

태양열/공기열 복합 집열기를 가지는 하이브리드 히트펌프 시스템의 열성능에 관한 연구

도규형^{1,2} · 최병일^{1,2} · 한용식¹ · 김명배^{1,2} · 김태훈^{1,2†}

¹한국기계연구원 에너지플랜트안전연구실, ²과학기술연합대학원대학교 플랜트기계공학전공

Study on the Thermal Performance of a Solar Assisted Heat Pump System with a Hybrid Collector

KYU HYUNG DO^{1,2}, BYUNG-IL CHOI^{1,2}, YONG-SHIK HAN¹, MYUNGBAE KIM^{1,2}, TAEHOON KIM^{1,2†}

¹Department of Plant Safety Technology, Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM),
156 Gajeongbuk-Ro, Yuseong-Gu, Daejeon, 34103, Korea

²Department of Plant System and Machinery, University of Science and Technology (UST),
217 Gajeong-Ro, Yuseong-gu, Daejeon, 34113, Korea

Abstract >> In the present work, a solar assisted heat pump (SAHP) system with a hybrid collector was analyzed. For this, a simplified thermodynamic model was developed. Based on the proposed model, the heat transfer rate, COP, and the annual operating hour of the SAHP system were estimated. The effect of the variation of system design parameters on the performance of the system was also examined. From the results, the performance was improved with increasing the effectiveness of heat exchangers and decreasing the difference between the evaporation temperature and the outlet brine temperature of the hybrid collector loop. Finally, the performance of SAHP system with a hybrid collector was compared with that of conventional serial and parallel SAHP systems. The SAHP system with a hybrid collector was substantially better than a series system and slightly worse than a parallel system for both the yearly averaged heat transfer rate and COP. However, the annual operating hour of the SAHP system with a hybrid collector was much better than that of a parallel system.

Key words : Hybrid collector(복합 집열기), Solar assisted heat pump(태양열 하이브리드 히트펌프), Thermal performance(열성능), Thermodynamic analysis model(열역학적 해석 모델)

Nomenclature

ϵ : effectiveness
 \dot{m} : mass flow rate, kg/s
 T : temperature, °C

Subscripts

c : condenser
e : evaporator
in : inlet
out : outlet
SC : solar collector
st : thermal storage tank
w : water

† Corresponding author : thkim79@kimm.re.kr

Received : 2016.4.1 in revised form : 2016.4.18 Accepted : 2016.4.30

Copyright © 2016 KHNES

1. 서 론

태양에너지는 주간 열부하량이 큰 업무시설, 상업 시설, 공공시설 등의 전력 의존도를 줄이기 위한 에너지원으로 사용될 수 있으며, 태양열 시스템과 히트펌프를 통합하여 난방 및 온수를 공급함으로써 전력 의존율을 더욱 감소시킬 수 있다고 보고되고 있다¹⁾. 히트펌프와 태양열 기술을 통합한 하이브리드 시스템은 산·재생에너지원 중의 하나인 태양열에너지를 보조열원으로 활용하여, 난방 및 온수 제조, 에너지 저장, 건조 공정 등의 응용처에 활용될 수 있다²⁾.

다양한 형태를 가지는 태양열-히트펌프 통합 시스템을 대상으로 많은 연구자들이 열성능 및 경제성 평가에 대한 연구를 수행하여 왔다³⁻⁵⁾. 일반적으로 태양열 시스템과 히트펌프 시스템을 통합한 하이브리드 시스템은 Solar Assisted Heat Pump (SAHP) 시스템으로 통칭하며, 히트펌프 증발부의 열원 공급 방식에 따라 직렬형(Serial Type), 병렬형(Parallel Type), 복합형(Hybrid Type) 등으로 분류할 수 있다⁶⁾. 직렬형 SAHP 시스템은 태양열 집열기를 히트펌프의 저온열원부로 이용하는 시스템으로 일사량이 충분하지 못할 경우, 시스템의 운전 자체가 불가능해져 작동시간이 제한되는 단점을 가진다. 병렬형 SAHP 시스템의 경우, 태양열 집열기를 통한 직접 축열 방식과 히트펌프 작동을 통한 고온 열원 축열 방식을 동시에 사용하기 때문에 시스템의 성능 및 시스템 가동시간을 크게 향상시킬 수 있는데 반해, 시스템의 구조 및 운전제어가 상대적으로 복잡하고 시스템의 초기 비용이 높은 단점이 있다. 기존 평판형 집열기와 달리 집열을 통한 태양열에너지 획득뿐만 아니라 공기열에너지도 획득할 수 있는 복합 집열기를 이용한 SAHP 시스템의 경우, 여름철 과열 방지를 통한 수명장기화 및 일간 변동성이 큰 태양열에너지의 활용범위를 늘릴 수 있는 장점을 가진다.

따라서 본 연구에서는 현재 개발 중인 복합 집열

기를 적용한 SAHP 시스템의 열성능을 정량적으로 평가하기 위하여 간단화된 열역학적 해석 모델을 개발하고자 한다. 또한, 기존의 직렬형 및 병렬형 SAHP 시스템에 대한 해석결과와의 비교를 통해 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 효율성을 평가하고자 한다.

2. 태양열 하이브리드 히트펌프 시스템 개요

Fig. 1은 직렬형 및 병렬형 SAHP 시스템의 개략도를 나타내고 있다. Fig. 1(a)의 직렬형 SAHP 시스템에서 태양열 집열기를 통과한 순환수가 증발기로 열을 전달하여 히트펌프의 저온열원 역할을 하게 되며 히트펌프 작동을 통하여 응축부에서 발생하는 고온 열원이 축열조에 저장된다. 여기서 순환수의 작동유체는 50% 질량농도를 가지는 Propylene Glycol-Water를 사용하였다. 그러나 일조량이 충분하지 못한 야간 또는 흐린 날에는 저온열원부의 공급열량 부족으로 인해 히트펌프의 작동이 제한된다. Fig.

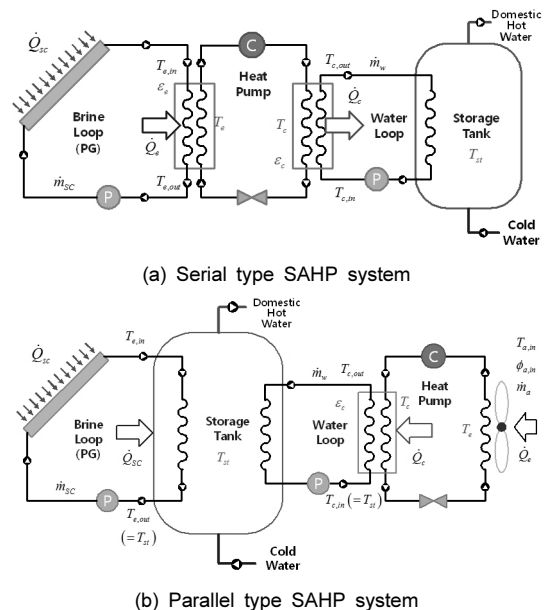


Fig. 1 Schematic diagram of solar assisted heat pump systems

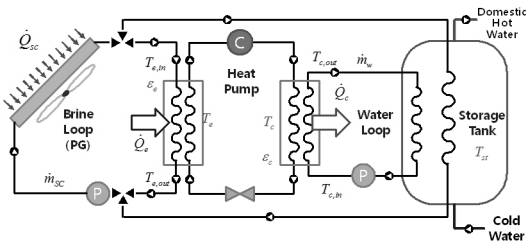


Fig. 2 Schematic diagram of a solar assisted heat pump system with a hybrid collector

1(b)의 병렬형 SAHP 시스템의 경우, 일사량이 충분한 주간에는 태양열 집열기를 통과하면서 얻어진 태양열 에너지를 축열조에 직접 축열하고, 일사량이 부족한 야간에는 외기로부터 얻어지는 저온 열원으로 히트펌프를 작동시켜 고온 열원을 축열조에 저장하게 된다.

Fig. 2는 본 연구에서 개발하고자 하는 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 개략도를 나타내고 있다. 복합 집열기는 기존의 평판형 집열기 하단부에 공기 채널을 추가하여 태양열에너지 뿐만 아니라 공기열에너지도 획득할 수 있는 기능을 수행한다. 일사량이 충분할 경우에는 집열기를 통해 획득한 고온의 열에너지를 축열조에 직접 축열하게 된다. 일사량이 충분하지 못한 경우에는 복합 집열기의 태양열 집열부에서 획득한 열에너지를 저온열원으로 활용하여 히트펌프를 작동시키고, 응축부에서 발생한 고온의 열에너지를 축열조에 축열한다. 야간 또는 일사량이 없는 흐린날에는 복합 집열기의 공기열 획득부를 통해 저온 열에너지를 얻고 이를 이용하여 히트펌프를 작동시켜 고온의 열에너지를 축열조에 축열한다.

3. 해석 모델

3.1 외기조건 및 일조량 결정

복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 열성능을 정량적으로 평가하기 위해서는 입력조건으로 외기조

건 및 일사량 결정이 반드시 필요하다. 본 연구에서는 미국냉동공조학회(ASHRAE)에서 제공하는 시간별 기상데이터인 IWEC (International Weather for Energy Calculations) Data를 사용하였다. IWEC Data는 국내 주요 도시를 포함한 33개 지역의 온도, 습도, 해면기압, 수평면 전일조 강도, 직달 일조 강도, 수평면 산란 일조 강도 등에 대한 시간별 데이터를 포함하고 있다.

경사면의 전일조 강도(G_β)는 식 (1)과 같이 경사면에 대한 직달 일조 강도(B_β), 산란 일조 강도(D_β), 그리고 지면 반사 일조 강도(R_β)의 합으로 나타낼 수 있다⁷⁾.

$$G_\beta = B_\beta + D_\beta + R_\beta \tag{1}$$

$$B_\beta = B_n \cos\theta \tag{2}$$

$$D_\beta = D_h R_d \tag{3}$$

$$R_\beta = \rho G_h \left(\frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \tag{4}$$

식 (2)의 경사면에 대한 직달 일조 강도는 법선면 직달 일조 강도(B_n)와 경사면 대비 입사각(θ)의 곱으로 표현된다. 식 (3)의 경사면에 대한 산란 일조 강도는 수평면 산란 일조 강도(D_h)와 산란 치환 계수(Diffuse Transposition Factor, R_d)의 함수로 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 R_d 값을 계산하기 위한 모델로 이방성 모델인 Perez Sky Diffuse Model⁸⁾을 사용하였다. 지면 반사 일조 강도는 식 (4)와 같이 표현되며, G_h 와 β 는 각각 수평면 전일사 강도와 경사각을 의미한다. ρ 는 지면의 입사광 강도에 대한 반사광 강도의 비로 정의되는 지면 반사율(Albedo)을 나타내며 $\rho=0.2$ 를 사용하였다.

Fig. 3은 IWEC Data를 기준으로 식 (1)-(4)를 이용

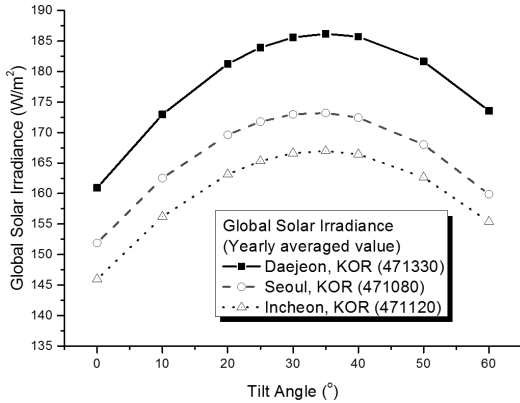


Fig. 3 Yearly averaged global solar irradiance according to the tilt angle

하여 계산한 태양열 집열기의 경사각 변화에 따른 연평균 전일조 강도를 도시한 그래프이다. Fig. 3의 그래프에서 알 수 있듯이, 경사각을 가지는 경우가 수평면에 비해 전일조 강도가 높음을 알 수 있다. 또한 기후 데이터를 적용한 지역의 위도 및 경도에 따라 약간의 차이는 있지만, 30-35도 사이의 경사각 범위에서 연평균 전일조 강도가 최대값을 가짐을 확인하였다. 이 결과로부터 본 연구에서는 태양열 집열기의 경사각을 30도로 고정하여 SAHP 시스템에 대한 열성능 해석을 수행하였으며, 대전지역의 IWEC Data를 적용하였다.

3.2 열역학적 해석 모델

Fig. 2에 도시한 바와 같이, 본 연구에서 개발하고자 하는 SAHP 시스템은 복합 집열기, 히트펌프 유닛, 축열조, 순환펌프, 외기팬 등으로 구성된다. 시스템의 열성능을 정량적으로 평가하기 위하여, 각 구성 요소에 대한 개별적인 모델을 개발하여 통합하였다. SAHP 시스템의 열성능을 평가하기 위한 척도로는 난방 성적계수(COP_H)와 난방능력(\dot{Q}_a)을 사용하였으며, 해석의 간단화를 위하여, 다음의 가정들을 사용하였다.

- 1) 시간별로 주어진 기후 데이터에 대해 SAHP 시

스템은 정상상태로 가정하여 해석

- 2) 실제 난방 및 급탕 부하는 계절별 시간별로 변동이 있으나, 축열조로 저장되는 열에너지는 모두 난방 또는 급탕 공급을 위해 사용된다고 가정하여 해석
- 3) 태양열 집열기를 제외한 시스템 구성 요소들의 대류, 전도, 복사에 의한 열손실은 무시
- 4) 전력 소비량이 가장 큰 히트펌프 유닛의 전력 소비량만을 고려하여, 순환펌프, 외기팬 등에 의한 전력소비량은 무시하고 난방 성적계수를 산출

3.2.1 복합 집열기

복합 집열기의 경우, 태양열에너지 획득 모드와 공기열에너지 획득 모드로 구분하여 각 모드에 대한 모델을 제시하였다.

$$\dot{Q}_{SC} = A_c [G_\beta F_R (\tau\alpha) - F_R (U_L) (\bar{T}_{SC} - T_{a,in})] \quad (5)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a (h_{a,in} - h_{a,out}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{SC} + \dot{Q}_a = \dot{m}_{SC} C_{p,SC} (T_{e,in} - T_{e,out}) \quad (7)$$

태양열에너지 획득 모드에서 열획득량(\dot{Q}_{SC})은 식 (5)와 같이 표현 된다⁹⁾. 여기서, A_c , F_R , τ , α , U_L , \bar{T}_{SC} , T_a 는 각각 집열기의 단면적, 방열 계수, 투과율, 흡수율, 순환수 평균온도, 그리고 외기의 건구온도를 의미한다. 공기열에너지 획득 모드에서 열획득량(\dot{Q}_a)은 식 (6)으로 계산할 수 있다. \dot{m}_a , $h_{a,in}$, $h_{a,out}$ 는 건공기 질량 유량, 습공기(Moist Air)에 대한 집열기 입·출구의 엔탈피를 각각 나타낸다. 공기열 히트펌프의 성능은 외기 온도 뿐만 아니라 습도에도 영향을 받으며, 특정한 외기조건에서 저온열원측 열교환기에 착상(Frost Formation)이 발생하여 히트펌프 성능이 현저히 저하되고 심지어 작동이 중단될 수 있다¹⁰⁾. 본 연구에서는 이를 방지하기 위하여, 계산된 집열기 출구 엔

탈피를 이슬점 온도에서의 엔탈피와 비교하여 집열기 출구 엔탈피가 작을 경우에는 집열기 출구 엔탈피를 이슬점 온도에서의 엔탈피로 대체하여 해석결과를 도출하였다. 태양열에너지 획득 모드 또는 공기열에너지 획득 모드로부터 얻어진 열에너지(\dot{Q}_e)는 복합 집열기와 연결된 순환수 루프로 전달되며, 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다. $\dot{m}_{SC}, C_{p,SC}, T_{e,in}, T_{e,out}$ 은 각각 순환수 루프의 질량유량 및 비열, 복합 집열기 출·입구의 순환수 온도를 의미한다.

3.2.2 히트펌프 유닛

히트펌프 유닛의 성능 예측 및 에너지 효율 향상 평가 등을 위해, 경험식 기반의 해석 모델들이 개발되어 왔다. 일반적으로 경험식 기반의 해석 모델은 Gray-box (Semi-empirical) Model과 Black-box (Empirical) Model로 분류할 수 있다¹¹⁾. 본 연구에서는 다양한 모델 중 Black-box Model로 분류되는 Bi-quadratic Regression Model을 적용하여 히트펌프 유닛을 성능을 평가하였으며, 식 (8)과 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\dot{Q}_e = (c_1 + c_2 T_e + c_3 T_e^2) + (c_4 + c_5 T_e + c_6 T_e^2) T_c \quad (8)$$

$$\dot{W}_c = \sum_{n=0}^2 (a_{3n+1} + a_{3n+2} T_c + a_{3n+3} T_c^2) \dot{Q}_e^n \quad (9)$$

식 (8) 및 식 (9)에서 알 수 있듯이, 증발부 열량은 히트펌프 유닛 내부의 냉매 증발온도와 응축온도의 함수로 나타낼 수 있으며, 소비전력은 냉매의 응축온도와 증발부 열량의 함수로 나타낼 수 있다. 식 (8)와 식 (9)에 포함된 실험상수 c, a 값들은 제조사에서 제공하는 히트펌프 유닛의 성능 데이터로부터 결정할 수 있으며, 본 연구에서는 Copeland 사에서 제공하는 성능 데이터를 적용하여 히트펌프 유닛의 성능을 예측하였다¹²⁾. 따라서, 선정된 히트펌프 유닛의 사양에 따라 증발부 열량의 최소값($= \dot{Q}_{e,MIN}$) 및 최대값

($= \dot{Q}_{e,MAX}$)이 결정되고, 복합 집열기에서 획득한 열량이 히트펌프의 증발부 열량 범위 밖에 존재할 경우에는 히트펌프 유닛의 작동이 제한될 수 있다.

3.2.3 응축부 순환루프

히트펌프 유닛에서 얻어지는 고온 열원은 응축부 순환루프에서 최종적으로 축열조로 저장된다. 응축부 순환루프의 입·출구 온도 및 순환수 질량유량은 식 (10)으로 계산할 수 있고, $\dot{m}_w, C_{p,w}, T_{c,in}, T_{c,out}$ 는 각각 순환수 질량유량 및 비열, 순환수 입·출구 온도를 나타낸다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w C_{p,w} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (10)$$

$$\epsilon_a = \frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_{MIN}(h_{a,in} - h_{e,out})} \quad (\dot{m}_{MIN} = \text{MIN}(\dot{m}_a, \dot{m}_{SC})) \quad (11)$$

$$\epsilon_e = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_{SC} C_{p,SC} (T_{e,in} - T_e)} \quad (12)$$

$$\epsilon_c = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_w C_{p,w} (T_c - T_{c,in})} \quad (13)$$

앞서 언급한 구성요소별 모델을 통합하기 위한 유용도(Effectiveness) 식은 다음과 같다. 복합 집열기의 공기열에너지 획득부에서 외부공기와 집열기 순환수에 대한 유용도는 식 (11)과 같이 정의할 수 있다¹³⁾. 복합 집열기 순환루프와 히트펌프 유닛, 그리고 히트펌프 유닛과 응축부 순환루프의 유용도 식은 각각 식 (12) 및 식 (13)으로 표현된다. Table 1은 본 연구에서 개발하고자 하는 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 운전 모드를 일조량 및 외기조건에 따라 정리한 표를 나타내고 있다.

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + \dot{W}_c \quad (14)$$

Table 1 Operation mode of a solar assisted heat pump system with a hybrid collector

Solar Radiation	Condition	Operation Mode
$G_{\beta} = 0$	$\dot{Q}_e \leq \dot{Q}_{e,MAX}$	Air source Mode + Heat Pump Operation
	$\dot{Q}_e > \dot{Q}_{e,MAX}$	N/A
$G_{\beta} > 0$	$\dot{Q}_e < \dot{Q}_{e,MIN}$	Air Source Mode + Heat Pump Operation
	$\dot{Q}_{e,MIN} \leq \dot{Q}_e \leq \dot{Q}_{e,MAX}$	Solar Source Mode + Heat Pump Operation
	$\dot{Q}_e > \dot{Q}_{e,MAX}$	Direct Solar Mode

$$COP_H = \dot{Q}_d / \dot{W}_c, \overline{COP}_H = \sum \dot{Q}_d / \sum \dot{W}_c \quad (15)$$

최종적으로 SAHP 시스템의 열성능 평가척도인 난방능력, \dot{Q}_c 는 식 (14)로 계산할 수 있으며, 시간별 IWEC 기후 데이터를 기준으로 한 순간 난방 성적계수 및 평균 난방 성적계수는 식 (15)로 정의된다.

4. 해석 결과 및 고찰

본 연구에서는 개발된 열역학적 해석 모델을 이용하여 SAHP 시스템에 대한 열성능을 평가하였다. 앞서 설명하였듯이, 시간별로 주어진 대전지역의 IWEC 기후 데이터를 외기조건 및 일조 강도 등의 입력조건으로 사용하였으며, 태양열 집열기의 면적(A_c), 경사각(β), 방열 계수, 히트펌프 유닛 사양 등의 추가 입력조건은 Table 2에 정리하였다. SAHP 시스템에서 히트펌프 유닛의 압축기 모델로 Copeland사의 ZH38K4E-TFD 성능 데이터를 적용하고, 식 (11)과 식 (12)에서 정의한 유용도를 $\epsilon_a = 0.75$, $\epsilon_e = 0.75$ 로 가정하고, 태양열 집열기 순환수 출구온도와 히트펌프 유닛 냉매 증발온도의 차이로 정의되는 $\Delta T_e (=T_{e,in} - T_e)$ 값을 10°C로 가정하여 해석한 결과를 열성능 평가를 위한 기준 모델로 설정하였다. 또한 열교환기의 유용도, 압축기 모델, ΔT_e 변화가 복합 집열기를 적용한

Table 2 System parameters and input data

Location	Daejeon, Korea (IWEC hourly weather BIN data)	
	Hybrid Collector	A_c
Hybrid Collector	$F_R(\tau\alpha)$	0.71
	$F_R(U_L)$	4.5 W/m ² K
	β	30° (South facing)
Heat Pump Unit	Compressor (Copeland)	ZH38K4E-TFD (R134A) ZH26K4E-TFD (R407C)
	T_c	60°C
Thermal Storage Tank	T_{st}	55°C
	$\Delta T_{st} (=T_c - T_{st})$	5°C

Table 3 Analysis case

Case	ΔT_e (°C)	$\epsilon_a = \epsilon_e$	Compressor model	Remarks
CASE 0	10	0.75	ZH38K4E-TFD	Base model
CASE 1	15	0.75	ZH38K4E-TFD	-
CASE 2	5	0.75	ZH38K4E-TFD	-
CASE 3	10	0.7	ZH38K4E-TFD	-
CASE 4	10	0.8	ZH38K4E-TFD	-
CASE 5	10	0.75	ZH26K4E-TFD	-

SAHP 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사하기 위한 Case Study를 수행하였다(Table 3 참조).

Fig. 4는 대전지역의 여름 및 겨울 중 대표적인 일자를 각각 선택하여 기준 모델(CASE 0)로 계산한 시간별 복합 집열기의 태양열에너지 획득량(\dot{Q}_{sc}), 공기열에너지 획득량(\dot{Q}_a), 그리고 난방능력(\dot{Q}_c)을 나타낸 그래프이다. Fig. 4(a)의 여름철에 대한 결과를 살펴보면, 일조량이 없는 야간에는 복합 집열기의 공기열에너지 획득 모드에서 저온열원을 획득하여 히트펌프 유닛을 작동시키고, 일조 강도가 높은 주간에는 복합 집열기의 태양열에너지 획득 모드에서 고온열원을 획득하여 직접 축열조로 저장할 수 있다. 또한, 일조 강도가 비교적 높지 않은 아침-저녁 시간에는 복합 집열기의 태양열에너지 획득 모드에서 저온열원을 획득하고 히트펌프 유닛을 작동시켜 축열조로 전달하게 된다. 따라서, 일조 강도에 관계없이 연

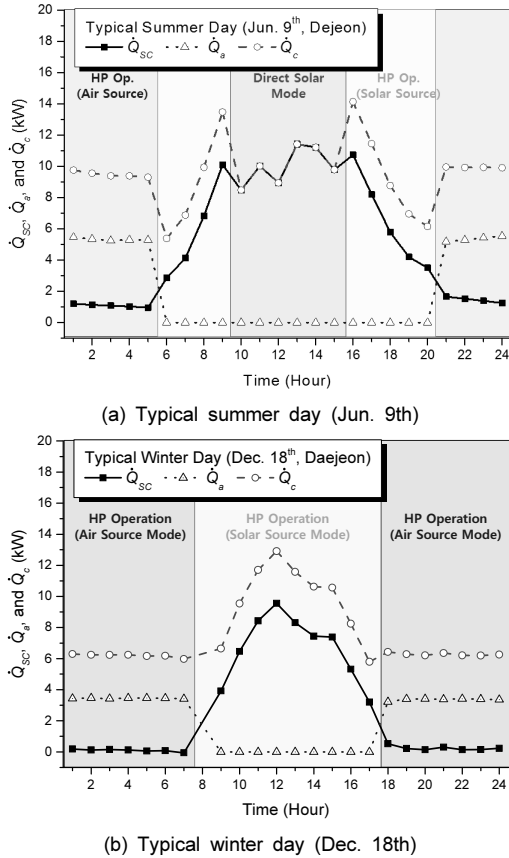


Fig. 4 Hourly useful energy gain for typical winter and summer days (CASE 0)

속적으로 SAHP 시스템의 작동이 가능하고 태양열에너지 직접 축열 모드를 이용하여 전력 의존도를 감소시킬 수 있음을 확인하였다. 이 경우, 난방능력은 약 5-14kW의 범위를 가짐을 알 수 있다. Fig. 4(b)의 결과를 살펴보면, 일조 강도가 비교적 낮은 겨울철의 주간에도 복합 집열기의 태양열에너지 획득 모드에서 저온열원을 획득하여 히트펌프 유닛을 작동시킬 수 있기 때문에 SAHP 시스템의 충분한 작동시간의 확보가 가능함을 알 수 있다.

Fig. 5는 열교환기의 유용도, 압축기 모델, ΔT_e 값 변화에 따른 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 연간 운전시간, 연평균 난방능력 및 난방 성적계수를 나타낸 그래프이다. 기준 모델의 해석결과와 비교해

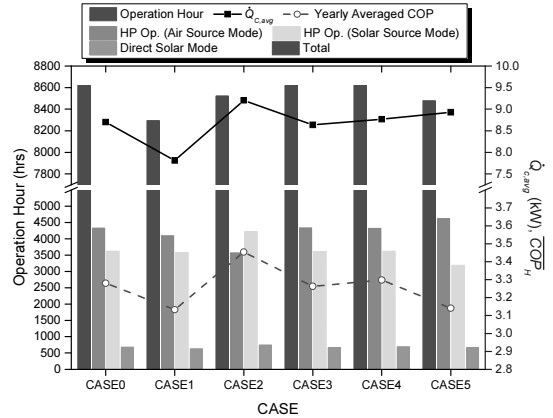


Fig. 5 Operation hours and yearly averaged values of Q_e and COP_H with respect to different cases

보면, 열교환기의 유용도가 감소할수록, ΔT_e 값이 증가할수록 연평균 난방능력 및 난방 성적계수가 크게 감소함을 알 수 있다. 또한, 히트펌프 유닛의 압축기 모델의 변화가 연간 운전시간 뿐만 아니라 SAHP 시스템의 난방능력 및 난방 성적계수에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있다(CASE 5). 이는 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템을 설계할 때, 히트펌프 유닛의 압축기 모델 선정이 매우 중요함을 의미한다. Case Study를 수행한 결과, CASE 2가 가장 좋은 시스템 성능을 보이며 시스템 작동시간, 연평균 난방능력 및 난방 성적계수는 각각 365일 중 약 355일, 9.205 KW, 3.454로 나타났다.

본 연구에서는 기존에 사용되고 있는 직렬형 SAHP 시스템 및 병렬형 SAHP 시스템에 대한 열해석을 추가로 수행하였으며, 각각의 SAHP 시스템에 대한 연간 운전시간 및 성능 비교를 수행하였다. 서로 다른 SAHP 시스템을 동일한 조건 하에서 비교하기 위해, Table 3의 CASE 0에서 사용한 조건들을 적용하였다. Fig. 6은 3가지 종류의 SAHP 시스템의 월평균 난방능력을 비교한 그래프이다. Fig. 6에서 알 수 있듯이, 직렬형 SAHP 시스템의 월평균 난방능력은 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템에 비해 매우 낮음을 알 수 있고 월별로 대략 40-80% 수준임을 확인

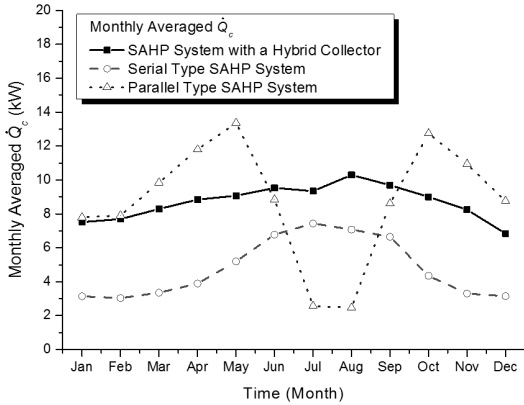


Fig. 6 Comparison of the monthly averaged \dot{Q}_c value for three different SAHP systems

하였다. 반면에 병렬형 SAHP 시스템은 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템에 비해 6월에서 8월을 제외한 모든 월에서 월평균 난방능력이 3-38% 높은 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 1(b)의 개략도에 서 알 수 있듯이, 병렬형 SAHP 시스템은 태양열에너지 직접 축열 모드와 공기열 히트펌프 작동 모드를 동시에 이용할 수 있기 때문이다. 병렬형 SAHP 시스템이 7월과 8월에 월평균 난방능력이 급격히 저하되는 이유는 외기조건으로 인해 공기열 히트펌프 모드의 운전 가능 시간이 현저히 줄어들었기 때문이다. Fig. 6의 그래프에서 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템은 직렬형 및 병렬형 SAHP 시스템에 비해 월별로 난방능력의 변동이 상대적으로 적음을 알 수 있다. 결론적으로 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템은 직렬형 SAHP 시스템에 비해 난방능력에서 장점을 가지고, 직렬형 및 병렬형 SAHP 시스템에 비해 월별로 균일한 난방능력을 가지기 때문에 주간 열부하량이 크고 적은 열부하 변동성을 요구하는 상업시설, 공공시설 등에 적합함을 알 수 있다.

Table 4는 3가지 종류의 SAHP 시스템에 대한 연간 작동시간, 연평균 난방능력 및 난방 성적계수를 정리한 표를 나타낸다. 표에서 알 수 있듯이, 연평균 난방 성적계수는 병렬형 SAHP 시스템이 4.984로 가

Table 4 Comparison of three different SAHP systems

	Serial Type SAHP	Parallel Type SAHP	SAHP with a Hybrid Collector
Op. Hours	5147 hr	7155 hr	8619 hr
$\dot{Q}_{c,avg}$	4.79 kW	8.80 kW	8.70 kW
COP _{H,avg}	1.633	4.984	3.280

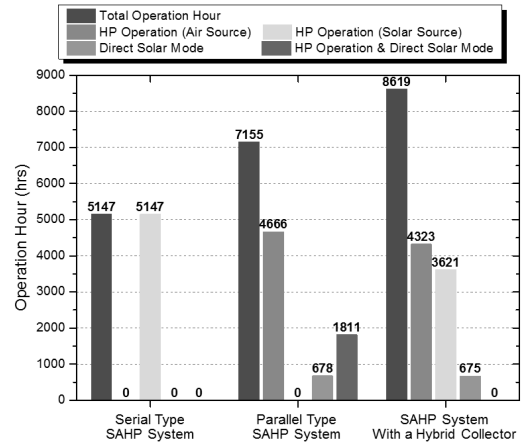


Fig. 7 Comparison of operation hours for three different SAHP systems

장 높고 직렬형 SAHP 시스템이 1.633으로 가장 낮은 값을 가짐을 알 수 있다. 연평균 난방능력의 경우, 병렬형 SAHP 시스템과 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템이 각각 8.80 kW와 8.70 kW으로 비슷한 성능을 보이며, 직렬형 SAHP 시스템은 4.79 kW로 현저히 낮은 값을 가짐을 알 수 있다. 반면에 연간 운전시간은 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템이 8619 hr로 직렬형 및 병렬형 SAHP 시스템에 비해 각각 67.4%, 20.5% 높음을 알 수 있다. 이는 운전 모드별 연간 작동시간을 나타낸 Fig. 7의 그래프로부터 설명할 수 있다. 공기열에너지를 이용한 히트펌프 운전 모드, 태양열에너지 직접 축열 모드에서의 연간 운전시간은 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템과 병렬형 SAHP 시스템이 거의 유사한 값을 가진다. 하지만, 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템은 일조 강도가 비교적 높지 않은 시간대에 집열기의 저온열원을 활용한 히트펌프 운전모드를 이용하여 연간 운전시

간을 추가로 3,621 hr 증가시킬 수 있어, 병렬형 SAHP 시스템의 태양열 직접 축열 및 공기열 히트펌프 동시 작동모드에 따른 연간 운전시간(1,811 hr)에 비해 길어지기 때문에 전체 시스템의 연간 운전시간의 차이를 보이게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 열성능을 정량적으로 평가하기 위해 간단화된 열역학적 해석 모델을 개발하였다. 개발된 모델을 적용하여 성능 평가척도인 SAHP 시스템의 난방능력, 난방 성적계수와 연간 운전시간을 계산하였다. 열교환기의 유용도, 압축기 모델, ΔT_c 값 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사하였으며, 열교환기의 유용도가 증가할수록, ΔT_c 값이 감소할수록 연평균 난방능력 및 난방 성적계수가 증가하였다.

또한, 기존에 사용되고 있는 직렬형 SAHP 시스템 및 병렬형 SAHP 시스템에 대한 해석결과와의 비교를 통해 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 효율성을 평가하였다. 난방 성적계수를 기준으로, 병렬형, 복합 집열기 적용 SAHP 시스템, 직렬형 SAHP 시스템 순으로 높은 성능을 보였고, 난방능력을 기준으로, 직렬형 SAHP 시스템이 가장 낮은 성능을 보였고 병렬형 SAHP 시스템과 복합 집열기 적용 SAHP 시스템은 유사한 성능을 보였다. 결론적으로, 시스템의 성능뿐만 아니라 시스템 구조 및 운전제어의 편의성, 시스템 초기 설치비용 등을 종합하여 고려할 경우, 복합 집열기를 적용한 SAHP 시스템의 효용가치가 충분함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20153030081190).

References

1. S.J. Sterling and M.R. Collins, "Feasibility analysis of an indirect heat pump assisted solar domestic hot water system", *Applied Energy*, Vol. 93, 2012, pp. 11-17.
2. K.J. Chua, S.K. Chou, and W.M. Yang, "Advances in heat pump systems: A review", *Applied Energy*, Vol. 87, 2010, pp. 3611-3624.
3. T.L. Freeman, J.W. Mitchell, and T.E. Audit, "Performance of combined solar heat-pump systems", *Solar Energy*, Vol. 22 1979, pp. 125-135.
4. M. Chandrashekar, N. Le, H. Sunllivan, and T.G.T. Hollands, "A comparative study of solar assisted heat-pump systems for Canadian locations", *Solar Energy*, Vol. 28, 1982, pp. 217-226.
5. F.M. Hatheway and A.O. Converse, "Economic comparison of solar assisted heat pumps", *Solar Energy*, Vol. 27, 1981, pp. 561-569.
6. H. Li and H. Yang, "Study on performance of solar assisted air source heat pump systems for hot water production in Hong Kong", *Applied Energy*, Vol. 87, 2010, pp. 2818-2825.
7. C. Demain, M. Journee, and C. Bertrand, "Evaluation of different models to estimate the global solar radiation on inclined surfaces", *Renewable Energy*, Vol. 50, 2013, pp. 710-721.
8. R. Perez, R. Seals, P. Ineichen, R. Stewart, and D. Menicucci, "A new simplified version of the perez diffuse irradiance model for tilted surfaces", *Solar Energy*, Vol. 39, 1987, pp. 221-231.
9. J.A. Duffie and W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, New York, Willey, 1991, pp. 686-732.
10. P. Vocale, G. L. Morini, and M. Spiga, "Influence of outdoor air conditions on the air source heat pumps performance", *Energy Procedia*, Vol. 45, 2014, pp. 653-662.
11. T. Lee and W. Lu, "An evaluation of empirically-based models for predicting energy performance

- of vapor-compression water chillers”, Applied Energy, Vol. 87, 2010, pp. 3486-3493.
12. Elektronika SA, Copeland compressor <<http://www.elektronika-sa.com.pl/tcline.php?line=HCSSC-ZH>
- 2009>.
13. H. Jaber and R.L. Webb, “Design of Cooling Towers by the Effective-NTU Method”, Journal of Heat Transfer, Vol. 111, 1989, pp. 837-843.