

단계적 연료공급 가스터빈 연소기의 NOx 발생특성

이 찬^{*}, 이 한구, 강 승중
고등기술연구원 전력에너지연구소

NOx Formation Characteristics of Fuel Staged Gas Turbine Combustor

Chan Lee^{*}, Han-Goo Lee, Seung-Jong Kang
Electric Power System Laboratory, Institute for Advanced Engineering

요약

단계적 연료방식을 가지는 가스터빈 연소기의 해석을 위한 방법을 제안하였으며, 이를 바탕으로 연료배분방식에 따른 연소기의 연소 및 NOx 발생특성을 규명하였다. 연소기 해석모델은 연소기 내부를 선회기구역, 1차연소구역, 재순환구역, 2차연소구역 및 희석구역으로 나누어 각각의 반응구역을 혼합반응기, 플러그 유동반응기의 모델로서 근사하였다. 반응기내의 연소 및 NOx 생성반응은 천연가스 반응모델과 Zel'dovich의 NOx 모델을 이용하여 예측하였다. 본 해석방법을 이용하여, 각 반응구역에 유입되는 연료량이 연소기내 연소특성, NOx 발생 특성 및 온도분포에 미치는 영향을 검토하였다. 또한, NOx 저감을 위해 증기분사를 사용하는 경우에 분사위치가 NOx 발생에 미치는 영향을 분석하여, 가스터빈 연소기설계에 필요한 기초자료를 제공하였다.

1. 서론

가스터빈은 작동온도 및 압축비의 증가를 가능하게 하는 기술적 진보에 힘입어 그 사용범위가 항공기용 엔진 뿐만이 아니라 기저부하용, 첨두부하용 발전설비 및 천연가스, 석탄가스화 복합발전설비등에도 폭 넓게 사용되고 있다. 최근들어, 주요한 가스터빈 연구/개발은 고압 압축기설계, 터빈 냉각 및 재료분야와 더불어 NOx 와 같은 환경오염물질을 저감하는 기술에 집중되고 있다 [1]. 그중에서도 NOx 저감기술은 연소기설계와 밀접하게 연관되며, 물 및 증기분사, 공기/연료 다단연소와 촉매연소 방법등이 있다.

Fletcher 와 Heywood[2] 는 혼합반응기, 플러그 유동반응기 모델을 이용하여 가스터빈 연소기내의 NO 배출특성을 검토하였으며, 예측결과가 실험결과와 저출력인 경우를 제외하고는 잘 일치하였다. Mellor[3] 는 반응기모델을 이용한 가스터빈 연소기 해석방법들에 대한 비교, 검토를 수행하였으며, 반응기모델이 NO 생성예측에 매우 유용함을 보여주었다. Rizk 와 Mongia[4]는 과농/희박 연소개념이 적용된 연소기를 반응기모델로서 해석하면서, 기존에 제안된 NOx 생성의 화학반응체계들에 대해 비교, 분석하였다. Bozza등[5]은 가스터빈 연소기내의 작동변수들(압축비, 연료/공기 당량비 및 연소기내 체류시간등)이 가스터빈 성능과 NOx 생성에 미치는 영향을 검토하였으며, 그들의 연소기모델도 반응기모델로서 고려하였다.

본 연구는 앞서의 연구들이 시도하였던 반응기모델을 이용하여 가스터빈 연소기의 연소, NOx 생성특성을 규명하였다. 연소기는 공기와 연료가 혼합되어 연소되는 선회기구역, 1차연소구역 및 재순환구역은 혼합반응기모델로서 해석하였고, 1차연소구역 이후에 혼합공기와 섞이면서 연소 및 냉각이 일어나는 2차연소구역 및 희석구역은 플러그 유동반응기로서 해석하였다. 각 반응기내의 연료연소 및 NOx 생성반응은 천연가스(CH₄) 및 Zel'dovich의 열적 NOx 생성 화학반응식을 적용하였다. 또한 선회기구역으로 재순환되는 유동량은 2차연소구역의 공기 분사량, 온도 및 1차연소구역의 연소온도로서 표현되는 실험적 상관관계식을 통하여 평가하였다. 본 해석방법을 이용하여, 각 반응구역으로 공급되는 연료배분에 따라 연소기내 당량비, 온도분포 및 NOx 발생량의 변화를

검토하였으며, 예측결과를 연료배분에 따라 NOx 생성을 현저하게 저감시킬수 있음을 보여주었고, NOx 생성이 연소기내 온도/당량비분포에 매우 밀접하게 연관되고 있음을 보여주었다. 또한, 연소기내에 증기분사를 하여 추가적인 NOx 저감을 이루고자 할때, 증기분사의 위치가 NOx 생성에 미치는 영향을 이론적으로 규명하였다.

2. 해석방법

2-1. 연소구역 및 반응기모델

가스터빈 연소기는 Fig.1 에서 볼수 있듯이, 공기와 연료가 예혼합되어 선회기를 통해 공급되어 연소되는 선회기구역, 선회류와 강한 난류현상에 의해 순간적으로 연료와 공기가 혼합되어 반응을 일으키는 1차연소구역 및 재순환구역, 2차공기/연료가 유입되어 반응을 일으키는 2차연소구역 및 압축기로부터 냉각공기가 유입되어 연소현상을 억제하는 희석구역으로 나눌수 있다. 이때, 2차연소구역 및 희석구역은 선회기, 1차연소, 재순환구역과는 달리 유동의 역류현상은 거의 무시할수 있으며, 비록 난류에 의한 혼합이 강하기는 하나 각 구간의 단면에 비해 유동방향으로의 혼합은 충분치 못한 상황이다.

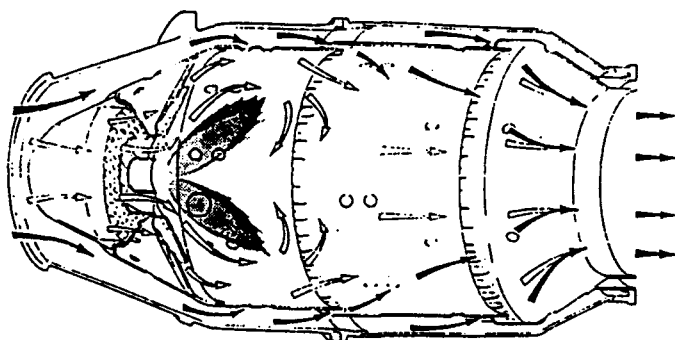


Fig.1 General Reactive Flow Pattern in Gas Turbine Combustor

본 연구에서는 앞서 언급된 연소기내 물리적 현상을 선회기, 1차연소 및 재순환구역은 연료와 공기가 혼합되어 반응을 일으키는 혼합반응기(WSR:Well-Stirred Reactor)모델로서, 2차연소 및 희석구역은 반응기내 축방향에 따라 반응이 점차적으로 일어나는 유동 플러그반응기(PFR:Plug Flow Reactor)모델로서 가정하였으며, 각 반응구역간의 연결은 Fig.2 와 같다.

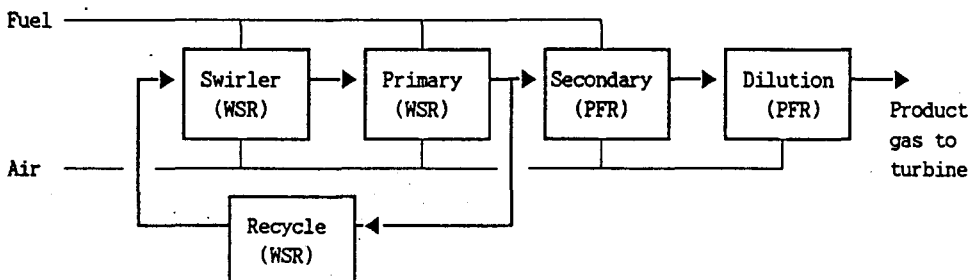


Fig.2 Reactor Model of Gas Turbine Combustor

각 반응구역간의 구분 및 그에 따른 반응기 체적평가는 공기배분을 위한 연소기 라이너 구멍간에 포함되는 연소기체적이 각 반응기의 체적이라고 가정하였다. 또한, 1차연소구역과 재순환구역간의 체적비는, 두 반응기내의 기체밀도가 거의 같다는 가정하에, 반응기를 거치는 유량비로 표현할수 있다[6]. Rosenthal의 실험결과[7]에 따르면, 연소기 라이너 구멍을 통해 분사되는 2차공기 제트에 의해 야기되는 재순환유동량은 다음과 같으며,

$$m_r/m_s = 0.5 \sin \theta (T_{s,ini}/T_p)^{0.5} \quad (1)$$

이때 m_r , m_s 는 재순환, 2차분사 공기량을, $T_{s,ini}$ 및 T_p 는 2차연소 구역에 분사되는 냉각공기온도 및 1차 연소구역의 온도를 의미하며, θ 는 공기의 분사각도로서 본 연구에서는 90° 로 가정했다. 본 연구에서 채택한 가스터빈 연소기는 Lycoming 의 시험용 연소기[6]로서, 각 반응구간별 체적 분포 및 공기배분은 표1과 같다.

표1. 연소기 체적분포 및 공기배분

Reaction Zone	Reactor Volume(cc)	Percentage of Split Air
Swirler	42.5	8 %
Primary & Recirculation	155.0	10 %
Secondary	241.0	10 %
Dilution	241.0	72 %

(Note) 1. Total air flow rate : 70 g/sec at 10 atm, 283°C
2. Combustor diameter : 70 mm

2-2. 연소반응 및 NOx 생성모델

앞서 2-1절에서 언급된 연소구간별 반응기모델은 천연가스(CH₄)의 연소반응과 NOx 생성반응을 수반한다고 가정하였다. 연소기에 유입되는 천연가스의 양은 연료가 모두 산화되었을때 연소기출구(또는 터빈입구)의 온도가 1200°C 를 유지시킬수 있도록, 열역학적 계산을 통해 산출하였으며 본 연구에서는 1.6 g/sec 이다.

천연가스와 산소간의 반응은 다음과 같은 화학반응식[8]을 이용하여 평가하였으며,



이때 화학반응속도는 다음과 같다.

$$\frac{d[CH_4]}{dt} = -6.7 \times 10^{12} [CH_4]^{0.2} [O_2]^{1.3} \exp(-48.4/RT) \quad (\text{mole/cm}^3\text{-sec}). \quad (3)$$

식(2), (3)을 선회기, 1차연소 및 재순환구간의 반응기에 적용함에 있어서 혼합화염에 대한 가연한계를 고려하였다. 즉, 반응기입구에서의 연료/공기의 당량비(질량기준)가 0.5 와 1.6 사이에서만 반응이 일어난다고 가정하였다[8].

천연가스연소에 수반되는 NOx 생성반응은 주로 Zel'dovich 의 열적반응체계에 기인하며, 그 화학반응은 아래와 같은 과정을 거치며,



이때 [NO]의 생성률은 아래와 같이 표현될수 있다[9].

$$\frac{d[NO]}{dt} = 5.7 \times 10^{14} [N_2][O_2]^{0.5} \exp(-556.2/RT), \quad (\text{mole/cm}^3\text{-sec}). \tag{5}$$

3. 해석결과 및 검토

Fig.3은 선화기와 1차연소 구역으로 배분되는 연료의 비율 변화시킨 경우의 NO 생성 변화를 보여주고 있다. 이때 NO level은 15x 산소기준의 값이다. Fig.3에서 볼수 있듯이, 1차연소구역 연료의 증가에 따라 NO는 감소하다가 다시 증가하여 최대점에 이른다. 이러한 NO 발생특성은 표 2의 연소구역별 당량비분포 결과로서 설명될수 있다.

표2. 연료배분에 따른 연소기내 당량비분포 및 재순환유동량

Fraction of Split Fuel		Equivalence Ratio of Reactor			Recycle to Primary Flow Ratio
Swirler(Fsw)	Primary(Fpr)	Swirler	Primary	Secondary	
0.3	0.0	0.9700	0.0957	1.1359	0.2294
	0.1	1.0616	0.3475	1.1354	0.2300
	0.2	1.0720	0.6180	0.8978	0.1982
	0.3	1.1557	0.8686	0.8961	0.1987
	0.4	1.2403	1.1194	0.8954	0.1992
	0.5	1.3255	1.3704	0.8950	0.1996
0.4	0.0	1.3728	0.3468	1.1349	0.2300
	0.1	1.4172	0.6176	0.8975	0.1982
	0.2	1.5006	0.8683	0.8958	0.1987
	0.3	1.5849	1.1192	0.8952	0.1992
	0.4	1.8513	1.7515	1.4074	0.3466
	0.5	1.9704	1.9704	1.4074	0.3451

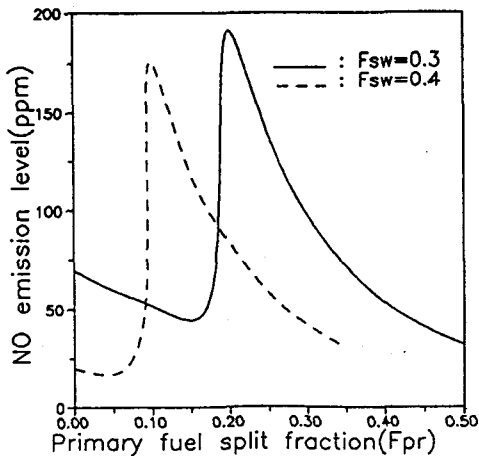


Fig.3 Effects of Fuel Split Ratio on NO Level

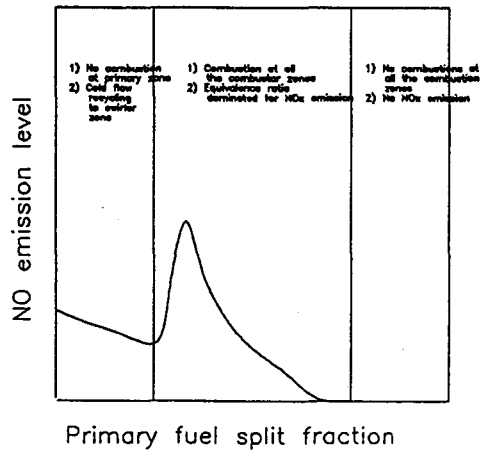


Fig.4 Combustion Mode vs. NO Formation

표2에서 보여지듯이, 1차연소구역에 연료가 적게 공급되는 경우에는 선회기구역에서만 연소반응이 일어나고, 1차연소구역에서는 연료/공기 당량비가 가연한계 밖에 있으므로 연소현상이 일어나지 않는다. 또한, 1차연소구역으로 부터 선회기구역으로 재순환되는 유량도 1차연소구역에 착화가 되지 않은 경우가 훨씬 크게 나타나고 있다. 즉, 표2의 당량비결과로 부터, 1차연소구역의 연료를 증가시키에 따라 연소기내 연소방식이 전환됨을 알수 있다. Fig.3 과 표2의 해석결과를 바탕으로, 연소기내 연소특성이 NO 발생에 미치는 영향이 Fig.4 에 도시되어 있다. 1차연소구역에 연료를 희박 가연한계보다 적게 공급하는 경우에는 1차연소구역에서 화염대가 형성되지 않으므로, 선회기구역에서 연소된 고온의 생성가스와 1차연소구역으로 유입되는 저온 공기가 섞인후, 그 중 일부가 선회기구역으로 재순환된다. 이러한 재순환유등은 선회기구역의 연소온도를 낮추어 주는 역할을 하며, 이에 따라 NO 생성도 감소하게 된다.

그러나, 연료공급을 더욱 증가시키면 1차연소구역에서도 착화가 되어, 모든 연소기 구역에 반응대가 형성되는 연소방식으로 전환된다. 이러한 연소방식에 있어서는, 재순환유등의 온도도 고온으로 유지되며, 앞서 언급했던 재순환에 의한 냉각현상은 사라지고 오히려 선회기입구의 유입가스에 대한 예열현상이 수반된다. 모든 연소기구역이 고온으로 유지되므로, NO 생성도 급격히 증가하게 되며, NO 생성량은 연소구역의 온도에 의해 주로 좌우된다. 즉, 연소구역의 당량비에 의해 화염온도가 결정되며, NO 생성량도 그에 비례하게 된다.

더 나아가 1차연소구역의 연료공급비율을 지속적으로 증가시키면, 당량비가 과농 가연한계보다 커져 1차연소구역에서 화염대가 형성되지 않는 연소방식으로 전환된다. 이경우에, 1차연소구역으로 부터 재순환되는 미연소 연료/공기 혼합가스는 선회기구역의 연소온도를 낮추어 주거나 당량비를 과농 가연한계이상으로 증가시켜 소화현상을 초래하게 된다. 이러한 연소기내 연소특성으로 인해 NO 생성도 급격하게 감소하게 된다.

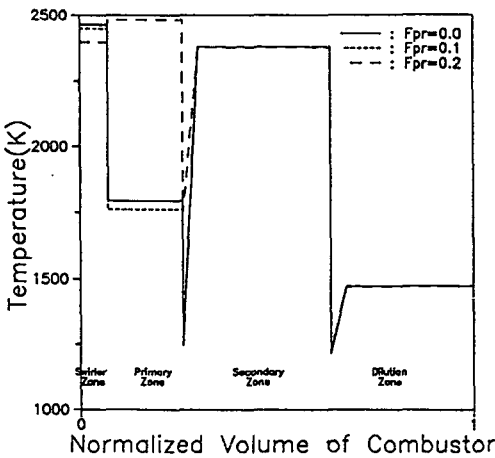


Fig.5 Temperature Distribution in Combustor

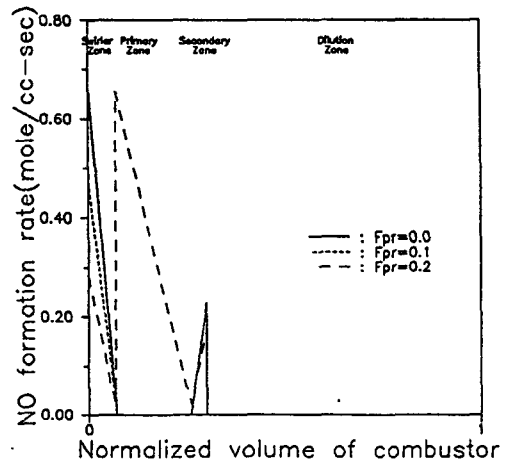


Fig.6 NO Reaction Rate in Combustor

Fig.5 와 Fig.6 는 선회기로 유입되는 연료배분비를 30x 로 고정시키고, 1차연소구역으로 유입되는 연료배분비를 0x, 10x, 20x 로 변화시켰을때의 가스터빈 연소기내부의 온도 및 NO 생성을 분포를 보여주고 있다. Fig.5 에서 볼수 있듯이, 1차연소구역에서 착화가 되지않는 경우 (Fpr=0.0, 0.1)에는 착화가 된 경우(Fpr=0.2)에 비해, 1차연소구역의 온도가 매우 낮게 유지된다. 또한, 2차연소구역이나 희석구역에서 일어나는 반응은 매우 빠른 시간내에 완료됨을 알수 있다. 이러한 현상은 2차연소구역에서는 산소의 급격한 소모에 의해, 희석구역에서는 연료의 급격한 소모에 의한 것이다. Fig.6 는 가스터빈 연소기내의 NO 생성이 주로 선회기 및 1차연소구역에서

일어나는 연소반응에 수반되는 것임을 보여주며, 앞서 Fig.5 에서 살펴본 바와 같이, 2차연소구역이 비록 고온으로 유지되지만, 산소가 빠른 시간내에 다 소모되므로 국부적으로 NO 생성이 존재함을 보여준다.

표3. 증기분사에 따른 NO 생성

증기분사 위치	NO level(ppm)
Swirler Zone	35.48
Primary Zone	50.43
Secondary Zone	183.98
No steam injection	191.18

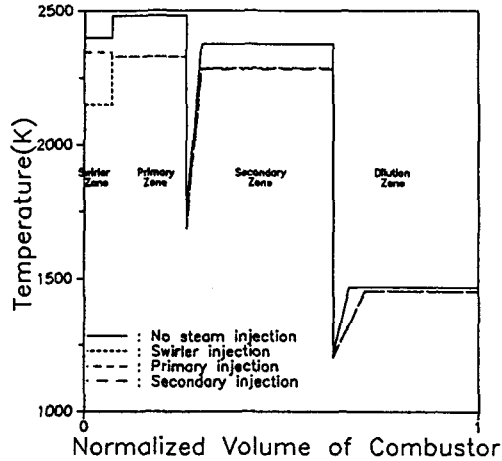


Fig.7 Effect of Steam Injection on NO Level

앞서 살펴본 가스터빈 연소기에 증기분사를 하여 추가적으로 NO 저감을 하고자 할때, 증기분사 위치가 NO 발생량에 미치는 영향을 검토하였다. 본 연구에 사용되어진 증기는 연소기내 압력조건에 비해 0.35 MPa 가압되고, 27.8K 과열된 상태로 유입하였으며[10], 분사량은 총 유입공기의 1%로 가정하였다. 또한, 연소기내로 배분되는 연료의 비는 선회기, 1차연소구역 및 2차연소구역에 대해 각각 30%, 20% 및 50% 로 고정하였다. 표3에서 볼수 있듯이, 선회기지역에서의 증기분사가 NO 저감에 가장 효과적임을 알수 있다. Fig.7 에서 보여지듯이, 선회기구역의 증기분사가 1차연소구역 및 2차연소구역에 증기분사를 한 경우에 비해, 연소온도를 현저하게 낮춤을 알수 있다. 즉, 연료/공기의 혼합량이 다른 구역에 비해 비교적 적은 선회기구역에서의 증기분사가 연소온도를 다른구역에 비해 크게 낮추어 주며, 이는 NO 생성의 현저한 감소를 수반하게 된다. 이러한 결과는, 가스터빈 연소기에 증기분사방법을 적용함에 있어, 연소구역별 혼합가스량과 온도를 고려하여 증기분사 위치를 선택함으로써 NO 저감의 극대화가 이루어 질수 있음을 보여준다.

4. 결론

가스터빈 연소기를 반응기모델과 CH_4/O_2 화학반응, NO 생성반응체계를 이용하여 해석하였다. 본 해석결과를 바탕으로, 연소기내 연료배분방식에 따라 연소방식이 바뀌어지며, 이에 따라 NO 발생도 현저하게 변화함을 알수 있었다. 이러한 연소방식의 변화는 연소기내 온도분포의 변화를 가져오며, 이는 NO 생성에 급격하게 영향을 미침을 알수 있었다. 가스터빈 연소기내 증기분사를 함에 있어서, 분사위치가 NO 생성에 미치는 영향을 이론적으로 규명하였다. 동일한 증기분사량에 대해서, 증기분사위치의 선택에 따라 NO 저감효과가 현저하게 달라짐을 알수 있었다.

5. 후기

본 연구과제는 에너지자원기술개발지원센터에서 지원하는 "석탄가스화 복합사이클 발전시스템 실용화 개발" 프로젝트의 일환으로 수행된 것이며, 이에 센터 관계자들에게 심심한 사의를 표합니다.

6. 참고문헌

- 1) 김광호, 이찬, "가스터빈 응용시스템의 개발현황," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(II), pp.345-351, (1992)
- 2) Fletcher, R.S., and Heywood, J.B., "A Model for Nitric Oxide Emissions from Aircraft Gas Turbine Engines," AIAA Paper No. 71-123, (1971)
- 3) Mellor, A.M., "Gas Turbine Engine Pollution," Progress in Energy and Combustion Science, vol.1, pp.111-133, (1976)
- 4) Rizk, N.K., and Mongia, H.C., "Low NOx Rich-Lean Combustion Concept Application," AIAA Paper No.91-1962, (1991)
- 5) Bozza, F., Tuccillo, R., and Fontana, G., "Performance and Emission Levels in Gas Turbine Plants," ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, vol.116, pp.53-62, (1994)
- 6) Osgerby, I.T., "Literature Review of Turbine Combustor Modeling and Emissions," AIAA Journal, vol.12, no.6, pp.743-754, (1974)
- 7) Lefebvre, A.H., *Gas Turbine Combustion*, Hemisphere Publishing Corp., New York, pp.135-137, (1983)
- 8) Westbrook, C.K., and Dryer, F.L., "Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames," Combustion Science and Technology, vol.27, pp.31-43, (1981)
- 9) Williams, F.A., *Combustion Theory*, Benjamin/Cummings Publishing Co., Menlo Park, pp.403-405, (1985)
- 10) Brooks, F.J., "GE Gas Turbine Performance Characteristics," GE Technical Paper, GER-3567D, (1993)