

환형 가스터빈 연소기에서 네트워크 모델을 이용한 연소불안정 해석

표영민^a · 윤명곤^a · 김대식^{a,*}

Combustion Instability Analysis Using Network Model in an Annular Gas Turbine Combustor

Yeongmin Pyo^a · Myunggon Yoon^a · Daesik Kim^{a,*}

^aSchool of Mechanical and Automotive Engineering, Gangneung-Wonju National University, Korea

*Corresponding author. E-mail: dkim@gwnu.ac.kr

ABSTRACT

Combustion instabilities are caused by the feedback relationship between heat release perturbations and acoustic pressure oscillations in the combustor. Studies on the combustion instability in an annular combustor have recently received great attention due to the enhanced NO_x requirement in aero-engines. In this study, a thermoacoustic network model was developed in order to calculate the acoustic characteristics for various modes in the annular combustor. The network model is combined with flame transfer function(FTF) in order to calculate the stability of the combustor. Numerical results are compared with measurement data.

초 록

연소불안정 현상은 연소기 내부에서 열발생 섭동과 음향 압력 섭동 사이의 피드백 관계로부터 도출된다. 특히 항공용 엔진에 대한 배출 가스 규제가 강화되면서, 환형 연소기에서의 연소불안정 연구에 대한 관심이 크게 증가하고 있다. 본 연구에서는 환형연소기에서 다양한 음향 모드를 계산할 수 있는 열음향 네트워크 모델을 개발 및 사용하였고, 이때 연소 모델은 화염전달함수를 적용하였다. 이와 같은 네트워크 모델을 사용하여 벤치마킹한 환형연소기의 실험데이터와 비교 분석하여 연소불안정 해석을 진행하였다.

Key Words: Annular Gas Turbine Combustor(환형 가스터빈 연소기), Combustion Instability(연소 불안정), Thermoacoustic Network Model(열음향 네트워크 모델)

Received 4 June 2017 / Revised 23 October 2017 / Accepted 27 October 2017

Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers

pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

[이 논문은 한국추진공학회 2017년도 춘계학술대회(2017. 5. 31-6. 2, 라마다프라자 제주호텔) 발표논문을 심사하여 수정·보완한 것임.]

Nomenclature

p : Pressure

ρ : Density
 u : Velocity
 t : Time
 S : Entropy
 T : Temperature
 q : Heat release
 C : Specific heat
 x : Axial direction
 r : Radial direction
 θ : Circumferential direction
 k : Axial wave number
 n : Circumferential wave number
 G : Gain of transfer function
 c : Speed of sound
 M : Mach number
 β : Area ratio
 \pm : Upstream and downstream
 $\bar{\quad}$: Mean quantity

1. 서 론

당량비나 공기 및 연료 유량 변화에 의해 발생하는 연소기 내부에서의 열방출과 변화와 압력과 변동 사이의 상호작용으로 인한 열음향 불안정(thermo-acoustic instability) 현상이 큰 문제점으로 제기되고 있다. 이러한 현상이 지속될 경우, 과도한 진동 및 벽면으로의 열응력 축적 등으로 인해 연소기 부품의 손상을 야기하게 되고, 심하게는 가스터빈 전체 시스템의 파괴로 이어지게 된다. 그렇기 때문에 연소불안정 현상에 대한 정확한 이해와 그 특성을 예측 할 수 있는 기술 개발이 요구된다. 이와 같이 연소불안정 현상은 산업용 가스터빈에 주로 사용되는 캔형 연소기뿐만이 아니라 본 연구에서 주목하고 있는 항공용 엔진에 주로 사용되는 환형 연소기에서도 문제가 되곤 한다[1-4].

실제 연소기 개발 단계에 있어서 연소불안정 현상을 실험적으로 예측하고 이를 제어하는 방법은 시간과 비용면에 있어서 제한적이다. 따라서 전세계적으로 관련 연구기관들에서는 다양한

연구 접근방법들을 통해 연소불안정 예측 기법들을 개발하고 있다.

연소불안정을 예측하는 여러 수치해석 혹은 해석적 기법 중에서 LES(Large Eddy Simulation), RANS(Reynolds Averaged Navier Stokes) 등의 경우는 질량, 운동량, 에너지 보존 관계식으로부터 연소장과 음향장을 연립하여 분포계의 해를 찾아야 하는데, 이는 많은 시간과 비용이 요구된다. 반면 연소불안정 모델링 방법 중 널리 사용되고 있는 열음향 해석 모델(Thermoacoustic Analysis Model, TA Model)은 실제 연소 시스템을 간소화하고, 상대적으로 영향이 작은 인자들을 단순화하여 열음향 특성을 예측하는 해석 기법이다[5-6].

이전의 연구에서 진행된 열음향 해석 기법[7]은 두 개의 단순한 덕트에서의 음향 요소만을 구성하여 이를 통한 음향장 해석 결과를 소개하였으나, 이러한 모델링 기법으로는, 다단의 덕트 형상 및 실제와 가까운 환형의 연소기의 형상을 적용하는데 제한이 있다. 그러나 본 연구에서 적용한 열음향 네트워크 기법은 다단의 형상뿐만이 아니라 실제와 같은 복잡한 경로의 환형의 형상에서의 연소불안정 상태를 계산할 수 있도록 구성하였다. 이를 위하여 각 음향 요소(element) 간의 연결 및 음향 전파를 각종 지배방정식으로부터 관계식을 유도하여 행렬식으로 표현할 수 있게 구성하였으며, 이로부터 복잡한 형상의 실제 시스템을 네트워크 모델로 계산할 수 있도록 코드 개발을 진행하였다.

본 연구는 이러한 열음향 네트워크 모델링 개발을 위한 지배방정식 및 네트워크 요소간의 행렬 구성을 통한 시스템 불안정 기법을 소개하고자 한다. 또한 개발 모델을 이용하여, 참고문헌으로부터 예측된 환형 연소기에서 예측된 불안정 주파수 및 불안정 성장률과 모드형상을 실험과 비교하여 모델링의 정확도를 검증하였다.

2. 열음향 네트워크 모델링

2.1 지배방정식

네트워크 모델은 연소실에서의 음향학적인 거동을 해석하기 위해 점성과 열확산을 무시한 이상기체의 보존방정식으로 지배방정식을 표현할 수 있다. 섭동량이 평균값에 비해 크기가 매우 작다는 가정을 통해 다음의 비제차 파동방정식 (inhomogeneous wave equation)을 얻을 수 있다[1,4,8].

$$\frac{1}{\bar{c}^2} \left(\frac{\bar{D}^2 p'}{Dt^2} \right) - \nabla^2 p' = -\frac{\gamma-1}{\bar{c}^2} \frac{\bar{D}q'}{Dt} \quad (1)$$

여기서,

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \quad (2)$$

$$\frac{\bar{D}}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial}{\partial r} + \bar{w} \frac{\partial}{\partial \theta} \quad (3)$$

이때 비정상 열의 유입이 없다고 가정한다면, 대류 파동 방정식으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{\bar{c}^2} \left(\frac{\bar{D}^2 p'}{Dt^2} \right) - \nabla^2 p' = 0 \quad (4)$$

해석 과정을 단순화하기 위하여 현재 연구에서 검증 대상으로 선정한 Laera 등[9,10]의 연소기는 반경 방향(r -direction)은 특성 길이가 길이 방향(x -direction) 및 원주 방향(θ -direction) 대비 매우 얇은 형상을 갖는 연소기로서, 반경 방향에 대한 공진 모드는 계측되지 않은 관계로 현재의 연구에서도 반경 방향으로의 변화를 무시하고, 음향 섭동 성분은 x 및 θ 방향의 섭동 성분만을 고려하였다. 해당 연소기의 특성에 대한 세부 설명은 3장에서 자세하게 다루어질 예정이다.

이 경우에, 앞서 구한 Eq. 4에서의 파동방정식을 이용하여 압력, 속도, 밀도에 관련된 음향 섭동식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p'(x, \theta, t) &= A_{\pm} \exp(ik_{\pm} + in\theta + i\omega t) \\ &= \hat{p} \exp(in\theta + i\omega t) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \rho'(x, \theta, t) &= \frac{1}{\bar{c}} A_{\pm} \exp(ik_{\pm} + in\theta + i\omega t) \\ &= \hat{\rho} \exp(in\theta + i\omega t) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} u'(x, \theta, t) &= -\frac{k_{\pm}}{\rho\alpha_{\pm}} A_{\pm} \exp(ik_{\pm} + in\theta + i\omega t) \\ &= \hat{u} \exp(in\theta + i\omega t) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} w'(x, \theta, t) &= -\frac{n}{R\rho\alpha_{\pm}} A_{\pm} \exp(ik_{\pm} + in\theta + i\omega t) \\ &= \hat{w} \exp(in\theta + i\omega t) \end{aligned} \quad (8)$$

이때 \bar{c} 는 평균 음속이며, α_{\pm} 및 k_0 , k_{\pm} 는 아래와 같다.

$$\alpha_{\pm} = \omega + \bar{u}k_{\pm} \quad (9)$$

$$k_0 = -\frac{\omega}{\bar{u}} \quad (10)$$

$$k_{\pm} = \frac{\bar{M}\omega \mp (\omega^2 - \omega_c^2)^{\frac{1}{2}}}{\bar{c}(1 - \bar{M}^2)} \quad (11)$$

$$\omega_c = \frac{\bar{n}\bar{c}}{R}(1 - \bar{M})^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Eqs. 5-8에서와 같이 압력, 밀도, 속도에 대한 섭동식을 질량, 운동량, 에너지 보존 방정식으로 변환하여 면적 및 길이 변화가 있는 각 모듈에 적용하여 네트워크를 구성하는데, 이는 아래의 Eqs. 13-17의 행렬식을 통해 얻어질 수 있으며, 구체적인 모듈에 대한 설명은 다음 장부터 설명하였다.

$$(\hat{p}, \hat{u}, \hat{\rho}, \hat{w})^T = F \cdot W(x) \quad (13)$$

$$(\hat{m}, \hat{f}_x, \hat{f}_{\theta}, \hat{e})^T = G \cdot (\hat{p}, \hat{u}, \hat{\rho}, \hat{w})^T \quad (14)$$

이때, 행렬 $W(x)$, F , G 는 아래와 같다.

$$W(x) = (A_+ e^{ik_+ x}, A_- e^{ik_- x}, 0, 0)^T \quad (15)$$

$$F = \begin{pmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_+}{\rho\alpha_+} & -\frac{k_-}{\rho\alpha_-} & 0 & \frac{\eta\bar{u}}{\rho c^2} \\ \frac{1}{c} & \frac{1}{c} & -\frac{1}{c} & 0 \\ -\frac{\eta}{R\rho\alpha_+} & -\frac{\eta}{R\rho\alpha_-} & 0 & \frac{k_0 R}{\rho c} \end{pmatrix} \quad (16)$$

$$G = \begin{pmatrix} 0 & \bar{\rho} & \bar{u} & 0 \\ 1 & 2\rho\bar{u} & \bar{u}^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R\rho\bar{u} \\ \eta\bar{u} & \eta\bar{p} & \frac{3\rho\bar{u}^2}{2} & \frac{\bar{u}^3}{2} & 0 \end{pmatrix} \quad (17)$$

2.2 입구 및 출구

연소실 입구가 면적이 매우 큰 예혼합실과 연결되어 있다고 가정한다면 $\hat{p}(x=0)$ 는 매우 작을 것이고, 이때의 음향 경계 조건은 $A_+ = A_- = 1$ 로 정의될 수 있고, 반대로 완전히 닫힌 경계 조건이라면, $A_+ = 1, A_- = -1$ 과 같이 표현된다. 입구에서와 마찬가지로, 출구에서의 경계조건은 동일한 조건하에 경계조건은 부호만 반대일 것이다. 또한, 예측된 음향 경계 조건을 반사 계수 (reflection coefficient, $= A_+/A_-$)의 형태로도 정의할 수 있다.

2.3 끝은 관에서의 길이 변화

입구의 경계조건과 초기조건을 통해 $W(x_0)$ 는 관의 시작 지점을 의미한다.)를 얻을 수 있으며, 끝은 관의 끝 지점에서의 파의 진폭은 다음 식에서와 같은 전파 행렬(propagation matrix)을 통해 표현할 수 있다.

$$W(x_0 + x_1) = P(x_1) W(x_0) \quad (18)$$

$$P(x_1) = \begin{pmatrix} e^{ik_+ x_1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & e^{ik_- x_1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & e^{ik_0 x_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & e^{ik_0 x_1} \end{pmatrix} \quad (19)$$

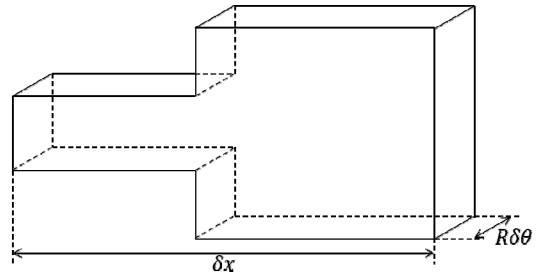


Fig. 1 Diagram of a thin annular sector at the area change.

2.4 면적 변화

Fig. 1에서와 같은 면적변화가 있는 얇은 환형 연소기의 부분을 고려할 때, 질량 및 각운동량, 에너지가 각각 보존된다. 그러나 면적변화가 존재하기 때문에, Stow 등[10]이 언급하였듯이 축방향 운동량이 증가 혹은 감소하여, 다음과 같은 변화된 운동량 보존 방정식을 적용하였다.

$$A_2 \rho_2 u_2^2 - A_1 \rho_1 u_1^2 = A_2 (p_1 - p_2) \quad (20)$$

이때 하첨자 1과 2는 각각 면적변화의 전과 후를 의미한다.

2.5 연소 모델

연소기에서의 음향전달뿐만이 아니라 연소를 포함한 열음향전달을 계산하기 위해서는 주어진 열섭동(\hat{q})에 대한 정보가 제시되어야 한다. 이것은 화염전달함수(flame transfer function)를 통해 얻어질 수 있고, 이는 주어진 유동 섭동 성분 중 혼합기 입구 속도 섭동 또는 당량비 섭동에 대한 화염의 동특성을 정량화하여 주파수 영역에 대해 정의한 것으로서, 주파수 응답 실험 또는 CFD 해석 등을 통해 얻을 수 있다[1,3,9-12].

본 연구는 당량비의 섭동이 없는 완전 예혼합 화염에 대해 고려하므로, Eq. 21과 같은 비교적 간단한 모델로 표현할 수 있다.

$$FTF(\omega) = \frac{\hat{q}^n / \bar{q}}{\hat{u}^n / \bar{u}} = G(\omega) e^{i\omega\tau} \quad (21)$$

여기서 $n(\omega)$ 는 속도섭동에 대한 열발생 섭동

의 크기를 의미하고, τ 는 시간지연(time delay)을 의미하게 된다.

3. 해석 방법

3.1 연소기 형상 및 해석 조건

본 연구에서는 Laera 등[9]의 연구에 사용된 환형 연소기를 화염전달함수를 적용한 해석대상으로 선정하였고, 위 연구자의 실험결과와 비교하여 모델을 검증하였다. Fig. 2는 해당 연소기의 개략도이다. 연료와 공기의 혼합공간인 예혼합실이 있으며 여기에 16개의 matrix 노즐이 연결되어 있으며, 이는 다시 환형의 버너로 다시 연결된다. 이때 예혼합실의 입구와 버너의 출구

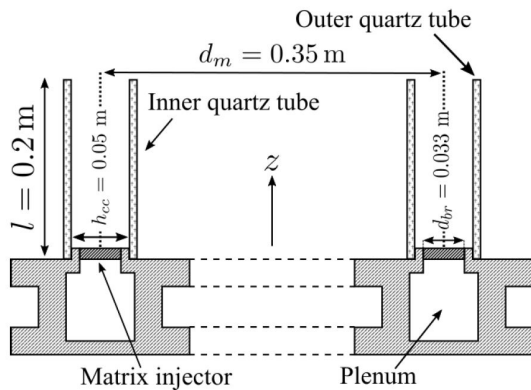


Fig. 2 Schematic representation of the experimental setup[9].

Table 1. Operating condition and gas properties.

Operating condition	
Fuel	Propane (C3H8)
Mixture temperature (K)	293
Equivalence ratio	1.11
Inlet velocity (m/s)	0.66
Operation pressure (atm)	1
Gas property	
Gas temperature (K)	2256
Density (kg/m ³)	0.15
Specific heat ratio	1.21
Speed of sound (m/s)	904

음향 경계 조건은 각각 닫힌 경계 조건과 열린 경계 조건으로 분류하였다. 또한 전술하였듯이 해당 연소기는 길이 방향 및 원주 방향의 특성 길이에 비하여 반경 방향으로 매우 얇은(반지름 0.025m) 연소기로 이 방향의 음향 모드는 무시할 수 있다고 하였다[9].

Table 1은 본 연구에서 사용된 해석기법을 실험데이터와 비교 분석하기 위해 사용한 연소기의 운전 조건이다. 혼합기의 온도와 속도가 각각 293 K, 0.66 m/s 일 때, 당량비 1.11로 고정하고 연료는 프로판을 사용하여 해석을 진행하였다. 또한 가스특성은 NASA에서 제공되어 지는 CEA(Chemical Equilibrium with Applications)를 사용하여 본 연구에 적용하였다.

Fig. 3은 본 연구에 적용된 FTF 데이터로서, 앞서 언급된 Laera 등[9]의 실험에서 동일한 작동조건의 싱글 노즐 및 싱글 버너로 실험한 결과이다. 또한, 해당 FTF 데이터는 축방향 유동 섭동에 대한 화염의 열발생 진동에 대한 계측 결과이다. 이때 본 연소기와 같이 원주 방향 음향 섭동이 지배적인 환형 연소기에서의 열방출 메커니즘에 대하여 축방향 유동 섭동의 화염전달함수 적용에 대하여 논란의 여지가 있을 수 있다. 그러나 최근 O'Connor 등[12]은 환형 연소기에 대한 고찰 논문으로부터 이에 대한 자세한 분석 및 실험 결과를 제시한 바가 있다. 화염이 존재하는 공간인 환형 연소기 내부에서는 원주 방향의 압력 섭동이 지배적이게 된다. 이러한 압력 섭동은 화염의 떨림에 영향을 줄 가능성이 있으나, 이는 노즐로부터 유입되는 축방향 유동 섭동에 비하여 그 영향이 매우 작다고 하였다. 실제 O'Connor의 논문에서는 화염 형상의 계측 및 열발생 진동의 실험 및 모델링 결과를 고찰한 결과, 환형 시스템의 화염과 열방출과의 생성은 연소실에서의 원주 방향 압력 섭동에 대한 “직접적인” 영향은 무시할 수 있는 수준이며, 축방향 유동 섭동으로부터 주로 기인한다고 밝혔다. 그러나, 이러한 노즐의 축방향 유동 섭동은 결국 연소실의 원주 방향의 압력 섭동으로부터 기인하는 관계로 “간접적인” 영향을 미친다고 볼 수 있다.

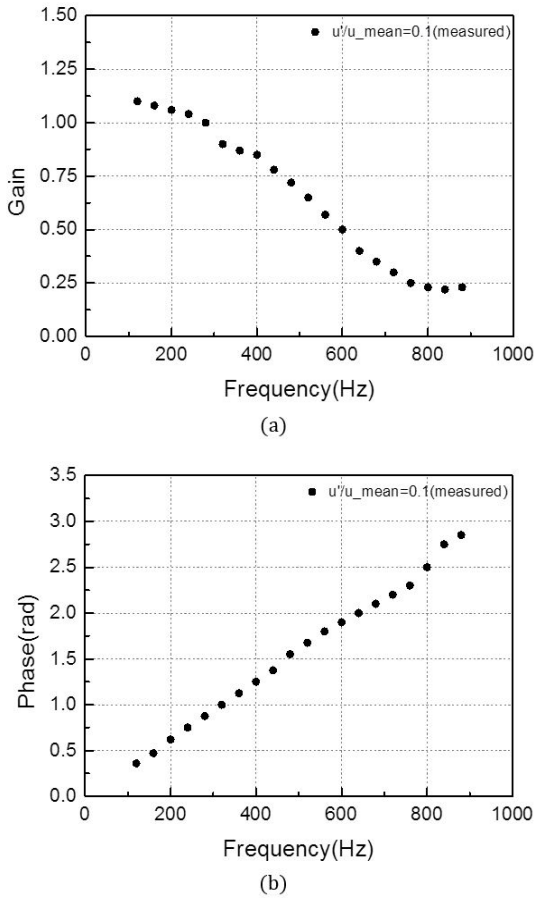


Fig. 3 (a)Gain and (b)phase of flame transfer function against frequency (replotted from[9]).

본 모델링에서 이러한 연소실과 노즐간의 압력 섭동(축방향 및 원주방향)에 대한 상호 관계는 음향 관계식으로부터 정의되고, 노즐 출구의 유동 섭동에 대한 열발생 진동은 Laera 등[9]의 화염 전달함수 결과를 인용하였다.

3.2 네트워크 모델을 이용한 해석 방법

본 해석에 네트워크 모델을 적용할 때, 16개의 노즐과 예혼합 구간, 그리고 버너와의 면적변화 관계에 있어서 해석형상 및 네트워크 구성은 Fig. 4와 같다. 이때 Matrix 노즐의 다공판 구멍의 면적인 280.6 mm²과 동일한 면적의 원통형 노즐로 기존의 노즐을 대체하여 계산을 진행하였다. 면적변화가 있는 구간에서 질량, 각운동량,

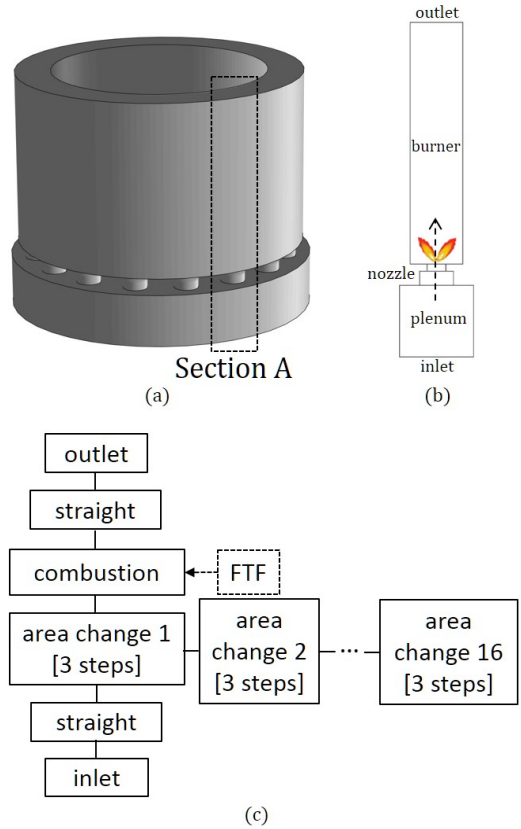


Fig. 4 (a)3D geometry of the benchmarked combustor, (b)Section A cut with the geometrical details, (c)Schematics of modeling approach.

에너지의 유동은 각 영역에 있어서 보존된다고 가정하고, 축방향 운동량에 대한 보존 방정식을 수정된 식으로 정의하면, Eqs. 22 및 26과 같은 행렬식으로 구성할 수 있다. 우선 면적이 감소하는 예혼합실과 노즐과의 관계는 아래와 같다.

$$\begin{pmatrix} \hat{m}_2^n \\ \hat{f}_{x_2}^n \\ \hat{f}_{\theta_2}^n \\ \hat{e}_2^n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1/16 & 0 & 0 & 0 \\ E^* & F^* & 0 & G^* \\ 0 & 0 & 1/16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/16 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \hat{m}_1^n \\ \hat{f}_{x_1}^n \\ \hat{f}_{\theta_1}^n \\ \hat{e}_1^n \end{pmatrix} \quad (22)$$

$$E^* = \left[\frac{\gamma_1 + \frac{1}{2} \overline{M}_1^2 (\gamma_1 - 1)}{\overline{M}_1^2 - \gamma_1} \right] \overline{u}_1 (16\beta - 1) \quad (23)$$

$$F^* = \left[1 - \frac{\gamma_1 \overline{M}_1^2}{\overline{M}_1^2 - \gamma_1} \right] (16\beta - 1) \quad (24)$$

$$G^* = \left[\frac{\overline{M}_1^2 (\gamma_1 - 1)}{\overline{M}_1^2 - \gamma_1} \right] \frac{1}{u_1} (16\beta - 1) \quad (25)$$

여기서 β 는 면적변화 전과 후의 변화율을 의미한다. 위와 같은 방법으로 면적이 증가하는 노즐과 버너의 관계를 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{pmatrix} \widehat{m}_4^n \\ \widehat{f}_{x_4}^n \\ \widehat{f}_{\theta_4}^n \\ \widehat{e}_4^n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 16 & 0 & 0 & 0 \\ E^{**} & F^{**} & 0 & G^{**} \\ 0 & 0 & 16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 16 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \widehat{m}_3^n \\ \widehat{f}_{x_3}^n \\ \widehat{f}_{\theta_3}^n \\ \widehat{e}_3^n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \widehat{q} \end{pmatrix} \quad (26)$$

$$E^{**} = \left[\frac{\gamma_3 + \frac{1}{2} \overline{M}_3^2 (\gamma_3 - 1)}{\overline{M}_3^2 - \gamma_3} \right] \overline{u}_3 \left(\frac{1}{16} \beta - 1 \right) \quad (27)$$

$$F^{**} = \left[1 - \frac{\gamma_3 \overline{M}_3^2}{\overline{M}_3^2 - \gamma_3} \right] \left(\frac{1}{16} \beta - 1 \right) \quad (28)$$

$$G^{**} = \left[\frac{\overline{M}_3^2 (\gamma_3 - 1)}{\overline{M}_3^2 - \gamma_3} \right] \frac{1}{u_3} \left(\frac{1}{16} \beta - 1 \right) \quad (29)$$

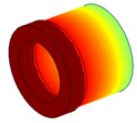
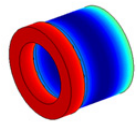
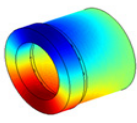
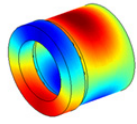
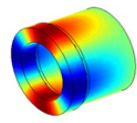
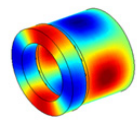
위의 과정 중에 면적이 증가하는 버너와의 관계에 있어서 열의 유입 및 섭동을 고려하면, Fig. 3에서의 화염전달함수 데이터를 Eq. 26의 열발생 섭동(\widehat{q})에 적용할 수 있다. 그리고 각 입구와 출구의 음향 경계조건은 완전히 닫힌 경계조건으로 가정하여 해석을 진행하였다.

Fig. 4는 해석 대상 환형 연소기로부터 네트워크 모델의 구성을 정의한 개략도로서, 현재 연구의 네트워크 모듈의 연결은 Fig. 4(c)와 같다.

4. 해석 결과 및 고찰

참고문헌[9]에서는 해당 연소기의 Table 1에서

Table 2. Acoustic mode analysis.

Mode	Frequency [Hz]	Mode shape
0C1L	298	
0C2L	598	
1C1L	499	
1C2L	850	
2C1L	849	
1C2L	1099	

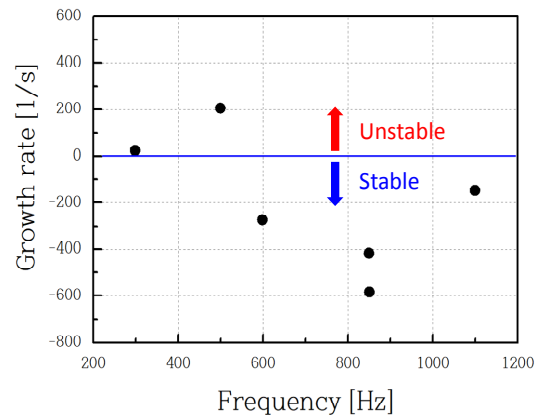


Fig. 5 Frequency and growth rate prediction results.

명시된 운전 조건에서는 496Hz의 불안정 주파수

가 예측되었다고 하였다. 그러나 이러한 주파수가 어떠한 모드인지는 구체적으로 명시되지 못하였다. 본 연구에서는 해석 연소기의 다양한 음향 모드에 대한 데이터를 확보하기 위하여, 화염 전달함수를 모델에 적용하지 않고, Eq. 26에서 열섭동(\hat{q})을 0으로 놓고, 음향장 해석만을 실시하였다. 이의 결과로서, 다양한 음향 모드들의 해당 주파수와 압력 분포를 Table 2에 정리하였다. Table에서 "C"는 원주방향 모드(Circumferential mode)를 의미하고, "L"은 길이방향 모드(longitudinal model)를 의미한다. 예를 들면, "1C0L" 모드란 길이방향의 모드 영향이 없는, 첫 번째 원주방향 모드를 의미하고, "1C1L"은 첫 번째 원주방향 모드와 첫 번째 길이방향 모드의 복합 모드를 의미한다.

Fig. 5는 Table 2에 나열된 음향 모드들에 대하여 화염전달함수(FTF)와 결합하여 전체 시스템의 불안정성을 예측한 결과이다. 여기서 전술하였듯이 성장률(growth rate)이 0보다 큰 양수의 값은 불안정이 발생하는 모드 음수의 값은 안정한 모드를 의미한다. 그림에서 보이듯이, 0C1L(298Hz)과 1C1L(499Hz)의 두가지 모드에서 성장률이 0보다 큰(즉, 연소불안정이 발생하는) 것으로 계산되었고, 나머지 모드들은 안정한 것으로 나타났다. 특히 실험에서 연소불안정이 발생하였다고 예측된 496Hz 모드는 본 해석 결과의 1C1L 모드인 499Hz임을 확인할 수 있다.

그러나, 본 해석 결과에서는 이 모드 외에도 0C1L 모드의 성장률도 0보다 큰 것으로 계산되었으나, 실험 결과에는 나타나지 않았다. 이러한 오차는 두가지 이유로 분석된다. 먼저 Silva 등[3]의 연소불안정 모델링에 대한 개발 내용에서는 열음향 모델링 연구의 한계로서, 실제 시스템에서 존재하는 다양한 음향 에너지의 상쇄(damping) 효과를 충분히 반영하는 것은 한계가 있다고 하였다. 이로부터 그들은 실제 많은 연소불안정이 발생하지 않는 안정한 구간에서도 성장률이 0보다 큰 값을 나타내었고, 이를 위하여 양의 값을 갖는 음향 상쇄 계수(damping coefficient)를 도입하여 실험적으로 정의한 바가 있다. 또 다른 이유는 본 연구에서 적용된 화염

전달함수의 신뢰도이다. 전술하였듯이 비교 데이터로 사용한 연소불안정시의 동압 결과는 멀티노즐 연소기의 환형 연소기로부터 예측된 결과인 반면, 화염전달함수는 해당 연소기의 싱글노즐 및 싱글 버너에서 예측한 결과이다. 그러나 최근 Samarasinghe 등[11] 및 O'Connor 등[12]은 환형 연소기에서 싱글노즐과 멀티노즐에서의 화염 동특성은 서로 다른 특성을 보이며, 이는 주로 인접한 노즐들에서 화염간의 상호작용(flame interaction)이 주요한 원인이라고 하였다. 이로부터 화염간의 상호작용이 존재하는 실제 환형 가스터빈 연소기에서의 연소불안정 예측 정확도 향상을 위해서는 멀티노즐에서의 화염 전달함수 예측이 필요하다고 하였다.

5. 결 론

본 연구는 다양한 면적 변화 및 여러 개의 덕트들로 구성된 시스템에서의 열음향 네트워크 모델 개발을 위한 주요 지배 방정식을 유도하였고, 이로부터 불안정 특성을 위한 코드를 구성하였다. 또한, 환형 연소기에서의 연소불안정 해석을 위하여 화염전달함수를 적용한 네트워크 모델을 사용하여 예측함으로써 코드를 검증하였다. 검증 결과 본 해석 코드는 높은 정확도를 가지고 측정된 불안정 모드 및 주파수를 예측하는 것으로 나타났다. 그러나 향후 멀티노즐을 갖는 실제 환형 연소기에서의 불안정 예측 정확도 향상을 위해서는 동일한 멀티노즐 구성에서의 화염전달함수의 예측 또는 모델링에 대한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부 항공우주부품기술개발사업(과제번호 : 10067074) 및 2015년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업(NRF-2015R1D1A1A01058410)의 지원을 받아 수행된 연구입니다.

References

1. Lieuwen, T. and Yang, V., *Combustion Instability in Gas Turbine*, the American Institute of Aeronautics and Astronautics Inc., Washington, U.S.A., 2005.
2. Huang, Y., Sung, H.G., Hsieh, S.Y. and Yang, V., "Large-Eddy Simulation of Combustion Dynamics in Lean-Premixed Swirl-Stabilized Combustor," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 19, No. 3, pp. 722-734, 2003.
3. Silva, C.F., Nicoud, F., Schuller, T., Durox, D. and Candel, S., "Combining a Helmholtz Solver with the Flame Describing Function to Access Combustion Instability in a Premixed Swirled Combustor," *Journal of Combustion and Flame*, Vol. 160, No. 9, pp. 1743-1754, 2013.
4. Lieuwen, T., "Modeling Premixed Combustion-Acoustic Wave Interactions: A Review," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 21, No. 4, pp. 591-599, 2003.
5. Wolf, P., Balakrishnam, R., Sraffelbach, G., Gicquel, L. and Poinso, T., "Using LES to Study Reacting Flows and Instabilities in Annular Combustion Chambers," *Journal of Flow of the Flow, Turbulence and Combustion*, Vol. 88, No. 1-2, pp. 191-206, 2012.
6. Kim, D., "Linear Stability Analysis in a Gas Turbine Combustor Using Thermoacoustic Model," *Journal of the Korean Society of Combustion*, Vol. 17, No. 2, pp. 17-23, 2012.
7. Kim, J., Yoon, M. and Kim, D., "Combustion Stability Analysis Using Feedback Transfer Function," *Journal of the Korean Society of Combustion*, Vol. 21, No. 3, pp. 24-31, 2016.
8. Lim, J., Kim, D., Kim, S.K. and Cha, D.J., "Effects of Acoustic Boundary Conditions on Combustion Instabilities in a Gas Turbine Combustor," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 19, No. 4, pp. 15-23, 2015.
9. Laear, D., Prieur, K., Schuller, T., Camporeale, S.M. and Candel, S., "Flame Describing Function Analysis of Standing Modes in an Annular Combustor with Experiments," *Combustion and Flame*, Vol. 184, No. 12, pp. 136-152, 2017.
10. Stow, S.R. and Dowling, A.P., "Thermoacoustic Oscillations in an Annular Combustor," *ASME Turbo Expo 2001*, New Orleans, Louisiana, U.S.A., ASME GT2001-0037, 2001.
11. Samarasinghe, J., Culler, W., Quay, B. D., and Santavicca, D. A. and O'Connor, J., "The Effect of Fuel Staging on the Structure and Instability Characteristics of Swirl-Stabilized Flames in a Lean Premixed Multi-Nozzle Can Combustor," *ASME Turbo Expo 2017*, Charlotte, N.C., U.S.A., ASME GT2017-63688, 2017.
12. O'Connor, J., Acharya, V. and Lieuwen, T., "Transverse Combustion Instabilities: Acoustic, Fluid Mechanic, and Flame Processes," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 49, pp. 1-39, 2015.