

CO₂를 작동유체로 하는 가스터빈의 성능예측

양현준* · 강도원* · 이종준* · 김동섭**†

Performance Prediction of a Gas Turbine Using CO₂ as Working Fluid

Hyun Jun Yang*, Do Won Kang*, Jong Jun Lee*, Tong Seop Kim**†

Key Words : Oxy-fuel combustion(순산소 연소), CO₂(이산화탄소), Mass flow (유량), Pressure ratio(압력비), TIT(터빈 입구 온도), IGV(Inlet Guide Vane)

ABSTRACT

This study investigated the changes in performance and operating characteristics of an F-class gas turbine according to the change of working fluid from air to carbon dioxide. The revised gas turbine is the topping cycle of the semi-closed oxy-fuel combustion combined cycle. With the same turbine inlet temperature, the CO₂ gas turbine is expected to produce about 85% more power. The main contributor is the greater compressor mass flow and the added oxygen flow for the combustion. Compressor pressure ratio increases about 50%. However, the gas turbine efficiency reduces about 10%. Modulation of inlet guide vane to reduce the compressor inlet mass flow, the major purpose of which is to reduce the compressor inlet Mach number, was also performed.

1. 서 론

최근 지구온난화와 관련하여 온실가스의 저감이 중요한 사회적인 이슈가 되고 있다. 그중 이산화탄소는 대표적인 온실가스로서 현재 대기 중으로 배출되는 이산화탄소를 줄이기 위한 연구가 활발히 진행이 되고 있다. 이산화탄소 배출량을 감소시키기 위한 기술을 통칭, 이산화탄소 포집 및 저장(Carbon capture and storage, CCS) 기술이라 하는데, 이는 크게 분류하면 연소 전처리(Pre-combustion), 연소 후 처리(Post-combustion), 그리고 순산소 연소 기술(Oxy-fuel combustion)로 구분된다. 이 중에서 순산소 연소 기술은 공기 분리기(Air Separate Unit, ASU)를 통해서 대기 중의 산소성분만을 분리하여 연소기에서 연료와 반응시킴으로써 연소 후 가스성분이 이산화탄소와 수증기만으로 구성이 되기 때문에, 터빈 출구 가스 응축과정을 통하여 고 순도의 이산화탄소를 상대적으로 쉽게 분리, 포집할 수 있는 기술이다.

최근 들어 순산소 연소를 사용하는 발전 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.^(1,2) 이러한 발전 시스템은 크게

물을 작동유체로 하는 시스템과 이산화탄소를 작동유체로 이용하는 시스템 등으로 구분할 수 있다. 이 중 SCOC-CC(Semi-Closed Oxy-fuel Combustion Combined Cycle)는 이산화탄소를 작동유체로 사용하는 대표적인 발전 시스템으로서, 이산화탄소가 순환 되어 가스터빈 입구에 다시 공급되고 연소반응을 통하여 생성된 이산화탄소는 출구에서 분리되는 사이클이다. 이러한 이산화탄소 사이클은 수분이 많이 포함되지 않은 가스 상태의 작동유체를 사용한다는 점에서 공기를 작동유체로 하는 가스터빈에 바로 적용이 가능하기 때문에 개발이 용이할 것으로 기대된다. 따라서, 이산화탄소의 물리적 특성에 맞는 최적의 작동 범위에서 가스터빈 설계가 이루어진다면 실현 가능성이 높은 시스템인 것으로 판단된다. 실제로도 현재 이 분야에 대해서는 ENCAP(Enhanced CAPture of CO₂)⁽³⁾ 산하의 여러 연구기관들을 비롯한 연구기관에서 이산화탄소를 작동유체로 하는 시스템에 대한 연구가 진행되고 있다.^(4,5)

2. CO₂ 브레이크 사이클의 특성

가스터빈 설계 작동 유체를 공기가 아닌 다른 가스를 사용하는 경우 물성치의 차이에 의한 성능 변화가 발생할 수 있

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학부

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

다. 이상기체로 가정한 상태에서 이상적인 브레이튼 사이클의 효율은 식 (1) 표현되는데 서로 다른 세 가지 물질에 대해 압력비에 따른 효율의 변화를 비교하면 Fig. 1과 같다.

$$\eta = 1 - \frac{1}{PR^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (1)$$

PR은 압력비, κ 는 비열비이다. 동일한 압력비에 따라 효율은 다르게 나타나는데, 이는 세 물질의 분자량, 비열비 같은 물성치 차이로 인하여 가스터빈의 성능이 변화하게 되고, 결국 동일한 압력비에서 상대적으로 분자량이 큰 물질인 이산화탄소를 이용하는 경우가 이보다 분자량이 작은 He, 공기일 때에 비하여 효율이 낮은 경향을 나타낸다. 이와 같이 공기를 기준으로 설계된 가스터빈에 이산화탄소가 적용되는 경우 발생할 수 있는 성능 저하는 SCOC-CC 사이클을 개발하기 위한 가장 중요한 문제점 중 하나이다.

이중, 현재의 공기를 사용하는 가스터빈의 모델과 이산화탄소를 적용할 때를 좀 더 구체적으로 비교하여 Fig. 2에 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 물성치의 특성이 공기와 다르기 때문에 동일한 압력으로 압축하는 경우에도 이산화

탄소가 공기에 비하여 훨씬 낮은 온도에서 압축되어 압축기 출구온도가 낮아지는 것을 확인할 수가 있다. 하지만, 이 경우에 상대적으로 터빈의 출력은 공기일 경우에 비해 작은 것을 확인할 수 있다.

이러한 물성치의 차이로 인한 사이클의 성능 차이는 발생할 수 있지만, 한편으론, SCOC-CC 사이클이 현 가스터빈 사이클보다 이산화탄소 포집에 있어서 상대적으로 쉽다는 장점이 있기 때문에 충분히 연구가 필요한 분야로서 주목될 수 있을 것이다. 이에 본 연구에서는 현존하는 가스터빈인 GE사의 7FB를 이용하여 기존 가스터빈의 주요 구성부인 압축기 터빈 등은 전혀 개조하지 않은 상태에서 이산화탄소를 적용하는 경우 작동유체의 변화에 따른 가스터빈의 성능 변화를 예측하였다. 단 가스터빈 연소기는 순산소 연소가 가능한 연소기로 대체된다고 가정하였다. 또한 이산화탄소 적용 시 작동점의 변화에 따른 가스터빈의 작동 문제점을 예측하였으며, 이를 해결할 수 있는 방법을 모색함으로써 이산화탄소 재순환 가스터빈의 적용 방안을 제시하였다.

3. 시스템 구성 및 모델링

3.1 시스템 구성

본 연구에서는 공기로 설계되어 있는 가스터빈의 작동유체로 이산화탄소를 적용하여 작동점의 변화를 예측하고, 이때의 가스터빈 성능 변화를 분석한 다음 가스터빈 작동 문제점을 분석하였다. 이산화탄소를 적용한 가스터빈 및 시스템 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 연소기에는 순수 메탄과 산소가 공급되며 순산소 연소를 적용하였다. 가스터빈 출구 가스는 하부 사이클에 공급되어 추가적인 발전을 하고 이산화탄소와 물을 분리하는 응축과정을 거치게 된다. 이 때, 시스템에서 순산소 연소를 통해 추가로 생성이 되는 이산화탄소와 수증기는 응축온도의 차이를 이용하여 19°C에서 물과 일부의 이산화탄소를 분리한 후에 나머지가 시스템으로 다시 공급된다. 또한, Fig. 3에서 볼 수 있는 것과 같이 현재

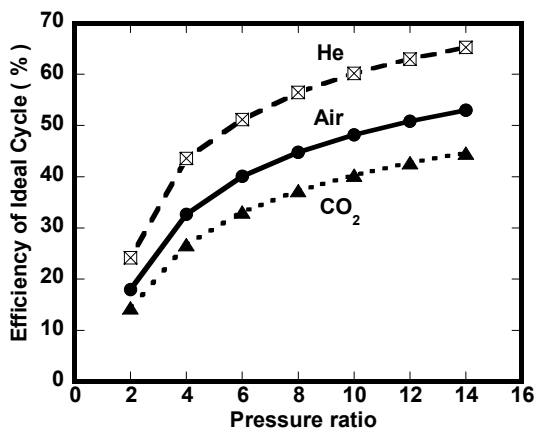


Fig. 1 Comparison of ideal Brayton cycle efficiencies

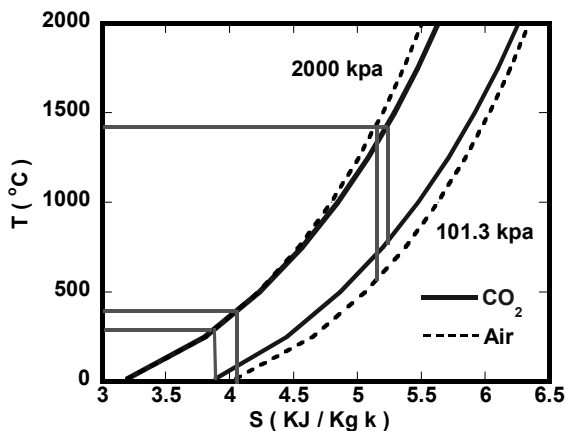


Fig. 2 Comparison of Air and CO₂ cycles

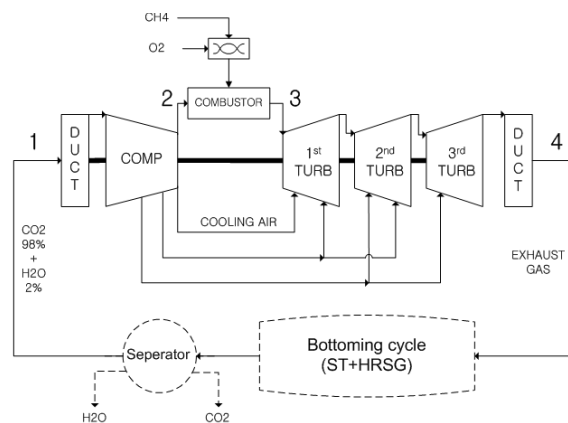


Fig. 3 Schematic of the system configuration

SCOC-CC는 하부 사이클을 고려하여 연구가 진행되고 있다. 이는 이산화탄소를 적용하는 경우 터빈 출구 온도가 상대적으로 매우 높기 때문이며 그 원인은 해석 결과를 설명하면서 자세히 언급하겠다. 그러나 본 연구에서는 가스터빈의 성능변화에 초점을 맞추어 설명하기 위하여 해석 대상에서 하부 사이클은 제외하였다.

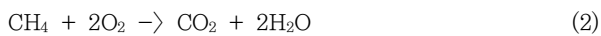
압축기 입구로 유입되는 유체는 19°C의 이산화탄소 98%와 2%의 물로서 구성이 된다고 가정 하였다.⁽⁶⁾ 이는 SCOC-CC시스템에서는 일반적으로 시스템 출구에서 이산화탄소와 물을 분리한 후 이산화탄소의 일부가 가스터빈으로 재순환이 되기 때문이다. 이때 재순환 되는 가스의 조성은 응축 조건에 따라 결정되는데 대체적으로 이산화탄소 98% 정도의 비율로서 재순환 되는 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾

이를 적용할 본 연구의 대상 가스터빈은 GE의 7FB 모델로서 단축(single shaft)의 단순 사이클(simple cycle)이며 설계 압력비는 약 18.4, 출력은 184 MW, 효율은 37%정도로 알려져 있다. 설계 기준 연료는 천연가스를 사용하며, 주요 구성부로 18단 압축기, 연소기, 3단 터빈으로 구성이 된다.^(7,8)

3.2 시스템 모델링

시스템의 해석은 Gate cycle⁽⁹⁾을 사용하였으며, 가스터빈을 구성함에 있어 터빈의 개조가 아닌 현존하는 가스터빈을 그대로 사용한다고 가정하였기 때문에 본 연구에서 탈설계 해석은 매우 중요하다. 이러한 탈설계 해석을 수행하기 위해서는 압축기의 성능선도가 필요하다. 때문에 본 연구에서는 각 단을 지나면서 발생이 되는 유량의 변화를 유량계수(flow coefficient)와 압력계수(Pressure coefficient)로서 예측하여 이를 통해 압축기의 작동압력 및 단별효율의 변화를 계산하도록 설계한 단축적법(Stage-staking method)⁽¹⁰⁾을 이용하여 압축기 성능선도를 예측하여 사용하였다. 이와 같이 단축 적법을 사용하는 경우, 회전수 변화 및 가변 안내 깃의 각도 변화에 따른 압축기 성능선도 변화를 예측하는 것이 가능하며, 본 연구의 핵심인 물성치 변화에 따른 압축기 성능선도의 변화 역시 모사 가능하다.

연소기는 순산소 연소 모델링을 7FB에 적용하였다. 연소기의 반응식은 다음과 같다.



반응을 통해서 생성된 물질과 압축기에 재순환을 통해 유입된 이산화탄소를 합치면 터빈에서의 작동유체는 약 85%의 이산화탄소와 나머지 15%의 H₂O로 구성이 된다.

터빈 작동점은 아래 식 (3)의 터빈 초킹(choking) 조건을 만족하는 압축기와 터빈의 매칭(matching) 조건을 찾는 계산을 통하여 예측하였다. 이미 문헌에서 가스터빈 매칭과, 터빈 작동점에 대해 많이 언급되어 있으므로, 본 논문에서는

개략적으로만 언급하겠다.

$$\frac{\dot{m}_3 \sqrt{T_3}}{k A_3 P_3} = \text{Constant, where } k = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3)$$

가스터빈의 출력 및 효율은 다음과 같이 식 (4),(5)로 정의하였다.

$$W_{total} = (W_T - W_C / \eta_{mech}) \cdot \eta_{gen} \quad (4)$$

$$\eta_T = \frac{W_{total}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \quad (5)$$

4. 해석 결과

4.1 CO₂ 가스터빈의 탈설계 성능변화

Table 1에 가스터빈의 설계점에서의 성능 및 이산화탄소를 적용한 경우의 성능 데이터를 비교하여 나타내었다. 이산화탄소를 작동유체로 사용하고 동일한 터빈 입구온도를 유지하는 경우 물성치 변화로 인하여 가스터빈의 입구 유량이 크게 증가하는 것(약 54%)을 확인할 수 있다. 이에 따라 시스템 출력은 85% 상승한다. Fig. 4에 본 연구에 사용한 압축기 성능선도 및 가스터빈의 작동점 변화를 나타내었다. 무차원 회전수는 다음 식(6)과 같이 정의된다.

$$N_{non-dim} = \frac{N_{real}}{\sqrt{RT}} \quad (6)$$

Table 1 Comparison of specifications between normal and CO₂ cycles

Item	Design	CO ₂ cycle
Turbine inlet temp. (°C)	1441	
Compressor Inlet temp (°C)	15	19
Inlet mass flow (kg/s)	443.6	685.09
Pressure Ratio	18.4	27.8
Turbine coolant relative to compressor inlet flow (%)	17	16.9
Compressor discharge temp. (°C)	439.4	364.5
Turbine exit temp.(°C)	618	805.9
Power output (MW)	183.6	339.3
Fuel	natural gas	CH ₄
Fuel consumption(kg/s)	10.05	20.24
Oxygen supply (kg/s)	-	80.8
Turbine inlet mass flow (kg/s)	378.73	656.94
Turbine exit mass flow (kg/s)	453.65	775.91
Efficiency(%)	37.12	33.5

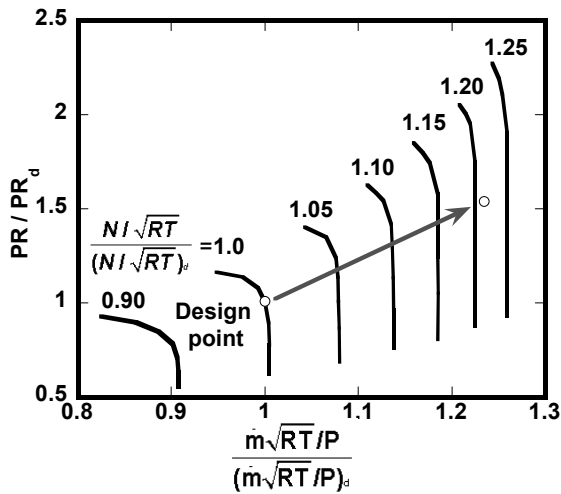


Fig. 4 Migration of the operating point according to the change of working fluid

이산화탄소를 적용하는 경우, 공기를 작동유체로 사용때와 동일한 회전수일 지라도 단지 기체상수의 변화만으로 무차원 회전수는 약 122% 지점까지 상승하게 된다. 이에 따라 입구 유량이 상승하고, 압력비가 약 50% 상승한다. 압축기에서의 흡입 유량증가는 이산화탄소의 분자량이 상대적으로 공기에 비해 약 23%크기 때문에 이러한 영향이 기체상수에 반영됨으로서 무차원 유량이 증가되어 나타나는 것이다. 유량의 상승 폭에 비하여 시스템 출력의 상승 폭이 큰 이유는 순산소 연소를 적용함으로써 연료 공급라인에서 순수 산소를 추가적으로 공급하기 때문에 터빈으로 공급되는 유량이 더욱 증가되어 나타나는 현상이다.

그러나 효율은 오히려 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 연료가 약 두 배 가량 증가한 것에서 원인을 찾을 수 있다. 입구 유량은 약 50% 상승하는 반면 연료 유량은 두 배까지 증가하게 되는데 이는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 물성치의 변화에 따라서 압축기 출구에서의 온도가 공기를 기준으로 할 경우에 비해 낮기 때문에 같은 터빈 입구 온도(Turbine Inlet Temperature, 이하 TIT)를 유지하기 위해선 더 많은 연료량이 필요하게 되고, 결국 이러한 연료량의 증가는 앞서 Fig. 1에서 설명한 작동유체에 따른 사이클 효율의 변화와 맞물려 이산화탄소를 작동유체로 하는 가스터빈의 효율을 감소시킨다. 이와 같은 현상은 터빈에서도 동일하게 나타나므로 터빈 출구 온도는 거의 200°C 가까이 상승한다.

이와 같이 이론상 유량이 대폭 증가하는 상태로 작동점이 이동하게 되는데, 이러한 작동점 이동이 실제로 실현 가능한지 분석하는 것이 필요하다. 특별히 증가된 유량으로 인해서 압축기, 특히 첫 단에서 마하수가 증가될 가능성이 높다. 이번 연구에서 아주 자세한 공기역학적 문제를 다루지는 않으므로 간단히 설계점과 새로 설정된 운전점 사이에서 압축기 첫 단 입구에서의 마하수를 아래 식(7)으로 비교하여 보

았다.

$$\frac{V}{V_d} = \frac{\dot{m}RT}{P} \cdot \frac{Ma_d}{(\dot{m}RT/P)_d}, \quad \frac{Ma}{Ma_d} = \frac{V/\sqrt{kRT}}{(V/\sqrt{kRT})_d} \quad (7)$$

본 연구에서는 마하수의 비율만 확인하기 위하여 전온도 및 전압력을 사용하였고, 합리적인 설계 조건으로서 축방향 속도 150m/s, 로터의 회전속도 300m/s로 가정을 하였다.⁽¹¹⁾ 이와 같은 조건에서 로터 입구 상대 속도의 마하수는 1.0 근처하게 된다. 식 (7)에 의하면 이산화탄소를 사용하는 작동점에서는 마하수가 설계점에 비하여 약 28% 증가하게 되는데, 이러한 높은 입구 마하수는 여러 가지 문제점을 야기할 수 있다. 즉 블레이드 내부 유로에서 충격파가 발생할 가능성이 높고 그 경우 압축기 효율저하가 불가피 하다.⁽¹²⁾ 또한, 블레이드 진동과 같은 문제점을 일으킬 가능성도 있다.^(13,14)

4.2 IGV 조절에 의한 성능변화

본 절에서는 작동 문제점에 대한 해결 방법의 하나로써 가변 안내 깃 제어를 고려하였다. TIT를 유지한 상태에서 가변 안내 깃 제어를 통하여 입구 유량을 조절하였을 때의 작동점 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 가변 안내 깃의 각도는 최대 35° 까지 조절(폐쇄)하여 입구 유량을 변화시켰다. 가변 안내 깃 조절에 의해 압축기 성능선도는 무차원 유량이 감소하는 방향으로 전체가 이동을 하게 되고, 압축기와 터빈의 매칭 때문에 유량뿐만 아니라 압력비의 변화도 발생하게 된다. 작동점의 변화에 따른 가스터빈의 출력과 효율의 변화는 Fig. 6에 나타내었다. 가변 안내 깃 제어를 통하여 흡입 유량은 감소하게 되고 터빈 입구온도를 유지하기 위한 연료의 절대량은 감소하지만, 압력비의 감소로 인하여 터빈비출력도 같이 감소하게 된다. 유량 및 비출력의 감소로 인하여 시스템 효율 및 출력은 전반적으로 감소한다.

Fig. 5에서 작동점 (2)는 가변 안내 깃 제어를 통하여 작

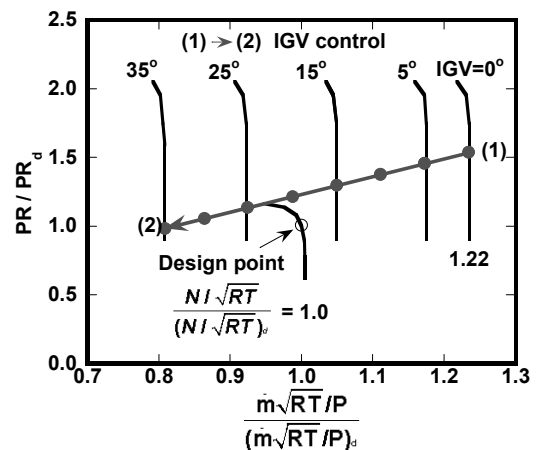


Fig. 5. Influence of using IGV on the operating point

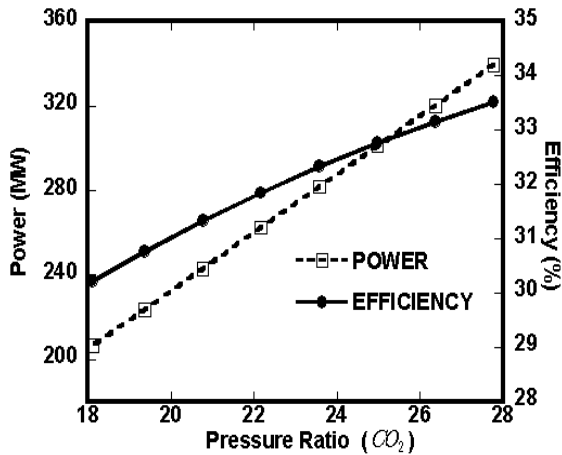


Fig 6. Power and efficiency change according to IGV control

동 유량이 설계점과 유사한 정도로 감소한 상태를 나타내고 있다. 이 점은 이산화탄소를 단순 적용한 작동점 (1)에서 약 34%까지 무차원 유량이 감소된 지점이다. 가스터빈의 설계 점과 비교하여 보았을 때 작동점 (2)에서의 출력은 연소기로의 메탄 및 순수 산소 공급으로 인한 유량 증가로 약 12.8% 증가하지만, 효율은 약 7% 정도 감소하게 된다. 한편 이 때 압축기 입구 마하수의 상대적 변화는 초음속 구간에 들어갔던 처음의 상황에 비해서 37% 감소하여, 공기를 기준으로 한 설계점에서의 마하수보다도 조금 작을 것으로 예측되어 안정적인 운전이 예상된다.

5. 결론 및 요약

기 제작된 가스터빈에 압축기와 터빈의 개조 없이 이산화탄소를 작동유체로 적용하는 경우의 작동 및 성능 분석을 수행하였다. 또한 발생 가능한 문제를 예측하고, 해결 방법을 모색하였다.

1) 공기 대신 이산화탄소를 사용하면 동일한 터빈입구조건까지 점화하는 경우에 흡입 유량이 약 54%까지 증가하게 되며, 주 유동가스의 유량 및 순산소 공급량의 증가로 가스터빈의 출력은 85% 정도 증가한다. 그러나 같은 연료 소모량 역시 높아짐으로 인하여 효율은 약 10% 정도 감소한다.

2) 이산화탄소를 사용하면 공기를 사용하는 경우에 비하여 압축기 출구 온도는 하락하고, 터빈 출구의 온도는 상승하게 된다. 이는 복합 화력발전(즉, SCOC-CC)을 구성할 경우에 큰 장점이 되므로 공기를 사용할 때보다 낮은 가스터빈의 효율을 하부 증기터빈 사이클에서 어느 정도 회복시킬 수 있을 것으로 예상된다.

3) 압축기 유량이 증가하는 것이 출력 증대에 크게 기여하지만 이로 인해 압축기 입구 마하수는 크게 증가될 것으로 예측된다. 하지만 IGV를 사용하여 유량을 줄임으로써 이 문제가 해결될 수 있음을 보였다. 유량을 기존 설계점 정도로

줄인 경우에 출력은 설계값 보다 다소 높고 작동 압력비도 설계값과 유사하지만 효율은 상당히 낮아진다.

후 기

이 논문은 2010년 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(2010-0016391)

참고 문헌

- (1) Mohamed, K., Rene, G. B., Philippe, J., Jose, V. M., Jean, M. A. and Chakib, B., 2010, "Pre Combustion, Post Combustion and Oxy Combustion in Thermal Power Plant for CO₂ Capture," Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 53~62.
- (2) Tak. S. H., Park. S. K., Kim. T. S., Sohn. J. L. and Lee. Y. D., 2010, "Performance Analyses of Oxy-Fuel Power Generation Systems Including CO₂ Capture : Comparison of Two Cycles Using Different Recirculation Fluids," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 24, No. 9, pp. 1~10.
- (3) www. Enacapco2.org, ENCAP Activity Report.
- (4) Chacartegui. R, Sanchez. D, and Jimenez-Espada .F., 2008, "Analysis of Intermediate Temperature Combined Cycle with a Carbon Dioxide Topping Cycle," ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, GT2008-51053.
- (5) Flavio J. F., Theo. M., and Gordon. W, 2006, "Characteristics of Cycle Components for CO₂ Capture," ENCAP Report, Tugraz.at, pp. 1~11.
- (6) Wolfgang. S., Herbert. J., Bernhard. B and Emil. G, 2008, "Qualitative and Quantitative Comparison of Two Promising Oxy-Fuel Power Cycle for CO₂ Capture," ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.130, 031702, pp. 1~10.
- (7) Eldrid. R. and Haufman. L., 2004, The 7FB: the Next Evolution of The F Gas Turbine, p. 14.
- (8) Gas Turbine World 2008 Performance Specs, 25th Edition, 2008, p. 14.
- (9) Enter Software, Gate Cycle ver 6.0, 2006.
- (10) Lee. J. J., Kim. Y. S., Kim. T. S., Sohn. J. L. and Joo. Y. J., 2010, "A Gas Turbine Performance Simulation Program and Its Application to an IGCC Gas Turbine," ASME paper, GT2010-23198.
- (11) Saravanamuttoo, H. I. H., Roger G. F. C., Cohen. H., 2001, Gas Turbine Theory, 5th Ed., pp. 374~380.
- (12) Horlock. J. H., 1973, Axial Flow Compressors, Chapter 9. Supersonic Compressor, p. 162.

- (13) Boyce, M. P, Gas Turbine Engineering Handbook, pp. 303~312.
- (14) Dixon. S. L., 2005, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, 5th Ed, Elsevier, pp. 162~169.