共鳴器による燃焼振動の低減法に関する研究*

(第2報, 音響振動抑制の数値解析)

塩田 和則^{*1}, 山中 矢^{*1}, 前田 福夫^{*2}
岩 渕 一徳^{*2}, 土屋 利明^{*3}, 岡本 正範^{*3}

Research on Combustion Oscillation Stabilization by Resonator (2nd Report, Numerical Analysis of Acoustic Oscillation Control)

Kazunori SHIODA^{*4}, Susumu YAMANAKA, Fukuo MAEDA,
Kazunori IWABUCHI, Toshiaki TSUCHIYA and Masanori OKAMOTO

^{*4}Power and Industrial Systems Research and Development Center, Toshiba Corporation,
2-4 Suehiro-cho, Tsurumi-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 230-0045 Japan

The effects of the Helmholtz resonator on combustion oscillation stabilization have been investigated for gas turbine combustor, and mechanism of Helmholtz oscillation control has been discussed. Numerical model, based on compressible Euler equation including combustion chamber and resonator, is proposed in order to describe the behavior of acoustic wave excited by dynamic heat release of flame in combustor. Relaxations of acoustic oscillation amplitude corresponding to resonator parameters, such as throat diameter, are calculated and compared by atmospheric combustion experiments. In case resonator is resonant to combustor, it is shown that oscillation amplitude can be minimized. However, effectiveness of resonator is lessened with decrease of throat diameter, while throat diameter is tuning parameter of resonator. Resonator parameters must be optimized in terms of attenuation characteristics as well as resonant frequency.

Key Words: Gas Turbine Combustor, Resonator, Combustion Oscillation, Acoustic Oscillation

1. 緒 論

発電用ガスタービンには、起動から定格運転を経て停止までの広い負荷範囲の安定運転、ならびに長寿命にして信頼性の高い運転が求められている。一方、ガスタービン燃焼器においては、燃焼火炎を励振源として数十 Hz から数百 Hz にわたる周波数の燃焼振動が発生することが知られている。燃焼振動はその他の燃焼装置でも広く経験される自励振動現象であり、ときには燃焼器本体のきょう体振動と共鳴して異常振動を誘起する原因ともなっている。また、今後需要が増加するコンバインサイクル発電や石炭ガス化複合発電においては、環境負荷を配慮した低 NO_x 燃焼や燃料多様化等の要請にこたえるために、燃焼不安定性に起因する燃焼振動を誘発しやすい状況といえる。

燃焼振動は古くから知られる現象であり、Rayleigh⁽¹⁾以来、Putnum⁽²⁾らにより多くの研究がなされてきたが、特に近年のガスタービン開発において

は燃焼振動の解明と制振技術の確立が重要課題とされており、実験的見地から多くの研究が報告されている^{(3)~(6)}。しかし、燃焼振動は自励振動として燃焼室形状や周辺配管系とも密接な関係を有し、いまだその発生メカニズムや振動特性まで十分に解明されていないのが実状である。

燃焼に伴う流体振動の様態は、火炎の微視的不安定性や揺らぎに起因する火炎振動⁽⁷⁾、燃焼室と周辺配管系との間で発振するヘルムホルツ振動⁽⁸⁾、および火炎と燃焼室が音響学的に共鳴した音響振動⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾など多岐にわたっている。燃焼振動とは、燃焼反応には不可避の火炎振動を励振源として、ヘルムホルツ振動や音響振動が発振され、あるいはこれらが連成して顕在化した流体振動に対する総称である。

本研究は、共鳴器を用いた燃焼振動の低減法に対する基礎的考究を目的とし、既報⁽¹¹⁾では燃焼室と燃料供給系との間で発振するヘルムホルツ振動に関して、共鳴器による制振技術の有効性を数値解析および大気圧燃焼実験により検証した。ここでは、燃焼室内に発振する音響振動に関して、共鳴器による制振技術に対する有効性を検証するとともに、今後の実用化検討のための知見を得る。

* 原稿受付 2004年8月13日。

^{*1} 正員、(株)東芝電力・社会システム技術開発センター
(〒230 0045 横浜市鶴見区末広町2-4)。

^{*2} (株)東芝電力・社会システム技術開発センター。

^{*3} (株)東京電力技術開発研究所(〒230 8510 横浜市鶴見区江ヶ崎町4-1)。

E-mail: kazunori1.shioda@toshiba.co.jp

2. おもな記号

a : 音速	m/s
d : スロート直径	m
e_s : 全内部エネルギー	J/kg
f : 抵抗力	N/m ³
L : 燃焼室長さ	m
L_R : スロート長さ	m
l_p : ピストン移動距離	m
M : 平均分子量	kg/kmol
p : 圧力	Pa
q_f : 燃焼反応による発熱密度	W/m ³
R : 気体定数	J/(mol·K)
Re : レイノルズ数	
T : 温度	K
t : 時間	s
u : 流速	m/s
V_R : 共鳴器空洞の容積	m ³
Z : 音響インピーダンス	Pa·s/m
γ : 比熱比	
ρ : 質量密度	kg/m ³
ω : 励振角周波数	s ⁻¹
ω_H : ヘルムホルツ角周波数	s ⁻¹

3. 数値解析

3.1 解析モデル 燃焼過程では比較的広い周波数帯域にわたる圧力変動が発生するが、燃焼振動は火炎と燃焼室およびその周辺配管系との相互干渉による自励振動であり、一般的には複数の卓越周波数を有する圧力変動をさす。図1は共鳴器による音響振動抑制の解析モデルを示し、共鳴器を燃焼室胴部に設置したガスタービン燃焼器の構成、ならびに燃焼室に発生する燃焼振動の各様態を模式的に示す。燃焼振動はすでに述べたように火炎振動、ヘルムホルツ振動、音響振動の3種類の様態を有し、表1に示すようにそれらの発生部位はそれぞれ火炎、燃焼室と燃料供給系との間、および燃焼室内である。

火炎振動は、燃料と空気が拡散混合しながら反応する際に生じる火炎の発熱速度が周期的に変動することによる圧力変動であり、基本的にはその振動スペクトルは高周波数成分も含んだ白色音源である。ヘルムホルツ振動は、燃焼室と例えば共鳴器が一つの流体振動系を構成し、火炎振動が励振源となってシステムの発振したものである。音響振動は、火炎振動を励振源として燃焼室内に音響場が発振したものであり、燃焼室形状により数百 Hz の複数の離散的な卓越周波数が

Table 1 Typical oscillations around combustor

Oscillation type	Place of occurrence
Intrinsic oscillation	Flame
Helmholtz oscillation	Between combustor and other systems
Acoustic oscillation	In combustor

Fig. 1 Analysis model of interactions between three typical oscillations

励振されるのが特徴である。

本研究では、燃焼室内の音響励振、火炎の励振周波数に対する周波数応答特性、燃焼室と共鳴器との干渉による音響振動抑制に対して、数値解析による原理検証を行う。

図2に、燃焼室に励振される軸方向の音響モードを定性的に示す。このほかに、燃焼室断面内の音響モードも励振されるが、ここでは対象外とする。左方から常温の燃料ガスが所定の流速で供給され、燃焼室入口での脈動燃焼による励振源を形成する。また、軸方向に音響波が伝ばし、燃焼室の出口端で反射され、再び燃焼室入口へと戻る。このような音響波伝ばと脈動燃焼が連成して、燃焼室内に音響モードが形成される。励振源である燃焼室入口には圧力変動の腹部が形成される一方、燃焼ガスが燃焼室右方の出口から一定圧力の雰囲気自由に開放されるため、燃焼室出口は圧力固定端となり節部を形成する。

燃焼室内に共鳴周波数 ω_m に近い励振周波数の励振源が存在するとき、燃焼室内の音響振動は共鳴状態となる。これに対して、共鳴器を燃焼室入口の圧力変動の腹部に近い位置に設置することにより、音響モードを抑制する。本解析では、燃焼室に共鳴器を設置した流体振動系において、燃焼ガスを振動媒質とした音響

Fig. 2 Pressure vibration mode acoustically excited in combustor

波伝ば、燃焼室内の音響振動と共鳴器とのヘルムホルツ振動の連成振動を評価する。これにより、共鳴器チューニングによる音響振動抑制の可能性を検証する。ここでは、図1に示す x 方向および y 方向をそれぞれ燃焼室および共鳴器の軸方向座標とし、燃焼室や共鳴器の各部断面積変化を考慮した一次元モデルを設定する。これにより燃焼室と共鳴器との間で、脈動燃焼を励振源とした応答現象を解く。また、共鳴器スロート出口に関しては、燃焼室と共鳴器の計算領域上の交差点に相当し、ここではスロート出口での y 方向流速は零とする。また、燃焼室(x 方向)と共鳴器(y 方向)との連成振動を評価するため、両計算領域の交差点で時刻ごとに熱力学的変数を整合的に接続する。

式(1)に、燃焼室内に励振される音響 m 次モードの共鳴角周波数 ω_m を示す。なお、音速 a において、燃焼ガスを理想気体と仮定している。ここで、 L は燃焼室の実効長さ(m)、 M は燃焼ガスの平均分子量(kg/mol)、 m は音響モードの次数、 p は圧力(Pa)、 R は気体定数 [$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$]、 T は温度(K)、 γ は比熱比、 ρ は質量密度(kg/m^3)である。

$$\omega_m = \frac{a}{2\pi} \frac{2m-1}{4L} \quad (m=1, 2, 3, \dots) \quad (1)$$

ここで、音速

$$a = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} = \sqrt{\gamma \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\gamma \frac{RT}{M}}$$

図3に、燃焼室に設置する共鳴器の機能を模式的に示す。共鳴器は空洞にスロートを設置した簡便な構造をしており、空洞内の流体がスロートを通した周期的な出入りを繰返すヘルムホルツ振動を基本とする。図3右に集中定数振動モデルは、共鳴器の各要素を質点やばねとして局在化させた集中定数振動モデルを併記している。

Fig. 3 Localized constant model of Resonator

3・2 基礎方程式 非定常圧縮性流れの基礎方程式として、式(2)～(4)に質量、運動量、エネルギーの各保存式、式(5)に理想気体の状態方程式を示す。式(3)、(4)の右边第1項は流路摩擦および流路形状による抵抗力項、式(4)の右边第2項は燃焼反応による発熱項である。ここで、 c_v は作動流体の等積比熱 [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$]、 e は内部エネルギー(J/kg)、 e_s は全内部エネルギー(J/kg)、 f_F は抵抗力(N/m^3)、 q_f は燃焼反応による発熱密度(W/m^3)、 T_s は全温度(K)、 u は流速(m/s)である。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{u} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{u}}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \vec{u} \vec{u} + \nabla p = \vec{f}_F \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho e_s}{\partial t} + \nabla \cdot \rho e_s \vec{u} + \nabla \cdot p \vec{u} = \vec{f}_F \cdot \vec{u} + q_f \quad (4)$$

$$p = \rho \frac{RT}{M} \quad (5)$$

ここで、

$$e_s = e + \frac{u^2}{2} = c_v T + \frac{u^2}{2} = c_v T_s$$

基礎方程式の差分スキームは、非定常項に対して前進差分、移流項に対して風上差分、拡散項に対して中心差分とし、時間積分はニュートン・ラフソン法を用いた陰解法による。

まず、脈動火炎は燃焼による急激な反応熱を開放する一方、燃焼過程と燃焼室の音響学的条件により特定周波数の圧力変動を発生させる。燃焼反応流れの厳密な数値モデル化は、反応生成物の組成や流体物性値が変化して複雑であるため、ここでは反応熱の時間的、空間的変動のみを与え、燃焼による化学種の反応生成モデル化は考慮しない。

一般的には、脈動火炎にはさまざまな周波数成分が重畳しており、その発熱密度は式(6)に示すとおり表記される。火炎挙動はそれを取り巻く流体変数と相関

Fig. 4 Pressure loss in smooth tube due to frictional resistance

性を有するが、式(6)に示す発熱密度は周囲の流体変数との相関性を考慮していない。各周波数成分の火炎伝ば速度 c_i は式(7)で与えられるが、火炎伝ば速度 c_i は各周波数で必ずしも同じではないため、火炎伝ばには分散性を伴う。ここで、 A_i は発熱密度の振幅 (W/m^3)、 q_0 は定常発熱密度 (W/m^3)、 k_i 、 λ_i 、 ω_i はそれぞれ火炎伝ば波数 (m^{-1})、火炎伝ば波長 (m)、および励振角周波数 (s^{-1}) である。

$$q_f(x, t) = q_0 + \sum_i A_i(x) \cdot \cos(k_i x - \omega_i t) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$c_i = \frac{\omega_i}{k_i}$$

ここで

$$k_i = \frac{2\pi}{\lambda_i} \quad \dots\dots\dots (7)$$

次に、作動流体が共鳴器スロートなど流動する際に流路摩擦抵抗を受けるが、音響振動を緩和する因子が流路抵抗である。図4に、直径 d の流路内壁面で、作動流体にせん断応力 τ_w が流路摩擦となって作用している様子を模式的に示す。本解析では、式(8)に示す流路摩擦によるせん断応力 τ_w を流路内周 l で積分し、作動流体に作用する流路摩擦による抵抗力 f_F を式(9)のとおり導出する⁽¹²⁾。なお、せん断応力 τ_w は流速方向と逆向きに抵抗力として作用するため、式(8)では負号を付している。ここで、 Re はレイノルズ数、 $\bar{u}$ は平均流速 (m/s)、 ζ_F は摩擦損失係数⁽¹²⁾、 μ は粘性率 ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) である。

$$\tau_w = -\frac{1}{8} \zeta_F \rho \bar{u}^2 \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$f_F = \frac{1}{A} \int_L \tau_w dl = -\frac{\zeta_F}{d} \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここで、

$$\zeta_F = \begin{cases} 64/Re & (Re < 3 \times 10^3) \\ 0.3164 Re^{-0.25} & (3 \times 10^3 < Re < 1 \times 10^5) \\ 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} & (Re > 1 \times 10^5) \end{cases}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{u} d}{\mu}$$

3.3 境界条件 燃焼室入口の境界条件に関して

Fig. 5 Boundary points

は、燃焼室内には定常的に燃料が流入しており、式(10)に示す流入境界条件を設定する。ここでは、入口流速を u_{in} とするなど、入口の物理量を添字 in で示す。

$$\begin{cases} p = p_{in} \\ T = T_{in} \\ u = u_{in} \end{cases} \quad \dots\dots\dots (10)$$

次に、燃焼室出口や共鳴器端部などの流路端部に対しては、音響境界条件を設定する。一般的に、図5に示すように流路端部に対して進行波として入射した音響波は、当該部で反射されて流路内に定在波を形成する。流路端部の性状は、剛体壁や開放口などさまざまであるが、一般的には音響インピーダンスの指定された壁面からの反射・透過特性として記述することができる。

音響インピーダンス Z は、各種流路端部での圧力変動 p' と流速変動 u' の比として、一般的に p' と u' の位相差も含んだ複素数として式(11)のように定義される。

$$Z = \frac{p'}{u'} \quad \dots\dots\dots (11)$$

開放口のような自由反射端 ($Z=0$) では圧力変動が零であり、圧力変動波は逆位相で反射されるが、剛体壁のような固定反射端 ($Z=\infty$) では流速は零となり、圧力変動波は同位相で反射される。ここでは、流路端部が開放している燃焼室出口を自由反射端 ($Z=0$) とし、流路端部が閉塞している共鳴器端部を固定反射端 ($Z=\infty$) とし、式(12)のとおり流出境界条件を設定する。すなわち、燃焼室出口では圧力を p_{ex} に固定し、圧力変動 $p'=0$ 、それ以外の流体変数は自由開放とする。また、共鳴器端部は剛体壁であり、流速 $u=0$ とし、それ以外の流体変数の当該部での空間こう配を零とする剛体壁境界条件を設定する。なお、剛体壁である共鳴器端部での反射エネルギー損失は考慮しない。

Fig. 6 Schematic view of experimental apparatus

Fig. 7 Dimensions of resonator

$$\begin{cases} p' = 0, & p = p_{ex} \quad (\text{燃焼室出口}) \\ u' = 0, & u = 0 \quad (\text{共鳴器端部}) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (12)$$

4. 計算結果

4・1 計算条件 本研究では、燃焼実験により共鳴器の音響振動抑制効果について検証を実施する。図6、7にガスタービン燃焼器を模擬した縦形の大気圧燃焼装置の概略、および燃焼室に設置された共鳴器の構成、表3に各要素諸元を示す。天然ガスを燃料とし、入口空気温度を常温から350°Cまで調整可能であり、燃焼最高温度は1600°Cである。燃焼室出口には、ガスタービン静翼を想定したオリフィス板(流路絞り22.7%)を設けている。また、共鳴器空洞の容積はピストン駆動により調整する。

ピエゾ圧力センサを燃焼室各部に設置し、増幅器を介した周波数解析装置により燃焼室内の圧力変動モードを測定した結果、70 Hzと270 Hzの二つの周波数帯域に卓越周波数を確認した。70 Hzの圧力変動モードでは、燃焼室内の圧力がすべて同位相で変動してい

Table 3 Dimensions of elements

		Diameter	Length
Combusitor		224 mm	480 mm
	Cavity	151 mm	250 mm
Resonator	Throat	25 mm	55 mm

Table 4 Properties of combustion gas (1 800 K)

Molecular weight M	28.34 kg/kmol
Gas constant R	8.314 J/mol · K
Specific heat c_p	1054.8 J/kg · K
Specific heat ratio γ	1.278
Viscosity μ	6.29×10^{-5} Pa · s

Table 5 Analysis conditions

< Inlet conditions >	
Pressure p_m	1.013×10^5 Pa
Flow velocity u_m	6 m/s
Temperature T_m	300 K
< Exit conditions >	
Pressure p_{ex}	1.013×10^5 Pa
Acoustic impedance Z	0
< Heat release conditions >	
Constant rate q_0	2.2×10^8 W/m ³
Dynamic rate q_1	1.1×10^7 W/m ³
Exciting frequency ω	200 Hz / 270 Hz
Combustion length L_f	50 mm

るため、燃焼室と燃料供給系との間のヘルムホルツ振動と特定される。一方、270 Hzの圧力変動モードは、図2の $m=1$ 次モードに対応した音響振動であることが、圧力変動分布の測定から確認されている。すでに、共鳴器によるヘルムホルツ振動抑制について解析評価を行っているが³⁽¹¹⁾、ここでは共鳴器による音響振動抑制を解析的に検証する。表4に、計算に使用した燃焼ガス物性を示す。

4・2 脈動火炎による燃焼室内の音響励振 ここでは、エネルギー方程式(4)において全エネルギー e_s を変数とした解析を行っており、表5に示す脈動火炎の発熱条件に従い、燃焼器内に音響励振されるとともに、温度分布も形成される。燃焼長さ $L_f=50$ mm、燃焼室入口の $0 < x < L_f$ までを燃焼域とし、ここでの発熱密度 $q_f(x, t)$ は式(13)に示すように定常発熱項 q_0 と脈動発熱項の $q_1 \cdot \cos \omega t$ の和とした。ここで、式(7)における火炎伝ば速度 $c=\infty$ としており、燃焼域内で火炎はすべて同位相で脈動燃焼すると仮定した。

(a) $\omega = 200$ Hz (b) $\omega = 270$ Hz

Fig. 8 Pressure oscillation at inlet of combustor

$$q_f(x, t) = \begin{cases} q_0 + q_1 \cdot \cos \omega t & 0 \leq x \leq L_f \\ 0 & (x > L_f) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (13)$$

図8は、脈動火炎の励振周波数 $f = 200, 270$ Hz の場合について、それぞれ燃焼室入口部における圧力変動波形の計算結果を示す。既述のとおり燃焼室の音響共鳴周波数は $f_m = 270$ Hz であるため、 $f = 200$ Hz の非共鳴状態では圧力変動が小さな振幅に落ち着いている。一方で、 $f = 270$ Hz の共鳴状態では圧力変動が大きい状態が持続している。図9は、図8に示した各圧力変動に対する周波数分析結果を示す。

4.3 共鳴器による燃焼室内の音響振動抑制 次に、燃焼室に共鳴器を設置した場合の音響振動に対する抑制効果について、以下に計算結果を示す。

式(14)は、共鳴器のヘルムホルツ角周波数 ω_H を示す⁽¹¹⁾。ヘルムホルツ角周波数 ω_H と励振角周波数 $\omega = 2\pi f$ がほぼ等しく共鳴状態にある場合、共鳴器による音響振動の抑制効果が期待される。ここで、 a はスロート部の音速(m/s)、 d はスロート径(m)、 L_R はスロ

(a) $\omega = 200$ Hz (b) $\omega = 270$ Hz

Fig. 9 Fourier characteristics of pressure oscillation

ート長さ(m)、 S はスロート断面積(m^2)、 V_R は共鳴器空洞の容積(m^3)である。

$$\omega_H = a \sqrt{\frac{S}{L_R V_R}} = \frac{ad}{2} \sqrt{\frac{\pi}{L_R V_R}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

図8(b)下図に示した励振周波数 $f = 270$ Hz の脈動火炎により励振された音響共鳴振動に対して、ピストン駆動による共鳴器のチューニングを実施する。実際には、ピストン移動距離 l_p に応じて共鳴器空洞の容積 V_R を調整し、共鳴器のヘルムホルツ角周波数 ω_H をチューニングする。ここでは、共鳴器空洞内にピストンが押し込まれている状態を $l_p = 0$ 、すなわち $V_R = 0$ としている。図10は、それぞれピストン移動距離が $l_p = 10, 50, 150$ mm のとき、燃焼室入口における圧力振動波形を示す。共鳴器が音響振動の音響共鳴周波数に対してオンチューニング状態にある場合($l_p = 50$ mm)は、オフチューニング状態にある場合($l_p = 10, 150$ mm)に比べて、圧力変動が緩和されていることを確認することができる。

図11は共鳴器によるチューニング特性を示し、縦

Fig. 10 Oscillation control by Helmholtz resonator

軸は燃焼室入口における圧力変動振幅、横軸はピストン移動距離 l_p である。なお、縦軸の圧力変動振幅は、共鳴器を設置しないときの値により無次元化している。また、スロート径 $d=25, 20, 14 \text{ mm}$ の3ケースについて、計算結果と実験結果との比較検証を行った。 $l_p=0$ のオフチューニング状態から l_p を増加さ

Fig. 11 Dependence to throat diameter in tuning characteristics

せていくと、やがてオンチューニング状態となり圧力変動振幅は最小となるが、さらに l_p を増加させると再びオフチューニング状態となり圧力変動は増加に転じる。

また、共鳴器のスロート径 d が減少するに伴い、ピストン移動距離 l_p はより小さな値でオンチューニング状態を与えることができる。例えば、スロート径 $d=25 \text{ mm}$ のケースは、ピストン移動距離 $l_p=50 \text{ mm}$ 付近でオンチューニング状態を形成するのに対して、 $d=14 \text{ mm}$ のケースは $l_p=20 \text{ mm}$ 付近にオンチューニング状態が移動する。式(14)からもわかるように、同じヘルムホルツ共鳴周波数 ω_H を与えるためには、小さなスロート直径 d に対しては、小さな共鳴器空洞の容積 V_R すなわちピストン移動距離 l_p が対応することにほかならない。ただし、スロート径 d が小さくスロート内の流体摩擦抵抗が大きくなる場合は、燃焼室と共鳴器との間でヘルムホルツ振動が発生しにくくなり、音響振動に対する振動抑制効果は小さくなる。例えば、スロート径 d が非常に小さな場合は、共鳴器の機能はほとんど無効となる。

4・4 考察 実験結果は計算結果ともほぼ一致した傾向を示しており、本解析モデルの妥当性を確認することができたが、細部において実験結果と計算結果との違いが認められる。その要因は、以下のとおり推測される。

まず、共鳴器スロート長さや空洞容積に無効領域が生じ、共鳴器の幾何学的寸法と流体力学的な実効寸法に差異が生じ、共鳴器のヘルムホルツ周波数の実際値が、幾何学的寸法から導出した周波数と若干異なる可能性がある。

次に、燃焼器内軸方向の音響波の定在波モードと

もに、同断面内にも太鼓膜振動のような定在波モードも励起される。本解析では一次元モデルによる評価であり、後者の定在波モードは考慮していないため、両者の干渉が実験結果と計算結果の違いをもたらした可能性もある。

さらに、本解析では燃焼器出口の音響インピーダンスを $Z=0$ とし、音響波は完全自由端反射されたとしているが、実際には音響インピーダンス Z は零でない場合がある。また、燃焼器入口の燃料ガス供給も時間変動を考慮せず定常としているが、脈動火炎の影響を受けて、燃料ガス供給も時間変動する可能性がある。

5. 結 論

従来、共鳴器は燃焼振動を抑制する手段の一つとして知られている。大気圧燃焼実験では、燃焼室内の圧力振動の卓越周波数が 270 Hz の音響振動とともに 70 Hz のヘルムホルツ振動が確認されており、このうち燃焼室と燃料供給系との間で励振されている 70 Hz のヘルムホルツ振動に対する抑制効果については既報⁽¹¹⁾で考察した。

ヘルムホルツ振動同士の干渉による振動抑制については、従来その定性的な効果が期待されていたが、既報では燃焼器内と共鳴器内のそれぞれで発生するヘルムホルツ振動同士の干渉を、多自由度振動系モデルによる過渡応答解析により評価し、共鳴器のチューニング特性についての知見を紹介した。

本報では、大気圧燃焼時に燃焼器内に励振される音響振動と共鳴器内で発生するヘルムホルツ振動という異種の振動同士の干渉を通して、共鳴器のヘルムホルツ

周波数をチューニングすることにより、燃焼室内の音響振動が効果的に抑制されることを検証した。また、本解析手法は、脈動火炎を励振源として一次元の過渡流体解析であるが、振動抑制効果に与える共鳴器スロート寸法による影響など、大気圧燃焼実験により本解析モデルの妥当性を確認することができた。

さらに、一般の燃焼装置は燃焼器周辺に主燃料供給系、副燃料供給系、その他の配管系が配設され、一つの流体管路系を形成している。このような流体管路系ではさまざまな燃焼振動が励起され、それらの数値解析手法として、本解析モデルは拡張性と実用性を有するものと考えられる。

文 献

- (1) Rayleigh, L., *Theory of Sound*, 2 (1945), Dover Press.
- (2) Putnum, A. A., *Combustion Driven Oscillations in Industry*, (1971), American Elsevier Publishing Company Inc..
- (3) Richard, G. A. and Janus, M. C., *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **120** (1998), 294-302.
- (4) Hoffmann, S., ほか2名, *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **120** (1998), 311-316.
- (5) Seume, J. R., ほか8名, *Trans. ASME, J. Eng. Gas Turbines Power*, **120** (1998), 721-726.
- (6) Gupta, S. B., ほか2名, *Int. J. Energy Res.*, **17** (1993), 217-220.
- (7) 秋山巖, 機論, **61** 588, B (1995), 3082-3091.
- (8) Gulati, A. and Mani, R., *J. Propuls Power*, **8** 5 (1992), 1109-1115.
- (9) Bloxsidge, G. J., ほか2名, *J. Fluid Mech.*, **193** (1988), 445-473.
- (10) Keller, J. J., *AIAA J.*, **3** 12 (1995), 2280-2287.
- (11) 塩田和則・ほか5名, 機論, **69** 681, B (2003), 1254-1261.
- (12) 日本機械学会編, 技術資料 管路ダクトの流体抵抗, (1980), 22, 日本機械学会.