

연소기에서의 다단 저 NO_x 버너의 수치 및 실험적 연구

최윤기[†] · 강경태^{**} · 김용모^{*}

Numerical & Experimental Study For Burner of Low NO_x Formation of Multi-Stage In a Combustor

Yun-ki choi[†], Kyung-tae kang^{**}, Yong-mo kim^{*}

ABSTRACT

Air pollution included Nitric Oxide(NO_x) from heating boilers is increased by pursuing better life. Development of low NO_x emission boiler is strongly needed. However commercial burner for heating boiler is also asked to be thermal efficient and low-cost manufacturable in addition to low NO_x emission. Small space for combustor including burner is usually allowed. In this study, parametric study of compact low NO_x burner for heating boiler was done using numerical analysis and experiments. Commercial computational fluid dynamic(CFD) program named CFX 5-6 was used for numerical analysis of low NO_x burner using turbulent diffusion flame. Comparison of outlet NO and outlet temperature under various equivalence ratio and fuel flow rate was performed between experiment and numerical analysis.

Key Words : Low NO_x burner, heating boiler, turbulent diffusion flame, eddy dissipation

기 호 설 명

ρ	Fluid density	ϵ	Turbulence dissipation rate
μ_{eff}	Effective viscosity	S_X	The X formation rate of species X
μ_T	Turbulent viscosity	E_a	Activation energy
B	Body force	W_{NO}	Denotes the molecular mass of NO.
k	Kinetic energy	U	Universal gas constant
		ϕ	Equivalence ratio

1. 서 론

산업이 급속히 성장함에 따른 에너지 소비의 증가에 따라 각종 연소기기에 따른 대기 오염이 심각한 상태이다. 국제적으로도 각종 환경 규제 기준이 강화되고 있는 실정이다. 연소가스 중에는 유해물질에는 미연탄화수소, 일산화탄소, SO_x,

NO_x 등이 있다. 특히 고온의 산화 과정을 통해 생성되는 NO_x는 호흡기 질환, 산성비, 오존층, 지구 온난화 등 인체와 환경에 폐해를 일으키는 주요 유해물질 중 하나이다. 오늘날의 환경문제는 주로 인간의 생산 및 소비활동에 의해 배출되는 오염 물질들에 의해 발생되어 왔으며, 그 피해와 영향이 오염물질이 당사 국내에 머물지 않고, 국경을 넘어 지구 규모로 확대되어지고 있다.

최근 이러한 공해 문제 등을 해소하기 위하여 여러 분야에서 연구가 수행되어지고 있다. 우리나라의 경우 현재 가정용 및 산업용 보일러의 경우 NO_x의 규제치가 없으나 2005년을 기준으로 대기가스 배출 허용 규정치가 낮아짐으로서

* 한양대학교 기계공학과 대학원

** 한국생산기술연구원

† 최윤기: cyk7653@hanmail.net,

강경태: ktkang@kitech.re.kr

김용모: ymkim@hanyang.ac.kr

NO_x 뿐만 아니라 CO, SO_x 등의 배출가스의 제어 기술이 필요하게 되어졌다. 이러한 제어기술 중 NO_x의 경우는 NO_x의 저감에 대해 많은 연구가 행하여지고 있다.

연소 방식에는 연료 및 공기를 분리해서 공급하는 확산화염, 연료에 소량의 공기를 혼합하여 공급하는 부분 예 혼합 화염, 이론 혼합비 근방의 연료-공기 혼합비를 만들어 공급하는 예 혼합 화염으로 대별 할 수 있다. 각 화염들은 안정성, NO_x 및 Soot 등의 공해 발생 측면에서 서로 다른 특징을 가지고 있다. 근래에는 NO_x 발생특성도 연소 방식의 결정에 매우 중요한 인자로 부각되고 있다.

NO_x의 생성은 유동, 전열, 혼합 등의 물리적 현상과 반응 등의 화학적 현상에 민감하게 반응하기 때문에 본 연구에서는 역화의 위험성이 없고 안정 화염 범위가 넓은 확산화염을 선택하였다. 하지만 확산 화염의 경우 NO_x 발생량이 많은 점을 고려하여 다단 연소를 채택하였다.

NO_x 저감 기술을 살펴보면 공연비, 체류시간, 연소온도 등 연소조건과 재 연소, 다단계 연소 등 연소방법 및 버너 설계의 개선 등으로 나눌 수 있다. 본 연구에서 부분적으로 적용한 NO_x 저감 기술인 다단계 연소의 경우 Farmayan[1]은 액체 연료를 사용해 공기의 단계적 공급에 의한 연소 방식을 적용하여 heterogenous 연소상태에서의 NO_x 저감을 위한 다단 연소 효과를 제시하였으며, Javier[2]등은 연료의 단계적 공급에 의한 연소방식을 적용해 Semi-industrial scale의 연소기와 prototype 연소기의 연소 특성에 관한 비교 분석을 통해 NO_x 배출량 감소를 위한 최적의 운전 조건을 제시하였다. 국내에서 단순한 형상의 산업용 보일러용 저 NO_x 버너의 전산해석 연구는 많았으나, 복잡한 형상의 연소기 전체를 해석하는 연구는 아직까지는 외국에서와는 활발하지 않은 실정이다. 일부의 연구에서 다차원 유동효과가 NO_x 생성에 영향을 미침을 지적하면서 실용 연소장의 NO_x 생성특성을 규명하기 위해서는 다차원 화염을 대상으로 한 연구의 필요성을 지적하기도 하였다[3].

본 연구에서 실제 개발 중인 산업용 관류 보일러연소기에 접목시킬 복잡한 형상의 버너를 대상으로 하여 수치해석과 실험을 수행하였다. 연구의 목적은 당량비 변화에 따른 연료 유량과 공기 유량 변화 시 생성되는 NO_x값과 온도장 등을 분석하고, 수치해석 값과 실험값의 비교를 통해 해석에 사용된 상용프로그램의 모델이 실험과 같은 경향의 결과를 나타내는가에 대해서 알고자 하였다. 수치 해석에는 ANSYS사에 의해서 개발된 상용 프로그램인 CFX-5.6를 사용하였다.

2. 지배방정식

본 연구에서 사용된 저 NO 버너의 유동장, 온도장, 및 각 화학종의 발생량을 예측하기 위하여 기체 상에서의 연속방정식, 운동량 방정식을 기초로 운동량의 전달과 물질 확산을 고려하였다.

2.1 Turbulent & Combustion model

2.1.1 Turbulent model

본 연구에서 Turbulent model은 k-ε model을 이용하여 해석을 하였다. k-ε model은 제한된 적용성에도 불구하고 와점성 모델의 대표격이며, 모델 자체가 단순하면서도 예측성능이 뛰어나고, 또한 경제성 및 수치 안정성 면에서 우수하기 때문에 현재 공학적인 난류 유동장에서 많이 사용되어지고 있다.[4] k-ε model은 다음의 두 개의 방정식을 포함하고 있다.

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) - \nabla \cdot (\mu_{eff} \nabla U) = \\ - \nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{eff} (\nabla U)^T) + B \end{aligned} \quad (2)$$

B=the sum of body force

p'=the modified pressure

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k \quad (3)$$

μ_{eff} =the effective viscosity accounting of turbulence

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_T \quad (4)$$

μ_T =turbulence viscosity

$$\mu_T = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

C_μ =a constant

k는 turbulence kinetic energy 이고, 속도에서 다양한 변화로 정의되어진다. k의 차원은 $L^2 T^{-2}$ 이고 단위는 $e.g.m^2/s^2$ 이며, ε는 난류 eddy dissipation이고, 차원은 $L^2 T^{-3}$, 단위는 $e.g.m^2/s^3$. k-ε모델에서 난류 점성은 난류 운동 에너지와 반응을 매개로 한 소산으로 연결되어지는 것으로 가정되어진다. k와 ε의 값은 난류 운동 에너지와 난류 소산 값에 대해 미분 이동 방정식들로부터 직접적으로 가져올 수 있다. 난류 운동 에너지 k와 난류 소산 값 ε에 대한 이동 방정식은

다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \times \nabla k \right] + P_k - \rho \epsilon \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \epsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \times \nabla \epsilon \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon 1} P_k - C_{\epsilon 2} \rho \epsilon) \quad (8)$$

$C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, \sigma_k, \sigma_\epsilon = \text{constant}$.

P_k = the turbulence production due to viscosity and buoyancy force

$$P_k = \mu_T \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3 \mu_T \nabla \cdot U + \rho k) + P_{kb} \quad (9)$$

2.1.2 Combustion model

Combustion model의 이송 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho Y_I)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j Y_I)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \times \left(\Gamma_{I, \dots} \frac{\partial Y_I}{\partial x_j} \right) + S_I \quad (10)$$

본 연구에는 난류연소모델로 Magnussen[5]이 제안한 eddy dissipation model을 사용하였는데, 본 모델은 화학 반응이 유동의 이송 과정에서 곧바로 관련된다는 개념 아래 기초로 했다. 반응물이 분자 단계에서 혼합될 때 반응물들은 곧바로 생성물들로 형성된다. 이 모델은 반응값이 혼합 반응물이 분자 단계 일 때 필요로 하는 시간에 직접적으로 관련되어질 수 있다고 가정된다. 난류 유동들에서 이 혼합 시간은 eddy들의 속성에 의하여 지배되어지고 그러므로 그 값은 난류 운동에너지 k 와 소실 ϵ 에 의하여 혼합시간에 비례하여 정의되어 진다.

$$\text{rate} \propto \frac{\epsilon}{k} \quad (11)$$

지배 반응의 개념은 많은 산업용 연소 문제에 적용되어 질 수 있다. 여기서 반응값은 혼합 반응값과 곧바로 비교 될 수 있다.

Eddy Dissipation model에서 기초 반응 k 의 진행의 값은 다음 두 개의 표현의 가장 작은 값에 의해서 결정되어진다.

Reactants Limiter

$$R_k = A \frac{\epsilon}{k} \min \left(\frac{[I]}{\nu_{kl}} \right) \quad (12)$$

$[I]$ = the molar concentration of component I and

I only includes the reactant components.

Products Limiter

$$R_k = AB \frac{\epsilon}{k} \left(\frac{\sum_P [I] W_I}{\sum_P \nu''_{kl} W_I} \right) \quad (13)$$

P = loops over all product components in the elementary reaction k .

In case of multistep: $A=4.0, B=-1$

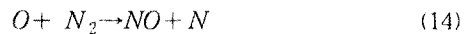
2.2 NO model

많은 NO 저감 기술들의 기초가 되는 개념들은 다양한 질소 산화물들의 생성에 관한 반응 mechanism에 대한 이해로부터 비롯된다. NO는 Fuel NO, thermal NO, Prompt NO, NO Reburn의 4개 mechanism으로 통해서 만들어졌다[6].

NO는 연소 과정 중 발생하는 NOx의 대부분을 차지하며, Thermal NO mechanism과 Prompt NO mechanism에 의한 공기 중 질소의 산화와 Fuel NO mechanism에 의한 연료 중 질소를 함유한 유기 화합물의 산화에 의해 생성된다.

2.2.1 Thermal NO mechanism

공기 중에 질소의 직접적인 산화에 의한 NOx 생성은 다음과 같은 기체 상 화학 반응 경로로 구성되어 진다. Thermal Mechanism은 온도가 1800K 보다 높은 온도일 때 가스 화염에서 NOx의 주요한 근원이다. NO는 O와 N종의 자유 활성기의 조합으로부터 형성되고, 높은 온도에서 다양으로 있다



식 (14), (15)에 다음 반응을 추가하면 확장 Zeldovich 반응 Mechanism이 된다.



3개의 반응의 각각의 값은 다음과 같이 묘사되어 표현된다.

$$k_1 = (1.8 \cdot 10^{11}) \exp \left(- \frac{38370}{T} \right) \quad (17)$$

$$k_2 = (6.4 \cdot 10^9) \exp \left(- \frac{3162}{T} \right) \quad (18)$$

$$k_3 = 3.0 \cdot 10^{13} \quad (19)$$

첫 번째 step은 한정적인 값을 가지는 경향을 가지며, NO와 N의 활성기 종들 모두가 생긴다.

N 활성기는 반응(15)의 Zeldovich mechanism[7]와 반응 (16) 확장된 Zeldovich mechanism에 의

해서 산화되어지는 것으로 가정되어졌다. 다른 방법으로, 이 두 번째 산화 반응들은 만일 반응(14)이 일어날 경우

$$S_{NO, thermal} = W_{NO} k_{thermal} [O][N_2] \quad (20)$$

$$k_{thermal} = 2k_1 \quad (21)$$

W_{NO} =denotes the molecular mass of NO.

만일 O 활성기와 NO 활성기의 [O]와[N2] 몰농도를 알면, Thermal NO mechanism은 계산되어질 수 있다.

$$\frac{1}{2} O_2 \rightleftharpoons O \quad (22)$$

$$[O] = 12567 [kmol^{1/2} m^{-3/2} K^{1/2}] \cdot T^{-1/2} \times \exp(-31096K/T) [O_2]^{1/2} \quad (23)$$

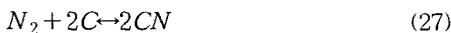
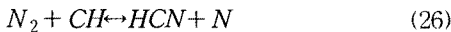
$$S_{NO, thermal, O_2} = W_{NO} k_{thermal} [O]^{1/2} [N_2] \quad (24)$$

$$k_{thermal, O_2} = 4.52414 \cdot 10^{15} [kmol^{-1/2} m^{3/2} K^{1/2} s^{-1}] \cdot T^{-1/2} \exp(69466K/T) \quad (25)$$

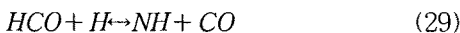
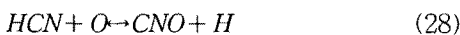
위 식에서 보는 바와 같이 NO 생성물은 화염 온도와 O_2 의 농도에 의존하며, 특히 21K 정도의 화염온도 상승 시 생성물은 2배정도 증가하게 되므로 화염온도의 변화에 매우 민감하다.

2.2.2 Prompt NO mechanism

평형 산소비를 이용하여 화염 영역에서 측정된 NO가 Zeldovich 반응 기구이다. 온도가 1800K보다 낮을 때 나타나며, 탄화수소 화염에서 NO 몰농도가 Zeldovich mechanism에서 너무 높은 값을 가지는 경향이 있다. 화염 면 영역에서 간단한 평형 상태의 Thermal NO 생성률보다 훨씬 빠른 속도로 생성되기 때문에 prompt NO라 정의하고 그 반응식은 다음과 같다.



위 반응은 prompt NO mechanism에 주요한 반응 속도는 제한된다. 당량비가 1.2보다 작을 때 NO로 생성되는 시안화수소(HCN)의 변환은 다음의 연쇄 과정을 따른다.



서만 생성되고 온도, 연료의 종류, 당량비 등에 대한 의존성이 비교적 낮으나 연료가 풍부한 조건에서 발생하는 것으로 알려져 있다.

$$S_{NO, prompt} = W_{NO} k_{prompt} [O_2]^{1/2} [N_2] [Fuel] \left(\frac{W}{\rho} \right)^{3/2} \quad (32)$$

W_{NO} =denote molar mass of NO and the mean molar mass of the mixture

$$k_{prompt} = A_{prompt} \exp(-T_{A, prompt} / T) \quad (33)$$

$$A_{prompt} = 6.4 \cdot 10^{6[1/s]}, T_{A, prompt} = 36510 [K] \quad (34)$$

3. 실험 및 수치해석

3.1 실험 방법 수치적 대상

본 연구에서 실험 및 수치적 해석의 대상이 되는 버너와 연소기의 형상은 실제 버너와 연소기의 형상과 크기를 사용하였다. 실험 및 해석에 사용된 연소기의 형상은 Fig. 1과 Table 1에 도시하였다.

버너의 용량은 300,000kcal/hr~650,000kcal/hr급이었고, 연소기는 화염 형상과 화염온도 및 배기 가스 성분의 측정이 용이하도록 설계하되 출구의 화염 온도를 낮추며 보일러의 연소실과 동일한 구조로 보일러의 적용할 수 있는 형태로 만들었

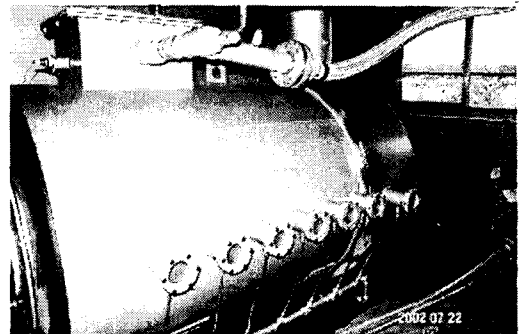
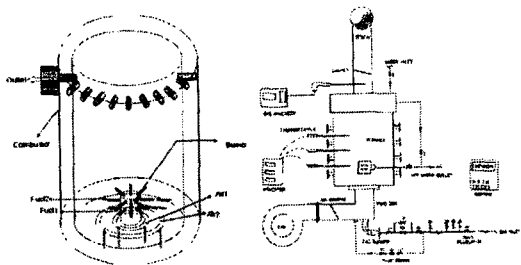


Fig. 1 Combustor

경험적으로 Prompt NO는 탄화 수소계 연료에

Table 1 Experiment & Analysis Condition

구 분	길이(mm)	직경(mm)	면적(m ²)
버너	85	60	-
연료 노즐 1단	44	6	2.82E-5
연료 노즐 2단	55	9	6.36E-5
연소기	1650	900	-
공기 1단	-	-	0.000653m ²
공기 2단	-	-	0.004102m ²

Table 2 Analysis of Burner

전체 연료 공급량	연료노즐 1단 (m/s)	연료노즐 2단 (m/s)
12m ³ /hr	6.48	4.57
15m ³ /hr	7.94	5.68
18m ³ /hr	9.43	6.51
21m ³ /hr	10.9	7.90
24m ³ /hr	12.3	9.00

다. 연소기는 연소실, 버너, 공기공급장치, 수냉용 급수 장치, 연소 이행 컨트롤러, 배기가스 출구 (Stack), 연소 가스 분석기 등으로 구성하였다. 또한 오랫동안 실험을 할 경우 배기가스의 온도 상승으로 인한 연소실의 과열로 인해 시험이 불가능 할 것으로 판단, 연소실 밖으로 수냉 공간을 만들었다. 오리피스와 인버터를 이용하여 공기를 제어하였고, 연료 유량의 제어는 연료 소비량을 측정하기 위한 가스미터기, 2차 정압기, 1·2차 가스량 조절 밸브, 오리피스 등을 이용해 제어하였다. 출구에서 배출 가스를 측정하기 위한 가스 분석기는 testo - 350M/XL을 이용하였다. 실험에 사용한 연료는 상용 LP를 사용했으며, 연료와 공기 모두 2단으로 투입하였다. 버너의 연료 노즐 1, 2단은 각각 8개의 노즐로 구성되어 있었다.

수치적 설계는 원통형 연소기를 지면에 대해 수직인 정상 모델을 3차원으로 해석하였고, 화염은 C₃H₈-공기 난류 확산 화염을 계산 대상으로 하였다. 본 연구에서 복사 모델은 PI 모델로서 특정조건에서는 NO 예측치를 합리적으로 예측이 가능하나 본 실험 및 수치적 해석이 되는 당량비와 연료 유량 변화에 경우에는 실험상의 경향을 잘 예측하지 못하고 복사를 고려하지 않는 경우보다 실험값과 먼 경향을 나타나는 것을 확인하고 복사 효과를 고려하지 않았다.

NO는 속도장, 체류시간, O₂의 농도, 화염의 온도와 밀접한 관계를 가진다. 본 연구에서는 당량비 변화에 따른 stack에서의 온도, 출구 NO 량의 변화를 실험값과 수치 해석 값을 비교하였다. 출구 부분의 NO의 양을 비교하기 위해 실험과

수치해석 모두 출구 부분의 O₂의 배출농도는 3%로 고정시켰다.

수치 해석에서 필요한 버너부의 연료 투입 속도와 공기 투입부에서의 공기 유속은 버너 공급부와 공기 공급부(wind box)를 각각 모델링하여 계산한 table 2와 같은 결과를 본 계산에 대입하였다.

4. 실험 및 수치해석 결과 비교

Fig. 2 와 Fig. 3은 본 연구에 사용한 수치 계산 결과의 타당성을 검토하기 위해 당량비를 0.85로 고정한 후 연료 유량 변화에 대한 실험값과 수치 해석값을 비교한 그래프이다. 연료 유량을 12m³/hr~24m³/hr까지 3m³/hr 증가시키면서

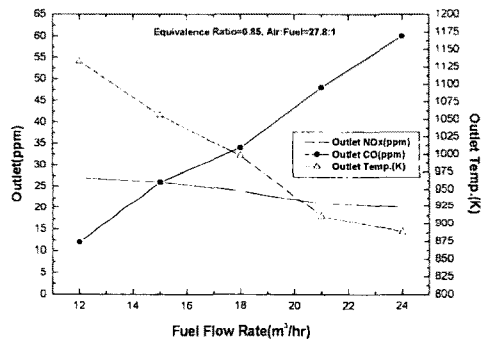


Fig. 2 Outlet data of experiment for change of fuel flow rate at equivalence ratio=0.85

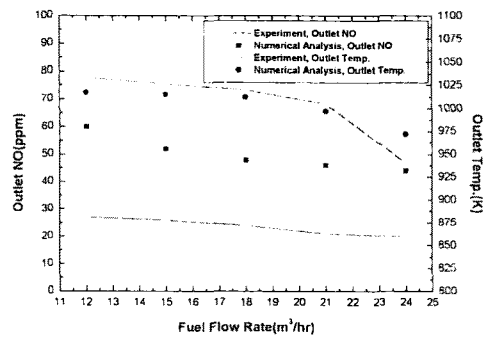


Fig. 3 Outlet NO of experiment & numerical analysis for change of fuel flow rate at equivalence ratio=0.85

실험을 하였다. 실험의 결과 연료 유량이 증가함에 따른 공연비에 의해 산소의 양이 증가하였다. 산소의 양의 증가와 연소실내의 체류시간의 감소로 인해 연료 유량이 증가 시 배기 가스 출구 부에서의 NO값이 감소하였다. 또한 보일러에 적용시키기 위한 출구 온도를 낮춤으로써 NO값이 작게 산출되는 것을 볼 수 있었다. 하지만 출구 부분의 CO의 경우 NO와의 반비례적으로 연료 유량이 증가함으로써 증가하는 것을 볼 수 있었다. 수치 해석적으로 접근해 본 결과 버너 형상의 효과로 인해 연소기 내에서 유동의 재 순환 영역이

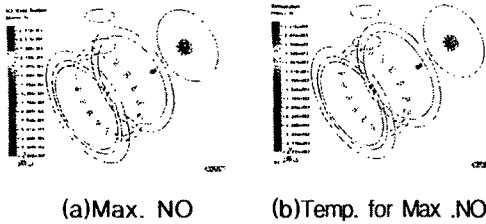


Fig. 4 Max. NO & Temp. of numerical analysis for fuel flow rate=24m³/hr, $\phi=0.85$



(a)Front



(b)Side

Fig. 5 Flame ($\phi=0.85$, fuel flow rate=18m³/hr)

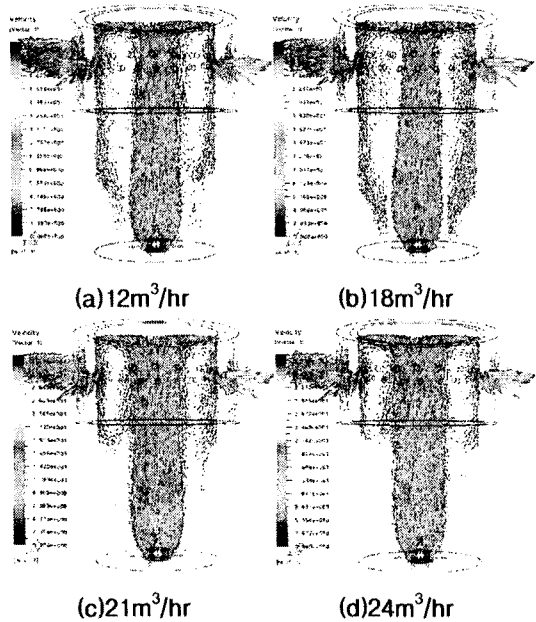


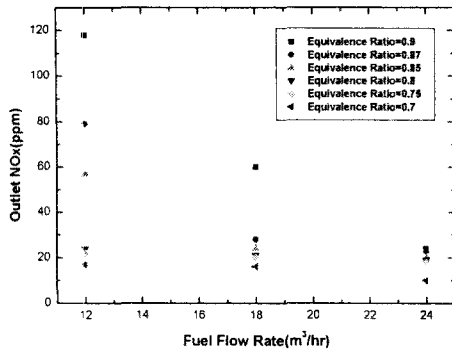
Fig. 6 Vectorline for change of fuel flow rate($\phi=0.85$)

생성되었으며 그로 인해 연소실내에서 배출된 배기가스의 일부분이 다시 재 연소되는 것을 볼 수 있었다. 각 연료유량에 대한 vectorline은 Fig. 6에 도시하였다.NO의 분포는 최대 화염온도에서 최대 NO가 발생하였고, 각 연료 유량에 대한 최대NO는 381ppm~280ppm이었고, 그에 따른 최대 NO에 대한 화염 온도는 2268K~2210K로 측정되었다.

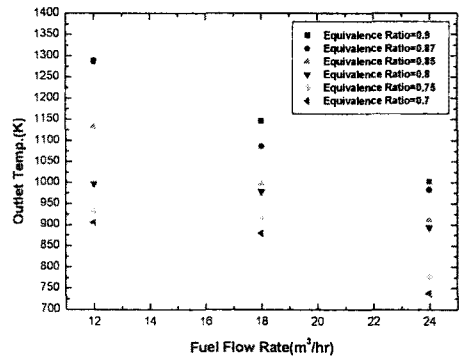
실험값과 수치해석과의 출구 NO값과 온도 값을 비교해 본 결과 실험값이 수치값보다 약간 큰 것을 볼 수 있으나 대체로 연료 유량이 증가함으로써 출구부분의 NO와 온도가 낮아지는 것을 볼 수 있었다. 또한 당량비가 높을수록 NO의 값과 온도 값은 상승하였다. Fig 7~Fig. 10은 당량비와 연료 유량 변화에 따른 출구 NO와 온도에 대해서 실험값과 수치값을 비교하였다.

당량비는 0.7, 0.75, 0.8, 0.85, 0.87, 0.9로 고정하고 그에 대한 연료 유량 12, 18, 24m³/hr에 대하여 배출가스를 측정하였다. NO의 경우 그래프에서 보듯이 수치 해석적 값이 실험값의 수치보다는 약간 낮게 산출되었으나 연료 유량 변화에 따른 각 당량비에 대한 유형은 실험값과 수치값 모두 연료 유량을 기준으로 연료 유량이 증가할 때 NO값이 작아지는 것을 볼 수 있다. 또한 당량비 변화에 대해서는 당량비가 작아질수록 NO값이 작아지는 것을 알 수 있다.

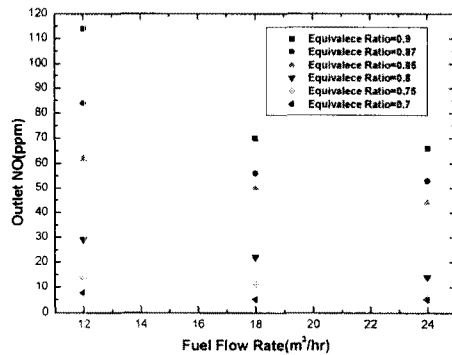
Fig. 7의 (a)와 (b)는 각 당량비에 대한 연료 유량 증가 시 실험값 NO와 수치값 NO를 비교하



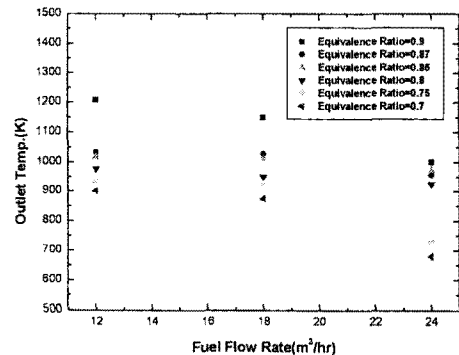
(a)Experiment



(a)Experiment



(b)Numerical Analysis



(b)Numerical Analysis

Fig. 7 Outlet NO of Experiment & Numerical Analysis For Change of Fuel Flow Rate

였다. 실험의 경우 연료 유량이 증가할수록 NO 값은 감소하였고, 당량비가 커질수록 NO 값이 증가하였다. 각 당량비에 대해 연료 유량이 $24\text{m}^3/\text{hr}$ 일 때 가장 낮은 NO값을 가졌다. 위에 결과에서 보았듯이 연료 유량이 증가함으로써 그에 따른 당량비에 의해 공기가 투입되었다. 수치 해석의 경우 당량비가 0.85와 0.9일 때는 NO값이 높은 값에서 형성되었으나 당량비가 작아질수록 실험값과 같은 비슷한 값을 나타내었다. 해석의 경우에도 실험의 경우 같이 각 당량비에서 연료 유량이 증가할 때 NO값이 작아지는 것을 알 수 있었다. 각 당량비와 연료 유량에 대한 NO값의 크기는 실험값과 수치해석값에서 차이는 있으나 당량비가 증가하면서 NO 값이 증가하는 것과 연료 유량이 증가할 때 NO값이 감소하는 것은 실험값과 수치해석값 모두 같은 유형을 나타내었

Fig. 8 Outlet Temp. of Experiment & Analysis For Change of Fuel Flow Rate

다. 아직까지 NO 반응 기구에 대한 모델링이 완전하지 않는 점을 미루어 봤을 때 실험값을 정확히 예측하는 것은 어렵다. 이러한 점을 고려하여 보았을 때 본 수치적 계산 결과는 실험값을 합리적으로 예측하고 있는 것을 알 수 있었다.

Fig. 8은 배출 부분 온도를 통한 실험값과 수치 해석값을 비교한 그래프이다. 연료 유량과 당량비 변화를 통한 결과를 비교하였는데, NO 결과값과 마찬가지로 실험값과 수치해석값의 약간의 차이는 있었다. 하지만, 당량비와 연료 유량 변화에 따른 온도의 변화 추이는 실험값과 수치해석값 모두 같은 유형을 나타내었다. 실험값의 출구 온도의 분포를 보면 $700\text{K} \sim 1300\text{K}$ 사이를 유지하고 있으며, 수치해석값의 경우 $680\text{K} \sim 1250\text{K}$ 의 온도를 유지하였다.

출구 온도의 경우 NO와 마찬가지로 당량비가 작고 연료 유량이 증가함에 따라 낮았다. 온도

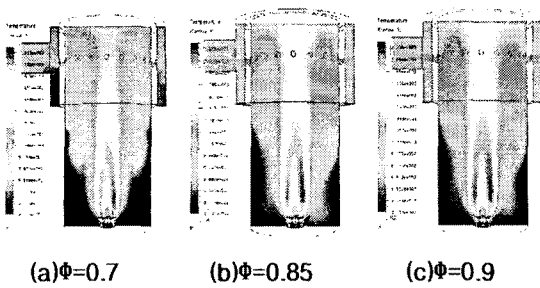


Fig. 9 Contour of temp. for change equivalence ratio at fuel flow rate=24m³/hr

도와 NO의 값 또한 증가하는 것을 볼 수 있었다.

Fig. 9는 연료 유량 24m³/hr 일 때 당량비 변화에 따른 온도장을 나타낸 것이다. 당량비가 클수록 최대 화염대가 연료 노즐을 축으로 길게 뻗어 있으며, 온도가 높은 온도장이 당량비가 클수록 연소기 끝 부분에 넓게 형성되었고, 배출구에서는 연소기 끝 부분에서 형성된 온도장이 배출구에서 측정된 온도에 영향을 미쳤다. 당량비가 작아짐으로써 온도장의 불균일함이 나타났으며, 공기가 투입되는 공기 투입부 부분의 연소실 하류에서는 당량비의 감소에 따라 낮은 온도장을 나타내었고, 온도장이 불균일하였다. 다른 연료 유량의 경우에도 각 당량비에 Fig. 9와 같은 경향을 나타내었다.

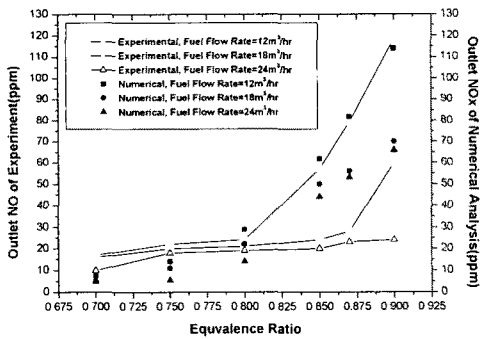


Fig. 10 Outlet NO of Experiment & Analysis For Change of Equivalence Ratio

Fig.10 와 11은 각 연료 유량에 대한 당량비 변화 시 출구 NO와 출구온도를 실험값과 수치 해석값으로 비교한 것이다. 앞에서 언급했던 것과 같이 당량비의 변화 시에 연료 유량이 증가함으로써 출구 NO와 온도가 모두 감소하였다. 출구 NO와 출구 온도가 감소한 이유로는 연소기 형상으로 인한 연소기 내에서의 배기가스 재순환으로 인해 배기가스가 재 연소되는 것을 볼 수 있었고 연료 유량이 증가함으로써 그에 따른 당량비로 인해 그 만큼의 공기가 들어감으로써 연소기 내에서의 체류시간이 짧아졌다. 과잉 O₂의 투입으로 인한 화염온도의 감소가 있었고, 그로 인한 NO값의 저감이 생겼다. 수치해석 결과 당량비와 연료 유량 증가에 따라 당량비가 감소하고 연료 유량이 증가할 시 연소기 내의 Max. NO값은 감소하였고, NO값의 범위는 28ppm~600ppm 사이에 존재하였다. 그에 따른 Max. 온도는 2000K~2300K 사이에 존재하였다. Max. NO와 Max 온도에 대한 결과는 Fig 12, 13, 14에 도시하였다.

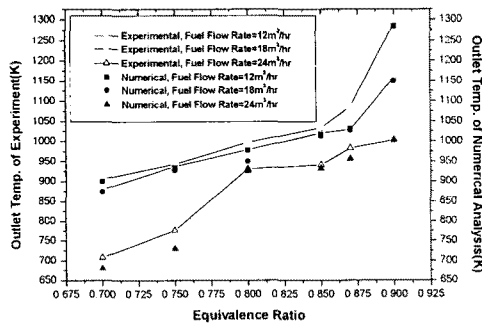


Fig. 11 Outlet Temp. of Experiment & Analysis For Change of Equivalence Ratio

또한 출구 NO와 출구온도와 비교를 통해서 배출구의 최저 온도는 각 당량비에 대해 연료 유량이 배출부의 온도 변화와 NO값에 대한 변화 추이 곡선을 비교해보면 배출부의 NO가 가장 낮은 연료 유량 24m³/hr 일 때 가장 낮은 온도를 형성하였고, 당량비의 경우 당량비가 증가할수록 온

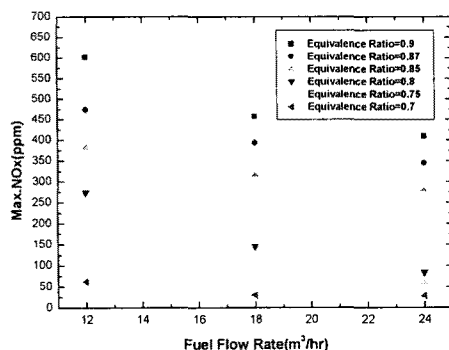


Fig. 12 Max. NO of numerical analysis for change of fuel flow rate

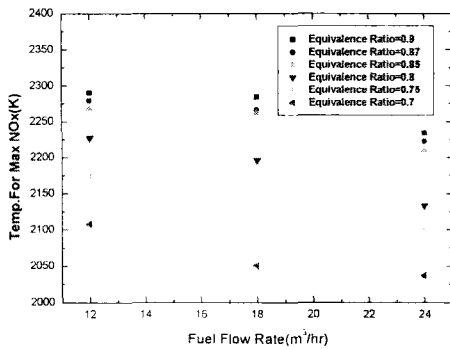


Fig. 13 Temp. for Max. NO of numerical analysis for change of fuel flow rate

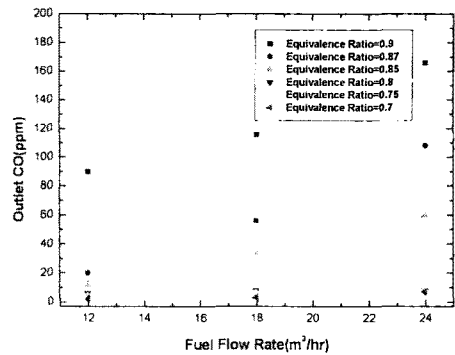


Fig. 15 Outlet CO for change of experiment for change of fuel flow rate

것으로 미루어 보아 당량비의 감소로 인한 공기 유량의 증가로 인해 연소기 내에서의 재 순환 영역이 길어짐으로서 CO의 재 연소가 연소기 내에서 일어나는 것으로 미루어 짐작할 수 있었다. CO값은 2ppm~166ppm 값을 가졌고, 당량비가 가장 낮은 0.7일 때 가장 낮은 값의 CO를 가졌다.

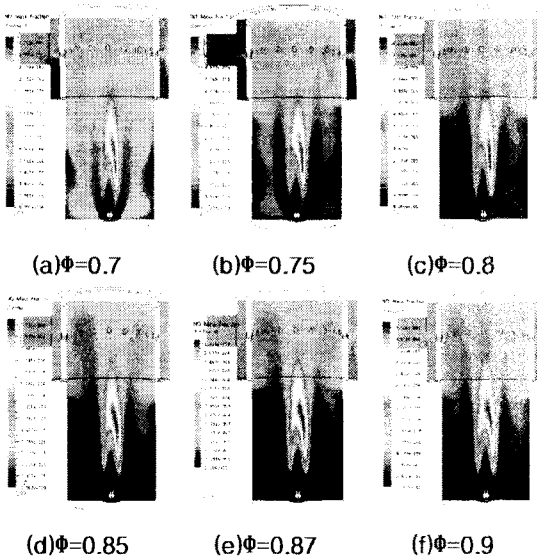


Fig. 14 Contour of temp. for change equivalence ratio at fuel flow rate=24m³/hr

Fig. 15는 실험 시 출구 CO에 대한 당량비와 연료 유량 변화시켰을 때의 그래프를 나타낸 것이다. 연료 유량의 증가 시 NO 값은 감소하는데 반하여 CO값은 증가하였다. 앞선 연구들에서 보면 일정한 온도에서 NO와 CO는 서로 반비례한다는 것은 이미 검증된 사실이다.

연료 유량의 증가로 인한 온도의 감소가 CO의 값이 증가하는 원인이 되는 것을 알 수 있었다.

그러나 당량비 변화 시에는 NO와 같은 경향을 나타내었다. 결국 수치 해석의 결과에서 나타난

5. 결론

3차원 난류 다단 화산화염류 적용한 저 NOx 버너에 대한 실험과 수치적으로 당량비, 연료 유량을 변화시키면서 NO, 배출온도, 실험으로 출구 CO를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) NO와 출구 온도의 경우 실험값과 수치 해석 값 모두 연료 유량이 증가하고 당량비가 작을수록 NO값은 작아졌고 출구온도의 경우 낮아진다. 출구 NO 값이 제일 적게 산출되는 것은 당량비가 0.7이고 연료 유량이 24m³/hr일 때 나타났다. 수치해석의 결과에서 연소기내에서 Max. NO가 생성되는 곳은 최대 화염온도가 형성되는 곳에 생성되었으며, Max. NO 역시 출구 NO와 마찬가지로 연료 유량이 증가하고 당량비가 감소하였을 때 작은 양의 NO가 생성되는 것을 볼 수 있었다. 수치적으로 접근한 결과 버너의 용량의 비에 NO가 적게 산출되는 것이 연소기 내에서의 매기가스의 재 순환과 다단의 효과, 당량비에 의한 O₂로 인해 NO가 적게 산출되는 것을 볼 수 있었다. 출구온도는 실험값의 경우 700K~1300K, 수치해석값으로는 680K~1250K사이를 유지하였다. 또한 수치해석상 각 당량비와 연료 유량에 대해 최대 NO는 28ppm~600ppm, 최대

화염온도는 2000K~2300K을 나타내었다.

(2) 실험의 출구 CO의 경우 연료 유량 증가에 대하여는 NO값과는 반대로 CO값이 증가하는 것에 비해 당량비 증가에 대해서는 CO값이 NO값과 같이 증가하는 것을 보였다. CO의 경우 당량비의 의한 O₂와 온도에 의존이 컸다는 것을 알 수 있었다.

실험과 수치해석을 통하여 NO의 경우 실험값과 해석값이 정확히 같은 값을 가지지는 않았으나 매우 유사한 경향을 나타내고 근접한 값을 가지는 것을 알 수 있었다. 아직까지 NO 반응기구에 대한 모델링이 완전하지 않는 점을 고려해 보았을 때 본 계산 결과는 실험값을 합리적으로 예측하는 것을 알 수 있었고, 수치 해석 결과를 이용하여 실험에서 자세히 분석할 수 없었던 NO에 대한 생성특성 및 연소기 형상 변화, 조건 변화에 대한 NO의 변화에 대해 해석을 면밀히 해보는 것이 충분히 의미가 있다고 할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 청정에너지 개발 사업지원 하에 "1 ton/hr 규모 저 NOx 가스연소 소형 관류보일러 개발사업"의 일환으로 이루어졌으며, 에너지 관리공단, 산업자원부 및 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- [1] Walter F. Farmayan, "The control of nitrogen oxides emission by staged combustion", M. S. Thesis, Department of mechanical engineering The Massachusetts Institute of Technology, 1980
- [2] Javier M. Ballester, Cesar Dopazo, Norberto Fueyo, Manuel Hernandez and pedro J. Vidal, "Investigation of low NOx strategies for nautral gas combustion", 1997, Fuel, Vol.76, No. 5, pp435~446
- [3] 西岡牧人, 竹野忠夫, 1995, "曆流擴散火炎中のNO生成", 第33回燃焼シンポジウム, Japan
- [4] 명현국, "난류모델링의 문제점 및 개선방안" 대기환경학회, 98년 유체공학부분 학술 강연회 강연집 pp97~pp106, 1998
- [5] Magnussen, B. F. "The Eddy Dissipaition Concept for Turbulent Combustion Modeling. Its Physical and Practical Implications", Presented at the First Topic Oriented

Technical Meeting, International Flame Research Foundation, Ljmuiden, The Netherlands, Oct. 1989.

[6] De Soete, G.G. "Fundamental chemistry of NOx and N₂O formation and destruction", 3rd flame research course on fuel utilisation and environment, Int Flame Research Foundation, 1990

[7] Polifke, W., Dovveling, K., and Sattelmayer, T. "A NOx Prediction scheme for lean-premixed gas turbine combustion based on detailed chemical kinetics", In international Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Housiton TX, 1995