

배열회수형 순산소연소 발전시스템의 성능해석: CO₂ 포집의 영향

탁상현* · 박성구* · 김동섭† · 손정락** · 이영덕***

(2009년 7월 13일 접수, 2009년 10월 19일 수정, 2009년 10월 26일 심사완료)

Performance Analysis of an Oxy-fuel Combustion Power Generation System Based on Waste Heat Recovery: Influence of CO₂ Capture

Sang Hyun Tak, Sung Ku Park, Tong Seop Kim, Jeong Lak Sohn
and Young Duk Lee

Key Words: Oxy-fuel Combustion(순산소연소), Condensing Pressure(응축 압력), CO₂ Capture(CO₂ 포집), Stage(단), Power Consumption(동력 소모)

Abstract

As the global warming becomes a serious environmental problem, studies of reducing CO₂ emission in power generation area are in progress all over the world. One of the carbon capture and storage(CCS) technologies is known as oxy-fuel combustion power generation system. In the oxy-fuel combustion system, the exhaust gas is mainly composed of CO₂ and H₂O. Thus, high-purity CO₂ can be obtained after a proper H₂O removal process. In this paper, an oxy-fuel combustion cycle that recovers the waste heat of a high-temperature fuel cell is analyzed thermodynamically. Variations of characteristics of CO₂ and H₂O mixture which is extracted from the condenser and power consumption required to obtain highly-pure CO₂ gas were examined according to the variation of the condensing pressure. The influence of the number of compression stages on the power consumption of the CO₂ capture process was analyzed, and the overall system performance was also investigated.

기호설명

TIT : 터빈입구온도(°C)
 η : 효율
 \dot{m} : 유량(kg/s)
 \dot{W} : 동력(kW)
 \dot{Q} : 열량(kW)
LHV : 저위발열량(kJ/kg)
PR : 압력비

하첨자

OXY : 순산소
AUX : 보조
T : 터빈
REC : 열회수

1. 서론

최근 지구온난화에 의한 환경문제가 심각한 수준에 이를 것이라는 예상이 힘을 얻으면서 대표적인 온실가스라 할 수 있는 CO₂의 대기 중으로의 배출을 줄이고자 하는 연구가 전 세계적으로 진행되고 있다. CO₂ 배출을 줄이기 위한 기술을 CCS(carbon capture and storage)라고 하는데, 이

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : kts@inha.ac.kr
TEL : (032)876-7307 FAX : (032)868-1716
* 인하대학교 대학원
** 서울대학교 기계항공공학부
*** 한국기계연구원

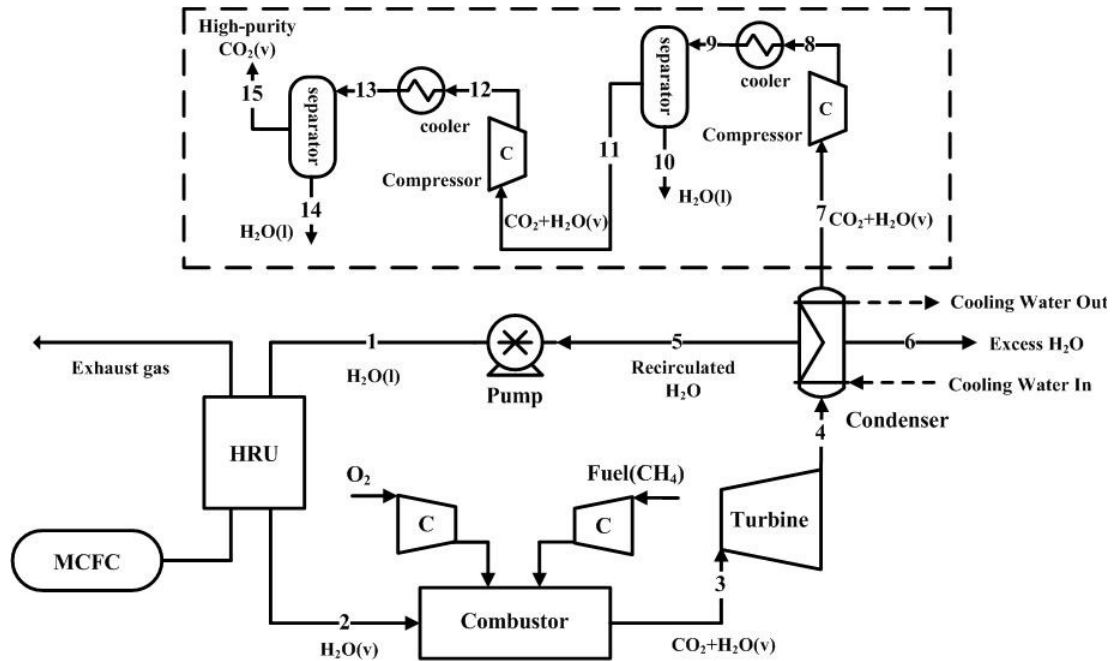


Fig. 1 System configuration

CCS 기술은 크게 연소전처리(pre-combustion), 연소후처리(post-combustion), 그리고 순산소연소(oxy-fuel combustion) 기술로 구분할 수 있다.⁽¹⁾ 이러한 방법을 통해 분리해낸 CO₂를 지중이나 해저에 저장함으로써 대기 중으로의 CO₂ 배출을 억제할 수 있다. 특별히, 순산소연소 기술은 다른 기술에 비해 상대적으로 간단하게 고순도의 CO₂를 분리해낼 수 있는 기술이다.⁽²⁾ 순산소연소 기술에서는 공기에서 산소를 분리할 때와 배기가스로부터 고순도의 CO₂를 분리할 때 추가적인 동력이 소요되고, 연소 시 발생하는 높은 온도가 터빈의 수명을 단축시킬 수 있는 문제점들이 있기 때문에 이러한 문제점들을 개선하기 위한 기술 개발이 필요하다. 그러나 현재 개발된 다른 CCS 기술들과 비교할 때 복잡한 화학공정이 필요 없고 상대적으로 단순한 기계적 공정을 통해서 고순도의 CO₂를 분리할 수 있다는 장점이 있기 때문에 미래 기술로 각광받고 있고 현재 이에 대한 연구가 활발히 진행 중이다.^(3,4)

최근 국내에서 순산소연소 기술을 이용한 발전 시스템을 실증하고자 하는 연구의 일환으로서 중저온의 폐열을 회수하여 순산소연소 발전시스템을 구성하고자 하는 연구⁽⁵⁾가 진행 중이다. 본 연구에서는 이러한 연구의 연장선에서 고온형 연료전지인 용융탄산염 연료전지(MCFC: Molten Carbonate Fuel Cell)의 배열 조건을 사용하여 H₂O

재순환 형식의 배열회수형 순산소연소 발전시스템을 구성하고 성능 특성을 해석하였다. 또한 이 시스템으로부터 고순도의 CO₂를 회수하기 위한 추가적인 CO₂ 처리공정을 모사하였다. 응축기의 작동 조건 변화에 따른 시스템의 성능 변화와 응축기 출구에서의 CO₂와 H₂O의 혼합가스의 조성 변화에 대하여 살펴보았으며, 응축기 작동 조건 변화와 공정 단(stage)수의 변화에 따른 CO₂ 처리공정의 소요동력 변화를 살펴보고 이것이 전체 사이클 효율 및 성능에 미치는 영향에 대해 고찰하였다.

2. 시스템 구성

본 연구에서 고찰하고자 하는 MCFC 배열을 이용한 순산소연소 사이클의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 하부사이클인 순산소연소 사이클은 340°C의 MCFC 배열가스 열을 회수하여 구동된다. MCFC의 성능 및 배기가스의 조건을 Table 1에 나타내었다. 배기가스의 유량은 35,080m³/h (질량유량 19.27ton/h)이며 조성은 O₂가 약 12%, N₂가 약 70%, CO₂가 약 3%, 그리고 H₂O가 약 15%이다. 가압된 물(H₂O)을 열교환 시킨 후 연소기에 공급하고 연료와 산소를 공급하여 연소시킨 뒤 터빈을 구동하여 동력을 생산하고 대부분의 물은 재순환시키며 응축기로부터 기체를 분리해

Table 1 Characteristics of the MCFC

Net Power Output	2,400 kW
Efficiency	47 %
Fuel energy Input	5,110 kW
Exhaust Gas Temperature	340 °C
Volume flow of Exhaust Gas	35,080 m ³ /h

Table 2 Design parameters of the oxy-fuel system

Combustion Pressure	10 bar
TIT	600 °C
Condensing Pressure	0.05~1 bar
Condenser exit temperature	25 °C
Turbine Efficiency	85 %
Compressor & Pump Efficiency	80 %
LHV of Fuel(CH ₄)	50,030 kJ/kg

낸다. 점선으로 표시한 부분은 분리된 기체(CO₂와 H₂O의 혼합물)로부터 고순도의 CO₂를 얻기 위한 CO₂ 처리공정을 나타낸다. 순산소연소 발전 시스템의 주요 설계조건을 Table 2에 보였다. 연소기 압력은 10 bar, 터빈입구온도는 600°C이며, 응축기압력을 주요 설계변수로 삼았다. 혼합물이므로 응축시에 온도가 변하게 되는데, 응축기 출구에서 온도를 25°C로 설정하였다. CO₂ 처리공정의 작동 조건을 Table 3에 나타내었다. 분리공정의 입구 압력조건은 순산소 시스템의 응축기 압력으로서 주요 설계변수가 된다.

Fig. 1과 같은 순산소연소 사이클에서는 연료로 메탄(CH₄)을 사용하고 산화제로는 순수한 산소(O₂)를 이용하기 때문에 연소 생성물은 CO₂와 H₂O의 혼합물로 이루어진다. 또한 순산소연소 시 발생하는 고온 문제를 해결하기 위해 H₂O를 재순환 시켜 TIT(Turbine Inlet Temperature)를 일정 수준으로 유지하므로 시스템의 작동유체 역시 CO₂와 H₂O의 혼합물로 이루어진다. 압축된 산소 및 연료 압축기를 통과한 연료, 그리고 응축기로부터 재순환되어 HRU(Heat Recovery Unit)를 통해 가열된 증기상태의 H₂O가 연소기로 공급된다. 연소기에서 배출되는 CO₂와 H₂O의 혼합가스는 터빈을 통과하여 동력을 발생시킨 후 응축기로 보내진다. Table 2와 같은 조건(연소기 압력 10bar, TIT 600°C)에서 연소기 이후의 작동유체에서 CO₂와 H₂O의 물분율은 각각 약 1.4%, 98.6%로서 H₂O가 월등히 많다. 그 이유는 터빈입구온

Table 3 Design parameters of the CO₂ process

Inlet Gas Pressure	0.05 ~ 1 bar
Inlet Gas Temperature	25 °C
Compressor Efficiency	80 %
Intercooling Temperature	25 °C
Outlet Gas Pressure	30 bar

도를 맞추기 위해서 다량의 H₂O가 재순환되기 때문이다. 이 혼합가스가 터빈을 통과한 뒤 응축기로 보내지는데, CO₂의 응축온도가 매우 낮기 때문에 일반적인 응축온도에서 혼합물은 모두 응축되지 않고 응축기 출구에서 일정량의 기체가 존재한다. 따라서 응축기 출구에서 응축되지 않고 남은 기체상태의 CO₂와 H₂O 혼합가스를 진공 펌프와 같은 가스 분리 유닛을 통해 분리하여 후단의 CO₂ 처리공정으로 보내고, 이곳에서 압축, 냉각, 분리 공정을 통해서 순차적으로 H₂O를 제거하여 최종적으로 고순도의 CO₂를 분리하게 된다. Fig. 1에는 2단(two-stage) 압축 처리를 예시하였으며, 해석은 1단, 2단, 3단에 대하여 수행하였다. 응축기에서 응축된 H₂O중 재순환 유량은 펌프와 HRU를 거쳐 다시 연소기에 공급되고 그 외의 남은 H₂O는 버려진다. 본 연구에서는 혼합가스의 응축기 출구 온도를 25°C로 설정하고, 응축 압력을 변화시키면서 응축압력이 분리공정 성능에 미치는 영향을 살펴보았다.

3. 해석 방법

3.1 시스템 해석

Table 2에 나타난 조건과 같이 TIT를 600°C로, 연소기 압력을 10bar로 고정시킨 상태에서 응축기 압력 변화에 따른 순산소연소 사이클의 출력 및 효율 변화와 MCFC를 포함한 전체 시스템의 효율 변화에 대해 알아보았다.

터빈출력을 \dot{W}_T , 연료 및 산소 압축기와 펌프의 소요동력을 \dot{W}_{AUX} , 메탄의 저위발열량을 LHV, MCFC 배기가스로부터 회수하는 열량을 \dot{Q}_{REC} 라 하면 순산소연소 단독 사이클의 순출력과 효율은 아래의 식과 같이 정의할 수 있다. 여기에서 \dot{Q}_{REC} 는 MCFC 배기가스로부터 회수된 열량이다.

$$\dot{W}_{OXY} = \dot{W}_T - \dot{W}_{AUX} \quad (1)$$

$$\dot{W}_{AUX} = \dot{W}_{COMP,O_2} + \dot{W}_{COMP,CH_4} + \dot{W}_{PUMP} \quad (2)$$

$$\eta_{OXY} = \frac{\dot{W}_{OXY}}{(\dot{m}_{CH_4} \times LHV)_{OXY} + \dot{Q}_{REC}} \quad (3)$$

MCFC를 포함한 전체 시스템의 효율은 아래의 식과 같이 정의하였다. 여기서 \dot{Q}_{MCFC} 값은 MCFC에 공급된 연료의 에너지로서 5.11MW이다.

$$\eta_{SYS} = \frac{\dot{W}_{MCFC} + \dot{W}_{OXY}}{\dot{Q}_{MCFC} + (\dot{m}_{CH_4} \times LHV)_{OXY}} \quad (4)$$

시스템의 각 구성부는 하나의 검사체적(bulk model)로 가정하였으며 각 구성부 내부의 상세 거동에 대하여는 고려하지 않았다. 또한 열역학 제 1법칙에 의해 질량평형과 에너지평형을 이루도록 시스템을 구성하였고 엔탈피 차이를 이용하여 출력 등을 계산하였으며 이를 위하여 상용 프로그램인 HYSYS⁽⁶⁾를 사용하였다.

3.2 응축기 및 CO₂ 처리공정 해석

응축기의 냉각수 입구 온도를 일반적인 값인 20°C로 결정하였고, 이에 대응하는 응축기 출구의 작동유체 온도는 25°C로 설정하였다. 따라서, 응축기에서 CO₂ 처리공정으로 배출되는 기체 상태의 CO₂와 H₂O의 혼합물의 온도가 25°C이다. 이와 같은 온도조건에서 응축기 작동 압력 변화에 따른 응축기 출구에서의 기체 상태의 CO₂와 미응축된 H₂O의 조성 변화를 계산하였고 이에 따른 CO₂ 처리공정에서의 소요동력의 변화에 대해 알아보았다. 응축기에서 배출된 CO₂와 H₂O의 혼합가스 속에 포함되어 있는 기체 상태의 H₂O를 제거해야만 고순도의 CO₂를 얻을 수 있는데, Fig. 1의 점선으로 표시한 것과 같은 CO₂ 처리공정을 이용하여 H₂O를 제거함으로써 고순도의 CO₂를 분리 할 수 있다.

CO₂ 처리공정은 응축기에서 진공펌프를 통해 뽑아낸 CO₂와 H₂O의 혼합가스를 압축시킨 후 냉각시켜 분리를 통과시키는 과정을 반복함으로써 혼합가스에 포함되어있는 H₂O를 제거하는 공

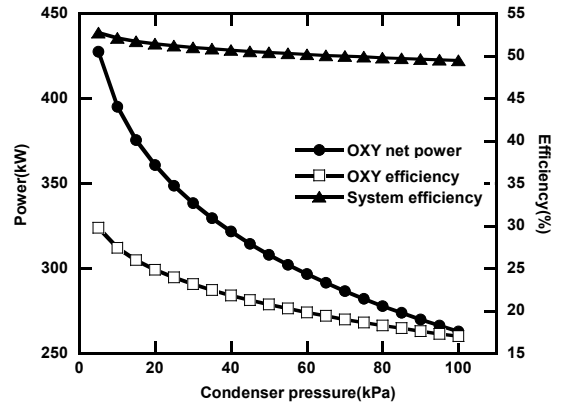


Fig. 2 Variations in power and efficiency with condensing pressure

정이다.^(7,8) 본 연구에서는 CO₂의 액화 및 저장은 고려하지 않고 99% 이상의 순도를 갖는 CO₂의 분리만을 목적으로 하였기 때문에 최종 압력을 30bar로 정하였다. CO₂ 분리공정도 최적화되어야 할 부분으로서 다양한 연구가 이루어지고 있으며,⁽⁹⁻¹¹⁾ 본 연구에서는 압축기, 냉각기, 분리기로 이루어진 유닛을 한 개의 단(stage)으로 보고 CO₂ 처리공정을 1~3단으로 구성하여 단 수 변화에 따른 소요동력을 비교하였다. CO₂ 처리공정의 입구 가스 온도는 응축기 배출 온도인 25°C이다. 입구 압력 및 그에 따른 H₂O, CO₂ 혼합가스의 조성은 응축기 출구의 압력 및 조성과 같다.

4. 해석 결과

4.1 순산소 사이클 성능 변화 특성

응축 압력 변화에 따른 순산소연소 사이클 및 전체 시스템의 출력 및 효율의 변화를 Fig. 2에 나타내었다. 여기에서는 Fig. 1의 점선 부분을 제외한 MCFC 배열회수 순산소 사이클만 고려하였으며, 따라서 CO₂ 처리공정에서 소요되는 동력은 고려하지 않았다. 응축기 압력이 5kPa에서 100kPa까지 변화함에 따라 순산소연소 사이클의 출력이 급격히 감소하게 되고 그에 따라 순산소연소 사이클의 효율 또한 감소하게 된다. MCFC를 포함하는 전체 시스템의 효율 또한 감소하지만 순산소연소 사이클에서 발생하는 출력(약 262 ~ 427kW)이 MCFC의 출력(약 2.4MW)에 비해 작은 비율을 차지하기 때문에 전체 시스템의 효율은 순산소연소 사이클의 효율에 비해 완만하게 감소한다. 응축압력이 증가함에 따라 순산소연소

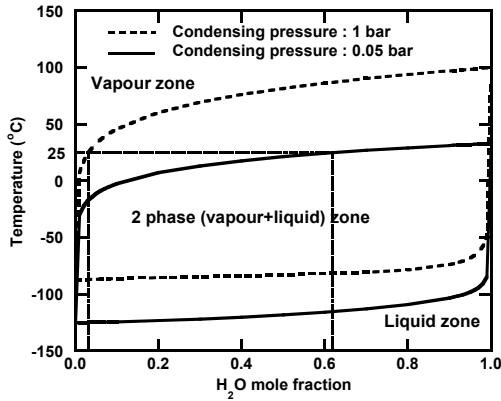


Fig. 3 Vapor-Liquid Equilibrium curve of CO₂ and H₂O mixture

사이클의 출력은 감소하지만 CO₂ 처리공정 입구 압력이 증가하여 압축에 필요한 압력비가 감소하기 때문에 CO₂ 처리공정에서의 소요동력은 감소하게 된다. 그러나 CO₂ 처리공정에서 소요되는 동력을 고려하더라도 응축기 압력을 최대한 낮게 유지하여 순산소연소 사이클에서 최대한의 동력을 발생시키도록 하는 것이 더 유리하다는 계산 결과를 얻었는데, 이에 대한 자세한 내용은 다음 절에서 다룰 것이다.

4.2 응축 조건에 따른 배출 가스의 조성 변화

응축 조건에 따른 H₂O의 응축률 변화를 알아보기 위해서는 CO₂와 H₂O의 혼합물의 온도와 압력에 따른 상태변화에 대해 예측할 수 있어야 한다. CO₂와 H₂O 혼합물이 평형 상태를 유지하고 있다고 가정하면 CO₂와 H₂O 혼합물의 VLE(vapor-liquid equilibrium) 곡선은 Fig. 3과 같다. 응축기 입구에서 작동유체의 CO₂와 H₂O 몰분율은 각각 약 1.4%, 98.6% 이다. 혼합물이므로 응축이 시작되는 온도는 압력에 따라 달라지며, 응축기 출구 온도가 동일하더라도, 응축 압력에 따라서 분리되는 기체상태의 조성이 달라진다. Fig. 3을 통해 응축기 출구에서의 액상과 기상의 조성을 예측해 볼 수 있는데, 응축기 출구 온도가 일정할 때 응축 압력이 증가함에 따라 응축기 출구에서 기체 상태로 존재하는 혼합물 중의 H₂O의 몰분율이 감소하게 되고, 반대로 응축 압력이 감소함에 따라 H₂O의 몰분율이 커지게 된다. Fig. 3에서 응축 온도가 25°C일 때 응축기에서 배출되는 기체 상태의 CO₂와 H₂O 혼합가스의 조성 중 H₂O의 몰분율을 살펴보면 응축기 압력

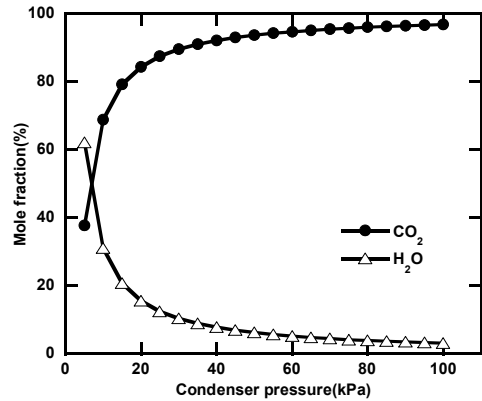


Fig. 4 Variation of mole fractions of CO₂ and H₂O at condenser outlet with condenser pressure change

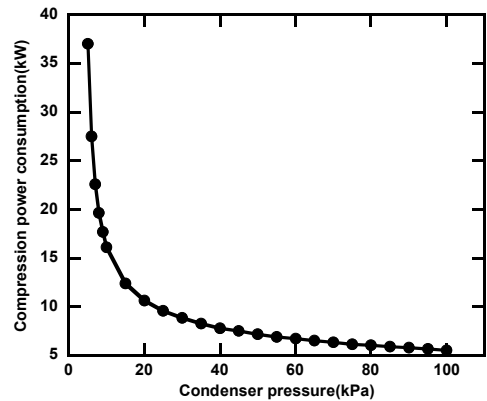


Fig. 5 Compression power of the one-stage CO₂ process

이 5kPa에서 100kPa로 증가함에 따라서 그 비율이 각각 약 38%, 62%에서 96.8%, 3.2%까지 변화한다. 이와 같은 결과를 Fig. 4에 나타내었는데, 응축기 출구에서 기체 상태로 배출되는 CO₂와 H₂O 혼합물의 응축 압력조건에 따른 조성 변화를 나타내고 있다. 결과적으로 응축기 내부에서 H₂O의 응축률을 증가시키기 위해서는 응축기 압력을 높이거나 작동유체의 출구 온도를 낮춰야 한다. 하지만 응축기 압력을 높이면 시스템의 출력 및 효율이 저하되는 문제가 발생하고, 작동유체의 출구 온도를 응축기 냉각수의 입구 온도 이하로 낮출 수 없기 때문에 적절한 응축조건을 선택하는 것이 중요하다.

4.3 응축 압력에 따른 CO₂ 처리공정의 성능

CO₂ 처리공정을 압축기, 냉각기, 분리기가 각 1개인 1단(stage)으로 구성하여 응축기 작동 조건

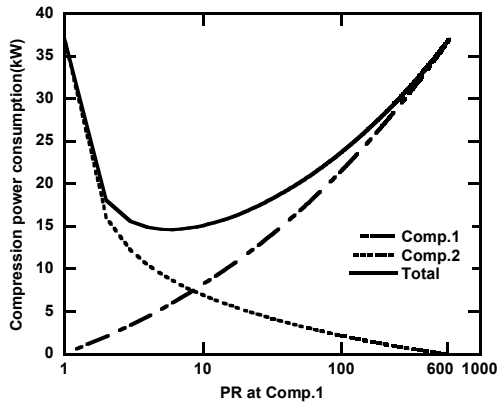


Fig. 6 Variation of compression power with the pressure ratio of the first compressor in the two-stage CO₂ process (inlet pressure: 5kPa)

이 0.05bar에서 1bar로 변함에 따라 최종압력인 30bar까지 압축하여 H₂O를 제거할 때 소요되는 동력을 Fig. 5에 나타내었다. CO₂의 최종 압력은 30bar로 고정된 상태이므로 응축 압력이 높아질 수록 최종 압력에 도달하기 위한 필요한 압력비가 작아지고, 응축기 출구에서 H₂O의 비율이 낮아지면서 CO₂ 처리에 필요한 동력이 감소한다. 입구압력이 0.05bar에서 1bar로 변함에 따라 소요되는 동력이 약 37kW에서 5.5kW까지 감소함을 알 수 있다.

다음으로는 CO₂ 처리공정을 2단으로 구성하였을 때 첫 번째 단과 두 번째 단의 압력비 변화에 따른 최소 소요동력을 계산하여 Fig. 6에 나타내었다. 응축 압력, 즉 CO₂ 처리공정 입구 압력이 5kPa일 때 첫 번째 단 압축기의 압력비를 변화시키며 그에 따른 첫 번째와 두 번째 단 압축기의 소요동력, 그리고 이 둘을 합친 총 소요동력을 나타내었다. 여기서 CO₂ 처리공정의 첫 번째와 두 번째 단의 압축기를 각각 Comp.1, Comp.2로 나타내었고 각각의 압력비를 PR1, PR2로 표시하였다. 최종 출구 압력이 30bar로 고정되어 있기 때문에 PR1이 변함에 따라 PR2는 그 값이 결정되는데, PR1 값을 적절히 변화시키기에 따라 소요되는 동력이 최소값을 갖게 되는 결과를 확인할 수 있다. Fig. 6의 횡축은 PR1을 나타내고 있으며, 횡축의 값이 600일 때는 첫 번째 단 압축기에서 30bar까지 압축한 경우, 즉 압축기가 1개일 때 CO₂ 처리에 소요되는 동력을 나타내는데 이 결과는 Fig. 5의 응축기 압력이 5kPa일 때의 결과와 같은 값이다. Fig. 6로부터 1단으로 구성된

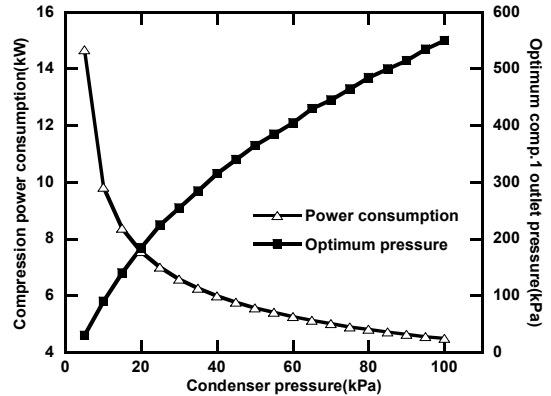


Fig. 7 Compression power and compressor 1 outlet pressure of the optimized two-stage CO₂ process

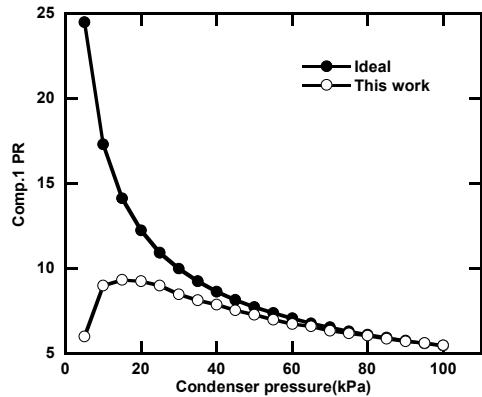


Fig. 8 Optimum pressure ratio of comp.1

CO₂ 처리공정에 비해 적절한 압력비 변화를 통해 CO₂ 처리 동력을 절감할 수 있음을 알 수 있다.

위와 같은 방법으로 2단으로 구성된 CO₂ 처리공정에서 각 응축 압력별로 최소동력과 그때의 첫 번째 압축기 출구 압력을 계산하여 Fig. 7에 나타내었다. 각 응축압력별로 소요동력이 최소가 되는 첫 번째 압축기 출구압력이 존재함을 알 수 있다. 이론적으로 중간냉각을 고려한 2단 압축에서 각 단의 최적 압력비는 대체로 전체 압력비의 제곱근으로 근사된다.⁽¹²⁾ 첫 번째 압축기에 대하여 제곱근으로 근사된 압력비와 본 연구에서 구한 최적 압력비를 Fig. 8에 비교하여 나타내었다. 응축압력이 낮을수록 계산된 압력비 값이 이론적인 제곱근 값과 차이가 커짐을 확인할 수 있는데 이와 같은 결과는 Fig. 4에서 응축기 압력에 따른 응축기 배출 가스의 조성으로 설명할 수 있다. 응축 압력이 낮을수록 배출가스에 포함되어 있는

Table 4 Parameter values of each point (condenser pressure : 5kPa, two-stage CO₂ process)

	Temp. (°C)	Pressure (kPa)	Mass flow rate(kg/h)	Mole fraction(%)	
				CO ₂	H ₂ O
1	25.08	1000	1417	0	100
2	322.3	1000	1417	0	100
3	600.0	1000	1506	1.36	98.64
4	74.97	5	1506	1.36	98.64
5	25.0	5	1417	0	100
6	25.0	5	7.09	0	100
7	25.0	5	81.91	37.78	62.22
8	223.5	30	81.91	37.78	62.22
9	25.0	30	81.91	37.78	62.22
10	25.0	30	30.67	0.01	99.99
11	25.0	30	51.24	89.59	10.41
12	589	3000	51.24	89.59	10.41
13	25.0	3000	51.24	89.59	10.41
14	25.0	3000	2.37	1.33	98.67
15	25.0	3000	48.87	99.82	0.18

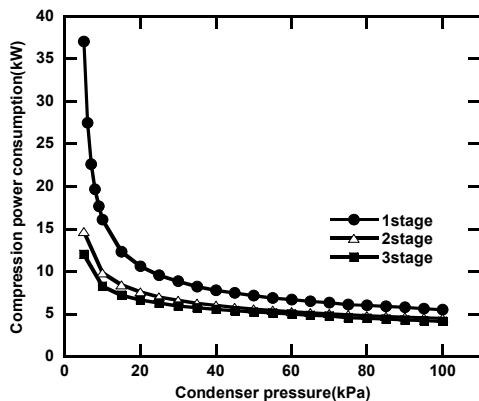


Fig. 9 Comparison of power consumptions between one-, two- and three-stage CO₂ processes

H₂O의 분율이 크기 때문에 첫 번째 단과 두 번째 단에서 같은 압축비로 압축하는 것 보다 첫 번째 단에서 어느 정도 압축을 하고 중간의 분리기에서 H₂O를 일부 분리시킨 뒤에 유량을 감소시켜 두 번째 단에서 나머지 압축을 함으로써 CO₂ 처리공정에서의 소요동력을 감소시킬 수 있다. 응축압력이 증가할수록 응축기 배출가스 중 H₂O의 분율이 감소하므로 계산된 최적 압력비가 이론적인 제곱근 값에 근사하게 됨을 확인할 수 있다. Fig. 7로부터 응축압력이 0.05bar에서 1bar까지 변함에 따라 소요되는 최소 동력이 14.5kW에서 4.5kW로 변화함을 알 수 있다. 이를

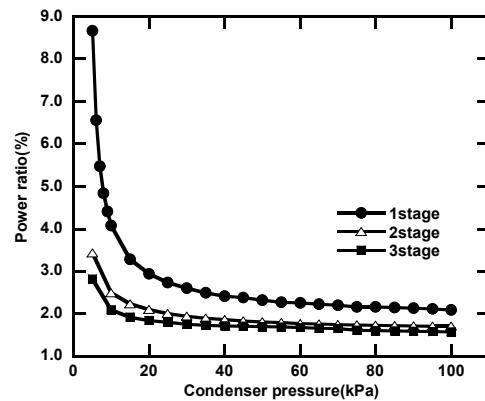


Fig. 10 Ratio of the power consumption relative to the oxy-fuel cycle power output

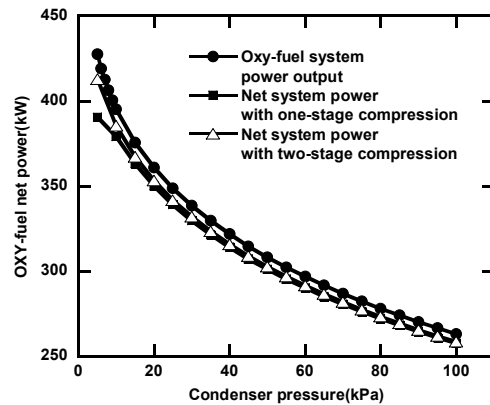


Fig. 11 Influence of CO₂ compression power consumption on the net power of the oxy-fuel system

1단 CO₂ 처리공정 결과와 비교하면 응축압력이 5kPa 일 때는 소요동력이 37kW에서 14.5kW로 약 60%, 응축압력이 100kPa 일 때는 소요동력이 5.5kW에서 4.5kW로 약 18% 감소함을 알 수 있는데, 이로부터 응축압력이 낮을수록 단 수의 증가에 따른 동력 절감의 효과가 크다는 것을 알 수 있다.

3단으로 구성하였을 때의 최소 동력 값도 유사하게 계산하였으며, 1, 2, 그리고 3 단에 대한 결과를 Fig. 9에 비교하였다. Fig. 10는 소요동력을 순산소 사이클 출력과 비교한 비율을 나타낸다. CO₂ 처리공정의 단 수를 증가시키에 따라 소요되는 동력은 점차 줄어들지만 그 감소폭은 점차 작아진다. 본 연구에서 다른 시스템에서는 단수 증가에 따른 비용 증가 등을 감안한다면 2단으로 CO₂ 처리공정을 구성하는 것이 가장 합리적일 가능성이 높지만, 배출 압력 등 고려하는 시스템

의 특성에 따라서 적절한 단의 수는 달라질 수 있다.

순산소 사이클에서는 응축압력이 낮아질수록 생산되는 출력이 증가한다. 그러나, CO₂ 처리공정에서는 응축 압력이 낮아질수록 소모 동력이 늘어난다. 따라서 이론적으로 다음 식으로 정의되는 응축압력 조건에서 CO₂ 처리공정의 소모동력을 제외한 순 출력이 적절한 응축 압력에서 최대가 될 가능성이 있다.

$$\dot{W}_{OXY,NET} = \dot{W}_{OXY} - \dot{W}_{CO_2} \quad (5)$$

응축 압력에 따른 순 출력의 변화를 Fig. 11에 보였다. 비교를 위하여 순산소 사이클의 생산 출력도 함께 나타내었다. 응축 압력이 감소하여 소모 동력의 절대 값이 증가하더라도, 순산소 사이클의 출력이 증가하는 영향이 더 우세하기 때문에 응축 압력이 낮아질수록 순 출력이 단조롭게 증가한다. 즉, 본 연구의 시스템에서는 CO₂ 처리에 소요되는 동력이 사이클 출력에 비해 큰 비중을 차지하지 않기 때문에 소모 동력을 고려하더라도 응축압력을 최대한 낮게 유지하는 것이 성능 면에서 합리적이다.

대표적인 값으로 시스템의 작동조건 중 응축기 압력이 5kPa, CO₂ 처리공정이 2단(two-stage)으로 구성되었을 때를 기준으로 하여 주요 지점의 온도, 압력, 유량, 그리고 작동유체의 조성을 Table 4에 정리 하였다. 또한 응축기 작동 압력이 5kPa에서 100kPa로 증가함에 따라 응축기는 1013.14kW에서 1309.3kW까지의 열 부하량을 갖는데, 이 중 현열이 차지하는 비율은 5kPa일 때 32.44kW로 약 3.2%이고 100kPa일 때 178.3kW로 약 13.6%이다.

5. 결론

배열을 이용한 순산소연소 사이클에서 응축조건 변화가 시스템의 성능 및 응축기 출구 상태, 그리고 CO₂ 처리공정에 미치는 영향에 대해 고찰하였다. 또한 CO₂ 처리공정에서 단(stage) 수 변화에 따른 영향에 대해 알아보았다.

(1) 응축 압력이 낮아질수록 시스템의 출력 및 효율이 증가하는 반면에 후단의 CO₂ 처리공정에서의 소요동력 또한 증가하게 된다.

(2) 응축기에서 응축 압력이 낮을수록, 응축 온도가 높을수록 응축이 되지 않고 배출되는 기체 상태의 H₂O의 비율이 증가한다.

(3) 압축기, 냉각기, 분리기로 구성된 CO₂ 처리공정을 구성하여 고순도의 CO₂를 분리하는데 소요되는 동력을 계산하고, 압축 단 수의 변화에 따라 소요되는 동력을 계산하여 비교하였다. 단 수의 증가에 따라 소요되는 동력이 감소하는데, 응축 압력이 낮을수록 단수 증가에 따른 동력 감소폭이 커짐을 확인하였다.

(4) 응축기 압력에 따라 2단 압축 CO₂ 처리공정에서 소요동력이 최소가 되는 첫 번째 압축기의 최적 압력비가 존재한다. 이 값은 이론적인 제곱근 값과는 약간 다른데 그 이유는 응축기 배출가스가 CO₂와 H₂O의 혼합물이기 때문이다. 그러나 응축기 압력이 증가하여 응축기 배출가스의 H₂O의 분율이 감소할수록 그 값은 이론적인 값에 근사하게 된다.

(5) 응축압력이 낮을수록 CO₂ 처리공정에 필요한 소요동력이 증가하지만, 사이클 출력 증가가 더 우세하기 때문에 가능한 압력을 낮게 설계하는 것이 순성능(net performance) 면에서 유리하다.

후 기

본 연구는 교육과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리 기술개발 사업단의 연구비 지원(CH3-101-03)으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) Dijkstra, J. W., Marel, J., Kerkhof, B., Zwaan, B., Weeda, M., Jansen, D. and Haines, M., 2006, "Near Zero Emission Technology for CO₂ Capture from Power Plants," *Proceedings of GHGT-8, Trondheim, Norway*.
- (2) Gibbins, J. and Chalmers, H., 2008, "Carbon Capture and Storage," *Energy Policy*, Vol. 36, pp. 4317-4322.
- (3) Park, B. C., Sohn, J. L., Kim, T. S., Ahn, K. Y. and Kang, S. H., 2009, "Influence of Operating Conditions on the Performance of a Oxy-Fuel

- Combustion Reference Cycle," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 12, No. 4, pp. 30~36.
- (4) Anderson, R. E., MacAdam, S., Viteri, F., Davies, D. O., Downs, J. P. and Paliszewski. A., 2008, "Adapting Gas Turbines to Zero Emission Oxy-Fuel Power Plants," *ASME Paper* GT2008-51377.
- (5) Pak, P. S., Lee, Y. D., Ahn, K. Y., and Jeong, H. I., 2008, "Characteristics and Economic Evaluation of a CO₂-Capturing Repowering System With Oxy-Fuel Combustion for Utilizing Exhaust Gas of MCFC," *Proceedings of KSME Fall Annual Meeting*, pp. 2940~2945.
- (6) Aspen Technology, HYSYS, ver.2006.5.
- (7) Li, H., Yan, J., and Anheden, M., 2009, "Impurity Impacts on the Purification Process in Oxy-Fuel Combustion based CO₂ Capture and Storage System," *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 202~213.
- (8) Li, H., and Yan, J., 2007, "Preliminary Study on CO₂ Processing in CO₂ Capture from Oxy-Fuel Combustion," *ASME Paper* GT2007-27845.
- (9) Zachary, J. and Titus, S., 2008, "CO₂ Capture and Sequestration Options: Impact on Turbo-Machinery Design," *ASME Paper* GT2008-50642.
- (10) Romeo, L. M., Bolea, I., Lara, Y., and Escosa, J. M., 2008, "Optimization of Intercooling Compression in CO₂ Capture Systems," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1744~1751.
- (11) Aspelund, A. and Jordal, K., 2007, "Gas Conditioning - The Interface between CO₂ Capture and Transport," *International Journal of Greenhouse Gas Control*, Vol. 1, pp. 343-354.
- (12) Khartchenko, N. V., 1997, *Advanced Energy Systems*, Taylor & Francis, pp. 102~103.