

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

メタン/空気予混合スワール火炎の音響不安定性に対する燃焼制御

Combustion Control of Thermo-Acoustics Instability on Methane / Air Premixed Swirl-Type Flames

佐藤 博之^{1*}, 林 光一¹, 小川 哲²SATO, Hiroyuki^{1*}, HAYASHI, Koichi¹, and OGAWA, Satoru²¹ 青山学院大学理工学部機械創造工学科 〒229-8558 神奈川県相模原市淵野辺5-10-1
Aoyama Gakuin University, 5-10-1 Fuchinobe, Sagami-hara, Kanagawa 229-8558, Japan² 独立行政法人宇宙航空研究開発機構 〒182-8522 東京都調布市深大寺東町7-44-1
Japan Aerospace Exploration Agency, 7-44-1 Jindaiji-Higashi, Chofu, Tokyo 182-8522, Japan

2004年7月12日受付, 2004年10月28日受理 / Received 12 July, 2004; Accepted 28 October, 2004

Abstract : Control technique of the oscillatory combustion in a swirl-type combustor was investigated to suppress the pressure perturbation and the combustion noise. In this study, development of an active combustion control (ACC) on oscillatory flame was carried out with feedback system using loudspeaker and microphone as an actuator and a sensor, respectively. Modern H^2 control algorithm based on experimental modal analysis for system identification was applied to control the oscillatory flame. Furthermore, for the future development of closed loop feedback system using the secondary injection method, optimization of the injection method was carried out. To examine the exothermic fluctuation, LIF measurement was carried out. OH radical distribution near the region of flame holder was visualized. As the results, two types of oscillatory flames were observed in this investigation. One of them was characterized by low-frequency mode. On the other hand, oscillatory flame with high-frequency mode was produced with a remarkable frequency near the resonance of the combustor. As for the performance of the developed ACC system, pressure fluctuation was suppressed with an efficiency of about 30% decrease. Furthermore, as for the secondary injection, it was found that jet interaction near the flame holder was an effective way to control the oscillatory flame.

Key Words : Active combustion control, Oscillatory combustion, Control algorithm, Secondary injection

1. 緒言

工業燃焼炉やボイラ, ガスタービン燃焼器に見られる振動燃焼は, 発熱速度の変動と圧力変動が燃焼器の気柱系と共鳴して発生し, その発生する振動燃焼のモード特性は, 燃焼器の境界条件(幾何形状など)に影響を受けていると考えられる。そのため, 振動燃焼の防止方策としては, 設計時あるいは運転条件において経験的な勘に頼るところも少なくなく, 振動燃焼に関する初期の研究においては, 現象論的な議論をしているものが多くみられる。

振動燃焼に関する研究を歴史的な観点から述べると, その始まりは, 熱風炉やロケットエンジンなどの実用燃焼器において生じた現象の解明が主たる目的であった。研究の

初期においては, 振動燃焼の原因に関して, 燃焼器の音響特性と燃焼による流体力学的特性の関連が実験的・理論的に調べられ, 振動発生条件の定式化に関する試みが行われた[1-4]。

近年, 環境負荷への対策として低 NO_x 燃焼器の開発が求められている。低 NO_x 燃焼の実現に対しては, 希薄予混合気を用いた燃焼方法が有効であるとされている。しかし, 希薄予混合火炎においては振動燃焼を発生しやすく, また, 吹き消え近くの条件(超希薄状態)においては逆火などの燃焼不安定性が生じ, ますます振動燃焼を誘発しやすい状況となる。このような状況において, 振動燃焼の現象解明と制御技術の確立が重要課題とされており, 中でも能動的な燃焼制御法(Active Combustion Control; ACC)の研究例が近年, 多く発表されている[5-10]。このACC研究に関しては, 消炎・吹き消えの防止や振動・騒音の抑制はもちろんであるが, 現在使用されている燃焼器に対して応用可

* Corresponding author. E-mail: sato@me.aoyama.ac.jp

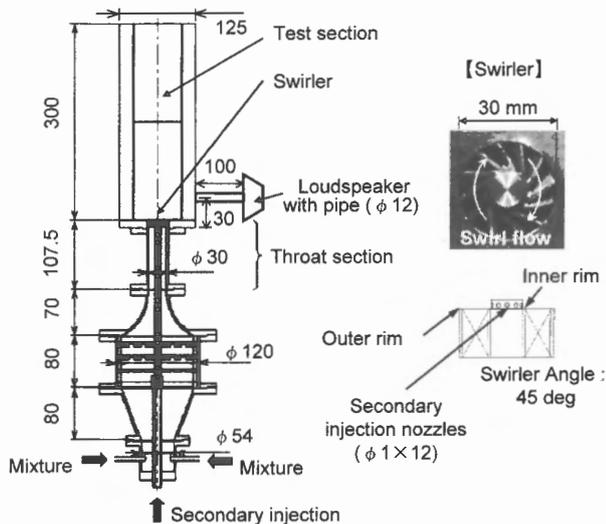


Fig. 1 Test chamber and flame holder.

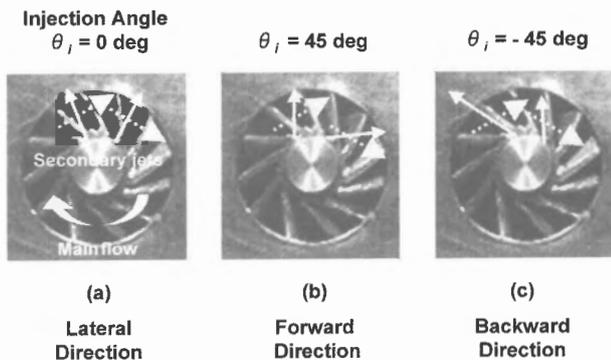


Fig. 2 Secondary injection nozzles.

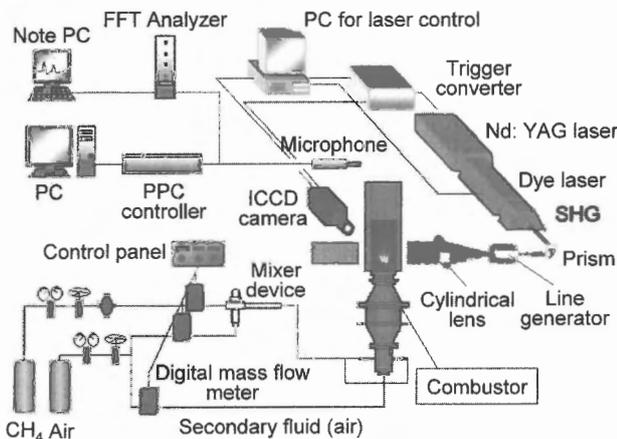


Fig. 3 Schematic of measurement system.

能であり、燃焼器デザインの自由度を上げ、新しい燃焼器開発のベースになる可能性があることから、実用化に向けた研究成果が求められている分野といえる。

本研究では、ガスタービン燃焼器に多く用いられている

予混合スワール火炎を対象に、その燃焼特性の把握を行い、振動燃焼の能動制御へ向けたアクチュエータ開発の基礎となる振動火炎の安定化技術を開発することを目的とする。まず、燃焼特性に関しては、燃焼騒音の周波数解析ならびに高い空間的分解能を有する PLIF 法 (Planar Laser Induced Fluorescence) を用いて振動燃焼時における現象の診断を行い、OH* 分布の可視化結果から振動のメカニズムを考察した。振動燃焼制御技術のコンセプトとして音響場の制御を考え、制御アルゴリズムを含んだフィードバック制御システムの構築を試み、その性能評価を行った。さらに、実用的な振動燃焼制御へ応用可能なアクチュエータの開発に関して二次噴射法を提案し、振動燃焼制御への有効性について評価・検討を行った。

2. 実験装置および実験方法

本研究で用いた予混合燃焼器を図 1 に示す。この予混合燃焼器は 125 × 125 × 300 mm のサイズであり、その性能は約 30 kW 程度 (トータル流量ベース) である。燃料にはメタンを用い、空気を混合させた予混合ガスを最終的な供給気体として使用した。独立したラインのメタンおよび空気の供給系は、ミキサーを介して統一され、混合ガスは燃焼器の整流部を通り主燃焼室へ導かれる。噴出部にはスワラー (保炎器) を装着し、予混合ガスの流れを巡回させたメタン / 空気予混合スワール火炎を形成した。スワラーの巡回角度は $\theta = 45 \text{ deg}$ のものを使用した。ガスの供給系統は、高圧ポンプより減圧弁、逆火防止弁を通過し、流量の調節はデジタルマスフローメーター (PC 制御) を用いた。

二次噴射ノズルの概略を図 2 に示す。二次噴射はスワラーの軸部 (ハブ部) を通る内部ノズルに装着が可能であり、スワールノズルの噴出口 (計 12 口) 各々に対して二次噴射孔が対応するように、30 deg 間隔で 1.0 mm の小孔を設けたタイプを用いた。噴出角度は $\theta_i = 0, 45$ および -45 deg であり、これらの噴出角度は主流 (スワール巡回方向) に対して、直角方向 (lateral direction; a)、順巡回方向 (forward direction; b) および逆巡回方向 (backward direction; c) に対応している。一連の実験における本ノズルからの二次噴射は一切行われておらず、燃焼制御用ノズルとして後述の 3.4 項における実験 (図 14 参照) にのみ使用した。

本実験における計測システムを図 3 に示す。OH-PLIF 測定は、Nd: YAG レーザ (Spectra physics 社製) と励起色素レーザー (Lambda Physic 社製, Scan Mate UV, 色素: Coumarin153), ICCD カメラ (LaVision 社製, Nanostar, 639 × 479 pixel), そしてシステムを一括制御し画像処理を行うための PC により構成される。YAG レーザから発振された 3 倍波 (355 nm) は、Dye レーザにて OH 励起波長である 283.222 nm ($Q_1(7)(1.0)$ バンド吸収線) に変換した後、ラインジェネレータおよびシリンドリカルレンズの光学系によりシート光に変換し火炎に入射させる。測定範囲は横 6.0 × 縦 1.5 cm で、撮影には、バンドパスフィルター (307 nm,

半値幅± 10 nm) を用いてそれぞれの蛍光信号を分離し, ICCD カメラにより OH 分子の蛍光の検出を行った。

振動燃焼時の騒音レベルを計測するために, マイクロフォン (小野測器社製, LA- 1250) を用いた。計測された騒音レベルは, FFT アナライザ (小野測器社製, DS- 2100) によって周波数解析され, MATLAB/Simulink および dSPACE 解析ソフトウェアにより, 時系列データのサンプリングを行った。サンプリング数は 2048 点とし, 周波数レンジ 500 Hz において 20 秒間の計測を行った。

構築した制御システムは, マイクロフォン (センサ) - スピーカ (アクチュエータ) 系から構成されており, 燃焼騒音をサンプリングし, ある制御則 (詳細は 3.4 項参照) のもとスピーカによる出力 (音圧レベル約 35 dB) で音響制御を行う仕組みになっている。フィードバックによる制御入出力信号の処理には, dSPACE の real time control tool を用いた (最大ループ速度 20 kHz)。なお, スピーカの取り付け位置は, スワラー出口より 30 mm 下流の燃焼器側壁であり, 熱の影響を避けるために内径 $\phi 12$, 長さ 100 mm のパイプを介して設置された (図 1 参照)。また, 上記のパイプを介することによるキャビティの影響はほとんど無視することができ, 燃焼器全体の気柱共鳴特性にはほとんど影響を与えないことを確認した。

3. 実験結果および考察

3.1. スワール火炎の燃焼特性

燃料流量 $Q_f = 1.5 \sim 2.5$ l/min の各当量比に対する燃焼形態図 (状態マップ) を図 4, メタン流量 $Q_f = 2.0$ l/min における代表的な火炎形状を図 5 にそれぞれ示す。予混合スワール火炎は当量比の減少にしたがい, Outer flame (外周炎; スワラー外側リム (図 1 参照) に付着する火炎), Oscillatory flame (Type A; 低周波騒音を発する振動火炎), Stable flame (安定火炎; スワラーに付着した定常火炎), Oscillatory flame (Type B; 高周波騒音を発する振動火炎), Transitional flame (遷移火炎; スワラー内側リム (図 1 参照) に付着する非周期的変動を示す火炎), Inner flame (内周炎; スワラー内側リムに付着する火炎) の順に火炎形態が変化し, 以上の 6 種類に分類することができた。また, 図 4 中の Anchor limit に関しては, 浮き上がり火炎とスワラー外側リムに付着した火炎の境界 (当量比 $\phi = 1.5$ 付近) であり, 浮き上がり火炎の燃焼範囲は極めて狭いため, 過濃条件における吹き消え条件を同時に示している。

異なる二つの振動火炎に対して, Type A の振動燃焼火炎の発生領域は比較的燃料過多の条件であり, 一方 Type B の火炎は, 比較的燃料希薄の条件において発生する振動燃焼火炎である。本研究では, これらの振動火炎の区別に関して燃焼騒音の周波数解析の結果より判断し, Type A は卓越周波数が 180 Hz 以下の振動火炎, Type B は約 380 Hz 程度の振動火炎とそれぞれ定義した (3.2 項参照)。

また, Outer flame, Oscillatory flames (Type A, Type B) お

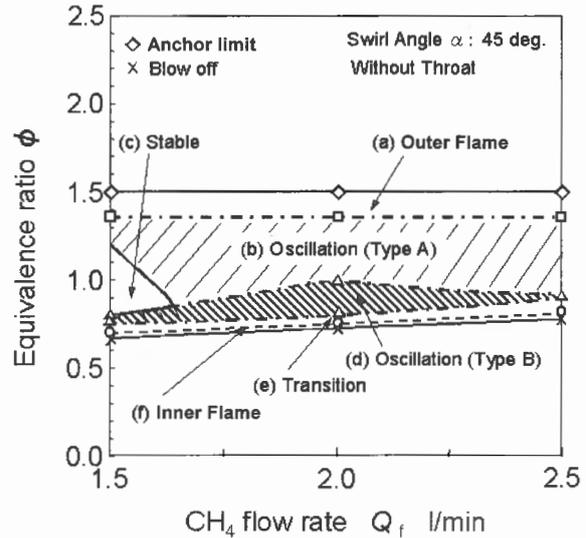


Fig. 4 Flame stability map.

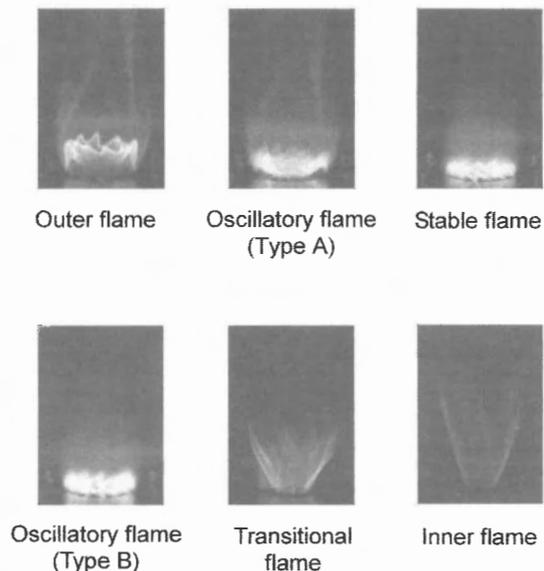


Fig. 5 Direct images of characteristic flames in flame stability map.

および Stable flame に関しては, スワラー出口の近傍に形成される内側の火炎とその外側に形成される火炎の二重構造を呈しているのが確認できる。以降の説明の都合上, 内側の火炎を「ひだ状火炎」, 外側の火炎を「外炎」(ひだ状火炎は含まず) として区別することにする。

3.2. 振動燃焼火炎の周波数解析

メタン流量 $Q_f = 2.0$ l/min の条件で空気流量を変化させ, 当量比 ϕ を 0.05 刻みで実験を行った場合の周波数特性の結果を図 6 に示す。Type A (f_1 mode) の振動燃焼騒音 (例えば $\phi = 1.35$) は低周波数 f_1 でピークが現れ, さらにその倍波長の周波数が確認された。このことから, 非常に規則的な振

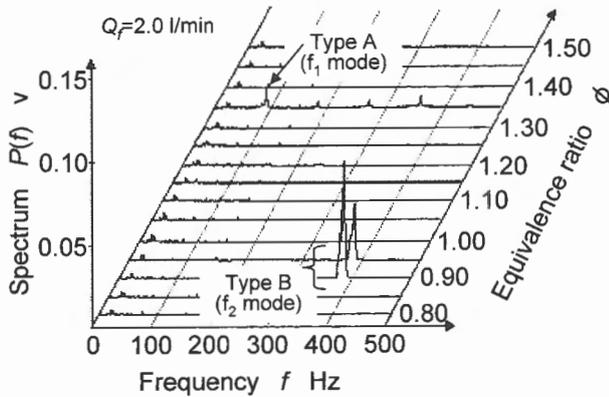


Fig. 6 Frequency analyses at various equivalence ratio conditions (with throat section).

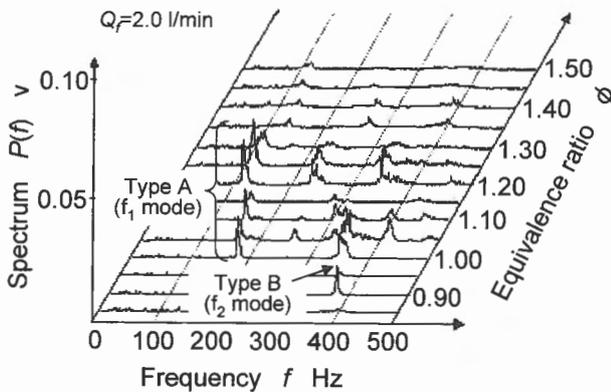


Fig. 7 Frequency analyses at various equivalence ratio conditions (without throat section).

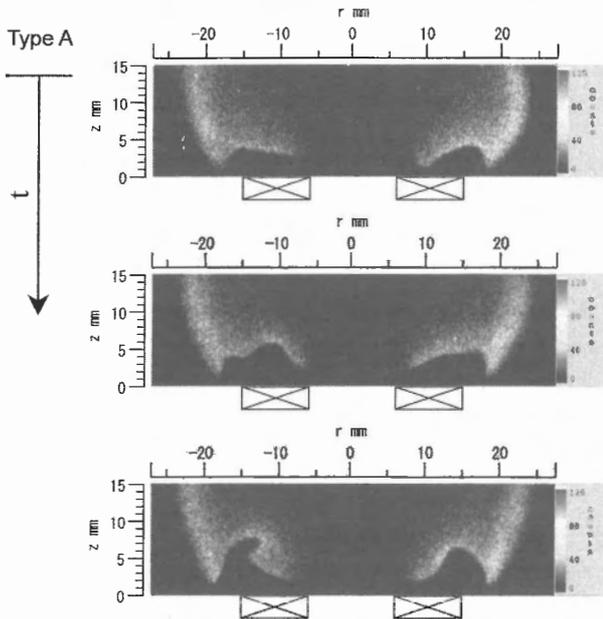


Fig. 8 OH-PLIF images of oscillatory flame (Type A).

動であることがわかる。Type B (f_2 mode) の振動燃焼騒音は、高周波数 f_2 で基本周波数が確認された。Type A (f_1 mode) の振動燃焼火炎については、スワラーに保炎されたり離れたりする現象が直接画像の解析から明らかになっており、このことから騒音発生の原因として火炎基部の挙動が考えられる。また、Type B (f_2 mode) の振動燃焼騒音 (例えば $\phi = 0.90$ or 0.95) については、燃焼室内温度をグローバルに一定と仮定した場合の音速に基づくヘルムホルツ共鳴の $1/4$ 波長に相当することから、騒音発生の原因は燃焼室内での気柱振動の可能性が高いと考えられる。

振動燃焼の場合、燃焼室に連結される予混合管の長さの条件も振動特性に影響を与えることが考えられる。そこで、スワラーまでの予混合管長さを短くした (約 100 mm) 場合について、図 6 と同様な周波数解析を行った結果を図 7 に示す。同図より量論比付近の条件 (特に燃料過濃の条件) においては、低周波騒音の振動火炎 Type A (f_1 mode) が確認された。図 6 および図 7 を比較すると、量論比付近の条件において発生する振動燃焼 (図 7 参照) が予混合管長さを長くすることによって安定化する (図 6 参照) ことから、Type A (f_1 mode) の振動火炎は流体力学的不安定要素 (混合管内流れの乱れ) により支配されていることが示唆される。混合距離が短い場合、流れの乱れが大きい (十分な整流が行われていない) ため当量比分布の不均一が生じ、燃焼が不安定になり易いことが予想される。さらに、Type A (f_1 mode) の振動燃焼火炎において、燃料過多の条件における振動周波数は約 110 Hz 程度であるのに対して、量論比に近い条件では約 180 Hz 程度であった。この違いに関しては、燃焼ガスの温度の違い、すなわち燃焼室内における高温空気の音速が異なることが要因の一つと考えられる。

3.3. 振動燃焼火炎の OH-PLIF 計測

OH は燃焼反応場に現れるラジカル (OH^*) であるため、その分布の様子から基本周波数の異なる振動燃焼時の火炎について燃焼診断を行った。 $Q_f = 2.0$ l/min の条件における OH^* 分布の時系列変動を図 8 および図 9 に示す。

この測定において撮影間隔は 0.1 s (レーザー発振性能) であり、図 8 は Type A (f_1 mode, 約 160 Hz, $\phi = 1.10$; 図 7 参照)、図 9 は Type B (f_2 mode, 約 380 Hz, $\phi = 0.90$; 図 7 参照) の OH-PLIF 画像を示す。なお、これらの画像は時系列データ (単一画像) であり、画像の積算処理は施していない。

図 8 の結果より、当量比 $\phi = 1.10$ の Type A (f_1 mode) では、スワラー外側リムに保炎される外炎 (3.1 項の火炎形態説明を参照) による強い OH^* の発光が確認できる。

また、スワール流れの左側に注目すると、再循環領域の影響と思われる火炎中に存在する未燃部の揺らぎ (消炎部) が観察されている。さらに、スワラー内側リム付近においては、外側リム付近の下流に見られる強い OH^* 分布に比べ蛍光強度が低いことから、酸化剤の不足による燃焼反応の不安定性が起きていることが予想される。

これらの結果から、Type A (f_1 mode) の振動モードは再

循環流領域における流体力学的な不安定性 (消炎部分の揺らぎ) が要因の一つである振動燃焼と考えられる。

一方, 図 9 の当量比 $\phi = 0.90$ における Type B (f_2 mode) では, スワラー内側リム付近にはひだ状火炎 (3.1.項の火炎形態説明を参照) の形成による強い OH^* 分布が確認できる。さらに, スワール流れの右側における OH^* 分布に着目すると, 未燃部 (消炎部) が半径方向へ進行する様子が観察される。その変動は r 軸方向に最大 10 mm 程度であり, 未燃部分を取り巻く OH^* 蛍光強度がかなり強いものになっている。つまり, Type B (f_2 mode) の振動燃焼は火炎基部において旋回失速による発熱 (速度) 変動の発生, および希薄燃焼による未燃部 (消炎部) の拡大が生じているため, 振動燃焼が生じると考えられる。

3.4. 燃焼騒音に対する音響制御システムの構築

振動燃焼制御技術の一つとして, 燃焼特有の非線形性があるものの, その影響を含んだ形において, 系の音響振動はそれとは別の位相シフトされた音響振動を人工的に形成することによって制御できる可能性がある。つまり, 燃焼騒音の音エネルギーをゲインおよび位相が適当に調整された別のエネルギーでもって相殺するという考えである (アクティブ・ノイズ・コントロール法)。そこで本研究では, 音響場に着眼した振動燃焼制御のシステム開発を試みた。

制御システムの構築にあたり, 次の思想・手順でコントローラの設計を行った。制御器を設計するにあたり, フィードバック制御のためのアルゴリズムとして, 本研究では現代制御理論の一つである H^2 制御理論を採用した。梶原らはダクトなどの騒音制御に関する研究分野において, 実験モード解析による系のモデリングおよび H^2 制御理論を適用したシステム設計の有効性を報告している [11, 12]。ここで, 実験モード解析とは系のモデリング (伝達関数の形成) を計測から求める手法であり, 加振力と応答の実験データからその中に混ざり込んでいる動的特性 (固有振動数, 固有モード, 減衰の大きさなど) を明らかにするものである。また, H^2 制御理論とは振動 (騒音) のエネルギー全体 (設定された周波数帯域において) を最適コントローラによって低減させようとするものである。その概念を図 10(a) に示す。本研究では梶原らの方法を参考に [11, 12], 振動燃焼抑制 (燃焼騒音低減) のための能動的フィードバック制御システムの構築を行った。

設計仕様とした制御システムのブロック線図を図 10(b) に示す。特徴としては, 系の出力 (センサ) y に外乱として燃焼騒音 w が加わる形式になっており, 卓越周波数の低減以外に多少の周波数変動 (卓越周波数のシフト) に対して対応できることをコンセプトとした。 Z_{21} および Z_{22} は, それぞれ入力の評価量, 外乱 w を含む系の出力の評価量である。また, これらの評価量には周波数重み関数 W_i ($i=1,2$) を考慮した。

システム設計にあたり, はじめに図 10(b) に示す系の伝達関数 $G(s)$ を決定する。系の伝達関数を決定する方法とし

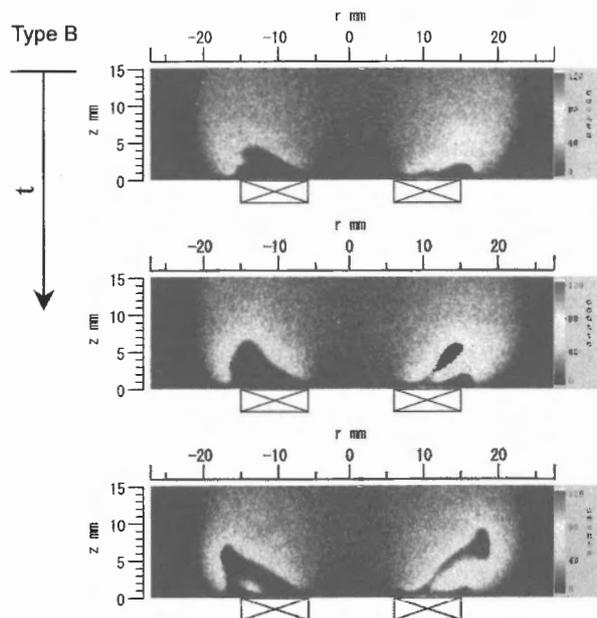


Fig. 9 OH-PLIF images of oscillatory flame (Type B).

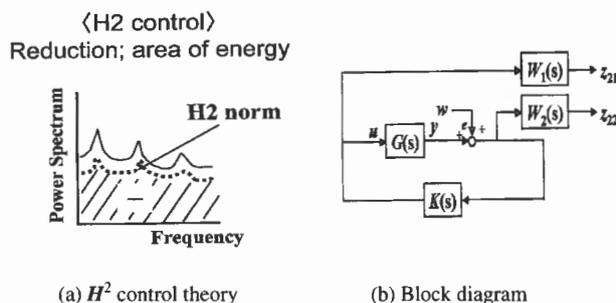


Fig. 10 Schematic of feedback control.

て実験モード解析を採用し, マイクロフォン (センサ: 制御入力) とスピーカ (アクチュエータ: 制御出力) の取り付け位置に起因する時間遅れ (位相遅れ) を考慮した。

実験モード解析から系の伝達関数を求める際, システム同定の理論を用いた [13]。システム同定 (System Identification: S.I.) とは対象とする系の入出力データから, ある目的のもと (伝達関数に考慮した事項) で対象と同一であることを証明するような数学モデルを作成することをいう。具体的には, アクチュエータのスピーカから系に対してホワイトノイズを入力し, 入力信号のパワースペクトルおよび入力信号とセンサのマイクロフォン出力とのクロススペクトルを解析することによって系の伝達関数 G_m を計測した。この時, 伝達関数の推定値 $H(f)$ の一般形は次式で与えられる [14]。

$$H(f) = \frac{P_{xy}(f)}{P_{xx}(f)} \tag{1}$$

Table 1 Parameters of transfer function.

	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th
ω_r	4.14E+02	1.18E+03	1.81E+03	2.41E+03	2.78E+03
σ_r	3.56E+01	1.78E+01	1.14E+02	1.56E+01	8.72E+01
U_r	3.75E+05	-1.22E+06	-4.60E+05	2.26E+06	7.36E+05
V_r	-1.16E+06	9.92E+06	5.11E+06	-5.99E+05	-3.62E+06

ここで、 $\overline{P_x(f)}$ は入出力信号のクロススペクトル、 $\overline{P_u(f)}$ は入力信号のパワースペクトルに関する時間平均を表す。コントローラ設計の際、本研究の場合は系のモデル構築にシステム同定を採用しているため、考慮する振動モードの次数、位相遅れの評価などが制御性能に影響することが考えられる。そこで、位相遅れについては次式で評価した。

$$G_p(j\omega) = e^{-T(j\omega)}, \quad T = L/a \quad (2)$$

ここで、 T は遅れ時間、 L はスピーカからマイクロフォンまでの距離、 a は音速である。位相遅れおよび減衰効果を考慮する際、位相遅れを考慮(補正)した伝達関数 G_0 と考慮しない伝達関数 G_m に分離して、計測された系の伝達関数 G_m を次式で考える。

$$G_m(j\omega) = G_p(j\omega) \cdot G_0(j\omega) \quad (3)$$

式(3)において G_m は実測値(式(1)に相当)、 G_p は式(2)より求めることができ、これらの値を基に G_0 を求める際は、真の固有振動数に近い値を得るためにカーブフィット(最小自乗法)を施し、位相遅れを補正した伝達関数 G_0 を同定する。

次に、系の伝達関数の最終形に対して、振動の粘性減衰効果を考慮する。一点加振・一点応答の場合、一般粘性減衰系における伝達関数は次式で定式化される[14]。ここで、伝達関数の一般形 G と実験モード解析の結果から得られる近似された伝達関数 G_m を区別する。

$$G(\omega) = \sum_{r=1}^n \left(\frac{U_r + jV_r}{j(\omega - \omega_r) + \sigma_r} + \frac{U_r - jV_r}{j(\omega + \omega_r) + \sigma_r} \right) \quad (4)$$

ここで、 ω_r は減衰固有角振動数、 σ_r はモード減衰率、 U_r および V_r はモード定数を表す。式(4)に対して変分反復法[14]によりカーブフィットを施し、5次までの振動モードを考慮した結果(各パラメータの値)を表1に示す。

式(3)で考慮した位相遅れおよび式(4)で考慮した粘性減衰それぞれの効果を含んだ形での系の伝達関数を改めて G_m (同定結果) とし、系の伝達関数の最終形を式(3)と同様に次式で表す。

$$G_m(j\omega) = G_0(j\omega) \cdot G(j\omega) \quad (5)$$

図11は周波数に対する伝達関数の挙動を位相表示したものであり、位相遅れおよび粘性減衰を考慮されていない

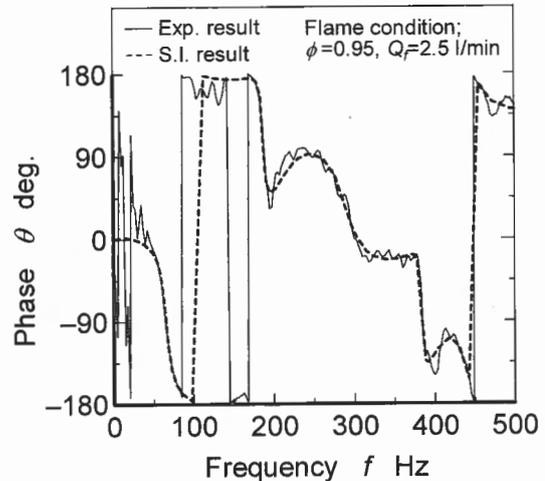


Fig. 11 Modeling with system identification.

実験結果の伝達関数(生データ; 式(3)の G_m 参照)と式(5)より求まる位相遅れおよび粘性減衰の効果を含んだ伝達関数(同定結果)が比較されている。同図において実験条件は、メタン流量 $Q_f = 2.5$ l/min, 当量比 $\phi = 0.95$ の振動燃焼火炎(Type A, f_1 mode, 約 180 Hz; 図4参照)であり、実線は生データの実験結果(Exp. result), 破線はモード解析に基づくシステム同定の結果(S.I. result)をそれぞれ示している。システム同定の結果は、実験結果の挙動と非常によく合っており、誤差の少ないモデル化に成功したことがわかる。

次に、コントローラ設計の指標として二次形式評価関数を考え、制御エネルギーを最小限にする観点(H^2 制御理論)から、式(6)を最小にする制御入力 $u(t)$ を求める。

$$J = \int_0^{\infty} (u^T W_1 u + x^T W_2 x) dt \quad (6)$$

ここで、 u は制御入力、 x は状態量、 W_i は設計仕様で与えられる重み行列、 T は行列の転置である。また、被積分関数は制御エネルギー ($u^T W_1 u$) と振動エネルギー ($x^T W_2 x$) の合成で表現されている。コントローラ $K(s)$ に関しては MATLAB/Simulink ソフトウェアの制御設計ツールを用い、図10(b)における $G(s)$, $W_1(s)$, $W_2(s)$ をまとめた拡大系状態方程式に対して、 w から Z_{22} までの H^2 ノルム(式(6)参照)を最小にするシミュレーションを行い $K(s)$ を最適化した。

設計したコントローラの性能評価に関して、フィードバック制御の結果を図12に示す。このときの条件は、メタン流量 $Q_f = 2.5$ l/min, 当量比 $\phi = 0.95$ の振動燃焼火炎(Type A, f_1 mode, 約 180 Hz; 図4参照)である。制御システムは、センサからの制御入力を解析し、 H^2 アルゴリズムに基づいて設計されたコントローラにより、アクチュエータ(スピーカ)から適当なゲインと位相(約 35dB の音圧レベル、燃焼騒音に対して逆位相)を持った制御信号を最大 20 kHz のループ速度で出力する仕組みとなっている。図12の音響場(騒音)の圧力変動およびその周波数解析の

結果では, 時間軸の $t = 4 \text{ s}$ よりフィードバック制御が開始され, 振動燃焼による音圧変動が 30% 以上抑制されていることがわかる. また, アクチュエータの作動と同時に振動火炎が安定化する(燃焼状態が変化)ことが目視および画像(直接撮影)により確認された.

図 13 は図 12 の結果に対して, 非制御時および制御時におけるマイクロフォン出力の時系列データを FFT 変換した結果を示す. 破線は非制御時, 実線は制御時の結果をそれぞれ表しているが, これらの結果より今回構築した制御システムによって約 15 dB 程度の燃焼騒音低減(制御ターゲット周波数 $f = 180 \text{ Hz}$)が確認された.

以上, 図 12 および図 13 に示した性能評価の結果から, 本研究において開発した H^2 アルゴリズムに基づくコントローラは, 振動燃焼の騒音(圧力変動)改善に対して非常に有効であり, ACC システムの一例として有用であることが証明された.

3.5. 振動燃焼制御における二次噴射の最適化

希薄燃焼時における振動燃焼の制御技術として, 二次噴射による不安定燃焼の回避が挙げられる. 局所発熱変動による不安定燃焼に対して, 二次的に燃料を供給することにより発熱変動を抑え, 燃焼状態を安定化させようという試みであり, この場合, 最適な燃焼状態を実現すべく様々な二次噴射条件を調べる必要がある. 本研究では, 振動燃焼時に見られる火炎基部のスワラーへの付着と離脱に注目し, 3 種類の二次噴射方向(スワラー主流に対して a: 直角方向, b: 順方向, c: 逆方向; いずれも鉛直方向に対して直角に噴射; 図 2 参照)を検討した.

図 14 は, 燃焼騒音レベルの時間履歴を示したものである. 同図における実験条件は, メタン流量 $Q_f = 2.5 \text{ l/min}$, 当量比 $\phi = 1.30$ の振動燃焼火炎 (Type A, f_1 mode, 約 110 Hz; 図 4 参照) であり, スワラーのハブ部より定常的な二次噴射(二次流体を脈動させない定常的な供給)を行った開ループ振動燃焼制御の結果である(フィードバックシステムは組まれていない). この場合, 二次噴射流量は $Q_s = 1.1 \text{ l/min}$ (全体流量の約 5% に相当) であり, 二次噴射による全体当量比の変動は約 2% 程度であることから当量比は一定と見なす. 同図より, 全てのタイプにおいて燃焼騒音の低減が確認されたが, 制御の基準を暗騒音レベル(約 65dB)まで燃焼騒音が抑えられることとすると, 二次噴射開始からの応答時間(時間遅れ)を考慮した場合, タイプ a の条件で最も効果が認められた. その理由としては, 未燃焼ガスと酸化剤(空気)の混合促進が考えられ, 鉛直(軸)方向に対して横断面(水平方向)で考えると, スワラー主流に対して直角方向に空気(ジェット)を噴射することにより効果的な流体の干渉が生じ混合が促進されたためと考えられる. ここで混合促進という観点では, スワラー流れと逆方向に噴射するタイプ c が効果的と考えられるが, 図 14 の結果からもわかるように, $t =$ 約 6~12 s においては燃焼騒音が大きく変動する過渡現象が生じている. これは, ス

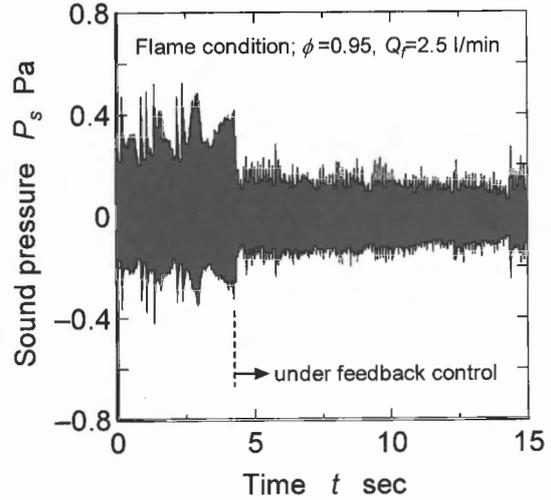


Fig. 12 Performance of developed controller.

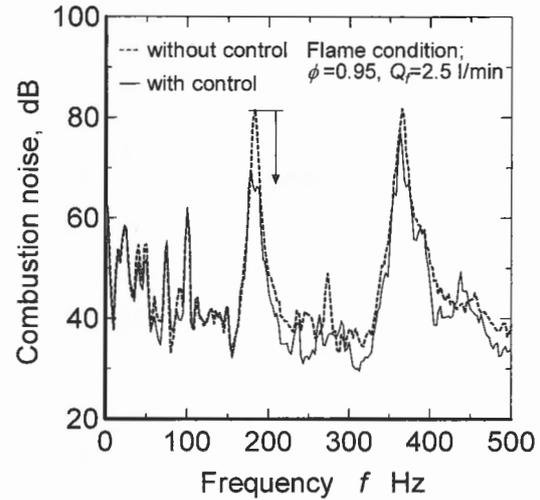


Fig. 13 Suppression of combustion noise.

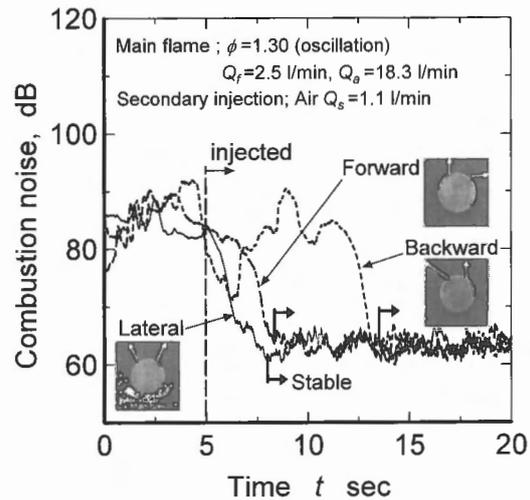


Fig. 14 Performance of each secondary injection.

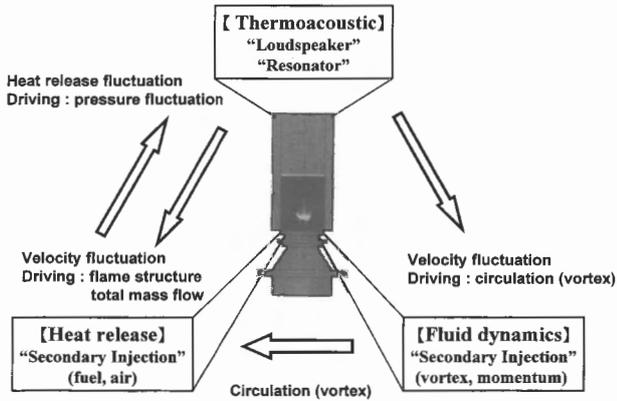


Fig. 15 A schematic diagram showing the elements for combustion control.

ワール流れと逆方向に噴射した場合、火炎基部が激しい流体干渉を受け、乱れを与え過ぎていることが考えられる。

今回のコンセプトは空気の二次噴射による燃焼制御の効果(運動量効果)を試したものであり、今後は燃料に対しても二次噴射条件の最適化を行い、3.4項と同様な閉ループ制御システムを構築することが望まれる。

3.6. 燃焼制御における基本的要素

前項までの内容においては、スピーカ加振(3.4項参照)および二次噴射(3.5項参照)による燃焼騒音制御についてそれぞれ議論してきた。ここでは、燃焼制御における音響、発熱(燃焼)、流体(渦)の基本三要素について説明し、今回行われたスピーカ加振および二次噴射による燃焼騒音制御がどのような関係にあるのかについて触れたいと思う。

燃焼制御においては、振動燃焼に対する音響、発熱(燃焼)、流体(渦)による基本三要素の影響について調べる事が重要であり、複数の要素におけるカップリングにより振動燃焼が生じると考えられる[e.g. 9]。燃焼制御における基本ファクターの関係を図15に示す。まず、音響と発熱(燃焼)の関係では相互作用があり、音響が発熱に影響を与える場合は速度変動として、発熱が音響に影響を与える場合は発熱速度変動の形でそれぞれ作用する。また、音響が流体に作用する場合は速度変動が要因である。流体が発熱に作用する場合は、渦運動の起因が考えられる。このように燃焼制御の問題を考えるときは、各要素の作用を見極める必要がある。

本研究では、スピーカ加振および二次噴射により燃焼騒音を制御する試みを行ったが、今回用いた制御手法と燃焼制御の関係について、図15に示した考えを背景として次のようにまとめることができる。

本研究における音響制御の場合は、火炎の圧力変動による燃焼器の音響振動(燃焼騒音)を制御のコンセプトとしており、振動火炎は騒音源と考えることができる。先の3.4項においては、アクチュエータの駆動(スピーカ加振)によ

り振動火炎が安定化したことに言及したが、これについては音源である振動火炎から誘起される圧力変動による圧縮波が、スピーカ加振による燃焼器内の高温ガスを媒体に伝播する圧縮波(音波)と直接的に作用し、火炎の燃焼状態に影響を与えた(速度変動に起因する火炎の圧力変動を火炎周囲流体へ付加したスピーカ加振による圧力変動によって相殺させた)ことが考えられる。すなわち、今回採用した燃焼器側面よりスピーカ加振の音波(音響)を与える手法は、火炎(発熱、音響)に対して直接的な影響を与える音響-発熱のカップリングによる燃焼制御であると考えられることができる。

二次噴射の手法において二次流体が空気の場合は、ジェット(運動量)の外乱を与える(流体)ことで火炎(発熱、音響)に対して直接的に影響を及ぼしていることから、流体-発熱-音響がカップリングした燃焼制御であると考えられることができる。さらに、今回の研究内容においては対象ではなかったが、二次噴射の流体が燃料の場合、発熱変動の外乱(発熱)を与えることで火炎(発熱、音響)に作用する発熱-音響のカップリングによる燃焼制御と考えることができる。

4. 結言

振動燃焼制御システムを構築しその性能評価を目的に、予混合スワール火炎を対象にした実験的研究を行った。アクチュエータ開発の基礎となる振動燃焼の安定化手法について、音響制御に基づくスピーカ加振および二次噴射による振動燃焼制御技術に関する以下の知見を得た。

- (1) 比較的流量条件の小さい(燃料流量 ≤ 2.5 l/min) 予混合燃焼の振動火炎に対して、予混合管長さの違いによって周波数特性の違いが観察された。これらは低周波数特性(約 180 Hz 以下)を示す振動火炎と高周波数特性(約 380 Hz 程度)を示す振動火炎の2つのタイプに区別され、高周波数特性を示す火炎においては、その基本周波数は燃焼器の気柱共鳴による1/4波長に相当することが明らかになった。
- (2) 比較的流量条件の小さい(燃料流量 ≤ 2.5 l/min) 予混合燃焼の振動燃焼火炎を対象にしたOH-PLIF計測において、過剰燃料の振動燃焼では、再循環領域の影響と思われる火炎中に存在する未燃部の揺らぎ(消炎部)が観察された。また、保炎器内縁付近においては外炎に比べ蛍光強度が低いことから、酸化剤の不足による燃焼反応の不安定性が示された。一方、燃料希薄の振動燃焼では、保炎器内縁において予混合燃焼による強いOH*分布が確認され、半径方向への未燃部(消炎部)の拡大が明らかになった。
- (3) マイクロフォンによるセンサおよびスピーカによるアクチュエータより構成される、音響場の着目した能動的振動燃焼制御技術の開発を行い、実験モード解析による伝達関数の決定、および H^2 制御アルゴリズムによ

るフィードバック制御システムの構築に成功した。設計した制御器は、その性能として振動燃焼時の騒音に伴う音圧変動を 30 % 程度低減させることができ、15 dB 程度の騒音抑制を達成することができた。

- (4) 燃料過剰条件の振動燃焼火炎に対して二次空気ジェットを供給した結果、火炎が安定化し振動燃焼の圧力変動および燃焼騒音を抑えることができた。また、制御用二次ジェット噴射方法の一つの最適条件として、スワラーのハブ部より鉛直(軸)方向に対して直角、かつスワール流れ(主流)に対して直角方向に噴出する方法(二次噴射条件)が、制御に対しての応答が最も良い(時間遅れが短い)ことが明らかになった。

謝辞

本研究を行うにあたり、当時研究室に所属していた遠藤崇君、吉見修一君、安並義勝君に多大な協力を得た。また、制御システムの構築にあたり、株式会社キャテック技術部の西留千晶氏、天津成美氏、東京工業大学の梶原逸朗助教授より有益なご助言を頂いた。ここに記して感謝の意を表す。

本研究は文部科学省振興調整費、開放融合研究制度研究課題「乱流制御による新機能熱流体システムの創出」に関する研究として実施された。

References

1. Y. Koutoh, A. Sasaki, *JSME Trans. B* (in Japanese), vol.31, no.365, pp.203-212, 1977.
2. L. Rayleigh, "*The Theory of Sound*", vol.2, pp.226, Dover, 1945.
3. A.A. Putnum, *American Elsevier*, 1971.
4. T. Takeno, *J. of the J.S.M.E.*, vol.72, no.610, pp.22-29, 1969.
5. S. Evesque and A. P. Dowling, *AIAA 2001-3310*, 2001
6. S. Evesque and A. P. Dowling, *Combustion Science and Technology*, vol.164, pp.65-93, 2001.
7. T. C. Lieuwen and B. T. Zinn, *AIAA 2000-0707*, 2000.
8. A. M. Annaswamy, M. Fleifil, J. P. Hathout, and A. F. Ghoniem, *Combustion Science and Technology*, vol.135, pp.213-240, 1998.
9. A. M. Annaswamy, and A. F., *IEEE Control Syst. Mag.*, vol.22, no.6, pp.37-54, 2002.
10. S. Murugappan, S. Acharya, D. C. Allgood, S. Park, A. M. Annaswamy, and A. F. Ghoniem, *Combustion Science and Technology*, vol.175, pp.55-81, 2003.
11. I. Kajiwara, M. Fukuda, H. Shimojima, *JSME Trans. C* (in Japanese), vol.64, no.621, pp.192-199, 1998.
12. H. Shimijima, Y. Matsunaga, S. Koike, I. Kajiwara, *JSME Trans. C* (in Japanese), vol.65, no.633, pp.115-122, 1999.
13. S. Adachi, "*System Identification for Control* (in Japanese)", Tokyo Denki University Press, pp.1-14, 2002.
14. Editorial board of Modal Analysis, "*Handbook on Modal Analysis* (in Japanese)", CORONA Publishing Co., Ltd., pp.68-132, 2000.