gamma$
$\Gamma \ge 28$	_	$15000/I^2G^{0.5}$

Table 2.3 Coefficient B

## 2. 공기측 열전달상관식

실외에서 냉매와 열교환하는 Slit fin 적용 열교환기의 시뮬레이션은 wang et al.(2001)이 제안한 습표면 조건에서의 Slit fin 열교환기의 공기측 j-factor와 f-factor를 사용하였다. 각 미소체적에 대하여 사용된 식은 다음과 같이 표현된다.

#### Coburn j-factor:

$$j = \begin{cases} 0.9047 \, Re_{Dc}^{j1} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j2} \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{j3} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{-0.0305} N^{0.0782} \\ \text{for } N > 2 \, \text{and } Re_{Dc} < 700, \\ 1.0691 \, Re_{Dc}^{j4} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{j5} \left(\frac{S_s}{S_h}\right)^{j6} N^{j7} \\ \text{for } N = 1, 2 \, \text{or } N > 2 \, \text{and } Re_{Dc} > 700, \\ j1 = -0.2555 - \frac{0.0312}{(F_s/D_c)} - 0.0487N \\ j2 = 0.9703 - 0.0455 \, \sqrt{Re_{Dc}} - 0.4986 \left(\ln \frac{P_t}{P_l}\right)^2 \\ j3 = 0.2405 - 0.003 \, Re + 5.5349 \left(\frac{F_s}{D_c}\right) \\ j4 = -0.535 + 0.017 \left(\frac{P_t}{P_l}\right) - 0.0107N \\ j5 = 0.04115 + 5.5756 \, \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \, ln \frac{N}{Re_{Dc}} + 24.2028 \, \sqrt{\frac{N}{Re_{Dc}}} \end{cases}$$

$$\begin{split} j6 &= 0.2646 + 1.0491 \bigg( \frac{S_s}{S_h} \bigg) {\ln \frac{S_s}{S_h}} - 0.216 \bigg( \frac{S_s}{S_h} \bigg)^3 \\ j7 &= 0.3749 + 0.0046 \sqrt{Re_{Dc}} \ln Re_{Dc} - 0.0433 \sqrt{Re_{Dc}} \end{split}$$

Fanning friction factor f:

$$\begin{split} f &= 1.201 \, Re_{Dc}^{f1} \bigg( \frac{F_s}{Dc} \bigg)^{f2} \bigg( \frac{P_t}{P_l} \bigg)^{f3} \bigg( \frac{S_s}{S_h} \bigg)^{f4} (N)^{f5} \big( S_n \big)^{f6} \qquad (2-19) \\ f1 &= -0.1401 + 0.2567 \ln \bigg( \frac{F_s}{D_c} \bigg) + 4.399 e^{-S_n} \\ f2 &= -0.383 + 0.7998 \ln \bigg( \frac{F_s}{D_c} \bigg) + \frac{5.1772}{S_n} \\ f3 &= -1.7266 - 0.1102 \ln (Re_{Dc}) - 1.4501 \bigg( \frac{F_s}{D_c} \bigg) \\ f4 &= 0.4034 - 0.199 \bigg( \frac{S_s/S_h}{\ln(S_s/S_h)} \bigg) + 0.4208 \bigg( \frac{\ln(S_s/S_h)}{(S_s/S_h)^2} \bigg) \\ f5 &= -9.0566 + 0.6199 \ln Re_{Dc} + \frac{32.8057}{\ln Re_{Dc}} - \frac{0.2881}{\ln N} + \frac{0.9583}{N^{1.5}} \\ f6 &= -1.4994 + 1.209 \bigg( \frac{P_t}{P_l} \bigg) + \frac{1.4601}{S_n} \end{split}$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d}\right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \tag{2-20}$$

$$\eta_{ow} = 1 - \frac{A_f}{A_{ow}} (1 - \eta_f) \tag{2-21}$$

습표면에서 열전달 량은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$h_{ow} = \frac{1}{(c_{p,o}/b_w h_o) + (y_w/k_w)}$$
(2-22)

여기서,

 $h_{ow}$  : sensible heat transfer coefficient for the wet surface  $y_w$  : condensate film thickness

# 제 3 절 이중관식 증발기(Evaporator) 모델링

## 1. 냉매측 열전달상관식

증발기에서의 냉매측 열전달 상관식은 본장의 "제 2 절 Fin-tube 증발기 (Evaporator) 모델링"에서 "1. 냉매측 열전달상관식"에 적용된 열전달 상관식을 동일하게 이용하여 설계하였다.

# 2. 물측 열전달상관식

증발기에서 냉매와 열교환하는 이중관식 열교환기의 시뮬레이션은 본장의 "제 1 절 가스쿨러(gascooler)모델링"에서 "2. 물측 열전달상관식"에 언급된 Dittus and Boelter(1930)의 상관식을 적용하였다.

### 제 4 절 EEV(electronic expansion valve) 모델링

1.6 mm의 직경을 가지는 EEV는 팽창장치를 통해 질량유량을 계산하기 위해 팽 창장치를 사용했다. 본 연구에서는 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정했다. EEV 를 통과하는 이산화탄소의 질량유량은 아래의 Hwang and kim(2007)의 상관식을 사 용하였다. 질량유량 식은 Buckingham 파이정리에서 유래되는 6개의 물리적 변수와 4개의 기하학적인 변수를 사용하여 계산하였다.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_{t.m}\sqrt{\rho\Delta p}}\right) = c_1 \left(\frac{L}{D_m}\right)^{C_2} \left(\frac{D_m}{D_o}\right)^{C_3} \left(\frac{p_{in}}{p_c}\right)^{C_4} \left(\frac{T_{in}}{T_c}\right)^{C_5}$$
(2-23)

여기서 각각의 상수는 Table 2.4에 나타내었다.

Constant	Value
C1	$1.17{ imes}10^{0}$
$C_2$	$-3.99{ imes}10^{-2}$
C <sub>3</sub>	$-7.27 \times 10^{-2}$
C4	$3.86{ imes}10^{-1}$
C <sub>5</sub>	$-4.55{ imes}10^{0}$

Table 2.4 Constants in EEV correlation of eq.(2-23)

# 제 5 절 압축기(Compressor) 모델링

이산화탄소 열펌프 시스템은 초월임계 사이클로서 높은 압력하에서 작동하게 된 다. 따라서 본 연구에서는 고압에서 높은 효율과 신뢰성을 가지는 반밀폐형 왕복동 식 압축기(3RT, 3.48 m<sup>3</sup>/h, 1450 rpm)를 사용하였다. 이산화탄소 압축기의 질량유량 은 Sanchez et al.(2010)의 압축기 상관식을 사용하였으며 압축기의 소요동력은 압 축기 입·출구의 엔탈피 차와 질량유량을 이용하여 구하였다.

$$W_{comp} = \frac{\dot{m} \times (h_{Dis,isen} - h_{Suc})}{\eta_c} + \dot{Q}_{mot}$$
(2-24)

$$\dot{Q_{mot}} = \dot{m} \times \left( h_{Suc} - h_{Mot} \right) \tag{2-25}$$

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \times \dot{V}_G}{v_{suc}} \tag{2-26}$$

이때 압축기 체적효율, 압축효율, 그리고 압축기 출구온도는 아래 식(2-27) ~(2-30)을 이용하여 구하였으며 각각의 상수값은 Table 2.5에 나타내었다.

$$\eta_v = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Dis} + a_3 v_{Suc} + a_4 N \tag{2-27}$$

$$SH_{SC} = T_{Suc} - T_{Mot} = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Mot}^2 + a_3 P_{Dis} + a_4 P_{Dis}^2 + a_5 T_{Mot} + a_6 N \quad (2-28)$$

$$\eta_c = a_0 + a_1 P_{Dis} + a_2 S H_{SC} + a_3 T_{Mot} + a_4 N$$
(2-29)

$$T_{Dis} = a_0 + a_1 P_{Mot} + a_2 P_{Dis} + a_3 SH_{SC} + a_4 T_{Mot} + a_5 N$$
(2-30)

Coefficient	$\eta_v$	$\eta_c$	$SH_{SC}$ (°C)	$T_{Dis}$ (°C)
a <sub>0</sub>	1.149768	0.781749	11.559877	68.391494
a1	0.001028	-0.000956	0.003480	-2.453539
a <sub>2</sub>	-0.003592	-0.003812	-0.010213	1.009196
<b>a</b> 3	-13.660815	0.003565	0.183598	1.311928
84	0.000059	0.000033	-0.000168	0.646575
<b>a</b> 5	-	_	-0.259202	0.002591
<b>a</b> 6	_	_	-0.004376	_

Table 2.5 Constants in Compressor correlation of eqs.(2-27)~(2-30)

### 제 6 절 태양열 시스템 모델링

태양열 집열기는 중온범위에서 안정적으로 작동하며 건물의 난방 및 냉방용으로 적합한 진공관형 집열기를 8개 사용하였으며 작동유체로써는 물-프로필렌글리콜 혼합액(water:Propylene glycol = 80:20)을 사용하였다. 태양열 집열기 모델링은 한국 에너지 기술연구원에서 평가한 히트파이프 적용 이중진공관형 집열기 (TZ58/1800-20U)의 시험 성적서를 바탕으로 하여 다음과 같이 수식화 하여 사용하 였다. 집열기 효율은 아래의 식(2-31)으로 계산된다.

$$\eta_{coll\,ector} = F_R \tau \alpha - F_R U_L \left[ \frac{(ti-ta)}{I_T} \right] = 0.7410 - 2.7469 \left[ \frac{(ti-ta)}{I_T} \right]$$
(2-31)

또한, 태양열 집열기에 관한 주요 사양은 Table 2.6에 나타내었다.

태양열 시스템에서 태양열 획득 시점과 실제 사용시점이 달라 시스템을 안정적 으로 운영하기에 애로사항이 있다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 수직원 통형 축열탱크(1.5 ton)를 설계하였으며 각 구성요소에서의 열 출입은 축열탱크를 기준으로 하여 아래의 식(2-32)와 같이 모델링 하였다.

$$\int_{j}^{j+1} Q_{storage} = \int_{0}^{j} Q_{storage} + \int_{0}^{j} Q_{collector} + \int_{0}^{j} Q_{heat\,pump} - \int_{0}^{j} Q_{hot\,water} - \int_{0}^{j} Q_{heating} \qquad (2-32)$$

Parameter		Specification
4 100	Total area	3.25 m²/EA
Area	Penetration area	1.98 m²/EA
	Collector	Concentric evacuated
Туре	Conector	tube solar collector
	Heat medium	Heat pipe
	ency Depotention area	$F_R \tau \alpha $ : 0.4526
Thermal efficiency		$F_R U_L$ : 1.6780
$(\eta)$		$F_R \tau \alpha \div 0.7410$
relietration area	$F_R U_L$ : 2.7469	

Table 2.6 Specifications of solar collector

# 제 7 절 난방 및 급탕부하 모델링

난방부하를 설계하기 위해 실내공간을 약 20평(65.25 m<sup>2</sup>)으로 설정하고 Table 2.7 에 나타난 제약 조건을 기반으로 하여 난방 부하량을 설계 하였다. Fig. 2.7은 본 연구에서 설계되어진 난방공간의 형태를 나타내고 있다. 난방공간에서의 열손실은 창문이 있는 외벽과 천장을 제외한 나머지 벽에서의 열손실은 없다고 가정하였다. 아래층 및 좌우 공간은 유사한 실내온도로 난방중으로 설계하였다.

급탕부하의 경우 1인당 일일 급탕량을 ASHREA 설계조건을 고려하여 4인 가족을 기준으로 하루에 280 L로 설정하고 Table 2.8과 같이 정해진 시간대별로 급탕부하 를 제거하여 일정한 급탕부하를 설계하였다.



Fig. 2.7 Schematics of test indoor for heating load.

Parameter	Specification
Indoor space	$65.25 \text{ m}^2$
	Brick : 0.53 W/m°C
Thermal conductivity	Styrofoam : 0.02 W/m°C
	Glass : 0.5 W/m°C
Windows	0.9 m $ imes$ 1.7 m $ imes$ 8 EA
	Glass 1.5 cm
Wall	Brick 15 cm
	Styrofoam 5 cm
Roof	Brick 20 cm

Table 2.7 Heating load design

Table 2.8 Hot water load design

Time	Capacity (L)
09:00	100
13:00	80
18:00	100

# 제 3 장 시뮬레이션 조건 및 해석

# 제 1 절 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 해석조건

시스템의 운전조건 변화에 따른 시스템 운전특성을 고찰하기 위해 다음의 Table 3.1에서 나타난 ASHRAE Standard 116에 의거하여 실외온도와 실내온도를 각각 7°C 와 20°C를 기준조건으로 해석을 수행 하였다. 또한 열펌프 작동 설정온도 44°C, 일 일 일사량 10 MJ/m<sup>2</sup>을 기본 조건으로 선정하였으며 성능특성 분석을 위해 설정된 각각의 해석조건들을 Table 3.2에 나타내었다.

열펌프 작동 온도는 축열탱크 내 유체의 온도가 설정온도 이하가 되었을 때 열 펌프가 작동하여 보조열원으로써 열량을 공급할 때의 온도이다. 일일 일사량 데이 터는 기존 2010년부터 측정하였던 데이터를 기반으로 일일 일사량 10 MJ/m<sup>2</sup>을 기 준으로 시뮬레이션을 수행하였으며 각각의 일사량 조건에 따른 시간대별 일사량 데이터는 Fig 2.8 ~ Fig. 2.12에 나타내었다.

본 연구에서는 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능변화를 고찰 하기 위해 열펌프 작동온도, 실외온도, 실내 설정온도, 그리고 일사량을 변화시켜 가면서 성능을 고찰하였다. 또한, 성능 분석을 통하여 각각의 운전조건이 시스템 성능에 어떠한 영향을 끼치는가를 알아보았다. 이를 통하여 이산화탄소를 이용한 태양열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능에 관한 최적화와 운전변수 제어를 위한 기초적인 자료를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

Mada	Indoor	Outdoor
Mode	db/wb(°C)	db/wb(°C)
Heating	20 / 15	7 / 6
Cooling	27 / 19.5	35 / 24

Table 3.1 Operating temperature of ASHRAE Standard 116

Table 3.2 Simulation conditions of the solar hybrid  $\text{CO}_2$  heat pump

Parameters	Conditions
Heat pump operating temp. (°C)	40, 42, <b>44*</b> , 46, 48
Outdoor temp. (°C)	3, 5, <b>7*</b> , 9, 11
Indoor setting temp. (°C)	18, <b>20*</b> , 22, 24, 26
Daily radiation (MJ/m <sup>2</sup> )	1, 5, <b>10*</b> , 15, 20

\*Basic condition



Fig. 2.8 Variation of daily solar radiation with time( $1 \text{ MJ/m}^2$ ).



Fig. 2.9 Variation of daily solar radiation with time(5  $MJ/m^2$ ).



Fig. 2.10 Variation of solar daily radiation with time( $10 \text{ MJ/m}^2$ ).



Fig. 2.11 Variation of solar daily radiation with time(15  $MJ/m^2$ ).



Fig. 2.12 Variation of solar daily radiation with time(20  $MJ/m^2$ ).

# 제 2 절 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스 텎의 해석조건

태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 경우 앞절의 태양열 하이 브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 해석조건인 Table 3.1과 동일한 ASHRAE Standard 116에 의거하여 운전조건 변화에 따른 시스템 성능 변화를 고찰 하였으며 성능해석을 위하여 열펌프 작동온도, 지중온도, 일사량, 실외온도 그리고 실내온도 를 변화시켜가면서 시스템 성능 변화를 예측하였다. 지중온도는 기상청에서 제공하 는 지중 5 m의 최근 30년간 데이터를 고려하여 지중온도 시뮬레이션 조건을 선정 하였다. 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능고찰을 위해 본 연구에서는 설정된 해석 운전조건을 Table 3.3에 나타내었다. 본 연구를 통하여 이 산화탄소를 이용한 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능을 고찰을 하고 태양열 하이브리드 열펌프 시스템과의 비교를 통해 다양한 열원에 따른 하이브리 드 이산화탄소 열펌프 시스템의 적용성과 시스템 성능에 관한 기초적인 자료를 제 공할 수 있을 것으로 기대된다.

Table 3.3Simulation conditions of the solar-geothermal hybrid CO2 heatpump

Parameters	Conditions
Heat pump operating temp. (°C)	40, 42, <b>44*</b> , 46, 48
Ground temp. (°C)	11, 13, <b>15*</b> , 17, 19
Daily radiation (MJ/m <sup>2</sup> )	1, 5, <b>10*</b> , 15, 20
Indoor setting temp. (°C)	18, <b>20*</b> , 22, 24, 26
Outdoor temp. (°C)	3, 5, <b>7*</b> , 9, 11

\*Basic condition

# 제 4 장 결과 및 고찰

### 제 1 절 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템

### 1. 운전조건에 따른 최적의 EEV 개도 선정

이산화탄소 열펌프 시스템의 최적의 EEV 개도를 결정하기 위하여 운전조건 변화 에 따른 난방성능을 예측하였으며 이에 각각의 최적성능을 고찰하였다. 일반적으로 이산화탄소는 기존 냉매에 비하여 임계온도가 낮기 때문에 일반적인 운전조건에서 주위로의 방열과정이 임계온도 이상에서 발생하여 초월임계 사이클을 이루게 된다. 특히, 이산화탄소용 열펌프의 경우 운전조건 변화에 시스템 성능이 크게 변화함으 로 난방운전을 위한 열펌프 작동온도와 실외온도에 따른 EEV 개도 제어는 시스템 신뢰성 확보를 위하여 매우 중요하다. 따라서 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템의 정확한 데이터 확보를 위해 이산화탄소 열펌프 시스템 성능에 영향을 미치는 두 가지 변수인 실외온도와 열펌프 작동 설정온도에 따른 최적의 EEV 개 도를 선정하였다.

Fig. 4.1과 Fig. 4.2는 열펌프 작동온도 변화와 실외온도 변화에 따른 시스템의 난 방 성능계수 변화를 보여주고 있다. 시뮬레이션 결과 열펌프 작동온도와 실외온도 변화에 따른 최적의 난방 성능계수를 가지는 EEV 개도가 개별적으로 존재함을 확 인할 수 있었다. 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 증가함에 따라 최적의 EEV 개도는 32%에서 24%로 감소하였다. 반면 실외온도가 3°C에서 11°C로 증가함에 따 라 최적의 EEV 개도는 24%에서 36%로 증가하는 것으로 나타났다. 이산화탄소 열 펌프에서 EEV 개도는 시스템의 성능을 결정하는 중요한 요소 중에 하나이며 이는 시스템 냉매량, 압축기 토출압력, 압축기 소비동력 그리고 난방용량에 영향을 끼친 다. 특히 이산화탄소 사이클은 주어진 운전조건에서 최대의 성능을 가지는 최적의 토출압력이 존재하기 때문에 이를 정확하게 제어할 때 최적의 성능을 유지할 수 있다. 따라서 각각의 시뮬레이션 조건 변화에 따른 사이클 특성을 파악하기 위해 최적의 성능계수를 가지는 EEV 개도에서 성능 해석을 수행 하였다.



Fig. 4.1 Variation of heating COP with EEV opening for heat pump operating temperature.



Fig. 4.2 Variation of heating COP with EEV opening for outdoor temperature.

### 2. 열펌프 작동온도 변화에 따른 영향

Fig. 4.3은 열펌프 작동온도 변화에 따른 이산화탄소 열펌프 사이클의 p-h선도를 나타내고 있다. 열펌프 작동온도가 상승할수록 이산화탄소 열펌프 사이클의 가스쿨 러측 압력이 약 100 kPa씩 높아지는 것을 확인할 수 있다. 이에 따라 시스템의 압 축비가 점점 증가됨을 확인할 수 있다. 또한 본 논문의 2장의 4절에 압축기 상관식 (2-24, 2-26)을 보면 압축기 출구의 압력이 증가하게 되면 압축기를 지나는 냉매의 체적효율과 질량유량이 감소하고 압축기의 압축효율이 감소하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 4.4는 열펌프 작동온도 변화에 따른 성능계수, 압축기 소요동력, 그리고 난방 용량을 보여주고 있다. 열펌프 작동온도가 상승함에 따라 난방 성능계수는 감소하 는 경향을 보인다. 열펌프 작동온도의 상승은 이산화탄소 열펌프 가스쿨러의 고온 고압의 냉매와 열교환하는 2차 유체의 공급 온도가 높아짐을 의미한다. 따라서 Fig. 4.3에서 확인한 바와 같이 2차 유체인 물의 온도가 높아짐에 따라 가스쿨러 냉매 출구의 온도와 압력이 상승하게 되어 EEV로 들어가는 냉매의 온도와 압력도 이와 비례하여 높아지게 된다. 본 연구에서는 EEV를 등엔탈피 과정으로 가정하였기 때 문에 EEV 출구에서 나오는 이상상태의 냉매의 건도가 커지고 압축기 입구로 들어 가는 압력이 감소하게 된다. 이는 압축기 입·출구의 압력비를 증가시켜 압축기 소 비동력이 증가하게 한다. 또한 압축기의 압력비 상승으로 인하여 냉매의 질량유량 이 감소하게 되므로 열펌프 작동온도 상승에 따른 가스쿨러측 난방용량은 감소하 게 된다. 따라서 가스쿨러측 난방용량 감소와 압축기 소비동력 증가로 인해 난방 성능계수가 감소하는 경향을 나타난다. 본 연구에서는 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상승함에 따라 난방 성능계수는 2.15에서 1.7로 약 0.45감소하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 4.5은 열펌프 작동온도 변화에 따른 집열기 작동시간, 집열기 효율, 집열량 그리고 급탕량을 보여주고 있다. 열펌프 작동온도가 상승함에 따라 집열기 작동시

- 44 -

간, 집열기 효율 그리고 집열량은 감소하는 모습을 나타낸다. 여기서 열펌프 작동 온도의 상승은 축열탱크 내에 저장된 유체의 온도가 높아짐을 의미한다. 축열탱크 의 온도가 상승함에 따라 집열기로 공급되는 열매체의 온도가 상승하는데 이는 집 열기 효율, 집열량, 집열기 작동시간에 큰 영향을 끼친다. 동일 일사량과 실외온도 하에서 집열기 입구로 들어오는 열매체의 온도 상승으로 인하여 집열기에서의 열 손실이 커지게 되고 집열기 입·출구 온도차 감소로 인하여 집열기 작동 시간 및 집열열량이 감소하게 된다. 반면 급당부하의 경우 하루 3번 동일한 급당부하가 발 생하였음에도 불구하고 축열탱크의 온도 상승으로 인한 높은 급당 출수온도에 의 해 급당 부하량이 증가함을 알 수 있다. 본 연구에서는 열펌프 작동온도가 40°C에 서 48°C로 상승하였을 때 집열기 효율은 약 7.6%, 집열량은 2.73 kWh 감소하였으 며 급당량은 2.52 kWh 정도 상승하였다. 또한 집열기 운전시간은 열펌프 작동온도 40°C에서 최대 8.8시간으로 나타났으며 48°C로 증가하였을 때 운전시간이 17%감소 한 7.3시간으로 나타났다.

Fig. 4.6는 열펌프 작동온도 변화에 따른 실내 난방시간, 난방열량, 그리고 열펌프 작동시간을 보여주고 있다. 실내온도와 외기온도를 동일하게 시뮬레이션을 진행하 였기 때문에 열펌프 작동온도 변화에 따라 일일 난방 열량은 195 kWh 정도로 거 의 일정하게 유지됨을 알 수 있다. 열펌프 작동온도가 높게 설정될수록 축열탱크내 의 유체의 온도가 설정온도와 유사하게 상승하게 되므로 실내공간으로 공급되는 난방수의 온도 또한 높아지게 된다. 따라서 동일한 난방부하량이 발생하였지만 실 내공간으로 공급되는 난방수의 온도가 높아 실내공간에서 난방을 담당하는 FCU의 작동시간이 줄어들게 된다. 열펌프 작동온도가 높아짐에 따라 축열탱크에서 유체의 높은 온도를 유지하기 위한 열펌프가 지속적으로 운전됨으로 열펌프 작동 시간이 17 시간에서 20.3 시간으로 지속적으로 증가함을 알 수 있다.



Fig. 4.3 P-h diagram of R744 cycles with the heat pump operating temperature.



Fig. 4.4 Variations of heating COP, compressor work, and heating capacity with heat pump operating temperature.



Fig. 4.5 Variations of collector operating time, collector efficiency, collector heat, and hot water heat with heat pump operating temperature.



Fig. 4.6 Variations of indoor heating time, heating heat, and heat pump operating time with heat pump operating temperature.

#### 3. 실외 온도 변화에 따른 영향

Fig. 4.7은 실외온도 변화에 따른 이산화탄소 열펌프의 운전 사이클을 p-h선도를 나타내고 있다. 실외온도가 낮아질수록 이산화탄소 열펌프 사이클의 증발기측 압력 이 약 300 kPa씩 낮아지는 것을 확인할 수 있다. 이는 시뮬레이션을 진행함에 있어 증발기 과열도를 10°C가 되도록 설정하였기 때문에 EEV 출구의 압력이 실외온도보 다 10°C 낮은 온도의 포화압력에 근접하게 형성되기 때문이다. 또한 실외 온도가 감소함에 따라 압축기 입구의 냉매온도가 낮아지게 되고 이는 압축기의 압축효율 을 감소시키게 된다. 외기온도가 상승할수록 압축기에서의 압축비는 감소하고 압축 과정의 일이 줄어드는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4.8은 실외 온도 변화에 따른 난방 성능계수, 압축기 소요동력, 그리고 난방 용량을 보여주고 있다. 실외온도 상승으로 인하여 열펌프의 난방 성능계수는 증가 함을 알 수 있다. 이는 실외온도 상승으로 인한 증발기 출구의 온도가 높아지게 됨 에 따라 고온의 압축기 토출온도를 얻을 수 있어 열펌프의 난방용량이 증가하기 때문이다. 특히, 압축기 입구의 온도 상승으로 인하여 압축기 소비동력이 증가하기 는 하지만 높은 토출온도에 의한 난방용량 증가폭이 더욱 크기 때문에 이산화탄소 열펌프의 난방성능이 증가하게 된다. 본 연구에서는 실외온도가 3°C에서 11°C로 증 가할 때 소요동력은 0.153 kW 감소하고 난방용량은 1.78 kW 증가하는 것으로 나 타났다. 따라서 실외온도 변화에 따라 이산화탄소 열펌프의 난방 성능계수는 1.73(3°C)에서 2.12(11°C)로 향상되었으며 실외온도 2°C 감소에 난방 성능계수가 평 균 5%정도 감소함을 알 수 있었다.

Fig. 4.9는 실외온도 변화에 따른 집열기 작동시간, 집열기 효율, 그리고 집열열량 을 보여주고 있다. 앞선 2장 5절의 식 2-28을 보면 집열기 효율은 실외온도에 비례 함을 알 수 있다. 따라서 실외온도가 높아질수록 집열기 효율이 커지고 이는 동일 한 일사량 하에서 집열열량의 증가를 의미한다. 또한 낮은 일사량이라 할지라도 집 열기 효율이 높아져 좀 더 긴 시간 동안 집열운전을 하는 것으로 나타났다. 시뮬레 이션 결과 일일 일사량 10 MJ/m<sup>2</sup>, 열펌프 작동온도 44°C 조건하에서 외기온도가 높 아질수록 태양열 집열기 성능이 향상되었으며 본 시뮬레이션 조건 중 실외온도 11°C에서 태양열 집열기 효율은 최대 43%, 집열운전은 8.8시간, 난방열량은 18.64 kWh로 나타났다. 또한 외기온도 상승(3°C→11°C)에 따른 집열기 작동시간은 20%, 집열기 효율은 8%, 집열열량은 17.2% 향상됨을 보였다.

Fig. 4.10은 실외온도 변화에 따른 실내기 작동시간, 실내부하량, 그리고 열펌프 작동시간을 보여주고 있다. 실외온도가 3°C에서 11°C로 증가할수록 실내공간의 온 도와 실외온도와의 온도차이가 작아져 난방부하량이 251.2 kWh에서 134.8 kWh로 감소하게 되고 난방부하 감소로 인해 실내기의 작동시간이 10.3시간에서 5.5시간으 로 약 절반가량 줄어들게 된다. 따라서 보조열원인 열펌프의 작동시간 역시 감소하 게 된다. 실외온도가 2°C 상승함에 따라 실내 난방시간이 약 1시간 정도씩 감소하 는 경향을 나타내고 있으며, 난방부하량은 평균 14.3%정도 감소하였다.



Fig. 4.7 P-h diagram of R744 cycles with the outdoor temperature.



Fig. 4.8 Variations of heating COP, compressor work, and heating capacity with outdoor temperature.



Fig. 4.9 Variations of collector operating time, collector efficiency, and collector heat with outdoor temperature.



Fig. 4.10 Variations of indoor heating time, heat pump operating time, and heating heat with outdoor temperature.

### 4. 실내 설정온도 변화에 따른 영향

Fig. 4.11은 실내 설정온도 변화에 따른 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시 스템의 태양열 의존율, 집열량, 난방열량 그리고 급당열량의 변화를 나타내고 있다. 실내 설정온도 상승에 따라 실외온도와의 온도차 증가로 난방공간의 열손실이 증 가하게 되고 이에 난방부하량이 증가하게 된다. 반면 집열열량과 급당열량은 각각 일일 일사량과 열펌프 작동온도가 동일하게 설정되었기 때문에 실내 설정온도 변 화와 무관하게 일정한 값을 나타나는 것으로 나타났다. 따라서 열펌프 의존율의 경 우 공급열량인 태양열에 의한 집열량은 일정하나 전체 부하중 난방부하량의 증가 하여 실내 설정온도 상승에 따라 상대적으로 태양열 의존율은 지속적으로 감소하 는 것으로 나타났다. 해석 결과 실내 설정온도가 18°C에서 26°C로 높아졌을 때 집 열열량은 17.21 kWh, 급탕열량은 14.2 kWh로 동일하게 나타났다. 반면에 난방 부 하량은 166.4 kWh에서 282.9 kWh로 약 70% 정도 크게 증가하였다. 평균적으로 실 내 설정온도 2°C 증가에 따라 난방부하량이 약 17.5%정도 증가 하는 것으로 나타 났다. 또한 난방부하량의 증가로 인해 태양열 의존율은 9.5%에서 5.8%로 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.12는 실내 설정온도 변화에 따른 열펌프 작동시간, 실내 난방시간 그리고 열펌프 열량을 나타내고 있다. 실내 설정온도 상승에 따라 실내 난방시간이 증가되 는 경향을 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이는 실내온도와 실외온도의 온도차 증 가로 인해 난방공간의 열손실이 증가되기 때문이다. 또한 난방공간의 열손실로 인 하여 난방부하량 증가하고 증가된 난방부하량을 보조해주기 위해 열펌프의 운전시 간이 늘어남을 확인할 수 있다. 따라서 늘어난 열펌프의 운전시간으로 인하여 열펌 프의 일일 공급열량 역시 크게 증가함을 알 수 있었다. 특히, 실내 설정온도 26°C 에서 난방부하량이 동일한 양으로 증가함에도 불구하고 열펌프 작동시간과 열펌프 열량의 증가율이 다소 감소하는 것처럼 나타났다. 이는 실내설정온도 26°C 조건에 서 열펌프의 작동이 낮 시간 태양열에 의한 난방효과로 인해 정지하였던 30분을 제외하고는 하루에 99% 가까이 작동하였기 때문에 증가율이 다소 감소하는 것처럼 나타났기 때문이다. 해석 결과 보조열원인 열펌프가 하루 중 99% 가까이 작동하였 음에도 불구하고 난방 부하량을 충분히 감당하지 못해 축열탱크의 온도가 다소 감 소하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 본 연구에서 설계된 태양열 하이브리드 이산 화탄소 열펌프 시스템은 기준 조건하에서 최대한 안정적으로 난방 운전이 가능한 온도는 실내 설정온도 26°C이기 때문이다. 또한 실내 설정온도 상승으로 인하여 열 펌프 공급열량은 18°C일 때 160 kWh, 26°C일 때 최대 245.66 kWh로 약 85 kWh정 도 증가하는 것으로 확인되었다.



Fig. 4.11 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with indoor setting temperature.



Fig. 4.12 Variations of heat pump operating time, indoor heating time and heat pump heat with indoor setting temperature.
### 5. 일일 일사량 변화에 따른 영향

Fig. 4.13은 일사량 증가에 따른 태양열 의존율, 집열량, 난방열량 그리고 급탕열 량을 나타내고 있다. 일사량을 제외한 나머지 조건은 모두 기준조건으로 동일하게 설정하였기 때문에 실내공간에서의 열손실은 모든 조건에서 같게 나타나고 이에 난방열량 역시 동일하게 나타났다. 또한 급탕열량의 경우 일사량 증가에 따른 축열 탱크의 온도상승에 미치는 영향이 거의 미비한 것으로 나타나 급탕열량 역시 동일 하게 나타났다. 반면에 집열량은 일사량이 증가함에 따라 증가하는 것으로 나타났 다. 특히 태양열 의존율의 경우 난방부하량과 급탕열량이 동일함에도 불구하고 일 사량 증가에 따라 집열량이 증가하게 되고 이에 태양열 의존율 역시 증가하는 것 으로 나타났다. 일사량이 1 MJ/m<sup>2</sup>에서 20 MJ/m<sup>2</sup>으로 증가함에 따라 난방부하량과 급탕부하량은 196.1 kWh와 14.2 kWh로 나타났으며 집열량의 경우에는 0 kWh에서 최대 47.75 kWh로 나타났다. 따라서 태양열 의존율은 일사량 20 MJ/m<sup>2</sup> 조건하에서 최대 22.7%로 나타났다.

Fig. 4.14는 일사량을 제외한 다른 운전조건을 동일하게 설정한 후 일사량 변화에 따른 집열기 작동시간, 집열기 효율, 열펌프 작동시간 그리고 열펌프 열량을 보여 주고 있다. 일사량이 증가함에 따라 양질의 열원을 장시간 집열기에서 얻을 수 있 어 집열운전 시간이 길어지는 것을 확인할 수 있으며 높은 일사조건으로 인하여 집열기 효율 역시 47.8%까지 증가함을 알 수 있었다. 반면에 높은 일사량에 따른 단일시간 집열기에서 공급되는 열량이 커지게 되기 때문에 집열기 출구의 열매체 의 온도가 상승하게 되고 태양열 하이브리드 이산화탄소 시스템 전반의 태양열 의 존율이 증가하게 된다. 따라서 태양열 집열기에서 공급받은 열원으로 모든 부하를 감당할 수 없을 경우 작동하는 열펌프의 작동시간과 열펌프 열량이 태양열 집열기 의 집열량 증가로 인하여 감소하게 된다. 해석결과 열펌프의 작동시간은 최대 20시 간에서 15.3시간으로 줄어드는 것으로 나타났으며 이때의 열펌프 공급열량은 각각 206.7 kWh와 157.6 kWh로 나타났다. 특히, 열펌프의 작동시간이 일사량 증가에 따 라 최대 5시간 단축될 수 있는데 이는 일사조건이 좋은 지역에서는 시스템 운용시 전력 소비를 크게 줄일 수 있어 경제적인 관점에서 많은 이점이 있을 것으로 보인 다.



Fig. 4.13 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with solar radiation.



Fig. 4.14 Variations of collector operating time, collector efficiency, heat pump operating time and heat pump heat with solar radiation.

## 제 2 절 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스

#### 텎

#### 1. 열펌프 작동온도 변화에 따른 영향

이산화탄소용 열펌프의 경우 운전조건 변화에 시스템 성능이 크게 변화함으로 난방운전을 위한 열펌프 작동온도 변화에 따른 EEV 개도 제어는 시스템 신뢰성 확보를 위하여 매우 중요하다. 따라서 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 정확한 데이터 확보를 위해 이산화탄소 열펌프 성능에 미치는 변수인 열 펌프 작동온도를 변화 시켜가면서 최적의 성능을 보이는 EEV 개도에 대하여 고찰 하였다.

Fig. 4.15는 열펌프 작동온도 변화에 따른 압축기 입·출구의 압력비, 최적의 EEV 개도, 압축기 소비동력 그리고 성능계수의 변화를 나타내고 있다. 열펌프 작 동온도가 40°C에서 48°C로 증가함에 따라 최적의 EEV 개도는 52%에서 40%로 감 소하였으며 시스템의 난방 성능계수가 2.77에서 2.12로 약 23.5% 감소하였다. 이는 열펌프 작동온도가 증가할수록 가스쿨러에서 열교환량이 감소하고 EEV로 들어가 는 냉매의 온도와 압력이 더욱 높아져 증발기 입구로 들어가는 이상상태의 냉매의 건도가 커지기 때문이다. 따라서 압축기 입구로 들어가는 압력이 감소하여 압축기 입·출구 압력비 증가에 의해 압축기 소요동력이 증가하게 된다. 시뮬레이션 결과 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 증가함에 따라 압축기 입·출구의 압력비가 2.57에서 3.07로 약 19.9% 증가하였고 압축기 소비동력은 4.5 kW에서 5.3 kW로 약 17.8% 상승하는 것으로 나타났다. 앞장에서 설명드린 바와 같이 운전조건별 최적의 EEV 개도는 각각의 운전조건별 최적의 압축비를 가지는 개도에서 나타난다.

Fig. 4.16은 열펌프 작동온도 변화에 따른 난방시간, 열펌프 작동시간, 집열열량

그리고 태양열 의존율을 보여주고 있다. 열퍾프 작동온도가 높게 설정될수록 난방 을 위한 축열탱크의 온도가 상승하고 이에 열퍾프의 작동시가이 증가하는 것으로 나타났다. 즉, 열퍾프의 작동온도 상승으로 인하여 축열탱크에서의 급탕부하량이 증가하고 열펌프 운전시 축열탱크로 공급되는 시간당 열량이 감소하기 때문으로 판단된다. 특히 열퍾프 작동온도 상승에 따라 가스쿨러측 온도와 압력이 상승되지 만 압력비 상승으로 인하여 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 감소하게 된다. 따 라서 가스냉각 과정에서 일어나는 난방용량이 감소하며 열펌프의 작동시간은 증가 하게 된다. 시뮬레이션 결과 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 증가할수록 일일 열퍾프 작동 시간은 15시간에서 17.1시간으로 2시간 이상 증가하는 것으로 나타났 다. 태양열 집열 열량의 경우 동일하 일사량 조건하에서 시뮬레이션이 진행되었으 나 열펌프 작동온도 상승으로 집열기 입구의 열매체 온도가 상승하게 되며 집열기 에서 공급되는 열량중 축열탱크로의 열전달량은 감소함으로 집열기의 집열효율과 집열열량이 점점 감소하다. 본 연구에서 열펌프 작동온도가 40℃에서 48℃로 높아 질 때 태양열 의존율이 9%에서 7.6%로 약 1.4%정도 감소하였다. 전체적으로 태양 열 의존율이 상대적으로 작게 나타나는데 이는 본 연구에서 겨울철 평균의 일사량 이 10 MI/m<sup>2</sup>으로 맑은 날에 비하여 일사량을 매우 작게 설정하여 실제 시스템 해 석시 태양열에 의한 영향이 적게 나타나기 때문이다. 반면 실내 부하조건이 일정하 기 때문에 일일 난방 공급열량은 열퍾프 작동온도 변화에 따라 변화 없이 거의 유 사하게 나타났다. 또한 축열탱크 온도상승으로 인하여 FCU로 공급되는 난방수의 온도가 높아지게 되고 난방운전 시간이 9.5시간에서 6.8시간으로 약 2.7시간 정도 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 4.15 Variations of pressure ratio, optimal EEV opening, compressor work, and COP with heat pump operating temperature.



**Heat pump operating temperature (°C)** Fig. 4.16 Variations of heating time, heat pump operating time, collector heat, and solar fraction with heat pump operating temperature.

## 2. 지중온도 변화에 따른 영향

Fig. 4.17은 지중온도 변화에 따른 압축기 입·출구의 압력비, 최적의 EEV 개도, 압축기 토출온도 그리고 질량유량을 나타내고 있다. 지중온도가 상승할수록 최적의 EEV 개도는 증가함을 알 수 있다. 이는 지중온도가 상승할수록 압축기 입구의 온 도와 압력이 높아지게 되어 압력비 감소로 인한 냉매의 질량유량이 증가하기 때문 이다. 또한 지중온도 상승에 따른 압력비 감소로 압축기 출구온도가 감소하는 것을 확인할수 있었다. 해석결과 지중온도가 11°C에서 19°C로 상승함에 따라 압축기 입·출구의 압력비가 3에서 2.5로 감소하며, 압력비 감소로 인해 냉매의 질량유량 은 62.5 g/s에서 81.4 g/s로 약 30% 증가하고 압축기 출구의 냉매온도는 109.5°C에 서 87°C로 감소하는 것으로 나타났다. 지중온도의 상승이 냉매의 토출온도를 크게 감소시켜 시스템의 신뢰성을 향상시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 4.18은 지중온도 변화에 따른 열펌프 의존율, 압축기 소비동력 그리고 성능 계수를 나타내고 있다. 난방 성능계수는 지중온도가 높아질수록 성능계수가 증가하 는 것으로 나타났다. 지중온도를 11°C에서 19°C로 높였을 경우 난방 성능계수는 2.13에서 2.81까지 약 31.9%정도 증가함을 확인하였다. 증발기는 지중온도의 직접적 인 영향을 받으므로 지중온도가 높아짐에 따라 압축기 입구의 압력이 증가되어 압 력비가 감소되고 압축과정 중 압축효율의 증가로 인하여 압축기 소요동력이 감소 한다. 따라서 일정한 실내부하조건을 가지는 시스템에서 시스템의 성능은 향상되게 된다. 또한 지중온도가 상승함에 따라 열펌프 의존율이 증가하는 모습을 볼 수 있 다. 이는 지중온도가 상승함에 따라 열펌프의 압축기 출구의 온도는 감소하지만 시 스템에 흐르는 질량유량이 크게 증가되어 가스쿨러에서의 난방용량이 크게 증가되 기 때문이다. 본 연구에서는 지중온도가 11°C에서 19°C로 상승하였을 때 난방과 급 당을 포함한 시스템 전체 부하량에 대한 열펌프 의존율은 88.4%에서 최대 93.5%까 지 5.1% 증가하였다. 본 연구의 해석결과 난방 성능계수가 최대 2.81로 일반적인 열펌프에 비하여 낮게 측정됨을 알 수 있는데 이는 실제 사용자의 급탕을 위한 온 수온도를 고려하여 가스쿨러 출구의 온도에 영향을 미치는 열펌프 작동온도를 40°C에서 48°C 사이로 다소 높게 설정하였기 때문이다. 즉, 급탕온수 확보를 위하 여 본 시스템과 같이 열펌프 출구에 별도의 고온의 온수를 확보할 수 있도록 설계 한 시스템에서는 축열탱크의 개별 운전이나 축열탱크 성층화를 위한 설계가 시스 템의 효과적인 운영과 에너지 절약을 위하여 필요함을 확인할 수 있었다.



Fig. 4.17 Variations of pressure ratio, optimal EEV opening, compressor outlet temperature, and mass flow rate with ground temperature.



Fig. 4.18 Variations of heat fraction of heat pump, compressor work, and COP with ground temperature.

## 3. 일일 일사량 변화에 따른 영향

Fig. 4.19는 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에서 일사량 변화 에 따른 집열기 작동시간, 집열기 효율, 열펌프 작동시간 그리고 열펌프 열량을 보 여주고 있다. 앞선 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 유사하게 일사 량 증가에 따라 집열운전 시간이 길어지는 것을 확인할 수 있으며 높은 일사 조건 으로 인하여 집열기 효율 역시 47.8%까지 증가함을 알 수 있었다. 여기서 집열운전 시간의 증가는 태양열 집열기에서 얻어지는 집열량의 증가를 의미하며 이는 본 시 스템의 전체 부하중 태양열에 의해 충당할 수 있는 열량이 증가함을 나타낸다. 반 면 열펌프 시스템의 경우 집열량의 증가로 인하여 열펌프 작동시간이 최대 17.8 시 간에서 최소 13.8 시간으로 약 5 시간정도 감소하였으며 이에 따라 일일 열펌프의 공급열량은 205.3 kWh에서 159.1 kWh로 약 22.5%정도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.20은 일사량 증가에 따른 태양열 의존율, 집열량, 난방열량 그리고 급탕열 량을 나타내고 있다. 일사량을 제외한 나머지 조건은 모두 기준조건으로 동일하게 설정하였기 때문에 실내공간에서의 열손실은 모든 조건에서 같게 나타나고 이에 난방열량 역시 동일하게 나타났다. 반면에 집열량은 일사량이 증가함에 따라 증가 하는 것으로 나타났다. 특히 태양열 의존율의 경우 난방부하량과 급탕열량이 동일 함에도 불구하고 일사량 증가에 따라 집열량이 증가하게 되고 이에 태양열 의존율 역시 증가하는 경향으로 나타났다. 일사량이 1 MJ/m<sup>2</sup>에서 20 MJ/m<sup>2</sup>으로 증가함에 따라 난방부하량과 급탕부하량은 196.1 kWh와 14.2 kWh로 나타났으며 집열량의 경우에는 0 kWh에서 최대 47.75 kWh로 나타났다. 따라서 태양열 의존율은 일사량 20 MJ/m<sup>2</sup>조건하에서 최대 22.7%로 나타났으며 본 시스템의 경우 일사량이 5 m<sup>2</sup>씩 증가함에 따라 태양열 의존율은 약 5.7%씩 증가하는 것으로 확인되었다.



Fig. 4.19 Variations of collector operating time, collector efficiency, heat pump operating time and heat pump heat with solar radiation.



Fig. 4.20 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with solar radiation.

## 4. 실내설정온도 변화에 따른 영향

Fig. 4.21은 실내 설정온도 변화에 따른 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템의 태양열 의존율, 집열량, 난방열량 그리고 급탕열량을 나타내고 있다. 실내 설정온도 상승에 따라 실외 온도와의 온도차 증가로 인한 난방공간의 열손실 이 증가하게 되고 이에 따른 난방부하량이 증가하게 된다. 반면 집열열량과 급탕열 량은 각각 일일 일사량과 열펌프 작동온도가 동일하게 설정되었기 때문에 실내 설 정온도 변화와 무관하게 일정한 값을 나타나는 것으로 나타났다. 따라서 열펌프 의 존율의 경우 공급열량인 태양열에 의한 집열량은 일정하나 전체 부하중 난방부하 량의 증가하여 실내 설정온도 상승에 따라 태양열 의존율은 지속적으로 감소하는 것으로 나타났다. 해석결과 실내 설정온도가 18°C에서 26°C로 높아졌을 때 난방 부 하량은 166.4 kWh에서 283.0 kWh로 1.7배 이상 크게 증가하는 것으로 나타났다. 대략 실내설정온도 2°C 증가에 따라 난방부하량이 약 17.5%정도 증가 하였다. 반면 에 집열량은 17.21 kWh, 급탕열량은 14.2 kWh로 동일하였다. 또한 난방부하량의 증가로 인해 태양열 의존율은 11.4%에서 5.8%로 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 4.22는 실내 설정온도 변화에 따른 열펌프 작동시간, 실내 난방시간 그리고 열펌프 열량을 나타내고 있다. 실내 설정온도 상승에 따라 실내 난방시간이 증가되 데 이는 앞서 설명한 바와 같이 실내 온도와 실외 온도의 온도차 증가로 인해 난 방공간의 열손실이 증가되기 때문이다. 또한 난방부하량 증가로 인해 부족한 열량 을 보조해주기 위해 열펌프의 일일 공급열량이 증가하는 것으로 나타났다. 시뮬레 이션 결과 열펌프 작동시간은 실내 설정온도 18°C에서 최소 14시간에서 26°C에서 최대 23.3시간으로 증가하였다. 특히 실내 설정온도 26°C에서는 열펌프 시스템이 99%가까이 운전해야 함을 알 수 있는데 이 경우 시스템에 가해지는 부하가 커지게 됨으로 겨울철 적절한 실내온도의 설정은 시스템의 안정적인 운전을 위해서 요구 되는 큰 변수임을 확인할 수 있다.



Fig. 4.21 Variations of solar fraction, collector heat, heating heat and hot water heat with indoor setting temperature.



Fig. 4.22 Variations of heat pump operating time, indoor heating time and heat pump heat with indoor setting temperature.

# 제 3 절 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열 펌프 시스템의 성능특성 비교

#### 1. 열원에 따른 하이브리드 열펌프 시스템 성능특성 비교

Fig. 4.23은 기준조건에서 태양열과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 사이클의 p-h선도를 나타내고 있다. 본 연구에서는 태양열과 태양열-지열 하이브리 드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능특성을 비교하기 위해 본장의 제 1 절과 제 2 절의 기본 운전조건을 기준으로 두 시스템의 성능을 비교하였다. 이때 두 시스템 모두 가스쿨러 과정에서 냉매와 열교화하는 2차유체(water)의 온도는 44°C로 동일 하게 설정하였다. 반면 증발과정 중 냉매에 영향을 끼치는 두 열원의 온도는 각각 다른 조건인 외기온도 7°C와 지중온도 15°C 조건으로 해석 되었다. 가스냉각과정에 서의 압력은 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하이브 리드 이산화탄소 열퍾프 시스템 모두 10.6~10.8 MPa로 비슷한 압력 범위를 나타났 다. 이는 가스냉각 과정중 가스쿨러내의 냉매와 열교환하는 2차 유체의 공급 온도 가 두 시스템 모두 44℃로 고정되었기 때문이다. 하지만 증발과정에서의 태양열 하 이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 압력은 3.1 MPa로 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템보다 약 0.9 MPa 낮게 확인되었는데 이러한 이유는 증발 과정에서의 냉매와 열교환하는 열 소스의 온도가 각각 7°C(외기온도)와 15°C(지중온 도)로 다르기 때문이다. 반면 증발기에서의 냉동효과는 태양열 하이브리드 열퍾프 시스템이 더 클 것으로 확인할 수 있다.

Fig. 4.24는 열원에 따른 성능계수, 난방용량, 압축기 소비동력을 비교하여 보여주 고 있다. 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템을 비교한 결과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템이 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 비하여 압축기 소비 동력이 낮게 나타나고 난방용량은 높게 나타나 열펌프 시스템의 난방성능이 다소 높은 것으로 나타났다. 본 연구의 해석결과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열 펌프 시스템의 난방용량은 11.58 kW로 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스 템의 난방용량 10.3 kW 보다 약 12.1%정도 증가하는 것으로 나타났다. 반면 압축 기 소비동력의 경우에는 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템은 4.82 kW로 나타나 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 압축기 소비동력 5.42 kW보다 약 11.1% 정도 작은 것으로 확인되었다. 또한 태양열-지열 하이브리 드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 성능계수가 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 성능계수 1.91 보다 약 26% 높은 2.41로 나타나 같은 운전조 건에서 열원에 따라 성능 차이가 큼을 확인하였다.

Fig. 4.25는 열원에 따른 압력비, 가스쿨러측 토출 물의온도, 냉매 질량유량을 비 교하고 있다. 해석결과 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 압력비는 3.53으로 나타났으며 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 압력비 는 3으로 약 0.5정도 작게 나타났다. 이는 이산화탄소 열펌프 시스템에 사용되는 증발열원의 온도가 각각 외기온도 7°C와 지중온도 15°C로 다르기 때문에 압축기 입·출구의 압력비가 차이가 발생하는 것에 기인한다. 일반적인 시스템에서 압력비 차이는 두 시스템의 난방용량 및 압축기 소비동력에 큰 영향을 미친다. 특히 태양 열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 경우 높은 압력비를 가지며 가스쿨러 에서 열교환하고 회수되는 물의 온도가 76.4°C로 태양열-지열 하이브리드 이산화탄 소 열펌프 시스템보다 6.1°C정도 높은 온도로 나타났다. 하지만 높은 압력비에 의 해 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 태 양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량이 태 양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 흐르는 명매의 질량유량이 태 냉방효과에도 불구하고 이는 Fig. 4.20에서 확인된 바와 같이 태양열-지열 하이브리 드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방용량이 태양열 하이브리드 열펌프 시스템 보 다 증가하게 된다.

Fig. 4.26은 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하이브 리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 열펌프 작동온도, 열펌프 의존율, 열펌프 공급열 량을 비교하여 보여주고 있다. 시뮬레이션 결과 두 시스템 모두 일일 공급열량은 189 kWh로 유사하게 나타났다. 이는 실내 설정온도, 실외온도, 일사량, 열펌프 작 동온도가 모두 동일하게 설정되었기 때문에 태양열 집열기 집열열량, 난방부하량, 급탕부하량이 동일하게 발생하였기 때문이다. 이와 맞물려 시스템의 일일 열펌프 의존율 역시 유사하게 나타났다. 하지만 하루기준 열펌프 작동시간은 태양열 하이 브리드 이산화탄소 열펌프 시스템이 18.3시간으로 태양열-지열 하이브리드 이산화 탄소 열펌프 시스템의 작동시간 16.3시간보다 약 2시간 정도 더 작동하는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 두시스템 모두 열펌프 의존율이 90%정도로 다소 높게 나 타났는데 이는 겨울철 평균 일사량이 10 MJ/m<sup>2</sup>으로 맑은 날에 비하여 일사량을 작게 설정하여 태양열에 의한 영향이 상대적으로 적게 영향을 미쳤기 때문이다. 하 지만 일일 일사량은 맑은날 기준으로 변경하는 경우 시스템의 열펌프 의존율을 크 게 감소할 것으로 예상된다.

Fig. 4.27은 열펌프 작동온도 변화에 따른 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능계수, 난방용량, 압축기 소비동력을 비교하여 보여주고 있다. 두 시스템 모두 열펌프 작동온도가 높 아질수록 난방 용량이 감소하는 경향을 나타내고 있다. 열펌프 작동온도의 상승은 이산화탄소 열펌프 가스쿨러의 고온·고압의 냉매와 열교환하는 2차 유체의 공급온 도가 높아짐을 의미한다. 따라서 2차 유체인 물의 온도가 높아짐에 따라 가스쿨러 냉매 출구의 온도와 압력이 상승하게 되어 EEV로 들어가는 냉매의 온도와 압력이 더욱 높아지게 된다. 본 연구에서는 EEV를 등엔탈피 과정으로 가정하였기 때문에

- 70 -

EEV 출구에서 나오는 이상상태의 냉매의 건도가 커지고 압축기 입구로 들어가는 압력이 감소하게 된다. 이는 압축기 입출구의 압력비를 증가시켜 압축기 소비동력 이 증가하게 한다. 또한 압축기의 압력비 상승으로 인하여 냉매의 질량유량이 감소 하게 되므로 열펌프 작동온도 상승에 따른 가스쿨러측 난방용량은 감소하게 된다. 또한 가스쿨러측 난방용량 감소와 압축기 소비동력 증가로 인해 난방 성능계수가 감소하는 경향을 나타낸다. 본 연구에서는 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상 승함에 따라 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 성능계수는 2.15 에서 1.70으로 약 0.45감소하는 것을 알 수 있었으며 압축기 소비동력은 5.16 kW에 서 5.56 kW로 약 7.6% 증가하는 것으로 나타났다. 그리고 난방용량은 11.1 kW에서 9.45 kw로 약 14.8% 감소하였다. 반면 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열퍾프 시스템의 경우 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상승함에 따라 난방용량이 12.44 kW에서 11.12 kW로 약 10.6% 감소하였으며 압축기 소비동력은 4.5 kW에서 5.26 kW로 약 16.8%정도 증가하였다. 따라서 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열퍾프 시스템의 난방 성능계수는 2.77에서 2.12로 약 23.5%정도 감소하는 것으로 확인되었다. 특히 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상승함에 따라 태양열 하이 브리드 이산화탄소 열펌프 시스템이 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 시스템 보다 난방용량의 감소율이 약 4.2% 정도 더 크게 나타났지만 압축기 소비동력의 증 가율이 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템에 비해 약 9.1%정도 더 작게 나타 나는 것으로 확인되었다. 따라서 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템이 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템보다 난방 성능계수 감소율이 약 2.6%정도 낮은 것으로 확인되었다. 종합적으로 검토할 때 겨울철 난방을 위하여 태양열 하이브리드 열펌프 시스템보다 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능이 크게 향상됨을 알 수 있었으며 난방 용량에 대한 시스템 신뢰도 역시 높아 질 수 있음을 확인하였다.



Fig. 4.23 P-h diagram of R744 cycles with the heat source.



Fig. 4.24 Variations of COP, heating capacity, and compressor work with the heat source.



Fig. 4.25 Variations of pressure ratio, water temperature, and refrigerant mass flow rate with the heat source.



Fig. 4.26 Variations of heat pump operating time, heat fraction of heat pump, and supply heat of heat pump with the heat source.



Fig. 4.27 Variations of COP, compressor work, and heating capacity with the heat pump operating temperature.

# 제5장결론

본 연구에서는 주거용으로 적용될 공기열원 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌 프 시스템과 지열원 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에서 운전 및 외 부조건 변화에 따른 시스템의 성능특성 변화를 알아보고자 하였다. 본 연구를 통하 여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 시뮬레이션 결과 축열탱크 설정 온도와 실외온도 변화에 따른 최적의 난방 성능계수를 가지는 EEV 개도를 확인할 수 있었다. 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 상승함에 따라 난방 성능계수는 2.15에서 1.7로 약 0.45 감소하는 것을 알 수 있었으며 집열기 효율은 약 7.6%, 집 열량은 2.73 kWh 감소하였으며 급탕량은 2.52 kWh 정도 상승하였다. 또한 실외온 도 변화에 따라 이산화탄소 열펌프의 난방 성능계수는 1.73(3°C)에서 2.12(11°C)로 나타났으며 실외온도 2°C 감소에 난방 성능계수가 평균 5%정도 감소하였으며 실외 온도 11°C에서 태양열 집열기 효율은 최대 43%, 집열운전은 8.8시간, 난방열량은 18.64 kWh로 나타났다. 실내 설정온도가 18°C에서 26°C로 높아졌을 때 난방 부하 량은 136.5 kWh에서 282.9 kWh로 2배 이상 크게 증가하였다. 해석결과 실내설정온 도 2°C 증가에 따라 난방부하량이 약 15%정도 증가 하는 것으로 나타났다. 추가적 으로 일사량 변화에 따라 시스템 성능을 비교한 결과 실외온도 7°C, 실내설정온도 20°C, 열펌프작동온도 44°C에서 일일 일사량을 5 MJ/m<sup>2</sup>씩 증가하였을 때 본 연구에 서 설계한 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 태양열 의존율은 최대 24.5%로 나타났다.

태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 경우 열펌프 작동온도가 40°C에서 48°C로 증가할수록 시스템의 난방 성능계수는 2.77에서 2.12로 약 23.5% 감소하였으며 열펌프 작동 시간은 15.8시간에서 17.5시간으로 증가하는 것으로 나 타났다. 축열탱크 온도 상승으로 인한 FCU로 공급되는 난방수의 온도가 높아지게 되어 난방시간이 약 40% 정도 줄어드는 것을 확인할 수 있었다. 지중온도가 11℃ 에서 19℃로 상승할 경우 난방 성능계수는 2.13에서 2.81까지 약 31.9%정도 증가함 을 확인하였다. 따라서 지중온도가 상승함에 열펌프의 의존율이 88.4%에서 최대 93.5%까지 증가하는 것을 확인하였다. 실내설정 온도 상승에 따라 실외온도와의 온 도차 증가로 인한 난방공간의 열손실이 증가하게 되고 이에 따른 난방부하량이 증 가하게 된다. 따라서 이러한 난방부하량을 보조해 주기 위해 열펌프의 작동 시간 및 공급열량이 증가되는 것으로 나타났다. 시뮬레이션 결과 실내 설정온도가 18℃ 에서 26℃로 높아졌을 때 난방 부하량은 166.4 kWh에서 283 kWh로 1.7배 이상 증 가하였다. 해석에 의하면 실내설정온도 2℃ 증가에 따라 난방부하량이 약 17.5%정 도 증가 하는 것으로 나타났다.

태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템과 태양열-지열 하이브리드 이산화 탄소 열펌프 시스템을 비교한 결과 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시 스템이 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템에 비하여 압축기 소비동력이 낮게 나타나고 난방용량은 높게 나타나 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 성능계수가 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 난방 성능계수 1.91 보다 약 26% 높은 2.41로 분석되었다. 또한 태양열 하이브리드 이산 화탄소 열펌프 시스템의 압력비는 3.53으로 나타났으며 태양열-지열 하이브리드 이 산화탄소 열펌프 시스템의 압력비는 3으로 약 0.5정도 낮게 나타났다. 열펌프 작동 온도가 40°C에서 48°C로 상승함에 따라 태양열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시 스템이 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 시스템 보다 난방용량의 감소율이 약 4.2%정도 크게 나타났지만 압축기 소비동력의 증가율이 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템에 비해 약 9.1%정도 작게 나타나는 것으로 확인되었다. 따라서 태양 열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템이 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템보다 난방 성능계수 감소율이 약 2.6%정도 낮은 것으로 확인되었다. 종합적으로 검토하였을 때 겨울철 난방을 위하여 태양열 하이브리드 열펌프 시스 템보다 태양열-지열 하이브리드 열펌프 시스템의 성능이 크게 향상됨을 알 수 있 었으며 난방용량에 대한 시스템 신뢰도 역시 높아질 수 있음을 확인하였다.

본 연구를 통하여 태양열 하이브리드 이산화탄소 시스템과 태양열-지열 하이브 리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 작동조건에 따른 최적제어를 제공하고 이를 바 탕으로 신재생에너지인 태양열과 지열을 동시에 이용하는 태양열-지열 하이브리드 이산화탄소 열펌프 시스템의 신뢰성을 높일 수 있을 것이다. 또한 대체냉매로서의 이산화탄소 냉매에 대한 적용가능성과 시스템 안정성 제고 측면에서 매우 중요한 자료가 될 것으로 기대된다.

# REFERENCE

ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard 116.

Back, N. C., Lee, J. K., Kim, H. J., Yang, Y. S., and Song, B. H., 2000, Experimental study on the solar assisted heat pump system, Proceeding of Korean Solar Energy Society '00 Fall Annual Conference, pp. 76-82.

Baek, N. C., Lee, J. K., Yu, C. K., Yoon, E. S., and Yoon, J. H., 2010, A study on the operating characteristics of solar collection system in solar thermal/geothermal hybrid system with facade integrated solar collector, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 30, No. 5, pp. 69-76.

Baskov, V. L., Kuraeva, I. V., and Protopopov, V. S., 1977, Heat transfer with the turbulent flow of a liquid at supercritical pressure in tubes under cooling conditions, High Temperature (Translated from Teplofizika Vysokikh Temperature), Vol. 15, No. 1, pp. 81-86.

Biberg, B., 1999, An explicit approximation for the wetted angle in two-phase stratified pipe flow, Can. J. Chem. Eng., Vol. 77, pp. 1221-1224.

Chen, Y., and Gu, J., 2005, The optimum high pressure for CO2 transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.

Chisholm, D., 1983, Two-Phase Flow in Pipelines and Heat Exchangers, Longman.

DACO Industrial Research, 2008, Market forecasts of solar heat system, Seoul, Korea.

Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, Heat transfer in automobile radiators of the tubular type, University of california publications of engineering, Vol. 2, pp.443-461

Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Yin, J., Kim, M., and Bullard, C., 2000, Transcritical CO<sub>2</sub> heat pump for residential application, 4th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Purdue, pp. 9-16.

Hwang, I. J. and Woo, N, S., 2006, An experimental study on the load delivery characteristics of hybrid energy system with geothermal and solar heat sources, Transactions of the Korea Society of Geothermal Energy Engineers, Vol. 2, No. 2, pp. 1-8.

Hwang, Y. W. and Kim, O. J., 2007, Experimental study on the CO<sub>2</sub> flow through electronic expansion valves, Proceedings of the SAREK, pp. 1237-1241.

Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1996, Introduction to Heat Transfer, 3rd de., John Wiley & Sons. Kim, M., Pettersen, J., and Bullard, C. W., 2004. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. Prog. Energy Combust. Sci. 30, pp. 119-174.

Kim, Y. K., Hwang, I. J., and Lee, T. W., 2005, A study on the application and design of the heating system with a solar assisted heat pump, Proceeding of the Korean Solar Energy Society '05 Conference, pp. 83-99.

Kuang, Y. H., and Wang, R. Z., 2006, Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 80, No. 7, pp. 795-803.

Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, R., and Schiefloe, P., 1998, CO<sub>2</sub>-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 3. pp. 172-179.

Park, Y. C., Ko, G. S., and Han, Y. R., 2007, A study on hybrid heating system with anti-superheating devices, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 2, pp. 19-27.

Park, Y. C., Kim, J. Y., and Ko, G. S., 2007, A study on performance characteristics on hybrid heat pump system with solar energy as heat pump, Journal of Korean Solar Energy Society, Vol. 27, No. 1, pp. 47-54. Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R., and Llopis, R., 2010, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration, Applied thermal engineering, Vol. 3, pp. 302-309.

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2004, Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> cycle for simultaneous cooling and heating applications, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 8, pp. 830-838.

Sarkar, J., Bhattacharyya S., and Gopal M., 2006, Simulation of a transcritica61 CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 29, No. 5, pp. 735-743.

Steiner, D., 1993, Heat transfer to boiling saturated liquids, VDI-Warmeatlas(VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, ed., VDI-Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieigenieurwesen(GCV), Dusseldorf, Germany, (J. W. Fullerton, translator)

Stene, J., 2005, Residential CO<sub>2</sub> heat pump system for combined space heating and hot water heating, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1259-1265.

Sun, K. H., Jung, H. C., Kim, K. S., and Kim, Y. G., 1988, Performance characteristics of expansion part & solar panel of rool bond type on solar heat pump system with R-22 & R-407 refrigerant for school classroom heating, Proceeding of the Korean Solar Energy Society '98 Conference, pp. 105-109.

Thome, J. R., and Ribatski, G., 2005, State-of-the-art of two-phase flow and flow

boiling heat transfer and pressure drop of CO<sub>2</sub> in macro- and micro-channels, Int. journal of refrigeration, Vol 28, pp. 1149-1168.

Trillat-Berdal, V., Souyri, B., and Achard, G., 2007, Coupling of gerthermal heat pump with thermal solar collectors, Applied Thermal Engineering, Vol. 27, No. 10, pp. 1750-1755.

Wang, C. C., Lee, W. S., and Sheu, W. J., 2001, A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers, international journal of heat and mass transfer, Vol 44, pp. 3565-3573.

Wang, X., Zheng, M., Zhang, W., Zhang, S., and Yang, T., 2010, Experimental study of a solar-assisted ground-couple heat pump system with solar seasonal thermal storage in severe cold areas, Energy and Buildings, Vol. 42, No. 11, pp. 2014-2110.

Yoon, S. H., Cho, E. S., and Kim, M. S., 2004, Characteristics of evaporative heat transfer and pressure drop of carbon dioxide and correlation development near the critical point, Korean journal of air-conditioning and refrigerating engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 530-537.

Yoon, S. H., Kim, J. H., and Kim, M. S., 2004, Experimental studies on heat transfer and pressure drop characteristics during gascooling process of carbon dioxide in the supercritical region, Korean journal of air-conditioning and refrigerating engineering, Vol. 16, No. 6, pp. 538-545.

#### 감사의 글

본 논문의 마지막장인 감사의 글을 쓰려고 하니 REL 실험실에서의 추억들이 스쳐 지나가면서 베풀지는 못하고 받기만 한 삶을 반성하게 됩니다. 저를 도와주신 분이 이렇게도 많았음에도 불구하고 일일이 찾아뵙고 감사드리지 못하는 점 용서를 구 합니다. 특히 부족하기만한 저를 거두어 더 높은 세상을 바라볼 수 있는 시야와 엔 지니어로써의 사명감을 심어주신 지도교수 조홍현 교수님께 정말 감사드리며 교수 님께 지도받았던 이 기간이 저에게는 인생의 터닝 포인트가 아니었나 싶습니다. 항 상 몸 건강하시고 앞으로 좋은 일들만 가득하시길 빕니다. 아울러 본 논문의 완성 에 있어 많은 도움을 주신 홍명석 교수님, 정낙규 교수님 감사합니다.

그리고 지난 2년 반 동안 같이 울며 웃으며 서로 함께 하였던 실험실 친구들 모두 에게 고마움을 표합니다. EV팀(명기사, 오짜, 그냥신윤찬), CFD팀(배반장, 오쟁, 뽕), CO<sub>2</sub>팀(Box신, 곽꽁, 탁깽) 그리고 Solar팀 Ace(강똥) 등 모두들 이곳에서 자신의 꿈 을 향해 한걸음 더 나아갈 수 있는 인생의 기회를 놓치지 않았으면 좋겠습니다. 또 한, 김지호 교수님을 비롯하여 맏형 태중형님, 잘생긴 진현이형, 졸업한 표형 등 대 학원 과정동안 많은 도움을 주셔서 정말 감사드립니다.

마지막으로 본 학위 과정을 마침에 있어 끝까지 믿어주시고 든든한 후원자가 되어 주신 부모님과 여동생에게 감사드리며 지금까지 묵묵히 옆에서 응원해준 용용이 에게도 감사의 글을 전합니다.

2011年 8月

신재생 에너지 실험실 (REL)

김 원 석