

# 태양열 적용을 위한 소형 초임계 이산화탄소 실험설비 설계 및 평가

최훈동, 소원호, 이정민, 조경찬, 이권영\*  
한동대학교 기계제어공학과

## Design and Evaluation of Small-scale Supercritical Carbon Dioxide System with Solar Heat Source

Hundong Choi, Wonho So, Jeongmin Lee, Kyungchan Cho, Kwon-yeong Lee\*  
Department of Mechanical and Control Engineering, Handong Global University

**요약** 본 논문은 포항지역 태양광 데이터를 기반으로 태양열을 적용시켜 12kW의 소형 초임계 이산화탄소(s-CO<sub>2</sub>) 시험 루프의 설계와 실험 시설의 이론적 연구, 안정화 및 최적화를 통한 이산화탄소의 특성 연구에 초점을 맞추고 있다. 실험 시설의 열역학 사이클은 구성 요소의 한계로 인해 액체, 가스 및 초임계 CO<sub>2</sub>가 모두 존재하는 랭킨 사이클(임계점 순환 주기)이며, 펌프, 히터, 레귤레이터, 열교환기, 가스 부스터, 에어 컴프레서 등으로 구성된다. 현재 본 연구에서 제작된 12kW 소형 발전 시스템은 최고압력 12MPa 최고 온도 70°C의 조건에서 6.98%의 효율이 나타나도록 설계되었다. 본 실험 장치를 소형 Brayton cycle과 비교했을 때 약 2% 높은 효율을 가진다는 것을 이론적으로 확인하였고, 사이클 효율을 높이기 위해 최적의 터빈 입구 온도와 압력을 얻었으며, 이 조건에서 IHX(내부 열교환기)의 도입시 18.75%의 최대 효율을 기대할 수 있다는 결론을 도출하였다. 마지막으로, 실험 설비의 태양광 시뮬레이션 결과 5월에는 6.7%, 6월에는 6.26%의 효율로 태양열을 이용할 수 있음을 확인하였다.

**Abstract** This paper focuses on the design of a 12-kW small-scale supercritical CO<sub>2</sub> test loop. A theoretical study, stabilization, and optimization of carbon dioxide were carried out with the application of a solar heat source based on solar thermal data in Pohang. The thermodynamic cycle of the test facility is a Rankine cycle (transcritical cycle), which contains liquid, gas, and supercritical CO<sub>2</sub>. The system is designed to achieve 6.98% efficiency at a maximum pressure of 12 MPa and a maximum temperature of 70°C. In addition, the optimum turbine inlet temperature and pressure were calculated to increase the cycle efficiency, and the application of an internal heat exchanger (IHX) was simulated. It was found that the maximum efficiency increases to 18.75%. The simulation confirmed that the efficiency of the cycle is 6.7% in May and 6.26% in June.

**Keywords** : Supercritical, CO<sub>2</sub> Cycle, Transcritical Cycle, Small-Scale Test Loop, Solar Thermal

### 1. 서론

해외에서는 온실가스 총량 규제, 에너지 자원 고갈, 유가 상승 등 에너지와 환경 문제가 큰 문제로 대두되고 있

다. 마찬가지로 우리나라에서도 원자력 발전소의 노후화에 따른 방사성 폐기물의 처리가 점점 중요해지고 있다. 이에 따라 태양광, 바이오 연료 등 신재생에너지 기술 개발은 물론 폐열로 인한 손실되는 막대한 에너지 비용과

본 연구는 해오름동맹 대학 R&D 협력 사업을 통해 한국수력원자력의 지원을 받아 수행하였음.

\*Corresponding Author : Kwon-yeong Lee(Handong Global Univ.)

email: kylee@handong.edu

Received March 16, 2020

Accepted June 5, 2020

Revised April 17, 2020

Published June 30, 2020

CO<sub>2</sub> 발생을 절감해야 한다는 요구가 크게 높아졌다. 2019년 4월, 산업통상자원부는 에너지 분야 최상위 법정계획인 에너지기본계획에서 “깨끗하고 안전한 에너지 믹스(에너지 다양화)로의 전환을 위해 석탄을 과감하게 감축하는 한편, 재생에너지 발전 비중은 2040년까지 신재생 에너지 비중을 35 %로 확대하겠다”라고 발표하였다. 이에 따라 탄소 배출을 절감시키고 탄소 이용 고부가가치 산업발전을 위해 CCS(Carbon Capture and Storage), CCU(Carbon Capture and Utilization) 기술의 필요성이 주목받으며 기술 개발이 진행되어지고 있다. 이러한 배경을 바탕으로 CCU 기술의 일원인 s-CO<sub>2</sub> 발전 시스템의 도입을 통해 발전기에서의 탄소 배출을 절감시키려고 한다. s-CO<sub>2</sub>는 탄소배출 절감뿐만 아니라 매력적인 작동유체로서 다양한 산업 플랜트에 적용이 가능해서 전반적인 산업플랜트 효율 증대가 가능할 것이라 본다. 2018년 화력(유연탄) 발전소 기준 1 %의 전력 생산 효율 증가 시 약 1879억 원의 추가이익이 생긴다.

또한 CO<sub>2</sub>는 무독성이고, 폭발위험이 없으며, 부식성 또한 매우 낮다. 액체 및 기체가 구별될 수 있는 최대 온도 및 압력 한계를 임계점이라하며 초임계 CO<sub>2</sub>(s-CO<sub>2</sub>)는 임계점 이상의 상태에 있는 CO<sub>2</sub>이다. CO<sub>2</sub>가 임계점 이상의 조건에서는 액체와 기체의 경계가 사라진다. CO<sub>2</sub>는 임계점 이상의 온도와 압력에서 액체와 비슷한 밀도를 지니지만 여전히 gas와 비슷한 흐름을 보인다. 또한, 비압축성 같은 액체의 물성과 낮은 점도와 같은 기체의 물성을 동시에 가지고 있다. 이러한 특성으로 인해 작동유체로 s-CO<sub>2</sub>를 사용하는 동력 사이클은 많은 장점을 갖고 있다. 초임계 상태의 CO<sub>2</sub>는 비압축성 유체이기 때문에 작은 압축일로 고압을 만들 수 있고, 점도가 낮아 유체이동이 용이하며 기포나 액적이 생기지 않는 장점이 있다. 또한, 고압 운전 특성으로 시스템의 소형화가 가능하다. s-CO<sub>2</sub>사이클의 터보 기계 크기는 스팀 Rankine 사이클과 비교했을 때, 1/10 이하로 소형화 될 수 있다 [1]. CO<sub>2</sub>의 임계온도가 약 31 °C로 대기 온도와 비슷하기 때문에 다른 유체보다 초임계 조건을 만드는 것이 더 용이하여 터빈 입구 온도가 약 200 °C 정도의 저온에서도 운전이 가능하다. 따라서 s-CO<sub>2</sub>를 이용한 발전 시스템은 폭넓은 응용 분야를 가진 차세대 발전 시스템이다.

미국 MIT에서 s-CO<sub>2</sub> 사이클을 차세대 원자로에 적용하는 연구를 통해 최적의 사이클 효율이 재압축 사이클에서 나옴을 제시하였고 s-CO<sub>2</sub> 사이클 관련 재료 실험, 터보기기 사이징 및 PCHE 열교환기 적용 등의 기초핵심 아이디어를 제안하고 있다. 뿐만 아니라, 미국 SNL(Sandia

National Laboratory)에서 1 MW<sub>th</sub> 열 용량의 s-CO<sub>2</sub> 설계 제작 하여 실험을 진행하였고, 프랑스, 일본 등에서 활발히 연구가 진행되어 지고 있다. Echogen을 비롯한 산업체에서는 10 MW<sub>e</sub> 수준의 대용량 발전시스템 개발을 진행중이다. 현재 국내에서는 KAERI의 주도로 KAIST와 POSTECH의 참여로 1 MW<sub>e</sub>급의 s-CO<sub>2</sub> 발전 시스템 종합 실험 장치를 구축하였다[2].

본 연구에서는 태양열에 적용하기 위한 약 12 kW 급 소형 발전 시스템으로 설계 및 제작되었고, 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전 시스템 연구를 위한 기반을 닦기 위해, 점차 기술적 한계를 극복하고자 한다 [3]. 하지만 소형 s-CO<sub>2</sub>발전 시스템은 온전히 초임계 상태에서 운영될 경우 소형 회전기기가 고압으로 인한 큰 축력을 견디지 못하여 컴프레서와 터빈 설계에 어려움을 겪는 한계점을 가지고 있다. 또한, 급격한 물성의 변화와 재료 부식성에 대해서도 기술적 한계를 해결해야 한다. 따라서 기술적 한계로 인해 실험설비의 사이클은 s-CO<sub>2</sub>로 운전되는 것이 아닌 액체, 기체, 초임계 상태의 CO<sub>2</sub>가 모두 존재하는 Transcritical 사이클로 설계되었다[4].

## 2. 소형 s-CO<sub>2</sub> 실험설비 설계 및 제작

중, 대형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비에 대한 연구 움직임이 활발한 가운데 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비에 대한 연구는 미비한 상태이다. 또한, 목표로 하는 태양열 열원의 온도 범위가 저온이기 때문에 이러한 연구 배경에 따라 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비를 제작하게 되었다. 하지만 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비를 구성할 회전기기가 아직 개발 단계에 있으며 상용화가 되지 않았기 때문에 회전기기를 대체한 감압밸브를 도입하고 열역학적 사이클을 절충적으로 변화시켜 실험설비를 설계하였다. 초임계 상태의 s-CO<sub>2</sub>로 전체 사이클을 순환시키는 초기의 설계 모델인 Brayton 사이클이 아닌 컴프레서를 액체 펌프로 대체할 수 있도록 s-CO<sub>2</sub> Rankine 사이클로 설계를 하였다. 즉, 압축부분의 CO<sub>2</sub>를 액체상태로 유지하고 팽창부분의 CO<sub>2</sub>를 초임계 상태로 유지하는 transcritical 사이클로 설계가 되었다. 약 600 °C 미만의 터빈 입구 온도를 유지하는 s-CO<sub>2</sub> 실험설비에서는 Rankine 사이클이 Brayton 사이클보다 효율이 높아 저온의 태양열 열원을 적용하는 이 소형 실험설비의 열역학적 사이클은 타당하게 설계되었다고 평가할 수 있다[5].

Fig. 1은 소형 s-CO<sub>2</sub> 실험설비의 개략도를 보여주며,

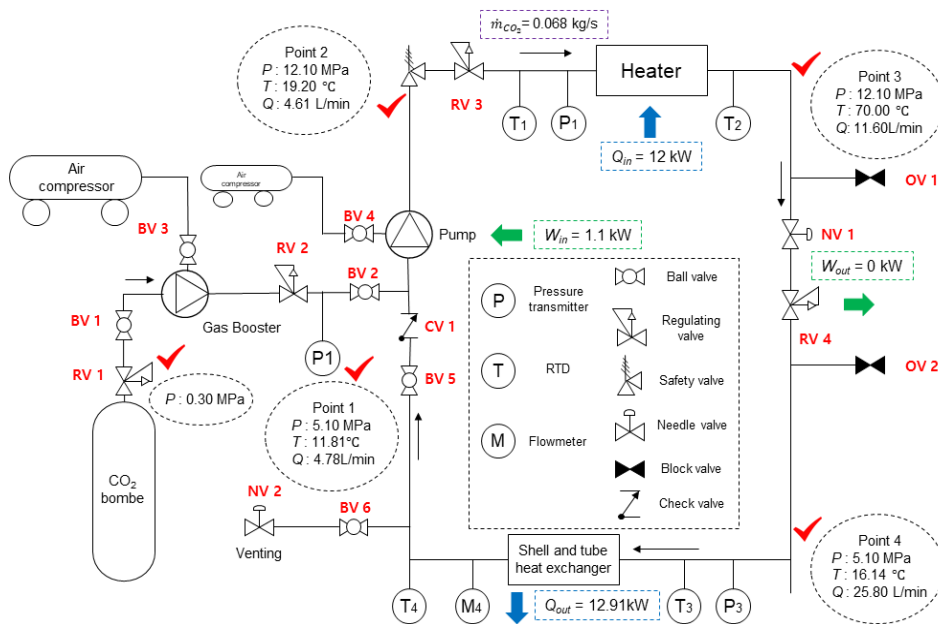


Fig. 1. Conceptual diagram of small-scale s-CO<sub>2</sub> test loop

Fig. 2는 실제 제작된 소형 s-CO<sub>2</sub> 실험설비의 모습이다. 발전사이클은 펌프, 히터, 감압밸브, 셸 앤 튜브 열교환기 (냉각기) 등으로 구성되었고, CO<sub>2</sub> 주입을 위한 볼베, 가스 부스터, 에어 컴프레서 등이 있다. 액체 펌프의 구동을 위해 CO<sub>2</sub>를 액상으로 유입시켜야 하기 때문에 초기 CO<sub>2</sub>의 온도를 측정한 뒤 가스 부스터로 CO<sub>2</sub>를 가압하고 포화압력까지 상승시켜 액체 CO<sub>2</sub>를 생성한다.

실험설비의 s-CO<sub>2</sub> 사이클 각 지점의 상태는 Fig. 3와 Table 1에 나타나 있으며 지점의 물성치는 REFPROP 프로그램으로 산출하였다. 1-2는 액체 펌프를 이용하여 액상의 CO<sub>2</sub>를 가압하는 단열 압축 과정이다. 2-3은 가압된 액상의 CO<sub>2</sub>를 히터를 통해 초임계로 변화시키는 정압가열 과정이다. 3-4는 감압밸브로 감압되어 초임계 CO<sub>2</sub>가 과열증기 상태의 CO<sub>2</sub>가 되는 단열팽창 과정이다. 마지막으로 4-1은 과열증기상태의 CO<sub>2</sub>가 냉각기로 인해 다시 액상의 CO<sub>2</sub>가 되는 정압발열 과정이다. 전체 사이클의 질량유량은 가해지는 열량에 맞춰 0.068 kg/s로 정하였고, 사이클 내에서 가해지는 열/일의 입출력에 대해서 계산하였다. 사이클 내에서 펌프가 0.911 kW의 일을 히터가 12 kW의 열량을 가해줌으로 열교환기에서 12.911 kW의 열량을 제거할 것을 확인하였다. 차후 전력생산을 위해 감압 밸브를 터빈으로 교체하여 전력생산을 할 예정이다.

### 3. 이론적 연구 및 평가

#### 3.1 실험설비 이론적 연구 배경

##### 3.1.1 효율 최적화 배경 및 필요성

본래 실험설비의 터빈이 이론적으로 등엔트로피 팽창 과정을 수행할 예정과는 달리, 터빈이 감압밸브로 대체되어 단열팽창 과정을 수행하기 때문에 실질적 출력은 불가능한 상태이다. 하지만 터빈이 있다고 가정하면 출력을 계산하고 효율을 구하는 이론적 연구를 진행하였다. 초기상태의 사이클 효율은 6.98%로 실제 터빈이 설치된 발전 장치로써 사이클 효율은 다소 낮은 수준이다. 따라서, 여러가지 방법을 통해 사이클 효율을 높이고 최적화하는 과정이 필요하다. 따라서 효율을 증가시키기 위한 방법으로 IHX의 도입, 터빈입구온도의 상승, 최적압력에서의 운전을 전제조건으로 효율 상승 시뮬레이션을 진행하였다.

소형 s-CO<sub>2</sub> Rankine 사이클의 실험설비의 조건에 따라 사이클의 성능을 시뮬레이션하여 열효율을 계산할 때, 다음과 같은 가정을 하였다. 첫째, 배관과 열교환기에서 압력변화, 펌프와 밸브에서 온도변화는 없다. 둘째, 각각의 컴포넌트는 현실적인 조건을 고려해 터빈을 제외하고는 100%, 터빈은 80%의 효율로 계산하였다. 시스템에 가해지는 열량은 12 kW이다.

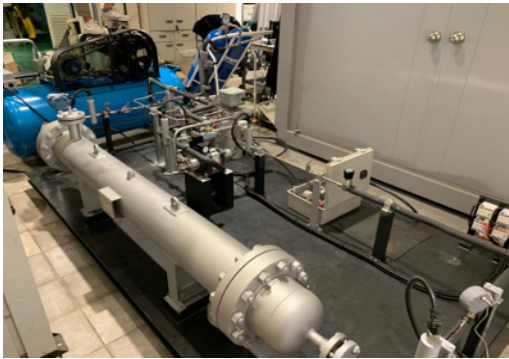


Fig. 2. Small-scale s-CO<sub>2</sub> test facility in Handong Global University

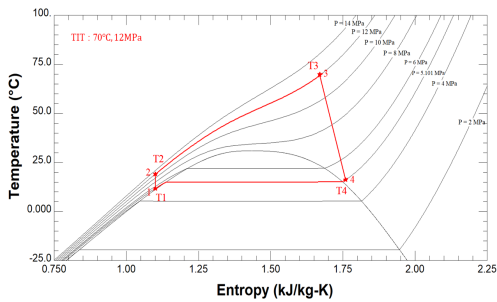


Fig. 3. T-S diagram of small-scale s-CO<sub>2</sub> Rankine cycle

Table 1. Point conditions of small-scale s-CO<sub>2</sub> Rankine cycle

	Temperature [°C]	Pressure [Mpa]	Density [kg/m <sup>3</sup> ]
1	11.81	5.101	854.08
2	19.2	12.101	883.98
3	70	12.101	351.39
4	16.14	5.101	157.51

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{Q_{Hmax}}{(h_3 - h_2)} \quad (1)$$

$$Q_C = \dot{m}_{CO_2}(h_4 - h_1) \quad (2)$$

$$W_P = \dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) \quad (3)$$

$$W_T = \dot{m}_{CO_2}(h_3 - h_4) \quad (4)$$

$$\eta_{cyc} = \frac{W_T - W_P}{Q_H} \quad (5)$$

Eq. (1)의  $\dot{m}_{CO_2}$ 는 CO<sub>2</sub>의 질량유량, Eq. (1)과 Eq. (2)의  $Q_{Hmax}$ 와  $Q_C$ 는 각각 히터가 공급하는 최대 열량, 냉각기가 제거하는 열량을 나타낸다. Eq. (3)와 Eq. (4)의

$W_P$ 와  $W_T$ 는 각각 펌프와 터빈이 하는 일을 나타내며, Eq. (5)의  $\eta_{cyc}$ 은 사이클 효율을 나타낸다.  $h_n$ 은 포인트 n 지점의 CO<sub>2</sub>의 엔탈피를 나타낸다.

### 3.1.2 IHX 도입

사이클 효율을 향상시키기 위한 방법으로 IHX의 도입을 고려하였다. 터빈 출구 온도가 펌프 출구 온도보다 높은 온도에 있을 때, IHX는 터빈 출구에서 나오는 남은 열을 이용하여 히터가 T<sub>2</sub>에서 T<sub>4</sub>로 온도를 올리는 과정에 도움을 줄 수 있다. 하지만, 현재 Table 2를 보면 알 수 있듯이, 초기 설계된 시스템인 T<sub>4</sub>= 70 °C 인 사이클에서는 터빈 출구온도 T<sub>5</sub>가 T<sub>2</sub>보다 낮기 때문에 IHX의 도입이 불가능하다.

Table 2. Point conditions table of CO<sub>2</sub> (T<sub>4</sub>=70 °C)

	Temperature[°C]	Pressure[Mpa]	Density[kg/m <sup>3</sup> ]
1	11.81	5.10	854.08
2	19.20	12.10	883.98
3	25.14	12.10	845.72
4	70.00	12.10	351.39
5	16.14	5.10	157.51

터빈 입구온도(T<sub>4</sub>)를 현재의 70 °C 보다 높은 100 °C 로 설정한다면 터빈 출구온도는 33.89 °C 이다. Table 3의 T<sub>5</sub>가 T<sub>2</sub> 보다 높기 때문에 IHX의 도입이 가능하다. IHX의 도입을 고려할 때, IHX의 출구온도(T<sub>6</sub>)을 정하는 것이 중요 사항이다. Kim (2017) 등을 참조했을 때, 배기 가스 부분의 IHX의 출구온도(T<sub>6</sub>)와 펌프의 출구온도(T<sub>2</sub>)와 같게 했을 경우가 최적의 조건임을 확인하였다[6]. IHX의 크기와 출력을 고려하여 IHX의 효율을 90 % 로 가정하여 T<sub>6</sub>의 온도를 선정된 이후에 효율을 계산하였다.

Table 3. Point conditions table of CO<sub>2</sub> (T<sub>4</sub>=100 °C)

	Temperature [°C]	Pressure [Mpa]	Density [kg/m <sup>3</sup> ]
1	11.81	5.10	854.08
2	19.20	12.10	883.98
3	25.14	12.10	845.72
4	100.00	12.10	244.94
5	33.89	5.10	122.98
6	20.39	5.10	145.30

현재의 기본적인 사이클은 Fig. 2의 1-2-3-4의 과정을 거치고 터빈 입구온도가 약 70 °C 지만, 본래 태양열 열원을 적용 시 알맞은 목표 온도는 약 180°C 이다[7].

따라서, IHX를 통한 열 재생을 고려할 때 터빈입구 온도를 Target Temperature를 기준으로 설정하여 Fig. 4와 같이 1-2-3-4-5-6의 과정을 거치게 된다.

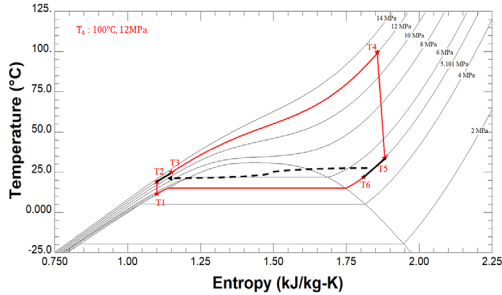


Fig. 4. T-S diagram of small-scale s-CO<sub>2</sub> Rankine cycle with IHX

### 3.2 실험설비 이론적 연구 결과 및 평가

#### 3.2.1 터빈입구 온도 변수에 의한 사이클 효율

$P_4$ (12.101 Mpa), 등의 값들을 고정시키고,  $T_4$ 의 온도를 변수로 두어 변화하는 사이클 효율에 대해 연구하였다. Fig. 5에서 알 수 있듯이 온도가 증가할수록 실험설비 사이클의 효율은 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 5에서, 목표 온도인 180°C에서의 사이클 효율은 약 10.79%이다. 반면, 초기 상태의 70°C에서의 효율은 6.98%이다. 터빈 입구온도를 목표 온도로 증가시키면 3.81%만큼의 사이클 효율 상승을 기대할 수 있다.

동시에 IHX를 도입하게 되면, Fig. 5에서 볼수 있듯이 기존의 IHX가 도입되지 않은 사이클보다 효율이 증가한 것을 알 수 있다. IHX의 도입은  $T_4=100$  °C 일 때부터 가능하므로 100 °C 부터 그래프에 IHX를 도입한 사이클의 효율을 나타낼 수 있었다. IHX를 도입한 사이클에서, 목표온도인 180 °C에서의 사이클 효율은 약 16.01%이고, IHX가 없을 때 보다 사이클 효율이 5.22%상승하였다.

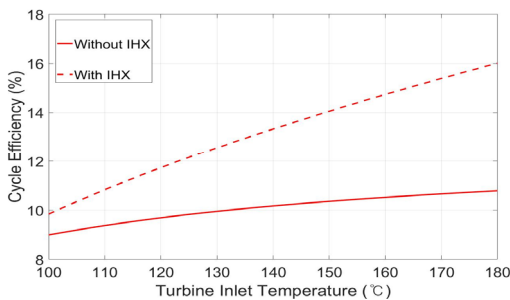


Fig. 5. Variation of Cycle efficiency depending on turbine inlet temperature

#### 3.2.2 터빈입구 압력 변수에 의한 사이클 효율

$Q_{in}$  등의 값들을 고정시키고  $T_4=70$  °C, 100 °C, 180 °C 일 때,  $P_{2,3,4}=P_4$ 의 크기에 따라 변화하는 효율에 대해 연구해 보았다. IHX의 도입은  $T_4=100$  °C 일 때부터 가능하므로 100 °C 그래프부터 IHX에 대한 효율을 나타낼 수 있었다. 압력의 범위는 10 Mpa~22 Mpa의 범위에서 연구를 진행하였다. 그 이유는 실험설비의 주요 컴포넌트의 최대 한계압력이 22 Mpa이기 때문이다.

Fig. 6에서 알 수 있듯이, 터빈 입구온도가 일정할 때 입구압력이 증가하면서 효율이 증가하지만, 일정 압력부터는 효율이 떨어지는 것을 알 수 있다. 다시 말해 각 입구온도마다 최대의 효율을 보이는 최적의 압력이 존재한다는 결론을 얻을 수 있다. 그리고 입구온도가 증가함에 따라 최적 압력이 같이 높아진다는 사실을 알 수 있다. 최적 압력이 존재하는 이유는 사이클 효율 계산 시, 같은 온도에서 압력이 증가할수록  $\Delta W_T$  보다  $\Delta W_P$ 의 크기가 더 커지기 때문에 효율이 감소하는 경향을 보이기 때문이다.

터빈 입구온도가 70 °C 일 때, 최적압력은 약 12 Mpa이고, 목표온도인 180 °C 일 때는 현 실험장치가 견딜 수 있는 압력범위에서의 최적압력은 22 Mpa이다. 이 때의 효율은 각각 6.98%, 15.17%이다.  $T_4=180$  °C,  $P_4=22$  Mpa의 조건에서 사이클의 효율은 현 사이클보다 8.19% 증가함을 알 수 있다.

$T_4=180$  °C,  $P_4=22$  Mpa일 때 IHX를 도입하게 되면, Fig. 6에서 알 수 있듯이, 기존의 IHX가 도입되지 않은 사이클보다 효율이 약 4.00% 정도 증가한다. 또한, 18 Mpa일 때와 22 Mpa일 때의 효율에 큰 차이가 없는 것으로 보아 18 Mpa로 가압했을 때 시스템의 효율 측면에서 더 이득인 것을 확인했다.

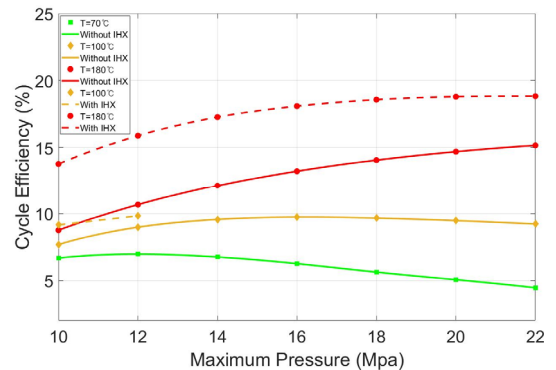


Fig. 6. Variation of Cycle efficiency depending on maximum pressure

### 3.2.3 사이클 효율 최적화 평가

온도가 증가할수록 실험설비의 효율은 증가하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 터빈 입구 지점의 온도가 증가할수록 엔탈피가 커져 출력 전력 값이 증가하기 때문이다. 압력변수 실험에서는 특정 터빈 입구 온도에 따라 최적 압력이 존재한다는 사실을 확인하였다. 또한, Fig. 6에서 알 수 있듯이 IHX를 도입한 뒤 터빈 입구 온도를 증가시키면, 특정 압력부터 IHX의 도입이 무의미하게 된다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, 동일한 입구온도 조건에서  $P_4$ 가 증가할수록 입구온도가 감소하여 IHX의 효과가 저하된다[8]. 따라서 Fig. 6에서,  $T_4=100\text{ }^\circ\text{C}$ 의 점선이 12 Mpa까지 밖에 나타나지 않는다. 또한, 입구온도가 증가할수록 IHX를 도입할 수 있는 최대허용압력이 증가한다는 사실을 알 수 있다. 실험설비를  $T_4=180\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_4=18\text{ Mpa}\sim 22\text{ Mpa}$ , IHX를 설치한 조건에서 운전시키면 사이클의 효율은 18.75 %까지 증가하여 초기 상태의 사이클의 효율보다 11.77 % 상승시켜 최적화할 수 있음을 알게 되었다.

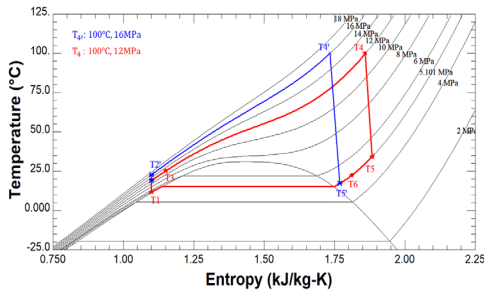


Fig. 7. T-S diagram of s-CO<sub>2</sub> Rankine cycles having difference maximum pressure

## 4. 소형 s-CO<sub>2</sub> 실험설비 적용

### 4.1 태양열 열원 적용 시뮬레이션

#### 4.1.1 시뮬레이션 방법

12kW급 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비는 본래 태양열을 열원으로 적용하려고 설계되었다. CO<sub>2</sub>의 임계온도는 31.1 °C로 상대적으로 낮으며 태양열의 열원 또한 중, 저온에 속하기 때문에 발전설비의 열원으로 적용하기에 타당하다. 또한 Yamaguchi (2006)등에 따르면 겨울철과 여름철의 태양열 일사량에 의한 터빈 입구 온도가 각각 약 180 °C와 230 °C로 일년내내 일정 수준이상의 효율을

기대할 수 있으므로 실험 설비에 태양열을 열원으로 정하게 되었다[9]. 본 시뮬레이션 결과는 하이브리드 태양광 패널에 적용하여 기존 태양광 발전효율에 사이클 발전효율을 더함으로써, 발전효율을 향상시키는 연구의 참조 데이터가 될 것이다. 태양열 열원 적용 시뮬레이션은 포항지역 태양광 패널의 Solar radiation( $I$ ) 데이터를 측정 한 뒤, Zhang과 Yamaguchi (2006) 등의 실험식에 대입하여 진행한다[3]. 관련 논문의 발전설비는 최대 압력 12 Mpa, 최대 온도 250 °C 그리고 질량유량 최대 질량유량 0.03 kg/s의 구동조건으로 설계되었다. 현재 본 연구의 발전설비의 구동조건(12 Mpa, 70 °C, 0.068 kg/s)과 비슷한 수준으로 설계되었기 때문에 관련논문의 실험식을 적용함에 있어 타당하다고 판단된다. 온도와 압력의 동적 변화 실험식은 다음과 같다. Eq. (6)과 Eq. (7)의  $T_4$ 는 태양 복사열 ( $\text{kW/m}^2$ )을 나타낸다.

$$T_4 = 51.6 + 282.3I - 151.3I^2 \quad (6)$$

$$P = 4.3 + 10.4I - 5.6I^2 \quad (7)$$

본 시뮬레이션의 태양열 에너지를 통한 최대 열량은 본 발전설비의 투입 열량 12 kW이고 그에 따라 태양광 패널의 면적과 효율이 가정된다. 또한, 변화하는 열량에 따라 질량유량이 변화하며 효율 또한 변화한다. 시뮬레이션에 사용된 태양광 패널의 일사량 데이터는 2019년 5월, 6월의 일사량 데이터이다. Fig. 8은 실제 포항지역에 설치되어 일사량 데이터를 획득한 태양광 패널의 모습이다.



Fig. 8. Solar panel for irradiation data gathering

#### 4.1.2 시뮬레이션 결과

태양열 패널의 2019년 5월과 6월의 일사량 데이터를 이용하여 시뮬레이션을 진행하였다. 실험식에 적용된 일



사량은 월별 20~30일의 데이터를 시각별 (10:00 a.m. ~18:00 p.m.)로 평균을 내어 도출했다. 태양열 열원 적용 결과, 5월과 6월의 평균 최대 일사량을 가지는 시간은 각각 12:00 a.m.과 13:00 p.m. 이다. Fig. 9에서는 시간에 따라 변화하는 효율에 대해 알 수 있으며 Table 4에서 월별 변수인 온도, 압력, 질량 유량의 최대 값을 알 수 있다. 5월과 6월의  $\eta_{cyc,max}$ 는 각각 6.89%, 6.50%이며 기존 발전설비 구동조건인  $\eta_{cyc}$ 인 6.98%와 비슷한 효율을 보여준다. 일반적으로 현재 태양광 패널의 발전효율이 약 20%를 웃돌고 있으므로 소형 s-CO<sub>2</sub> 발전설비를 태양광, 태양열 하이브리드 패널에 적용한다면 약 26.89%의 발전효율을 기대할 수 있다. 현재 적용한 설비는 기본적인 소형 발전설비이기 때문에 IHX의 도입 및 발전 규모의 향상이 이루어진다면 최대 약 40%까지의 효율을 기대할 수 있다. 추후, 실제 태양열 열원 적용을 위한 설비를 추가로 구축하여 실제 실험값과 시뮬레이션 값을 비교해 볼 예정이다.

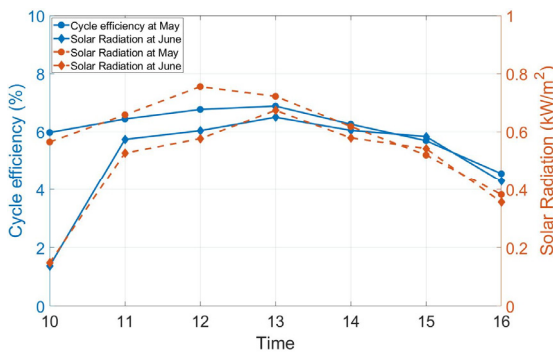


Fig. 9. Variation of cycle efficiency applying solar heat source in May and June

Table 4. Variables that change when solar heat is applied in May and June without IHX

	Variables	May	June
1	$I_{max} [kW/m^2]$	0.756	0.674
2	$T_{max} [^{\circ}C]$	178.412	173.045
3	$P_{max} [Mpa]$	8.961	8.766
4	$\dot{m}_{max} [kg/s]$	0.0321	0.0291
5	$\eta_{cycle,max} [%]$	6.89	6.50

## 5. 결론

소형 s-CO<sub>2</sub> 실험설비는 태양열 발전 시스템을 목표로

하여 설계되어졌고, 적절한 효율을 보여주는 목표 온도는  $T_4=180^{\circ}C$ 로 설정되었다. 사이클의 효율을 높이기 위해 온도와 압력을 변수로 두고 IHX를 도입하여 사이클 효율을 높이기 위한 이론적 연구를 실시했다. 그 결과, 현재 사이클에 IHX를 도입하고,  $180^{\circ}C$ , 22 Mpa의 조건에 맞게 사이클을 최적화하면 사이클의 효율이 18.75%로 높아지는 것을 확인하였다. 또한, 태양열 열원을 적용하여 시뮬레이션한 결과 5월에는 최대 효율 6.89%, 6월에는 최대 효율 6.50%를 보여준다. 태양광과 결합한 패널의 효율은 최대 약 27%로 기대할 수 있으며 최적화 과정이 진행된다면 더욱 높은 효율을 기대할 수 있다. 향후에는 시운전을 통하여 데이터를 수집하고 이산화탄소의 물성치 변화를 연구할 계획을 갖고 있다.

## References

- [1] J-I. Lee, Y-H. Ahn, J-E. Cha, "Introduction to supercritical CO<sub>2</sub> power conversion system and its development status". Korean Society for Fluid Machinery collection of dissertations, vol. 17, no.6, pp. 95-103, December, 2014.  
DOI: <https://doi.org/10.5293/kfma.2014.17.6.095>
- [2] Korea Atomic Energy Research Institute, "Component Technology Development for the Supercritical Gas Brayton Cycle," pp. 6-26, Ministry of Science, ICT and Future Planning, 2015.
- [3] X.R. Zhang, H. Yamaguchi "An experimental study on evacuated tube solar collector using supercritical CO<sub>2</sub>", Applied Thermal Engineering, vol. 28, no.10, pp. 1225-1233, July, 2008.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.07.013>
- [4] D-N. Choi, J-Y. Yu, J-S. Kwon, U-B. Lee, K-J. Pi, C-H. Son, K-Y. Lee, J-Y. Lee, J-H. Sung, "Design on Small-scale Supercritical CO<sub>2</sub> Cycle Test Facility". The Korean Society of Mechanical Engineers an academic conference, pp. 2540-2544, December, 2018.
- [5] S-J. Kim, J-S. Lee, M-S. Kim, "Comparison and Characteristic Analysis of Supercritical CO Brayton Cycle and Steam Rankine Cycle for Waste Heat Recovery", The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea an academic conference, pp. 83-86, November, 2015
- [6] Y-M. Kim, J-L. Sohn, E.S. Yoon, "Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine cycles for waste heat recovery from gas turbine". Energy, vol 118, 1. pp. 893-905, January, 2017.  
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.106>
- [7] H. Yamaguchi, X.R. Zhang, K. Fujima, M. Enomoto, N. Sawada, "Solar energy powered Rankine cycle using supercritical CO<sub>2</sub>", Applied Thermal Engineering, vol.

26, no.17-18, pp. 2345-2354, July. 2006.

DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.02>.

- [8] C. Guo, X. Du, Y. Zhou, L. Yang, Y. Yang, "Supercritical CO<sub>2</sub> Rankine Cycle Using Low and Medium Temperature Heat Sources". ASME. Energy Sustainability, ASME 2013 7th International Conference on Energy Sustainability, pp. 9, December. 2013. DOI: <https://doi.org/10.1115/ES2013-18398>
- [9] H. Yamaguchi, X.R. Zhang, D. Uneno, "Thermodynamic analysis of the CO<sub>2</sub>-based Rankine cycle powered by solar energy". International Journal of Energy Research. vol. 31, no.14, pp. 1414-1424. November, 2007. DOI: <https://doi.org/10.1002/er.1304>

이 정 민(Jungmin Lee)

[준회원]



• 2015년 3월 ~ 현재 : 한동대학교  
기계제어공학부

<관심분야>

기계공학, 열유체

최 훈 동(Hundong Choi)

[준회원]



• 2012년 3월 ~ 2018년 2월 : 한동  
대학교 기계제어공학부 (공학사)  
• 2020년 3월 ~ 현재 : 한동대학교  
일반대학원 기계제어공학부

<관심분야>

기계공학, 열유체

조 경 찬(Kyungchan Cho)

[준회원]



• 2015년 3월 ~ 현재 : 한동대학교  
기계제어공학부

<관심분야>

기계공학, 열유체

소 원 호(Wonho So)

[준회원]



• 2015년 3월 ~ 현재 : 한동대학교  
기계제어공학부

<관심분야>

기계공학, 열유체

이 권 영(Kwon-yeong Lee)

[정회원]



• 2002년 2월 : 포항공과대학교 기  
계공학(공학사)  
• 2008년 2월 : 포항공과대학원 기  
계공학(공학박사)  
• 2008년 8월 ~ 2010년 6월 : 삼성  
엔지니어링 과장  
• 2010년 7월 ~ 2015년 2월 : 한국  
원자력연구원 선임연구원

• 2015년 3월 ~ 현재 : 한동대학교 교수

<관심분야>

기계공학, 원자력공학, 열유체