

중 발열량 대체연료 가스터빈 연소기의 설계를 위한 전산역학적 해석

서제영*, 이찬**

수원대학교 대학원, 수원대학교 기계공학과

CFD Analysis for the Design of the Gas Turbine Combustor Using Medium-Btu Alternative Gas Fuel

Je Young Seo*, Chan Lee**

Dept. of Mech. Eng., Univ. of Suwon

1. 서론

대부분의 산업용 가스터빈은 고발열량의 액체 및 가스연료를 사용하도록 설계되었다. 그러나 이러한 고발열량 에너지원인 석유나 천연가스등은 자원의 고갈, 가격문제 및 환경문제 등으로 인해 점차적으로 사용량이 줄어들 전망이다. 그러므로, 최근들어 석유 및 천연가스를 대체할 수 있는 대체연료에 대한 많은 연구가 이루어지고 있으며, 그중에서도 중발열량 또는 저발열량 연료인 석탄가스 및 중잔사유 가스의 활용성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다[1,2].

특히 저 발열량 가스를 이용하는 차세대 화력발전 시스템으로 각광받고있는 석탄가스화 복합발전(IGCC)공정은 복합발전 기술을 가스화 시스템과 연계하여 낮은 연료가격과 발전단가로 고효율의 성능과 우수한 환경성을 구현할수 있는 장점을 가지며, 중잔사유 IGCC 복합발전 역시 석유 화학공장의 잔사유를 재활용한다는 장점을 가진다. IGCC의 기본원리는 저 발열량이나 중발열량의 연소가스를 가스화기로부터 생산하고, 이 가스를 가스터빈에 보내어 1차로 전기를 생산하며 배출가스 열을 증기로 회수하여 증기터빈으로 보내어 2차로 전력을 생산하는 복합발전 시스템이다. 이때 가스화 및 가스정제 공정을 거친 가스터빈의 연료는 주로 CO와 H₂가 주성분을 이루고 있으며, 가스의 발열량은 천연가스의 1/5~1/10정도이다.

이러한 중발열량 또는 저발열량 가스연료는 기존의 천연가스나 석유를 연료로 사용한 가스터빈 발전시스템에 그대로 적용되어 사용하는데는 무리가 따른다. 이는 천연가스나 석유에 비해 중발열량 가스의 연소특성이 매우 다를 수 있기 때문이다. 왜냐하면 중발열량의 연료는 CO와 H₂가 주성분이며, H₂의 함유로 인해 화염속도 및 화학 반응율이 높고 천연가스에 비해 온도가 높다. 이로 인하여 천연가스에 비하여 NO_x의 배출량도 많아진다. 또한

대체연료는 연소기내 연소과정, 터빈의 작동, 연료조절시스템에도 영향을 준다.

그러므로 중발열량 가스를 기존의 가스터빈 연소기에 얼마나 효율적으로 안정되게 태우느냐와 이때 발생하는 환경오염물질을 어떻게 최소화하는가 하는점이 연구의 주요 과제가 된다. 그러므로, 본연구는 천연가스를 이용하여 설계된 가스터빈 연소기에 천연가스 대신 저발열량 또는 중발열량의 가스연료를 사용하는 경우의 연소기내 유동장, 화학종의 농도, 온도 분포 및 화염현상을 전산유체역학적 방법을 이용하여 해석하였다. 그리고 해석결과를 천연가스의 경우와 비교함으로써, 중발열량 대체연료 사용시 가스터빈 연료노즐 및 연소기의 형상변경(modification) 또는 재설계(redesign)에 필요한 설계기준을 제시하였다.

2. 전산해석방법 및 결과

본 연구에서는 중발열량 가스의 연소특성을 분석하기 위하여, 천연가스 연료로 설계된 가스터빈 연소기를 기준 모델로 삼았다. 본 연구에서 사용된 연소기는 영국 왕립대학(imperial college)에서 제안한 Turbo-annular형을 사용하였으며[3], 공기는 100%과잉조건이다. 본 연구에서 사용한 연소기의 형상은 Fig. 1과 같으며, 전산해석을 위한 격자계는 Fig. 2와 같이 단순화 시켰다.

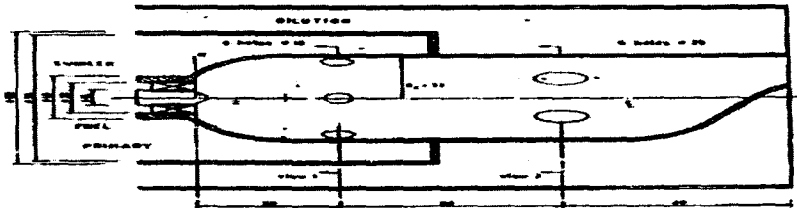


Fig. 1. Turbo-annular Type Combustor of Imperial College(UK)

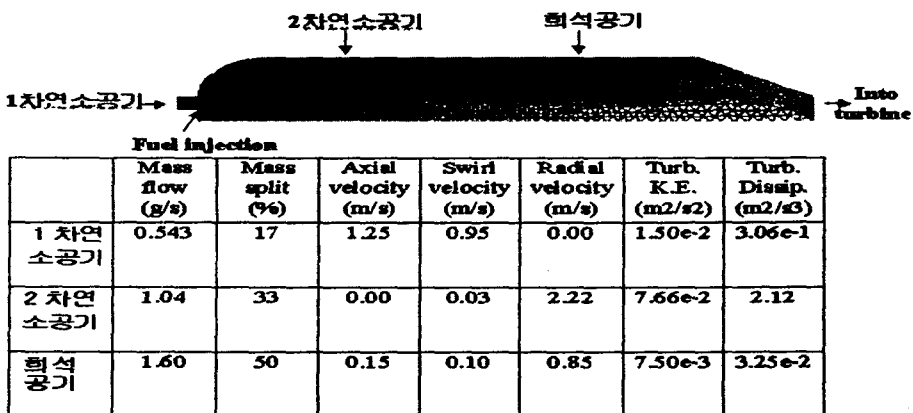


Fig. 2. Grid System of Combustor

또한 연소기로 유입되는 공기의 배분은 Fig. 2와 같고, 연료는 cone type 노즐을 통해 45° 방향으로 주유동장에 분사된다. 천연가스로 설계된 기존의 연소기에 중발열량 연료를 대체연료로 사용하기 위해서는, 연소기에 동일 입열의 연료량을 주어야한다. 즉, 천연가스를 이용한 연소기와 IGCC용 대체가스 연소기가 동일한 입열량을 갖기 위해서는, 식(1)의 관계를 이용하여 대체연료 가스유량(M_{CG})을 결정하여야 한다.[4]

$$Q = M_{NG} \cdot LHV_{NG} = M_{CG} \cdot LHV_{CG} \quad (1)$$

이때 M_{NG} , M_{CG} 는 천연가스 및 중발열량가스 유량을, LHV_{NG} , LHV_{CG} 는 천연가스 및 중발열량 가스의 단위 질량 당 발열량을 나타낸다.

본 연구에서는 Table 1에서 보여지듯이, 석탄 및 중잔사유를 가스화하여 얻을 수 있는 2가지 가스연료를 고려하였다. Fuel#1, Fuel#2는 산소를 이용하여 석탄, 중잔사유를 가스화한 연료의 대표적인 조성과 발열량을 보여주고 있다. 이번 전산해석에 사용된 가스의 성분은 Table 1.과 같다.

Table 1. IGCC용 가스터빈 연소기 대체연료의 특성

조성(vol%)	Fuel #1	Fuel #2	Natural Gas(methane)
H ₂	30	40	.
CO	70	60	.
CH ₄	.	.	100
유량(kg/s)	15.49e-05	13.80e-05	4.15e-05
발열량(Kcal/Kg)	3194.5	3608.1	11954

연소기의 전산모사 방법으로는 전산유체역학의 상용코드인 Fluent를 사용하였으며, continuity, momentum, energy 그리고 species transports 에 관한 full Navier-Stokes equation을 풀었다. 그리고 복사모델로는 공학적으로 신뢰성 있으면서도 단순한 P₁-모델을 사용하였다. 가스연료의 연소모델은 eddy-disipation 모델을 사용하였고, CH₄, CO 및 H₂의 화학 반응률에 대한 모델은 multi-step reaction을 고려한 Westbrook와 Dryer[5], Hautman 등[6]의 관계식을 사용하였다. 또한 연소시 NO_x 생성은 thermal NO_x에 의한 것으로 간주하였고, modified Zeldovich mechanism를 사용하여 해석하였다.

본 전산해석 방법으로부터 구현된 속도장은 Fig. 3과 같이 나타난다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 2가지 대체 가스연료는 천연가스의 경우와 거의 비슷한 속도장을 가지며, 연소기 연료 노즐 부근에서 와류가 강하게 생성됨을 알 수 있다. 이로 인해, 연료가스와 공기와의 혼합이 잘되어 더 빨리 연료를 연소시킬 수 있음을 알 수 있다. 또한 중발열량 가스의 경우, 연료량의 증가로 인해 연료분사 속도가 천연가스에 비해 높게 나타나 연료노즐 부위의 유동장에 다소간 변화를 가져다주었다.

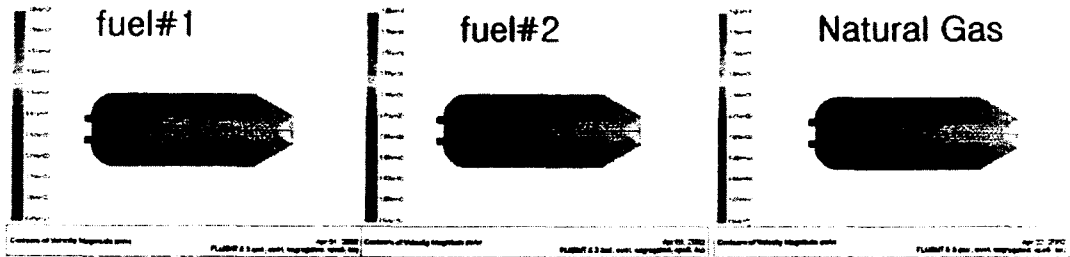


Fig. 3. Fluid flow in Combustor

연소기내의 화학종에 대한 분포는 Fig. 4에 나타난다. Fig. 4은 H₂에 관한 화학종 분포이며, Fig. 5는 CO에 관한 화학종 분포이다. 연소기내에서 석탄가스(Fuel#1)의 경우와 중잔사유 가스(Fuel#2)의 경우가 서로 다르게 연소됨을 알 수 있다. 석탄가스를 이용한 경우의 화염길이가 더욱 길게 나타나며, 즉 석탄가스의 더욱 완전연소를 위해서는 더욱 긴 중잔사유 연료에 비해 연소실의 길이를 필요로 하는 것으로 판단된다.

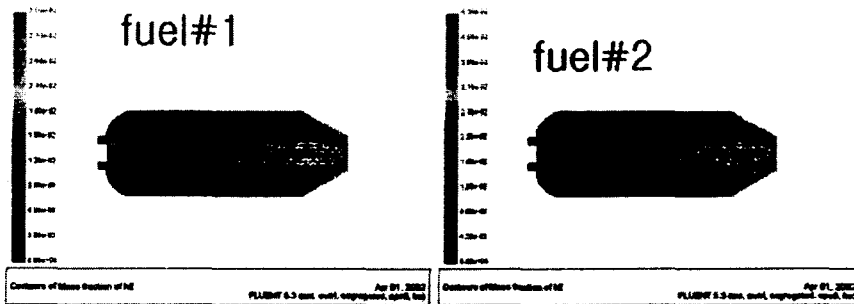


Fig. 4. H₂ Species Distribution in combustor

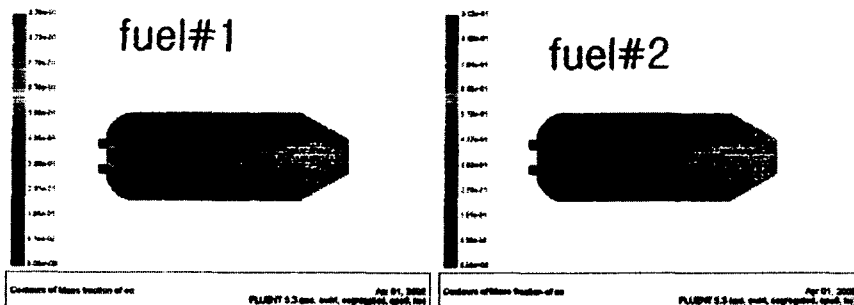


Fig. 5. CO Species Distribution in combustor

연소기내의 온도장은 Fig. 6.와 같으며, 연소기내의 앞부분의 와류로 인하여 열의 혼합이 잘됨을 알 수 있고, 연소가 연소기의 전반부에서 대부분 이루어짐을 알 수 있다. 또한 천연 가스 연소의 경우보다 대체연료의 경우가 보다 국소적으로 온도가 높음을 알 수 있으며,

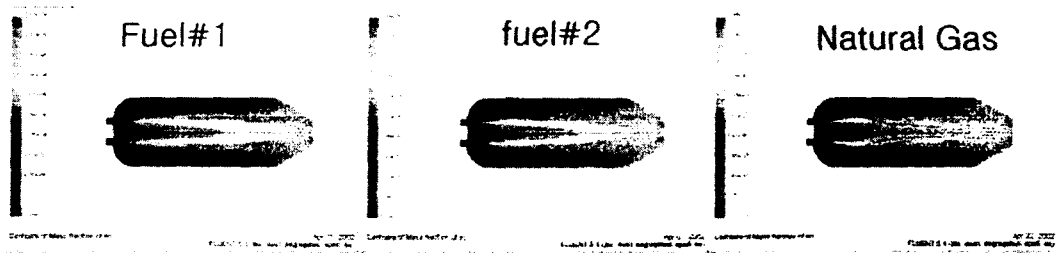


Fig. 6. Temperature Distribution in Combustor

이는 연료내에 함유된 CO, H₂의 화염온도가 CH₄에 비해 높은것에 기인한다. 그리고 연소기 내 연소형태에서 보여지듯이, H₂가 많이 함유되어있는 연료는 연소기 앞부분에서 빠른 시간 내에 쉽게 연소됨을 알 수 있다.

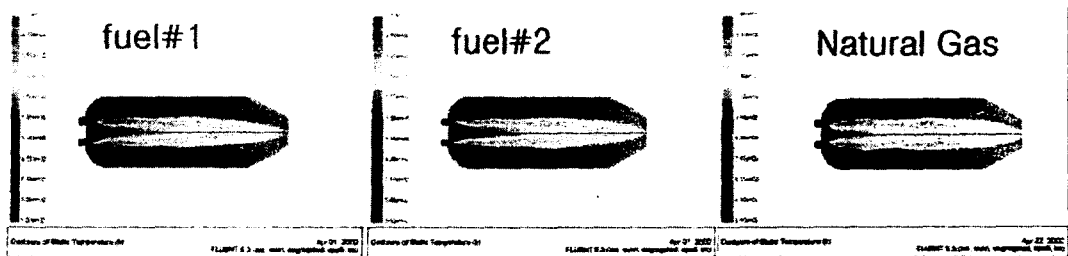


Fig. 7. NO_x Formation in Combustor

Fig. 7은 연소기내의 NO_x 생성 분포를 보여주고 있으며, 대체연료를 사용한 경우의 NO_x 생성이 천연가스의 경우에 비해 많음을 알 수 있다. 이는 NO_x의 생성이 온도에 매우 민감하기 때문인 것으로 판단된다.

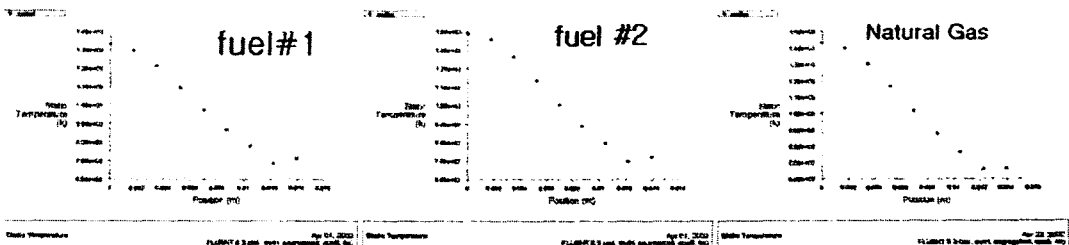


Fig. 8. Outlet Temperature of Combustor

연소기 출구에서 외부로 배출되는 가스의 온도는 터빈입구온도(TIT)를 결정되며, 이러한 출구온도는 연소기 및 터빈의 설계에 중요한 영향을 미친다. 또한 연소기의 출구온도 분포도 설계에 중요한 관찰 사항이다. 이러한 이유로 각각의 가스연료의 연소기 출구의 온도 분포를 보면 Fig. 8과 같다. Fig. 8을 보면 석탄 및 중간사유를 이용한 대체 가스의 온도 분포가 연소기 출구에서 천연가스에 비해 더욱 많은 편차가 있음을 알 수 있다.

3.결론

기존의 고발열량 연료를 사용하는 가스터빈 연소기에 중발열량 대체연료로 사용하는 경우에 대한 전산해석을 수행하였다. 전산해석 결과로부터, 중발열량 대체가스 사용시 천연가스에 비해 연소기내 유동장애는 큰 변화가 없었다. 그러나 온도분포나 화염길이 및 NOx 배출 특성은 현저한 변화를 가져오고, 이로 인한 연료노즐 및 연소실의 설계개선 및 재설계가 필요한 것으로 판단된다. 또한 터빈과의 matching에 필요한 TIT 및 출구온도분포도 천연가스의 경우와는 큰 차이를 보여주었다.

후기

본 연구는 고등기술 연구원의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. 이찬, 윤용승: "중간사유 가스화 연료를 이용하는 복합발전 사이클의 성능 및 NOx 배출 특성에 관한연구" 한국청정기술학회 2000추계학술 발표회 논문집, 53~56 (2000)
2. 이찬, 윤용승: "중발열량 가스를 사용하는 복합발전 사이클의 성능 및 NOx 배출특성" 한국에너지 공학회지 제9권 제4호, pp295~302
3. J. J. McGuirk, J. M. L. M. Palma: "The influence of numerical parameters in the calculation of gas turbine combustor flows" *Computer Methods in applied Mechanics and Engineering*, 65-92 (1992)
4. 김용철; "저 발열량 석탄가스연료의 연소특성에 관한 실험적 연구" 수원대학교 대학원 석사학위논문 (1999)
5. D. J. Hautman, F. L. Dryer, K. P. Schug and I. Glassman; "A multiple-step overall kinetic mechanism for the oxidation of hydrocarbons" *Combustion science and technology*, Vol. 25 ,pp219-235(1981)
6. C. K. Westbrook and F. L. Dryer; "Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuel in flames" *Combustion science and technology*, Vol. 27, pp31-43(1981)