

예열 적용에 의한 수소 연료 기반 Graz Cycle 효율 향상 방안

김용덕* · 권용현* · 강도원** · 김동섭***†

Efficiency Improvement of the Hydrogen Fueled Graz Cycle Using Preheating

Yong Deok Kim*, Yong Hyeon Kwon*, Do Won Kang**, Tong Seop Kim***†

Key Words : Hydrogen(수소), Oxy-fuel combustion(순산소 연소), Graz cycle(그라츠 사이클), Zero-emission(무배출), Preheating(예열), Efficiency improvement(효율 향상)

ABSTRACT

Hydrogen is gaining significant attention as a clean energy source. However, its high cost requires the development of high efficiency power plant systems. The Graz cycle has been regarded as a promising power plant system due to its high efficiency potential and favorable technological maturity. To address this need, this study adopted preheating in the hydrogen fueled Graz cycle to improve efficiency. Two different preheating heat extraction locations were considered, and performance variations and sensitivity to key design parameters were analyzed. According to the performance analysis, efficiency increased by 0.15 %p when heat was extracted from the high pressure turbine outlet steam and by 0.33 %p when heat was extracted from the economizer outlet feedwater. According to the sensitivity analysis, efficiency increased with increasing turbine inlet temperature, whereas efficiency variation with pressure ratio was relatively small. Under all analyzed conditions, the case with heat extraction from the economizer outlet feedwater resulted in greater efficiency improvement. In addition, preheating enabled a design with a lower pressure ratio without efficiency penalties. The adoption of preheating in the hydrogen fueled Graz cycle can be an effective option to enhance efficiency.

Nomenclature

c_p : specific heat at constant pressure [kJ/kg · K]
GTCC : gas turbine combined cycle
 h : specific enthalpy [kJ/kg]
HPT : high pressure turbine
HRSG : heat recovery steam generator
HTT : high temperature turbine
LHV : lower heating value [kJ/kg]
LPT : low pressure turbine
 $\dot{m}$: mass flow rate [kg/s]
P-GC : preheated Graz cycle

S-GC : simple Graz cycle
St : Stanton number
T : temperature [K]
TIT : turbine inlet temperature
 $\dot{W}$: power [kW]

Greek

ε : effectiveness
 η : efficiency

* 인하대학교 대학원(Graduate School, Inha University)

** 한국기계연구원(Korea Institute of Machinery and Materials)

*** 인하대학교 기계공학과(Dept. of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

Subscripts

aux	: auxiliary
b	: blade
B	: Brayton cycle
c	: cold side
comp	: compressor
f	: fuel
gen	: generator
h	: hot side
in	: inlet
mech	: mechanical
n	: nozzle
out	: outlet
r	: rotor
R	: Rankine cycle
s	: isentropic
turb	: turbine

1. 서 론

지구 온난화의 심각성이 대두되면서, 전 세계적으로 화석 연료 기반 발전에서 재생에너지 중심의 발전으로의 전환이 이루어지고 있다⁽¹⁾. 그러나 재생에너지는 기상 조건에 따라 출력 변동성이 크고 예측이 어려워, 안정적인 전력 공급에 한계가 있다⁽²⁾. 이로 인해 전력을 안정적으로 공급하기 위한 에너지 저장 및 운송 시스템의 중요성이 커지고 있으며⁽³⁾, 수소는 이러한 역할을 수행할 수 있는 에너지원으로 주목받고 있다. 재생에너지로부터 수소를 대량 생산하는 PtG(Power to gas) 기술⁽⁴⁾이 개발되면서, 수소를 활용한 에너지 저장 시스템의 실현 가능성이 높아지고 있다. 수소를 활용할 수 있는 대표적인 발전원으로 가스터빈이 주목받고 있으며, 수소를 가스터빈에 적용하는 다양한 연구가 이루어지고 있다^(5,6). 수소는 높은 화염 속도와 넓은 가연 범위를 가지며, 이로 인해 가스터빈 연소기에서 희박 가연 한계(Lean blowout limit)를 낮은 당량비(Equivalence ratio) 영역까지 확장할 수 있다. 이러한 특성을 활용할 경우 가스터빈의 질소산화물(NOx) 배출 저감에 기여할 수 있다⁽⁷⁾. 그러나 수소는 천연가스 대비 연료비용이 높기 때문에⁽⁸⁾, 수소 연료 기반 발전 시스템은 발전 단가 상승이 예상된다. 이에 따라 수소 가스터빈 기반의 고효율 발전 시스템 개발이 요구된다.

이러한 배경에서 차세대 고효율 발전 기술로서 수소 순산소 연소(Oxy-fuel combustion) 발전 시스템에 대한 다양한 연구가 이루어지고 있다. 수소 순산소 연소 발전 시스템이란 연료로 수소를, 산화제로 순산소를 사용하여 탄소와 NOx를 배출하지 않는 무배출(Zero-emission) 발전 시스템이다. 또

Table 1 Comparison between GTCC and Graz cycle

Category	GTCC	Graz cycle
Oxidant	Air	Pure oxygen
Turbine working fluid	Air-gas mixture	Pure steam
Turbine exhaust fluid	Vent to atmosphere	Recirculation to compressor
Cooling fluid source	From compressor	From HPT

한 동일한 터빈 입구 온도(Turbine inlet temperature, TIT) 조건에서 기존 가스터빈 복합발전 시스템(Gas turbine combined cycle, GTCC) 대비 높은 사이클 효율을 달성할 수 있다. Graz cycle은 대표적인 순산소 연소 복합발전 시스템으로, 국제에너지기구(International Energy Agency, IEA)⁽⁹⁾에 따르면 효율과 기술 성숙도 측면에서 우수한 사이클로 평가되고 있다. Sanz 등⁽¹⁰⁾은 수소 연료 기반 Graz cycle이 TIT가 1500 °C인 조건에서 68.4%의 높은 효율을 달성할 수 있음을 보고하였으며, 부분부하 조건에서도 안정적인 성능을 유지함을 보였다. Graz cycle은 GTCC와 유사하게 가스터빈, 스팀터빈, 열회수증기발생기(Heat recovery steam generator, HRSG)로 구성되며, 주요 특징을 Table 1에 정리하였다.

Graz cycle은 1985년 Jericha⁽¹¹⁾에 의해 최초로 제안되었으며, 이후 천연가스 연료를 기반으로 순산소 연소 및 CO₂ 포집을 고려한 저탄소 고효율 발전 사이클로 연구되었다^(12,13). 최근 수소 에너지 활용에 대한 관심이 증가하면서, 연구 범위는 수소 연료 기반 사이클의 성능 분석으로 확장되고 있다. Niesporek 등⁽¹⁴⁾은 동일 출력 조건에서 압력비에 따른 성능 변화를 수소 및 천연가스 연료 기반 GTCC와 비교하였다. Bocandé 등⁽¹⁵⁾은 최신 기술 수준을 반영하여 수소 순산소 연소 발전 시스템 간의 성능을 비교하고 TIT 변화에 따른 효율 민감도를 분석하였다. Yu 등⁽¹⁶⁾은 열 분배 방식을 개선한 R-Graz cycle을 제안하고, Graz cycle과 성능 및 경제성을 비교하였다.

이와 같은 연구들은 수소 연료 기반 Graz cycle의 실현 가능성 향상에 기여하였다. 한편 Graz cycle의 실제 적용을 위해서는 그린 수소의 안정적인 공급과 수소 순산소 연소 기술의 확보가 요구된다^(10,14). 이러한 기술의 발전은 Graz cycle의 적용 가능성을 결정하는 주요 요인으로 작용한다. 또한 수소를 대규모 발전에 활용하기 위해서는 기술적 실현 가능성뿐만 아니라 사이클 효율의 추가적인 향상도 중요하다. 이러한 측면에서 Graz cycle의 효율 개선 방안에 대한 기초 연구의 필요성이 제기된다. 기존 GTCC에서는 효율 향상 방안으로 연료 예열 기술이 적용되고 있다^(17,18). 연료 예열은 하부사이클의 열에너지를 이용해 연료를 예열함으로써, 동일한 TIT를 달성하기 위해 필요한 연료 유량을 감소시켜 효율을 향상시키는 기술이다.

Graz cycle의 주요 구조는 GTCC와 유사하므로, 하부사이

클의 열에너지를 활용한 예열 적용이 가능할 것으로 보인다. 이에 본 논문에서는 Graz cycle에 예열을 적용하여 추가적인 효율 향상 방안을 제안하였다. Graz cycle에는 연료뿐만 아니라 산화제로서 산소도 투입되므로, 본 논문에서는 연료에만 한정된 ‘연료 예열’ 대신 ‘예열’이라는 용어를 사용하였다. 예열을 통한 사이클 성능 향상이 효과적으로 작용하기 위해서는 하부사이클 열원을 최적 위치에서 추가하는 것이 중요하다. 본 논문에서는 두 가지 하부사이클 열원 추가 위치를 고려하였으며, 예열 적용에 의한 성능 변화와 주요 설계 파라미터 변화에 따른 성능 민감도를 분석하였다. 이를 통해 예열 적용에 의한 Graz cycle의 성능 변화를 정량적으로 분석하고, 사이클 효율 향상 방안으로서 예열 적용의 타당성을 평가하였다.

2. 시스템 구성 및 모델링

2.1 시스템 구성

본 논문에서는 예열을 적용하지 않은 시스템은 Simple Graz cycle(S-GC), 예열을 적용한 시스템은 Preheated Graz cycle(P-GC)로 정의하였다. S-GC와 P-GC의 개략도는 각각 Fig. 1과 Fig. 2에 도시하였으며, S-GC의 T-s 선도는 Fig. 3에 도시하였다.

Graz cycle은 고온의 Brayton cycle과 저온의 Rankine cycle로 구성되며, Fig. 1과 Fig. 2에 각각 실선과 점선으로 표시되어 있다. 연소기에서 수소와 산소는 당량비 1 조건으로 반응하며, 이로 인해 사이클의 작동유체는 순수 H_2O 로 구

성된다. 연소 후 생성된 고온·고압의 작동유체는 고온 터빈(High temperature turbine, HTT)에서 팽창되며 전력을 생산한다. HTT 출구 작동유체는 HRSG를 거쳐 두 경로로 분기된다(Fig. 1~2의 Split point). 분기된 작동유체 중 일부는 압축기로 재유입되어(Fig. 1~2의 Recirculation flow) 중간냉각(Inter-cooling)을 거쳐 압축된 후 연소기로 공급된다. 중간냉각은 높은 압력비로 인한 연소기 입구 온도의 과열을 방지하기 위해 수행되며, 이 과정에서 회수된 열은 Rankine

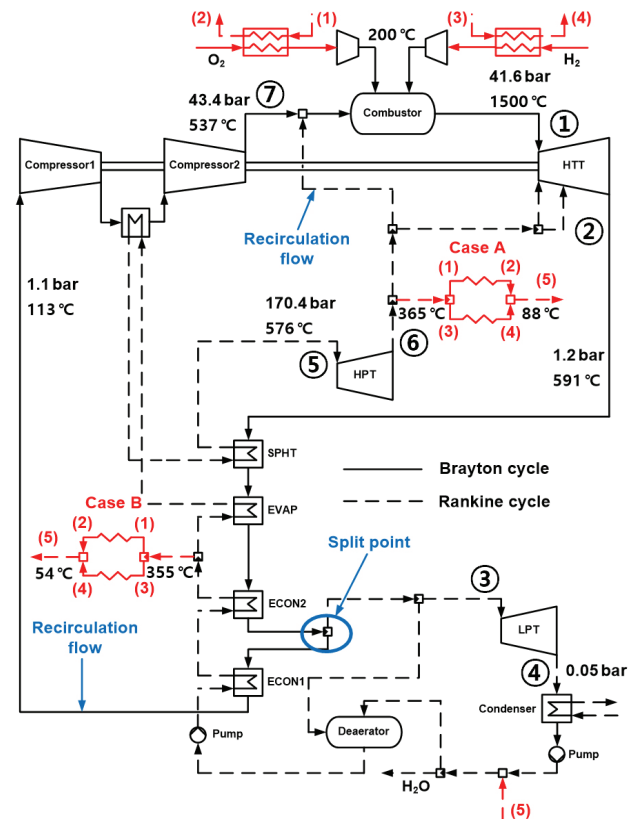


Fig. 2 System configuration of the preheated Graz cycle

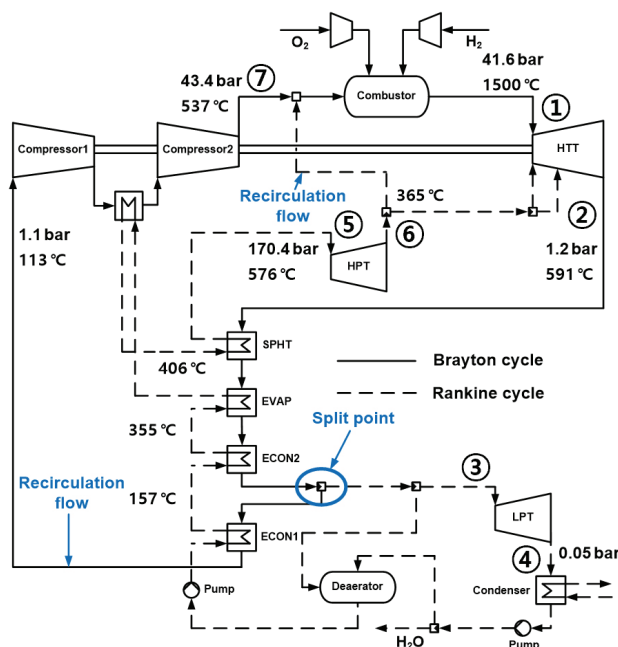


Fig. 1 System configuration of the simple Graz cycle

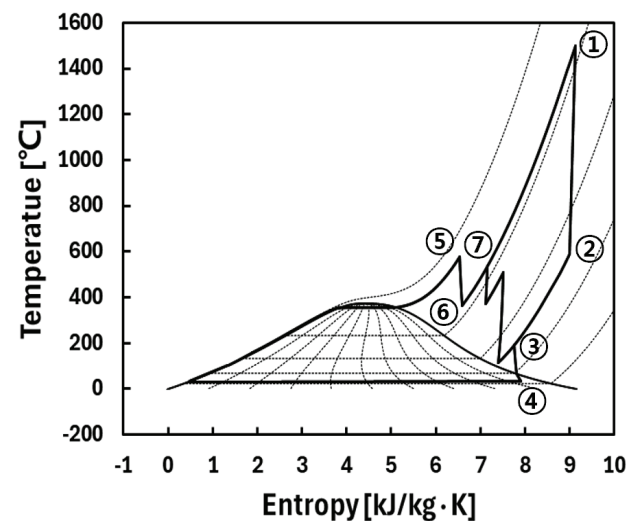


Fig. 3 Temperature-entropy diagram of the simple Graz cycle

cycle 작동유체의 추가 가열에 사용된다. 나머지 작동유체는 Rankine cycle로 유입되며, 해당 유량은 증발기(Evaporator, EVAP)의 pinch point 조건에 의해 결정된다. Rankine cycle로 유입된 작동유체는 저압 터빈(Low pressure turbine, LPT)에서 팽창되며 추가 전력을 생산한다. 이후 복수기(Condenser)와 펌프를 거쳐 연소 반응으로 생성된 과잉 H₂O가 외부로 배출되어 사이클 내 작동유체의 질량 유량이 일정하게 유지된다. HRSG를 거쳐 가열된 고온·고압의 작동유체는 고압 터빈(High pressure turbine, HPT)에서 팽창되며 추가 전력을 생산한다. HPT 출구 작동유체의 일부는 HTT 냉각 유체로 사용되고, 나머지는 압축기 출구 작동유체와 혼합되어(Fig. 1~2의 Recirculation flow) 연소기로 재유입되며 사이클이 순환된다.

2.2 시스템 모델링

상용 열성능 해석 프로그램인 Ebsilon Professional 17.00⁽¹⁹⁾을 사용하여 시스템을 모델링하였다. 문헌^(10,15)을 참고하여 S-GC와 P-GC의 설계 파라미터(Design parameter)를 현재 기술 수준을 반영하여 선정하였으며, 이를 Table 2에 정리하였다. 설계점에서 S-GC의 사이클 출력이 200 MW가 되도록 압축기 입구 유량을 결정하였다.

연료는 저위발열량(Lower heating value, LHV)이 120,000 kJ/kg⁽²⁰⁾인 순도 100 % 수소를 사용하였으며, 연소 반응은 완전연소로 가정하였다. 산소를 별도로 공급할 경우 공기 분리 장치(Air separation unit, ASU)가 추가로 필요하며, 이에 따른 소모 동력 증가로 사이클 효율이 감소한다. 본 연구에서는 예열 적용에 의한 성능 변화만을 분석하기 위해, 기존 문헌^(10,16)과 동일하게 산소는 수전해 기반 수소 생산 과정

에서 부생되는 것으로 가정하였다(즉, 추가 동력 소모 고려 없음). 수소와 산소의 공급 압력은 27 bar⁽²¹⁾로 설정하였으며, 압축기를 추가하여 연소기 입구 압력 대비 30 % 높은 압력으로 공급되도록 모델링하였다.

2.2.1 압축기

압축기는 2단(Two-stage)으로 구성하였으며, 중간냉각을 적용하였다. 2.1절에서 설명한 바와 같이 중간냉각은 높은 압력비로 인한 연소기 입구 온도의 과열을 방지하기 위해 필요하다. 중간냉각기의 고온부 출구와 저온부 입구 사이의 온도차는 15 °C로 설정하였다. 압축기의 소모 동력과 효율은 각각 식 (1), (2)를 이용하여 계산하였다.

$$\dot{W}_{comp} = \sum_{n=1}^2 (\dot{m}_{comp}) \cdot (h_{out,n} - h_{in,n}) \quad (1)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (2)$$

2.2.2 터빈

HTT는 노즐과 로터로 구성된 하나의 단(Single-stage)으로 구성하였으며, 이러한 단순화된 모델링의 합리성은 이전 연구들⁽²²⁻²⁴⁾을 통해 검증되었다. HTT의 노즐과 로터는 고온 환경에서 재료의 내열 한계를 유지하기 위해 냉각이 필요하며, HPT 출구에서 추가한 작동유체를 냉각 유체로 사용하여 Fig. 4와 같이 모델링하였다. 그러나 터빈 냉각은 사이클 성능에 부정적인 영향을 미치므로, 냉각 유량의 설정이 중요하다. 본 논문에서는 HTT로 유입되는 냉각 유량을 노즐에 공급되는 유량과 로터에 공급되는 유량으로 분배하였으며, 각 냉각 유량은 식 (3)⁽¹⁴⁾을 이용하여 계산하였다.

$$\frac{\dot{m}_{coolant,i}}{\dot{m}_i} = \frac{k \cdot St}{\eta_{cooling}} \cdot \frac{c_{p,i}}{c_{p,coolant}} \cdot \frac{T_i - T_b}{T_b - T_{coolant}} \quad (3)$$

where $i = n, r$

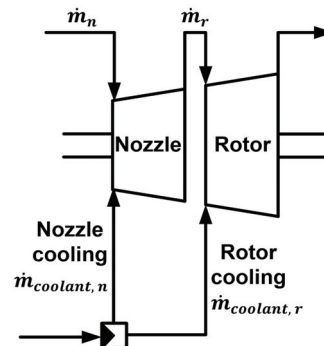


Fig. 4 Coolant flow configuration of the single-stage HTT

Table 2 Design parameters and specifications of the Graz cycle

Parameters		Value ^(10,15)
H ₂ and O ₂ supply temperature [°C]		15
Compressor isentropic efficiency [%]		88
HTT isentropic efficiency [%]		92
HPT/LPT isentropic efficiency [%]		90
Pump isentropic efficiency [%]		80
Heat exchanger pressure loss [%]	Cold side	3.15
	Hot side	2.5
Combustor pressure loss [%]		4
HTT inlet temperature [°C]		1500
Pressure ratio		40
HPT inlet pressure [bar]		170.4
Condenser pressure [bar]		0.05
Pinch point temperature [°C]		10
Mechanical efficiency [%]		99
Generator efficiency [%]		98.5

식 (3)에서 k 는 터빈 블레이드(Blade) 표면적과 배기 증기 단면적의 비를 의미한다. 문헌^(14,15)을 참고하여 k 는 8, St 는 0.005, 냉각 효율은 0.5, 블레이드 온도는 850 °C로 가정하였다. 노즐로 유입되는 작동유체는 노즐 냉각 유량 및 로터 냉각 유량과 혼합된 후 로터로 유입되어 출력을 생성한다. 노즐과 로터 냉각이 적용된 HTT의 출력과 효율은 각각 식 (4), (5)를 이용하여 계산하였다.

$$\dot{W}_{HTT} = (\dot{m}_n + \dot{m}_{coolant,n} + \dot{m}_{coolant,r}) \cdot (h_{r,in} - h_{out}) \quad (4)$$

$$\eta_{HTT} = \frac{h_{r,in} - h_{out}}{h_{r,in} - h_{out,s}} \quad (5)$$

$$where\ h_{r,in} = \frac{(\dot{m}h)_n + (\dot{m}h)_{coolant,n} + (\dot{m}h)_{coolant,r}}{\dot{m}_n + \dot{m}_{coolant,n} + \dot{m}_{coolant,r}}$$

HPT와 LPT 입구 온도(각각 Fig. 1~3의 ⑤와 ③)는 HTT 입구 온도(Fig. 1~3의 ①, 이하 TIT로 칭함)에 비해 현저히 낮으므로 냉각은 고려하지 않았으며, 출력과 효율은 각각 식 (6), (7)을 이용하여 계산하였다.

$$\dot{W}_i = (\dot{m}_i) \cdot (h_{in} - h_{out})_i, \text{ where } i = HPT, LPT \quad (6)$$

$$\eta_i = \left(\frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_{out,s}} \right)_i, \text{ where } i = HPT, LPT \quad (7)$$

2.2.3 예열

P-GC는 예열 열원 추가 위치에 따라 Case A와 Case B로 구분하였으며, 이를 Table 3에 정리하였다. Fig. 2에서 (1)과 (3)은 예열기 고온부의 입구를, (2)와 (4)는 예열기 고온부의 출구를 의미한다. 또한 (5)는 열교환 이후의 작동유체를 의미하며, 복수기 출구로 회수되도록 모델링하였다.

수소와 산소의 예열 온도는 추가 유량을 조절하여 제어하였으며, 추가 유량은 식 (8)을 이용하여 계산하였다.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})}{\dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in})} \quad (8)$$

이때 연소기로 공급되는 수소와 산소의 압축 후 온도는 Table 3 Cases of preheating heat extraction locations in the preheated Graz cycle

Case	Preheating heat extraction location
A	HPT outlet steam
B	Economizer 2 outlet feedwater

200 °C^(17,18)로 설정하였으며, 예열기의 유용도(Effectiveness)는 0.9로 가정하였다.

2.2.4 성능 평가

사이클 출력과 효율은 각각 식 (9)~(12)를 이용하여 계산하였으며, 식 (9)에서 $\dot{W}_{aux}$ 는 수소와 산소의 압축 소모 동력을 의미한다.

$$\dot{W}_B = (\dot{W}_{HTT} - \dot{W}_{comp}/\eta_{mech}) \cdot \eta_{gen} - \dot{W}_{aux} \quad (9)$$

$$\dot{W}_R = (\dot{W}_{HPT} + \dot{W}_{LPT}) \cdot \eta_{gen} - \dot{W}_{pump}/\eta_{mech} \quad (10)$$

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_B + \dot{W}_R \quad (11)$$

$$\eta_{net} = \frac{\dot{W}_{net}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (12)$$

3. 결과 및 분석

3.1 모델링 검증

예열 적용에 의한 성능 변화를 분석하기에 앞서, 본 절에서는 모델링의 타당성을 검증하였다. 검증은 문헌⁽¹⁰⁾에 제시된 S-GC를 기준으로 수행하였으며, 해당 문헌과 동일한 설계 파라미터를 적용하였다. 모델링 해석 결과는 Table 4에 정리하였으며, 문헌 결과와의 오차율이 0.1% 미만으로 일치하는 것을 확인하였다.

3.2 예열 적용에 의한 성능 변화

S-GC의 성능과 예열 열원 추가 위치에 따른 결과를 Table 5에 정리하였다. 2.2.3절에서 언급한 바와 같이 연소기로 공급되는 수소와 산소의 압축 후 온도는 Case A와

Table 4 Result of validation

Parameters	Ref. ⁽¹⁰⁾	Simul.
Compressor inlet mass flow rate [kg/s]	63.68	63.68
HTT inlet temperature [°C]	1500	1500
HTT inlet pressure [bar]	40	40
HTT exhaust temperature [°C]	596.2	596.2
Condenser pressure [bar]	0.025	0.025
Pinch point temperature [°C]	5	5
Fuel mass flow rate [kg/s]	2.5	2.5
Gross power [MW]	211.05	211.05
Gross efficiency [%]	70.35	70.35

Table 5 Performance of the preheated Graz cycle and comparison with the simple Graz cycle

Parameters	Simple Graz cycle	Preheated Graz cycle	
		Case A	Case B
Preheater effectiveness [%]	-	90	90
Preheated H ₂ temperature [°C]	-	97.2	97.2
Preheated O ₂ temperature [°C]	-	100.5	100.5
TIT [°C]	1500	1500	1500
Pressure ratio	40	40	40
Compressor inlet temperature [°C]	112.7	112.7	112.7
Compressor inlet mass flow rate [kg/s]	68.01	68.01	68.01
Fuel mass flow rate [kg/s]	2.49	2.37	2.42
HTT power [MW]	239.3	233.1	237.9
HPT power [MW]	17.8	17.5	17.8
LPT power [MW]	28.7	27.1	27.1
Net power [MW]	200.0	190.9	195.7
Net efficiency [%]	66.96	67.11	67.29

Case B에서 200 °C^(17,18)로 동일하게 설정하였으며, 이로 인해 예열 후 수소와 산소의 온도는 각각 97.2 °C와 100.5 °C로 계산되었다. 또한, 예열기 고온부 출구 온도(Fig. 2의 (5))는 Case A와 Case B에서 각각 87.9 °C와 54.2 °C로 계산되었으며, 이러한 차이는 Case A와 Case B에서 각각 증기와 급수를 열원으로 사용함에 따라 두 열원의 비열 차이에 따른 열용량률(Heat capacity rate) 차이에 기인한다.

예열을 적용하였을 때 HTT 입구 온도, 즉 TIT를 유지하기 위해 필요한 연료 유량은 S-GC 대비 Case A와 Case B에서 각각 4.78 %, 2.64 % 감소하였다. 연료 유량 감소에 따라 HTT 입구 유량도 감소하며, 이에 따라 HTT 출력은 Case A와 Case B에서 각각 2.59 %, 0.58 % 감소하였다. HTT 입구 유량 감소는 Rankine cycle 작동유체 유량 감소로 이어져 HPT와 LPT 출력도 감소한다. 결과적으로 사이클 출력은 Case A와 Case B에서 각각 4.56 %, 2.16 % 감소하였다. 사이클 출력은 감소하였으나 연료 유량 감소율이 더 크기 때문에 사이클 효율은 Case A와 Case B에서 각각 0.15%p, 0.33%p 증가하였다. 특히 Case B에서 더 큰 사이클 효율 향상 효과를 보였다. 이는 Case B가 급수를 열원으로 사용함에 따라 증기를 열원으로 사용하는 Case A 대비 상대적으로 낮은 에너지 준위에서 열교환이 이루어져 추기로 인한 출력 손실이 감소하기 때문이다⁽²⁵⁾.

3.3 예열 적용에 의한 성능 민감도 분석

본 절에서는 예열 적용 시 설계 파라미터 변화에 따른 사이클 효율 개선 가능성을 평가하기 위해 성능 민감도 분석을 수행하였다. TIT와 압력비는 사이클 성능에 직접적인 영향을 미치는 주요 설계 변수이므로, 이 두 파라미터를 분석 대상으로 선정하였다. TIT는 냉각 유량이 혼합되기 전 HTT 노

즐 입구 온도(Fig. 1~3의 ①)로 정의하였으며, 압력비는 압축기 2의 출구 압력을 압축기 1의 입구 압력으로 나눈 값으로 정의하였다. 민감도 분석은 동일한 압축기 입구 유량 조건 하에서 수행하였으며, 분석 대상 파라미터를 제외한 나머지 설계 파라미터는 Table 2에 제시된 값으로 고정하였다.

3.3.1 TIT 변화에 따른 성능 민감도 분석

압력비가 설계 압력비 40으로 동일한 조건 하에서 TIT의 변화가 성능에 미치는 민감도를 분석하였다. TIT를 1300 °C에서 1600 °C까지 변화시켰을 때의 연료 유량 변화, 사이클 출력 변화, 사이클 효율 변화는 각각 Fig. 5~7에 도시하였으며, 냉각비(Coolant ratio) 변화는 Fig. 8에 도시하였다. TIT 변화에 따른 HTT 냉각 유량은 식 (3)을 이용하여 계산하였으며, 냉각비는 총 냉각 유량을 주 유동 유량으로 무차원화한 값으로 식 (13)을 이용하여 계산하였다. TIT가 증가할수록 동일한 블레이드 온도를 유지하기 위해 요구되는 냉각 유량이 증가하며, 이에 따라 냉각비도 증가하였다.

$$Coolant\ ratio = \frac{\dot{m}_{coolant, total}}{\dot{m}_n} \times 100 \quad (13)$$

TIT가 증가할 경우, S-GC 대비 Case A와 Case B의 연료 유량 감소율과 사이클 출력 감소율 변화를 분석하였다. 연료 유량 감소율은 Case A에서 4.29 %에서 5.02 %까지 증가하였으며, Case B에서 2.49 %에서 2.71 %까지 증가하였다. 사이클 출력 감소율은 Case A에서 4.13 %에서 4.78 %까지 증가하였으며, Case B에서 2.23 %에서 2.15 %로 감소하였다.

모든 TIT 조건에서 예열 적용 시 사이클 효율은 S-GC 대비 증가하였으며, 이는 사이클 출력 감소율 대비 연료 유량

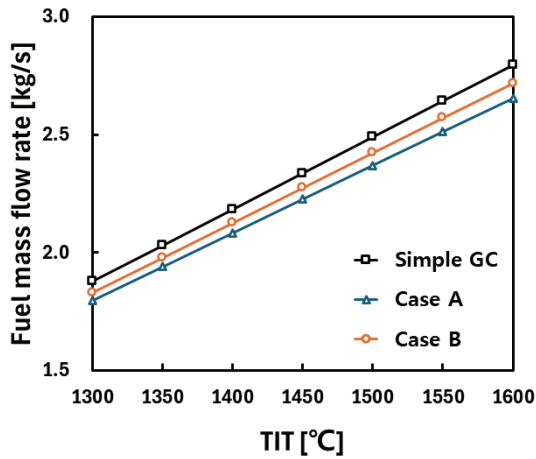


Fig. 5 Fuel mass flow rate variation according to TIT

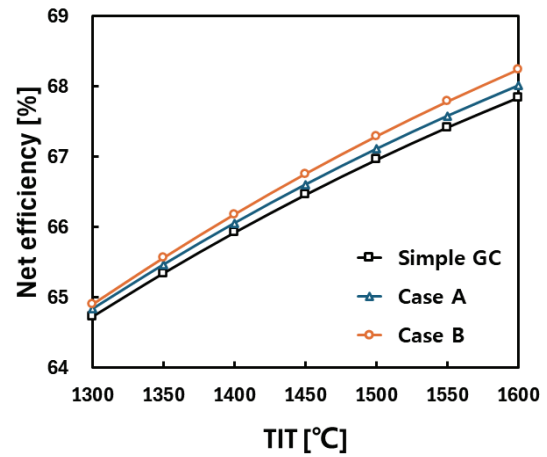


Fig. 7 Net efficiency variation according to TIT

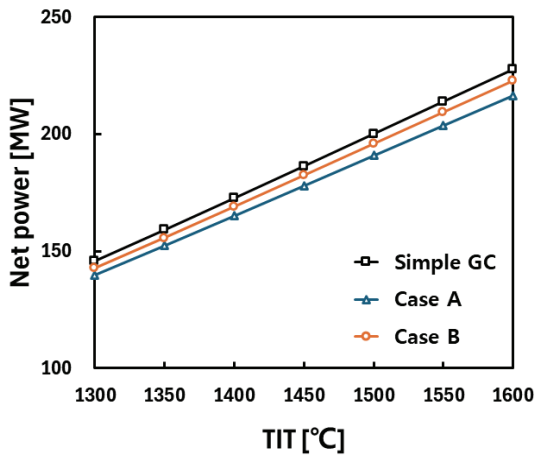


Fig. 6 Net power variation according to TIT

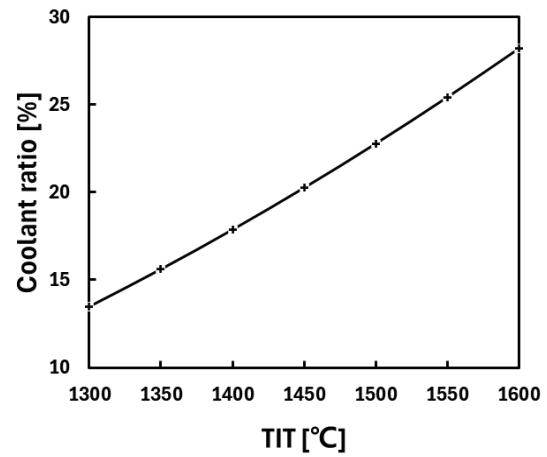


Fig. 8 Coolant ratio variation according to TIT

감소율이 더 크기 때문이다. TIT가 증가할수록 예열 적용에 의한 사이클 출력 감소율 대비 연료 유량 감소율이 증가하며, 이에 따라 사이클 효율 향상 효과도 증가하였다. Case A의 경우 S-GC 대비 사이클 효율이 0.11%p에서 0.17%p까지 증가하였으며, Case B의 경우 0.17%p에서 0.40%p까지 증가하였다. 모든 TIT 조건에서 Case B가 Case A 대비 더 큰 사이클 효율 향상 효과를 보였으며, 이는 3.2절의 분석 결과와도 일치한다.

3.3.2 압력비 변화에 따른 성능 민감도 분석

TIT가 설계 TIT 1500 °C로 동일한 조건 하에서 압력비의 변화가 성능에 미치는 민감도를 분석하였다. 압력비를 30에서 60까지 변화시켰을 때의 연료 유량 변화, 사이클 출력 변화, 사이클 효율 변화는 각각 Fig. 9~11에 도시하였으며, 예열 후 수소와 산소의 온도는 Fig. 12에 도시하였다. 압력비가 증가할수록 수소와 산소의 압축비가 증가하며, 이에 따라 예열 후 온도는 감소하였다. 압력비가 증가함에 따라 HTT 팽창비가 증가하여 HTT 출력은 증가한다. 이때 압축기 소모

동력도 증가하나, HTT 출력 증가량이 더 크기 때문에 Brayton cycle의 출력은 증가한다. 반면, HTT 팽창비 증가로 인해 터빈 출구 온도는 감소하며, 이에 따라 Rankine cycle에 공급되는 열량이 감소하여 Rankine cycle 출력은 감소한다. 결과적으로 사이클 성능 변화는 이러한 상반된 영향의 종합적인 결과로 나타난다.

압력비 변화에 따른 성능 변화는 사이클 구성에 따라 차이를 보였다. S-GC와 Case B에서는 연료 유량이 감소하다가 증가하였으며, Case A에서는 증가하였다. 사이클 출력은 S-GC와 Case B에서는 감소하다가 증가하였으며, Case A에서는 증가하였다. 사이클 효율은 S-GC와 Case A에서는 증가하였으며, Case B에서는 감소하였다.

압력비가 증가할수록 예열 적용에 의한 연료 유량 감소율이 작아져 사이클 효율 향상 효과가 감소하였다. 모든 압력비 조건에서 Case B가 Case A 대비 더 큰 사이클 효율 향상 효과를 보였으며, 이는 3.2절의 분석 결과와도 일치한다. 압력비 60에서는 Case A 대비 S-GC의 사이클 효율이 더 높았다. 또한 압력비 30과 60 조건에서의 사이클 효율 차이는

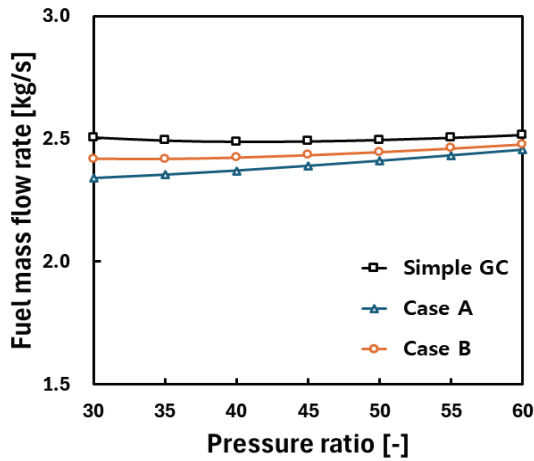


Fig. 9 Fuel mass flow rate variation according to pressure ratio

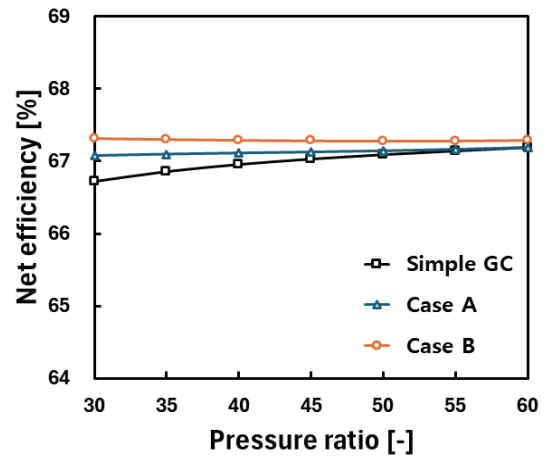


Fig. 11 Net efficiency variation according to pressure ratio

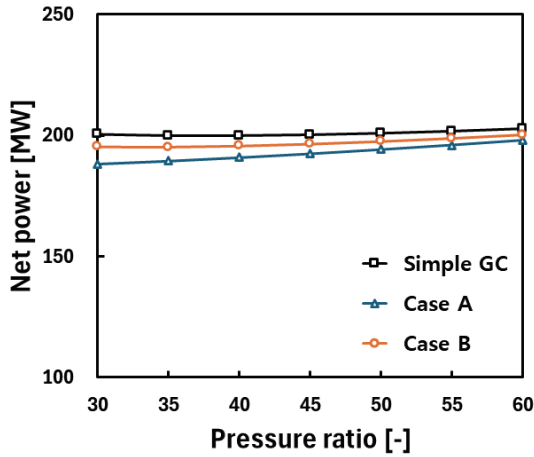


Fig. 10 Net power variation according to pressure ratio

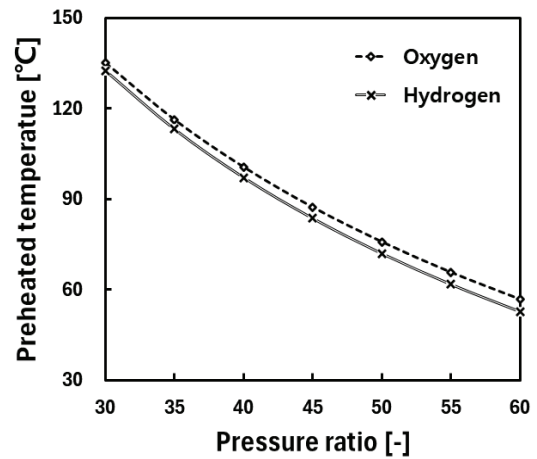


Fig. 12 Preheated temperature variation according to pressure ratio

Case A가 0.11 %p, Case B가 0.02 %p로 나타났다. 이를 통해 예열을 적용할 경우 효율 손실 없이 상대적으로 낮은 압력비로 사이클을 설계할 수 있음을 확인하였다.

4. 결 론

본 논문에서는 예열 적용에 의한 Graz cycle의 성능 변화를 분석하였다. 예열 열원 추가 위치에 따라 HPT 출구 작동 유체에서 추가하는 Case A와 절탄기 2 출구 급수에서 추가하는 Case B로 구분하였다. 설계점에서의 성능 변화와 TIT 및 압력비 변화에 따른 성능 민감도를 분석하였으며, 주요 결과는 다음과 같다.

- (1) 예열 적용 시, 설계점에서 두 Case 모두 동일한 TIT를 유지하기 위해 필요한 연료 유량이 감소하였다. 이에 따라 사이클 효율은 S-GC 대비 Case A와 Case B에서 각각 0.15 %p, 0.33 %p 증가하였다.
- (2) TIT가 증가할수록 예열 적용에 의한 연료 유량 감소

율이 증가하여 사이클 효율 향상 효과가 증가하였다. 사이클 효율은 S-GC 대비 Case A에서 0.11 %p ~ 0.17 %p, Case B에서 0.17 %p ~ 0.40 %p 증가하였다.

- (3) 압력비가 증가할수록 예열 적용에 의한 연료 유량 감소율이 감소하여 사이클 효율 향상 효과가 감소하였다. 압력비 30과 60에서의 사이클 효율 차이는 Case A에서 0.11 %p, Case B에서 0.02 %p로, 예열 적용 시 압력비 변화에 따른 효율 민감도는 상대적으로 작았다.

모든 분석 조건에서 절탄기 출구 급수에서 열원을 추가하는 Case B가 더 큰 효율 향상 효과를 보였다. 또한 효율 손실 없이 상대적으로 낮은 압력비로 사이클을 설계할 수 있음을 확인하였다. 본 연구에서는 예열 적용이 수소 연료 기반 Graz cycle의 효율 향상에 기여할 수 있음을 정량적으로 확인하였다. 이러한 결과는 수소를 에너지원으로 활용하는 고효율 발전 시스템의 실현 가능성을 제시하며, 향후 수소 순

산소 연소 발전 시스템의 설계 최적화와 효율 개선에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. RS-2023-00208 318).

References

- (1) Hassan, Q., Viktor, P., Al-Musawi, T. J., Ali, B. M., Algburi, S., Alzoubi, H. M., Al-Jiboory, A. K., Sameen, A. Z., Salman, H. M. and Jaszczur, M., 2024, "The renewable energy role in the global energy Transformations," *Renewable Energy Focus*, Vol. 48, 100545.
- (2) Krakauer, N. Y. and Cohan, D. S., 2017, "Interannual Variability and Seasonal Predictability of Wind and Solar Resources," *Resources*, Vol. 6, No. 3, 29.
- (3) Worku, M. Y., 2022, "Recent Advances in Energy Storage Systems for Renewable Source Grid Integration: A Comprehensive Review," *Sustainability*, Vol. 14, No. 10, 5985.
- (4) Gondal, I. A., 2019, "Hydrogen integration in power-to-gas networks," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 44, No. 3, pp. 1803~1815.
- (5) Jeong, J. H., Park, H. S., Park, Y. K. and Kim, T. S., 2024, "Analysis of the influence of hydrogen co-firing on the operation and performance of the gas turbine and combined cycle," *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 54, 104061.
- (6) Park, H. S., Jeong, J. H. and Kim, T. S., 2024, "Analysis of Changes in Operating Conditions and Efficiency of a Hydrogen Co-fired Gas Turbine Combined Cycle Producing the Same Rated Power," *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 27, No. 2, pp. 15~23.
- (7) Kim, D. S., 2019, "Review on the Development Trend of Hydrogen Gas Turbine Combustion Technology," *Journal of The Korean Society of Combustion*, Vol. 24, No. 4, pp. 1~10.
- (8) Curcio, E., 2025, "Techno-economic analysis of hydrogen production: Costs, policies, and scalability in the transition to net-zero," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 128, pp. 473~487.
- (9) IEAGHG, 2015, *Oxy-Combustion Turbine Power Plants*, International Energy Agency Greenhouse Gas R&D Programme, Cheltenham.
- (10) Sanz, W., Braun, M., Jericha, H. and Platzer, M. F., 2018, "Adapting the zero-emission Graz Cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behavior," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 43, No. 11, pp. 5737~5746.
- (11) Jericha, H., 1987, "Efficient steam cycles with internal combustion of hydrogen and stoichiometric oxygen for turbines and piston engines," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 12, No. 5, pp. 345~354.
- (12) Sanz, W., Jericha, H., Moser, M. and Heitmeir, F., 2005, "Thermodynamic and Economic Investigation of an Improved Graz Cycle Power Plant for CO₂ Capture," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 127, No. 4, pp. 765~772.
- (13) Jericha, H., Sanz, W. and Göttlich, E., 2008, "Design Concept for Large Output Graz Cycle Gas Turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 130, No. 1, 011701.
- (14) Niesporek, K., Baszcieńska, O. and Brzeczek, M., 2024, "Hydrogen vs. methane: A comparative study of modern combined cycle power plants," *Energy*, Vol. 291, 130343.
- (15) Bocandé, D. and Schatz, M., 2023, "Historical Review and Performance Comparison of Hydrogen Oxyfuel Steam Cycles for Thermal Power Plants Considering Current Limitations of Turbomachinery," *ASME Turbo Expo*, Boston, Massachusetts, USA, GT-2023-102418.
- (16) Yu, S., Hu, B., Li, X., Ren, X., Li, Y. and Gu, C., 2023, "Thermodynamic and economic analysis of a revised Graz cycle using pure oxygen and hydrogen fuel," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 48, No. 98, pp. 38907~38921.
- (17) Erickson, D. M., Day, S. A. and Doyle, R., 2003, *Design Considerations for Heated Gas Fuel*, GE Power Systems, GER-4189B, Greenville, SC.
- (18) Kwon, Y. H., Kim, J. S., Park, Y. K., Oh, J. H. and Kim, T. S., 2026, "A strategy for improving efficiency of hydrogen co-fired combined cycle power plants via fuel preheating adjustment," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 291, 130195.
- (19) Iqony Solutions GmbH, 2024, *Ebsilon Professional® 17.00*, Zwingenberg, Germany.
- (20) Lenger, M., Heinke, S., Tegethoff, W. and Köhler, J., 2024, "On the importance of liquid hydrogen exergy utilisation for an energetically efficient hydrogen energy economy," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 89, pp. 612~617.
- (21) Genovese, M., Piraino, F., Kovač, A., Marciuš, D., Pagnotta, L. and Fragiaco, P., 2025, "Integration of hydrogen compressors and turbines into current and future hydrogen infrastructure," *Journal of Power Sources*, Vol. 629, 235965.
- (22) Park, Y. K., Moon, S. W. and Kim, T. S., 2021, "Advanced Control to Improve the Ramp-Rate of a Gas

- Turbine: Optimization of Control Schedule,” *Energies*, Vol. 14, No. 23, 8024.
- (23) Lee, J. H., Kang, D. W., Jeong, J. H. and Kim, T. S., 2023, “Quantification of variations in the compressor characteristics of power generation gas turbines at partial loads using actual operation data,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 37, No. 3, pp. 1509~1521.
- (24) Kim, S. R., Jeong, J. H. and Kim, T. S., 2025, “Investigation of operational strategies of natural gas-hydrogen-ammonia co-fired gas turbine combined cycle in simultaneous consideration of performance and CO₂ emission,” *Case Studies in Thermal Engineering*, Vol. 73, 106584.
- (25) Moon, S. W., Kim, J. H. and Kim, T. S., 2016, “Analysis of the Influence of Anti-icing System on the Performance of Combined Cycle Power Plants,” *The KSFM Journal of Fluid Machinery*, Vol. 19, No. 6, pp. 19~25.