

< 기술논문 >

혼합기 공급방식에 따른 덤프연소기의 연소 불안정성에 관한 실험적 연구

홍정구* · 이민철** · 이은도* · 오광철*** · 신현동†

(2005년 5월 31일 접수, 2005년 7월 18일 심사완료)

An Experimental Study on the Instability of Combustion in a Dump Combustor with Respect to Fuel and Air Mixing and Flow Conditions

Jung Goo Hong, Min Chul Lee, Uen Do Lee, Kwang Chul Oh and Hyun Dong Shin

Key Words : Combustion Instability(연소불안정성), Heat Release Rate Fluctuation(열발생률 변동), Equivalence Ratio Fluctuation(당량비 변동), Unmixedness(혼합정도), Vortex(와동)

Abstract

The combustion instability of turbulent flames is the most important problem of the gas turbine combustor. Thus improved understanding of mechanisms of combustion instability is necessary for the design and operation of gas turbine combustors. In this study, the cause of the combustion instability in a rearward-step dump combustor was investigated with respect to the fuel flow modulation; choked fuel flow, unchoked fuel flow and fully premixed mixture flow. We observed various types of combustion instabilities with respect to the change of equivalence ratio, fuel flow conditions and fuel injection location. Particularly in the unchoked fuel flow condition, it was found that the oscillation time of combustion instability is strongly related to the convection time of the fuel and that the pressure fluctuation in a lab-scale combustor is highly related to the vortex and the equivalence ratio fluctuations due to fuel flow modulation and unmixedness of the fuel and air.

기호설명

p' : 압력변동
 q' : 열발생률 변동
 L_i : i 번째 감쇠 과정
 ϕ' : 당량비 변동
 L_{flame} : 덤프면에서 화염대 사이의 거리
 L_{fuel} : 덤프면에서 연료분사구 사이의 거리
 U : 미연혼합기의 평균 유속
 Ma : 마하수(=U/a)
 a : 음속(speed of sound at $T = 20^\circ C$)
 $\tau_{acoustic}$: 음향시간

$\tau_{oscillation}$: 진동시간
 $\tau_{convection}$: 대류시간
 ϕ'_{fuel} : 연료유량 변조에 의한 당량비 변동
 ϕ'_{um} : 혼합정도에 의한 당량비 변동
 VOR_v : 와동

1. 서론

최근 국내외 대부분의 가스터빈에서는 난류회박 예혼합연소 방식을 채택해 사용하고 있다. 이전에 주로 사용된 확산연소 방식은 연료와 산화제가 혼합되는 시간을 가져야 하므로 화염의 일부에서 국부적으로 온도가 상승하여 thermal NOx 가 급격히 증가하게 된다. 이러한 국부적인 온도상승과 NOx 증가의 문제점을 보완하기 위해 실용 연소기에서는 2 차 공기, 희석공기 등을 이용한 다단연소기가 사용되었다. 이런 노력에도 불구하고 환경규제치의

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : hdshin@kaist.ac.kr

TEL : (042)869-8829 FAX : (042)869-8820

* 한국과학기술원 대학원 기계공학과

** 한전 전력연구원

*** 회원, 자동차부품연구원

배출량으로 감소시키지 못하게 되면, 어쩔 수 없이 막대한 재원의 SCR (Selective Catalytic Reduction; 선택적 환원 촉매) 시스템을 추가로 부착해야 하는 경제적인 부담을 가지게 되었다. 특히 최근에 들어 환경에 대한 세계적인 규제(기후변화협약, 교도의 정서)가 엄격해지고, 국가마다 화석연료를 태워서 발생하는 배출물에 대해 그 총량을 경제적인 대상으로 보고, 정략적으로 대처함에 따라 연소기 제작자나 연소관련 연구자들은 확산화염이 가지는 안정적인 운전조건의 장점을 포기하고, 운전영역이 좁고 다루기 까다롭지만 공해 저감효과가 우수한 예혼합 화염에 대해 관심을 가지게 되었다.⁽¹⁻⁴⁾ 하지만, 이러한 난류회박 예혼합방식의 연소시 발생하는 연소불안정성은 현재까지도 명쾌하게 해결되지 않는 문제이다.

연소불안정성의 메커니즘을 규명하는 선행연구들은 크게 두 가지로 나눌 수 있는데, 첫 번째로 연료분사구에서 당량비 변동이 다시 하류의 열발생률 변동을 일으켜서 연속적인 순환(feedback system coupling) 형태로 연소를 불안정하게 한다는 관점으로 열발생률 변동(heat release rate fluctuation)의 주된 원인이 당량비 변동이라는 주장⁽¹⁾과 두 번째는 등은 유동장(isothermal flow field)하에서 덤프면(dump plane) 혹은 둔체(bluff body)와 같은 형상을 가진 연소실 내에 발생하는 와동구조(coherent vortex structure)가 열발생률 변동의 주된 원인이라는 주장⁽²⁾이 있다. 이렇듯 열발생률 변동이 연소불안정성을 지배한다는 생각은 같지만, 열발생률 변동의 원인이 되는 인자에 대한 접근은 다소 차이가 있음을 알 수 있었다. 이것은 두 가지 연구에서 연료와 산화제와 혼합되는 방법과 과정 그리고, 혼합된 정도를 고려하는데 차이가 있었고,⁽⁵⁾ 그 분석 또한 실험방법과 장치에 국한된 결론을 도출함으로써 일반적인 연소불안정성의 메커니즘을 규명하는데 한계가 있었다.

1.1 열-음향 불안정성

가스터빈 연소기와 같은 한정된 공간 내에서의 연소는 항상 열-음향 불안정성을 동반한다. 이러한 현상은 연소 불안정성의 주요한 원인 가운데 하나이고, 식 (1)에 의해 불안정성의 증가와 감소를 예측할 수 있다.⁽⁶⁾ 식의 왼쪽 항은 시간과 공간에 대한 압력변동과 열발생변동의 결합에 따른 발생에너지의 변동성분을 의미하고, 오른쪽 항은 계의 감쇠과정으로 열전달, 점성소산, 음향학적 에너지 손실과 같은 성분을 나타낸다. 식의 왼쪽 항이 오른쪽 항보다 클 때 열-음향 불안정성이 증가한다. 식 (1)의 열발생 변동은 화염의 위치와 유동조건(와동구조의 유동, 화염의 스트레치),⁽⁷⁾ 혼합조건(평균 당량비, 혼합정도)⁽⁸⁾과 같은 다양한 효과에 따라 결정된다.

$$\int_0^{L_0+\tau_{\text{res}}} \int_{t_0} p'(x,t)q'(x,t)dt dv \geq \int_0^{L_0+\tau_{\text{res}}} \int_{t_0} \sum_i L_i(x,t)dt dv \dots\dots (1)$$

1.2 연료유량 변조 (choked and unchoked fuel flow)

가스터빈 연소기는 연소기 형상에 따라 고유한 공명주파수를 가지게 된다. 반면에, 열발생률은 평균 당량비와 유동조건과 같은 작동조건에 따라 변할 수 있다. 유동조건을 고정시켰을 때, 평균 당량비와 연료유량을 변조함으로써 미연 혼합기의 조건에 따라 연소반응률이 변화된다. 실제 가스터빈에서도 공급되는 연료의 조성이 불균일하고, 연료분사구에서 압력변동으로 인한 연료유량 변조가 발생된다고 보고되고 있다.

1.3 열발생률 변동의 원인

연소기의 형상(aspect ratio)과 입구조건에 따라 미연 혼합기는 고유한 유동 조건을 가지게 되고, 이에 따른 공명주파수도 결정된다. 따라서 연소상태를 불안정하게 만드는 인자는 열발생률의 변동에 따라 좌우된다고 볼 수 있다. 앞서 설명한 것처럼 당량비 변동을 일으키는 원인으로 연료유량이 변조되고, 혼합정도에 따라 국소적인 당량비 변동의 효과를 가지게 된다. 또한 공명주파수와 일치하는 와동구조에 따라 연소반응률이 바뀌고, 이에 따라 열발생률 변동을 초래한다.^(1,2)

따라서 본 연구에서는 덤프형태의 모델연소기를 사용하여, 열발생률 변동의 원인이 되는 인자를 구별해 내기 위해 혼합실(mixing chamber)을 사용한 완전 예혼합(fully premixed) 조건과 연소실 바로 직전에서 산화제 유동쪽으로 연료를 분사하는 부분 예혼합(partially premixed) 방법으로 실험장치를 구현하였다. 또한, 부분 예혼합되는 경우는 하류의 압력변동에 영향을 받지 않는 초우크 연료유동(choked fuel flow) 조건과 압력변동에 영향을 받는 연료유동 변조(unchoked fuel flow modulation) 조건으로 구별하여 실험함으로써 열발생률 변동을 초래하는 당량비 변동을 연료유량의 변조에 의한 당량비 변동과 혼합기의 혼합정도(unmixedness)에 의한 당량비 변동으로 구분하였고, 당량비 변동이 없다는 조건 하에서 재순환영역에 의해 형성되는 화염대 부근의 와동의 효과도 구분하였다. 따라서 이러한 열발생률 변동의 원인이 연소불안정성에 어떤 영향을 미치는지를 밝히고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험실 스케일 연소기와 실험장치

Fig. 1 은 본 연구의 연소기와 실험장치의 개략도이고, 장치는 크게 연소기, 유량조절부, 측정부로 나눌 수 있다. 열-음향 불안정성을 재현성있게 발생시킬 수 있는 실험실 스케일의 모델연소기를 그림과

같이 제작하였고, 그 형상은 후방확대 덤프연소기로 확대면을 기준으로 아래의 버너 부분과 위쪽으로 석영관 (내경 : 80 mm, 높이 : 700mm, Aspect ratio : 8.75)에 의해 가시화된 연소실 부분으로 나눌 수 있다. 공기와 연료 유량은 Mass Flow Controller(MFC)에 의해 조절되어 버너로 공급되었고, 연료는 주연료 분사구(main fuel injection holes)에서 분사되어 공기와 혼합되는 혼합거리 (L_{fuel})를 거친 후, 축방향에 대한 반경방향의 모멘텀 (momentum)을 주는 스윌러 (swirler)를 통해 연소실내로 투입된다. 실험에서 사용한 스윌러의 선회수(swirl number)는 Mathur, M.L. and MacCallum, N.R.L.⁽⁸⁾이 제안한 식으로 구했으며, 본 실험에 사용된 선회수는 실제 가스터빈에서 사용되는 범위의 0.90 이다.

2.2 실험방법

덤프면에서 상용프로판(LPG)/공기 혼합기체의 입구유속을 21 m/s (Reynolds number : 8850)로 고정된 상태에서 당량비를 줄여가면서 화염의 형태를 디지털 카메라와 고속카메라(HICCD)로 촬영하고, 그 때의 음압(acoustic pressure) 신호를 측정하였다. 연소실 내의 압력변동은 압력 센서(piezo-electric pressure sensor, PCB Model 106B)를 통해 덤프면에서 측정하였고, 실험변수로서 당량비(ϕ), 덤프면으로부터 분사구까지의 거리(L_{fuel})를 바꾸어 가면서 실험하였다. 실험에 적용된 각각의 조건은 Table 1 에 정리하였다.

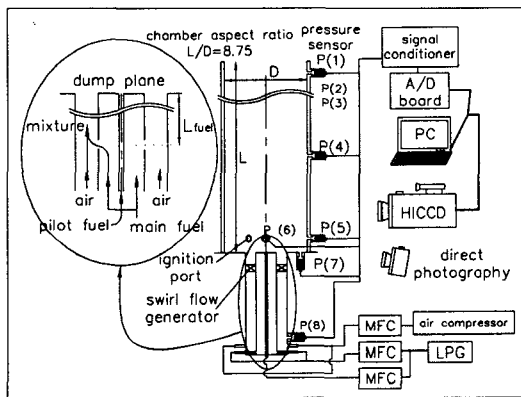


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 1 Experimental conditions

	Fully premixed	Partially premixed and choked fuel flow	Partially premixed and unchoked fuel flow modulation
Device	Mixing chamber	Fuel injection holes	Fuel injection holes
Dimension	0.0166m ³	-	-
Diameter of holes	-	0.3 mm	0.7 mm
Number of holes	-	4	4
L_{fuel} (mm)	-	94, 158, 221, 285	94, 158, 221, 285

3. 실험결과 및 고찰

3.1 연료유량 변조 조건

3.1.1 당량비에 따른 화염특성

Fig. 2 는 연료유동 변조 조건에서 L_{fuel} 를 94 mm 로 고정하고, 덤프면에 부착된 압력센서[Fig. 1, P (7)]를 이용해서 당량비(ϕ)를 1.0 에서부터 0.42 까지 변화시키며 화염 특성변화를 관찰한 화염형태로서 서로 다른 특성이 나타나는 모드(mode)에 대한 대표적인 결과를 나타낸 것이다.^(9,10) 당량비를 감소시키기에 따라 음압의 크기는 줄어들고, 화염의 형태도 확연히 달라짐을 볼 수 있다. 연료가 농후할수록 연소속도가 빨라져서 덤프면 쪽으로 화염이 다가가고, 당량비를 낮추어갈수록 화염의 길이가 길어지고, 화염대가 덤프면에서 멀어지는 경향을 보였다.

Fig. 3 은 고속카메라를 통해 얻은 연소실내의 유동형태를 나타낸 개략도이다. 그림에서 보듯이 주요한 유동은 와동 I, II 의 2 개 영역으로 나눌 수 있다. 당량비가 0.54 보다 클 때 와동 I 에 화염이 존재하고, 0.54 보다 작을 때 와동 II 에 안정화 된다. 모드 3 일 때 화염은 안정화 되고, 압력변동은 모드 1, 2 보다 작게 나타났다. 모드 4 에서는 화염이 lift off 되었고, 당량비가 0.42 보다 낮을 때 화염의 날림(blow out)이 발생함을 확인하였다. 여기

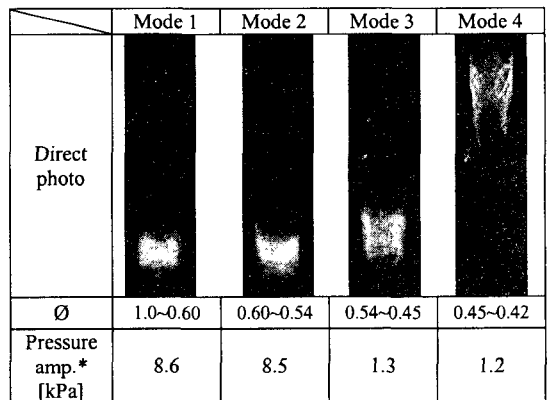


Fig. 2 Photographs of flames

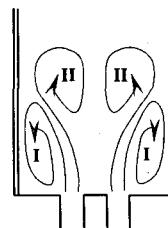


Fig. 3 Coherent vortex structures of mode 1

서 압력변동이 큰 모드 1 과 2 는 연소실 벽면 혹은 연소기 후단에 위치한 터빈의 피로파괴를 유발할 수 있기 때문에 이러한 불안정성의 생성 및 증폭 기구에 대한 자세한 관찰이 요구된다.

3.1.2 모드 1 과 2 의 특성

모드 1 일 때, 화염은 와동 I 에서 200 Hz 주기로 연소되고, 와동 구조와 상호작용하면서 연소됨을 관찰할 수 있었다. Fig. 4 는 고속카메라를 통해 5ms 동안의 화염 이미지와 시간과 주파수 분석에 따른 압력변동을 나타낸 그림이다. 여기서 열발생은 와동 I 에 존재하는 와동에 크게 영향받아 longitudinal mode 의 200Hz 로 진동하였다. 이는 연소실의 한쪽이 덤프면으로 막혀있고, 다른 한쪽이 유동의 후류쪽으로 열려 있는 open-closed system 으로 가정하였을 때의 연소실내 공명 주파수와 일치하였다. 덤프면에서 동압력(dynamic pressure)을 측정하였을 때, 크기(peak to peak pressure fluctuation)는 8.6 kPa 을 넘었고, 이 값의 반(4.3 kPa)을 최소 가청음압 (2×10^{-5} Pa)으로 하여 SPL (Sound Pressure Level)을 계산하였을 때⁽¹¹⁾ 160 dB 로 매우 시끄러운 소음을 내며 연소반응을 일으켰다. 모드 2 일 때, 화염은 와동 I, II 에 번갈아 가면서 주기적으로 존재하였다. 화염이 와동 I 에 안정적으로

존재하였을 때 압력변동은 모드 1 일 경우와 같았고, 와동 II 에 존재하였을 때는 압력변동은 모드 3, 4 와 같이 무시할 만큼 작았다. Fig. 5 는 모드 2 일 때 화염이 주기적인 형태 변화를 보여주고, Fig. 6 은 고속카메라를 통해 200Hz fluctuation region 과 silent region 에 대해 5ms 와 50ms 동안의 화염 이미지와 시간과 주파수 분석에 따른 압력 변동을 나타낸 그림이다.

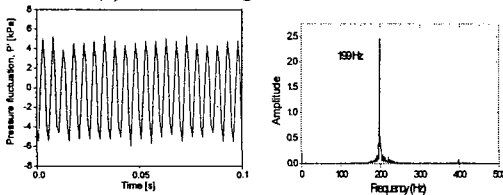
Fig. 6 은 크게 A-cycle 과 B-cycle 로 나눌 수 있는데, A-cycle 에서는 화염의 이미지와 압력변동은 약 200Hz 로 진동하였고 덤프면에 가까운 위치(와동 I)에 안정화되었다. 반면 B-cycle 에서는 와동 I 에 더 이상 화염이 안정화되지 않고, 덤프면에서 떨어진 위치(와동 II)에 존재하였다. 압력변동도 매우 작은 값으로 감소하였다. A-cycle 과 B-cycle 은 약 10Hz 의 주기로 반복적으로 발생하였다.

3.1.3 압력변동에 의한 연료유량 변조; 연료분사 위치의 효과

앞서 언급한 것처럼 200Hz fluctuation region 은 와동 I, II 에 동시에 존재하고, silent region 은 와동 II 에 존재한다. 화염안정화 위치의 차이는 연료유량 변조에 따른 당량비 변동에 의해 초래된다. Unchoked 조건에서 연료분사구에서의 압력은 연소기에서 전달된 압력변동에 영향을 받는다. 따라서 당량비 변동은 시간에 따라 연료의 유량에 따라 변동되게 된다. 모드 1 인 경우에도, 압력변동은 연료유량을 변동시키지만, 화염은 와동 I 에 존재할 수 있다. 왜냐하면 변동되는 최소의 당량비



(a) HICCD images of mode 1 for 5 ms



(b) Pressure signal of mode 1 in time and frequency domain

Fig. 4 HICCD images and pressure signal of mode 1 ($\phi = 0.64$)

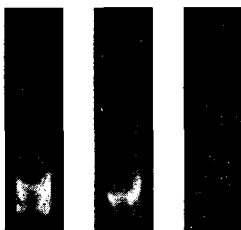


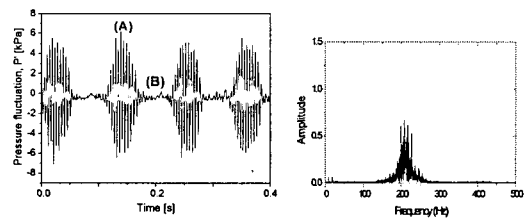
Fig. 5 Photographs of flame in mode 2 ($\phi = 0.55$)



(a) HICCD images of 200 Hz fluctuation region for 5 ms



(b) HICCD images of silent region for 50 ms



(c) Pressure signal of mode 2 in time and frequency domain

Fig. 6 HICCD images and pressure signal of mode 2 ($L_{fuel} = 285$ mm)

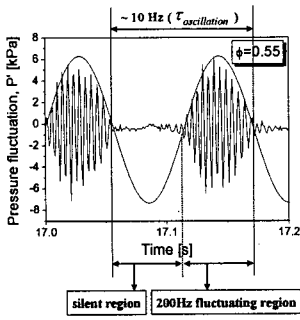


Fig. 7 Pressure fluctuation signal of mode 2 in time domain

는 와동 I 에서 안정화될 수 있기 때문이다. 다시 말하면, 당량비가 시간에 따라 변동하고, 평균 당량비가 충분히 크면, 화염은 와동 I 의 유동조건에 존재할 만큼 충분한 연소속도를 가진다고 할 수 있다. 반면에 평균 당량비가 모드 1 보다 작을 때 평균 당량비가 변동하지 않는다면, 화염이 와동 I 에 안정화 되는 임계 당량비 조건이 존재하게 된다. 만약 당량비가 변동한다면, 모드 2 와 같이 화염은 와동 I 에서 안정화될 수 없을 것이다. 이러한 임계조건이 모드 2 의 현상을 만들게 된다. 모드 2 일 때 silent region 의 매우 작은 압력은 200Hz fluctuation region 의 연료 분사구의 압력경계 조건이 되고, 200Hz fluctuation region 의 시끄러운 압력은 silent region 의 연료 분사구의 압력경계 조건이 된다. 이전 영역의 압력조건이 다음 영역의 미연혼합기에 영향을 미치고, 이런 관계가 주기적으로 반복된다는 점이 주목할 만하다.

연료유량 변조는 ($\tau_{acoustic} + \tau_{convection}$) 시간만큼 영향을 받은 압력경계조건에 의해 초래된다. 여기서 음향시간 ($\tau_{acoustic}$) 은 연소장에서 연료 분사구까지 압력정보를 전달하는데 소요된 시간이고, 대류시간 ($\tau_{convection}$) 은 분사된 연료유동이 연소장까지 도달되는데 걸린 시간이다. 이러한 시간은 식 (2), (3)에 의해 각각 계산될 수 있고,⁽¹²⁾ 본 실험에서 음향시간은 무시할 만큼 작은 값이었다.

$$\tau_{acoustic} = \frac{(L_{flame} + L_{fuel})}{a - U} \dots\dots\dots(2)$$

$$\tau_{convection} = \frac{(L_{flame} + L_{fuel})}{U} \dots\dots\dots(3)$$

혼합거리(L_{fuel})에 따른 각각의 진동시간($\tau_{oscillation}$)은 Fig. 8 의 실험결과와 같이 압력신호에서 얻을 수 있고, 식 (3)을 통해 대류시간을 계산할 수 있었다. 대류시간을 계산하기 위해 직접사진을 통해 L_{flame} 을 80 mm 로 가정하였다. Fig. 9 는 L_{fuel} 에 따라 진동시간과 대류시간이 어떻게 변화하는지를

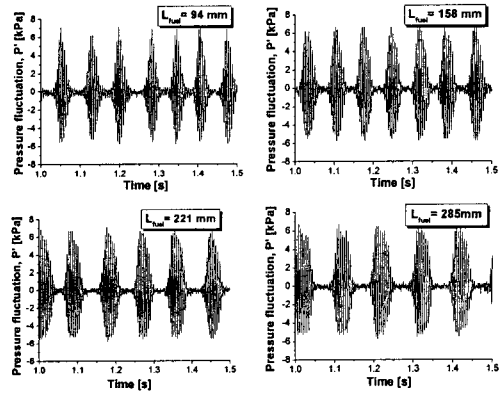


Fig. 8 Pressure fluctuation with fuel injection location ($\phi = 0.55$)

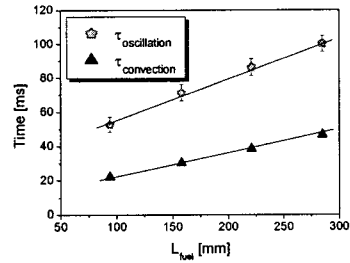


Fig. 9 Time scale of oscillation and convection with varying fuel injection location

나타낸 것으로 대류시간이 진동시간에 1/2 에 비례함을 확인할 수 있었다.

3.2 초우크 연료유동 조건

초우크 연료유동 조건에서 화염형태를 살펴본 결과, 당량비의 변화에 따라 압력 변동이 큰 구간(200 Hz fluctuating region)과 변동이 없는 구간(silent region)이 반복적으로 일어나는 모드 2 는 발견되지 않았고, 압력변동이 큰 모드 1 과 화염이 안정적으로 연소하는 모드 3, 화염이 lift off 되는 모드 4 가 동일하게 존재함을 확인할 수 있었다. 연소실의 압력변동에 따라 분사구에서 연료유량이 변하는 연료유량변조 조건에 비해 연료유량은 일정하게 분사되고, 산화제의 유량만 변하므로 당량비 변동이 상대적으로 작은 조건이기 때문에 앞서 설명한 모드 2 의 진동주기는 나타나지 않았다.

4. 열발생을 변동의 원인 및 고찰

4.1 완전 예혼합 조건

같은 당량비 ($\phi = 0.52$)에서 프로판 가스가 혼합실을 거쳐 공기와 완전히 예혼합된 조건과 연료유동 변조의 경우를 비교하기 위해 화염

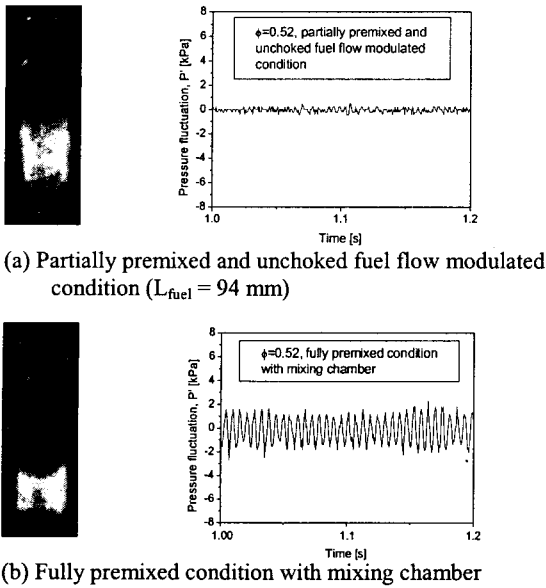


Fig. 10 Photographs of flame and pressure fluctuation signal in time domain ($\phi = 0.52$)

형태와 음압신호를 Fig. 10에 나타내었다. 비록 동일한 당량비이지만 화염의 형태가 확연히 다르고, 압력변동도 차이가 있음을 관찰할 수 있었다.

완전 예혼합된 (b)의 조건일 때 화염 형태는 덤프면에 가까이 밀착되어 형성되고, 대부분의 연소반응이 화염대가 존재하는 영역(와동 I, II)에서 일어남을 관찰할 수 있다. 반면에 덤프면으로부터 94 mm 떨어진 곳에서 산화제 유동에 연료를 분사하여 혼합하는 (a)의 경우의 화염은 (b)에 비해 충분한 혼합시간을 가지지 못하기 때문에 연소실내에서 혼합과정을 거친 다음 연소실 입구에서 조금 떨어진 지역(와동 II)에서 화염대가 퍼진 형태로 존재하고 있다. 이는 혼합기가 연소실로 대류하면서 혼합정도 (unmixedness)가 균일해지려는 정도의 차이가 당량비 변동의 효과로 나타났다고 볼 수 있다. 이러한 혼합정도를 알아보기 위해 프로판과 그 분자량이나 거동특성 (transport property)이 비슷한 아세톤(acetone)을 첨가하여 LIF 이미지를 관찰하였다. Fig. 11은 펄스광에 의한 형광신호를 이용한 아세톤 LIF를 통해 연소실 입구 (덤프면에서 거리: 2 mm ~ 45 mm)에서 L_{fuel} 에 따라 혼합정도가 변화하는 경향을 나타낸 결과이다. 덤프면에 가까운 연료분사 조건일 경우 혼합시간이 짧기 때문에 혼합상태가 불균일한 것을 확인할 수 있고 반면에 완전 예혼합된 조건일 경우 연료와 공기가 공간적으로 완전히 혼합되어 있기 때문에 아세톤의 강도가 일정하게 나타남을 관찰할 수 있다. Fig. 10과 Fig. 11의 결과를 통해 같은 당량비의 연료와 산화제를

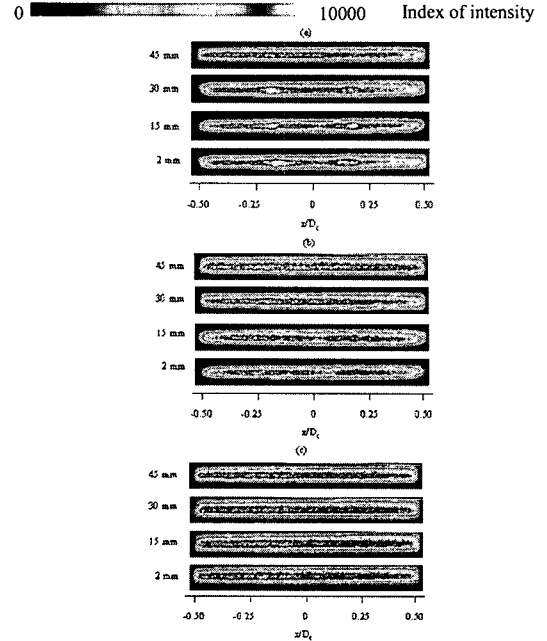


Fig. 11 Acetone LIF images at combustion chamber inlet (a) $L_{fuel} = 94$ mm, (b) $L_{fuel} = 285$ mm, (c) fully premixed with mixing chamber

연소실에 넣어 주더라도 연료와 산화제의 혼합방식에 따른 혼합정도가 다르면, 이에 따른 국부적 당량비 변동이 매우 크게 나타남을 알 수 있다.

4.2 부분 예혼합 및 초우크 연료유동 조건

단지 혼합정도의 효과만을 알아보기 위해 연료 분사구에서 연료유동을 초우크시켜 하류의 압력변동에 영향을 받지 않게 하였다. Fig. 12는 당량비가 0.64 일 때 초우크 연료유동 조건에서 L_{fuel} 을 바꾸면서 모드 1에서의 압력신호를 측정해 본 것으로 모두 0.1초 동안의 음압 신호를 나타낸다. 압력변동의 주기는 200 Hz 즉, 진동시간은 5 ms로 일정하게 유지되고, 연료분사거리가 덤프면으로부터 멀어질수록 압력변동의 peak to peak 값이 증가함을 실험을 통해 관찰할 수 있었다. 실험조건이 연소에 의한 압력변동에 따라 연료분사구에서 연료유량이 변조되는 않는 경우이므로 여기서 발생한 압력변동은 열발생을 변동을 일으키는 3 가지 원인 가운데 혼합기의 혼합정도에 의한 당량비 변동(ϕ'_{um})과 와동(VOR_v)에 의해 발생된 것으로 볼 수 있다. 또한 이런 2 가지의 원인이 각각 얼마만큼 압력변동에 관여했는가를 정량적으로 분석할 필요가 있다.

L_{fuel} 의 변화에 따라 압력변동의 peak to peak 값만을 비교한 그래프가 Fig. 13이다. 혼합실을 거쳐 완전히 예혼합된 경우에는 약 9.2 kPa의

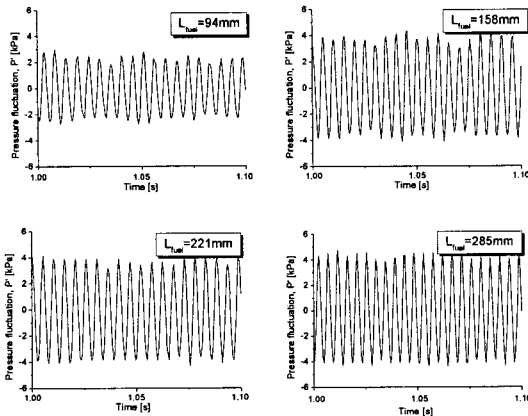


Fig. 12 Pressure fluctuation with fuel injection location ($\phi = 0.64$)

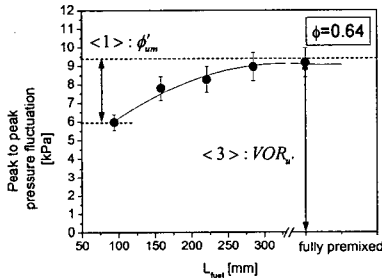


Fig. 13 Pressure fluctuation in partially premixed and choked fuel flow condition and fully premixed condition with mixing chamber ($\phi = 0.64$)

압력변동을 일으키고, 연료분사구를 통해 연료를 분사하는 나머지 경우에는 연소실의 덤프면에 가까워질수록 압력변동이 <1>의 구간만큼 감소하였다. 분사구에서 연료유량의 변조가 없는 조건이므로 여기서 감소한 압력변동 <1>만큼은 혼합기의 혼합상태가 L_{fuel} 에 따라 다르고, 이에 해당되는 당량비 변동 (ϕ'_{um})이 발생하는 것으로 판단된다. 또한, 완전히 예혼합된 조건일 때는 혼합정도에 의한 당량비 변동도 없다고 가정할 수 있고, 분사구에서의 연료유량 변조에 의한 당량비 변동도 없는 상태이므로 연소실의 국부적인 유속 변동에 의해 형성된 와동이 열발생을 변동을 일으키고, 이에 따라 압력변동이 발생되었다고 보면, <2>만큼의 압력변동은 와동 (VOR_v)에 의해 발생된 압력변동의 결과라고 생각된다.

4.3 부분 예혼합 및 연료유량 변조 조건

Fig. 14는 연료유량 변조 조건일 때 당량비를

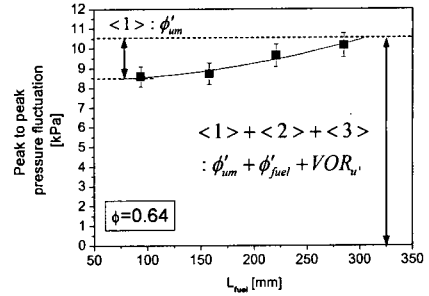


Fig. 14 Pressure fluctuation in partially premixed and unchoked fuel flow modulated condition ($\phi = 0.64$)

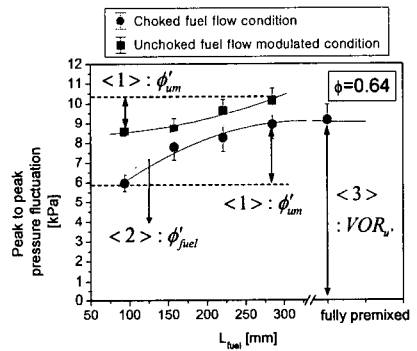


Fig. 15 Pressure fluctuation ($\phi = 0.64$)

0.64로 고정하고, L_{fuel} 의 변화에 따라 압력변동의 peak to peak 값을 비교하여 나타낸 것이다. 연소실의 덤프면에 가까워질수록 압력변동이 감소하였고, 마찬가지로 감소한 압력변동 <1>에 해당되는 열발생 변동은 혼합기의 혼합정도에 의한 당량비 변동 (ϕ'_{um}) 때문에 발생하는 것으로 판단된다. 하류의 압력변동에 의해 연료 분사구에서 연료유량이 변화하므로 전체 10.2 kPa의 압력변동에는 연료유량 변조에 의한 당량비 변동과 와동의 효과가 동시에 존재하고, L_{fuel} 이 변화에 따라 혼합정도에 따른 당량비 변동 (ϕ'_{um})의 효과가 더해진다고 생각된다.

Fig. 15는 앞서 수행한 3가지 실험조건에 대한 결과를 동시에 비교한 것이다. 비록 전체 투입 당량비는 같지만 압력변동의 절대적인 크기는 각각의 조건에 따라 차이가 생김을 볼 수 있다. 혼합실을 거친 완전 예혼합 조건의 경우는 와동 (VOR_v)에 의한 주기적인 압력변동이 약 9 kPa 정도로 전체 압력변동의 대부분을 차지하고 있고, 혼합기의 혼합정도에 의한 당량비 변동 (ϕ'_{um})에 기인한 압력변동은 <1>의 크기만큼 각각 감소된 것을 볼 수 있다. 연료분사를 초우크 상태와 언초우크 상태의 두 가지 조건으로 달리 하였을 때, 연료유량의 변조에 의한 당량비

변동(ϕ'_{fuel})은 빗금친 부분만큼에 해당되는 압력 변동을 야기하는 원인으로 사료된다.

5. 결론

본 연구는 실험실 스케일의 연소기를 제작하여 상용프로판/공기의 난류 연소를 통해 관공명 주파수인 200 Hz 의 진동모드와 10 Hz 모드의 연소진동을 구현하였고, 연료와 산화제의 혼합방법은 별도의 혼합실을 거쳐 완전히 예혼합되었다고 가정할 수 있는 조건과 연소실 입구 전단에서 산화제 유동에 연료를 분사하여 연료와 산화제가 혼합되는 조건으로 구분하여 실험을 수행하였다. 또한, 연료를 산화제 측에 분사하는 경우를 하류의 압력변동에 영향을 받는 조건과 그렇지 않은 조건으로 나눔으로써 각기 미치는 효과에 관한 결과를 얻을 수 있었고, 그것을 정리하면 다음과 같다.

(1) 연료유량 변조 조건일 때 모드 1, 2 의 불안정 모드와 있고, 초우크 연료유동 조건일 경우에는 단지 모드 1 의 불안정 모드만 존재한다.

(2) 모드 2 일 때, 미연 혼합기가 화염대까지 유동하는데 걸리는 대류시간이 불안정성을 나타내는 진동시간과 상관관계(correlation)를 가지며, 연소기를 설계할 때 고려되어야 할 중요한 시간스케일이라고 판단된다.

(3) 본 연구를 통해 연소불안정성에 영향을 미치는 당량비 변동의 원인으로 단순히 연료와 산화제의 유량변조(ϕ'_{fuel})뿐만 아니라 연료와 산화제의 공간적인 혼합정도에 따른 당량비 변동(ϕ'_{um})이 있고, 이와 동시에 열발생률의 변동을 일으키는 원인으로 국부적인 유속 변동에 의한 와동(VOR_c)이 존재함을 확인할 수 있었다. 그리고 그 크기를 각각 예측할 수 있었다.

(4) 실용 가스터빈 연소기를 설계할 때 위에서 언급한 당량비 변동과 와동의 기원 인자를 반드시 고려해야 한다. 즉, 연료분사구의 유동조건(초우크 또는 언초우크)과 덤프연소기의 형상(와동 발생지역) 등을 적절하게 설계하여 연소기에서의 압력변동을 최소화하여야 한다.

후 기

본 연구는 연소기술연구센터(CERC)와 BK21 그리고 미쓰비시 중공업 (Mitsubishi Heavy Industries,

Ltd.)의 연구비 지원에 의해 수행 되었습니다.

참고문헌

- (1) Lieuwen, T., Torres, H., Johnson, C. and Zinn, B. T., 2001, "A Mechanism of Combustion Instability in Lean Premixed Gas Turbine Combustors," *ASME*, Vol. 123, pp. 182~189.
- (2) Külsheimer, C. and Büchner, H., 2002, "Combustion Dynamics of Turbulent Swirling Flames," *Combustion and Flame*, Vol. 131, pp. 70~84.
- (3) Venkataraman, K. K., Preston, L. H., Simons, D. W., Lee, B. J., Lee, J. G. and Santavicca, D. A., 1999, "Mechanism of Combustion Instability in a Lean Premixed Dump Combustor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 15, No. 6, pp. 909~918.
- (4) Huang, Y., Sung, H. G., Hsieh, S. Y. and Yang, V., 2003, "Large-Eddy Simulation of Combustion Dynamics of Lean-Premixed Swirl-Stabilized Combustor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 19, No. 5, pp. 782~794.
- (5) Seo, S. H., 2003, "Combustion Instability Mechanism of a Lean Premixed Gas Turbine Combustor," *KSME International Journal*, Vol. 17, No. 6, pp. 906~913.
- (6) Rayleigh, J.S.W., 1945, "The Theory of Sound," Vol. 2, p. 226.
- (7) Schadow, K. C., Gutmark, E., Parr, T. P., Parr, D. M., Wilson, K. J. and Crump, J. E., 1989, "Large-Scale Coherent Structures as Drivers of Combustion Instability," *Combustion Science and Tech.*, Vol. 64, pp. 167~186.
- (8) Mathur, M. L. and Maccallum, N. R. L., 1967, "Swirling Air Jets Issuing from Vane Swirlers Part-1; Free Jets," *Journal inst. Fuel*, May, 39, p. 214.
- (9) Hong, J. G., Lee, M. C. and Shin, H. D., 2004, "An Experimental Study on the Instability of Lean Premixed Turbulent Combustion Induced by Thermo-Acoustics," *Proceedings of the KSME 2004 Autumn Annual Meeting*, pp. 1166~1171.
- (10) Lee, M. C., Hong, J. G. and Shin, H. D., 2004, "An Experimental Study in the Self-Excited Instabilities in Model Gas Turbine Combustor," *29th Symposium KOSCO (The Korean Society of Combustion)*, pp. 197~205.
- (11) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 2000, "Fundamentals of Acoustics," *John Wiley & Sons, Inc.*, 4th edition, pp. 130~133.
- (12) Lieuwen, T. and Zinn, B. T., 1998, "The Role of Equivalence Ratio Oscillations in Driving Combustion Instabilities in Low NOx Gas Turbines," *27th Symposium on Combustion*, pp. 1809~1816.