

가스터빈 연소기의 연소장 해석을 위한 스윙 예혼합 버너의 수치적 모델링에 관한 연구

백 광 민* · 손 채 훈**

* 세종대학교 기계공학과

Study of Numerical Modeling of Swirl-Premix Burner for Simulation of Gas Turbine Combustion

Gwang Min Baek* and Chae Hoon Sohn**

* Dept. of Mechanical Engineering, Sejong Univ.

(Received August 29, 2012 ; Revised November 15, 2012 ; Accepted November 16, 2012)

Key Words: Gas Turbine(가스터빈), Premixed Combustion(예혼합 연소), NO_x Emission(질소 산화물), Swirl-Premix Burner(스윙 예혼합 버너)

초록: Double cone 버너를 장착한 스윙 예혼합 연소기에 대한 유동 및 연소 특성을 분석하여 swirler 모델을 이용한 수치적 모델링 방법을 제시하였다. 버너 출구에서 형성되는 내부 재순환 영역을 근사적으로 구현하도록 swirler의 내·외경을 각각 56 mm, 152 mm로 결정하였으며 이를 토대로 유량, 반경 반향 속도를 결정하였다. 접선 방향 속도의 설정을 위해 swirl 각도와 재순환 각도를 도입하였으며 40 m/s인 경우 유사한 내부 재순환 영역이 형성되었다. 라이너 출구에서 온도와 속도의 오차는 각각 2.8%, 0%로 작았지만, NO_x의 경우 67% 가량 감소한 결과를 보였다. Swirler 모델은 EV 버너의 유동 및 연소 특성을 근사적으로 모사하는 모델의 하나로서 정량적 평가 인자에서 오차를 보이지만, 유동 및 화염, NO_x 형성 영역의 경향성이 유사하므로 swirler 모델을 채택하여 복잡한 형상의 발전용 가스터빈 연소기의 효율적인 수치해석이 타당할 것으로 판단된다.

Abstract: The flow and combustion characteristics in a premixed swirl combustor with a double cone burner are numerically analyzed to adopt a swirler model. The internal recirculation zone formed at the burner exit can be realized by a swirler with inner and outer diameters of 56 and 152 mm, respectively, and accordingly, the flow rate and radial velocity were determined. To select the tangential velocity, swirl and recirculation angles are introduced. A tangential velocity of 40 m/s produces an internal recirculation zone similar to that in a combustor. At the liner exit, the errors in temperature and velocity are 2.8% and 0%, respectively, and they are negligibly small. However, NO_x emissions are underestimated by 67% in the numerical results obtained using the swirler model. Although considerable quantitative errors are induced by the swirler model, it can be useful numerical model for the EV burner because it can approximately simulate the essential flow and combustion characteristics in a premixed swirl combustor with a double cone burner and it is expected to make combustion analysis efficient in a gas turbine combustor with complex geometries.

- 기호설명 -

A : 빈도 지수

a : 연료 반응 지수

b : 산화제 반응 지수

D : 직경

E_a : 활성화 에너지

g : 중력가속도

F_c : 보정 계수

h : 엔탈피

$J_{k,i}$: k 번째 화학종의 i 방향으로의 확산질량 유속

k : 열전도도

K : 반응 속도 상수

M : 분자량

m : 질량 분율

n : 온도지수

p : 압력

† Corresponding Author, chsohn@sejong.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

- R : 기체 상수
- S : 생성 항
- T : 온도
- t : 시간
- u_i : 속도
- U : X 방향 속도
- W : 축 방향(Z 방향) 속도
- Z : 축 방향 거리
- δ_{ij} : 단위텐서
- μ : 점도
- ρ : 밀도
- τ : 응력 텐서
- ω_k : 반응률

하첨자

- i : i 방향 단위벡터
- j : j 방향 단위벡터
- k : k 번째 화학종

1. 서 론

천연가스는 점차 강화되는 환경 규제를 만족시킬 수 있는 고효율 에너지원의 하나로서 주목받고 있는 연료이다. 천연가스로 작동하는 실용 연소기는 배기가스 발생량이 적으며 출력당 가장 적은 이산화탄소를 배출한다. 그러나 높은 온도로 인해 다량의 질소 산화물 (NO_x)이 발생하며, 이는 광화학 스모그, 산성비의 원인이 되는 것으로 알려져 있다.

우리나라의 질소 산화물 규제는 국제적인 기준에 미치지 못하는 실정이지만 2014년까지 선진국 수준으로 높이려는 계획을 수립하고 있다. Table 1에 2005년 이후 기체연료를 사용하는 가스터빈에 적용되는 질소산화물 배출 규제치를 나타내었다.⁽¹⁾

가스터빈 및 버너 등 대부분의 실용 연소기에 회박 예혼합 연소방식의 적용이 활발히 시도되고 있으며,⁽²⁻⁵⁾ 일반적으로 예혼합 화염은 비예혼합 화염에 비해 화염길이가 짧고 당량비를 조절할 수 있으므로 낮은 화염온도를 형성하여 NO_x 및 CO 배출지수(Emission index)를 낮출 수 있다는 장점을 가지고 있다.⁽⁶⁾

본 연구의 대상인 EV(Environmental Vortex) 버

Table 1 Regulation of NO_x emission standard (Korea)⁽¹⁾

effective dates	up to 09.12.31		from 10.01.01	
	installed before 01.06.30	installed after 01.07.01	installed before 01.06.30	installed before 01.06.30
Gas Turbine (): standard O ₂ concentration (%)	150 (13) ppm and below	50(13) ppm and below	100(15) ppm and below	50(15) ppm and below

너는 화염 안정성을 개선하기 위하여 double cone 형상을 적용하여, 화염 생성 영역에서 재순환을 형성하여 축 방향 유속을 낮추어 화염 부상을 억제하며, 재순환 영역의 고온 생성물이 미연 혼합기를 예열함으로써 화학 반응을 촉진시키는 특징을 가지고 있다.⁽⁷⁾

Single EV 버너를 여러 개 묶어 연소기를 형성하는 발전용 가스터빈의 경우 전체 연소 시스템에 대한 해석과 실험에 많은 시간적, 공간적 제약이 존재한다. 이를 해결하기 위하여 연소기의 개별 구성품을 한 덩어리로 간주하는 모델링 방법으로, lumped 방법이나 화학 반응기 네트워크(chemical reactor network)⁽⁸⁾ 방법이 제안되었다. 이러한 방법을 적용하기 위해서는 단일 버너를 다른 단순화된 모델로 대체하는 작업이 필요하다. 본 연구에서는 EV 버너의 유동 및 연소 특성을 근사적으로 구현하는 swirler 모델을 수립하고 검증하였다. 이를 통해 수치 해석의 제약을 최소화하고 다양한 운전 조건하에서 연소 성능 및 오염 물질 저감을 파악하기 위한 효율적인 계산을 가능하게 하고자 한다.

2. 수치 해석 방법

2.1 지배 방정식

본 연구에서는 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식과 화학종 방정식, 상태방정식의 풀이를 통해 반응 유동장을 모사하였다.⁽⁹⁾

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_i$$

$$\tau_{ij} = \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_i h_i J_i + \frac{\partial p}{\partial x_i} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + S_h$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho m_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i m_k) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(J_{k,i}) + S_k \quad (4)$$

$$\rho = \frac{p}{RT \sum_k \frac{m_k}{M_k}} \quad (5)$$

여기에서 u_i 는 i 방향의 속도, S_h 는 화학 반응, 복사, 체적력 등에서 추가적으로 고려되는 소스항을 나타낸다.

EV 버너의 화염 특성을 살펴보면, 기본적으로 예혼합 화염의 형태를 보이나 연료와 공기가 각각 분사되므로 연료와 공기 혼합기의 공간적인 불균일 영역이 존재한다. 따라서 예혼합 화염 해석을 위해 반응진행상수(reaction progress variable)를 도입하였으며 공간적인 혼합기의 불균일을 고려하기 위하여 혼합 분율(mixture fraction)에 관한 방정식을 추가로 고려하였다. 화학 반응에 대한 난류 효과를 고려하기 위해 혼합 분율 및 반응진행상수에 대한 2차원 PDF(Probability Density Function)를 이용하였으며 각 PDF는 변수의 평균 값과 분산(variance)에 의해 결정된다. 혼합 분율 및 반응 진행 상수를 정의하기 위하여 혼합 분율에 대한 평균 및 분산에 대한 이송 방정식과 반응진행상수의 분산에 대한 이송 방정식을 고려하였다.⁽¹⁰⁾

2.2 화학반응

메탄(CH₄)을 연료로 가정하였으며 연소 반응으로 메탄의 1단계 화학 반응(1-step global reaction)을 채택하였다.⁽¹¹⁾ 1단계 반응은 연소장을 상세하게 모사하기 위해 사용되기보다는 평균적인 유동장의 특성을 거시적으로 파악하기 위한 용도로 사용된다. 본 연구에서는 swirler 모델을 수립하고

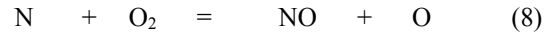
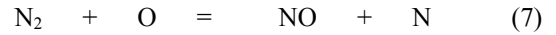
Table 2 Reaction-rate constants

A	n	E_d/R [K]	[A] [kmol/ m ³]	[B] [kmol/ m ³]	a, b
1.86×10^{14}	0	24,154	CH ₄	O ₂	1

연소장 예측에의 적용성을 조사하는 것을 목적으로 하기 때문에 단순한 반응 모델을 선택하였다. 즉, 반응 모델과 swirler 모델은 서로 독립적인 것으로 간주할 수 있으며, swirler 모델이 적용가능하다면 이후 상세 화학반응 모델을 적용하는 것도 가능할 것이다. 화학 반응률은 식 (6)에 의해 계산되며 사용된 상수 값을 Table 2에 나타내었다.

$$\dot{w}_k = AT^n \text{Exp} \left(-\frac{E_a}{RT} \right) [A]^a [B]^b \quad (6)$$

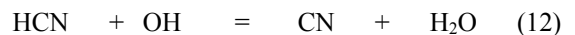
Thermal NO_x는 공기 중의 질소 성분이 연소 중 산화하여 발생하는 것으로 다음과 같은 단순 Zeldovich 메커니즘을 통하여 생성된다.⁽¹²⁾



NO의 경우 NO 발생으로 인한 열 발생을 무시할 수 있고 유동 결과에 영향이 없다는 가정하에 후처리로 계산이 가능하다. 따라서 연소 해석 결과로부터 thermal NO의 발생률을 다음의 식으로 계산하였다.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k[\text{N}_2][\text{O}]^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{1 - [\text{NO}]}{K[\text{N}_2][\text{O}_2]} \right\} \quad (9)$$

Prompt NO의 생성 메커니즘은 탄화수소 연료의 화학반응과 밀접하게 연결되어 있다. Prompt NO의 일반적인 메커니즘을 살펴보면, 탄화수소 활성기(CH)가 분자 상태의 질소(N₂)와 반응하여 아민(CN)이나 시안화수소(HCN)를 생성시키고, 시안화수소가 다른 화학종의 연쇄반응에 첨가되어 NO를 생성시킨다.



Thermal NO와 동일한 조건하에서 연소 해석 후, 그 결과로부터 prompt NO의 생성률을 다음의 식으로 계산하였다.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_p F_C \left(\frac{RT}{P}\right)^{1+a} [\text{O}_2]_b^a [\text{N}_2] [\text{Fuel}]_b \quad (14)$$

$$(k_p = A \exp^{-E/RT})$$

여기서 $A = 5.0$, $E/R = 6000 \text{ K}$ 이며, F_C 는 국부적인 당량비와 압력, 그리고 연료의 탄소 원자 수의 함수로 표현되는 보정 계수이고, 하첨자 b 가 붙은 산소와 연료의 농도는 화학반응이 일어나기 전에 특정 cell에 유입된 해당 화학종의 양으로부터 구한다.⁽¹³⁾

2.3 버너 형상

버너와 연소기의 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 연소기 전체 길이는 2.3 m이며 wind box 하부에 위치한 직경 75 mm의 12개 홀에서 공기가 공급된다. 또한, 버너로는 두 개의 좌우 slit에서 공기가 유입되며, slit 출구 바깥에는 직경 1.5 mm의 32개 홀이 등간격으로 배치되어 이를 통해 연료가 공급된다. 이와 같은 형태를 갖는 double cone의 slit을 통해 공급되는 공기에 의해 스윙이 형성되면서 공기와 연료가 혼합되어 버너 내부로 유입된다. 해석에 사용된 격자는 비정렬격자

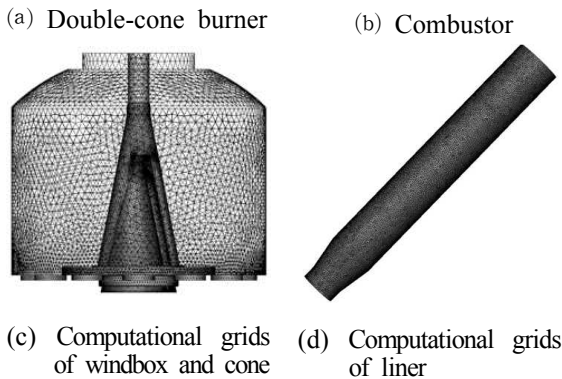
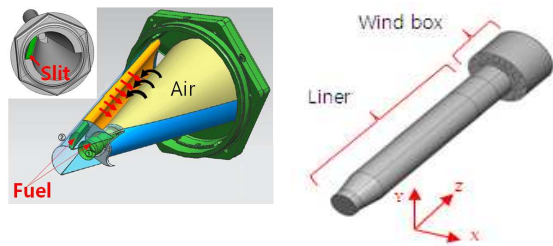


Fig. 1 Three dimensional geometries and computational grids of EV burner

(unstructured grid)이며 연소 해석을 위해 CFD-ACE⁽¹⁴⁾를 solver로 사용하였다.

3. 결과 및 논의

3.1 EV 버너 유동 및 연소 특성

먼저, 버너를 형상 모델링하여 수행한 일반적인 수치해석 결과를 설명한다. 해석에 사용된 통상의 격자 개수 분포를 살펴보면, 공급된 공기가 air slit으로 배분되는 wind box 내부에 약 100만개, 공기와 연료가 혼합되는 double cone 내부에 약 80만 개, 그리고 연소가 일어나는 liner에 약 140만개로 총 320만개의 격자로 구성되었다. 정상 상태 해석을 수행하였으며, RNG $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였고, 공기의 공급 온도는 657 K, 연료의 공급 온도는 300 K이며 유량은 각각 0.5kg/s, 0.0129 kg/s로서 공기 연료비(A/F ratio)는 38.7(당량비 0.44에 해당함)로 설정하였고, 대기압 조건에서 외부로의 열 손실을 고려하지 않은 단열 조건으로 계산하였다.

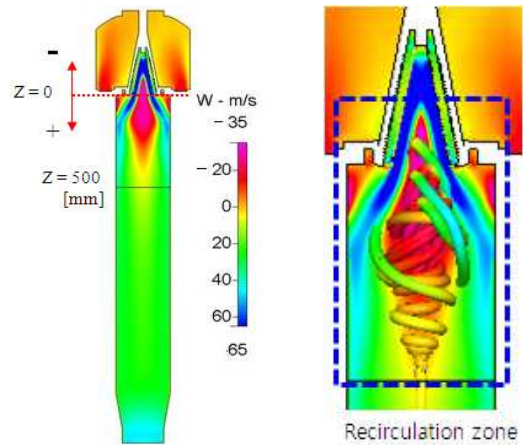


Fig. 2 Mean axial-velocity field in a combustor

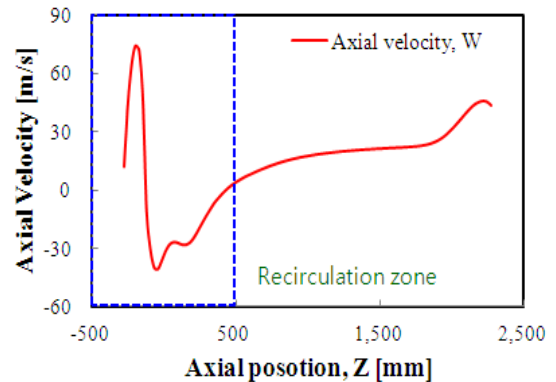


Fig. 3 Axial velocities along the center line of a combustor

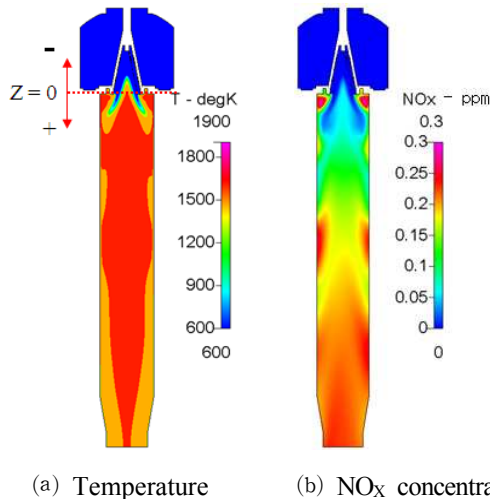


Fig. 4 Mean temperature & NO_x fields in a combustor

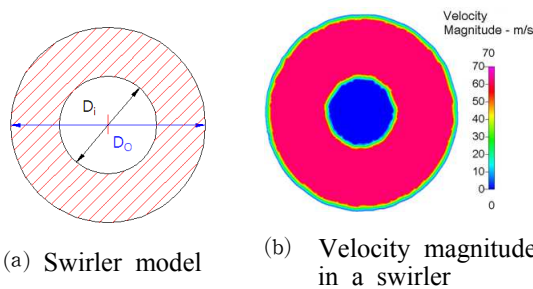


Fig. 5 Geometry and velocity magnitude field in a swirler

수치해석 결과로부터 축방향 속도 분포와 연소실 내 온도 및 NO_x 분포를 추출하여 Figs. 2-4에 나타내었다. double cone의 slit으로 균일하게 유입된 공기가 버너 내부에서 라이너 내부 500 mm까지 강한 내부 재순환 영역을 형성하였다. 버너 출구 (Z = 0 mm)에서 swirl의 일부는 연소실 내벽에 고속으로 충돌하는 경향을 보이며 형성된 swirl은 라이너 출구(Z = 2271 mm)에 도달할 때 까지 유지되는 것으로 보인다. 예혼합 화염은 균일한 당량비에서 연소가 일어나고, 희박한 경우에는 연소 온도가 낮아져 thermal NO_x 생성을 줄일 수 있다. EV 버너 또한 낮은 당량비 조건에서 연소하여 낮은 thermal NO_x 생성률을 보이지만 Fig. 4b에서 볼 수 있듯이 국부적으로 다량의 thermal NO_x가 발생하는 영역이 존재한다. 이는 공기와 연료의 불균일 혼합으로 높은 당량비에서 연소가 발생하여 화염 온도가 상승, 다량의 thermal NO_x가 발생한 것으로 판단된다. Swirler 모델을 적용

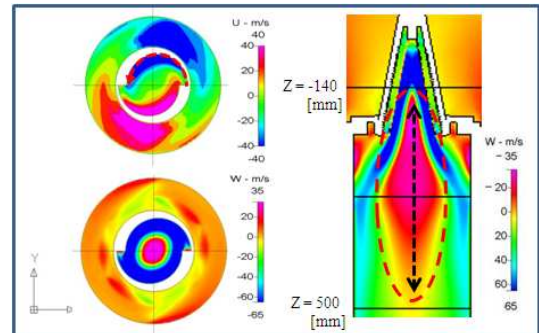


Fig. 6 Flow characteristics in a combustor with an EV burner

하지 않은 경우에는 thermal NO_x 생성 반응 기구로서 단순 Zeldovich 메커니즘대신, 확장 Zeldovich 메커니즘을 사용하였다. 여러 작동 조건에 대해 계산한 결과, 단순 Zeldovich 메커니즘의 경우 NO_x 발생량을 약 40% 과소 예측하였고, 이 점에 유의하여 계산 결과를 분석하였다.

3.2 Swirler 모델 수립

앞에서 설명하였듯이, 복잡한 버너의 형상을 고려하기 위해서는 많은 격자가 소요된다. 다수의 버너를 채택한 수치해석의 경우, 격자수의 증가로 상당한 계산 시간이 소요되는 문제가 있다. 이에 대한 대안으로 버너를 swirler로 대체하고자 한다. 이러한 swirler 모델은 공급된 공기가 air slit으로 나누어지는 wind box와 공기와 연료가 혼합되는 double cone버너를 형상 모델링에서 제외하고(즉, swirler로 대체하고) 연소가 발생하는 liner 부분을 형상 모델링에서 고려하다. 따라서, 해석에 사용된 격자는 불과 140만개로 절반 이하로 줄어든다.

Figure 5에 swirler 모델의 기하학적 인자를 나타내었다. swirler를 규정하기 위해서는 외경(D_o)과 내경(D_i) 외에 유동 특성을 결정하는 축 방향 속도, V_a , 반경 방향 속도, V_r , 접선 방향 속도, V_t , 그리고 온도 인자가 결정되어야 한다.

또한, EV 버너의 경우 공기와 연료가 버너 내부에서 혼합되어 공연비 38.7로 (당량비 0.44에 해당) 상당히 희박한 조건에서 연소가 일어난다. Swirler 모델의 경우 동일한 공연비로 예혼합된 혼합가스를 연료로 가정하였으며 공기와 연료의 평형온도를 계산하여 예혼합 가스의 온도로 결정하였다.

내경과 외경 사이의 내부에서 예혼합 가스가

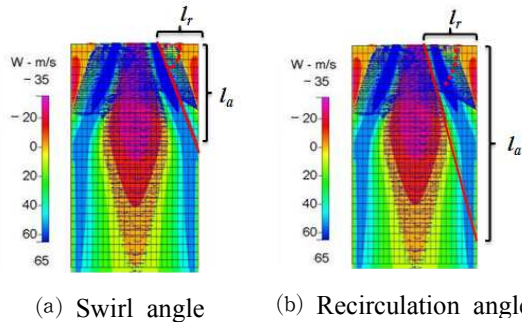


Fig. 7 Axial-velocity fields and swirl & recirculation angles

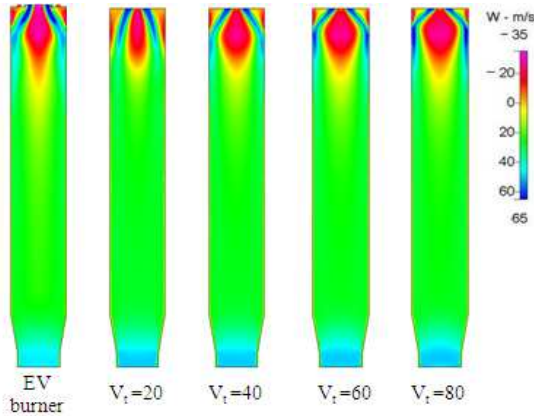


Fig. 8 Axial velocities in a combustor with an EV burner and with swirler model adopted as a function of tangential velocity, V_t

공급되며, 축 방향 속도로는 유량을 결정하고 반경 반향 속도와 접선 방향 속도는 swirler의 강도와 크기를 결정하게 된다.

Swirler 모델의 적용을 위해 위에 언급한 여러 인자들을 결정해야 하며, 이를 위해 먼저 3.1절에서 설명한 바와 같은 수치해석을 수행하였다. Fig. 6에는 해석 결과로 얻은 X와 Z 방향 속도를 나타내었다. 이를 이용하여 swirler의 대표속도들을 결정한다. 결정 과정을 아래에 단계적으로 설명하였다.

내부 재순환 영역은 버너 내부 $Z = -140$ mm에서 버너 출구 $Z = 500$ mm 사이에서 형성된다. Slit의 하부에 위치한 경사면에 의해 접선 방향 속도가 급격하게 증가하여 출구에서 강한 swirl이 형성되며 일부는 연소실 내벽에 고속으로 충돌하여 버너 출구 부근에서 코너 재순환 영역(coner recirculation zone)을 형성한다.

Swirler의 내경의 안쪽에서는 유동이 일어나지 않으므로 이를 고려하여 재순환이 발생하는 내부

Table 3 Calculated swirl number, swirl angle, and recirculation angle for several tangential velocities

	Full burner	Tangential velocity [m/s]			
		20	40	60	80
Swirl number	0.78	0.4	0.8	1.2	1.6
Swirl angle [°]	60	71	64	56	51
Recirculation angle [°]	62	78	62	58	52

재순환 영역의 직경인 56 mm를 swirler의 내경으로 결정하였다. Double cone은 최대 직경 176 mm, 최소 직경 134 mm로 이루어져 있는 타원과 유사한 형상임을 고려하여, swirler의 외경은 double cone을 원형으로 가정할 경우에 해당하는 직경인 152 mm로 결정하였다.

Swirler의 내·외경의 사이에 있는 유동장 형성 면적을 이용하여 EV 버너와 동일한 유량을 같도록 축 방향 유속을 결정하였다. 결과적으로, swirler의 연료/공기 혼합가스의 유속은 약 61 m/s로 결정하였다.

반경 방향 속도는 swirler의 내·외경 사이 영역에서의 평균 속도인 25 m/s로 결정하였으며, swirl 강도에 중요한 영향을 미치는 접선 방향 속도를 결정하기 위해서는 다음의 두 가지를 고려하였다.

3.2.1 선회각(swirl angle)

버너 출구에서 형성된 강한 swirl은 재순환 유동을 야기하고 일부는 liner 내벽과 충돌을 일으킨다. 이를 바탕으로 EV 버너 출구에서 발생한 swirl과 liner 내벽과의 충돌 각을 swirl angle로 정의하여(Fig. 7(a) 참고) 접선 방향 속도의 변화에 따른 선회수(swirl number)⁽¹⁵⁾와 선회각(swirl angle)의 변화를 계산하였다.

축 방향 유속에 비해 접선 방향 속도가 너무 작을 경우 swirl 강도가 약하며 작은 재순환을 형성하는 특성을 보이며, 접선 방향 속도가 너무 클 경우 swirl 강도가 과도하게 증가하여 반경 방향 유동이 증가하여 재순환 영역이 연소기 출구에 넓게 형성되는 특성을 보인다.

3.2.2 재순환각(recirculation angle)

버너 출구에서 형성된 swirler이 연소기 벽면과 충

Table 4 Specified parameters for swirler model

Diameters of swirler [mm]		V_a [m/s]	V_r [m/s]	V_t [m/s]	T [K]
D_i	D_o				
56	152	61	25	40	640

돌하여 형성되는 선회각만으로는 재순환 영역의 특성을 구현하지 못하므로 이를 보완하기 위하여 재순환 영역의 크기와 형상으로부터 정의되는 재순환각(recirculation angle)을 추가적으로 도입하였다(Fig. 7(b) 참고). 본 계산에서 채택한 유량 조건에서 EV 버너의 수치해석을 통해서 다음을 파악하였다. 버너 출구로부터 $Z=500$ mm에 걸쳐 재순환 영역이 형성되며 재순환을 형성하는 재순환각은 약 62° 이다. Swirler 모델을 이용한 계산에서 접선 방향 속도의 변화에 따른 재순환각의 변화를 계산하여 적절한 접선 방향 속도를 결정하였다. Swirler 모델에서의 접선 방향 속도, V_t 의 변화에 따른 선회수와 선회각 및 재순환각을 Fig. 8과 Table 3에 나타내었다. 접선 방향 속도가 작을 경우 선회각보다 재순환각의 크기가 증가하였으며 접선 방향 속도가 40 m/s보다 큰 경우 두 각도의 차이는 2° 이내로 작게 계산되었다. EV 버너 출구에서의 선회수, 선회각과 재순환각은 모두 접선 방향 속도 40 m/s를 갖는 swirler를 채택한 경우의 결과와 유사하였다.

본 작동 조건에 적합한, swirl 모델의 내·외경과 축방향, 반경 방향, 접선 방향 속도 및 온도의 설정 값들을 종합하여 Table 4에 나타내었다.

3.3 Swirler 모델 검증

앞절에서 수립한 swirler 모델을 채택하여 연소 해석을 수행하여 3.1절의 EV 버너 계산 결과와 비교하였다. 이를 통해 제시한 모델의 타당성을 검토하였다. NO_x 모델로서 EV 버너 계산에서와 동일한 thermal NO_x 와 Prompt NO_x 를 고려하였다. EV 버너와 swirler 모델의 계산 결과를 비교하여 각각 Figs. 9와 10에 나타내었다. 또한, 축방향 속도와 온도의 축 방향 분포를 비교하여 Fig. 11에 그것의 단면 평균값을 나타내었다.

버너 출구에서 형성되는 내부 재순환 영역과 swirl이 벽면과 충돌하여 생성되는 코너 재순환

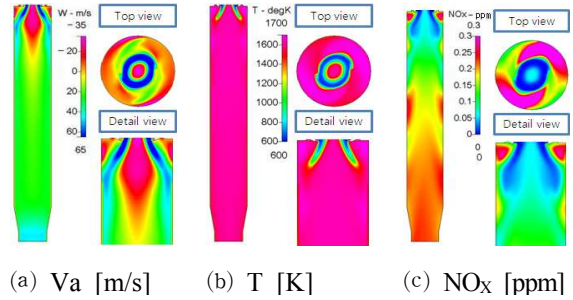


Fig. 9 Axial velocity, temperature, and NO_x fields calculated without swirler model

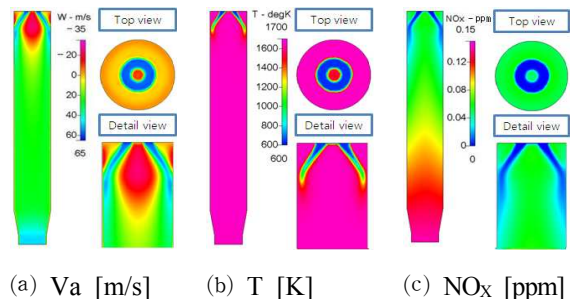
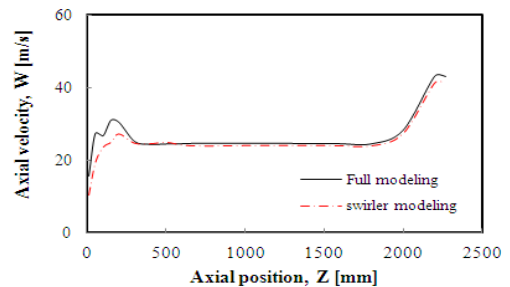
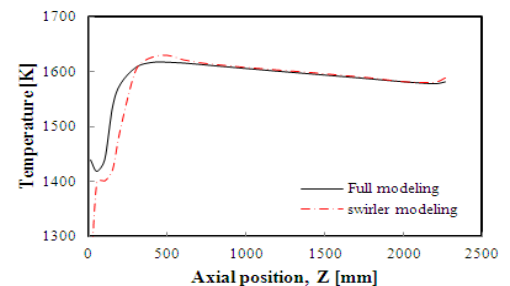


Fig. 10 Axial velocity, temperature, and NO_x fields calculated with swirl model adopted



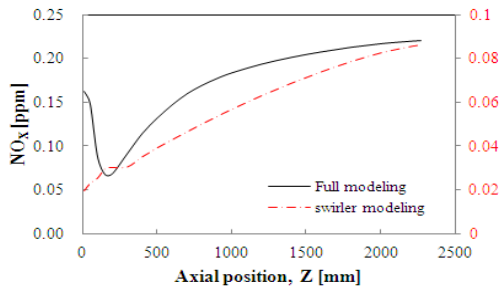
(a) Axial profiles of area-averaged axial velocity concentration



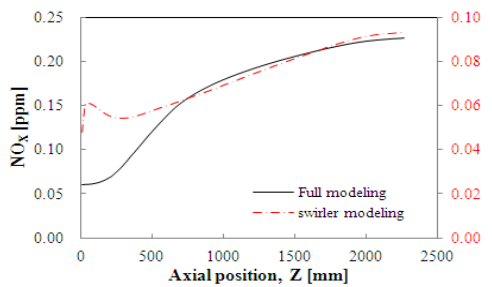
(b) Axial profiles of area-averaged temperature concentration

Fig. 11 Axial profiles of area-averaged temperature and NO_x concentration

영역이 유사하게 형성되었다. 화염영역의 경우 버너 내부에서 연소가 일어나는 EV 버너와 달리

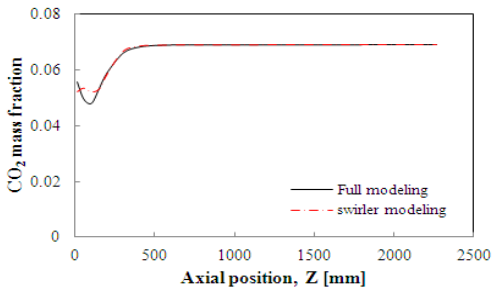


(a) Axial profiles of area-averaged NO_x concentration

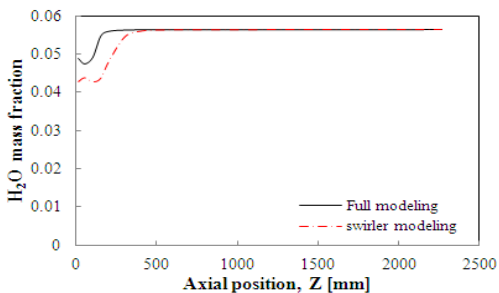


(b) Axial profiles of center line probe NO_x concentration

Fig. 12 Axial profiles of area-averaged & center line probe NO_x concentration



(a) Axial profiles of area-averaged CO₂ concentration



(b) Axial profiles of area-averaged H₂O concentration

Fig. 13 Axial profiles of area-averaged CO₂ & H₂O concentration

버너 출구에서 연소 반응이 일어나는 swirler 모델의 계산에서 조금 더 길게 형성되었다. NO_x 발생량의 단면 평균값과 중심축을 따라가는 축방향

Table 5 Numerical results at the liner exit from EV burner and swirler-model calculations

	Axial velocity [m/s]	Temperature [K]	NO _x [ppm]
EV burner	43.7	1640	0.3
Swirler model	42.5	1639.5	0.1

분포를 Fig. 12에 나타내었다. NO_x의 단면 평균값의 경우 버너 출구 코너 재순환 영역에서 고온 영역이 형성되어 다량의 thermal NO_x가 발생하는 full 모델링된 버너에 비해 swirler 모델 적용 해석의 경우 고온의 연소 영역이 존재하지 않으며, NO_x 발생량이 상대적으로 작게 예측되었다. 이는 연료와 공기의 공간적인 불균일 혼합으로 인한 연료 과농 영역에서 고온이 형성되어 다량의 thermal NO_x가 발생하는 실제 현상과는 달리 예 혼합된 가스를 사용하는 swirler 모델 계산에서는 연료 과농 영역이 형성 되지 않아 상대적으로 적은 NO_x가 생성되는 것으로 판단된다. Swirler 모델 적용 계산에서 적은 NO_x가 생성되는 또다른 이유는, 확장 Zeldovich 메커니즘이 아닌 단순 Zeldovich 메커니즘을 채택했기 때문이다. 이로 인한 오차의 정도는 3.1절에서 논하였다. Swirler 모델 적용 계산에서 확장 Zeldovich 메커니즘을 적용하기 위한 시도는 추후의 연구로서 고려될 사항이다. swirler 모델을 적용한 결과와 적용하지 않은 full 모델의 경우 Z=0 mm 위치에서 정성적인 값의 차이를 보인다. Full 모델링 버너의 경우 double cone 내부에서 화염이 형성되어 화염 전면에서 NO_x가 생성되지만, Z=0 mm부터 계산 영역이 시작되는 swirler 모델의 경우 경계조건의 영향으로 Z=0 mm 근처에서 낮은 속도 및 온도 분포 특성을 나타낸다. 또한, 연소기 내부에서부터 비로소 화염이 형성되기 시작하여 NO_x 발생량에 차이를 보인다. 또한, 연소 생성물(CO₂와 H₂O)에 대한 계산 결과를 Fig. 13에 나타내었다. 역시 버너 출구 근처(Z=0 부근)에서는 오차를 보이지만, 하류로 갈수록 동일한 결과를 나타내었다. 이러한 swirler 모델의 한계를 고려하여 swirler 모델 계산 결과를 분석해야 의미있는 결과를 얻을 수

있을 것이다. 버너 출구에서 어느 정도 벗어나면 두 결과가 서로 정성적/정량적으로 유사함을 알 수 있다.

연소기 출구에서 추출한 EV 버너와 swirler 모델 계산의 몇가지 결과를 Table 5에 나타내었다. 연소장 계산 시간 관점에서, swirler 모델을 채택한 계산은 약 60% 가량 계산 시간을 단축하였다. 계산 결과에서 다소 정량적 차이를 보이나 다중 버너(multi-burners)를 채택한 가스터빈 연소기 해석에 있어서 swirler 모델은 효율적이면서 물리적으로 타당한 계산 결과를 제공할 것으로 판단된다.

4. 결 론

발전용 가스터빈에 사용되는 새로운 버너 개발을 위해서는 다양한 조건과 상황에서의 해석이 필요하다. 특히, 단일 EV 버너를 여러 개 묶어 연소기를 형성하는 경우 전체 연소 시스템에 대한 해석과 실험에 많은 시간적, 공간적 제약이 존재한다. 이를 해결하기 위하여 여러 가지 방법이 제안되었고, 가장 대표적인 것이 개별 구성품을 단순화된 모델로 모사하는 방법이다. 본 연구에서는 EV 버너의 유동 및 연소 특성을 근사적으로 구현하는 swirl 모델을 수립하여 제시하였다.

Swirler 모델을 적용한 계산은 출구 속도 및 온도를 3% 이하의 오차율로 비교적 정확하게 예측하였으나, NO_x 발생량에 있어서는 약 60% 가량 과소 예측하였다. 따라서, Swirler 모델은 NO_x 발생량의 총량을 정확하게 예측하기 위한 모델링이 아닌 EV 버너의 전체적인 유동 특성 및 연소 특성을 모사하기 위한 모델로써 사용되어야 할 것이다. 타당하게 설정된 swirler 모델은, EV 버너의 그룹으로 이루어진 발전용 가스터빈 해석에 적용되어 운전 조건에 따른 유동 및 연소 특성 예측과 오염 물질 예측에 적용하여 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 부분적으로 2012년도 지식경제부와 한국에너지기술평가원의 지원(과제명: 100 MW급 가스터빈 upgrade 적용 열유동/연소 해석 및 연소 시스템 운영 기술 개발)에 의해 수행되었으며, 이

에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kim, H., 2009, "Chemical Reactor Modeling for Prediction of Lean-Premixed Gas Turbine Combustor Nox Formation," Konkuk University, Mechanical Engineering, pp.1~2.
- (2) Peter, F., Martin, Z., Rudolf L., Stefano, B. and Christian, M., 2007, "Development and Design of Alstom's Staged Fuel Gas Injection EV Burner for NO_x Reduction," ASME Turbo Expo, GT2007-27730.
- (3) Fernando, B. and Felic, G., 2007, "Effect of Pressure and Fuel-Air Unmixedness on NO_x Emissions from Industrial Gas Turbine Burners," Combustion and Flame, Vol. 151, pp. 274~288.
- (4) Yu, J. H., Kim, B. G. and Chang, Y. J., 2008, "LES Modeling Study on the Characteristics of NO_x Emissions in a Lean Premixed Combustor Implementing LES Model," KSME spring conference, pp. 381~386.
- (5) Capehart, S. A. and John, C. Y., 1997, "Effect of Fuel Combustion on NO_x Formation in Lean Premixed Prevaporized Combustion," ASME, 97-GT-336.
- (6) Sohn, C. H. and Cho, H. C., 2005, "A CFD Study on Thermo-Acoustic Instability of Methane/Air Flames in Gas Turbine Combustor," Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 19, pp. 1811~1812.
- (7) Paschereit, C. O., Schuermans, B. and Buche, D., 2003, "Combustion Process Optimization Using Evolutionary Algorithm," ASME Turbo Expo, GT-38393.
- (8) Novosselov, I. V., Malte, P. C., Yuan, S., Srinivasan, J. C. and Lee, Y., 2006, "Chemical Reactor Network Application to Emissions Prediction for Industrial DLE Gas Turbine," ASME Turbo Expo, GT2006-90282.
- (9) Linán, A. and Williams, F. A., 1993, "Fundamental Aspects of Combustion," Oxford University Press, pp. 9~13.
- (10) Bengtsson, K. U. M., Benz, P., Schären, R. and

- Frouzakis, C. E., 1998, "NyOx Formation in Lean Premixed Combustion of Methane in a High-Pressure Jet-Stirred Reactor," *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 27, pp. 133~139.
- (11) Fernandez-Tarrazo, E., Sanchez, A. L., Linan, A. and Williams, F. A., 2006, "A Simple One-Step Chemistry Model for Partially Premixed Hydrocarbon Combustion," *Combustion and Flame*, Vol. 147, No.1-2, pp. 32~38.
- (12) Turns, S. R., 2000, "An Introduction to Combustion," Mc-Graw Hill, pp. 472~507.
- (13) De Soete, G. G., 1975, "Overall Reaction rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen," Fifteenth (International) Symposium on Combustion, Vol. 15, pp. 1093~1102.
- (14) CFD-ACE User's Manual V2009, 2009, ESI Group.
- (15) Lefebvre, A. H., 1999, Gas Turbine Combustion, Taylor & Francis, pp. 127~128.