

# 예혼합 화염 후류에서 열전달이 CO 및 NOx 생성 특성에 미치는 영향

김종민\* · 김태현\* · 금성민\*\* · 김세원\*\*\* · 장기현\*\*\*\* · 이창언\*†

## Effect of Heat Loss on CO and NOx Emission Characteristics in the Postflame Region of Premixed Flames

Jong-Min Kim, Tae-Hyun Kim, Sung-Min Kum, Se-Won Kim,  
Gi-Hyun Jang and Chang-Eon Lee

### ABSTRACT

Strict pollutant regulations of NOx emission and increasing awareness of the environmental damage stimulated interest in research to obtain useful information regarding CO and NOx reductions at the same time. In this study, CH<sub>4</sub>/air premixed flame was examined numerically to reduce CO and NOx emission level simultaneously in the post-flame region by the heat loss models in which radiative and combined conductive and convective heat losses were included. To reduce the NOx emission, first heat exchanger location was decided near the flame. After first heat exchanger was decided for the optimal NOx emission(about 30 ppm), in order to decide the optimal CO emission(about 30ppm), second heat exchanger location was tested and decided for several cases. Finally, the optimal location of heat exchanger for minimal CO and NOx emission simultaneously were determined and suggested.

**Key Words** : Premixed Flame, Heat Exchanger Location, Post-Flame Region, CO Emission, NOx Emission

### 1. 서 론

예혼합 화염은 비예혼합화염보다 화염길이가 짧고 당량비의 조절을 통해 soot 및 NOx, CO 배출을 제어할 수 있는 장점이 있으나[1], 본질적인 화염안정성의 문제로 인하여 주로 소형 및 가정용 연소기기에 적용이 되고 있는 현실이다. 최근에는 가스터빈 및 보일러 등을 비롯한 대부분의 실용 연소기에서 희박 예혼합 방식을 채택하여 NOx 배출농도를 저감시키고 있으나[2,3] 당

량비가 희박한 조건에서는 배기량이 많아져 열효율이 낮아지는 단점이 있다. 이러한 이유로 최근 연소기의 운전범위를 당량비 1 부근까지 확대하는 추세이지만, 이 운전 범위에서의 NOx 및 CO 배출농도를 저감해야 하는 난점이 부각되고 있다. 더욱이 최근에는 NOx 및 CO등을 포함한 오염물질의 환경규제가 더욱 강화되고 있으며, 이러한 기준을 만족할 수 있는 미래형 저공해 버너로서 NOx 및 CO 배출농도를 모두 20 ppm 이하로 낮추는 연구가 진행되고 있다.[4,5] 그러나 이러한 연구는 혼합비 혹은 선회기를 이용한 난류 강도의 변화를 이용한 방식으로, 실제 열교환기를 부착한 연소기와 차이를 보인다.

층류 예혼합화염의 하류영역에서 열손실과 관련된 NOx 배출에 관한 연구들을 살펴보면 Konnov 등[6]은 다공 평면버너를 이용하여 CH<sub>4</sub>/Air 화염에서 특정 하류 단면의 축방향 및 반경방향 NO를 측정하였으며, 1 cm당 100 K의

\* 인하대학교 기계공학과 대학원

\*\* 한라대학교 기계자동차공학부

\*\*\* 한국생산기술연구원

\*\*\*\* 린나이 코리아(주) 기술연구소

\*\*\*\*\* 인하대학교 기계공학과

† 연락처, chelee@inha.ac.kr

TEL: 032-860-7324 FAX: 032-868-1716

온도감소가 발생된다는 Marren 등[7]의 실험결과를 이용한 100 K/cm의 열손실 모델을 대상으로 수치해석을 수행하여 하류방향의 NOx 농도를 비교, 검토하였다. 그러나 이러한 연구는 화염영역 근처에서 국한된 연구로써, 실용연소기의 경우에는 화염대에서 생성된 NOx 및 CO가 연소기 출구에 도달하는 과정에서 열교환기나 작업공정에 따른 추가적인 생성, 소멸반응을 동반하기 때문에 추가 열손실을 고려한 연구가 필요하다. 또한 Hyun 등[8]은 5 cm 길이의 연소기에 균일한 열손실계수를 인위적으로 부여하여 1차원 CH<sub>4</sub>/Air 예혼합 화염에서 NOx 및 CO 특성을 연구 발표하였으며, 열교환기 설계시에 CO에서 CO<sub>2</sub>로의 전환반응에 필요한 체류시간에 대한 체계적 연구의 필요성을 주장하였다.

Fig. 1은 실제 현장에서 사용하고 있는 실용버너와 열교환기를 바탕으로, 버너 출구에 2개의 열교환기를 설치하여 버너와 열교환기의 위치에 따른 CO 및 NOx 배출특성을 파악하기 위한 실험장치의 개략도로서, 실험을 수행중이며 그 결과는 추후에 논하고자 한다. 한편, 본 실험을 실행하기 위해 실제 실용연소기의 CO 및 NOx 배출 농도를 목표치를 각 30 ppm으로 정하고, 이를 도달하기 위해 이를 단순화된 1차원 CH<sub>4</sub>/Air 예혼합화염을 대상으로 화염하류에서의 열손실계수 및 위치에 따른 CO 배출 특성을 상세히 파악하고 열교환기의 설계에 있어서 CO에서 CO<sub>2</sub>로의 전환반응에 필요한 체류시간에 대한 정보에 대해 연구를 하였다. 또한 화염하류에서 열손실에 따른 NOx의 생성 및 소멸반응에 대해서도 검토하여, 화염하류에서 열전달 특성을 고려한 NOx 및 CO를 동시에 저감할 수 있는 저공해

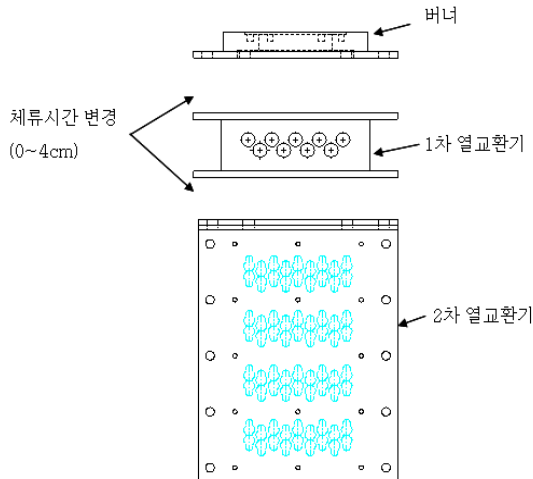


Fig. 1 Schematic of burner and heat exchanger

연소시스템 설계에 유용한 정보를 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 지배방정식 및 경계조건

본 연구는 상세반응기구를 이용한 예혼합 화염을 대상으로 화염 하류 영역에서의 열손실에 따른 NOx, CO 배출특성을 검토하였다. 계산은 1차원 자유전과 메탄(CH<sub>4</sub>) 예혼합화염을 대상으로 하였으며, 화염하류에서의 열손실은 복사, 전도 및 대류에 의해 발생하나, 본 계산에서는 복사 열손실은 화염과 주변온도차에 의해 계산하였으며, 전도 및 대류에 의한 열손실은 유효 열손실계수(effective heat loss coefficient)를 도입하여 인위적으로 변화시켰다. 계산에 이용한 지배방정식으로 연속, 화학종, 에너지 및 상태 방정식은 각각 다음과 같다.[9]

$$\dot{M} = \rho u A \quad (1)$$

$$\dot{M} \frac{dY_k}{dx} = - \frac{d}{dx} (\rho A Y_k V_k) + A \dot{\omega}_k W_k \quad (k = 1, 2, 3, \dots, K) \quad (2)$$

$$\dot{M} \frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p} \frac{d}{dx} \left( \lambda A \frac{dT}{dx} \right) + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K \rho c_{p,k} Y_k V_k \frac{dT}{dx} + \frac{A}{c_p} \sum_{k=1}^K h_k \dot{\omega}_k W_k - \frac{A}{c_p} q_{rad} - \frac{A}{c_p} q_{cond,v} = 0 \quad (3)$$

$$\rho = \frac{p \bar{W}}{RT} \quad (4)$$

여기서  $x$ 는 공간좌표,  $\dot{M}$ 는 질량유량,  $A$ 는 단면적,  $T$ 는 온도,  $p$ 는 압력,  $u$ 는 혼합물의 속도,  $\rho$ 는 밀도,  $Y_k$ ,  $W_k$ ,  $c_{p,k}$ ,  $\dot{\omega}_k$ ,  $h_k$ 들은 각각  $k$ 번째 화학종의 질량분율, 분자량, 정압비열, 단위 체적당 몰생성을, 비엔탈피이다.  $V_k$ 는  $k$ 번째 화학종의 확산속도로서 열확산을 고려한 Fickian 관계를 이용하여 구해진다. 그 외에  $\bar{W}$ 는 혼합물의 평균 분자량,  $R$ 은 가스상수,  $\lambda$ 는 혼합물의 열전도계수,  $c_p$ 는 혼합물의 정압비열,  $q_{rad}$ 와  $q_{cond,v}$ 는 복사 및 복합된 전도-대류 열손실율을 의미한다.

계산에 이용된 경계조건은 식(5)~(6)과 같다.

$$x = -\infty \text{ (미연가스 상류 측)} ;$$

$$T(-\infty) = T_u, Y_k(-\infty) = Y_{k,u} \quad (5)$$

$x = +\infty$  (기연가스 하류 측) ;

$$\frac{dT}{dx}(+\infty) = 0, \frac{dY_k}{dx}(+\infty) = 0 \quad (6)$$

## 2.2 열손실 모델링

연소기의 총 열손실량은 연소기의 설계 및 운전조건 등에 의해 결정되기 때문에, 이론적으로 복사, 전도 및 대류의 열손실을 명확히 구분하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 화염하류에서 열손실량 변화에 따른 NOx 및 CO 생성 특성을 검토하기 위하여 열손실 모델을 크게 두 가지로 분류하였다. 즉, 전도 및 대류 열손실은 한 개의 유효 열손실계수를 이용하여 변화시켰으며, 이들과 달리 절대온도의 4제곱에 비례하는 복사열손실은 독립적으로 고려되었다.

1차원 정상상태의 계산에서 전도 및 대류 열손실율의 합( $q_{cond,v}$ )은 식 (7)과 같이 표현될 수 있다. 전도 열손실에서 상수  $k$ 는 연소기 벽면의 재질에 의해 결정되는 열전도계수이며,  $\delta$ 와  $T_\infty$ 는 벽면의 두께 및 주위 온도를 의미한다. 또한 대류 열전달계수( $h$ )는 일반적으로 가스조성과 유속, 점성 및 온도 등에 의해 영향을 받게 된다. 이들의 매우 복잡한 영향을 체계적으로 고려하기 위하여, 본 연구에서는 식 (8)과 같이  $W/m^2K$ 의 단위를 갖는 한 개의 유효 열손실계수( $h_{eff}$ )를 도입하였다.

$$q_{cond,v} = -\frac{k}{\delta}(T - T_\infty) - h(T - T_\infty) \quad (7)$$

$$q_{cond,v} = -h_{eff}(T - T_\infty) \quad (8)$$

복사 열손실 효과를 반영하기 위하여 Optically thin model[10]을 이용하였으며, 열손실에 주로 기여하는 것으로 알려진 CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, CO, CH<sub>4</sub>의 4가지 화학종을 고려하였다. 단위 체적당 복사 열손실은 다음 식에 의해 계산되었다.

$$q_{rad} = -4\sigma K_p(T^4 - T_\infty^4) \quad (9)$$

$$K_p = P_{CO_2}K_{CO_2} + P_{H_2O}K_{H_2O} + P_{CO}K_{CO} + P_{CH_4}K_{CH_4} \quad (10)$$

여기서  $\sigma$ 는 스테판-볼츠만(Stefan-Boltzmann) 상수,  $T$ 와  $T_\infty$ 는 각각 국부 온도와 주위 온도를 나타내며,  $K_p$ 는 혼합가스의 플랑크 평균 흡수계

수를 나타낸다. 또한  $P_k$ 와  $K_k$ 는 화학종  $k$ 의 분압과 각 가스의 흡수계수를 나타내며, 흡수계수는 다음의 근사식으로 계산하였다.

$$K_k = \sum_{j=0}^4 A_{kj} T^j \quad (k = CO_2, CO, H_2O, CH_4) \quad (11)$$

여기서  $A_{kj}$ 는 온도에 따른 각 화학종의 다항식계수로써 Ju 등[11]에 의해 사용된 값을 적용하였다.

## 2.3 계산방법

본 연구에서는 Premix code를 수정하여 계산을 수행하였으며, 열역학 및 전달 물성치는 각각 Chemkin-II[12]와 Transport package[13]를 사용하였다. 계산은 CH<sub>4</sub>/air 화염을 대상으로 하였으며, 당량비는 실용연소기의 운전범위인 0.9로 고정하여 계산을 하였다. 또한 반응물 입구 온도와 연소기내의 압력은 각각 298.15 K과 1 atm으로 하였다. 화염하류에서의 NOx 및 CO의 생성특성을 검토하기 위하여, 계산영역은 연료 노즐 출구(0 cm)부터 20 cm로 하였으며, 기존 연구 결과로부터 얻어진 결과로부터[8] 전 계산 영역에 대해 복사열손실과 유효 열손실 계수  $h_{eff}=1$ 을 적용함으로써 실제 실용 연소기에 작용하는 열손실을 반영하였다. 열교환기의 길이는 Fig. 2의 상단부분에 도시한 바와 같이, 처음 3개의 열교환기 길이는 2 cm로 설정하고, 조건에 따라 열교환기 위치를 변화시키며 계산을 하였으며, 마지막 4차 열교환기 위치와 길이는 조건에 따라 3차까지의 열교환기의 위치를 설정하고 남은 길이에 따라 변화시키며 설치하여 계산을 수행하였다. 또한 처음 3개의 열교환기의 열손실 계수를 2, 4, 8, 20로 변화하여 계산을 하였으며, 4차 열교환기의 열손실 계수는 NOx 및 CO의 배출 특성에 미치는 영향이 크지 않을 것으로 사료되어 앞쪽 열손실 계수의 1/2 만큼 적용하였다. 마지막으로, 연료 및 NOx에 대한 상세 반응기구조는 GRI 2.11을 이용하였다.[14] NOx의 성분 중 N<sub>2</sub>O 및 NO<sub>2</sub>는 미량 발생하기 때문에, 본 연구에서는 NOx 배출특성에 대해 주로 NO의 생성 및 소멸에 초점을 두어 검토하였다.

## 3. 결과 및 검토

### 3.1 열손실 계수에 의한 영향

이 절에서는 열교환기의 열손실 계수가 CO 및 NOx 생성에 미치는 영향을 확인하기 위하여, Fig. 2의 상단에 표시한바와 같이, 2 cm의 열교환기를 2-4 cm, 6-8 cm, 10-12 cm 위치에 고정

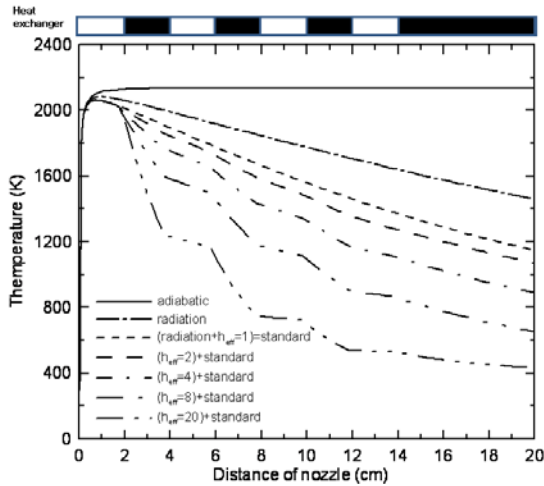


Fig. 2 Temperature profiles with varying heat loss rates.

하고, 마지막 6 cm 열교환기를 14-20 cm에 설치하여, 다양한 열손실 모델과 열손실계수에 대하여 그 영향을 검토하였다. 각각의 열손실에 대한 조건으로는 단열조건, 단열조건과 복사를 고려한 조건, 실제 연소 조건과 비슷한  $h_{\text{eff}}=1$ 을 고려하고 열교환기를 설치하지 않았을 때의 조건 (Standard, 기준조건), 마지막으로 기준조건에 앞에서 설명한 위치에 열교환기를 설치한 조건에 대해 계산을 수행하였다. 이때 열교환기의 열손실 계수는 2, 4, 8, 20으로 변화하여 계산을 하였다. Fig. 2는 x축 방향거리에 따른 온도변화를 도시한 것으로, 열교환기가 적용된 부분에서는 열손실계수에 의한 온도구배가 큰 것을 알 수 있으며, 열교환기를 설치하지 않은 기준조건과 열

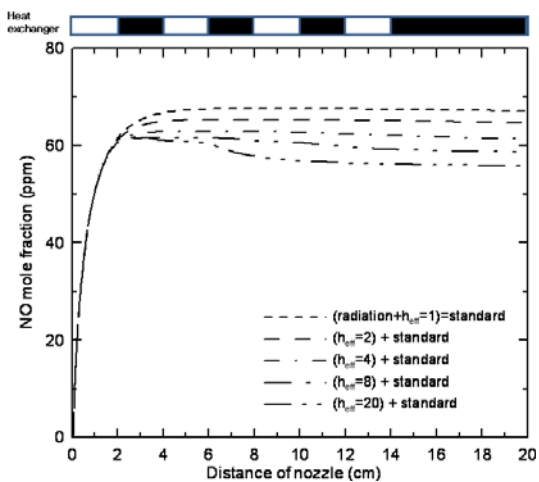


Fig. 3 NO mole fraction with varying heat loss rates

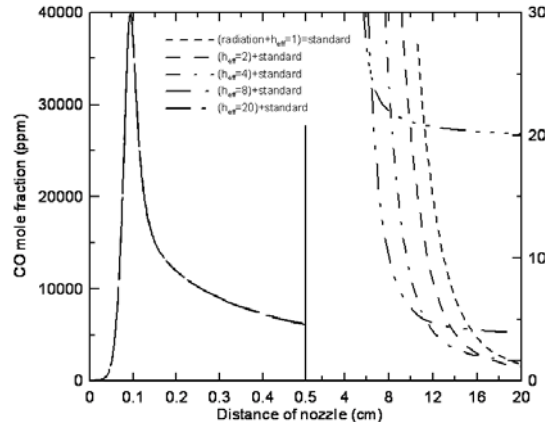


Fig. 4 CO mole fraction with varying heat loss rates

교환기에 최고 열손실계수 20을 주었을 때 연소기 출구에서 약 700 K 정도의 차이를 보인다.

Fig. 3은 Fig. 2와 동일한 조건의 열교환기 위치 및 열손실 조건에서의 NO농도를 도시한 것이다. 열교환기의 위치가 동일한 조건에서 열손실 계수가 클수록 NO의 생성량이 감소하는 것을 알 수 있으며, 열교환기가 없는 조건에서의 NO의 양은 약 68 ppm, 열교환기의 열손실계수가 20인 지점에서는 약 58 ppm으로 연소기 출구에서 NO의 배출 농도가 약 10 ppm 가량 감소하는 것을 알 수 있다. 두 번째 열교환기에서 열손실 계수가 작을 때는 NO가 소멸되는 양이 작아 변화가 거의 없지만 열손실계수가 큰 조건에서는 두 번째 열교환기를 통과하면서 NO가 소멸되는 것을 알 수 있다. Fig. 2와 Fig. 3을 비교해 보면 약 1900 K 지점에서 NO의 생성이 동결 되는 것을 확인 할 수 있으며, NO가 생성될 때 최대한 많은 양의 열교환을 하여 동결이 되는 온도까지 최대한 빨리 온도를 낮추면 NO 생성농도가 줄어드는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 동일 조건하에서 CO의 배출량을 도시한 것으로, 연소기 초기에서 CO 배출량은 열손실계수와 무관하게 거의 일정하지만, 열손실계수가 증가할수록 연소기 출구에서의 CO배출농도는 더 많은 양이 생성되고 있으며, 이는 열손실계수가 큰 경우 CO가 CO<sub>2</sub>로의 전환이 동결되는 온도에 더욱 빨리 도달하여 CO의 농도가 더 높게 측정됨을 예측할 수 있다. 이러한 CO 배출경향과 온도분포를 비교하여 보았을 때 약 1200 K에서 CO의 동결이 시작되는 것을 알 수 있다.

이에 본 연구에서는 1차 열교환기의 위치와 열손실계수에 의한 NO 생성특성을 파악하고, 열교환기 사이의 거리 조절을 통해 체류시간을 변화하여 체류시간에 따른 CO의 특성을 파악하여,

연소기 출구에서 CO 및 NOx의 배출량을 동시에 저감하여 실용 연소기에서 NOx와 CO의 배출 목표 기준치인 약 30 ppm 범위에 도달 할 수 있는 방안을 모색하고자 한다.

### 3.2 열교환기의 위치 변화에 의한 영향

#### 3.2.1 1차 열교환기 위치에 의한 NO 생성 특성

먼저 NO의 생성농도를 저감하기 위하여 1차 열교환기의 위치에 따른 영향을 확인하였다. Fig. 5는 열교환기의 열손실계수를 비교적 변화의 폭이 큰  $h_{eff}=20$  으로 고정된 후에 첫 번째 열교환기의 위치를 변화 시켰을 때의 온도 분포를 도시한 것으로, 열교환기의 위치에 따라 온도 구배의 위치가 변화하지만, 연소기 전체에 따른 열손실은 동일함 알 수 있다. 1차 열교환기의 위치(first heat exchanger location, fhl)를 0.5-2.5 cm로 고정을 한 경우에는 최대 화염온도에 도달하기 이전에 열교환기에 의한 열손실에 의해 온도가 떨어지는 것을 알 수 있으며, 열교환기를 1-3 cm로 놓았을 경우에는 가장 화염에 근접한 곳에 열교환기를 설치한 것을 알 수 있다. 그러나 수치 해석의 경우 화염이 평평하게 고려되기 때문에 화염이 연료노즐과 큰 차이가 없어 열교환기의 위치 설정을 연료노즐에서의 거리로 간주될 수 있으나, 실제 연소의 경우 실제 화염의 길이를 고려하여야 하기 때문에 이를 고려하여 열교환기의 거리를 설정하여야 한다.

Fig. 6은 Fig. 5와 동일한 조건에서의 NO 농도를 도시한 것이다. 열교환기의 위치가 2 cm 부근에 있을 때는 연소기 출구에서 NO배출농도가 약 59 ppm이며, 열교환기가 1 cm 부근에 있

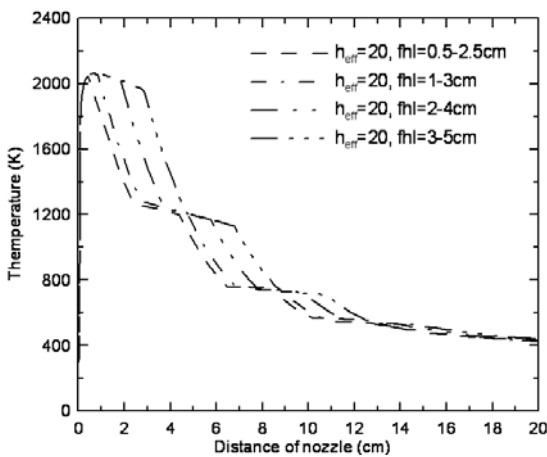


Fig. 5 Temperature profiles with varying locations of first heat exchanger

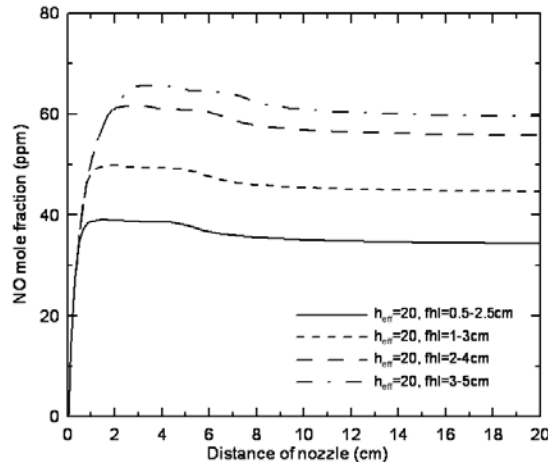


Fig. 6 NO mole fraction with varying locations of first heat exchanger

을 때는 약 44 ppm, 열교환기가 화염에 닿게 0.5 cm에 설치된 경우에는 연소기 출구에서 약 34 ppm의 배출농도를 나타내고 있다. 즉, NO의 배출량을 최대한 줄이기 위해서는 1차 열교환기의 위치를 연료노즐에 가깝게 위치시켜 최대한 빨리 NO의 생성 동결 온도까지 온도를 낮추어야 함을 알 수 있다.

#### 3.2.2 체류시간에 따른 CO 및 NO 생성

Fig. 3과 Fig. 6의 결과로부터 열교환기를 최대한 화염면 가까이 위치하여 열손실을 시킴으로써, 최대한 빨리 NO의 생성이 동결되는 온도에 도달하게 하여 NO의 배출을 줄일 수 있음을 확인하였다. 그러나 화염면에 가까이 열교환기를 설치하여 NO 생성농도를 감소시킬수록 CO의 농도는 반대로 높게 나타나는데, CO의 배출농도를

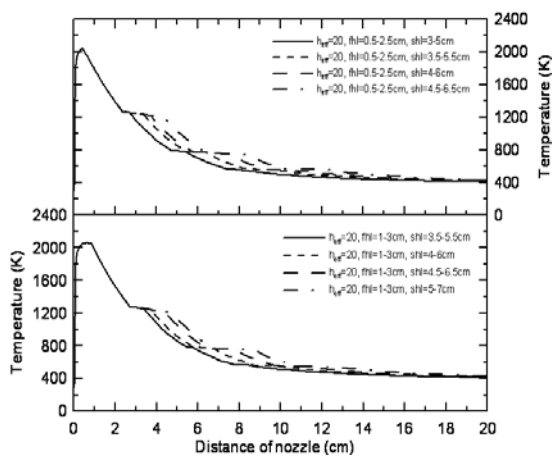


Fig. 7 Temperature profiles with varying locations of first and second heat exchangers

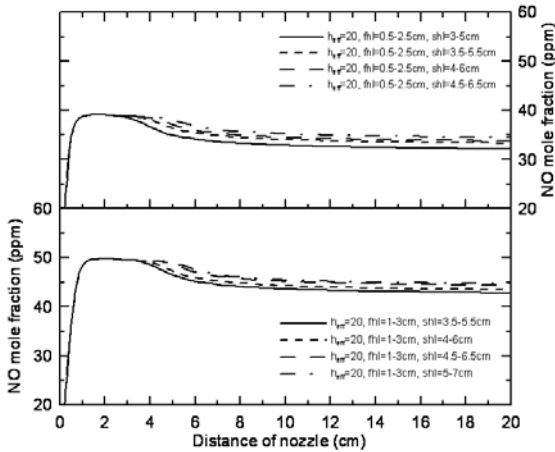


Fig. 8 NO mole fraction with varying locations of first and second heat exchangers

감소시키기 위해 1차 열교환기와 2차 열교환기의 거리를 변화시키는 방법을 채택하였다. 이는 CO가 CO<sub>2</sub>로 전환되는 체류시간을 변화하여 체류시간에 따른 CO 배출농도의 변화를 확인할 수 있다. 이를 위해, 화염에 열교환기를 닿게 하여 최대 화염온도 이전에 열교환을 시작하는 경우 (1차 열교환기 위치: 0.5-2.5 cm)와 열교환기를 화염에 닿지 않고 최대한 근접하게 설치하여 최대 화염온도에 도달한 후 열교환을 시작하는 경우 (1차 열교환기 위치: 1-3 cm)에 대해, 체류시간에 차이를 두기 위하여, 1차 열교환기와 2차 열교환기와의 거리(second heat-exchanger location, sh1)를 0.5 cm에서 2 cm까지 0.5 cm 씩 변화를 주어 계산을 수행하였다. 즉, 1차와 2차 열교환기 사이의 거리가 0.5 cm인 경우는 체류시간을 짧은 경우, 2 cm는 체류시간을 길게 한 경우이다.

Fig. 7은 2차 열교환기 위치 변화에 따른 온도 분포를 도시한 것으로, 열교환기를 통과할 때 감소되는 온도의 분포는 동일하게 나타나고 있으며, 2차 열교환기의 위치가 변화함에 따라 온도가 감소되는 위치가 변화하는 것을 알 수 있다. 또 1차 열교환기 위치를 0.5-2.5 cm로 한 경우에는 Fig. 5에서 언급한바와 같이 최고 화염온도에 도달하기 전에 열교환이 발생하여 최고온도에 도달하지 못하고 열손실이 이루어짐을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 조건에서의 NO 배출농도를 도시한 것이다. 두 조건 모두 1차 열교환기의 위치를 고정하였기 때문에 처음에 생성되는 NO의 생성량은 각각 동일하게 나타나며 2차 열교환기의 위치에 따라 소멸되는 양이 다른 것을 알 수 있는데, 1차 열교환기와 2차 열교환기

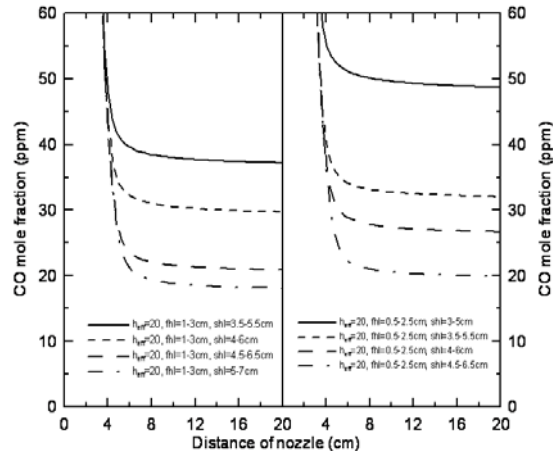


Fig. 9 CO mole fraction with varying locations of first and second heat exchangers

의 위치가 가까울수록 NO가 더 빨리 소멸되고, 소멸되는 양 또한 많으며 연소기 출구에서의 NO농도도 감소되는 것을 알 수 있다. 그러나 2차 열교환기의 위치에 따라 변화되는 연소기 출구에서의 NO 배출농도의 차이는 1차 열교환기의 위치를 조절하여 NO의 생성을 동결시킨 경우에 비교하여 그 차이는 크지 않음을 확인할 수 있다.

1차 열교환기의 위치를 화염면에 가깝게 위치시켜 NO의 배출농도를 감소시킨 경우 CO의 농도는 높게 나타나며, 생성된 CO를 CO<sub>2</sub>로 전환시키기 위하여 각 열교환기 사이의 체류시간이 필요하다. Fig. 9는 Fig. 7과 동일한 조건에서의 CO의 배출농도를 도시한 것이다. 1차 열교환기가 0.5 cm의 경우, 생성되는 CO는 열교환기가 화염에 직접 접촉함으로써 인한 불완전연소로 인하여, 최고 화염온도에 도달한 1차 열교환기 1 cm의 경우보다 더 높게 나타나지만, 두 조건 모두 생성된 CO는 열교환기의 거리를 늘려 체류시간을 길게 할수록 저감되는 CO의 양이 현저히 낮아짐을 알 수 있으며, 두 조건 모두 1차 열교환기와 2차 열교환기의 거리가 1 cm 이상인 경우 CO의 배출목표기준치인 30 ppm범위에 근접함을 알 수 있는데, 이는 CO가 CO<sub>2</sub>로 전환이 동결되는 온도까지 체류시간을 길게 할수록 CO의 배출농도가 줄어드는 것을 보여준다.

#### 4. 결론

총 연소기 길이가 20 cm인 1차원 CH<sub>4</sub>/Air 에 혼합화염을 대상으로 열교환기 위치 변화에 따른 CO 및 NO<sub>x</sub> 생성특성, 배출농도 저감대책을 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 화염하류에서 NOx에 대한 저감효과를 얻기 위해서는 온도를 최대한 빨리 약 1900 K이하로 낮추는 방법이 필요하며, 이를 위해 최대한 화염면에 가까이 열교환기를 설치하거나 열손실 계수가 큰 물질을 사용함으로써 최대한 빨리 많은 양의 열교환을 시키는 방법 등이 필요하다.
2. 화염하류에서 CO에 대한 저감효과를 얻기 위해서는 CO에서 CO<sub>2</sub>로 전환이 시작되는 약 1200 K 보다 온도를 높게 유지를 시켜줌으로써, 체류시간을 길게 연장하는 것이 필요하다.
3. 따라서 NOx 및 CO의 배출농도를 동시에 저감하기 위해서는 1차 열교환기는 NOx 저감을 위해 화염면에 최대한 열교환기를 가까이 설치하는 것이 유리하며, 1차와 2차 열교환기 사이의 거리를 충분히 유지하여 CO에서 CO<sub>2</sub>로 전환하는 체류시간을 보장함으로써, CO의 배출농도를 저감할 수 있음을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 2008년 에너지관리공단 에너지자원 기술개발사업 및 지식경제부 중기거점사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- [1] Lee, C. E., Oh, C. B. and Kim, J. H., "Numerical and experimental investigations of the NOx emission characteristics of CH<sub>4</sub>-air coflow jet flames," *Fuel*, Vol. 83, 2004, pp. 2323-2334.
- [2] Lefebvre, A. H., "The role of fuel preparation in low emission combustion," *ASME J. Eng. Gas Turbine Power*, Vol. 117, 1995, pp. 617-654.
- [3] Bradley, D., Gaskell, P. H., Gu, X. J., Lawes, M. and Scott, M. J., "Premixed turbulent instability and NO formation in a lean-burn swirl burner," *Combust. Flame*, Vol. 115, 1998, pp. 515-538.
- [4] Kim, J. H. Lee, H.Y, Hwang, C. H. and Lee, C. E., 2008, "NOx and CO emission characteristics of premixed oxidizer-staging combustor using a cyclone flow", *Journal of Korean Society of Combustion*, Vol. 13, No. 2, pp. 7-13.
- [5] Ahn, J., Kim, J. J. and Kang, S. B., 2007, "Heat transfer characteristics of 0.5 t/h class non-furnace boiler." *Proceedings of the KSME 2007 Fall Annual Meeting*, pp. 130-135.
- [6] Konnov, A. A., Dyakov, I. V. and Ruyck, J. De, 2001, "Probe sampling measurements and modeling of nitric oxide formation in methane-air flames," *Combustion Science and Technology*, Vol.160, pp. 127-1538.
- [7] Marren, A. Van and de Goey, L.P.H., 1994, "Laser Doppler thermometry in flat flames," *Combustion Science and Technology*, Vol.99, pp.105-118.
- [8] Hyun. S. H., Hwang. C. H., Lee. C. E. "Emission Characteristics of NOx and CO with heat loss under high efficiency combustion conditions of CH<sub>4</sub>/Air Premixed Flame", *Journal of Korean Society of Combustion*, Vol. 13, No. 1, pp. 1-9.
- [9] Kee, R. J., Grcar, J. F., Smooke, M. D. and Miller, J. A., "A fortran program for modeling steady laminar one-dimensional premixed flame," SAND 85-8240, 1994.
- [10] Tien, C. L., "Thermal radiation properties of gases," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 5, 1968, pp. 253-324.
- [11] Ju, Y., Guo, H. Maruta K. and Liu, F. "On the extinction limit and flammability limit of non-adiabatic stretched methane-air premixed flames," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 32, 1997, pp. 315-334.
- [12] Kee, R. J., Rupley, F. M. and Miller, J. A., "Chemkin-II: A fortran chemical kinetics package for the analysis of gas phase chemical kinetics," SAND89-8009B, 1989.
- [13] Kee, R. J., Dixon-Lewis, Warnatz, G. J., Coltrin, M. E. and Miller, J. A., "A fortran computer code package for the evaluation of gas-phase multi-component transport," SAND 86-8246, 1994.
- [14] GRI Mech. Ver. 2.11, web address: [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/)