

工學碩士 學位論文

스월 유동을 이용한 오일 버너의  
연소성능분석

Analysis on the Combustion Characteristics of Swirl Flow  
in the Oil Burner

指導教授 鄭 在 鉉

2006年 2月

韓國海洋大學校 大學院

機 械 工 學 科

崔 彰 祐

本 論 文 을 崔 彰 祐 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함

委 員 長 工 學 博 士 李 英 浩 ㉠

委 員 工 學 博 士 尹 相 國 ㉠

委 員 工 學 博 士 鄭 在 鉉 ㉠

2006年 2月

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

機 械 工 學 科

崔 彰 祐

## 目 次

List of tables .....	iii
List of figures .....	iv
Abstract .....	vi

### 제1장. 서론

1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구의 목적 .....	5
1.3 선행연구 .....	6
1.4 배출물의 생성 .....	12

### 제2장. 선회유동에 대한 계산적 고찰

2.1 계산조건 및 방법 .....	17
2.2 결과 및 고찰.....	20
2.2.1 스월 버너의 유동해석.....	20
2.2.2 상용 버너의 유동해석.....	26
2.2.3 스월 버너와 상용 버너의 유동비교 .....	32

### 제3장. 실험 장치의 구성 및 실험방법

3.1 실험장치의 구성.....	33
3.2 실험방법 .....	37

## 제4장. 실험 결과 및 고찰

4.1 스월 버너의 연소특성.....	40
4.1.1 화염 특성 온도 특성.....	40
4.1.2 배기특성.....	44
4.1.2.1 2-pass 로통 연관 보일러 .....	44
4.1.2.2 로통 연관 보일러 .....	46
4.1.3 효율특성.....	48
4.1.3.1 2-pass 로통 연관 보일러 .....	48
4.1.3.2 로통 연관 보일러.....	50
4.2 상용 버너의 연소특성.....	52
4.2.1 화염 특성 온도 특성.....	52
4.2.2 배기특성.....	55
4.2.2.1 2-pass 로통 연관 보일러 .....	55
4.2.2.2 로통 연관 보일러 .....	57
4.2.3 효율특성.....	59
4.2.3.1 2-pass 로통 연관 보일러 .....	59
4.2.3.2 로통 연관 보일러 .....	61
4.3 스월 버너와 상용 버너의 특성비교 .....	63

제5장. 결론 .....	66
---------------	----

참고문헌 .....	67
------------	----

## List of Tables

Table. 2.1 Condition of simulation

Table. 3.1 Test results

Table. 4.1 Test results of 2-pass dry-back fire tube and flue boiler

Table. 4.2 Test results of fire tube and flue boiler

Table. 4.3 Test results of 2-pass dry-back fire tube and flue boiler

Table. 4.4 Test results of fire tube and flue boiler

Table. 4.5 Comparison of 2-pass dry-back fire tube boiler

Table. 4.6 Comparison of a simple cylinder boiler

## List of Figures

- Fig. 2.1 A front section of swirl burner
- Fig. 2.2 Inlet and outlet velocity vector of swirl burner
- Fig. 2.3 Inlet velocity of swirl burner
- Fig. 2.4 An entrance section of swirl burner
- Fig. 2.5 Sectional flow of swirl burner
- Fig. 2.6 Total flow of swirl burner
- Fig. 2.7 Interior flow of swirl burner
- Fig. 2.8 Total pressure of swirl burner
- Fig. 2.9 A front section of wide burner
- Fig. 2.10 Inlet and outlet velocity vector of wide burner
- Fig. 2.11 Inlet velocity vector of wide burner
- Fig. 2.12 An entrance section of wide burner
- Fig. 2.13 Sectional flow of wide burner
- Fig. 2.14 Total flow of wide burner
- Fig. 2.15 Interior flow of wide burner
- Fig. 2.16 Total pressure of wide burner
- Fig. 3.1 2-pass dry-back experimental setup
- Fig. 3.2 A simple cylinder experimental setup
- Fig. 3.3 Comparison of nozzle geometries
- Fig. 3.4 Comparison of smoke scale of 2-pass dry back boiler

- Fig. 3.5 Comparison of smoke scale of fire tube and flue boiler
- Fig. 4.1 Ignition flame shape swirl burner
- Fig. 4.2 Dimensions of swirl burner flame
- Fig. 4.3 Temperature distribution of swirl burner
- Fig. 4.4 Smoke scale of swirl burner
- Fig. 4.5 Exhaust fumes of swirl burner
- Fig. 4.6 Smoke scale of swirl burner
- Fig. 4.7 Exhaust fumes of swirl burner
- Fig. 4.8 Ignition flame shape wide burner
- Fig. 4.9 Dimensions of wide burner flame
- Fig. 4.10 Temperature distribution of wide burner
- Fig. 4.11 Smoke scale of wide burner
- Fig. 4.12 Exhaust fumes of wide burner
- Fig. 4.13 Smoke scale of wide burner
- Fig. 4.14 Exhaust fumes of wide burner
- Fig. 4.15 Comparison of exhaust fumes
- Fig. 4.16 Comparison of exhaust fumes

# **ABSTRACT**

Analysis on the Combustion Characteristics of Swirl Flow  
in the Oil Burner

Chang-Woo Choi

Department of Mechanical Engineering, Graduate School  
Korea Maritime University  
Busan, Korea

(Supervised by Professor Jaehyun Jeong)

This paper addresses the experimental and theoretical simulative analyses of the combustion characteristics of swirl flow in the oil burner. High efficiency combustion techniques of the industrial burner have been studied to conserve environmental resources by reducing the exhaust emissions.

The swirl burner inserting swirling baffle is made with the same dimension of the commercial wide burner. In order to make the swirl flow of combustion gas the flow velocity of air keeps as 3m/s in the two burners, and the water flow rates in the boiler are varied from 25  $\ell$ /min to 35  $\ell$ /min. The theoretical evaluation is carried out using the commercial simulation program Fluent 6.0, and the number of simulation grids is 50,000. The simulation result shows that the air is well mixed with fuel, along with the well developed swirl shape of flame in combustion chamber of the swirl burner than the wide burner. The experimental results show that the efficiency of the swirl burner has 40% higher and the emission of CO, HC, NOx and Smoke are much reduced than the wide burner.

# 제1장 서 론

## 1.1 연구의 배경

화석연료는 난방, 취사, 발전, 교통 등 각종 산업 분야에서 필수적 에너지원으로 사용이 급격히 증가되고 있다. 화석연료의 급격한 사용 증가는 지구 온난화, 기상 이변 및 산성비 등의 공해를 심화시켜 인류의 건강과 환경을 위협하는 수준에 도달하였다. 이러한 인식을 바탕으로 선진 각국은 온실 가스인 이산화탄소 배출량을 규제하기 위하여 1997년 12월 교토 기후변화협약을 결의하였다. 이에 따라 세계 각국은 모든 산업 분야에 걸쳐 에너지 이용 효율을 향상시켜 에너지 소비를 줄이고 공해문제를 해결해야 하는 부담을 안게 되었다. 현재의 에너지 소비속도라면, 석유와 천연가스는 21세기 중반에 고갈 될 것이다. 이는 매우 낭비적인 문제이고 더불어 심각한 환경오염 문제를 유발하게 된다.

에너지 과다 소비에 따른 에너지 부족 및 공해 문제에 대한 환경규제 등은 청정 고효율의 연소기 개발을 요구하고 있다. 고효율 연소기는 연료의 소모량을 감소시킴으로서 에너지보존과 배기저감을 동시에 실현할 수 있기 때문에 이에 대한 연구가 더욱 필요한 실정이다.

특히 2004년부터 시행된 환경부 기준에서 엄격하게 규제된다. 대형 일반 보일러의 경우 250ppm 이하에서 신규 시설은 70ppm이하로 강화되며, 발전용 가스터빈이나 디젤 기관은 기존, 신규 모두 강화되어 950ppm에서 기존 250ppm, 신규 70ppm이하로 상당 양의 질소 산화물 감축을 요구하고 있다.

이러한 중요성 때문에 고효율, 저공해 연소기술에 대한 연구 또한 활발히

진행되고 있고, 이러한 연소기술들을 살펴보면 대류 열전달 향상을 위한 버너 연소기술, 축열연소, 고 휘염연소 등과 같은 연소시스템 기술들이 있다. 그 중에서도 대류 열전달 향상을 위한 버너 연소기술은 고속연소 가스의 흐름에 의해 로내 강제대류를 일으켜 로내 온도를 균일하게 하고 대류 열전달 성능을 향상시켜 열효율을 높일 수 있다.

또한 배기가스 규제가 심화됨에 따라 질소산화물(NOx)을 억제하기 위한 방법들에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있고, 그 방법들로는 연소 초기 영역의 산소농도 및 화염온도를 낮게 유지하고, 연소 가스의 고온 체류 시간을 짧게 하는 것 등이 있다.

기술로는 크게 연소전 처리방법, 저 NOx 연소법, 연소후 처리방법이 있다. 연소전 처리방법에는 늦크레스와 도아크론등을 사용하여 NOx를 저감시키는 첨가제를 사용하는 방법과 증유에 물과 유화제를 혼합하는 emulsion 연료를 사용하여 NOx를 저감시키는 방법이 있다. 저 NOx 연소법에는 운전조건을 변화시켜 NOx를 저감시키는 방법과 연소방법을 변경시키는 방법이 있고, 운전조건을 변화시키는 방법에는 저과잉공기 연소법, 열부하 변경법, 연소공기의 예열온도 변경법이 있으며, 연소방법을 변경시키는 방법에는 저 NOx 버너를 사용하는 방법, 배기가스 재순환법, 단계적 연소법, 배기가스 재순환과 단계적 연소의 병용법, 증기/물 분사법등이 있다. 연소후처리 방법은 다시 건식법과 습식법으로 나누어지며, 건식법은 촉매분해법, 선택적 촉매 분해법, 선택적 비촉매 환원법, 방사법, 흡착법등이 있고, 습식법은 흡수-산화법(SOx 전처리), 흡수-환원법, 산화-흡수법, 산화-흡수-환원법등이 있다.

이들 기술은 대부분 질소 산화물 저감을 위하여 활발한 연료를 억제하기 때문에 불완전 연소에 의한 입자상 물질(PM)의 증가를 동반하게 되지만 연소공기의 와 유동을 이용하여 화염 면적이 증가하여 국부적인 화염온도가 낮아

지고, 연소가스의 재순환으로 산소 농도가 낮아져 질소산화물(NOx)가 저감되는 효과가 있다.<sup>1)</sup>

연소기에서 고효율을 유지하고 유해성 배기가스를 줄이는 것은 서로 상충되는 문제로, 이 두문제의 효율적인 Trade-off 방안으로서 연료의 분무특성 향상과 연료와 공기의 혼합 증대 측면이 강조되고 있다.

이러한 점에서 혼합 특성 증대 및 연소 특성 향상의 방안으로 선회류에 의한 연구를 진행하고 있다.<sup>2), 3)</sup> 통상 선회류에 의한 재순환 영역의 생성은 분무의 성능을 향상시키고 기연가스 재순환 과정을 생성시켜 이로 인해 화염의 형상과 안전성에 보다 긍정적인 영향을 미친다.<sup>2), 4)</sup> 이와 아울러 연료와 공기 및 기연가스의 강한 선회력을 수반함으로써, 연소시작 전 단계에서 양호한 예혼합이 이루어지므로 이론 당량비 부근에서도 완전 연소가 가능하여 질소산화물(NOx), 매연(Soot)등의 배기가스를 감소시키는 것이 가능하게 된다.

이러한 선회류의 효과를 극대화하기 위한 방안으로 최근 들어 이중 선회 공기를 이용하는 이중 선회류에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 중에서도 이중선회류에 의해 연료의 고른 분포와 연료와 공기의 혼합률 증대에 따라 공해물질의 저감을 보고하고 있다.<sup>5)</sup>

연소 공기의 선회 유동을 이용한 난류분류 확산화염을 가지는 버너는 연료와 공기 혼합가스에 강한 선회력을 수반함으로써 중심축 상에 넓은 재순환 유동을 발생시키고, 이로 인해 고온의 연료가스가 역류함으로써 연료와 공기의 혼합이 촉진되어 화염의 분포가 폭방향으로 넓어지는 효과가 일어나게 되고 넓은 연소 범위에 걸쳐서 안정된 고부하 연소가 가능하다.

Ottino<sup>6)</sup> 와 Cox<sup>7)</sup> 등의 연구에 의하면 원통내부 유동의 경우 양호한 교반을 위해서 정상유동과 요동유동이 동시에 작용하는 것이 요구된다. 와 유동을 이용한 원통내의 유동은 원통의 크기, 테이블의 운동진폭, 요동각속도, 액체의

깊이 등에 따라 달라지게 되며, 버너의 화염의 형상 안전성, 온도분포 및 배출 가스 특성은 구조와 연료 및 산화제의 유동 특성에 영향을 받게 된다.

이러한 특성들을 고려할때 버너 설계에 대한 최적의 설계 변수로는 보염기 (Flame holder)의 형상과 스월베인(Swirl vane)의 각도, 내주 반경, 외주 반경을 들 수 있고, 버너의 기하학적 형상 변화에 따라 나타나는 연소 특성에 관한 실험적, 이론적 연구들이 국내외에서 활발히 진행되고 있고, 흥미 있는 연구 결과가 계속 발표되고 있다.

김인규등 과 윤육현<sup>8)</sup>은 건 타입 버너에서 경사형과 수직형의 보염기 형상에 따른 유동장 및 연소장 특성을 비교하기 위해 실험적 방법과 수치해석 방법을 도입하여 경사형 보염기가 수직형보다 하류의 버너 중심부에서 보다 안정된 화염장 구조를 형성하여 스월베인 후류영역과 외곽부 슬릿부에서 고온부가 이루어짐을 밝힌바 있다.

이러한 많은 연구들이 수행되었지만 대부분의 연구는 국부적인 현상의 분석에 국한되고 있으며, 유동에서부터 연소후의 배기까지의 종합적인 연구는 부족한 상태이다. 특히 산업용 연소기에 대한 연구는 아직 경험에 의한 개조의 수준을 벗어나지 못하고 있다.

## 1.2 연구의 목적

본 연구는 스윙유동을 이용한 산업용 연소기의 연소실 내부 유동을 계산에 의하여 분석하고 이를 바탕으로 설계된 연소기에서 유동과 연소특성을 실험에 의하여 체계적으로 분석하고자한다.

연소실내부의 유동을 계산에 의하여 분석하는 연구는 2장에서 스윙 버너와 일반버너를 실제 형상대로 모델링하고 계산에 의하여 두 버너의 내부 유동장의 비교·분석을 수행하였다.

실험에 의한 연구는 3장에서 직선적인 화염을 연소공기의 회전을 통하여 화염면적을 증가시킬 수 있도록 2차 공기에 의해서 1차 연소실내에 강선회류를 형성할 수 있는 보염기를 제작하였고, 실험을 통해 화염형상, 화염안정성, 온도 특성 및 배출가스 발생 특성을 2-pass 로통 연관 보일러 및 로통 연관 보일러에서 일반 버너와 비교 실험하였다.

결과 및 고찰은 4장에서 스윙 버너와 일반 버너의 실험을 토대로 효율적인 측면과 배기적인 측면에서 그 결과를 종합적으로 고찰하였다.

### 1.3 선행연구

공업로는 대부분이 연료를 연소시켜 발생하는 열을 이용하는 연소로로서, 여기에 사용되는 연소기의 성능 특성에 따라 열효율, 가열특성, 유해 배출가스량 등이 크게 영향을 받는다. 상용화된 기존의 연소기는 대부분 가스의 연소열을 대류가열의 형태로 이용하고 있기 때문에 열효율이 낮고, 연소부하에 따른 화염구조 등이 변하게 되어 피열체에 국부가열을 발생시킬 수가 있으며, 화염중 국부 고온영역의 존재와 연료 및 공기의 불충분한 혼합으로, 배출가스 중 질소산화물( $\text{NO}_x$ )과 미연소 물질이 증대되는 문제점이 있다.

이에 반하여 난류분류확산화염의 형태인 선회유동을 이용한 버너는 연료와 공기의 연소로부터 발생하는 복사열의 형태로 피열체에 빠르고 균일하게 전달함으로 피열체의 가열시간을 단축시키고, 가열품질을 향상 할 수 있는 장점이 있다. 또한 버너의 중심에서 강한 선회력을 동반한 연소공기가 반경방향으로 토출되기 때문에 화염의 전면에서는 후류가 형성되어 연소가스의 자기 재순환이 이루어지므로 연소영역에서의 산소농도 저하와 얇은 화염형상에 따른 화염의 방열성 촉진으로 질소산화물(thermal  $\text{NO}_x$ )의 발생을 억제하고 연료 및 공기의 혼합성 향상으로 저 공기비 운전영역에서도 완전연소가 가능한 특징을 가지고 있다.

이와 같은 스윙 유동을 이용한 버너는 선회강도에 따라 버너의 축방향과 반경방향으로 유동의 형태 및 크기가 변화하고, 연소가스 재순환 영향을 주게 되어 연소의 제반 특성이 달라지게 된다.

선회유동을 이용한 버너의 연소형태는 난류 확산화염으로 화염의 형상, 화염 안정성, 화염온도 분포 및 배출가스 특성이 버너의 기하학적 구조와 연료 및 산화제의 유동특성에 따라 상당한 영향을 받게 된다.

확산화염에 대한 실험적, 이론적 연구는 기체 연료를 정지 대기 중이나 공기 분류중에 분출시켜 형성시킨 분류확산 화염에 대한 연구가 대부분이다. 그 이유는 분류 확산 화염이 실제의 연소장치에서 가장 많이 사용되고 있고, 연소에 의해 유동장의 본질이 변화하지 않을 뿐 아니라 유체역학적 관점에서의 연구에 가장 적합하기 때문이다. 따라서 분류확산 화염들에 대한 연구는 스텝과 보염기의 후류에 안정화된 확산화염의 구조에 대한 연구<sup>9)</sup>와, 연료제트와 공기와의 전단층에 형성되는 확산화염에 대한 연구<sup>10)</sup>가 있다.

Mathur<sup>11)</sup>, Maccallum<sup>12)</sup> 등은 3차원 구형피토포관을 사용하여 3차원 난류 유동장을 측정하였으며, 강선회류는 연소실 중앙부에 재순환영역을 발생시킴을 확인하였다.

Aoki 등은 원통형 연소기내의 유동현상을 해석하기 위해 레이저 유속계와 열선풍속계 그리고 5공 피토포관을 이용하여 스윙수를 0.35에서 1.35까지 변화시켜 가면서 시간평균 유속과 난류강도 등을 측정하여 역류영역, 와 중심영역, 보조 순환영역의 위치와 크기, 형상 등 연소기 내부의 유동양식을 규명하였다.

Hirai 등은 산업용 보일러나 공업용 노(furnace)등에서 분무 연소할 때 배출되는 질소산화물(NOx)농도를 저감하기 위해서 강선회 공기유동과 넓은 분무각을 갖는 이류체 분무기(twin-fluid atomizer)를 조합한 선회공기류에 의한 연소방식을 사용한바 있다.

이것은 보염능력이 우수하고 공기와 연료의 혼합을 용이하게 하여 고부하 연소효과를 회전중심 부근에서 생기는 강제와류를 이용한 보염 효과에 의해 화염을 반경방향으로 확대하여 고부하연소를 실현하는 것이다.

Kurihara 등은 분무연소로에서 상용 건형 오일버너의 분무연소 특성을 파악코자 속도분포들을 연소시와 비연소시로 나누어 레이저 유속계를 이용하여 측정하였는데, 배플판(baffle plate) 후류 측에서 연소 시 및 비 연소 시 연소용

공기의 유동특성이 부압으로 나타나 순환류가 존재하고, 반경방향 속도는 외측에 강한 부의 최고값이 나타남을 확인하였다.

Yule<sup>13)</sup>은 프로판과 공기의 전단층에 형성되는 분류확산화염에 관한 연구에서, 혼합 영역 내에서 와류 링이 형성되어 난류혼합을 촉진시키고 있음을 확인하였고, Takagi<sup>14)</sup>등은 혼합기구를 밝히기 위해 난류변동 성분에 대한 연구를 수행하였으며 난류 확산연소분야에서는 난류변동 성분의 계측을 통해 난류 혼합기구를 밝히고자 하는 연구<sup>15)</sup>들이 계속 수행되고 있다.

Yamaguchi<sup>16)</sup>은 평면 전단류중에 형성되는 난류확산 화염을 대상으로 실험과 수치 계산을 통해 코히어런트(coherent) 구조와 난류확산 기구를 조사하였다. 비연소시에는 고속과 저속의 양측에서 휘말려 들어오는 Brown-Roshko의 코히어런트 구조와 동일한 스케일의 와(vortex)를 확인 하였지만, 연소시의 코히어런트 구조는 고속측에서만 형성되고, 저속측으로는 휘말려 들어오지 않는 화염이 형성된다고 보고한 바가 있다. 그러므로 공기를 고속류로, 기체연료를 저속류로 하게되면, 고속측인 공기류에 의해 연료의 공기확산이 비재되어, 기존의 기체연료가 고속측인 확산화염 보다 연료의 공기확산이 더 크게 되어, 단위 시간당의 더 많은 연료가 연소될 것으로 사료된다.

선회류는 보염효과를 높이고 연소속도를 지배하는 난류강도의 증대 및 체류시간을 제어하는 역할을 하는 것으로 알려져 있다. 특히 재순환 영역은 고강도의 난류에 의해 연소가스와 미연소가스의 활발한 혼합이 이루어져 열과 물질전달을 지배하고, 또 열과 활성화학종을 저장하는 역할을 하므로 화염안정화에 중요한 역할을 한다.<sup>2), 16)</sup>

재순환류는 연소기의 공기덕트에 접선방향 공기류가 공급되면, 공기류는 나선모양의 선회운동을 하며, 유체에 가해진 원심력과 공기덕트 벽에 가해지는 압력사이에  $dp/dr = \rho w^2/r$  ( $w$ :접선방향 유속)의 정압분포와 관계가 형성된다.<sup>17)</sup>

선회공기류가 연소기 출구에서 분출됨에 따라 중심축 부근의 저압은 점차압력을 회복하여 축방향의 압력 역구배를 형성시키며, 유동의 축방향 운동에너지가 역방향의 압력구배를 극복하지 못할 때 재순환 영역이 형성된다.<sup>17)</sup>

이러한 재순환 영역은 Toroidal Vortex의 형태를 취하므로 CTRZ(Central Toroidal Recirculation Zone)라 하며, 선회화염에서는 열과 반응성이 강한 각종 화학종의 저장고로 작용한다.<sup>2)</sup>

재순환영역은 일반적으로 주류에 둘러싸여 재순환 영역의 경계를 통한 순 질량유량이 없는 폐루프(closed loop)로 생각되므로, 재순환영역의 경계는 축방향의 단면에서 순류의 질량유량과 역류의 질량유량이 같아지는 반경방향의 위치로 결정된다.

반면에 환류영역의 경계는 축방향의 각 단면에서 순류에서 환류로 유동방향이 바뀌는 위치인 순류와 환류의 경계이므로 축방향의 유속이 0인 반경방향의 위치로 결정된다.

그러므로 재순환영역의 중심은 환류영역의 경계상에 위치하게 된다. 화염의 안정은 재순환영역과 주류사이(재순환 영역의 경계)에서의 난류확산에 의한 열 및 물질교환에 의해 이루어 진다고 알려져 있으며, 또한 재순환 영역내의 대부분의 대류열전달은 환류영역으로부터 순류로의 열이동에 의해 이루어지므로 환류영역의 경계가 화염안정성에 중요한 요소이다. 이러한 선회류의 효과를 극대화하기 위한 방안으로 이중 선회를 이용하는 이중 선회류와 재순환 영역에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Takashi<sup>18)</sup>, Samulesen<sup>19)</sup> 등은 이중선회에 의한 혼합률 증대가 과농지역을 감소시키고 저 NO<sub>x</sub>특성을 보이는 것을 실험을 통해 관찰하였고, 이중선회의 방향성에 따른 연료의 분포와 혼합특성을 비교하였다. Chigier<sup>20)</sup>는 NO<sub>x</sub>의 생성을 Thermal, Fuel 및 Prompt NO<sub>x</sub>의 3가지 메커니즘으로 나누고, 각각의 특

성을 연구하였다.

Starkman<sup>21)</sup>은 NO를 포함한 주요화학종의 농도분포를 직접 측정하고, 이들 농도의 원자량 평형식을 사용하여 연소기 내의 국소 당량비 분포 및 연소 효율을 구하여서 당량비의 변화에 따른 연소기 내의 온도 분포와 농도 분포를 언급하였다.

Ghaffarpour<sup>22)</sup>등은 30°의 분무 각을 가지는 압력 선회용 노즐과 0.36의 선회수를 가지는 선회기를 이용하여 가스터빈 모델 연소기내에서의 선회 및 회석공기의 유량에 따른 화염의 형상 및 안정성에 관해 연구하였다. 선회기에 의해 안정화된 모델 연소기내에서의 화염의 blow-off한계 및 일정한 회석공기의 유량에 따른 선회공기량의 증가가 결과적으로 화염소멸을 가져오고, 선회공기량의 감소는 화염의 신장을 가져와서 연소기 밖으로 blow-out을 유발시킴을 연구하였다.

Lefebvre<sup>23)</sup>는 CO와 NOx의 농도 합이 약 1700K 부근에서 가장 작게 나타나고, 이 조건을 만족시키기 위해서 연소기의 형상을 바꾸고, 여러 개의 연료노즐을 설치하여 분사를 시키는 단계연소(Staged combustion)방식을 제안하였다.

Kihm<sup>24)</sup>등은 레이저 유속계를 이용하여 가스터빈에 사용될 선회기(swirler)의 베인각도와 허브(hub)직경을 변화시켜 가면서 난류 스월유동장의 유동특성을 파악하였는데, 접선방향 속도분포의 peak치는 베인각도가 40°인 선회기의 출구에서 발견되었으며, 또 재순환 영역의 크기와 강도도 역시 40°에서 가장 높다는 것을 밝힌 바 있다.

Lee<sup>25)</sup>등은 고부하 연소기의 유동장 특성에 관한 연구에서 연소실 팽창각에 따른 유동 특성과 선회도의 증가에 따른 재순환 영역의 축방향의 속도가 증가하는 것을 관찰하였다.

Ikeda등은 가스터빈 연소기등에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 선회류를 동반한 연소기내의 유동이 재순환 영역, 와중심영역들이 발생하여 복잡한 유동을 형성하고 있지만, 선회류에 의해 생성되는 재순환 영역의 거동과 유동상태, 연료와 공기의 혼합, 온도 및 농도분포들을 조사 하였다.

Takagi와 Okmoto등은 선회화염의 재순환 영역 내에서의 운동과 난류수송의 제어를 위하여 수치해와 실험치를 비교한 결과, 2유속성분과 온도측정을 하고, 그 변동치의 상관을 구하면 선회연소기의 혼합과 연소특성을 이해하고 제어하는데 많은 도움이 된다고 보고하고 있다.

특히 Gupta등<sup>26)</sup>은 유동장의 높은 전단응력 영역과 과농 영역이 일치 되도록 연료와 유동의 방향을 조절함으로써, 높은 연소 부하율을 얻을 수 있고, 또 화염의 안정한계도 더 넓어지는 다중 선회연소기의 원리를 발표하였다.

## 1.4 배출물의 생성

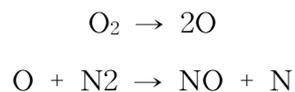
1940년대 후반에 Haagen-Smit등<sup>27)</sup> 질소 산화물과 반응성 탄화수소가 관여한 반응으로부터, 대기 중에 특정 ‘스모그’가 형성됨을 발견하였고, 이 발견 이후 광화학적 ‘스모그’제어를 위한 초기노력은 탄화수소의 배출량을 저감하는데 집중되었다. 그러나, 그 후의 연구는 질소 산화물의 배출량을 저감시키는 방향으로도 수행되었다.

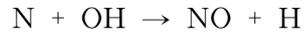
NO, NO<sub>2</sub>, NO<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>들의 질소산화물중 NO(nitric oxide)와 NO<sub>2</sub>는 대량으로 배출되기 때문에 가장 중요한 두 개의 대기오염물질로 분류되고 NO<sub>x</sub>의 약 95%는 NO의 형태로 배출되며, NO는 thermal 또는 fuel NO<sub>x</sub>의 두 가지 반응기구에 의해 생성된다.

thermal NO<sub>x</sub>는 연소에 사용된 공기 중, 질소와 산소의 반응으로 생성되고, thermal NO<sub>x</sub>의 생성속도는 온도에 대단히 민감하며, 화염온도가 1800K에서 빠르게 생성된다. fuel NO<sub>x</sub>는 연료 중 유기 질소를 함유하는 연료의 연소에서 생성된다. fuel No<sub>x</sub>의 생성은 부분적인 연소조건과 연료 중에 포함되어 있는 질소 함유정도에 의해서 좌우된다.

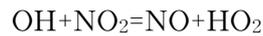
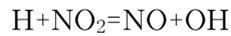
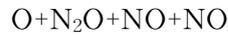
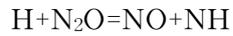
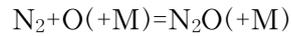
Chigier<sup>18)</sup>는 NO<sub>x</sub>의 생성을 Thermal, Fuel 및 Prompt NO<sub>x</sub>의 3가지 메커니즘으로 나누었고, NO<sub>x</sub>의 총 배출량 중에서 NO<sub>2</sub>와 N<sub>2</sub>O의 비율은 작다고 하였다. 일반적으로 널리 알려진 NO의 생성경로는 다음과 같이 나누어진다.

Thermal NO<sub>x</sub> mechanism

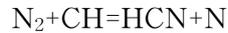




$\text{N}_2\text{O}$  중간 생성물 및  $\text{NO}_2$ 를 통한 NO생성



Fernimore에 의해서 제안된 Prompt NO생성



Fernimore는 40ppm에서부터 100ppm이상 범위에서 빠르게 생성된 NO의 농도를 측정하였다.

Duterque는 반응조 내의 체류시간이 0.004초 이하인 매우 빠른 기상반응들로부터 시료를 채취하기에는 어려움이 있다고 보고하였다. 빠른속도로 생성된 NO는 과잉연료 연소영역에서는 매우 중요하다.

중간생성물인 HCN(hydrogen cyanide)은 질소가 불꽃 연소 중 생성된 탄화수소 반응기의 공격을 받을 때 생성되는 것으로 생각되고, HCN은 CN을 생성하기 위해 OH와 결합하고 CN은 NO로 산화한다. 또한 N 원자와 NH반응기 역시 생성되면 화염 속에서 NO로 산화된다.

Mackinnon은 공기뿐만 아니라, 질소, 산소, 아르곤의 가열된 혼합물에 대해 연구하였다. 이 연구에서 1,600°C 이하에서는 200ppm 이하의 NO가 생성되고, 1800°C 이상에서는 수천 ppm의 NO가 생성되었다. 또한 1,990°C±26°C에서 최고 NO농도를 관찰하였다.

Javier<sup>28)</sup>등은 연료의 단계적 공급에 의한 연소 방식을 적용하여 중소형 규모의 버너와 prototype버너의 연소 특성에 관한 비교 분석을 통해 NOx 배출량 감소를 위한 최적의 운전 조건을 제시하였다.

Schmittel<sup>29)</sup>등은 천연 가스(natural gas)를 연료로 사용하고 과잉 공기비가 1.2정도로 연료 희박 조건인 버너의 같은 선회 강도 조건에서 연료의 축방향 운동량이 감소할수록 NOx 배출량이 감소함을 보였다. 또한 연료와 공기의 유속비가 일정할 경우 선회류의 강도가 클수록 버너 근처의 재순환 영역에서 재순환 유량 및 유속의 증가로 인해 화염내 국부적인 고온 영역대에서의 체류시간이 감소함에 따라 NOx 배출량이 감소하는 것을 증명하였다.

위의 결과들을 종합하여 NOx 제어에 관한 몇 가지 방법을 생각해보면, 최고 화염 온도 연역의 온도를 낮춤으로써 thermal NO 생성을 최소화할 수 있고, 최고 화염 온도가 국부적으로 연료가 농후한 영역에서 발생하는 연소 조건을 만들어 이미 생성된 NOx를 N<sub>2</sub>로 환원시킬 수 있으며, 주 연소 영역 이후 hydrocarbon radical 들이 존재할 수 있는 연소 조건을 만들어 화염 후류 영역에서 NOx를 N<sub>2</sub>로 환원시킬 수 있다.

NOx 제어의 대표적인 두 가지 방법은 연소방식의 변환과 배기가스의 처리 기술이다. 연소 방식의 변환으로는 화염영역에서의 최고치 온도를 감소시키는 것과 화염영역에서의 가스의 체류시간을 감소시키는 것, 화염영역에서의 산소 농도를 감소시키는 것이다.

배기가스 처리기술로는 크게 연소전처리 방법, 저 NOx 연소법, 연소후처리

방법 3가지로 나눌 수 있다. 연소 전처리 방법에는 첨가제를 사용하는 방법과 emulsion 연료를 사용하는 방법 등이 있고, 저 NO<sub>x</sub> 연소법에는 저 과잉공기 연소법(low-excess-air firing), 비양론적 연소법(off-stoichiometric combustion), 배기가스 재순환법(flue gas recirculation), 가스 재연소법(gas reburning), 연소속도 감축법, 물 주입법(water injection) 등이 있으며, 후처리 방법으로는 촉매를 사용하는 방법과, 흡수-산화법, 흡수-환원법, 산화 흡수법 등과 같은 기술들이 있다.

일반적으로 중대형 급 이상 규모의 보일러 및 기타 연소 시스템의 경우 선택적 촉매 환원법(Selective Catalytic Reduction), 비 선택적 촉매 환원법(Selective NON-Catalytic Reduction)과 같은 연소 후 처리 방법에 의한 배기가스 배출 제어 연구가 많이 시도되고 있으나, 연소 개선에 의한 배기가스 농도 제어가 충분히 이루어질 경우 이러한 후처리 장치에 관한 비용 절감을 이룰 수 있다는 경제적 측면에서 연소 개선에 의한 방법은 연소 배기가스 제어에 있어서 보다 근본적이고 효과적인 방법이 될 수 있다.

이러한 연소 개선에 의한 NO<sub>x</sub> 제어 기술들 중 저NO<sub>x</sub> 버너(low NO<sub>x</sub> burners) 기술은 가장 널리 사용되는 NO<sub>x</sub> 제어 기술이다. 이는 일반적으로 NO<sub>x</sub> 배출량에 있어서 약 30~50% 정도의 감소 효과를 가져올 수 있으며, 배기가스 재순환, FIR(Fuel Injection Recirculation) 등과 같은 다른 NO<sub>x</sub> 제어 기술들과 병용해 적은 비용으로 비교적 큰 배출량 감소를 얻을 수 있는 장점이 있다.

새로운 저 농도 NO<sub>x</sub> 연소기는 NO<sub>x</sub> 생성의 저감을 위해 개조된 장치 중 가장 일반적인 장치이다. 저 농도 NO<sub>x</sub> 연소기는 새로 건설하는 화력발전소에 효율적일 뿐만 아니라, 개조를 계획 중에 있는 기존 화로에도 쉽게 적용할 수 있다.

기본적으로 저 농도 NO<sub>x</sub> 연소기는 연료와 공기혼합을 제어하기 위해, 각기 다른 장치를 이용하며, 모든 장치는 근본적으로 앞에서 기술되었던 저 과잉공기 연소법과 비양론적 연소법 두가지 방안을 효율적으로 자동화시키고 있다. 실험에 의하면, 저 농도 NO<sub>x</sub> 연소기는 종전의 연소기와 비교하여 NO<sub>x</sub>배출을 40-60%정도 감소시킬 수 있다고 한다.

## 제2장 선회유동에 대한 계산적 고찰

### 2.1 계산조건 및 방법

선회유동에 대한 계산적 고찰은 회전 요동하는 원통내의 유체유동에 관한 것으로서, 흡입초기부터 흡입공기에 강한 와 유동을 형성시키는 스월 유동을 이용한 버너와 비교 실험 대상인 현재 상용화 되어 있는 Wide 버너의 원통 내에서의 각각의 내부 유동을 비교하기 위하여 상용코드인 Fluent 코드를 이용하여 수행하였다.

원통내의 유동은 원통의 크기, 테이블의 운동진폭, 요동각속도 등에 따라서 달라지며 이러한 특성들에 따라 달라지는 유동을 이해하고 정상적으로 그 효과를 파악하는 것이 매우 중요하나, 이러한 중요성에도 불구하고 이에 관한 유체역학적 연구는 지금까지 전무한 실정이다.

본 연구에서는 실험을 통하여 결과를 고찰하기 이전에 스월 유동을 이용한 버너와 비교 실험 대상인 Wide 버너의 원통 내에서의 유동을 비교하기 위하여 스월 버너는 흡입공기에 강한 와 유동을 형성할 수 있도록 보염기와 노의 형상을 실제 형상대로 설계하고, Wide 버너 역시 실제 형상 그대로 설계하였으며 격자생성은 입구에서의 빠른 유동을 상세히 분석하기 위하여 조밀 격자를 사용하였으며 노즐은 Solid로 가정하여 스월 버너와 Wide 버너를 동일한 격자로 구성하였다.

난류 모델은 벽 압축성 난류유동의 해석에 3차원 Reynolds Averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식과 연속방정식을 지배방정식으로 하고, 계산에 사용된 RANS 방정식과 연속방정식은 다음과 같다.

$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} \quad , \quad \langle \cdot \cdot \rangle \nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2-1)$$

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} - \nabla p \quad (\mu = 0) \quad (2-2)$$

$$-\nabla p + \mu(\nabla^2 \vec{V}) + \frac{1}{3}\mu(\nabla(\nabla \cdot \vec{V})) + \rho b = p \cdot \vec{V} \quad (\text{compressible fluid}) \quad (2-3)$$

위 식을 속도에 의한 Navier-Stokes Equation으로 고치게 되면

$$\dot{v} = \frac{\partial v}{\partial t} + V \cdot \nabla V \quad (2-4) \quad \text{이 된다.}$$

계산조건으로는 TASCflow에서 제공하는  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하였고, 조밀한 격자를 사용할 경우에 발생하는 벽면함수(wall function)의 모순을 피하기 위해 격자수를 줄여 계산하는 수정된 함수를 사용하였다.<sup>30)</sup>

노즐은 Solid로 가정하고 연소실 내부에서 충분한 유동을 나타낼 수 있도록 하기 위하여 보염기를 통과하는 흡입공기에는 3m/s의 일정한 속도를 주어 계산을 수행하였고, 내부의 유동과 속도 벡터의 분포를 고찰하였다.

Table 2.1에 실험조건을 나타내었다.

Table. 2.1 Condition of simulation

Items	Condition	
Area (Dig*Length)	400 * 1350(mm)	
Calculation Number of grids	50000개	
Tool of grid generation	CATIA 5.7 ICEM CFD	
Solver	FLUENT 6.0	
Turbulence model	$k-\epsilon$	
Governing Eqs	Reynolds average Navier-Stokes Eq	
Boundary values	Inlet velocity	3m/s
	Outlet pressure	1atm

## 2.2 결과 및 고찰

### 2.2.1 실험버너의 유동해석

Fig. 2.1-Fig. 2.8은 실험버너의 유동 해석 결과를 나타낸다. Fig. 2.1은 보염기의 정면 형상으로서 흡입공기가 연소실 내부로 유입될 때 흡입공기에 와 유동을 일으킬 수 있도록 되어 있고, 속도벡터는 흡입공기를 회전 시킬 수 있는 고정 날개부분에서 가장 크게 나타나고 있다.

Fig. 2.2-Fig. 2.4는 실험버너의 입구, 출구 및 정면 형상을 나타낸 것이다.

Fig. 2.2에서는 입구보다 출구에서의 속도가 낮은 것을 볼 수 있다. 이는 연소실 내부에서 연소가 활발히 이루어질 수 있고, 출구를 통해 나오는 배기 가스의 수치가 적어질 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 2.3은 입구에서의 속도 벡터를 나타내고 있다. 실험버너는 흡입초기부터 강한 와 유동을 나타내며 축방향의 진행과 함께 유동 분포가 연소실 외벽 쪽으로 넓어짐을 알 수 있다.

Fig. 2.4는 실험버너의 정면 형상을 나타낸 것으로 실험버너는 흡입초기부터 흡입공기의 강한 와 유동으로 연소실 내부에서 공기의 활발한 유동을 일으키고 있고, 화염이 벽면을 따라 선회하는 구조를 보이고 있다.

연소실 내부 중심 단면 유동의 분포와 변화를 상세히 분석하기 위하여 축방향 단면속도 분포와 연소실 내부유동 분포를 각각 Fig. 2.5와 Fig. 2.6에 나타내었다.

실험버너의 경우 중심축에 강한 역방향 속도를 나타내며 그 외곽으로 순방향의 높은 유동 속도를 보여준다. 이는 와 유동으로 외부로 분산되며 이동된

유동의 영향으로 중심축 방향으로의 강한 와유동이 있음을 알 수 있다.

Fig. 2.7과 Fig. 2.8은 각각 실험버너의 전체 유동과 전체 압력 분포를 나타낸다.

실험버너의 전체유동은 유동 흡기초기부터 와 유동이 발생하여 2겹, 3겹의 선회 유동 형태를 보여주고 있고, 전체 압력에서는 흡입공기가 유입되는 보염기 날개깃 부분에서의 압력이 가장 크게 나타나고 연소실 내부에는 압력 분포가 고르게 나타나고 있으며, 출구에서 좀 더 크게 형성되고 있음을 알 수 있다.

실험 버너의 유동해석 결과에서 알 수 있듯이 흡입초기부터 흡입공기에 강한 와 유동을 발생시키면 연소실 내부에서 유동이 그 외곽으로 분산되므로 화염이 와 유동에 의해 회전하며 연소실 외벽으로의 큰 속도로 인하여 화염이 연소실 전체에 고르게 전달되어 열전달 역시 연소실 전체에 고르게 일어나기 때문에 더 빠르게 열을 전달 할 수 있게 되고 그에 따라 열전달 성능을 향상시킨다.

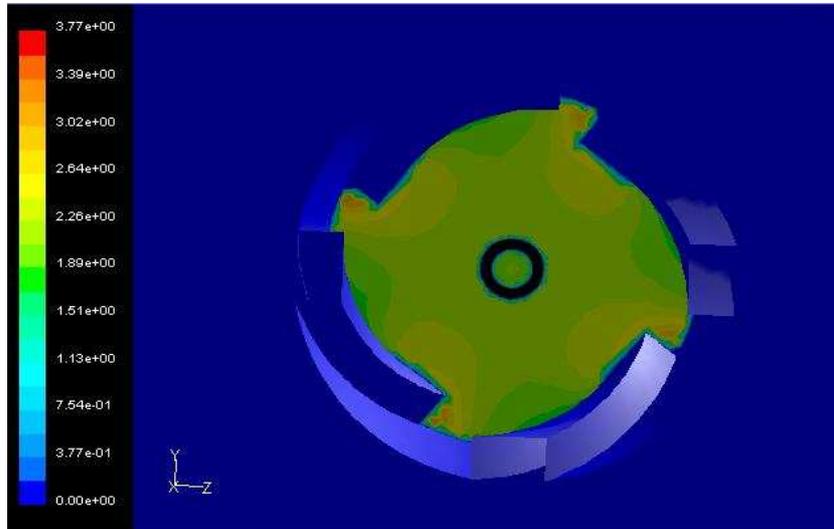


Fig. 2.1 A front section of swirl burner

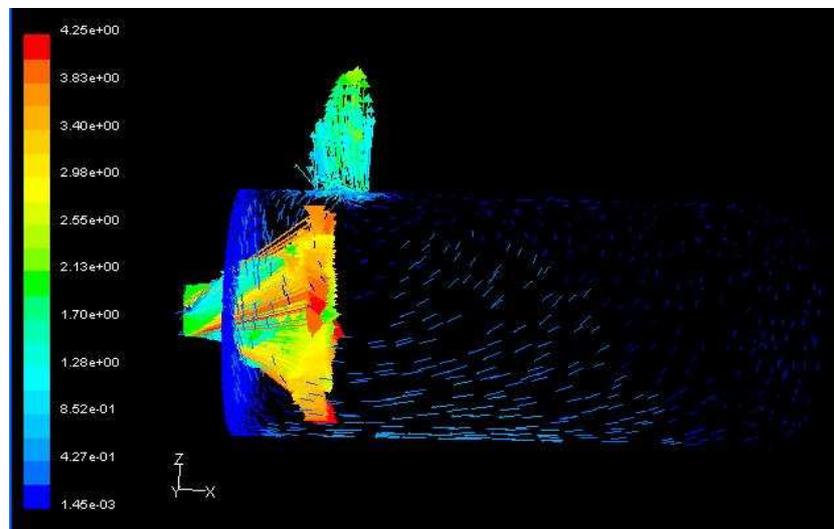


Fig. 2.2 Inlet and outlet velocity vector of swirl burner

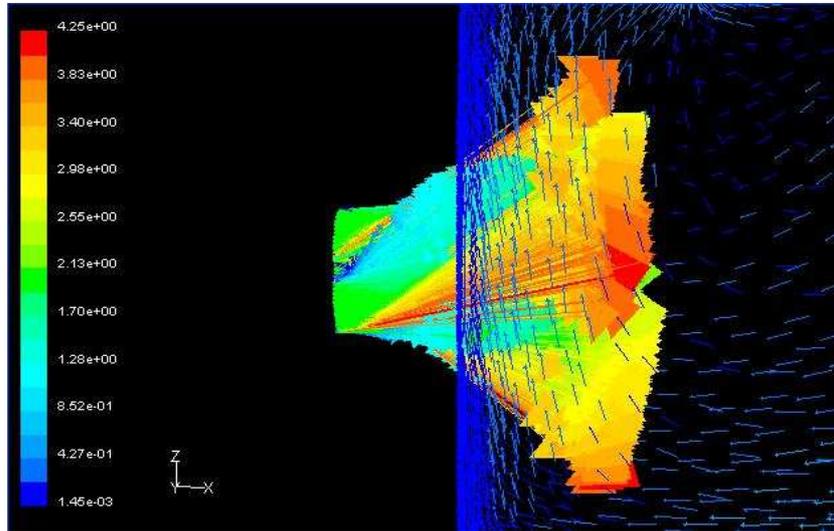


Fig. 2.3 Inlet velocity of swirl burner

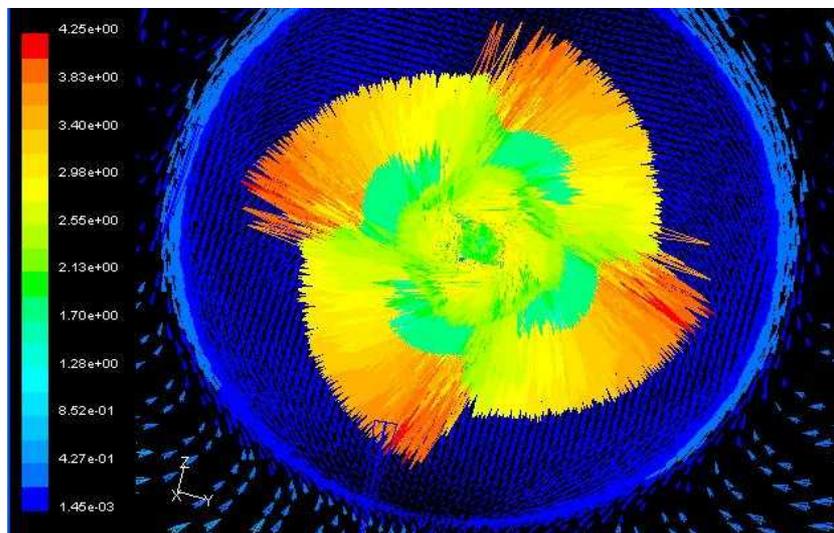


Fig. 2.4 An entrance section of swirl burner

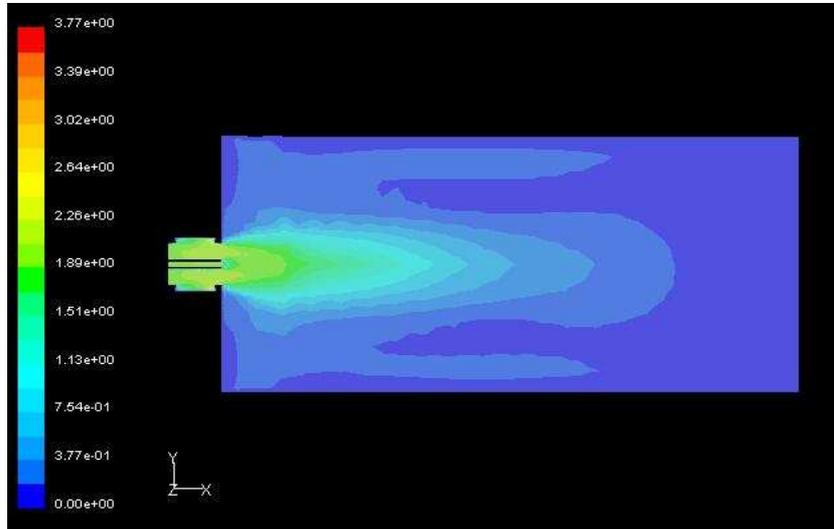


Fig. 2.5 Sectional flow of swirl burner

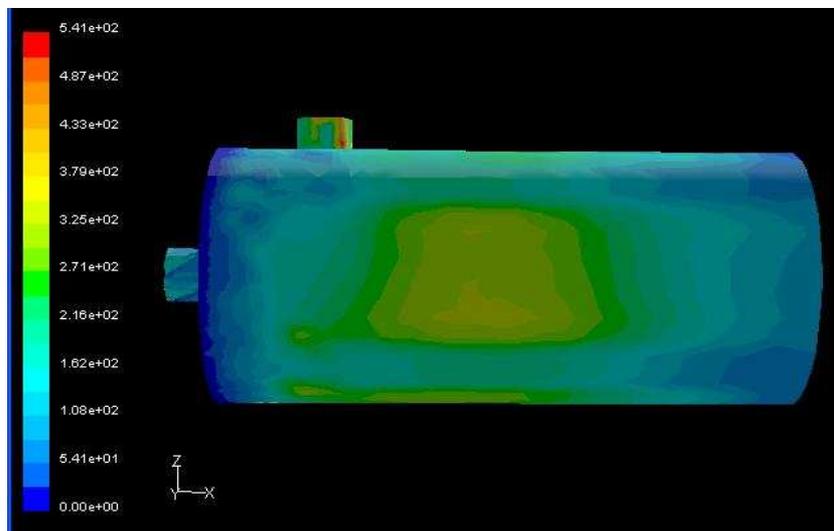


Fig. 2.6 Whole flow of swirl burner

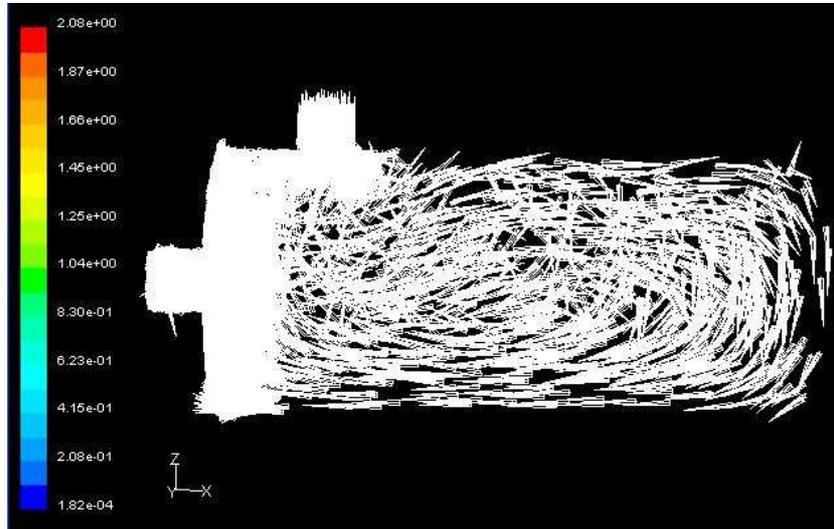


Fig. 2.7 Interior flow of swirl burner

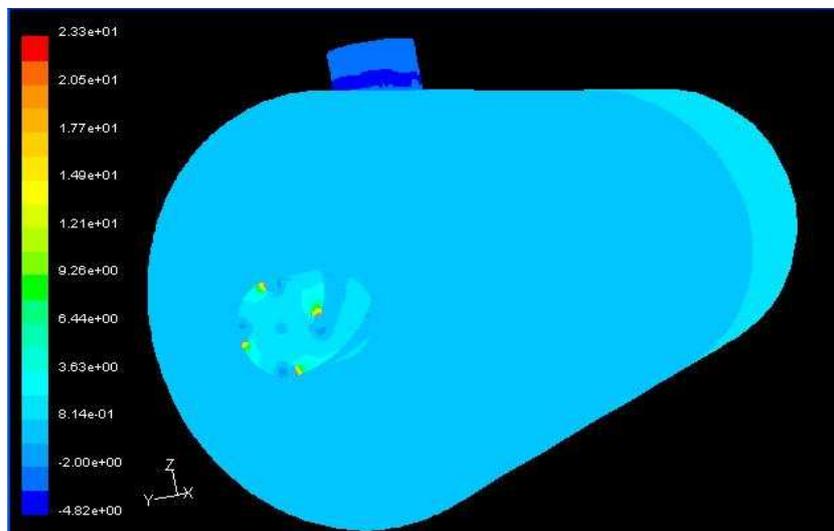


Fig. 2.8 Whole pressure of swirl burner

## 2.2.2 상용버너의 유동해석

Fig. 2.9는 상용버너의 보염기 입구형상으로 노즐을 지탱하고 있는 노즐 고정부 앞부분의 지름이 고정부 뒷부분보다 조금 크게 되어 있고 노즐과 노즐 고정부 사이로 흡입공기가 유입되고 유입된 흡입공기의 일부는 노즐중심으로 향하게 되고 일부는 노즐 고정부 외부에 충돌하여 흡입공기를 연소실 외벽 쪽으로 확산시킬 수 있는 구조로 되어있다.

Fig. 2.10은 상용버너의 입구 및 출구의 속도 벡터를 보여준다.

상용버너의 입구에서의 속도는 폭 방향보다 축 방향으로 크게 나타나고 있고 출구를 통해 유출되는 배기가스의 속도가 더 크다는 것을 알 수 있다. 이는 실험버너에 비해 연소가 활발히 일어나지 못하게 되고 상대적으로 많은 양의 배기가스를 동반 할 수 있다.

Fig. 2.11은 입구에서의 속도분포를 자세히 나타내었고, Fig. 2.12는 정면 형상을 나타낸 것이다. 상용 버너는 흡입 공기의 유입이 직진성을 띄는 구조로 되어 있고 입구 유동이 폭 방향으로 확산 없이 직진성을 유지하며 축방향으로만 진행됨을 알 수 있다.

연소실 내부 중심 단면 유동의 분포와 변화를 상세히 분석하기 위하여 축방향 단면속도 분포를 Fig. 2.13에 나타내었다.

상용버너는 중심축에서 가장 높은 속도를 나타내며 축에서 멀어지면서 점점 낮은 속도 분포를 나타내다가 연소실 벽면 근처에서 역방향의 속도 분포를 보인다.

Fig. 2.14에는 유동분포를 나타낸 것으로 연소실 위, 아래 외벽에서 가장 크게 발생하고 있음을 알 수 있지만 이러한 상용 버너의 유동크기를  $5.80e+01$ 로 같은 위치의 실험버너와 비교해볼 때 실험버너의 유동크기

$2.16e+02 \sim 2.71e+02$ 에 비해 상대적으로 약한 유동 분포를 보이고 있어 실험 버너의 유동이 강한 와 유동으로 인해 전체적으로 활발히 일어나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 2.15는 상용버너의 전체 유동을 Fig. 2.16은 전체 압력 분포를 나타낸다.

상용버너의 전체 유동은 직진성의 유동과 노 끝에서 선회하여 유동 흡입구 까지 순환하는 단순 유동을 보여주고 있다. 압력 분포는 연소실 외벽에 전체적으로 고른 분포를 나타내고 있고 실험버너에 비해 상대적으로 수치가 낮아 연소실 내부에서 실험버너의 내부 유동이 더 활발하게 일어나고 있음을 알 수 있다.

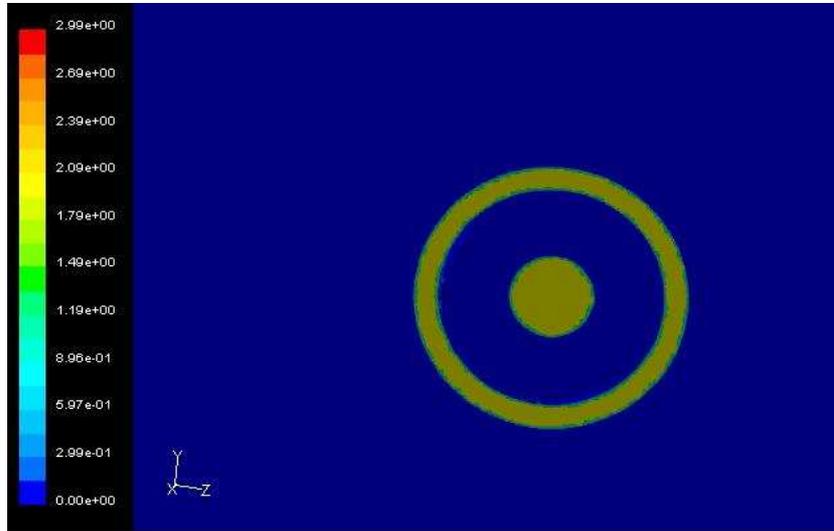


Fig. 2.9 A front section of wide burner

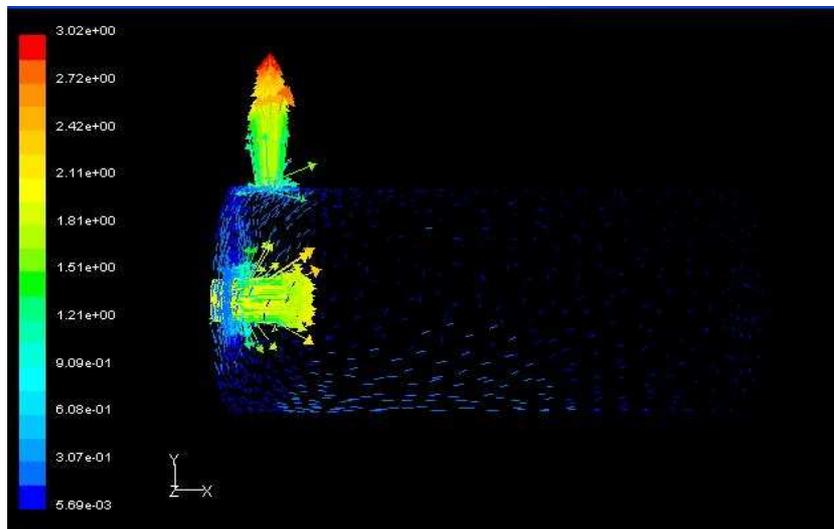


Fig. 2.10 Inlet and outlet velocity vector of wide burner

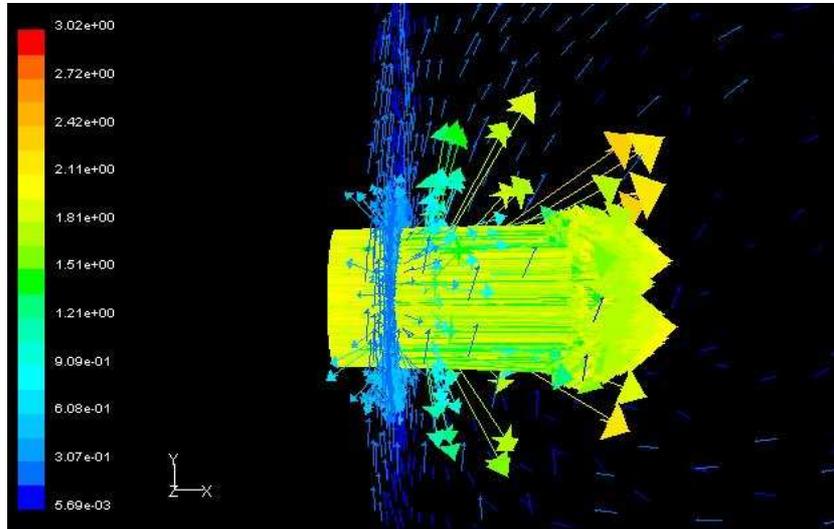


Fig. 2.11 Inlet velocity vector of wide burner

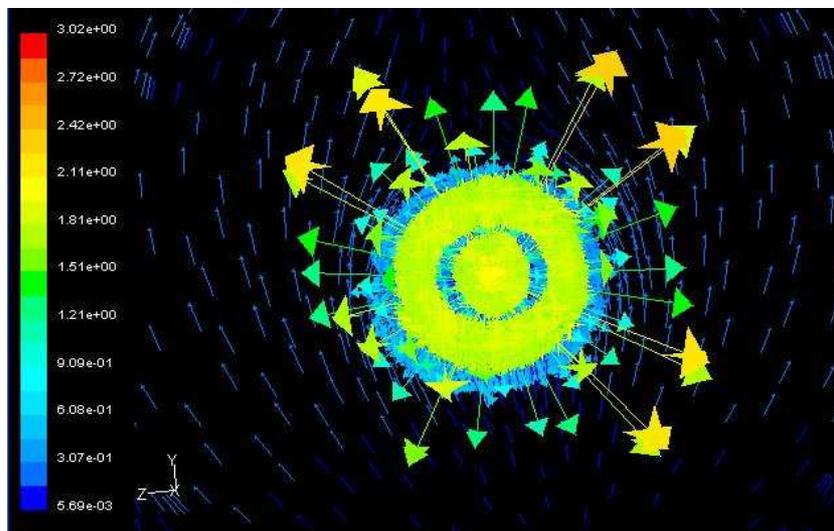


Fig. 2.12 An entrance section of wide burner

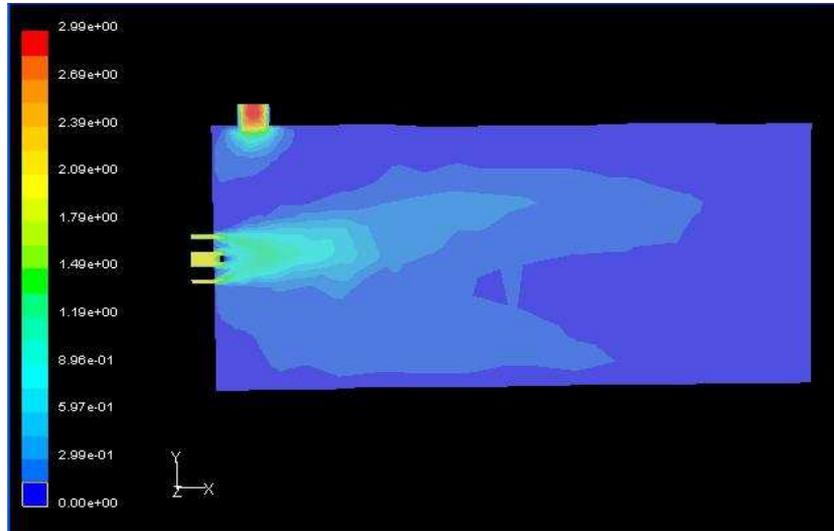


Fig. 2.13 Sectional flow of wide burner

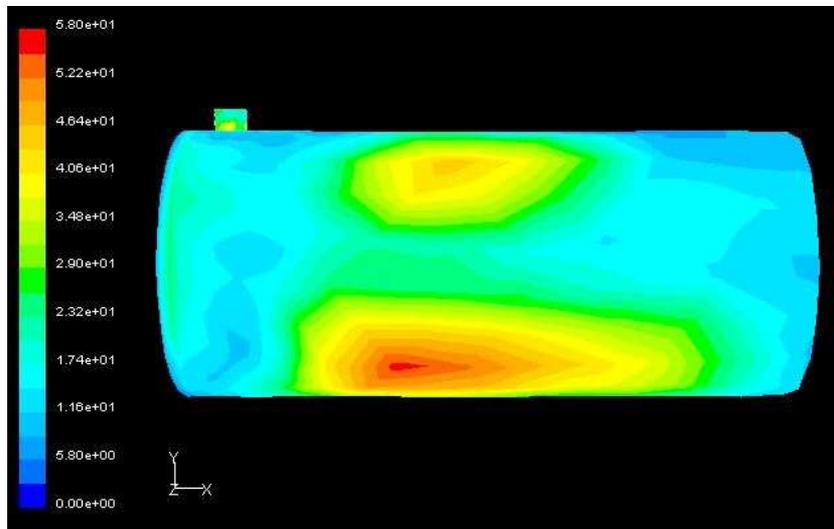


Fig. 2.14 Whole flow of wide burner

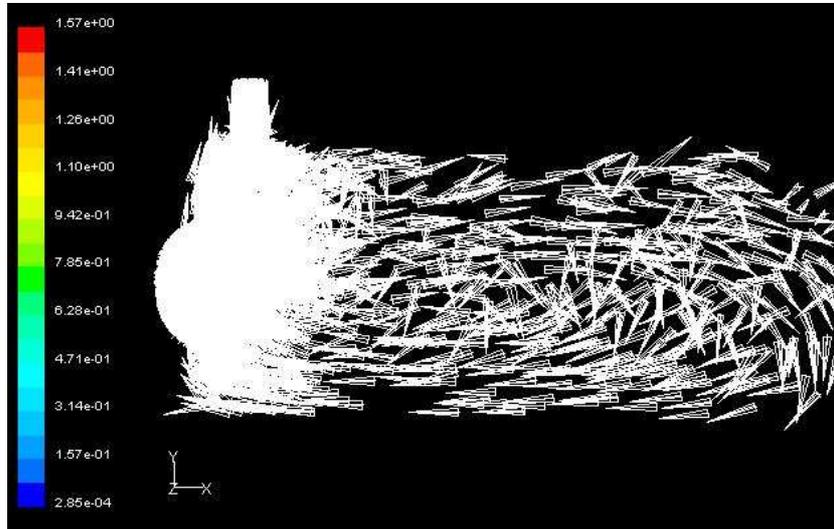


Fig. 2.15 Interior flow of wide burner

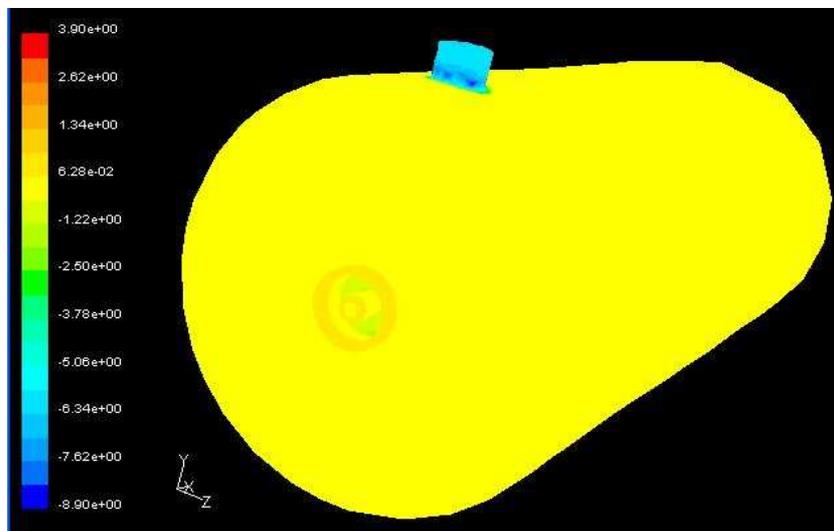


Fig. 2.16 Whole pressure of wide burner

### 2.2.3 스월버너와 일반버너의 유동비교

스월 버너와 일반버너의 입구에서의 유동을 비교해보면 스월 버너는 입구형상은 흡입공기가 연소실 내부로 유입될 때 흡입공기에 와 유동을 일으킬 수 있도록 되어 있으며 흡입초기부터 강한 Swirl 유동을 나타내며 축방향의 진행과 함께 유동 분포가 넓어짐을 보여주고 있고, 일반버너는 일부의 흡입공기가 연소실 벽면으로 확산되고 대부분의 흡입공기는 노즐 중심축 상으로 확산되는 구조로 되어있으며 입구유동이 폭 방향으로의 확산 없이 직진성을 유지하며 축 방향으로만 진행됨을 알 수 있다.

또한 스월 버너는 흡입 초기부터 흡입 공기의 강한 Swirl 유동으로 연소실 내부에서 공기의 활발한 유동을 일으키고 화염이 벽면을 따라 선회하는 구조를 보이고 있고 중심축에 강한 역방향 속도를 나타내고 그 외곽으로 순방향의 높은 유동 속도를 나타내며, 일반 버너는 흡입 공기의 유입이 직진성을 띠는 구조를 나타내고 있고 중심축에서 가장 높은 속도를 나타내며 축에서 멀어지면서 점점 낮은 속도분포를 나타내다가 보일러 벽면 근처에서 역방향의 속도분포를 보인다.

연소실 내부 유동을 비교해보면 스월 버너는 유동 흡입초기부터 와 유동이 발생하여 2겹 3겹의 선회 유동 형태를 보여주고 있고, 일반 버너는 직진성의 유동과 노 끝에서 선회하여 유동 흡입구까지 순환하는 단순 유동을 보여준다.

## 제3장 실험장치의 구성 및 실험방법

### 3.1 실험장치의 구성

실험버너와 상용버너에 대한 실험결과를 종합적으로 고찰하기 위해서 실험버너와 상용버너의 전체적인 실험 장치를 내부 유동해석에 사용된 것과 같은 형상인 로통 연관 보일러이고 선회 화염이 더 큰 효율을 발생할 수 있는 2-pass 로통 연관 보일러이며 각각의 실험장치 개략도는 Fig. 3.1과 Fig. 3.2와 같으며 버너에 사용된 노즐의 형상과 보염기를 통한 공기의 유입 경로는 Fig. 3.3과 같고 흡입공기가 유입되는 부분은 흰색이고, 검은 부분은 노즐 고정부이다.

본 실험 장치는 GUN타입 버너와, 연소실, 온도 및 연료소모량 측정시스템 및 배기가스 측정 장치로 구성된다. 연료는 보일러유를 사용하였고, 버너는 직경 0.15mm (7.89l/h)의 노즐을 사용한 건 타입 버너이며, 보일러는 선회 화염의 특성을 잘 살릴 수 있는 2-pass 드라이백 형식의 로통 연관 보일러와 단순 원형 실린더 형상의 로통 연관 보일러이다.

동일한 조건하에서 연소 성능을 분석하기 위하여 현재 상용화되어 있는 Wide 버너(화염이 직선적이며 연소실 외벽으로 화염에 의한 복사열에 의하여 보일러 내부에 열을 전달하는 방식)와 그 버너와 형상이 같고 연소공기를 회전시켜서 선회 유동을 발생 시킬 수 있는 보염기를 제작 하여 장착한 Swirl 버너(연소공기의 회전 유동을 이용하여 화염면적을 증가시켜 연소실 외벽에 직사열의 형식으로 보일러 내부에 열을 전달하는 방식)를 동일한 조건하에서의 실험을 통하여 실험버너와 상용버너의 연소성능을 분석하였다.

버너의 모든 형상의 치수와 연료펌프의 용량은 동일하고 흡입공기의 유입경로인 보염기의 형상만을 다르게 하여 열효율, 화염 및 온도, 배기 특성을 잘 알 수 있도록 실험을 하였다.

냉각수의 온도측정은 보일러 내부의 냉각수 온도를 보일러 윗면에 설치된 바이메탈식 온도계를 사용하여 측정하였고, 화염의 온도는 개방된 공간에서 버너를 고정시킨 후 정상연소를 이룰 때 IRtec P2000 모델을 이용하여 화염 중심에 두께 1mm 시편을 고정 시킨 후 화염 중심과 위, 아래 및 시작부분과 끝 부분에서 시편의 온도를 측정하였다. 배기가스의 온도 측정은 K-TYPE Thermocouple을 이용하여 배기구 측면에 고정시켜 온도를 측정하였고 CGA-4300A와 Testo 350모델을 사용하여 HC, NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, λ 값을 측정하였다.

연료 소모량은 유량게이지 높이에 따른 체적으로 시간에 따른 연료 소모율을 계산하여 측정하였고, 스모크의 측정은 Diesel Smoke Meter GSM-101과 산업기술 시험원에서 제공하는 매연포집용 여과지를 사용하여 보일러에서 정상 연소가 이루어질 때 3회씩 측정하였다.

연소 화염의 가시화는 버너를 개방된 공간에서 연소 시킨 후 연소가 안정화된 다음 2m 거리에서 2m/s 간격으로 촬영하였다.

Table. 3.1은 산업기술원에서 제공하는 매연포집용 여과지 시험성적서 표본이다.

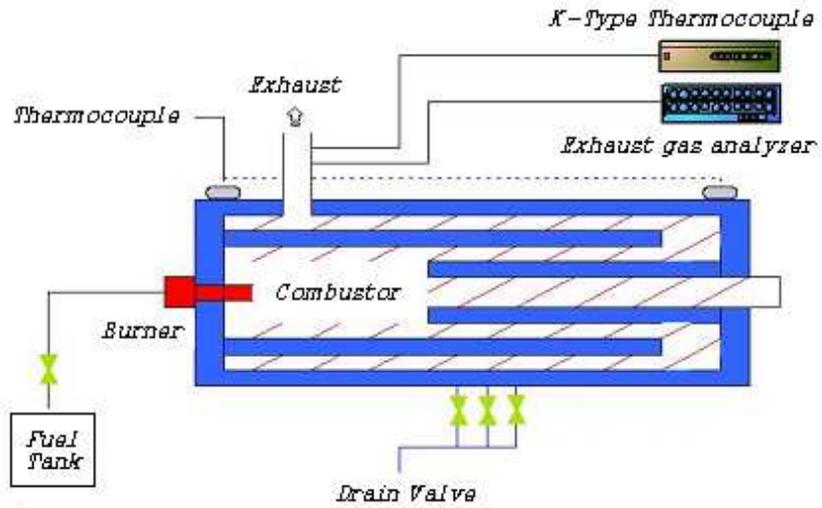


Fig. 3.1 2-pass dry-back experimental setup

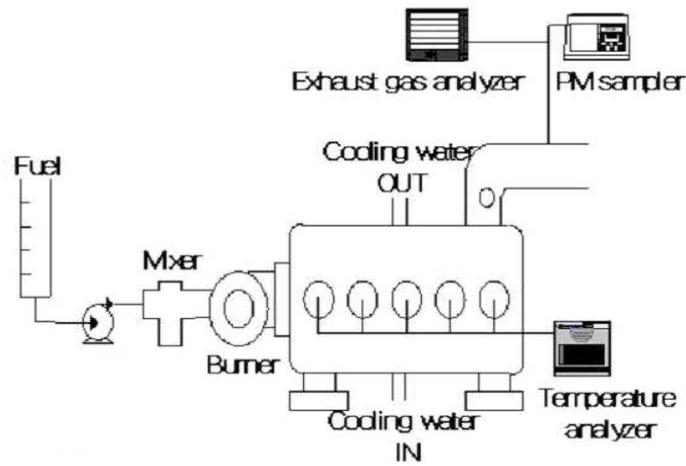


Fig. 3.2 A simple cylinder experimental setup

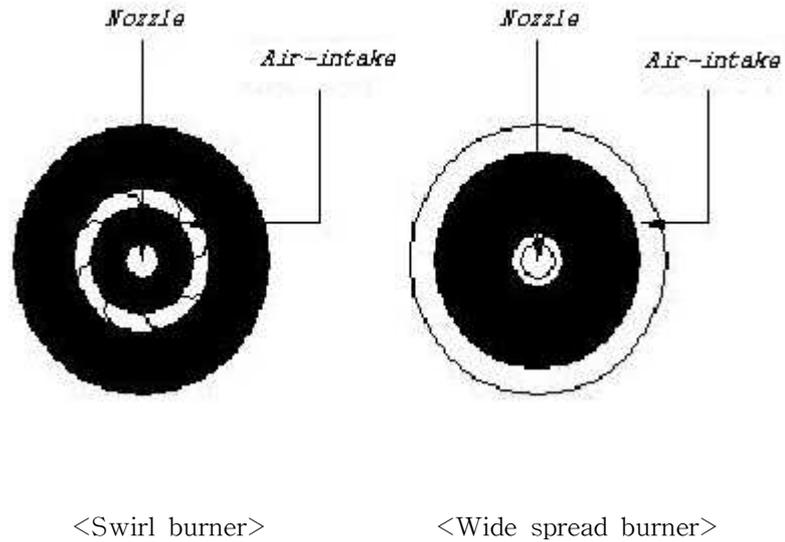


Fig. 3.3 Comparison of nozzle geometries

Table 3.1 Test results

품명		매연포집용 여과지	
형식 및 규격		롤형 $\phi 28mm$	
시험일자		2004. 05. 14	
<b>시험결과</b>			
항목	기준(KS R 1033)	시험결과	
1. 방사휘도율	$90 \pm 1.5\%$	91.43	
2. 파열강도	$0.4kg/cm^2$ 이상	0.76	
3. 회분량	0.1% 이하	0.03	
4. 거름시간	70초 이하	58.28	
5. 습윤파열강도	$13cmAq$ 이상	13.30	
6. 치밀성	투명하여야함	투명	
7. 투기도	2~5초	3.51	
8. 두께	$0.20 \pm 0.030mm$	0.196	

## 3.2 실험방법

실험버너와 상용버너의 유동에 따른 화염의 특성을 분석하기 위해서 화염의 순간 형상을 점화 초기와 정상 화염 상태에서 고속 카메라를 사용하여 촬영하였고, 버너에 따른 보일러 성능을 측정하기 위하여 강한 와 유동을 일으키는 스웰 버너와 Wide 버너의 공기 흡입 댐퍼의 열림량에 따라 석유 연소기기의 시험방법 통칙 KSB 8021과 반 밀폐식 석유 난로 시험방법 KSB 8013의 규정에 맞추어 버너가 정상적으로 연소할 때의 스모크 스케일을 측정하였다.

스모크 스케일을 측정할 때 KSB 8013 (16)항에 매연농도는 자연 통기형 및 강제 통기형인 경우는 스모크 스케일 “6” 이하, 강제 배기형인 경우는 스모크 스케일 “5” 이하라는 규정에 맞는 범위 내에서 측정하였고, 이 규정은 석유 연소기기의 시험방법 통칙 KSB 8021 5.9에서 규정하고 있는 항목과 동일하다. <sup>31), 32)</sup>

먼저 실험버너와 상용 버너가 완전 연소가 이루어질 수 있도록 충분한 연소 후에 각각의 버너의 스모크 스케일을 측정한 후 매연 농도 규정에 적합한 값을 가지면서 흡입 댐퍼의 열림 각도가 동일한 조건을 결정하여 실험을 시작하였다.

스웰 버너와 상용버너의 동일한 조건에서의 비교를 위하여 상대적으로 스모크 스케일의 수치가 높게 측정되는 상용버너가 가장 낮은 스모크 스케일을 나타내는 스모크 스케일 “1.5” 상태에서 두 버너의 성능을 비교하기 위해서 흡입 공기 댐퍼를 25% 열었을 때를 기준으로 실험을 하여 화염 형상, 화염 안전성, 연료 소비량, 온도 특성 및 배출 가스 발생 특성을 비교 실험하였다.

연료 소비량은 직경 0.15mm (7.89l/h)인 노즐, 유량 게이지와 초시계를 사용하여 버너가 정상적으로 연소할 때의 노통수의 온도가 80°C까지 상승하는데

소요되는 시간에 따라 측정하였다.

노통수의 온도 상승률 측정은 버너가 점화되는 순간부터 노통수의 온도가 80°C가 될 때까지의 소요되는 시간을 측정하였으며, 배기가스 측정은 버너가 점화된 후 80°C까지 상승하는 데 소요되는 시간을 측정한 후 활발한 연소가 이루어지고 있다고 판단되는 적절한 온도 60°C가 되는 시간을 기준으로 하여 배기가스 측정기를 사용하여 HC, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO 및 공기 과잉률을 각각 3회씩 측정하여 평균값을 사용하였다.

Fig. 3.4는 2-pass dry back 보일러에서 실험버너와 상용버너의 스모크 스케일을 측정한 데이터 값이고, Fig. 3.5는 로통 연관 보일러에서 같은 조건으로 실험하여 측정한 결과 데이터 값이다.

Fig. 3.4와 Fig. 3.5를 분석하여 실험 버너에 비해서 상용 버너의 스모크 스케일 수치가 높다는 것을 알 수 있다.

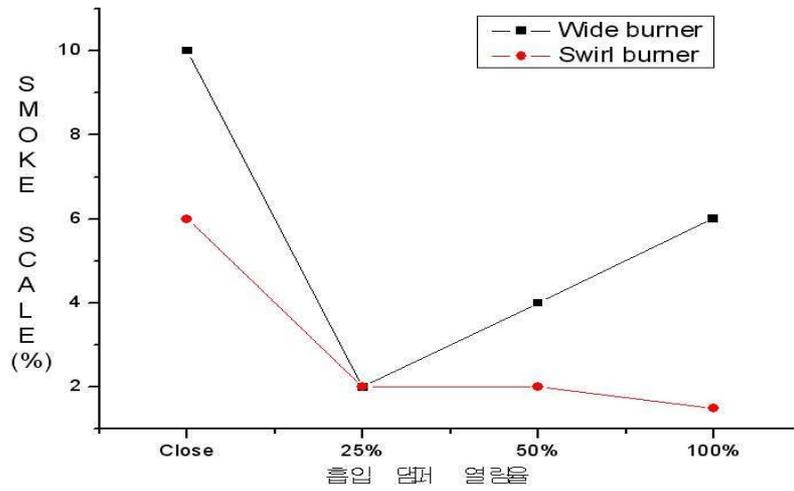


FIG. 3.4 Comparison of smoke scale of 2-pass dry back boiler

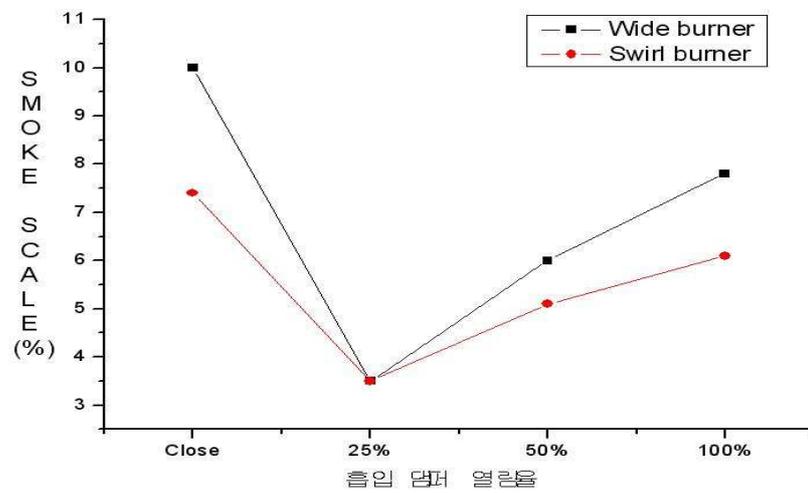


FIG. 3.5 Comparison of smoke scale of fire tube and flue boiler

## 제4장 실험 결과 및 고찰

### 4.1 실험 버너의 연소특성

#### 4.1.1 화염 특성 및 온도 분포 특성

Fig. 4.1은 스월 버너의 점화 직후의 화염을 나타낸다. 스월 버너의 경우는 Fig. 4.1에서 알 수 있듯이 점화전부터 흡입공기가 강한 와 유동을 보이고 있고 점화 직후 화염이 공기의 유동에 의해서 강하게 회전하면서 점화됨을 알 수 있다.

스월 버너의 점화 직후의 화염은 유동해석 결과에서도 알 수 있듯이 흡입공기가 유입되는 흡입 초기부터 강한 와 유동을 일으킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

흡입공기가 펌프에 의해 흡입되고 보염기의 고리형상으로 되어 있는 것 부분에 충돌하면서 축방향으로 뺨어 나가려는 힘이 발생되고 회전력을 갖게 되어 와 유동이 형성된다. 지속적인 흡입공기의 충돌로 인하여 연소실 내부 벽면까지 뺨어나가게 되고 화염을 회전시킬 수 있게 된다.

이는 흡입공기가 축방향의 진행과 함께 흡입공기의 와 유동으로서 화염을 회전시켜 연소실 내부에서 화염이 외벽으로 강한 속도를 가지고 운전하며 연소실 외벽 전체에 고르게 열을 전달 할 수 있고, 노통수의 온도 상승을 촉진시켜 소실 내부에 열을 전달하는데 있어 보다 효율적이다.

Fig. 4.2와 Fig. 4.3은 각각 스월 버너의 화염을 크기와 화염의 온도 분포를

나타내고 있다. 스윙 버너의 화염은 강한 회전력을 수반하는 흡입공기의 와 유동으로 인하여 화염이 벽면을 따라 회전하며 화염의 크기가 축방향보다 폭 방향으로 더 넓음을 볼 수 있다.

실험버너의 화염의 온도 분포는 중심에서와 입구에서의 온도가 낮고 폭방향의 화염 끝부분에서의 온도가 높은 것을 알 수 있다.

이는 흡입공기의 와 유동으로 인하여 화염이 벽면에 가깝게 분포되고 연소실 내벽에 가깝게 위치하고 있는 연소공기의 완전연소를 가능하게 하고 중심축에서는 화염의 온도가 낮아 열전달을 하는데 있어 열손실이 적어진다고 볼 수 있다.

화염의 크기와 온도 분포에서 알 수 있듯이 스윙 버너의 경우 중심축의 온도는 낮고 화염의 끝 부분의 온도는 높아 연소실 내부에서는 완전연소가 이루어질 수 있고 흡입공기의 와 유동으로 인해 화염의 폭이 넓어 연소실 내부에서 상대적으로 적은 열손실이 발생하고 그 만큼의 열이 더 바르게 전달되기 때문에 노통수의 온도를 상승시키는 데 있어서 더 효율적이다.

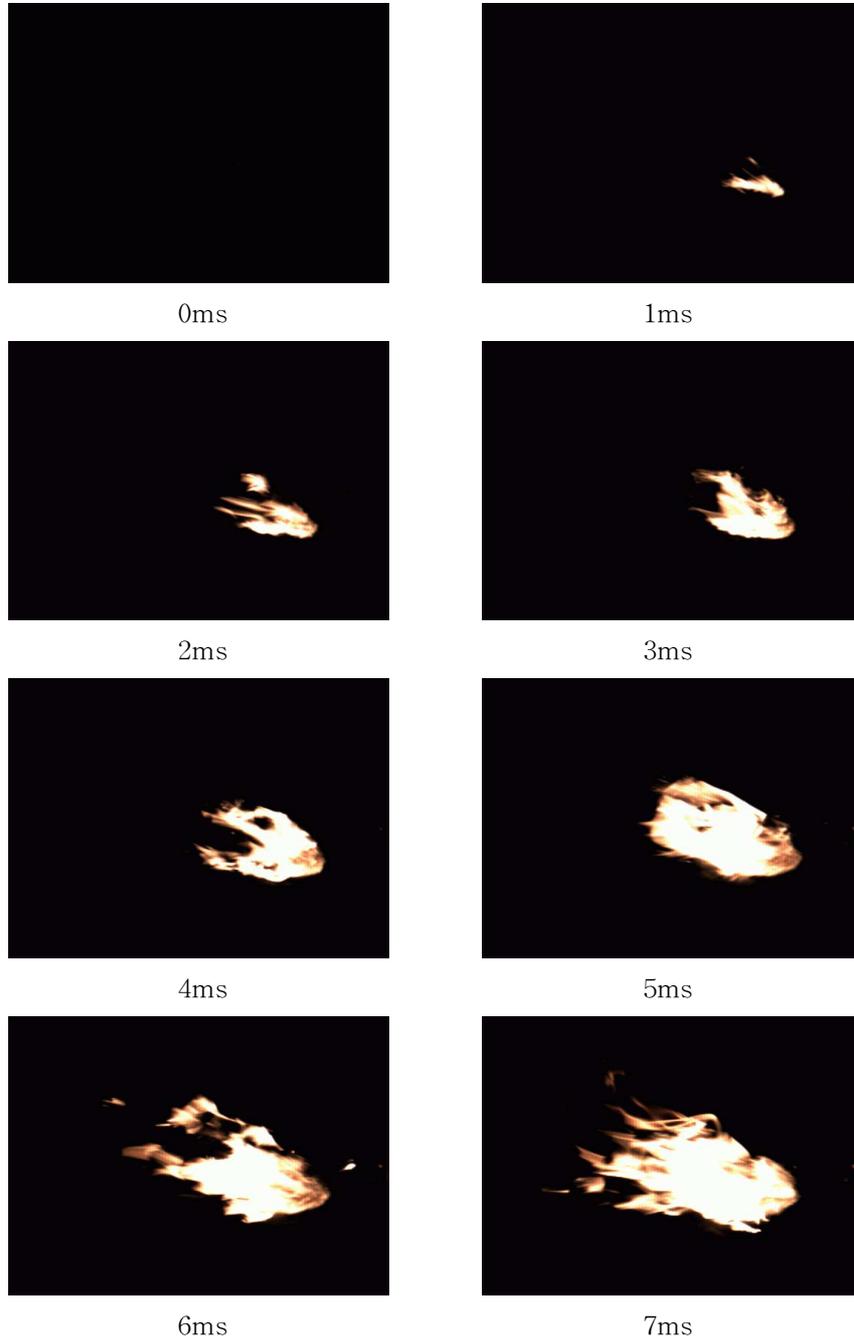


Fig. 4.1 Ignition flame shape swirl burner



FIG. 4.2 Dimensions of swirl burner flame

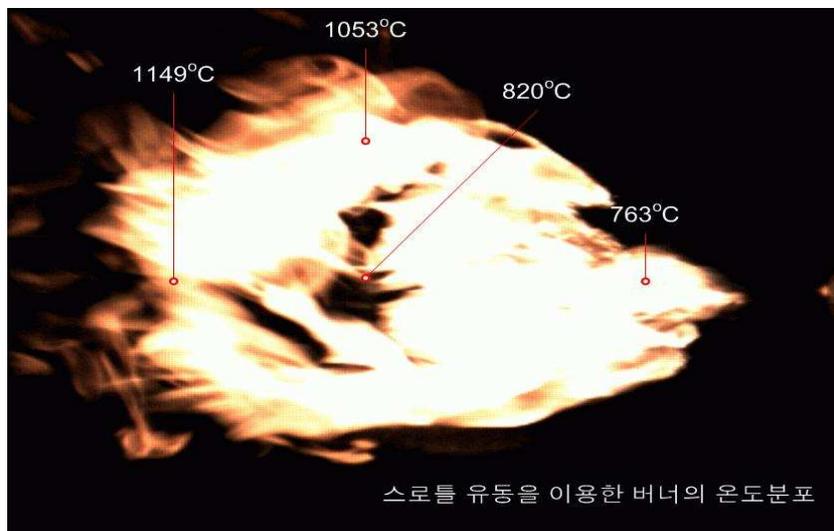


FIG. 4.3 Temperature distribution of swirl burner

## 4.1.2 배기 특성

### 4.1.2.1 2-pass 로통 연관 보일러

Fig. 4.4는 스모크 측정기를 사용하여 실험버너의 공기 흡입 댐퍼의 각도에 따라서 측정한 스모크 스케일의 매연포집용 여과지 표본이다.

스모크 스케일은 흡입댐퍼를 완전히 닫았을 때가 가장 높게 나오고 화염은 더 커지지만 화염이 회전력은 상대적으로 감소하게 되고 흡입되는 공기의 양이 많아질수록 스모크 스케일의 수치가 낮아진다.

이는 흡입되는 공기 양이 많아질수록 흡입공기의 와 유동이 활발히 일어나 화염의 크기가 폭방향으로 충분히 넓어지고 그에 따라 연소실 내부에서의 연소가 더욱 활발히 일어나고 있다고 볼 수 있다.

흡입공기의 양이 아주 적으면 연소 가스를 눈으로 확인할 수 있을 만큼 검고 와 흡입공기의 회전력이 거의 발생하지 않아 불완전 연소가 일어나게 되므로 스모크 스케일의 수치가 높게 나오고 흡입공기의 양이 많으면 완전연소가 일어나게 되어 스모크 스케일과 더불어 배기가스의 수치 역시 낮아진다.

Fig. 4.5에는 실험버너의 배기가스의 수치를 나타내었고 그 수치는 상당히 낮은 것으로 나타났다.

NO<sub>x</sub>와 CO의 수치가 거의 0%에 가까운 것으로 보아 실험버너는 연소실 내부에서 완전연소를 이루고 있고 공해 문제에 있어서도 적합하다고 할 수 있다.

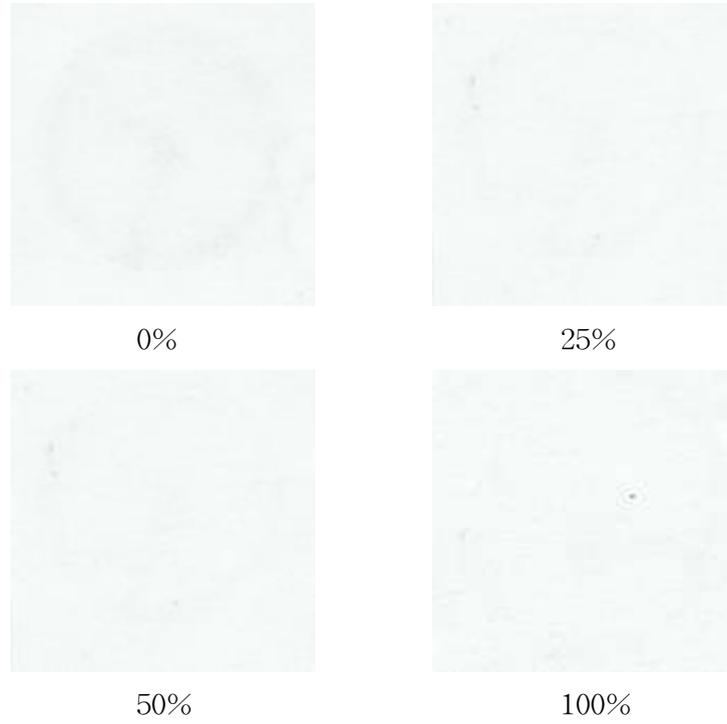


FIG. 4.4 Smoke scale of swirl burner

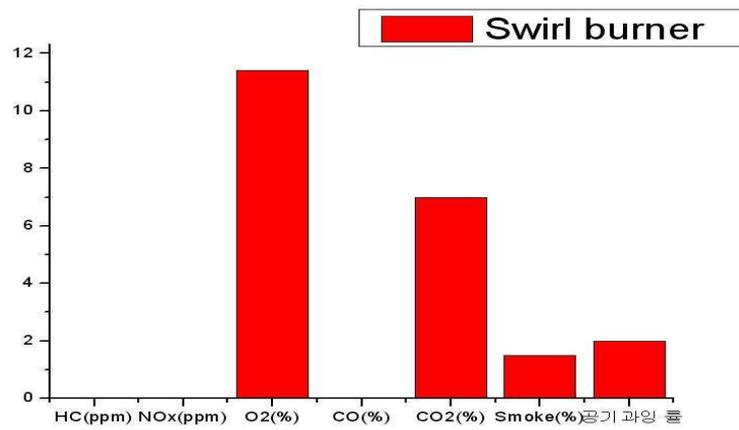


Fig. 4.5 Exhaust fumes of swirl burner

#### 4.1.2.2 로통 연관 보일러

Fig. 4.6은 스모크 측정기를 사용하여 공기 흡입 댐퍼의 각도에 따라서 측정된 로통 연관 보일러의 스모크 스케일의 매연포집용 여과지 표본이다.

2-pass 로통 연관 보일러에서 실험한 것처럼 흡입공기의 댐퍼를 완전히 닫았을 때의 스모크 스케일이 가장 높게 나오고 댐퍼를 25%정도 열었을 때가 스모크 스케일의 수치가 가장 낮다.

스모크 스케일의 수치는 2-pass 로통 연관 보일러에서 측정한 보다 조금 높게 나오는 것을 알 수 있는데 이는 로통 연관보일러의 연소실 내부의 크기가 2-pass 로통 연관 보일러 보다 작아 연소실 내부에서 강한 와 유동을 가지는 연소 공기의 충돌로 인하여 2-pass 로통 연관 보일러에 비해 완전연소가 덜 일어나고 있다고 사료된다.

NOx와 CO 역시 2-pass 로통 연관 보일러에 비해서 수치가 높긴 하지만 4%정도로 적합하다고 볼 수 있다.

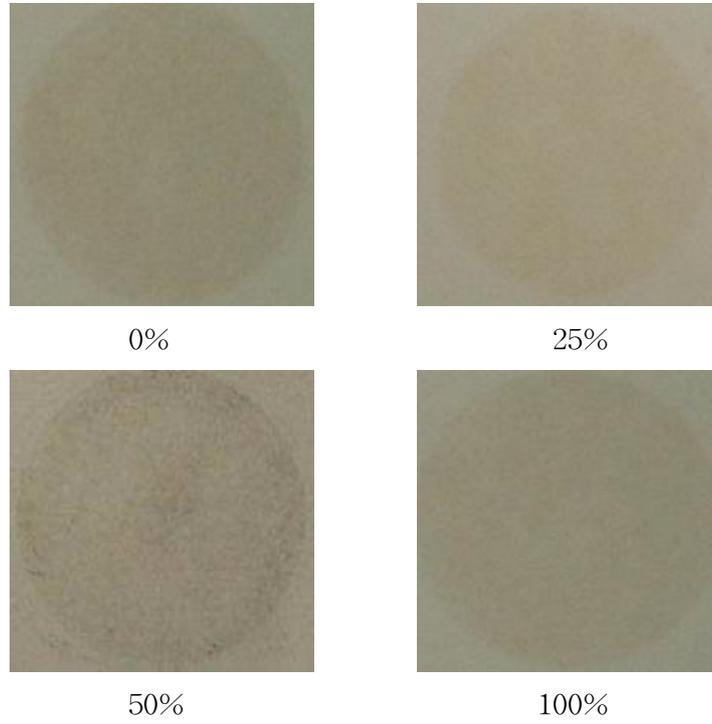


Fig. 4.6 Smoke scale of swirl burner

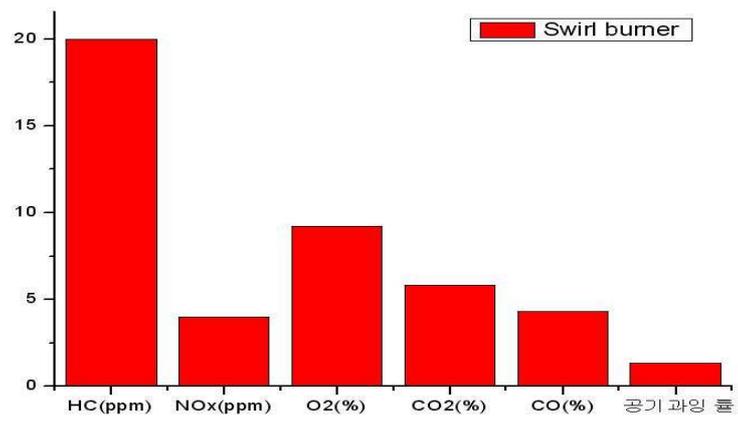


Fig. 4.7 Exhaust fumes of swirl burner

### 4.1.3 효율 특성

#### 4.1.3.1 2-pass 로통 연관 보일러

2-pass dry-back fire tube and flue boiler의 실험결과 데이터를 종합하여 Table. 4.1에 도식화 하여 나타내었고, 실험을 수행할 때의 냉각수량은 100l이고 80°C까지 상승하는데 까지 소요된 시간과 연료 소모량을 측정하였고 소요 시간과 소모된 연료량은 각각 444초와 0.97l이다.

실험은 석유 연소기기 시험방법 통칙(KSB 8021)에 의거 냉각수 온도의 차, 냉각수 유량에 의해 열효율을 계산하였고, 계산식은 식(4-1)과 같다.

열량  $H = \text{비열} (kcal/kg^{\circ}C) * \text{냉각수량} (kg/h) * \Delta T(^{\circ}C)$

$$\text{효율 } \eta = \frac{\text{열량 } H}{\text{저위발열량} (kcal/kg) * \text{연료량} (kg/h)} \dots \dots \text{식}(4-1)$$

- 보일러유  $LHV = 10,000kcal/kg$

위 식을 이용하여 2-pass dry-back fire tube and flue boiler에서 실험버너의 열 효율을 계산하면 70%정도의 열효율이 발생한다는 것을 알 수 있다.

유동특성과 화염 특성을 고려할 때 흡입공기의 강한 와 유동이 실험 버너의 열효율에 영향을 미친다는 것을 효율 특성으로 알 수 있다.

Table. 4.1 Test results of 2-pass dry-back fire tube and flue boiler

구분		Swirl burner
사용연료		보일러유
연료소비량 (l/h)		7.89
배기가스 온도		238°C
초기온도		30°C
나중온도		80°C
노통수온도 상승시험	노통크기 내경*길이(mm)	400 * 1350
	노통수 용량(l)	100
	온도상승시간(s)	444
	소요 연료량 (l)	0.97

### 4.1.3.2 로통 연관 보일러

Fire tube and flue boiler의  $T_2$ 가 일정온도까지 상승할 때의 실험결과 데이터를 종합하여 Table. 4.2에 도식화 하여 나타내었고, 실험을 수행할 때의 냉각수량은 140l이고 70°C까지 상승하는데 까지 소요된 시간과 연료 소모량을 측정하였고 소요 시간과 소모된 연료량은 각각 723초와 1.58l이다. 아래 결과들을 이용하여 식(4-1) 대입하여 열효율을 계산하면 61%정도가 된다.

로통 연관보일러에서의 열효율은 2-pass 로통 연관보일러에 비해 열효율이 낮게 나오는 것을 알 수 있는데 이는 배기특성을 고려하여 판단할 수 있다.

로통 연관보일러의 배기 수치는 2-pass 로통 연관보일러에 비해 높고 CO는 불완전 연소에 의한 가스로 연료가 공기에 비해 많이 들어가 다 타지 못할 때 많이 발생하므로 로통 연관 보일러는 2-pass 로통 연관보일러에 비해 완전연소가 활발하지 못한 것으로 사료된다.

실험버너에서 강한 와 유동을 가지는 흡입공기는 연소실에서 충분한 연소를 이룰 수 있을 정도의 연소실내부의 폭과 길이가 확보되어야 화염의 폭과 넓이를 크게 할 수 있게 되어 열효율을 높이는데 효율적이라는 것 또한 알 수 있다.

Table. 4.2 Test results of fire tube and flue boiler

구분		Swirl burner
사용연료		보일러유
연료소비량 (l/h)		7.89
배기가스 온도		251°C
초기온도		20°C
나중온도		70°C
노통수온도 상승시험	노통크기 내경*길이(mm)	500 * 1200
	노통수 용량(l)	140
	온도상승시간(s)	723
	소요 연료량 (l)	1.58

## 4.2 상용 버너의 연소특성

### 4.2.1 화염 특성 및 온도 분포 특성

Fig. 4.9는 상용 버너의 점화 직후의 화염을 나타낸다. 상용 버너의 경우는 Fig. 4.9에서 알 수 있듯이 중심축에서 가장 높은 속도를 보이고 유동이 직진성을 나타내고 있어 화염이 직선적으로 점화됨을 볼 수 있다.

이는 상용 버너의 경우 보염기의 형상이 흡입공기를 벽면 쪽으로 확산시킬 수 있도록 구조가 되어있지만 벽면을 향하는 속도보다 중심축에 평행한 속도가 훨씬 커 화염이 축방향으로 퍼지지 못하고 중심축 방향으로 뺏어나가는 속도가 더 크기 때문이라고 사료된다. 상용버너는 열을 전달하는데 있어서도 연소실에서 화염이 벽면에 가깝게 위치하여 직사열의 형태로 열을 전달하는 것보다 중심축 방향으로의 속도가 폭방향의 속도보다 훨씬 커 화염역시 중심축 방향으로 향하게 되어 화염의 열을 이용하여 복사열의 형태로 연소실 내부 벽면에 열을 전달한다.

Fig. 4.10은 상용버너의 화염의 크기를 보여주고 있다. 상용 버너의 경우 흡입 탬퍼의 각도에 따라 화염의 크기가 변화되는 것을 알 수 있었으나 그에 따라 배기가스의 수치 역시 크게 변화됨을 알 수 있었다. Fig. 4.11은 화염의 온도 분포를 나타낸다. 상용버너의 경우는 화염의 끝과 폭방향의 화염 온도보다 중심축의 온도가 높다는 것을 알 수 있다. 상용 버너의 화염온도는 폭방향의 화염보다 중심축의 온도가 높아 연소실 내부 벽면에 가까운 연소 공기는 완전연소를 이루지 못하고 중심축의 온도가 높기 때문에 열을 전달하는데 있어서도 실험버너에 비해 노통수의 냉각수를 데우는데 더 긴 시간이 필요할 것이라고 사료된다.

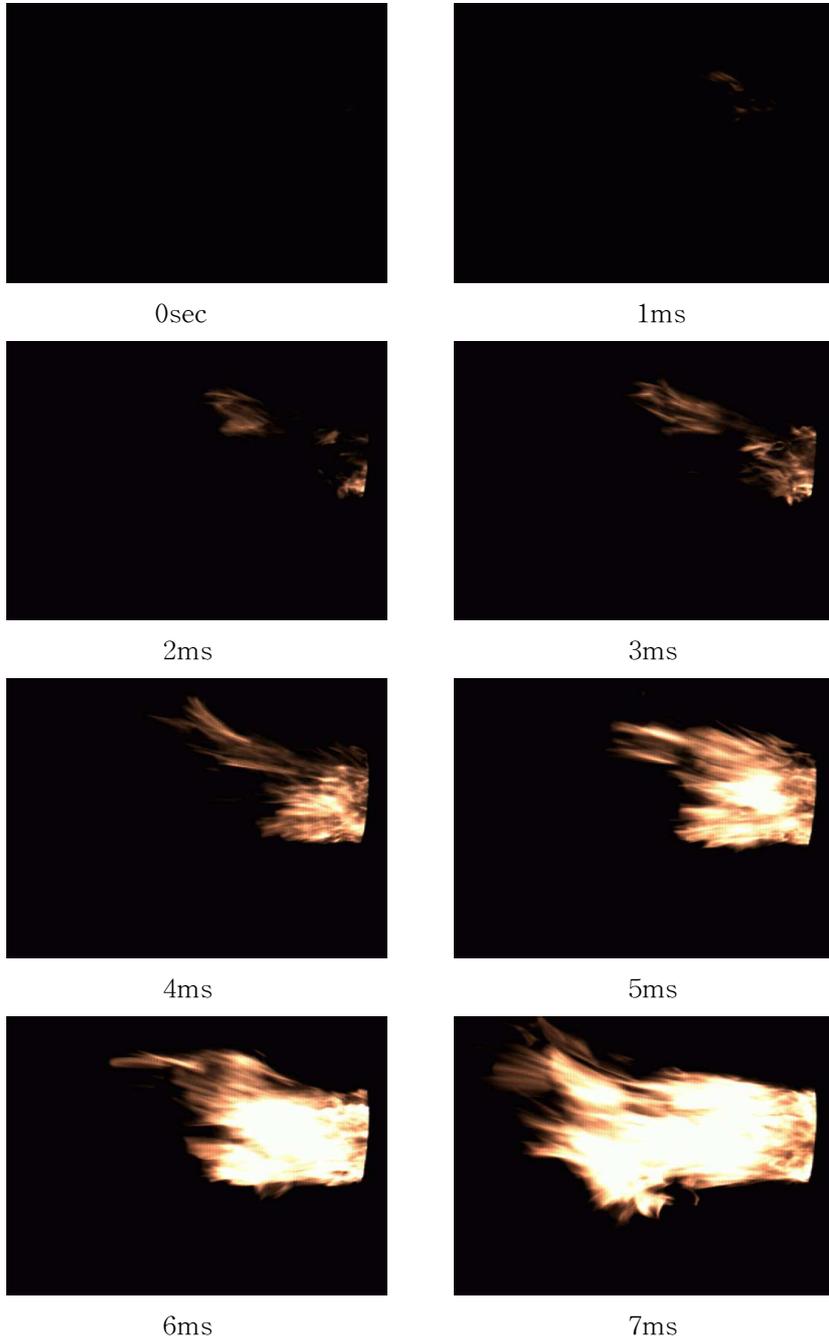


Fig. 4.8 Ignition flame shape wide burner

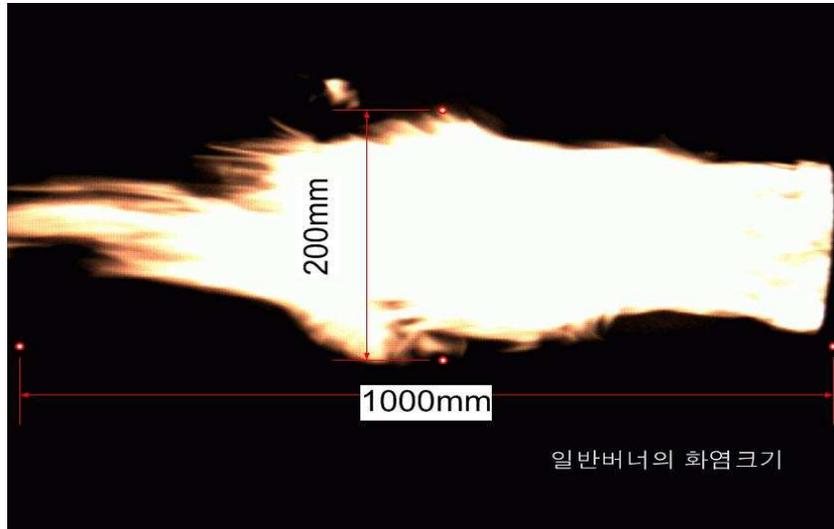


Fig. 4.9 Dimensions of wide burner flame

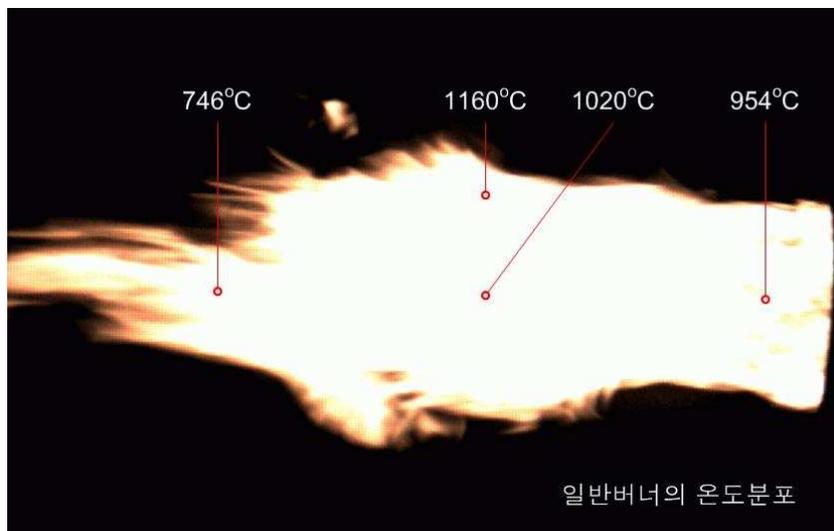


Fig. 4.10 Temperature distribution of wide burner

## 4.2.2 배기 특성

### 4.2.2.1 2-pass 로통 연관 보일러

Fig. 4.12는 스모크 측정기를 사용하여 공기 흡입 댐퍼의 각도에 따라서 측정된 스모크 스케일의 매연포집용 여과지 표본이다.

스모크 스케일은 실험버너에 비해서 상용버너의 경우가 높게 나오고 공기흡입댐퍼를 완전히 닫았을 때가 가장 높게 나오고 흡입되는 공기의 양이 많아질수록 스모크 스케일의 수치가 낮아지므로 공기양이 많아질수록 연소가 활발히 일어난다.

흡입공기의 양이 아주 적으면 공기와 연료의 혼합비가 농후하게 되어 공기보다 연료가 더 많이 들어가게 되고 다 타지 않고 액체의 형태로 연소실 내부에 떨어질 수 있어 NO<sub>x</sub>와 더불어 CO의 수치도 높아진다.

Fig. 4.13에는 실험버너의 배기가스의 수치를 나타내었고 실험버너에 비해 NO<sub>x</sub>와 HC, CO의 수치가 높은 것을 볼 수 있다.

상용버너의 경우 화염이 길이는 길지만 폭이 넓지 못하여 연소실 내부로 흡입되는 연소공기가 화염 중심에서는 활발히 연소되지만 화염 끝부분에서 연소되는 연소공기는 연소실 내벽으로 향하게 되고 내벽 근처에서는 실험버너에 비해서 연소가 잘 되지 못하고 있다고 판단된다.

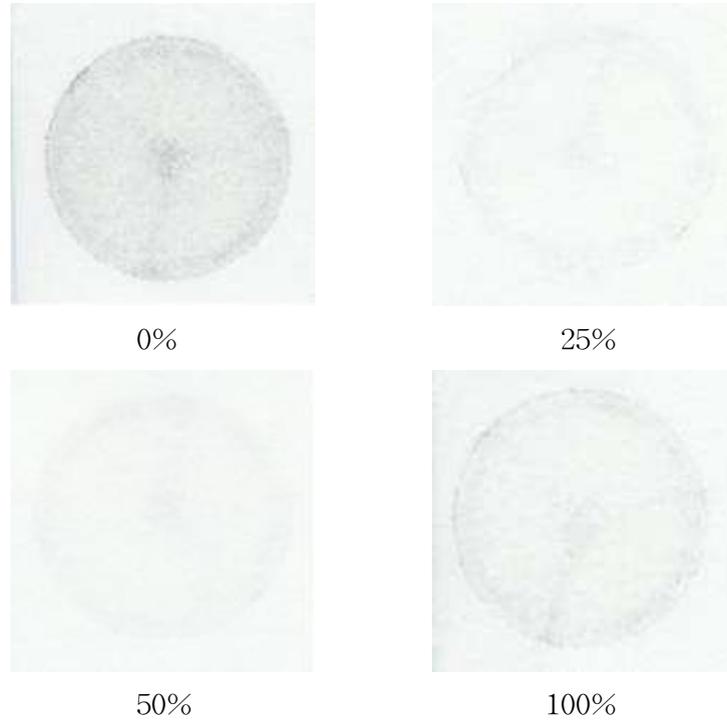


Fig. 4.11 Smoke scale of wide burner

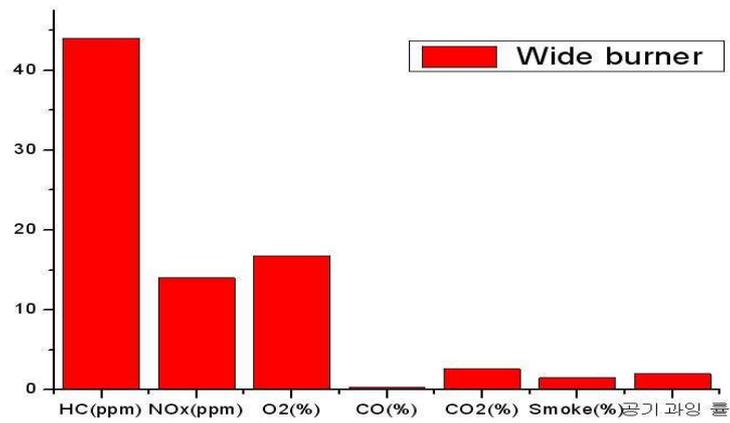


Fig. 4.12 Exhaust fumes of wide burner

#### 4.2.2.2 로통 연관 보일러

Fig. 4.14는 스모크 측정기를 사용하여 공기 흡입 댐퍼의 각도에 따라서 측정한 로통 연관 보일러의 스모크 스케일의 매연포집용 여과지 표본이다. 로통 연관보일러에서 측정한 스모크 스케일의 수치는 2-pass 로통 연관보일러에서 측정한 스모크 스케일에 비해서 수치가 높은 것을 알 수 있다.

이는 상용버너의 경우 화염이 길어 연소실 내부 끝부분까지 향하고 일부의 연소공기는 배기구를 통해 방출되고 일부는 벽에 충돌하게 되어 충돌 후 반발력으로 인하여 다시 화염으로 향하게 되어 흡입되는 공기와 충돌로 인해 되돌아오는 연소공기가 같이 연소되기 때문이라고 사료된다.

Fig. 4.15에는 실험버너의 배기가스의 수치를 나타내었고 그 수치는 실험버너와 마찬가지로 2-pass 로통 연관보일러에서 측정한 것 보다 로통 연관보일러에서 측정한 수치가 더 높게 나온다는 것을 알 수 있다.

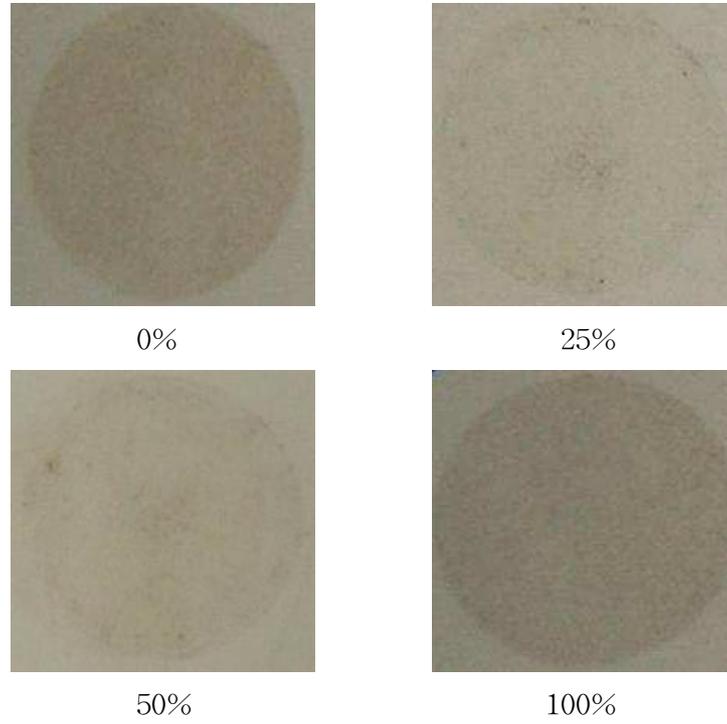


Fig. 4.13 Smoke scale of wide burner

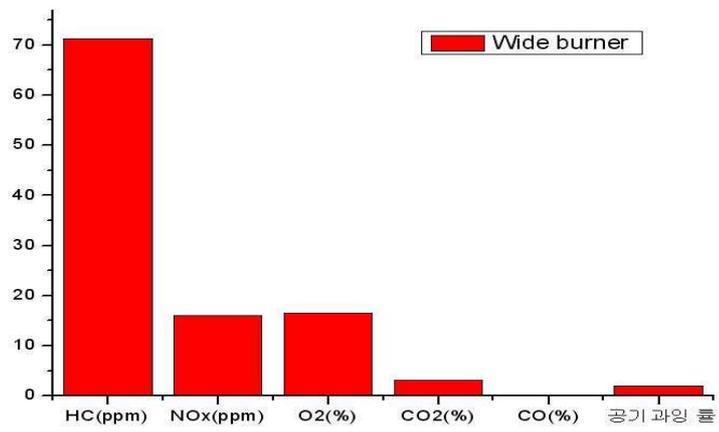


Fig. 4.14 Exhaust fumes of wide burner

## 4.2.3 효율 특성

### 4.2.3.1 2-pass 로통 연관 보일러

2-pass dry-back fire tube and flue boiler의 실험결과 데이터를 종합하여 Table. 4.3에 도식화 하여 나타내었고, 실험을 수행할 때의 냉각수량은 100l이고 80°C까지 상승하는데 까지 소요된 시간과 연료 소모량을 측정하였고 소요 시간과 소모된 연료량은 각각 712초와 1.56l이다. 아래 결과들을 이용하여 식 (4-1) 대입하여 열효율을 계산하면 55%정도가 된다.

2-pass 로통 연관 보일러에서는 상용 버너의 경우 실험버너에 비해서 15% 정도 열효율이 낮게 나오는 것을 볼 수 있다. 실험버너의 화염이 원형의 연소실 내부에서 벽면을 향하여 폭방향으로 퍼지는 반면에 상용 버너의 경우는 화염이 중심축상으로 길어지기 때문이다.

화염이 중심축상에만 존재하게 되면 열을 전달하는데 있어 온도가 높은 화염 끝부분이 벽면에 닿지 못하게 되어 화염 끝부분보다 낮은 온도가 내벽에 전달되기 때문에 같은 시간동안 열을 전달하는 것이 실험버너에 비해서 적다고 할 수 있다.

Table. 4.3 Test results of 2-pass dry-back fire tube and flue boiler

구분		Wide burner
사용연료		보일러유
연료소비량 (l/h)		7.89
배기가스 온도		305°C
초기온도		30°C
나중온도		80°C
노통수온도 상승시험	노통크기 내경*길이(mm)	400 * 1350
	노통수 용량(l)	100
	온도상승시간(s)	712
	소요 연료량 (l)	1.56

### 4.2.3.2 로통 연관 보일러

Fire tube and flue boiler의 실험결과 데이터를 종합하여 Table. 4.4에 도식화 하여 나타내었고, 실험을 수행할 때의 냉각수량은 140l이고 70°C까지 상승하는데 까지 소요된 시간과 연료 소모량을 측정하였고 소요 시간과 소모된 연료량은 각각 723초와 1.58l이다. 아래 결과들을 이용하여 식(4-1) 대입하여 열효율을 계산하면 45%정도가 된다.

로통 연관 보일러에서의 열효율은 실험버너와 마찬가지로 2-pass 로통 연관 보일러에 비해서 열효율이 낮게 나오는 것을 볼 수 있다.

2-pass 로통 연관 보일러의 연소실의 크기는 로통 연관 보일러보다 폭방향으로는 적고 길이는 길기 때문에 중심축상으로 같은 크기의 화염이 존재한다 하더라도 화염이 연소실 내벽에 더 가깝게 위치하기 때문에 열을 전달하는 것이 더 용이하기 때문에 로통 연관 보일러에서의 열효율이 2-pass 로통 연관 보일러에서의 열효율보다 낮다는 것을 알 수 있다.

Table. 4.4 Test results of fire tube and flue boiler

구분		Wide burner
사용연료		보일러유
연료소비량 (l/h)		7.89
배기가스 온도		366°C
초기온도		20°C
나중온도		70°C
노통수온도 상승시험	노통크기 내경*길이(mm)	500 * 1200
	노통수 용량(l)	140
	온도상승시간(s)	1231
	소요 연료량 (l)	2.69

### 4.3 스월 버너와 상용 버너의 특성 비교

스월 버너와 상용 버너의 화염특성과 온도 특성을 비교해보면 스월 버너의 화염은 점화전부터 흡입공기가 강한 Swirl 유동을 동반하여 화염이 회전하게 되고 화염의 폭이 넓어 연소실 외벽전체에 고르게 열전달이 일어나 노통수의 온도상승을 촉진시킬 수 있고, 상용 버너는 화염이 직선적으로 점화되어 화염의 폭이 좁고 화염 끝부분 보다 중심축상의 온도가 높다는 것을 알 수 있어 Swirl 유동으로 인하여 화염의 폭이 넓게 높게 분포되어 있기 때문에 연소실 내부에서 상대적으로 적은 열손실이 발생하고 그 만큼의 열이 더 빠르게 전달 되기 때문에 냉각수를 데우는 데 있어서 스월 버너가 상용 버너에 비해서 더 효율적이다.

효율특성과 배기특성을 비교해보면 스월 버너의 화염이 직진성의 화염을 나타내는 상용 버너와는 달리 공기의 화유동으로 인해 화염이 폭과 높이 방향으로 넓게 퍼지고, 중심축에 비해 화염의 끝에서 온도가 높게 분포되어 있어 연소실 내부에 활발하게 열을 전달하고, 배기가스의 온도가 낮아서 냉각수의 온도 상승을 촉진시켜 40%정도의 큰 연료 저감의 효과를 나타낸다.

배기가스에 대한 규제가 심화되고 있고, 특히 규제가 심화되고 있는 NOx (질소 산화물)의 경우 스월 버너가 상용 버너에 비해 상대적으로 낮은 수치를 나타내고 있고 스모크 스케일 역시 상용 버너에 비해 많이 낮기 때문에 공해 문제에 있어서도 적합한 버너라 할 수 있다.

Table. 4.5 Comparison of 2-pass dry-back fire tube boiler

구분		Swirl burner	Wide burner
연료소비량 (l/h)		7.89	
효율		70%	55%
배기가스 온도		238°C	305°C
노통수온도 상승시험 (30°C~80°C)	노통크기 내경*길이(mm)	400 * 1350	
	노통수 용량(l)	100	
	온도상승시간(s)	444	712
	소요 연료량 (l)	0.97	1.56
	배기가스 성분측정 (3회 평균)	HC(ppm)	0
	NOx(ppm)	0	14
	O <sub>2</sub> (%)	11.41	16.80
	CO <sub>2</sub> (%)	2.6	7.0
	CO(%)	0	0.3
	공기과잉률	2	2
	Smoke (%)	1.5	1.5

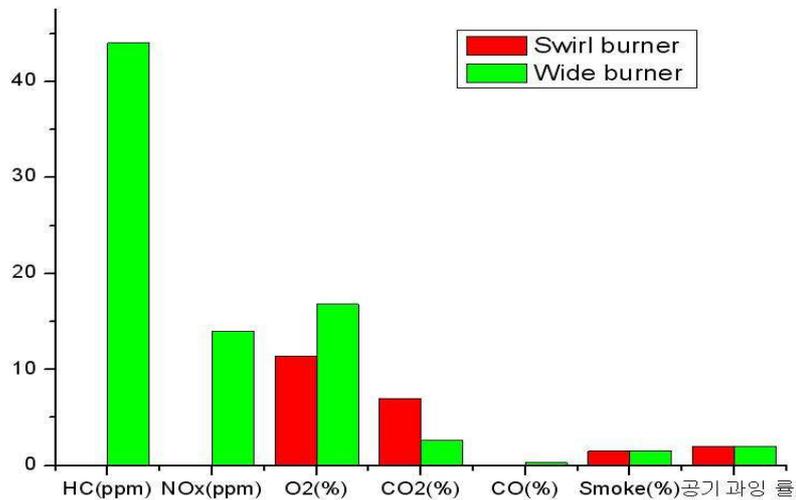


Fig. 4.15 Comparison of exhaust fumes

Table. 4.6 Comparison of a simple cylinder boiler

구분		Swirl burner	Wide burner
연료소비량 (l/h)		7.89	
효율		61%	45%
배기가스 온도		251°C	366°C
노통수온도 상승시험 (20°C~70°C)	노통크기 내경*길이(mm)	500 * 1200	
	노통수 용량(l)	140	
	온도상승시간(s)	723	1231
	소요 연료량 (l)	1.58	2.69
배기가스 성분측정 (3회 평균)	HC(ppm)	20	70
	NOx(ppm)	4	15
	O <sub>2</sub> (%)	8.6	15.5
	CO <sub>2</sub> (%)	5.4	2.5
	CO(%)	4.1	0
	공기과잉률	2	2
	Smoke (%)	3.5	3.5

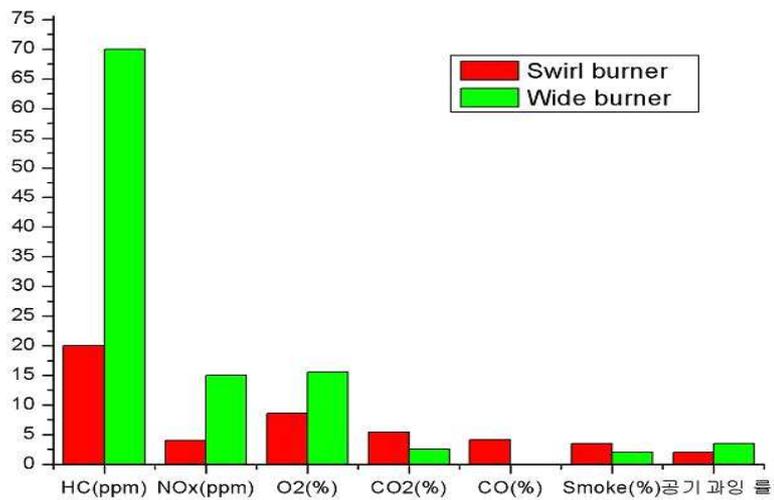


Fig. 4.16 Comparison of exhaust fumes

## 제5장 결론

와 유동을 이용한 버너의 내부 유동과 화염 거동 및 버너 성능을 계산과 실험에 의하여 분석한 본 연구를 종합하면 다음과 같다.

- 1) 스월 유동을 일으킬 수 있는 보염기를 설치한 버너의 공기 유동 및 화염의 거동은 공기흡기 직후부터 강한 와 유동을 동반하며 삼중의 연속된 와 유동을 나타낸다..
- 2) 스월버너의 유동 활성화는 화염분포를 넓게하여 국부적인 온도상승을 억제하여 질소산화물의 생성을 감소시키며, 화염면을 확대하여 연소효율을 향상시킨다.
- 3) 스월 버너의 화염 온도분포는 일반버너와 반대로 중심축에는 온도가 낮고 화염 표면에서의 온도가 높다.
- 4) 화염표면에서 높은 온도를 나타내는 스월버너의 온도분포특성은 연소실 벽면으로의 열전달 속도를 증가시켜 열효율을 향상시킨다.
- 5) 스월 버너의 배기가스 수치는 전반적으로 Wide 버너에 비해서 낮고, 특히 질소산화물과 스모크 배출량이 매우 감소된다.

## 參考文獻

- [1] Hoffmann, S, Lenze B. and Eickhoff, H.,1998. “Results of Experiments and Models for Predicting Stability Limits of Turbulent Swirling Flames,” Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Transactions of the ASME, Vol. 120, NO. 2, pp.311~316.
- [2] A. K. Gupta, D. G. Lilley and N, Syred, “Swirl Flows” , Abacus Press, 1984.
- [3] H. Y. Wang, V. G. McDonnell and G. S. Samuelsen, “The Two-Phase Flow Downstream of a Production Engine Combustor Swirl Cup” , 24th Symposium on Combustion, 1992, pp. 1457~1464.
- [4] A. H. Lefebvre, “Gas Turbine Combustion” , Hemisphere Publishing Co, 1983.
- [5] 박종훈, 황상순, 윤영빈, 정인석, “2중 스윙러가 있는 가스터빈 엔진의 연료 분무특성에 관한 수치해석,” 한국항공우주학회지 제27권 제6호, 1999.
- [6] Ottino, J. M, 1989, The Kinematics of Mixing : Stretching, Chaos, and Transport Camb. Univ, Press.
- [7] Cox, S. M., Drazin, P. G., Ryrie, S. C. and Slater, K., 1990, “Chaotic Advection of Irrotational Flows and of Waves in Fluids,” J. Fluid Mech., Vol. 214, pp. 517~534.
- [8] 김인규, 윤욱현, 하만영, 김양호, 1998, “Gun Type 가스버너의 유동 및 연소특성 연구,” 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp. 43~46.
- [9] T.kawamura, “The Ignition Front of a Fuel Jet Flame Stabilized by a Step” , Combustion and Flame, vol 22, pp.45-57, 1975.

- [10] K. Kimoto, I. Shirashi, R. Matsumoto, "Structure of Turbulent Jet Flames Stabilizer in Annular Air Jet", *Combustion Science and Technology*, vol. 25, pp.31-44, 1981.
- [11] Mathur, M.L. and Maccallum, N.R.L., 1976, "Swirling Air Tests Issuing from Vane Swirlers," *J. of the Institute of Fuel*, Vol. 41, pp.238-240.
- [12] Chaturvedi, M.C., 1963, "Flow Characteristics of Axisymmetric Expansion," *Proceedings, J. of the Hydraulics Division, ASCE*, Vol. 89, No. Hy3, pp. 61-92.
- [13] N.A. Chiger and A.J. Yule, "the Physical Structure of Turbulent Flame", *AIAA 79-0217*, pp.1-8, 1979.
- [14] T. Takagi, H.D. Shin and A. Ishio, "A Study on the Structure of Turbulent Diffusion Flame : Properties of Fluctuations of Velocity, Temperature, and Ion Concentration", *Combustion and Flame*, vol.41, pp.261-271, 1981.
- [15] W.M. Pitts, "Large-Scale Turbulent Structures and the Stabilization of Lifted Turbulent Jet Diffusion Flames", *23th Symp.* pp.661-668, 1990.
- [16] S. Yuasa, "Effects of Swirl on the Stability of Jet Diffusion Flames" *Combustion and Flame*, vol.66, pp.181, 1986.
- [17] J.M. Beer and N.A. Chigier, 1972, "Combustion Aerodynamics", *Halsted-Wiley*, pp.100-135.
- [18] Takashi, Terasaki and Hayashi, "The Effects of Fuel-Air Mixing on NO<sub>x</sub> Formation in Non-Premixed Swirl Burner."

- [19] A. Ateshkadi, V. G. McDonnell and G. S. Samulesen, "Effect of Hardware Geometry on Gas and Drop Behavior in A Radial Mixer Spray", 27th Symposium on Combustion, 1998, pp. 1985-1992.
- [20] N. Chigier, "Energy, Combustion and Environment", McGraw-Hill Book Co., pp. 326-336.
- [21] E.S. Starkman, Y. Mitzutani and D.P. Teixeira, "The Role of Chemistry in Gas Turbine Emission", ASME Trans., Ser. A, 1971, pp. 333-344.
- [22] M.Ghaffarpour and B. Chehroudi, "Experiments on Spray Combustion in a Gas Turbine Model Combustor", Combust. Sci. and Tech. Vol. 92, 1993, pp. 173-200.
- [23] A.H. Lefebvre, "Pollution Control in Continuous Combustion Engine", 15th Symposium on Combustion, 1974, pp. 1169-1180.
- [24] Khim, K. D Chigier, N., and Sun, F., 1990, "Laser Doppler Velocimetry Investigation of Swirler Flowfields," J. Propulsion, Vol. 6, No. 4, pp. 364-374.
- [25] 이상남, 윤형기, 류정인, 1996, "Flow Field characteristics of a High Load Combustor," 1996 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(B), pp. 58-63.
- [26] A.K.Gupta, J.M.Beer and J.Swithenbank, "Concentric Multi-Annular Swirl Burner : Stability Limits and Emission Characteristics", 16th. Symp.(Int.) on Combustion, pp.79, 1979.
- [27] A. J. Haagen-Smit, 1952, "Chemistry and Physiology of L.A Smog", Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 44(6).

- [28] Ballester, J. M., Dopazo, C., Fueyo, N., Hernandez, M. and Vidal, P. J.,  
“Investigation of Low NO<sub>x</sub> Strategies for Natural Gas Combustion,”  
Fuel, Vol. 76, NO. 5, 1997, pp. 435-446.
- [29] Schmittl, P., Gunther, B., Lenze, B. and Bockhorn, H., “Tubulent  
Swirling Falmes : Experimental Investigation of the Flow Field and  
Formation of Nitrogen Oxide, ” Engler-bunte-institute, Combustion  
Technology University of Karlsruhe(TH), Germany.
- [30] 심창열, 홍순삼, 강신형, “상용코드를 이용한 원심펌프 임펠러 유동평가  
” 유체기계 연구개발 발표회 논문집, 2000. pp285-292.
- [31] 한국 산업규격 “석유 연소기기의 시험방법 통칙 KSB8021” 의 항목  
번호 5.9절.
- [32] 한국 산업규격 반밀폐식 석유 난로 KSB 8013 “Semi closed type oil  
burning space heaters” Table. 1. 16항 매연농도규정.

## 논문 요약서

본 연구는 스윙유동을 이용한 산업용 연소기의 연소실 내부 유동을 계산에 의하여 분석하고 이를 바탕으로 설계된 연소기에서 유동과 연소특성을 실험에 의하여 체계적으로 분석하고자한다.

연소실내부의 유동을 계산에 의하여 분석하는 연구는 2장에서 스윙 버너와 일반버너를 실제 형상대로 모델링하고 연소실 내로 유입되는 흡입공기에 3m/s의 일정한 속도를 부여하고 계산에 의하여 두 버너의 내부 유동장의 비교·분석을 수행하였다. 계산에 사용된 격자의 수는 50,000개이고 계산 프로그램으로는 Fluent6.0을 사용하였다.

실험에 의한 연구는 3장에서 직선적인 화염을 연소공기의 회전을 통하여 화염면적을 증가시킬 수 있도록 2차 공기에 의해서 1차 연소실내에 강선회류를 형성할 수 있는 보염기를 제작하였고, 실험을 통해 화염형상, 화염안정성, 온도 특성 및 배출가스 발생 특성을 2-pass 로통 연관 보일러 및 로통 연관 보일러에서 일반 버너와 비교 실험하였다.

결과 및 고찰은 4장에서 스윙 버너와 일반 버너의 실험을 토대로 효율적인 측면과 배기적인 측면에서 그 결과를 종합적으로 고찰하였고, 효율적인 측면에서는 실험버너가 일반 버너에 비해서 연료대비 40%이상의 높은 효율 특성을 나타내었고, 배기적인 측면에서 역시 실험버너가 일반 버너에 비해서 상대적으로 낮은 수치를 나타내었고 가장 문제시 되는 NOx의 경우는 2-pass 로통 연관 보일러에서 0%를 나타내었다.