

< 학술논문 >

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.10.787>

ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

예열기를 갖는 초임계 이산화탄소 동력 사이클의 시뮬레이션[§]

나 선 익* · 백 영 진*†

* 한국에너지기술연구원 열에너지변환연구실

Simulation of a Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle with Preheating

Sun-Ik Na* and Young-Jin Baik*†

* Thermal Energy Conversion Laboratory, Korea Institute of Energy Research

(Received March 31, 2015 ; Revised August 4, 2015 ; Accepted August 21, 2015)

Key Words: Supercritical Carbon Dioxide(초임계 이산화탄소), Brayton Cycle(브레이튼 사이클)

초록: 초임계 이산화탄소(S-CO₂) 사이클은 소형화된 터보기계 및 열교환기를 통해서 작은 공간에서도 높은 열효율로 전력을 생산할 수 있는 잠재력을 가진 것으로 평가되고 있으며, 최근 이에 대한 관심이 증가하고 있다. 원자력 및 태양열(CSP) 분야에서 S-CO₂ 사이클에 대한 연구 결과가 다수 소개되어 온 반면, 폐열 분야에 대한 연구 결과는 상대적으로 많지 않다. 본 연구에서는 폐열 회수 응용 분야에 있어서, 예열에 의한 S-CO₂ 사이클의 성능 향상 가능성을 살펴보기 위하여, 재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클과 예열기를 갖는 재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클을 모델링하고 시뮬레이션 하였다. 시뮬레이션 결과, 순출력을 극대화시키는 최적 CO₂ 분기율이 존재함을 확인하였다. 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서, 예열기에 의한 순출력 향상은 약 16-26%로 계산되었다.

Abstract: In response to the growing interest in supercritical carbon dioxide (S-CO₂) power cycle technology because of its potential enhancement in compactness and efficiency, the S-CO₂ cycles have been studied intensively in the fields of nuclear power, concentrated solar power (CSP), and fossil fuel power generation. Despite this interest, there are relatively few studies on waste heat recovery applications. In this study, the S-CO₂ cycle that has a split flow with preheating was modeled and simulated. The variation in the power was investigated with respect to the changes in the value of a design parameter. Under the simulation conditions considered in this study, it was confirmed that the design parameter has an optimal value that can maximize the power in the S-CO₂ power cycle that has a split flow with preheating.

- 기호설명 -

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 T : 온도 [°C]
 ΔT_{\min} : 열교환기 내 최소 온도차 [°C]
 \dot{Q} : 열량 [kW]
 \dot{W}_{net} : 순출력 [kW]
 ϕ : CO₂ 분기율, 식 (1)에 의해 정의

η : 효율

하첨자

a1 : 열원 측 히터 입구
 a2 : 열원 측 히터 출구, 예열기 입구
 a3 : 열원 측 예열기 출구
 h : 히터(heater)
 p : 예열기(pre-heater)
 rhp : 재생기(recuperator)의 고압측
 t : 터빈(turbine)

§ 이 논문은 2015년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회(2015. 4. 22-24., 부산파라다이스호텔) 발표논문임

† Corresponding Author, twinjin@kier.re.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서론

초임계 이산화탄소(Supercritical carbon dioxide, 이

하 S-CO₂) 발전사이클은 임계압력 이상으로 압축한 CO₂를 작동유체로 하며, 이를 고온으로 가열하여 터빈을 구동하여 발전하는 브레이튼 사이클(Brayton cycle)이다. S-CO₂ 사이클은 높은 열효율과 단순한 레이아웃, 소형화된 터보기계 및 열교환기를 통해서 작은 공간에서도 높은 열효율로 전력을 생산할 수 있는 잠재력을 가진 것으로 평가되고 있다. 이 기술이 최초로 제안된 것은 1900년대 중반이나, 2000년대에 들어서 SFR(Sodium-cooled Fast Reactor)과 같은 차세대 원자력 발전 기술을 개발하는 과정에서 기존의 스팀 랭킨 사이클을 대체할 수 있는 기술로서 재조명 되기 시작하였다. 보다 최근에는 태양열 분야를 비롯한 가스터빈 및 용융탄산염 연료전지(MCFC) 폐열^(1,2) 등의 열원을 이용하려는 시도도 함께 이루어지고 있는데, 원자력 및 태양열 분야에서는 비교적 많은 연구 결과들이 소개되어 오고 있으나, 폐열 분야에서의 연구 결과는 상대적으로 많지 않다.

Chen 등⁽³⁾은 자동차 폐열을 회수하는 S-CO₂ 사이클을 구성할 경우, 열원과의 온도구배(temperature glide) 매칭 개선에 의해 출력 향상의 가능성이 있다고 보고했다. Persichilli 등^(4,5)은 S-CO₂ 사이클은 기존 스팀 사이클에 비해, 넓은 온도 범위에서 효율이 높은 운전이 가능하며, 매우 컴팩트하게 제작이 가능하다고 주장했다. Di Bella⁽⁶⁾는 군용 선박의 가스터빈 폐열 회수를 목적으로 열전모듈과 재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클의 조합을 고려하였으며, Walnut 등⁽⁷⁾은 해양플랜트에서의 가스터빈 폐열 회수를 위한 재생 및 이중(dual stage) 재생 초월임계(transcritical) CO₂ 동력사이클의 성능을 연구했다. 더욱 최근에는 Baik 등⁽⁸⁾이 디젤엔진 선박의 폐열 회수를 위한 S-CO₂ 동력 사이클의 성능을 모사하였으며, Held⁽⁹⁾은 EPS100이라 명명된 MW 규모의 상용 이산화탄소 동력 사이클의 시운전 결과를 소개하였다. Mohagheghi와 Kapat⁽¹⁰⁾는 기존에 활발히 연구되어오던 재압축 사이클이 폐열 회수 목적으로는 최선이 아닐 수 있음을 지적하였다. Wright 등⁽¹¹⁾은 폐열회수 사이클의 출력을 향상을 위한 방법으로, ORC(Organic Rankine Cycle)에서 주로 사용되어 온 예열(preheating)에 의한 출력 향상 가능성에 대하여 언급하였다. 그러나, 그들은 예열에 의한 성능 향상 기구와 효과를 정량적으로 설명하지는 못하였다.

본 연구는 예열기에 의한 S-CO₂ 브레이튼 동력 사이클의 출력 향상 여부를 살피기 위한 기초 연구로서, 폐열 응용 분야에 있어서 재생 S-CO₂ 브

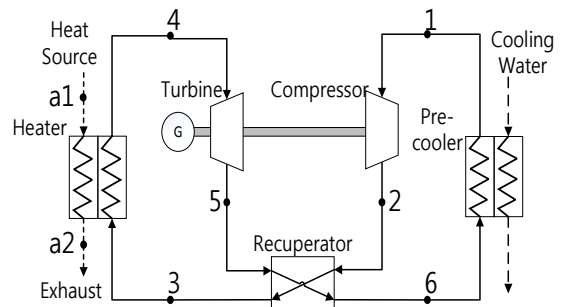


Fig. 1 Schematic diagram of recuperated S-CO₂ Brayton cycle

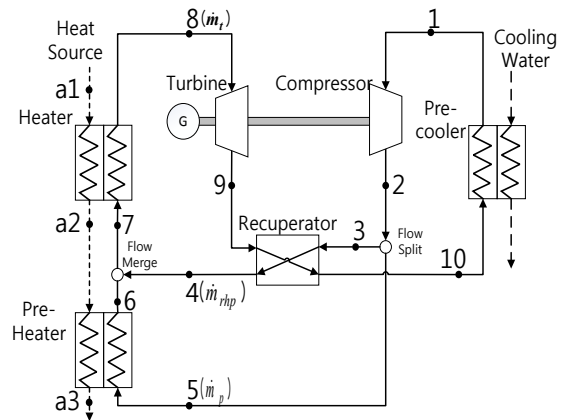


Fig. 2 Schematic diagram of recuperated S-CO₂ Brayton cycle with preheater

레이튼 사이클(이하 재생사이클)과 예열기를 갖는 재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클(이하 예열-재생사이클)을 모델링하고 시뮬레이션 하였다.

2. 사이클 모델링

Fig. 1 및 2는 본 연구에서 고려한 재생사이클과 예열-재생사이클을 각각 나타낸다. 재생사이클의 주요 구성요소는 압축기, 히터, 터빈, 냉각기(pre-cooler) 그리고 재생기(recuperator)이다. Fig. 1의 압축기에서 고압으로 압축(1-2 과정)된 CO₂는 재생기에서 터빈 출구의 고온 CO₂와 열교환(2-3 과정)을 하여 중온으로 승온된다. 재생기를 거친 CO₂는 히터에서 열량을 공급(3-4 과정)받아 터빈 입구 온도까지 승온된 후, 터빈에서 팽창(4-5 과정)하면서 동력을 생산한다. 터빈을 통과한 CO₂는 재생기에서 압축기 토출 CO₂와 열교환(5-6 과정)하여 냉각된 뒤, 냉각기에서 냉각수와 열교환(6-1 과정)을 하여 최종적으로 냉각된다. 이 냉각된 CO₂는 다시 압축기 입구로 들어가, 위의 과정이 반복된다. Fig. 2는 예열기가 추가된 예열-재생사이클의 개념도다. 예열기는 히터에서 CO₂로 열전달

후 배출된 열원의 재활용을 위해 고려되었다. Fig. 2의 예열-재생사이클은 Fig. 1의 재생사이클과 다르게, 압축기 출구에 위치한 분기부(flow splitter)에서 CO₂ 분기율(ϕ)에 따라 재생기와 예열기로 나뉘어 유입된다. CO₂ 분기율(ϕ)은 식 (1)과 같이 압축기 출구 CO₂의 질량유량(\dot{m}_t)중 예열기로 흐르는 CO₂ 질량유량(\dot{m}_p)의 비로 정하였다.

$$\phi = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{rhp} + \dot{m}_p} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_t} \quad (1)$$

예열기를 통과한 CO₂와 재생기를 거친 CO₂는 혼합부에서 다시 합쳐진 후 히터로 유입된다.

동력 사이클의 성능은 사이클을 구성하고 있는 요소의 온도, 압력, 유량 등 많은 변수들에 의해 영향을 받는다. 본 연구에서는 재생-예열 사이클의 CO₂ 분기율(ϕ)을 설계변수로 하여 모델링 및 시뮬레이션을 수행하였다. 사이클의 구속조건들은 GE LM 2500+G4 DLE의 배가스 이용에 관한 선행 연구⁽⁷⁾를 참조하여 다음과 같이 주었다.

- CO₂ compressor inlet temperature and pressure:
 $T_1 = 35^\circ\text{C}$, $P_1 = 7700 \text{ kPa}$
- CO₂ turbine inlet temperature and pressure:
 $T_8 = 400^\circ\text{C}$, $P_8 = 20000 \text{ kPa}$
- Heat source temperature and mass flow rate:
 $T_{a1} = 532^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{a1} = 89.9 \text{ kg/s}$
- The isentropic efficiency for the comp. and turbine:
 $\eta_c = \eta_t = 0.8$
- Minimum temperature difference in heater, preheater and recuperator:
 $\Delta T_{\min} = 10, 20, 30, 40^\circ\text{C}$

예열기, 재생기, 히터의 열교환기 내부 최소 온도차는 동일하게 적용하였다. 사이클의 모든 과정을 정상상태(steady)로 가정하고, 압력 및 열손실은 무시하였다. 모든 열교환 과정은 대항류(counter-current)로 두었으며, 각 열교환기는 동일 열교환량으로 20 등분하여 열교환기의 내부온도를 계산하였다. 작동유체의 물성치는 미국 NIST(National Institute of Standard and Technology)에서 제공하는 REFPROP 9.0을 참고하였으며, 히터와 냉각기 내 2 차유체의 비열은 각각 1.012 및 4.187 kJ/kgK으로 가정하였다.

설계변수 CO₂ 분기율(ϕ)이 주어졌을 때, 계산과정은 다음과 같으며, 각 상태는 Fig. 2의 SP(state point) 표기를 따랐다. 우선, 히터 출구 열원온도(T_{a2}), 예열기 출구 열원온도(T_{a3}), CO₂ 질량유량(\dot{m}_t)을 가정한다. 주어진 압축기 입구(SP 1)상태와 압축기 효율을 고려하여 압축기 출구(SP 2)의 상태가

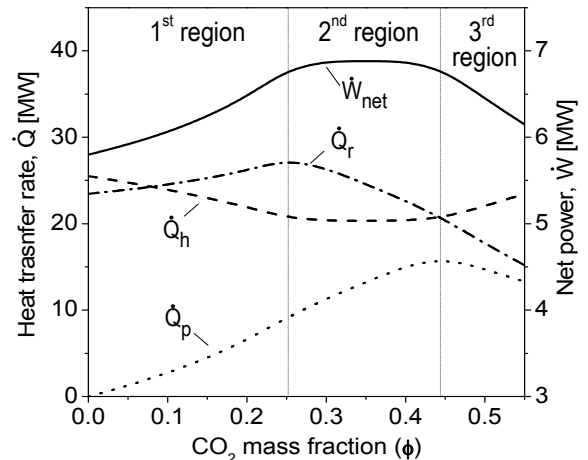


Fig. 3 Changes in net power and heat transfer rate according to change in CO₂ mass fraction(ϕ)

결정된다. 주어진 터빈 입구 상태(SP 8)와 터빈 효율에 의해 터빈 출구 상태(SP 9)가 계산된다. 재생기 출구 상태(SP 4, 10)는 재생기를 통과하는 CO₂ 유량과 재생기 내부 최소 온도차에 의하여 결정된다. 예열기를 통과하는 CO₂ 유량(\dot{m}_p)과 예열기 내부의 최소 온도차에 의해 예열기 출구 상태(SP 6)이 계산된 후, 히터 입구 상태(SP 7)가 결정되고 예열기 출구 열원 온도(T_{a3})의 계산결과값이 도출된다. 그 다음, 주어진 열원의 조건과 히터 입구 상태(SP 7)에 따라 히터 출구 온도(T_{a2})와 CO₂ 유량(\dot{m}_t)의 계산결과값이 도출된다. 계산 결과값들과 계산초기에 가정한 값들의 차이가 허용 오차범위보다 클 경우, 가정값을 바꾸어 이상과 같은 계산 과정을 반복하였다. 계산이 종료되면, 사이클 각부의 온도, 유량 및 순출력(\dot{W}_{net}), 그리고 각 요소들의 열교환량이 산출된다. 이상과 같은 과정은 Matlab(ver. R2013a) 환경에서 작성된 프로그램에 의해 수행되었다.

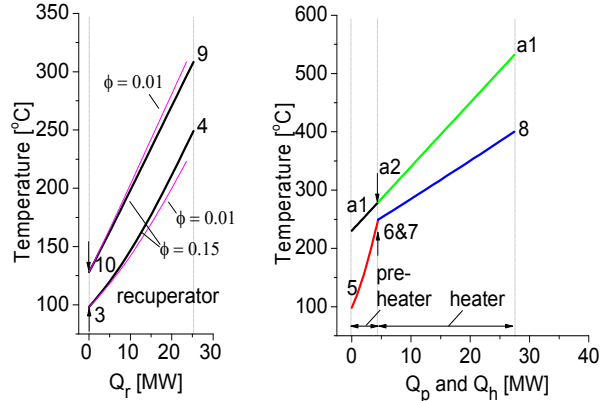
3. 시뮬레이션 결과

Fig. 3은 예열기와 히터 및 재생기의 열교환기 내 최소 온도차가 30°C인 조건 하에서, CO₂ 분기율(ϕ)의 변화에 따른 순출력(\dot{W}_{net}), 예열열량(\dot{Q}_p), 재생열량(\dot{Q}_r) 및 히터열량(\dot{Q}_h)의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 3에 따르면, CO₂ 분기율(ϕ)의 변화에 따라 순출력(\dot{W}_{net})이 위로 볼록한 모양의 곡선 형태(convex)로 변화함을 알 수 있다. 이를 설명하기 위하여, CO₂ 분기율(ϕ)이 0(zero)으로부터 약 0.25까지 증가함에 따라 순출력(\dot{W}_{net})과 재생열량(\dot{Q}_r) 그리고 예열열량(\dot{Q}_p)이 증가하는 첫째 구간, 이후, ϕ 가 약 0.25로부터 약 0.45까지 증가하여도 \dot{W}_{net} 과 \dot{Q}_h 의 변화가 상대적으로 작은 둘째 구간,

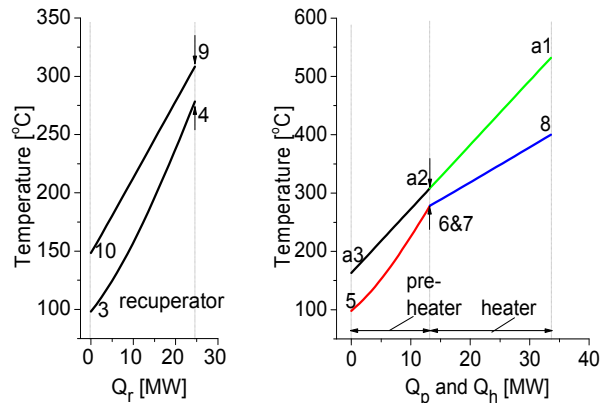
마지막으로, ϕ 가 약 0.45 보다 큰 구간, 즉, ϕ 가 증가할수록 \dot{W}_{net} 와 \dot{Q}_r 그리고 \dot{Q}_p 가 감소하는 셋째 구간으로 나누었다.

첫 번째 구간에서는 ϕ 가 증가할수록, 예열열량 \dot{Q}_p 와 재생열량 \dot{Q}_r , 그리고 순출력 \dot{W}_{net} 이 증가한다. 이들의 증가 이유는 Fig. 4(a)를 통하여 설명될 수 있다. Fig. 4(a)는 $\phi=0.01$ 및 0.15 인 경우에 대하여 재생기 내 고온(9→10) 및 저온(3→4) CO₂의 온도 변화를 재생열량 변화에 따라 나타낸 것이다. Fig. 4(a)에서, ϕ 의 증가에 따라, $\phi=0.15$ (굵은 선)인 경우의 고온측 온도 기울기가 $\phi=0.01$ (얇은 선)인 경우의 그것에 비해 완만해지고, \dot{Q}_r 이 증가한 것을 확인할 수 있다. ϕ 가 증가할수록 \dot{Q}_r 이 증가하는 이유는 재생기 내 고온측 유량인 \dot{m}_t 가 저온측 유량인 \dot{m}_{rhp} 에 비해 상대적으로 증가하여 고온측의 온도 기울기가 완만해지며, 주어진 재생기 내 최소 온도차 조건을 만족하기까지 저온측으로 더 많은 열량을 전달 할 수 있기 때문이다. 또한, ϕ 가 증가할수록 \dot{m}_t 도 증가한다. 만약 \dot{m}_t 이 증가하지 않는다면, ϕ 가 증가함에 따라 \dot{m}_{rhp} 은 감소하여, 에너지평형과 질량평형에 의해 \dot{Q}_r 이 감소해야만 한다. 그러나 앞서 논의한 바와 같이 \dot{Q}_r 는 증가하므로, 열평형 및 에너지평형에 의해 \dot{m}_t 도 증가한다. \dot{m}_t 의 증가는 결국 순출력(\dot{W}_{net})의 증가를 가져온다. 한편, ϕ 가 증가할수록 저온측의 출구온도(T_4)는 상승하는데, 그 이유는 \dot{m}_{rhp} 가 감소하지만 \dot{Q}_r 가 증가하므로 재생기 내 저온측 온도차($T_4 - T_3$)이 증가하여 재생기 내 저온측 온도 기울기가 증가하기 때문이다.

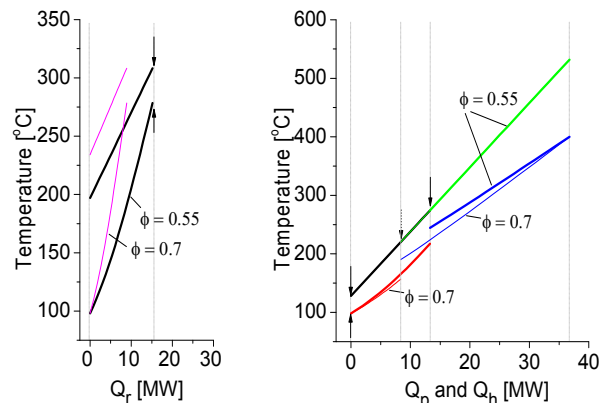
한편, T_4 의 상승에 따라 T_6 및 T_7 도 동반 상승한다. 우선, T_6 및 T_7 의 거동은 Fig. 4(b)를 통하여 설명될 수 있다. Fig. 4(b)는 $\phi=0.15$ 인 경우에 대하여 히터 및 예열기 내 작동유체들의 온도 변화를 열량 변화에 따라 나타낸 것이다. 열량이 0(zero)부터 약 5 MW 까지는 예열기 내 열원(a2→a3) 및 CO₂(5→6)의 온도 변화를 나타내며, 이 후 약 5 MW 부터 약 28 MW 까지는 히터 내 열원(a1→a2)의 온도 및 CO₂(7→8)의 온도 변화를 나타낸다. Fig. 4(b)에서 수직 방향의 화살표로 나타낸 것과 같이, 히터 내 최소 온도차는 히터 입구(SP 7)에서 형성되며, 예열기 내 최소 온도차는 예열기 출구(SP 6)에서 형성된다. 즉, 이 구간에서는 히터 내 최소 온도차($T_{a2} - T_7$)와 예열기 내 최소 온도차($T_{a2} - T_6$)가 서로 동일하므로, T_6 와 T_7 는 같다. 혼합기에서 SP 4와 SP 6이 혼합되어 SP 7이 결정되는데, T_6 와 T_7 이 같으므로 T_4 도 같다. 따라서 T_4 가



(a) Temperature profiles in recuperator at the 1st region (b) Temperature profiles in preheater and heater at the 1st region



(c) Temperature profiles in recuperator at the 2nd region (d) Temperature profiles in preheater and heater at the 2nd region



(e) Temperature profiles in recuperator at the 3rd region (f) Temperature profiles in preheater and heater at the 3rd region

Fig. 4 Changes in temperature profiles in heat exchangers according to changes in CO₂ mass fraction(ϕ)

상승하면 T_6 와 T_7 도 동반 상승한다. ϕ 가 증가할수록 예열기로 유입되는 CO₂ 질량유량(\dot{m}_p)이 증가하

고, T_4 의 상승에 의해 T_6 도 상승하는데, 이는 예열기 출입구 온도차($T_6 - T_5$)가 증가시키므로, 결과적으로 \dot{Q}_p 도 증가한다. 한편, ϕ 가 증가할수록 T_4 의 상승에 의해 T_7 이 상승하므로, 히터 입출구 온도차($T_8 - T_7$)가 감소한다. ϕ 의 증가에 따라 전술한 바와 같이 히터를 통과하는 CO_2 질량유량(\dot{m}_t)은 증가하지만 히터 입출구 온도차($T_8 - T_7$)의 감소량에 비해 증가율이 작아 결과적으로 \dot{Q}_h 는 감소한다.

두 번째 구간의 특징은 첫 번째 구간과 달리, ϕ 의 증가에 따라 재생열량 \dot{Q}_r 은 감소하며, \dot{W}_{net} 과 \dot{Q}_h 의 변화가 상대적으로 매우 작다. 우선, ϕ 가 증가할수록 \dot{Q}_r 이 감소하는 이유는 $\phi = 0.01$ 및 0.15 인 Fig. 4(a)와 $\phi = 0.35$ 인 Fig. 4(c)의 비교를 통하여 설명될 수 있다. ϕ 가 증가할수록, 재생기 내 저온측 유량인 \dot{m}_{rhp} 이 고온측 유량인 \dot{m}_t 에 비해 상대적으로 더욱 감소하여서, 작은 열량만으로도 저온측 온도(T_4)가 급격히 상승하여, 주어진 재생기 내 최소 온도차 조건을 만족하기 때문이다. 반면 이 구간에서는 ϕ 가 증가함에 따라, \dot{Q}_h 및 \dot{W}_{net} 의 변화가 상대적으로 작으며, 감소한 \dot{Q}_r 만큼 \dot{Q}_p 가 증가하는 경향을 나타낸다. 이러한 경향의 이유는 Fig. 4(c)와 Fig. 4(d)를 통하여 설명될 수 있다. Fig. 4(c)에 나타낸 것 같이, 저온측 재생기 출구온도(T_4)는 주어진 고온측 재생기 입구온도(T_9)와 최소 온도차에 의해 결정된다. 또한 첫째 구간에서 논의한 바와 같이, 본 연구의 시뮬레이션 조건하에서 T_4 는 T_6 및 T_7 와 같은 값을 갖는다. 결정된 T_7 에 따라, 주어진 히터 내 최소 온도차에 의해 T_{a2} 가 결정되며, 열원의 히터 전후단 온도차와 유량으로 \dot{Q}_h 이 계산되며, 히터 내 열평형에 의해 \dot{m}_t 도 산출된다. 즉, 혼합기 후단(SP 7)의 상태량이 T_9 에 의해 결정되므로 감소한 \dot{Q}_r 만큼 \dot{Q}_p 가 증가한다.

첫 번째와 두 번째 구간의 공통된 특징은 ϕ 의 증가에 따라 \dot{Q}_h 와 \dot{Q}_p 의 합이 증가한다는 것이다. 이는 사이클이 열원으로부터 받은 총 열량이 증가함을 의미하므로, 사이클 순출력(\dot{W}_{net}) 향상의 주요인이 된다.

이와는 달리, 세 번째 구간에서는, ϕ 가 증가한다 하더라도 사이클이 열원으로부터 받은 총 열량($\dot{Q}_h + \dot{Q}_p$)가 증가하지 않는다. 이는 앞의 구간들에서는 존재했던 예열에 의한 성능 향상 주요인이 이 구간에서는 더 이상 존재하지 않음을 의미한다. 이는 Fig. 4(f)를 통하여 설명될 수 있다. Fig. 4(f)는 $\phi = 0.55$ 및 0.70 인 경우에 대하여, 히터 및 예열기 내 작동유체들의 온도 변화를 열량 변화에 따라

Table 1 Performance comparison between two cycles at $\Delta T_{min}=30^\circ\text{C}$

Variables at Fig.1 / Fig.2	Unit	Recuperative cycle (Fig.1)	Recuperative cycle with preheating(Fig.2)
ϕ	-	0	0.36 (ϕ_{opt})
T_1 / T_1	$^\circ\text{C}$	35.0	35.0
T_2 / T_2	$^\circ\text{C}$	98.1	98.1
- / T_3	$^\circ\text{C}$	-	98.1
- / T_4	$^\circ\text{C}$	-	278.3
- / T_5	$^\circ\text{C}$	-	98.1
- / T_6	$^\circ\text{C}$	-	278.3
T_3 / T_7	$^\circ\text{C}$	221.5	278.3
T_4 / T_8	$^\circ\text{C}$	400.0	400.0
T_5 / T_9	$^\circ\text{C}$	308.3	308.3
T_6 / T_{10}	$^\circ\text{C}$	128.1	150.8
T_{a1} / T_{a1}	$^\circ\text{C}$	532.0	532.0
T_{a2} / T_{a2}	$^\circ\text{C}$	251.5	308.3
- / T_{a3}	$^\circ\text{C}$	-	158.9
\dot{m}_t	kg/s	114.2	135.5
\dot{Q}_h	kW	25,519	20,350
\dot{Q}_p	kW	-	13,598
\dot{Q}_r	kW	23,458	24,174
\dot{W}_{net}	kW	5,799	6,881
\dot{W}_t	kW	10,005	11,873

나타낸 것이다. 이 구간에서 \dot{Q}_h 와 \dot{Q}_p 의 합이 변하지 않는 이유는, 예열기 내 최소 온도차가 예열기 출구(SP 6)에서 형성되던 이전 구간들에서와 달리, 예열기 입구(SP 5)에서 형성되기 때문이다. 이는 ϕ 의 증가에 따라 \dot{m}_p 가 증가하여 예열기 내 CO_2 온도 기울기가 완만해지고 예열기 입출구 온도차($T_6 - T_5$) 및 T_6 가 감소되어, 열원과 CO_2 의 온도차($T_{a2} - T_6$)가 증가하므로, 예열기 출구(SP 6)에서는 주어진 예열기 내 최소 온도차를 만족시킬 수 없기 때문이다. 또한, 예열기 내 CO_2 의 온도 프로파일이 Fig. 4(f)와 같이 아래로 볼록한 형태를 보이므로, 예열기 내 최소 온도차가 예열기의 중간부분에서 존재할 수 없다. 이상과 같은 이유로, 세 번째 구간의 예열기 내 최소 온도차는 예열기 입구(SP 5)에 형성된다. 이와 같은 특징으로 인하여, 주어진 압축기 출구온도(T_5)와 예열기 내 최소 온도차로부터 예열기 열원측 출구 온도(T_{a3})가 결정

되며, 이것은 열원의 온도차($T_{a1} - T_{a3}$) 및 열원으로부터 사이클로 전달되는 총열량($\dot{Q}_h + \dot{Q}_p$)을 결정한다. 결과적으로, 이 구간에서는 주어진 T_5 에 의해 배기온도(T_{a3})가 결정되므로, ϕ 가 증가한다 하더라도 총열량($\dot{Q}_h + \dot{Q}_p$)은 일정하다.

세 번째 구간의 또 다른 특징은 ϕ 의 증가에 따라 재생열량 \dot{Q}_r 과 예열열량 \dot{Q}_p 가 모두 감소한다는 것이다. 이는 ϕ 의 증가에 따라 재생과 예열에 의한 사이클의 출력 향상이 감소함을 의미한다. ϕ 의 증가에 따른 \dot{Q}_r 의 감소의 원인은 두 번째 구간에서와 같이 설명될 수 있다. 한편, \dot{Q}_p 의 감소 원인은 예열기 입출구 온도차($T_6 - T_5$)의 감소율이 \dot{m}_p 의 증가율에 비해 더 크기 때문이다. 그러므로, 이 구간에서는 ϕ 가 1에 접근할수록 \dot{Q}_r 과 \dot{Q}_p 가 0(zero)으로 수렴하며, 극단적으로 $\phi=1$ 인 경우, 예열기와 재생기가 없는 단순 브레이튼 사이클이 된다. 이상과 같은 이유로, Fig. 3의 두 번째 구간에서 예열에 의한 성능 향상 최대치가 존재한다. Table 1은 열교환기 내 최소 온도차가 30°C일 때, Fig. 1의 재생사이클 성능 계산결과와 Fig. 2의 예열-재생사이클의 최적 성능 계산결과를 서로 비교하여 나타낸 것이다. 이 경우, 예열에 의한 순출력 향상은 약 19%였다.

Fig. 5는 열교환기 내 최소 온도차가 10, 20, 30 및 40°C인 경우, 예열이 없는 재생사이클($\phi=0$)의 순출력과 최적 CO₂ 분기율($\phi=\phi_{opt}$)에서의 예열-재생사이클의 순출력을 서로 비교하여 나타낸 것이다. 이 때, 최적 CO₂ 분기율은 각각 0.33, 0.35, 0.36 그리고 0.37이었다. Fig. 5에 따르면, 열교환기 내 최소 온도차를 감소시키면 예열 없는 재생사이클($\phi=0$)과 최적 예열-재생사이클 모두 순출력이 향상된다. 본 연구의 시뮬레이션 조건하에서, 열교환기 내 최소 온도차가 40°C인 경우, 예열이 없는 재생사이클($\phi=0$)의 순출력에 비해 최적 CO₂ 분기율($\phi=\phi_{opt}$)에서의 예열-재생사이클의 순출력이 약 16% 향상되었으며, 열교환기 내 최소 온도차가 10°C의 경우에는 최적 예열에 의한 순출력이 약 26% 향상되었다. 이는 열교환기 내 최소 온도차를 감소시킬수록 최적 예열에 의한 순출력 향상이 증가함을 의미한다.

4. 결 론

본 연구에서는 예열에 의한 S-CO₂ 브레이튼 동력 사이클의 출력 향상 여부를 살피기 위하여, 재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클과 예열-재생 S-CO₂ 브레이튼 사이클을 모델링하고 시뮬레이션 하였다.

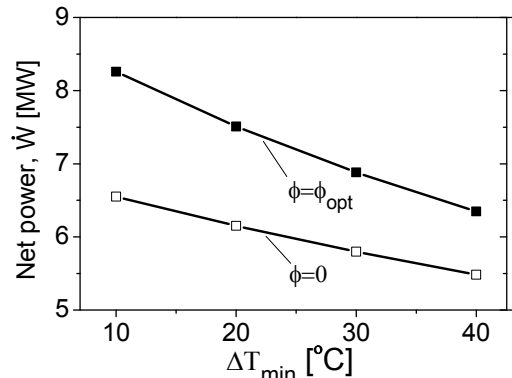


Fig. 5 Net power comparison between two cycles according to changes in minimum temperature difference in heat exchangers

시뮬레이션 결과, 예열-재생사이클의 순출력은 본 연구의 설계변수인 CO₂ 분기율에 따라 변화함을 확인하였다. 또한, 순출력을 극대화시킬 수 있는 최적 CO₂ 분기율이 존재함을 확인하였다. 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서, 예열에 의한 순출력 향상은 약 16~26%로 계산되었다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원의 주요사업으로 수행한 결과입니다. (B5-2417)

참고문헌

(References)

- (1) Sánchez, D., Munoz de Escalona, J.M., Chacartegui, R., Munoz, A. and Sánchez, T., 2011, "A Comparison Between Molten Carbonate Fuel Cells Based Hybrid Systems Using Air and Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles with State of the Art Technology," *Journal of Power Sources* Vol.196, Issue 9, pp. 4347~4354.
- (2) Bae, S. J., Ahn, Y. H., Lee, J. K. and Lee J. I., 2014, "Various Supercritical Carbon Dioxide Cycle Layouts Study for Molten Carbonate Fuel Cell Application," *Journal of Power Sources* Vol.270, pp. 608~618.
- (3) Chen, Y., Lundqvist, P. and Platell, P., 2005, "Theoretical Research of Carbon Dioxide Power Cycle Application in Automobile Industry to Reduce Vehicle's Fuel Consumption," *Applied Thermal Engineering*, Vol.25, Issues 14~15, pp. 2041~2053.
- (4) Persichilli, M., Held, T., Hostler, S., Zdankiewicz, E., and Klapp, D., 2011, "Transforming Waste Heat to Power Through Development of a CO₂ - Based Power Cycle," *Electric Power Expo 2011*, 10-12 May, Rosemount, IL USA.

- (5) Persichilli, M., Kacludis, A., Zdankiewicz, E. and Held, T., 2012, "Supercritical CO₂ Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO₂ can Displace Steam," *Power-Gen India & Central Asia 2012*, Pragati Maidan, New Delhi, India.
- (6) Di Bella, F. A., 2011, "Gas Turbine Engine Exhaust Waste Heat Recovery Navy Shipboard Module Development," *Supercritical CO₂ Power Cycle Symposium*, Boulder Colorado.
- (7) Walnum, H. T., Nekså, P., Nord, L. O. and Andresen, T., 2013, "Modelling and Simulation of CO₂ (Carbon Dioxide) Bottoming Cycles for Offshore Oil and Gas Installations at Design and Off-Design Conditions," *Energy* Vol.59, pp. 513~520.
- (8) Baik, Y. J., Jang J. C., Cho, J. H., Ra, H. S. and Kim, M. S., 2014, "Power Optimization of Supercritical CO₂ Brayton Cycles for a Shipboard Waste Heat Recovery System," *AFORE 2014*, Yeosu, Korea.
- (9) Held, T. J., 2014, "Initial Test Results of a Megawatt-Class Supercritical CO₂ Heat Engine," *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, Pittsburgh, Pennsylvania.
- (10) Mohagheghi, M. and Kapat, J., 2014, "Thermodynamic Optimization of Recuperated S-CO₂ Brayton Cycles for Waste Heat Recovery Applications," *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, Pittsburgh, Pennsylvania.
- (11) Wright, S. A., Davidson, C. S. and Scammell, W. O., 2014, "Bulk Energy Storage using a Supercritical CO₂ Waste Heat Recovery Power Plant," *The 4th International Symposium - Supercritical CO₂ Power Cycles*, Pittsburgh, Pennsylvania.