

공기 다단 연소기 화염의 NO 발생특성에 관한 연구

김한석[†] · 안국영* · 백승욱** · 유명종***
(2001년 3월 20일 접수, 2001년 9월 11일 심사완료)

Investigation of NO Formation Characteristics in Multi Staged Air Combustor

Han Seok Kim, Kook Young Ahn, Seung Wook Baek
and Myoung Jong Yu

Key Words: Radiative Transfer(복사열 전달), Multi-Staged Air Flame(다단연소화염), WSGGM(회체
가스가중합산모델)

Abstract

In this study, a numerical simulation was developed which was capable of predicting the characteristics of NO formation in pilot scale combustor adopting the air-staged burner flame. The numerical calculation was constructed by means of establishing the mathematical models for turbulence, turbulent combustion, radiation and turbulent nitric oxide chemistry. Turbulence was solved with standard $k-\epsilon$ model and the turbulent combustion model was incorporated using a two step reaction scheme together with an eddy dissipation model. The radiative transfer equation was calculated by means of the discrete ordinates method with the weighted sum of gray gases model for CO_2 and H_2O . In the NO chemistry model, the chemical reaction rates for thermal and prompt NO were statistically averaged using the β probability density function. The results were validated by comparison with measurements. For the experiment, a 0.2 MW pilot multi-air staged burner has been designed and fabricated. Only when the radiation was taken into account, the predicted gas temperature was in good agreement with the experimental one, which meant that the inclusion of radiation was indispensable for modeling multi-air staged gas flame. This was also true of the prediction of the NO formation, since it heavily depended on temperature. Subsequently, it was found that the multi-air staged combustion technique might be used as a practical tool in reducing the NO formation by controlling the peak flame temperature.

기호설명

E_b : 흑체방사 W/m^2
 I : 복사강도 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{sr})$

Nu : Nusselt 수
 q : 열유속, W/m^2
 r : 반경방향좌표, m
 \hat{s} : Angular direction
 s : 케적 혹은, 연료에 대한 산소의
화학량론적 질량비
 t : 시간, s
 T : 온도, K
 u : 축방향 속도, m/s
 v : 반경방향 속도, m/s

* 회원, 한국기계연구원

** 회원, 한국과학기술원

*** (주)카이다스

† 책임저자, 회원, 한국기계연구원

E-mail : haskim@mailgw.kimm.re.kr

TEL : (042)868-7368 FAX : (042)868-7284

- V : 부피, m^3
- w : WSGGM에서의 가중치 혹은, 접선방향 속도, m/s
- W : 분자량, $kg/kmol$
- x : 축방향좌표
- Y_i : 질량분율

그리스문자

- ϵ : 방사율
- χ : 흡수계수 $1/m$
- σ : Stefan-Boltzmann 상수 $5.67 \times 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$
- ρ : 밀도 kg/m^3
- μ, ξ : x 및 r 방향의 방향 여현

상첨자

- : 입사 방향

하첨자

- b : 후체
- c : 중심선
- g : 기체
- w : 벽
- η : 파수
- t : Turbulence
- l : Laminar

1. 서론

연소가스 중의 오염물질로 대표적인 것은 황산화물(SOx), 질소산화물(NOx), 일산화탄소(CO), 미연탄화수소 등이 있다. 그 중 질소산화물은 광화학스모그의 원인으로 인체에 해를 끼칠 뿐 아니라, 산성비의 원인이 되며 식물에도 심각한 영향을 미치는 것으로 알려져 있어 이에 대한 보다 자세한 연구가 수행될 필요가 있다. NOx는 NO와 NO₂로 구성되어 있으며 일반 연소기의 경우 95% 이상은 NO의 형태로 배출되기 때문에 NOx에 대한 연구는 대부분 NO 발생에 관하여 수행되고 있다.

현재까지는 연소시 NO가 세 가지의 각기 다른

생성 기구에 의하여 발생하는 것을 정설로 받아들이고 있는데, 고온영역에서 공기중의 산소와 질소가 반응하여 발생하는 Thermal NO, 연료중의 질소성분과 공기중의 산소와 반응하여 발생하는 Fuel NO 그리고, 화염대 영역에서 질소 성분과 탄화수소와의 반응에 의하여 발생하는 Prompt NO⁽¹⁾로 구분하고 있다.

화석연료의 저 NOx 연소기로 많이 사용되는 연소방식인 공기 다단 연소기는 노즐 선단부인 주연소영역에서 연료과농상태로 연소반응이 이루어지며 외부의 공기 공급단에서 공급된 공기가 연소실 하류에서 반응이 종료되는 구조를 취하고 있다. 이러한 공기 다단 연소기는 연소반응을 조절할 수 있어 화염온도의 저하에 의한 NO의 발생을 억제할 수 있는 특징이 있다.

다단 연소기는 위에서 언급한 것과 같이 비교적 원리가 잘 정립되어 있지만 공기/연료의 혼합 및 화학반응에 대한 정확한 정보가 없으면 실제적인 적용 시 많은 문제가 발생한다.

많은 연구자들^(2,3)이 선회강도, 유속 등 공기역학적인 특성을 변화시켜 NO의 발생에 대한 연구를 수행하였다. Toqan⁽⁴⁾ 등은 공기 다단 연소기를 이용한 LNG화염을 이용하여 NO의 발생에 대한 실험적인 연구를 하였는데 그 결과 층상구조를 갖는 다단 연소화염은 공기/연료의 혼합을 억제시켜 연소반응을 조절함으로써 NO 발생의 억제를 예상하였다. Shihadeh⁽⁵⁾ 등은 공기다단 연소기의 중유 화염 특성을 선회강도등을 변수로 하여, 그리고 Hampartsoumian⁽⁶⁾ 등은 각단의 공기 분배율을 변수로 하여 실험을 수행하였으며 복사효과를 무시한 경우에 대하여 계산을 하여 실험 결과와 비교하였다. 많은 노력들이 행하여지고 있지만 정량적인 측면에서는 아직 해결해야 할 문제점들이 많이 남아 있다.

NO의 발생은 연소실 내부의 온도 분포에 특히 민감하게 영향을 받으므로 복사열전달에 대한 정확한 해석이 NO 발생량에 대한 정량적인 예측을 수행하는데 도움이 된다. 복사열전달의 해석에 대한 노력은 오래 전부터 수행되고 있지만 복사열전달방정식은 다른 여러 가지 지배방정식과 함께 해를 구해야하기 때문에 그것의 완벽한 모델링을 기대하기는 어려운 점이 있다. 특히 연소가스의 주성분으로 복사 열전달에 관여하는 수증기와 이산화탄소는 회체가스(방사율이 파장에 대

하여 일정한 가스가 아니라 비회체가스(방사율이 파장영역에 따라 변하는 가스)이기 때문에 이에 대한 적절한 모사가 필요하다. 회체가스 가중합산법 (WSGGM, Weighted Sum of Gray Gases Model)은 이러한 비회체 가스의 거동을 모사하기 위하여 비회체 가스를 유한개의 회체 가스로 대체한 방법으로 실제 가스의 해석에 이용되어 왔으며 실용적으로 활용할 수 있는 경제적인 방법 중의 하나로 알려져 있다. Hottel과 Sarofim⁽⁷⁾이 WSGGM에 대한 기본개념을 처음 도입한 이래 분무연소,⁽⁸⁾ 가스연소⁽⁹⁾ 그리고 이상연소⁽¹⁰⁾ 분야에 적용되었으며 simple gray gas model보다는 열유속 및 온도분포등의 예상에 있어 비교적 정확한 결과를 제공하였다.

한편, NO의 발생기구에 대한 모델은 실험실에서 잘 발달된 층류 유동 상태를 모사한 것이므로 난류효과를 고려해 주는 것이 필요하다. 이를 위해서 확률밀도함수(probability density functions)를 이용한 연구가 진행되고 있으며 분무연소⁽¹¹⁾와 가스연소⁽¹²⁾의 NO 발생에 대하여 적용되고 있다.

본 연구는 동축 다단관을 이용한 저 NO_x 연소기 화염에 대하여 위에서 제시한 모델을 채택하여 수치해석을 수행하고 실험 결과를 통하여 검증하며, 연소특성과 NO 발생에 대한 정량적인 이해를 통하여 공기 다단연소기에 대한 설계 및 운영조건의 도출을 위한 연구의 토대를 마련하는데 목적을 두고 있다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험용 연소실험장치는 0.2MW 용량으로 Fig. 1과 같이 구성하였다. 중심에 연료가 공급되고 동축 3단의 관을 통하여 연소용 공기가 공급되는 구조로 이루어진 공기 다단형 연소기와 수관과 단열재로 벽면을 구성한 연소실 및 공기량과 연료량을 제어할 수 있는 공급장치로 구성되어 있다.

공기 다단형 연소기는 중심축에 연료 노즐과 동축으로 공기 공급단이 3단(중심에서 반경방향으로 Inner, Middle, Outer)으로 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 본 연구에서는 Inner 공기공급단과 Outer 공기 공급단 부분에 선회기를 부착한 3단의 공기 공급관형의 연소기를 구성하였다.

Inner와 Outer의 공기공급관에 각각 30°와 60°

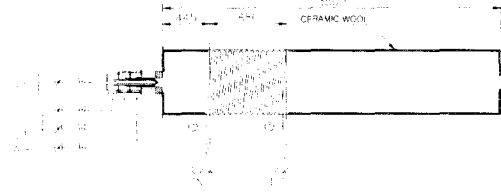


Fig. 1 Schematic diagram of experimental equipment

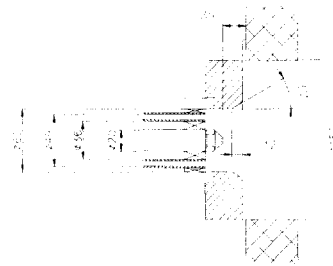


Fig. 2 Dimensional configuration of the multi-staged air burner

의 선회기를 설치하여 화염의 안정성을 갖게 하였으며 LPG의 노즐은 Hollow Cone형으로 분사각을 30°로 하였다.

연소의 온도와 가스조성의 분포를 측정하기 위하여 연소실 옆면에 10cm 간격으로 측정구를 설치하였다.

온도 측정은 R-type (Pt/Pt-13%Ph)사용하였으며 복사 열손실 등을 고려하여 세 개의 다른 직경의 집합부를 갖는 열전대를 사용하였다.⁽¹³⁾

연소실 내부의 가스 조성을 측정하기 위한 가스 포집관은 스테인리스 스틸의 3중관형 수냉방식을 이용하였다. 포집된 가스는 수분을 제거 한 후 가스 분석기(Green Line Mk2)를 사용하여 NO, NO₂, CO, O₂에 대하여 측정을 하였으며 실험전에 표준가스를 이용하여 가스분석기를 보정하였다.

3. 수치해석

본 연구에서는 연소실벽의 수냉부의 온도는 일정하며 단열재인 세라믹 울로 도포된 나머지 부분은 단열이라고 가정하였다.

본 연구에서는 유동장에 대한 해석방법과 모델

Table 1 Experimental conditions

Fuel flow rate	15.2 kg/hr
Fuel injection angle	30°
Total air mass flow rate	260 kg/hr
Primary, secondary, tertiary air flow rates	20%:45%:35%
Air preheat temperature	50 °C

령을 다음과 같이 선택하였다.

3.1 유동장

본 연구에서는 유한체적법 (FVM)을 유동장의 해석에 이용하였다. TEACH code⁽¹⁴⁾을 기본으로 하여 유동장은 연속방정식, 축방향 및 반경방향 그리고 점선방향속도를 고려한 운동량 방정식, 난류방정식, 에너지방정식, 화학방정식을 연계하여 해석하였으며, 해석에 이용할 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho U \Phi)}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(rpV\Phi)}{\partial r} = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \Phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial x} \left(r \Gamma_\phi \frac{\partial \Phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (1)$$

여기서 $\Phi=1$ 일 때 연속방정식, $\Phi=u, v$ 및 w 일 때가 운동량식이며 $\Phi=k$ 및 ε 일 때가 각각 난류 운동에너지 및 소산율의 식이다. 그리고 Γ_ϕ 는 유효확산계수이며 유효점성계수는 다음과 같이 정의한다.

$$\mu_{eff} = \mu_l + C_\mu \cdot \rho \cdot k^2 / \varepsilon \quad (2)$$

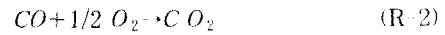
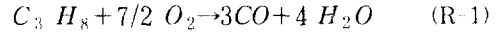
$\Phi = Y_i$ (fuel, O₂, CO, CO₂ 및 H₂O)일 때 화학종식이 되고 $\Phi=h$ 일 때 엔탈피 식이다. 엔탈피 h 는 화학종의 질량분율을 고려하여 다음과 같이 정의된다.

$$h = \sum_i Y_i h_i = \sum_i Y_i \int_{T_\infty}^T C_{p,i}(T) dT \quad (3)$$

여기에서 각 기체의 비열 C_p 는 실험자료를 바탕으로⁽¹⁵⁾ 1차식으로 근사한 식을 사용하였다. 그리고 벽면부근에서는 벽함수를 이용하였다.⁽¹⁶⁾

3.2 LPG의 연소

실험에 사용된 LPG의 경우 95%가 프로판(C₃H₈), 5%가 메탄(CH₄) 구성되어 있으므로 연소계산은 프로판에 대하여만 고려하였다. 프로판에 대한 산화반응모델은 다음과 같이 가정하였다.



Eddy dissipation model에서 반응물 turbulence time scale (ε/k)과 연료, 산화제 및 생성물 중 가장 작은 농도를 가지는 화학종의 농도에 비례하는 식으로 표현된다. (R-1)에 대한 반응률은

$$R_w = \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ a Y_w, a \frac{Y_{O_2}}{s_1}, b \frac{Y_{CO}}{1+s_1} \right\} \quad (4)$$

이며 (R-2)에 대한 반응률은

$$R_{co} = \rho \frac{\varepsilon}{k} \min \left\{ a Y_{co}, a \frac{Y_{O_2}}{s_2}, b \frac{Y_{co}}{1+s_2} \right\} \quad (5)$$

이다. 여기서 s_1 과 s_2 는 연료와 일산화탄소(CO)에 대한 산소의 당량비를 나타낸다. 그리고 반응모델에서 사용된 실험상수 a, b 는 Beretta와 Mancini의 값⁽¹²⁾을 수정 없이 사용하였다.

3.3 복사열전달 해석

3.3.1 복사열전달 방정식의 해석

복사 강도를 구하기 위해서는 복사 전달 방정식을 적당한 수치적 방법으로 모사하여야 하며 연소로 인하여 발생하는 기체의 흡수 및 방사를 고려한 복사 전달 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dI(\vec{r}, \hat{s})}{ds} = -\chi I(\vec{r}, \hat{s}) + \chi I_b \quad (6)$$

구분종좌법(DOM, Discrete Ordinate Method)에 의한 복사열전달방정식은 전체 입사각 4π 를 L 개의 방향으로 나누면, 각각의 방향 l 에 대하여 원통형 좌표계에서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_{4\pi} I d\Omega = \sum_{l=1}^L I^l w^l \quad (7)$$

w^l 은 구적가중치(angular quadrature weight)

를 나타낸다.

복사열전달 방정식은 원통좌표계의 l 방향에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu_l \left(\frac{\partial I_l}{\partial x} \right) + \frac{\xi^l}{r} \frac{\partial (r I_l)}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial (\eta^l I_l)}{\partial \psi} = -x I^l + x I^b \quad (8)$$

여기에서

$\mu^l = \cos \theta$, $\xi^l = \sin \theta$ 그리고 $\eta^l = \sin \theta \sin \Psi$ 는 각각 축방향, 반경방향, 및 접선방향의 방향 코사인을 나타낸다.

3.3.2 회체가스 가중합산모델(WSGGM)의 적용

회체가스 가중합산 모델을 사용한 k 번째 회체 밴드의 복사전달방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{d I_k}{ds} = -x_k I_k + x_k w_k I_b \quad (9)$$

여기에서 x_k , I_k 와 w_k 는 각각 k 번째 회체 밴드에서의 흡수계수, 방향복사강도, 기체의 가중치를 나타내며 I_b 는 흑체 복사 강도이다. 총 복사 강도는 각 회체 밴드의 복사 강도를 구분 중좌법으로 구하여 전체의 합으로 구한다.⁽⁸⁾

$$I = \sum_k I_k \quad (10)$$

방정식 (10)에서 도입한 가중치 w_k 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w_k = \frac{\int_{\eta_j^*}^{\eta_j^*} E_{b\eta}(T, \eta) d\eta}{E_b(T)} \quad (11)$$

여기서 Plank 함수 $E_{b\eta}$ 는 다음과 같이 정의된다.⁽²³⁾

$$E_{b\eta} \equiv \frac{2\pi h c_0^2 \eta^3}{e^{h c_0 \eta / k_B T} - 1} \quad (12)$$

이산화탄소/수증기/기타 가스의 혼합에 있어서 Smith 등⁽¹⁷⁾은 k 번째 회체 가스에 대하여 third order polynomial를 이용하여 온도를 기준으로 한 방사율에 대한 가중치를 다음과 같이 나타내었다.

$$w_k(T) = \sum_{j=1}^4 b_{\epsilon, k, j} T^{j-1} \quad (13)$$

$$\sum_{k=1}^4 w_k(T) = 1 \quad (14)$$

여기서, $b_{\epsilon, k, j}$ 는 기체의 온도함수로 표현되는 계수이다. 에너지 보존식에 있어서 복사효과는 복사 열유속의 발산항으로 기여하게 되며 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} & -\nabla \cdot q_r \\ & = -\sum_k \nabla \cdot q_{r, k} \\ & = \sum_k k_k \left[4\pi \int I_k(\vec{r}, \vec{s}) d\Omega - 4\pi w_k I_b \right] \quad (15) \end{aligned}$$

여기서는 \vec{r} 과 \vec{s} 는 복사방향이고 Ω 는 입체각을 나타낸다.

3.4 NOx의 생성

연소실 내에서 질소산화물(NOx)은 서론에서 언급한 것과 같이 대부분 NO의 형태로 존재하기 때문에 본 연구에서는 질소산화물(NOx)의 생성을 예측하는데 있어서 NO만을 고려하여 모델링을 하였다.

축대칭 연소기 내의 NO 생성에 대한 지배방정식은 정상상태를 가정하면 다음과 같은 형태를 가지게 된다.

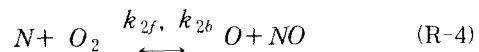
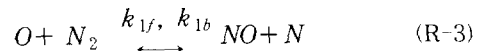
$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u Y_{NO})}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r \rho v Y_{NO})}{\partial r} \\ & = -\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{NO} \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_{NO} \frac{\partial Y_{NO}}{\partial r} \right) + \bar{S}_{NO} \quad (16) \end{aligned}$$

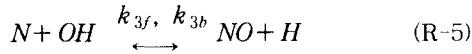
Fuel NO가 없는 화염에 있어 NO는 Thermal NO와 prompt NO 생성으로 나눌 수 있다. 시간 평균 NO생성 항인 \bar{S}_{NO} 는 각각의 독립된 반응물에 근거하여 결정한다.

난류화염에서 \bar{S}_{NO} 를 결정하기 위한 모델은 여러 가지 형태로 제안되었지만 본 연구에서는 Peters와 Weber⁽¹⁸⁾의 접근 방법을 사용하였다.

3.4.1 Thermal NO

Thermal NO에 대한 생성기구는 Zeldovich가 최초로 반응 기구를 제시하였고 Miller와 Bowman⁽¹⁹⁾이 확장시킨 다음과 같은 세 개의 주요 반응기구를 이용하여 해석하였다.





반응 (R-5)는 (R-3)와 (R-4)에 비하여 무시할 만하기 때문에 Thermal NO는 다음과 같다.

$$\frac{d[NO]_t}{dt} = \frac{2[O](k_{1f}k_{2f}[O_2][N_2] - k_{1b}k_{2b}[NO]^2)}{k_{2f}[O_2] + k_{1b}[NO]} \quad (17)$$

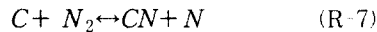
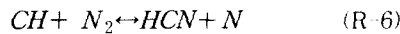
여기서 $[X_i]$ 는 몰농도이다.

Thermal NO의 생성은 주 연료인 탄화수소의 산화과정에 비하여 매우 느리므로 Thermal NO의 생성과정은 주 연료의 연소반응과 분리시킬 수 있으며 Thermal NO의 생성물은 연소반응의 평형상태를 가정하여 계산할 수 있으며 Thermal NO의 생성량 (S_{t-NO})은 다음과 같이 표현된다.

$$S_{t-NO} = W_{NO} \frac{d[NO]_t}{dt} \quad (18)$$

3.4.2 Prompt NO

탄화수소계 연료의 연소에서의 prompt NO의 생성기구는 Fenimore⁽¹⁾에 의하여 다음과 같이 제시되었다.



그리고 De Soete (20)는 Prompt NO의 생성에 대하여 다음과 같은 화학반응을 추정하였다.

$$\frac{d[NO]_p}{dt} = C \frac{W^{1+b}}{\rho^{1+b}} [O_2]^b [N_2] [C_x H_y] \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (19)$$

$$S_{p-NO} = W_{NO} \frac{d[NO]_p}{dt} \quad (20)$$

여기서 $C = 6.4 \times 10^6 \text{ s}^{-1}$, 활성화 에너지 $E_a = 3.038 \times 10^8 \text{ J/kmol}$ 그리고 $b=0.5$ 이다.

3.4.3 NO의 생성과 난류의 상호작용

방정식 (17)과 (19)에서 제시한 NO의 생성에 관한 반응기구는 분자의 확산조건이 잘 정의된 층류 예혼합화염이나 충격관에서의 실험 결과로부터 얻어진 것이다. 그러나 실제의 연소기 내에서는 화염은 난류 화염이며 난류 혼합 과정으로 인하여 화염 특성에 영향을 미치는 온도와 화학

종의 농도는 교란이 일어나게 되며 이러한 교란을 고려해주어야만 한다.

여기서는 Thermal NO와 Prompt NO의 생성에 난류효과를 고려하기 위하여 β -pdf를 적용하기로 한다. 이론적으로는 농도 및 온도의 결합 확률 밀도의 함수를 적용해야 하지만 본 연구에서는 온도만의 단일 확률 밀도 함수를 적용한다.⁽¹²⁾ 본 연구에서 사용할 순간 온도에 대한 β -pdf는 Peters and Weber⁽¹⁸⁾ 에서와 같이 정의되며 최종적인 Thermal NO와 Prompt NO의 평균 생성률은 다음 식으로 표현된다.

$$\beta_{pdf}(T; a, b) = \frac{(T_{min} - T_{max})^{2-a-b}}{B(a, b)} \times (T - T_{min})^{a-1} (T_{max} - T)^{b-1} \quad (21)$$

$$B(a, b) = (T_{max} - T_{min})^{2-a-b} \int_{T_{min}}^{T_{max}} (T - T_{min})^{a-1} \times (T_{min} - T)^{b-1} \frac{dT}{T_{max} - T_{min}} \quad (22)$$

여기서

$$1 > a = \frac{1 - S_{pdf}}{S_{pdf}} \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} > 0,$$

$$1 > b = \frac{1 - S_{pdf}}{S_{pdf}} \frac{T_{max} - T}{T_{max} - T_{min}} > 0$$

T_{max} 와 T_{min} 은 연소장에서 얻을 수 있는 순간 최고 및 최저온도이며, S_{pdf} 는 Peters and Weber⁽¹⁸⁾ 에서와 같이 0.6을 사용한다.

NO 생성에 대한 지배방정식의 생성량인 \bar{S}_{NO} 는 순간 생성률 $d[NO]/dt$ 와 β -pdf로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{S}_{NO} &= \bar{S}_{t-NO} + \bar{S}_{p-NO} \\ &= W_{NO} \int_{T_{min}}^{T_{max} + \Delta T} \left\{ \frac{d[NO]_t}{dt} + \frac{d[NO]_p}{dt} \right\} \\ &\quad \times \beta_{pdf}(T; a, b) \frac{dT}{T_{max} - T_{min}} \\ &\quad + \frac{W_{NO}}{N} \sum_{i=2}^N \left\{ \frac{d[NO]_i}{dt} + \frac{d[NO]_p}{dt} \right\} \\ &\quad \times (T_{mi}) \beta_{pdf}(T_{mi}; a, b) \\ &\quad + \frac{W_{NO}}{N} \int_{T_{max} - \Delta T}^{T_{max}} \left\{ \frac{d[NO]_i}{dt} + \frac{d[NO]_p}{dt} \right\} \end{aligned}$$

$$\times \beta_{\text{fuel}}(T, a, b) \frac{dT}{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}} \quad (23)$$

여기서

$$T_{mi} = T_{mi} + \frac{2i-1}{2} \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}}{N} \text{ 이다.}$$

3.5 경계조건

3.5.1 온도

단열벽면에서 대류에 의한 열유속과 복사에 의한 열유속은 평형을 이루어야하므로 에너지방정식에 대하여 다음과 같이 구할 수 있다.⁽²¹⁾

$$-C_p \left(\frac{\mu_l}{Pr_l} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \Big|_w + q_{r,x} \Big|_w = 0 \quad (24)$$

3.5.2 복사열전달

복사열전달 방정식을 계산하는데 있어서 모든 경계조건은 회체이며 diffuse 하다고 가정하였다. 벽면의 경계조건은 수냉부의 고정온도조건과 세라믹 울도 도포된 단열 조건으로 구분하였다.

수냉부

연소실벽의 수냉부의 온도는 일정하다고 가정하여 다음과 같이 Denison and Webb⁽²²⁾의 조건을 이용하였다.

$$I_{k,w} = \epsilon_w w_k I_B + \frac{1 - \epsilon_w}{\pi} \sum_{\mu^l < 0} I^l \left| \mu^l \right| \Omega^l \quad (25)$$

세라믹 단열재로 도포된 벽면

세라믹 섬유로 도포된 벽면을 단열조건으로 가정하면 다음과 같은 경계조건을 사용할 수 있다.⁽²³⁾

$$I_{k,w} = \frac{1}{\pi} \left(\sum_{\mu^l < 0} I_k^l \left| \mu^l \right| w^l - w_{g,k} \left(T_w C_p \left(\frac{\mu_l}{Pr_l} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \Big|_w \right) \right) \quad (26)$$

대칭면 $r=0$ 에서 $\left| \mu^l \right| = \left| \mu^r \right|$ 이고 $\xi^l = -\xi^r$ 일 때

$$I_{k,w}^l = I_{k,w}^r \quad (27)$$

4. 결과 및 토의

4.1 반응률

Fig. 3의 (a)와 (b)에는 Fuel로 사용된 LPG와 CO의 반응률을 예상한 결과를 나타내었다. 일반

적인 일단 연소기에서 볼 수 없는 반응물에 대한 등가선의 굴곡이 주 연소영역의 선단부에서 발생함을 알 수 있다. 이것은 각단의 공기 공급 속도와 선회강도가 다르기 때문에 당량비가 1인 위치가 일단 연소기와 다르게 나타나는 것으로 판단할 수 있다. 그리고 Fuel의 반응에 비하여 CO의 반응은 비교적 넓은 영역에서 발생함을 알 수 있는데 이것은 Fuel이 CO로 전환된 후 CO₂로 되는 Two-Step 반응식을 이용했기 때문인 것으로 판단된다.

4.2 온도분포

축방향으로 버너 취부 벽면으로부터 x=0.1, 0.5, 1.5 그리고 2.6m의 각 위치에서 반경방향으로 2.5 cm 간격으로 측정된 실험결과, 복사효과를 고려하지 않은 계산결과 그리고 CO₂와 H₂O의 비회체 특성을 고려하여 복사효과에 포함시켜 계산된 온도의 결과를 Fig. 4에 나타내었다.

노즐 선단 부분인 x=0.1 위치에서 중심으로부터 반경방향으로 진행하면 온도가 상승한 후 반경 50mm 지점에서 감소하는 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 이 결과로부터 중심부의 온도가 최고 온도가 되지 않는 것은 그 구역이 연료가 공급되는 부분으로 연소용 공기의 공급이 부족하

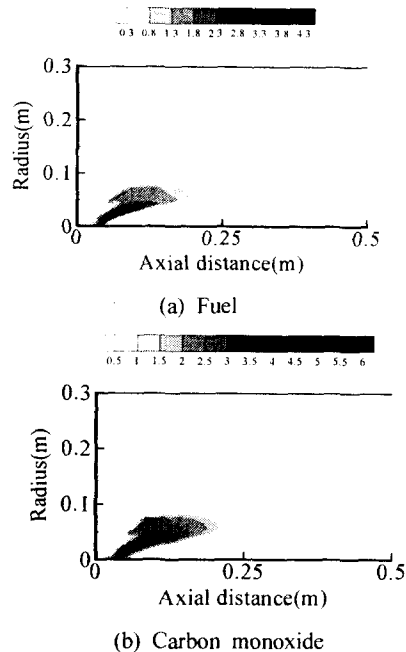


Fig. 3 Reaction rate (kg/m³/sec)

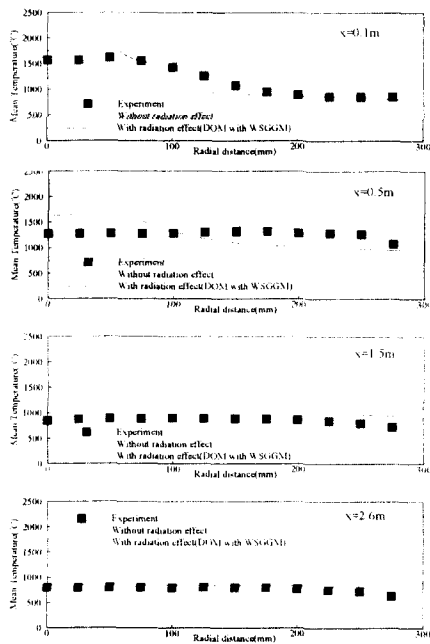


Fig. 4 Radial temperature distribution at various axial locations

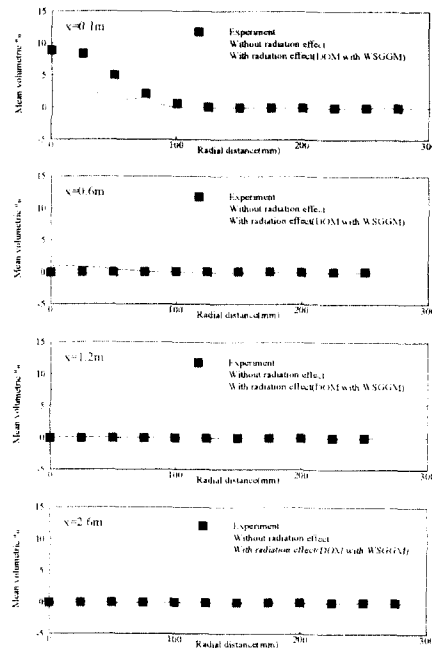


Fig. 5 Radial profiles of CO at various axial locations

여 연료가 과농한 상태로 되기 때문에 활발한 연소반응이 일어나지 않기 때문으로 생각된다.

주 연소영역을 제외하면 복사효과를 포함하지 않은 계산 결과는 복사를 포함한 것에 비하여 전반적으로 높은 온도분포를 보임을 알 수 있는데 이것은 복사효과에 의한 연소실 내부의 열손실 차이에 의한 것으로 생각된다. 그리고 전반적으로 복사효과를 고려한 경우 연소실 온도분포는 실험과 계산에서 비교적 근사한 결과를 나타내고 있다. 그러나 $x=0.5$ m 위치에서 온도분포는 계산과 실험의 오차가 비교적 크게 발생함을 알 수 있다. 이것은 연소실의 수냉부가 5cm 연소실벽에서 돌출 되어 있지만 계산시 고려하지 않았기 때문으로 생각된다. 연소기의 연료용량과 연소실의 열부하가 다르기 때문에 직접적인 비교는 곤란하지만 Wild와 Faltsi-Saravelou⁽²⁴⁾의 일단 연소기의 연구 결과와 본 결과를 비교하여 보면 최고온도가 100℃ 정도 낮음을 알 수 있다. 따라서 다단 연소는 NO의 발생에 많은 영향을 주는 연소영역의 온도를 낮출 수 있을 것으로 판단된다.

4.3 화학종

Fig. 5와 Fig. 6에 CO, O₂의 조성에 대하여 $x=0.1, 0.6, 1.2, 2.6$ m의 위치에서 반경방향으로 2.5 cm 간격으로 측정된 실험결과와 계산 결과를 나타내었다.

Fig. 5의 실험 결과 노즐 선단 부분인 $x=0.1$ m 부근에서 중심부에서 CO의 농도가 높은 구역이 발생되는 것을 알 수 있는데 이 부분은 연료가 공급되는 부분으로 외부로부터의 공기 공급이 부족하여 연료가 과농한 상태로 되기 때문으로 판단된다.

Fig. 5의 결과로부터 노즐 선단 부분인 $x=0.1$ 위치의 주 연소영역을 제외하면 CO는 계산과 실험은 비교적 근사한 결과를 보이고 있다. 노즐 선단부에서 CO의 산화반응이 실험보다 크게 계산되어 실험결과와 차이가 발생하였는데 본 계산에서 이용한 난류모델인 $k-\epsilon$ 은 등방성을 가정한 모델이나 본 연구에서 수행한 실험은 강한 비등방성을 가지므로 난류 모델의 한계로 판단된다.

Fig. 6의 결과에서 보면 O₂의 경우 $x=0.1$ 위치에서 30mm 지점부터 O₂의 농도가 급격히 상승하는 것을 알 수 있는데 연료 주위의 연소용

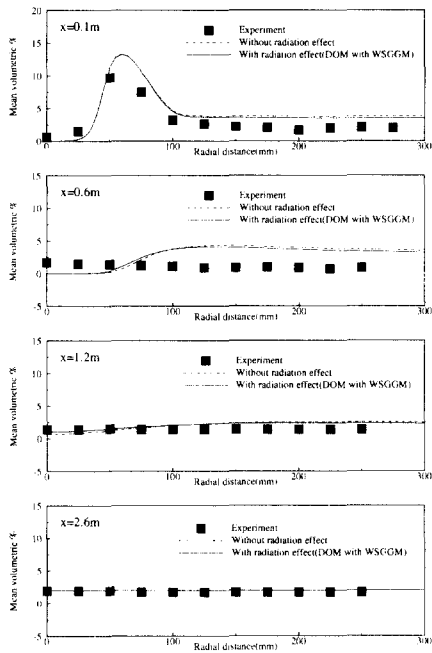


Fig. 6 Radial profiles of O₂ at various axial locations

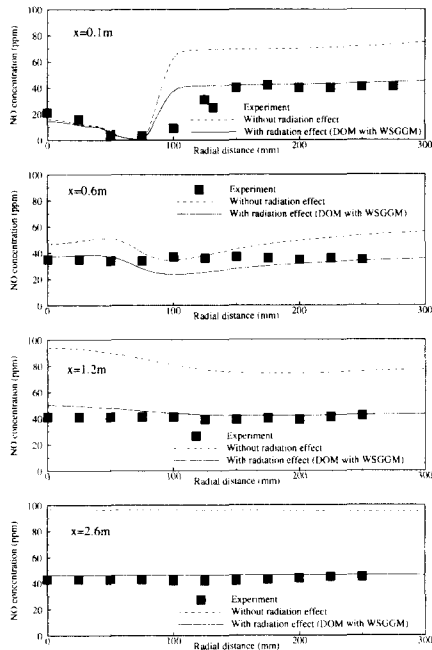


Fig. 7 Radial profiles of NO at various axial locations

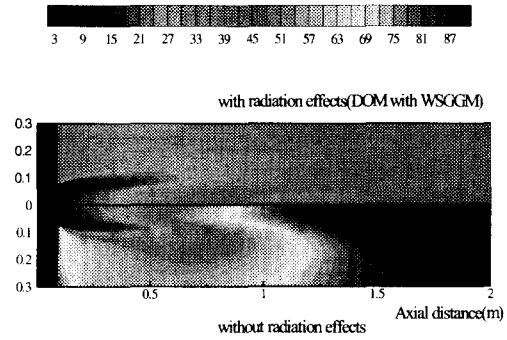


Fig. 8 Predicted isolines of NO concentrations, ppm

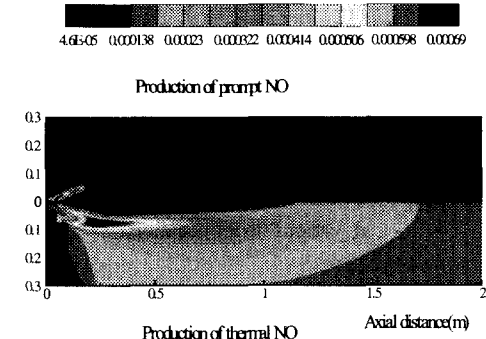


Fig. 9 Production of thermal and prompt NO, kg/m³/sec.

공기의 공급에 의한 것으로 판단되며 이후 O₂는 연소에 의하여 농도가 감소하게 되며 100mm 위치에서 O₂의 농도가 수렴하게 된다. x=0.6m의 위치에서의 계산과 실험결과의 차이는 앞에서 언급한 것과 같이 돌출된 수냉관에 의한 것으로 생각된다.

복사효과에 의한 연소실 내부 온도 변화는 CO, O₂의 조성에는 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. CO와 O₂의 양은 거시적으로 에너지와는 독립적인 값으로 공급된 연료와 공기의 양에 의하여 결정된다. 따라서, 질량이 복사 효과에 의하여 변한다면 기본적인 자연 법칙을 어기는 것이 되므로 변하지 않는 것이 정상적인 것으로 판단된다.

4.4 NO

Fig. 7에 NO에 대한 실험과 계산된 결과를 나타내었다. $x=0.1m$ 위치에서 NO가 급격히 상승하는 구역이 나타나는 것을 알 수 있는데 이 부분의 온도분포와 CO, O₂ 조성 결과를 비교하여 보면 연소반응이 활발히 일어나는 주 연소 영역 외부의 인접한 지역임을 알 수 있다. 따라서 NO의 발생은 주로 주 연소영역에 인접한 면에서 발생함을 알 수 있다. 그리고 $x=0.1m$ 위치의 중심에서 측정되는 NO는 재순환된 연소가스가 NO를 포함하고 있기 때문으로 생각되며 외부로 갈수록 감소하는 이유는 연소용 공기에 의하여 희석되거나 NO의 환원에 의한 것으로 판단할 수 있다.

복사효과에 의한 NO조성의 영향은 Fig. 7에 나타난 것과 같이 배출구부에서는 100% 이상 차이가 발생함을 알 수 있다. NO의 발생은 같이 온도와 가스조성에 영향을 받지만 가스 조성의 경우 Fig. 5, Fig. 6의 결과에서 언급한 것과 같이 복사 효과에 그다지 영향을 받지 않으므로 복사효과에 의한 NO 농도의 변화는 주로 연소실 내부온도분포의 변화에 의한 것으로 생각된다. 즉 복사효과를 무시한 경우 온도분포가 높게 되며 이에 따라 NO의 농도가 높게 계산됨을 알 수 있다.

Fig. 8은 NO의 발생에 대한 복사효과를 알아보기 위하여 연소실 내부의 NO 분포를 계산한 결과를 나타내었다. 복사를 고려하는 경우 후류로 갈수록 NO의 조성이 수렴하는 것으로 보면 NO 발생이 감소되는 것을 알 수 있지만 복사를 고려하지 않는 경우 NO의 발생은 후류로 갈수록 계속 증가함을 알 수 있다. 이것은 위에서 언급하였듯이 복사효과에 의한 열손실로 온도가 저하되는 것과, 이에 따라 Thermal NO의 발생량이 실제 현상과 유사하도록 효과적으로 모사되었기 때문으로 생각된다.

Fig. 9에는 계산된 Thermal NO와 Prompt NO의 발생량에 대한 결과를 나타내고 있다.

Thermal NO의 경우 Prompt NO에 비하여 연소실 전체에서 NO가 발생됨을 알 수 있으며 Prompt NO의 경우 발생량이 Thermal NO에 비하여 많지만 화염대에서만 존재함을 알 수 있다. 따라서 Fig. 7의 노즐 선단에서의 NO 조성의 급격한 증가는 Prompt NO에 의한 것으로 판단된다.

5. 결론

0.2 MW용량의 실험용 LPG를 연료로 하는 동축 다단 공기 연소기에 대한 실험과 계산을 수행하여 NO 발생 특성에 대한 정량적인 이해를 향상시키고자 하였다. 저NOx 연소기에 대한 설계 및 운영조건을 확립하기 위해서는 여러 가지 조건에 대한 계산 및 실험이 필요하지만 현 단계에서의 연구 목표는 프로그램의 검증에 중점을 두고 향후 연구 방향 설정을 위한 것으로 이에 대한 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 계산 및 실험을 통하여 구한 연소실 내부의 온도값이 결과와 잘 일치되는 것으로 볼 때, 기체의 비회체 특성을 간단한 방법으로 모사하여 계산 시간을 많이 요구하지 아니하는 회체가스가 중합산법이 연소기 내부의 복사효과의 해석에 효과적인 도구라고 판단할 수 있다.

(2) NO의 생성은 연소실 내부의 국부적인 조건들에 의하여 민감하게 영향을 받기 때문에, 이러한 조건들을 고려하고 있는 회체가스가 중합산법의 도입을 통하여 NO 발생량의 정량적 예측을 시도하고자 한 노력은 성공적이라고 판단할 수 있다.

(3) CO, O₂의 조성은 전반적으로 모든 연소장에서 비교적 실험 결과와 일치함을 알 수 있으며, 재순환 및 반응 영역에서의 불일치를 해결하기 위해서는 보완 실험 및 계산을 통하여 적절한 반응상수의 도출이 필요하다.

(4) 다단 연소기술이 Thermal NO의 발생을 억제하는 기술임은 이미 알려져 있는 내용이지만 운전 조건에 따라 Prompt NO의 발생을 증가시킬 수도 있는 기술로 알려져 있다. 이러한 현상을 정량적으로 예측하여 NO 발생량 감소를 위한 운전 조건의 도출을 보다 용이하게 할 수 있는 토대가 마련되었다.

참고문헌

- (1) Fenimore, C. P., 1979 "Studies of Fuel-Nitrogen in Rich Flame Gases," *Seventeenth Symp. (Int.) Comb., /The combustion Institute, Pittsburgh, pp 661~669.*
- (2) Smart, J. P. and Webber, R., 1989 "Reduction of NOx and Optimisation of Burnout with an

- Aerodynamically Air-Staged Burner and an Air-Staged Precombustor Burner," *Institute of Energy December*, pp. 237-245.
- (3) Takashi, T. and Shigeru, S., 1996 "The Effect of Fuel-Air Mixing on NO_x Formation in Non-Premixed Swirl Burners," *Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute*, 2733~2739.
- (4) Toqan, M.A., Beer, J. M., Jansohn, P., Sun, N., Testa, A., and Teare, J. D. 1992 "Low NO_x Emission from Radially Stratified Natural Gas-Air Turbulent Diffusion Flames," *Twenty-Fourth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute*, pp. 1391~1397.
- (5) Shihadeh, A. L., Toqan, M. A., Beer, J. M., Lewis, P. F., Teare, J. D., Jimenez, J. L., and Barta N. 1994 "Low NO_x Emission from Aerodynamically Staged Oil-Air Turbulent Diffusion Flames," *ASME J. Combustion Modeling, Scaling and Air Toxins, Fact-Vol. 18*, pp. 195~200.
- (6) Hampartsoumian, E., Nimmo, W., Pourkashanian, M. and Williams, A., 1996 "The Prediction of NO_x Emission from Spray Combustion," *Combust. Sci. Tech.*, Vol. 93, pp. 153~172.
- (7) Hottel, H. C., and Sarofim, A. F., 1967 *Radiative Transfer*, Mc-Graw Hill, Inc.
- (8) Choi, C. E., and Baek, S. W., 1996 "Numerical Analysis of a Spray Combustion with Nongray Radiation Using Weighted Sum Gray Gases Model," *Combust. Sci. Tech.*, Vol. 115, pp. 297~315.
- (9) Liou, T. M., Lien, W. Y., and Hwang, P. W., 1994 "Large-Eddy Simulations of Turbulent Reacting Flows in a Chamber with Gaseous Ethylene Injecting through the Porous Wall," *Combust. Flame*, 99, pp. 591~600.
- (10) Yu, M. J. and Baek, S.W., 1999 "Modeling of a Pulvulized Coal Combustion with Non-Gray Gas Radiation Effects," *Proceeding of 17th International Colloquium on the Dynamics of Explosions and Reactive Systems*, Heidelberg, Germany.
- (11) Missaghi, M., Pourkashanian, M., Williams, A., and Yap, L., 1991 "The Predictions of NO Emissions from an Industrial Burner," *Second European Conference on Industrial Furnaces and Boilers*, Lisbon.
- (12) Beretta, A. and Mancini, N., 1996 "The Influence of the Temperature Fluctuations Variance on NO Predictions for Gas Flames," *Combust. Sci. Tech.*, Vol. 121, pp. 193~216.
- (13) 안국영 1994 "A Study on the ignition and Combustion of Coal-Water Slury Droplet," 한국과학기술원 박사학위논문.
- (14) Gosman, A. D., and Ideriah, F. J. K., 1976 *TEACH-T : A General Computer Program for Two-Dimensional, Turbulent Recirculating Flow*, Imperial College, London, U. K.
- (15) Chase, M., Jr., Davies, C.A., Downey, J. R. Jr., Frurip, D. J., Mcdonard, R. A., and Syverd, A. N., 1985 *JANAF Thermochemical Tables*, third edition, American Chemical Society and American Institute of Physics.
- (16) Versteeg, H. K., and Malalasekera, W., 1995 *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Longman Scientific & Technical.
- (17) Smith, T. F., Shen, Z. F., and Friedman, J. N., 1982 "Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model," *ASME J. Heat Transfer*, 104, pp. 602~608.
- (18) Peters, A. A. F., and Weber, R. 1995 "Mathematical Modeling of 2.25MW Swirling Natural Gas Flame. Part 1: Eddy Break-up Concept for Turbulent Combustion; Probability Function Approach for Nitric Oxide Formation," *Combust. Sci. Tech.*, **110-111**, pp. 67~101.
- (19) Miller, J. A., and Bowman, C. T., 1989 "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*, 10, pp. 287~338.
- (20) De Soete, G. G., 1975 Overall Reaction Rates of NO and N₂ Formation from Fuel Nitrogen," *Fifteenth Symposium (International) on Combustion. The combustion Institute*, pp. 1093~1102.
- (21) Choi, C. E., and Baek, S. W., 1996 "Numerical Analysis of a Spray Combustion with Nongray Radiation Using Weighted Sum Gray

- Gases Model," *Combust. Sci. Tech.*, 115, pp. 297~315.
- (22) Denison, M. K., and Webb, B. W., 1993 "A Spectral Line-Based Weighted-Sum-of Gray Gases Model for Arbitrary RTE Solvers," *ASME J. Heat Transfer*, 115, pp. 1004~1012.
- (23) 유명중, 2000 "열복사를 고려한 미분탄의 연소 및 NOx 배출현상에 관한 연구," 한국과학기술원 박사학위논문.
- (24) Wild, P. N., and Faltsi-saravelou, O., 1995 "Mathematical Modelling of a 2.25 MW Swirling Natural Gas Flame, Part 2: Conserved Scalar Approach for Turbulent Combustion," *Combust. Sci. Tech.*, 110-111, pp. 103~121.