

열음향 해석 모델을 통한 가스터빈 연소기에서의 선형 안정성 분석

김대식**

Linear Stability Analysis in a Gas Turbine Combustor Using Thermoacoustic Models

Daesik Kim

ABSTRACT

In this study, thermoacoustic analysis model was developed in order to predict both eigenfrequencies and initial growth rate of combustion instabilities for lean premixed gas turbine combustors. As a first step, a model combustor and nozzle were selected and analytical linear equations for thermoacoustic waves were derived for a given combustion system. Then, methods showing how the equations can be used for analysis of the combustion instability were suggested. It was found that the prediction results showed a good agreement with the measurements. However, there were some limitation in growth rate predictions, which were related with over-simplification of flame structure, acoustic boundary conditions, and temperature distribution in the combustor.

Key Words : Thermoacoustic model(열음향 모델), Combustion instability(연소 불안정), Flame transfer function(화염 전달 함수), Lean premixed combustor(희박 예혼합 연소기)

기 호 설 명

Alphabets	Greeks
A : Complex amplitude of pressure wave	τ : Time delay
c : Speed of sound	ϕ : Phase
f : Frequency	ρ : Density
FTF : Flame transfer function	γ : Specific heat ratio
k : Wave number	ξ : Damping coefficient
l : Length	ω : Angular frequency
n : Gain of transfer function	λ : Wavelength
P : Pressure	
Q, q : Heat release	Subscripts
R : Reflection coefficient	1, 2 : Duct indices
V, u : Velocity	mean : Mean value

1. 서론

강화되는 배출가스 규제와 더불어 석유 자원의 고갈과 유가의 상승은 가스터빈 분야에서도 청정 고효율 연소 시스템의 개발 및 적용성의 확장에 대한 요구를 더욱 증가시키는 계기가 되고 있다. 이러한 환경 규제 및 경제성에 대한 요구에 대응하기 위한 가장 현실적이면서도 획기적인 방법은 기존의 비예혼합

연소 방식의 가스터빈을 새로운 희박 예혼합 연소 시스템으로 대체하는 것으로 여겨지고 있다.

지난 수십년간의 희박 예혼합 연소 시스템 개발 및 연구에 대한 노력으로부터 큰 기술적 진보를 이룩하였음에도 불구하고, 연소 방식 고유의 연소 불안정 현상에 대한 문제는 여전히 희박 예혼합 연소 시스템의 적용을 제한하는 인자 중의 하나로 남겨져 있다.

희박 예혼합 가스터빈 연소기의 경우, 대부분의 운전 조건이 희박 한계 영역의 매우 낮은 당량비 영역

* 강릉원주대학교 기계자동차공학부

† 연락저자, dkim@gwnu.ac.kr

에서 이루어지고, 이러한 영역에서의 화염은 미세한 외부 인자의 섭동에도 쉽게 반응하게 되어, 결국 연소기 입구에서의 작은 당량비 또는 혼합기 속도 변화 등에 대하여 열발생률의 변동이 쉽게 증폭될 수 있게 된다. 이러한 열발생률의 진동은 연소기 내에서의 압력 진동을 초래하게 되고, 다시 연소실 내부 압력 진동은 상류의 노즐 및 연료 공기 혼합 공간으로 피드백 되어 혼합기의 속도 및 당량비와 같은 열역학적 상태량의 진폭을 가진시키는 역할을 하게 된다[1-3].

이러한 연소 불안정 현상이 일정 시간 이상 지속될 경우, 열용력의 축적과 과도한 진동 등으로 인하여 연소실 라이너 및 연료 노즐과 같은 연소기 부품에 손상을 야기할 수 있으며, 더욱 악화될 경우, 터빈과 전체 시스템의 변형 및 파괴로 이어지게 된다. 따라서 희박 예혼합 가스터빈을 설계, 제작, 사용을 위해서는 연소 불안정 현상에 대한 명확한 이해와, 제어 알고리즘의 파악과 적절한 운전 영역의 선택이 필수적이다.

이를 위한 다양한 연소 불안정 예측과 해석 기술에 대한 개발이 이루어져 오고 있다[1-5]. 이 중, 본 논문에서는 연소 불안정 주파수 및 현상이 발생하는 조건 등의 예측을 위하여 보편적으로 시도되고 있는 열음향 해석 모델을 소개하고자 한다. 기존의 연구들이 이러한 해석 모델의 적용이 기초 버너 시험 등의 단순한 형상의 연소기에 제한되었던 반면, 본 연구에서는 실제 산업용 가스터빈에서 측정된 연소 불안정 측정 결과와의 비교를 통하여 해석 모델의 적용 확장과 제한 사항들을 검토하고자 한다.

2. 열음향 해석 모델 소개

열음향 해석 모델(thermoacoustic analysis model)이란 실제 연소 시스템을 간소화하게 정의한 후, 경계 조건 및 상대적으로 영향이 작은 인자들을 단순화하여 음향파(acoustic wave)와 연소장 사이의 상호 관계식을 도출하여, 엔지니어 및 설계자가 비교적 쉽게 연소장 내부의 열음향 특성을 예측하고, 주요 인자들에 대한 영향 분석을 가능하게끔 하는 해석 기법을

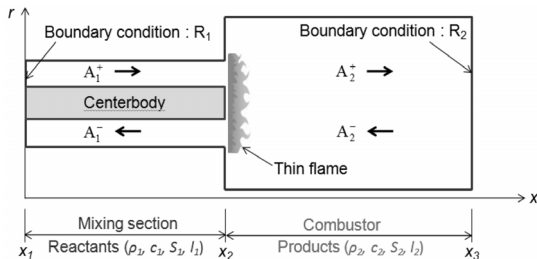


Fig. 1. Simplified model combustor for thermoacoustic analysis.

말한다[4-7].

열음향학 시스템 해석에 있어서 시스템의 다양한 요소들은 몇 개의 개별 인자로 나누어서 해석하는 네트워크 모델이 사용된다. 해석을 위하여 본 연구의 개발 모델에서는 Fig. 1과 같이 연소 시스템이 노즐과 화염 및 연소기로 크게 3가지의 요소로 간소화되었다.

선형 음향학 이론에 따라 음향파의 속도와 압력은 다음의 지배 방정식에 의하여 정의된다[4,6,7].

$$\frac{\partial u'}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p'}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\gamma p_0} \frac{\partial p'}{\partial t} + \frac{1}{S} \frac{\partial (Su')}{\partial x} = \frac{\gamma-1}{\gamma p_0} q'_T \quad (2)$$

화염을 연소기 길이에 비하여 무한히 짧다고 가정하고, 식 (1)과 (2)를 x방향으로 화염 바로 전후인 x_2^- 부터 x_2^+ 까지 적분하고 한계값을 취하면 얇은 화염에 대한 음향 조건(acoustic jump condition)을 구하면 다음과 같다.

$$p'(x_2^+) = p'(x_2^-) \quad (3)$$

$$S(x_2^+)u'(x_2^+) - S(x_2^-)u'(x_2^-) = \frac{\gamma-1}{\gamma p_0} \dot{Q}_T \quad (4)$$

상기한 식에서 모든 변수에 대하여 음향학적 진동 형태의 함수로 변환하면 노즐과 연소기에서의 음향파의 압력과 속도는 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p'_1 = \hat{p}_1 e^{-j\omega t} = A_1^+ e^{jk_1(x-x_1) - j\omega t} + A_1^- e^{-jk_1(x-x_1) - j\omega t} \quad (5)$$

$$u'_1 = \hat{u}_1 e^{-j\omega t} = \frac{A_1^+}{\rho_1 c_1} e^{jk_1(x-x_1) - j\omega t} - \frac{A_1^-}{\rho_1 c_1} e^{-jk_1(x-x_1) - j\omega t} \quad (6)$$

$$p'_2 = \hat{p}_2 e^{-j\omega t} = A_2^+ e^{jk_2(x-x_2) - j\omega t} + A_2^- e^{-jk_2(x-x_2) - j\omega t} \quad (7)$$

$$u'_2 = \hat{u}_2 e^{-j\omega t} = \frac{A_2^+}{\rho_2 c_2} e^{jk_2(x-x_2) - j\omega t} - \frac{A_2^-}{\rho_2 c_2} e^{-jk_2(x-x_2) - j\omega t} \quad (8)$$

열발생률의 진동값을 $\dot{Q}_T' = \hat{Q}e^{-j\omega\tau}$ 의 형태로 나타내고, 식 (5)~(8)을 식 (3)과 (4)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$A_2^+ + A_2^- = A_1^+ e^{jk_1 l_1} + A_1^- e^{-jk_1 l_1} \quad (9)$$

$$\frac{S_2}{\rho_2 c_2} (A_2^+ - A_2^-) = \frac{S_1}{\rho_1 c_1} (A_1^+ e^{jk_1 l_1} - A_1^- e^{-jk_1 l_1}) + \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \hat{Q} \quad (10)$$

여기서 인자 Γ_1 은 식 (11)과 같은 정의되고, 노즐과 연소기 경계에서의 음향 저항의 물리적 의미를 가지고 있다[6].

$$\Gamma_1 = \frac{\rho_2 c_2 S_1}{\rho_1 c_1 S_2} \quad (11)$$

식 (9)와 (10)은 다음과 같은 행렬의 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{pmatrix} A_2^+ \\ A_2^- \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} e^{jk_1 l_1} (1 + \Gamma_1) & e^{-jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1) \\ e^{jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1) & e^{-jk_1 l_1} (1 + \Gamma_1) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1^+ \\ A_1^- \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \frac{\rho_2 c_2}{S_2} \frac{\gamma - 1}{\rho_1 c_1^2} \begin{pmatrix} \hat{Q} \\ -\hat{Q} \end{pmatrix} \quad (12)$$

본 연구에서의 경계 조건은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{A_1^+}{A_2^-} = R_1 \quad (13)$$

$$\frac{A_2^+}{A_2^-} e^{2jk_2 l_2} = R_2 \quad (14)$$

여기서, R_1 과 R_2 는 시스템 입구와 출구 경계에서의 음향파의 반사 계수(reflection coefficient)를 나타낸다. 따라서 식 (12)를 풀기 위해서는 열발생률의 변동(\dot{Q}_T')에 대한 함수값이 제시되어야 하며, 이를 위하여 화염 전달 함수의 값이 사용될 수 있다.

예혼합 화염에서 화염 전달 함수는 다음과 같이 임의의 화염 입구에서의 속도 변동에 따른 열발생률의 영향으로 정의되고, 음향학 모델 개발을 위하여 각 진동수(ω)에 대한 진동 함수의 형태로 나타낸 후 이

를 이득값(n)과 시간 지연(τ)의 함수인 $n-\tau$ 모델로 나타내면 다음과 같다.

$$FTF(\omega) = \frac{\hat{Q}/\bar{Q}}{\hat{u}/\bar{u}} = n(\omega) e^{j\omega\tau} \quad (15)$$

여기서 이득값(n)은 아래와 같은 비선형 함수의 형태로 표현되고, 위상차(ϕ)는 각진동수에 대한 선형 함수로 나타난다.

$$n(\omega) = \left| \frac{K}{1 + j2\xi(\omega/\omega_c) - (\omega/\omega_c)^2} \right| \quad (16)$$

$$\Delta\phi = \omega\tau \quad (17)$$

변수 τ , ξ , K 및 ω_c 는 화염 전달 함수의 실험적인 결과값에 대한 곡선 피팅(curve fitting)을 위한 상수값을 나타낸다.

본 연구에서는 실험적으로 규명된 화염 전달 함수의 결과를 통하여 $n-\tau$ 모델을 구현한 후, 식 (16)과 (17)의 결과를 식 (15)에 대입한 후, 다시 이를 식 (12)에 대입하고 정리하면 최종적으로 본 시스템의 열음향파 선형 관계식은 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{R_2} (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & + \frac{1}{R_1 R_2} e^{-2jk_1 l_1} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & - e^{-2jk_2 l_2} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) \\ & - \frac{1}{R_1} e^{-2j(k_1 l_1 + k_2 l_2)} (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 n e^{j\omega\tau}) = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

$$\Gamma_2 = \frac{\rho_2 c_2}{\rho_1 c_1 S_2} \frac{\gamma - 1}{\rho_1 c_1^2} \frac{\bar{Q}}{\bar{u}}$$

식 (18)은 본 연구에서 정의된 연소기 및 노즐 시스템의 압력파와 비정상 열발생률의 변동 사이의 관계를 나타내고, 이 식을 통하여 각진동수 ω 의 실수부와 허수부를 풀게 됨으로써, 이 시스템의 음향 특성을 해석할 수 있게 된다. 이러한 문제에서 각진동수의 실수부는 시스템의 고유주파수(eigenfrequency)를 결정하고, 허수부는 초기 불안정 인자의 성장률을 결정하게 되는데, 특히 이 허수부가 양의 값을 가질 경우, 시스템은 불안정해지고, 만약 음의 값을 가지게 된다면 연소는 안정된 조건을 의미한다[4,6,7].

3. 연구 방법

3.1. 해석 모델 개발을 위한 실험 연소기

본 해석 모델의 개발 및 검증을 위하여 Kim et al.[8-10]의 연소기 장치 및 실험 결과가 사용되었다. Fig. 2는 실험 장치 및 노즐의 개략도이다. 그림에서 보이는 바와 같이 연료는 노즐 입구에서 연료와 충분히 예혼합되어 공급되고, 또한 노즐 내에서의 압력 변동이 연료 공급에 미치는 영향을 제거하기 위하여 혼합기 공급 위치 이후가 초킹(choking)될 수 있도록 설계하였다. 그림에서와 같이 30도의 각도를 갖는 얇은 막 형태의 스웰러가 연소기 상류의 150 mm 지점에 삽입되었다. 본 연구에서와 유사한 구조의 스웰러가 장착된 노즐을 사용하여 스웰러가 음향파에 미치는 영향 분석을 시도한 이전 연구 결과[11]에서는 스웰러 전후의 압력의 진폭 및 위상차의 크기 측정으로부터, 스웰러가 음향파에 미치는 영향은 극히 작은 것으로 나타났다. 따라서 유사한 구조의 스웰러와 스웰 강도를 갖는 본 연구에서도 스웰러가 연소기 입구에서 형성된 음향파에 미치는 영향은 무시되었다.

속도 측정을 위한 열선 유속계(TSI, model 1210)는 덤프 플레인(dump plane)으로부터 상류 60 mm에 설치되었다. 화염 구조 및 열발생률의 측정이 가능하도록 하기 위하여 150 mm의 내경과 300 mm의 길이를 갖는 석영 재질의 연소기가 제작되었고, 연료와 공기의 충분한 혼합을 위하여 125 mm의 내경과 500 mm 길이의 혼합실이 연소기 상류에 설치되었다. 연소기 내부 음향파의 압력 성분 측정을 위하여 덤프면에 수직 방향으로 압력 센서(PCB, 112A04)가 설치(flush-mount)되어 연소실 동압을 측정하였다. 동시에 측정된 열선 유속계 및 압력 센서의 신호는 데이터 취득 장치를 통하여 16,384 Hz의 속도로 얻어진 후, FFT(Fast Fourier Transformation)를 수행하여 데이터가 분석되었다. 세부 실험 방법에 대하여는 이전 논문들[8-10]에 언급된 조건들과 동일하다.

상기한 노즐과 더불어 가변 길이 연소기로부터의 실험 결과가 연소 예측 모델 개발을 위하여 사용되었다. 이 연소기는 Fig. 2의 석영 연소기 후면에 길이 25

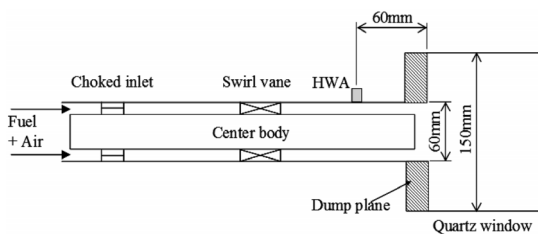


Fig. 2. Schematic diagram for model combustor and nozzle section.

Table 1. Combustor operating conditions

Mean velocity (m/s)	30
Equivalence ratio	0.7, 0.725, 0.75
Inlet flow temperature (°C)	20
Combustor length (mm)	400 to 1,200
Reynolds number	35,600

Table 2. Parameters used for dispersion relationship equations

	Nozzle	Combustor
Temperature (K)	293	980
Speed of sound (m/s)	343	715
Density (kg/m ³)	1.291	0.358

mm부터 180 mm까지의 범위(전체 연소기의 길이 : 400~1,200 mm)에서 연속적으로 길이 변화가 가능하도록 제작되었으며, 연소기의 출구는 95%가 특수 제작된 플러그에 의하여 막혀 있어서, 음향학적으로 닫힌 경계 조건을 구현할 수 있도록 하였다.

Table 1은 모델 개발을 위하여 사용된 연소기의 운전 조건을 나타낸다.

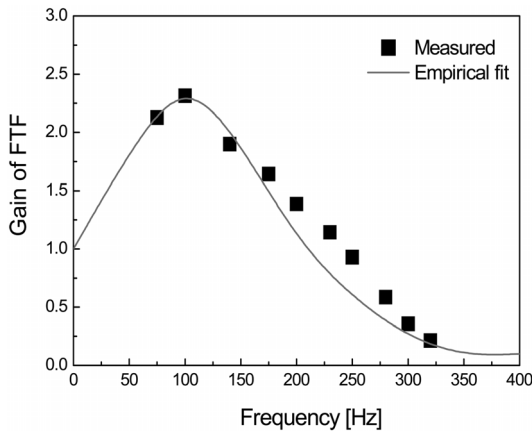
3.2. 해석 방법 및 조건

앞 절에서 소개한바와 같이 시스템의 열음향파 선형 관계식을 나타내는 식 (18)은 압력파와 비정상 열발생률의 변동 사이의 관계를 나타내고, 이 식을 통하여 각진동수 ω 의 실수부와 허수부를 풀게 됨으로써, 이 시스템의 음향 특성을 해석할 수 있게 된다.

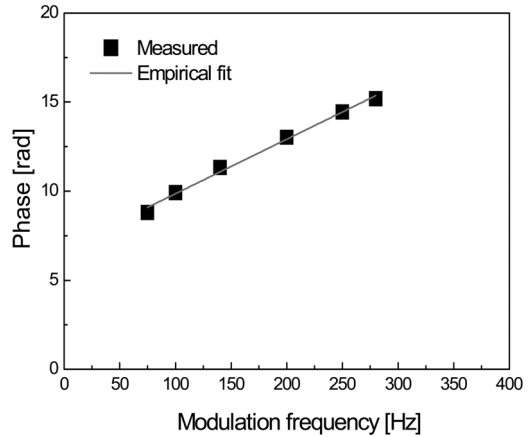
본 연구에서는 Matlab을 이용하여 연소기의 길이와 운전 조건에 따라 Nelder Mead Simplex method를 이용하여 선형 관계식을 풀 수 있는 모델링 코드를 개발하였고, 본 결과에서 적용한 주요 상태값은 Table 2와 같다. 또한 식 (15)의 비정상 열발생을 구하기 위하여 참고문헌[8,10]에 소개되었던 화염 전달 함수의 측정 결과가 사용되었다. 출구에서는 음향학적인 측면에서 완전히 닫혀 있는 경계 조건으로 가정하여 반사 계수 R_1 과 R_2 를 모두 1이라고 가정하였다. 그러나 본 연구에서와 같이 초킹 입구의 경우 입사되는 음향파의 일부를 흡수하여 실제로는 1보다 작은 반사 계수를 가질 수 있다[12]. 현재의 연구에서는 이러한 영향은 고려되지 않았으나, 차후 연구에서는 더욱 정량적, 정성적인 방법을 통하여 검토될 필요가 있다.

4. 결과 및 검토

Fig. 3은 입구 평균 속도 30 m/s, 속도 변동 진폭 (V''/V_{mean}) 0.07 및 당량비 0.7 조건에서의 주파수 변



(a) Curvefit for gain of transfer function.



(b) Linearfit for phase of transfer function.

Fig. 3. Definition of n - τ formulation.

화에 따른 식 (16)과 (17)의 n - τ 모델의 유추 결과를 나타낸 것이다. 결과에서 사용된 실험 결과는 참고문헌[8]에 소개된 화염 전달 함수의 측정 결과 중에서 평균 속도 30 m/s, V''/V_{mean} 0.07 및 당량비 0.7에서 얻어진 값들이며, 그림에서 사용된 변수값은 $K = 1.0$, $\xi = 0.0987$, $\omega_c = 690$ 을 적용하였다.

Fig. 4는 현재의 해석 대상 노즐의 연소기 길이 변화에 따라 측정된 연소 불안정 현상의 결과를 도시한 것이다. 본 실험 장치의 경우 출구단이 음향학적으로 닫혀 있는 상태이므로, 연소기 내에서는 1/4 음향파가 형성되고 연소기 길이의 증가에 따라 시스템 내부의 특성 주파수는 거의 선형적으로 감소하고 있는 것으로 측정되었다. 본 실험 조건인 입구 속도 30 m/s, 당량비 0.7의 경우 연소기 길이 약 60 mm 근처에서 280 Hz 근처의 불안정 연소 구간이 측정되었고, 또한 연소기 길이를 더욱 증가시켜 약 900 mm 이상에서는 100 Hz 미만의 두 가지 형태의 불안정 연소 현상이

계측되었다. 그러나 현재의 측정 결과로부터는 이러한 주파수 특성이 어떠한 음향파의 영향으로 형성되었는지를 설명하는 것은 불가능하다. 따라서 다음의 결과에서 설명되는 선형 시스템 해석 모델 개발 결과를 통하여 좀 더 자세히 설명하고자 한다.

먼저 Fig. 5는 선형 해석 모델을 통한 고유 주파수 해석 결과를 당량비 0.7에 대하여 나타낸 결과이다. 그림에서 보이듯이, 선형 해석을 통하여 연소기 길이 650 mm 근처에서 발생한 280 Hz의 불안정 연소는 길이 방향 음향파의 1st 모드에 대한 불안정 주파수 예측 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그러나 100 Hz 미만의 연소 불안정은 1st 모드의 예측 주파수와 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 본 해석 결과로부터, 현재 연구에서의 긴 연소기에서 측정되는 80~100 Hz 구간의 연소 불안정은 주파수 범위 및 본 연구 결과로부터 길이 방향의 음향파가 아닌 헬름홀츠(Helmholtz or bulk mode) 연소 불안정의 영향인 것

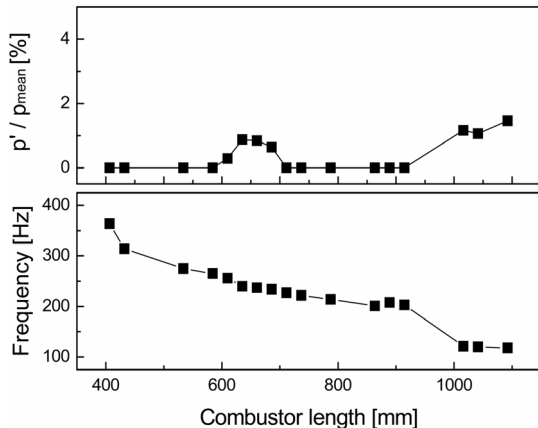


Fig. 4. Instability characteristics of the current nozzle as a function of combustor length.

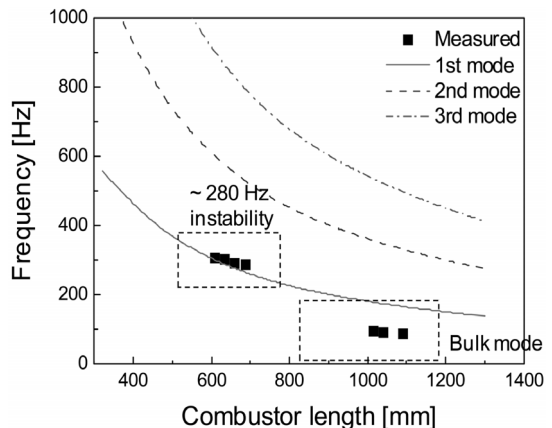


Fig. 5. Eigenfrequency prediction by linear stability analytical model.

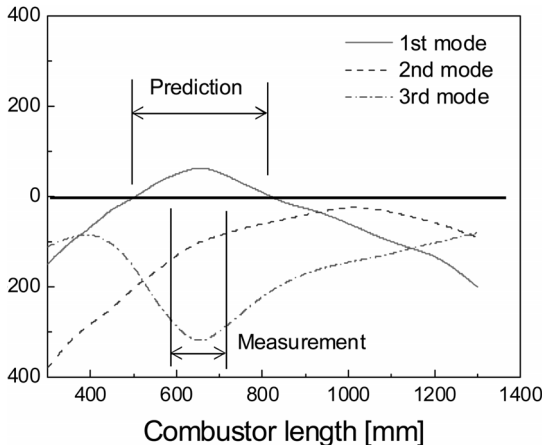


Fig. 6. Growth rate prediction by linear stability analytical model.

으로 해석된다.

Fig. 6은 선형 해석 모델에 의한 불안정 성장률의 연소기 길이에 대한 분석 결과이다. 전술하였듯이 이 도표에서 성장률이 0 이상의 값을 갖는 경우는 불안정 연소가 발생하는 운전 조건으로 해석이 가능하다. 결과에서 나타나듯이, 280 Hz의 불안정 연소는 1st 모드의 음향파에 의하여 연소기 길이 500~800 mm 사이에서 발생하는 것으로 예측하였다. 또한, 2nd 모드와 3rd 모드의 경우 모두 음의 성장률을 보이고 있음을 알 수 있다. 280 Hz의 예측 결과를 실험 결과와 비교할 때, 주파수 해석은 높은 정확도를 가지고 예측한 반면에, 성장률의 경우에 다소 넓은 범위에서 불안정 연소를 예측하는 것으로 나타났다. 이러한 예측의 오차는 다음 인자들의 영향일 것으로 판단된다.

- 짧은 화염의 가정 : 본 연구 모델에서는 화염이 극히 짧다고 가정하였으나, 실제 화염의 경우 일부 조건에서는 다소 길게 계속되었다. 따라서, 음향파의 jump condition에서의 오류, 또는 공간적으로 넓은 화염 분포에 따른 $n-\tau$ 모델의 부정확성을 증가시키는 요인으로 작용할 수도 있다[6,8].

- 경계 조건의 불확실성 : 기존의 음향 모델의 사례로 살펴보면, 해석 결과의 상당한 오차는 불명확한 경계 조건의 대입에서 초래한다고 밝혀졌다. 본 연구에서의 모델 경계 조건은 음향파가 벽에 부딪히면서 100% 모두 반사되는 경우로 가정하였으나, 실제 실험 데이터의 분석을 통하여 이러한 값의 정확한 분석이 필요하다[12,13].

- 연소실 온도 : 현재의 모델링 결과에서는 가변 길이 연소실 끝단의 플러그에서 측정된 값을 연소실 전체의 온도를 대표하는 값으로 사용하였다. 그러나

실제 연소실의 온도는 화염의 길이에 따라서 연소실에 걸쳐 넓게 분포할 가능성이 충분하다. 따라서 이러한 연소실 온도 분포에 대한 영향 평가가 필요할 것으로 사료된다[4,5].

상기한 여러 인자들이 복합적으로 작용하여 현재 모델링 결과의 오차로 작용하였을 것으로 분석된다.

5. 결론

본 연구에서는 가스터빈 회박 예혼합 연소기에서의 연소 불안정을 해석하기 위한 노력으로서, 불안정파의 고유 주파수와 성장률을 예측하는 열음향 해석 모델이 개발되었다. 이를 위하여, 주어진 노즐과 연소기 시스템에서의 선형 해석 모델에 요구되는 분석학적 선형 관계식이 유도되었고, 선형 시스템 안정성 해석 모델로부터의 고유 주파수 해석 방안이 구축되었으며, 성장률 해석 방법이 제시되었다. 실험 결과와의 비교로부터 높은 정확도의 주파수 예측이 가능한 것으로 나타났으나, 성장률 예측에 있어서는 짧은 화염의 가정과 경계 조건의 불확실성 및 연소실 온도 분포 등의 영향으로 어느 정도의 오차가 수반되는 것으로 확인되었다. 따라서 향후 연구에서는 이러한 각각의 인자들을 정량적 및 정성적으로 평가할 수 있는 방안을 마련하여 개발 모델의 예측 정확도를 향상시키는 노력이 필요하다.

후기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(2011-0004109).

참고문헌

- [1] Lieuwen, T. et al., "Combustion instabilities in gas turbine engines", AIAA, Washington, 2005.
- [2] Preetham, T., "Modeling the response of premixed flames to flow disturbances", Ph.D. thesis, Georgia Institute of Technology, 2007.
- [3] Lieuwen, T., "Introduction: Combustion dynamics in lean-premixed prevaporized(LPP) gas turbines", Journal of Propulsion and Power, Vol. 19, No. 5, pp.721, 2003.
- [4] Truffin, K. et al., "Comparison and extension of methods for acoustic identification of burners", Combustion and Flame, Vol. 142, No. 4, pp.388-400, 2005.
- [5] Lieuwen, T., "Modeling premixed combustion-acoustic wave interactions: a review", Journal of

- Propulsion and Power, Vol. 19, No. 5, pp.765-781, 2003.
- [6] Kim, K. et al., "Spatially distributed flame transfer functions for predicting combustion dynamics in lean premixed gas turbine combustors", *Combustion and Flame*, Vol. 157, No. 9, 2010, pp.1718-1730
- [7] Schuller, T. et al., "A unified model for the prediction of laminar flame transfer functions: comparisons between conical and V-flame dynamics", *Combustion and Flame*, Vol. 134, No. 1, pp.21-34, 2003.
- [8] Kim, D. et al., "Effect of flame structure on the flame transfer function in a premixed gas turbine combustor", *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 132, No. 2, pp. 021502.1-021502.7, 2010.
- [9] Kim, D., "Combustion instability measurements in a lab-scale gas turbine combustor and linear thermoacoustic model development," *Proceedings of 1st KOSCO Workshop*, pp. 231-242, 2011.
- [10] 김대식, "난류 예혼합 연소기에서의 흡입 유동 섭동에 대한 화염의 동적 거동", *한국연소학회지* 제14권 제4호 pp. 48-53, 2009.
- [11] Lee, H. J. et al., "An experimental study on the coupling of combustion instability mechanisms in a lean premixed gas turbine combustor", *ASME paper*, GT2009-60009, 2009.
- [12] Schuller, T. et al., "The role of nonlinear acoustic boundary conditions in combustion/acoustic coupled instabilities", *ASME paper*, GT2009-59390, 2009.
- [13] Noiray, N. et al., "A unified framework for nonlinear combustion instability analysis based on the flame describing function", *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 615, pp.139-167. 2008.

접수일 : 2012. 02. 23
심사완료일 : 2012. 04. 27