遡上スワールにより形成された循環流領域を持つ マイクロガスタービン用燃焼器の燃焼特性*

新井雅隆^{*1}, 天野俊輔^{*2}, 藤原秀智^{*3}

Combustion Characteristics in a Micro-Gas Turbine Combustor with a Recirculation Zone Induced by an Upward Swirl

Masataka ARAI^{*4}, Shunsuke AMANO and Hidetomo FUJIWARA

^{**}Dept. of Mechanical System Engineering, Gunma University,
1-5-1 Tenjin-cho, Kiryu-shi, Gunma, 376-8515 Japan

The combustion characteristics of a prototype micro-gasturbine combustor fueled by kerosene were investigated. In order to enhance the recirculation in a primary combustion zone, a swirler was set between the primary and secondary combustion zones. Primary combustion air was introduced through the swirler and forced to flow upward to the combustor bottom, from where the fuel spray was supplied through a nozzle. The fundamental combustion characteristics such as lean combustion limit, flame luminosity etc. showed that this prototype combustor had a high potential for lean combustion and wide flame holding. Since a strong forced recirculation flow was induced by the upward swirl, lean and non-luminous flame was maintained in the primary combustion zone. Further, burned gas recirculation and highly turbulent shear flow in the primary combustion zone, both of which were caused by the upward swirl, resulted the low NO_x emission characteristics.

Key Words: Gas Turbine, Swirl, Combustion, Combustor, Spray Combustor, Low NO_x Combustion, Combustion Stability, Upward Swirl

1. 緒 言

近年、大気汚染および地球温暖化の防止、またエネルギーの多角的利用の観点から、マイクロガスタービン発電が分散型電源の一つとして注目⁽¹⁻⁵⁾を集めている。マイクロガスタービン発電用の燃料としては大気汚染防止の観点からは天然ガスの使用が望ましい。しかし、分散型電源としての利便性、非常時および災害時の燃料確保の容易性、燃料経済性などの観点からは液体燃料を使用する分散型マイクロガスタービン発電の需要が今後高まると考えられる。

ガスタービン用の燃焼器ではタービンへ供給する燃焼ガス温度に上限があることと低NO_x燃焼を行わせるため、希薄燃焼を実現することが技術的な課題⁽⁶⁻⁷⁾である。また、熱効率の向上も大きな課題である。このため、熱交換器を用いた燃焼用空気予熱との組み合わせで一次燃焼領域の予混合化を目指した種々の燃焼器の開発がすでに行われ、気体燃料の場合では予混合方式⁽⁸⁻¹⁰⁾が提案されている。液体燃料の場合でも予蒸発方式⁽¹¹⁻¹⁴⁾が、一次燃焼領域の希薄予混合化のために検討されているが、技術的な課題が多く、液体燃料用

の燃焼器では新しいコンセプトの燃焼器の開発が必要になっている。

一方筆者らは、噴霧燃焼器の内部で高温の燃焼ガスを一次燃焼領域に循環させると、高温低酸素雰囲気により着火を抑えて燃料の蒸発のみを促進することができ、高温低酸素燃焼との相乗作用により低NO_x燃焼が可能であることを見出した⁽¹⁵⁻¹⁷⁾さらに、この作用を強めるためには一次燃焼領域の末端から燃焼用空気を上流に向かって導入し、この流れにより燃焼ガスの強制的な上流への移送を行う方式が効果的であると考えた⁽¹⁸⁾。

本研究では、上記の考え方に基づいたマイクロガスタービン用の噴霧燃焼器を試作した。ここでは試作した燃焼器における燃焼範囲、火炎形状、出口温度分布等の基本特性の結果、および、最適設計のための形状パラメータ選定等の考察を行った結果を報告する。

2. おもな記号

C_{pa} : 空気の定圧比熱	J/kgK
C_{pf} : 燃料蒸気の定圧比熱	J/kgK
$EI(NO_x)$: 単位燃料あたりのNO _x の排出量	g/kg
$EI(CO)$: 単位燃料あたりのCOの排出量	g/kg
H : 燃料の低位発熱量	J/kg
L_k : 燃料の蒸発熱	J/kg
M_a : 供給空気流量	kg/s

* 原稿受付 2004年6月8日。

^{*1} 正員、群馬大学工学部 (〒376-8515 桐生市天神町1-5-1)。

^{*2} 正員、(株)荏原総合研究所 (〒251-8502 藤沢市本藤沢4-2-1)。

^{*3} 群馬大学大学院工学研究科。

E-mail: arai@me.gunma-u.ac.jp

M_f : 燃料供給流量	kg/s
r : 半径方向の座標	mm
THC: 未燃炭化水素 ($C_1 \sim C_7$: メタン換算)	ppm
T_a : 燃焼器入口空気温度	K
T_g : 燃焼ガス温度	K
Z_c : 燃焼器全体長さ	mm
Z_p : 一次領域燃焼筒長さ	mm
Z_{s1}, Z_{s2}, Z_{s3} : 二次空気供給位置	mm
Z_t : 一次領域燃焼筒+スロート長さ	mm
η_c : 燃焼効率	%
λ : 空気過剰率	(-)
λ_p : 一次領域空気過剰率	(-)

3. 燃焼器内の流動コンセプト

試作した燃焼器内部の空気流れの概略を図1に示す。本燃焼器の特徴⁽¹⁸⁾は一次燃焼領域の末端に設置したスワラから出口方向とは逆向きに、すなわち燃焼筒底部の燃料ノズルの方向に旋回流を導入している点である。導入された旋回流は上流に迴上し (Upward Swirl), 底部のガイドベーンによりノズル近傍に向かい、その後絞り部 (Throat) を通過して二次燃焼領域に流出する。ホローコーン状の燃料噴霧はスワラに向かって噴射され、火炎を形成する。燃焼ガスの一部は流入する旋回流とともに上流に迴上するので、噴霧

Fig. 1 Concept of upward swirl combustor

Table. 1 Split ratio of combustion air

Row	Split ratio of combustion air			
	With Swirler Plate		Without Swirler Plate	
	Primary air (%)	Secondary air (%)	Primary air (%)	Secondary air (%)
Swirler	100	0	100	0
Swirler and 1st	55	45	62	38
Swirler, 1st and 2nd	49	51	56	44
Swirler, 1st, 2nd and 3rd	42	58	51	49

の根元には高温低酸素雰囲気での燃焼ガスが供給されることになる。この高温低酸素雰囲気⁽¹⁹⁻²⁴⁾により噴霧の蒸発を促進し、かつ希薄低 NO_x 燃焼を行わせることが本研究の目的である。

試作した燃焼器では旋回流の導入方向を整えるため、スワラの内周側をプレートで覆った。これはスワラの内周側をプレートで覆うことにより旋回流を強制的に燃焼器の壁面側に沿わせる狙いがある。このプレートの有無、二次空気孔の有無により流入する燃焼用空気の配分が異なるため、それぞれの流入孔に単独で燃焼用空気が流入する場合の圧力損失を基準に空気配分比を求めた。本研究で使用する流入空気孔の主な組合せと空気配分比を表1に示す。

4. 実験装置および実験方法

実験装置の概略を図2に示す。燃料と空気の供給系、温度測定系およびガス濃度サンプリング系から構成されている。燃焼器断面を図3に示す。燃焼器は、スワラ、燃焼筒、燃料ノズル、点火プラグ、ガイドベーンで構成されている。燃焼筒は一次と二次領域の直径136mm、一次と二次領域をつなぐスロート部分の直径96mm、長さ560mmの円筒である。一次領域の底には燃焼ガスを燃料ノズル近傍に導くためのガイドベーン (A-A 断面) を設置した。またスワラからの流れを絞りライナーに沿った流れにして迴上する旋回流が一次領域の底まで到達できるように、スワラプレート (B-B 断面) を取り付けた。二次空気は直径13mmの空気孔8箇 (C-C 断面) より供給した。燃料噴射ノズルには噴霧角90度のスワールノズル (Delavan 社製, 3.00gallon/h 90° A) を使用し燃焼器の軸上に配置した。燃料には灯油を使用し、高圧ポンプで加圧して供給した。ノズルの定格流量である3.00gallon/hは今回使用した灯油 (密度790kg/m³) では2.5g/sに相当するが、これ以下の流量では微粒化特性が悪化するため、本研究では2.5g/s以上の流量で実験を行った。スワラの内径は97mmで、羽角度45°、羽枚数16枚のものを使用した。

フロアからの燃焼用空気 M_a は、表1に示した配分比でスワラおよび二次空気孔から燃焼器に供給される。二列の二次空気孔とプレート付きのスワラの組合せを基本に、以下に述べる燃焼実験を行った。燃焼器出口の燃焼ガス温度 T_g はPt-PtRh熱電対を用いて測定した。燃焼器出口の排ガスは水冷プローブでテトラバックに採取し、自動車用排気ガス測定装置 (堀場製 MEXA-4000FT) で分析し、メタン換算 THC ($C_1 \sim C_7$), CO, NO_x の濃度を測定した。

②の領域では一次領域およびスロート部における青炎の占める領域が拡大する。また空気過剰率の増加により火炎は短くなるが、青炎は一次領域全域に広がったままであり噴霧の局所的な燃焼により火炎が維持される状態にはならない。したがってこの燃焼領域では燃焼ガスの循環が良好に行われ予混合化が促進されていると思われる。

一方、③の領域では二次燃焼領域に流出した未燃の燃料が輝炎燃焼する。この場合一次領域の空気過剰率も低いので、一次領域でも輝炎燃焼が行われているものと想定される。

図4に示した燃焼特性を燃料流量と空気流量に関する燃焼特性として示した結果が図5である。使用した燃料ノズルの性能上の流量限界のため、燃料流量を増加させた場合の領域②の限界、すなわち一次領域が青炎を主体とする希薄燃焼を行う限界を求めることができなかった。しかし、この図から、領域②に関するタ

ーダウン比を燃料流量ベースで2倍以上にすることが可能であると判断することができた。

5・2 燃焼器出口半径方向の燃焼ガス分析 図6に図5中の◎印（破線の交点）で示した供給空気量 $M_a = 0.20$ kg/s、燃料流量 $M_f = 4.3$ g/s における燃焼器出口半径方向の燃焼ガス温度と燃焼ガス分析結果を示す。燃焼器出口ガス温度は1200K以下で半径方向にほぼ一定の値を示している。CO濃度は中心で138ppmと最も高く、燃焼器の壁面に近づくにつれて87ppmまで低下している。THCについては壁面近くで濃度が増加するが、その値は20ppm程度である。両者を勘案すれば二次空気孔の配置不備により壁面近傍での二次燃焼が不完全であると推定される。ただしTHC濃度が低くかつCO濃度が200ppm以下であることから、燃焼器全体とすれば完全燃焼に近い燃焼が実現できていると思われる。NO_x濃度は20ppm程度まで低減させることができた。半径方向のNO_x濃度にほとんど差が見られないことから、燃焼器の内部に高濃度のNO_x生成の原因となる局所的な高温部は存在していないと推定できる。すなわち、NO_x濃度の測定結果は燃焼領域での燃料と空気の混合状態が燃焼領域全域にわたり良好で希薄燃焼が達成されているこ

Table.3 Photo-status of flame

No.	②	②-③	③
Flame
Status	Blue	Blue and Yellow	Yellow
M_a kg/s	0.20	0.19	0.17
M_f g/s		4.3	
λ	3.2	2.9	2.7
Nozzle	Delavan 3.00 gallon/h 90° -A		
Fuel	Kerosene		
Combustor	$Z_p=100, Z_r=180, Z_s=260, Z_{s2}=360, Z_{s3}=0, Z_c=560$ mm

 Fig.5 Combustion characteristics on M_f - M_a diagram

 Fig.6 Radial distributions of CO, THC, NO_x concentrations and gas temperature

とを示している。またこのような半径方向の分布をもとに流路面積の重みを掛けた平均化処理を行い、燃焼筒出口での排出ガス濃度と温度を求めた。

5・3 空気流量変化による影響 燃焼用空気流量の変化に対応した燃焼ガス排出特性を図7と8に示す。これは図5の図中に示した縦の破線、すなわち燃料流量を $M_f = 4.3 \text{ g/s}$ で一定として空気過剰率をパラメータとして NO_x と CO の燃焼ガス排出特性を示したものである。図7の横軸は空気過剰率 λ である。実測濃度以外に O_2 排出濃度 0% と 16% に換算したものも示してある。 NO_x 排出特性の結果を図7(a)に示す。ここで、実測濃度を NO_x 、 O_2 排出濃度を 0% と 16% に換算したものをそれぞれ NO_x (0% O_2)、 NO_x (16% O_2) と表す。 NO_x は空気過剰率 λ が高くなるにつれ

減少している。一方、 CO 濃度は図7(b)のように、空気過剰率が $\lambda = 3.2$ 以下では NO_x 濃度と同様に減少するが、 $\lambda = 3.2$ を超えると NO_x 濃度とは逆に空気過剰率が高くなるほど増加し、空気過剰率 λ に対して NO_x 濃度とはトレードオフの関係になっている。

縦軸を NO_x 排出指数 $EI(\text{NO}_x)$ と CO 排出指数 $EI(\text{CO})$ に換算した結果を図8に示す。燃料流量が一定であるため空気過剰率とともに空気流量が増加する。 $EI(\text{NO}_x)$ の値は $\lambda = 2.6$ 付近で最大値をとり、その後空気過剰率とともに減少する。一般的に拡散火炎では空気過剰率 λ を大きくしても $EI(\text{NO}_x)$ は減少しないが、ここでは $EI(\text{NO}_x)$ の値は予混合火炎のように空気過剰率とともに減少し、この燃焼器では予混合化が促進されていることがわかる。 $EI(\text{NO}_x)$ が最大となる条件で

(a) NO_x

(b) CO

Fig.7 NO_x and CO concentrations vs. air flow rate

Fig.8 NO_x and CO emission indexes vs. air flow rate

Fig.9 Exhaust gas temperature and combustion efficiency vs. air flow rate

の一次領域空気過剰率 λ_p の値はおおよそ 1.3 であり、燃料と空気が完全に混合されている状態ではないことを考慮するとこれは一次燃焼の主領域がほぼ理論空燃比での燃焼を行っている状態と考えられる。

$EI(CO)$ の値は $\lambda=3.2$ を超えたあたりから急激に増加するが、これも予混合化された火炎の部分的な吹き消え現象によるものと解釈される。

次に、このような NO_x 排出挙動を調べることを目的として、熱電対を用いて燃焼器出口燃焼ガス温度 T_g の測定を行った。図 9 は、図 7 や 8 と同様に燃料流量を $M_f = 4.3 \text{ g/s}$ で一定とし空気過剰率をパラメータとした燃焼ガス温度とこれを基にした燃焼効率 η_c の特性である。

燃焼効率 η_c は次式⁽²⁵⁾で求めた。

$$\eta_c = \frac{T_g - T_a}{\Delta T_{th}} \quad (1)$$

ここで、 $\Delta T_{th} [\text{K}]$ は燃料が完全燃焼したと仮定した時に、次式から算出される理想的な温度上昇分である。

$$\Delta T_{th} = \frac{(H - L_h) M_f}{M_a C_{pa} + M_f C_{pf}} \quad (2)$$

ここでの空気過剰率 λ の範囲は図 4 の燃焼特性の安定燃焼範囲である②の領域に対応し、予混合化が促進され空気量増加による燃焼ガス温度 T_g の低下が比較的緩やかに進行している。この温度低下の傾向は、図 8 に示した $EI(NO_x)$ 値の増加と減少の傾向とは一致しない。この理由としては、先に述べた通り NO_x の生成には、一次燃焼領域の燃焼特性が直接関与していることが挙げられる。

燃焼効率 η_c は 95% 台であり、 CO の増加する $\lambda=3.2$ を超えても燃焼効率の低下は起きていない。 $\lambda=3.2$ に対応する一次領域空気過剰率 λ_p の値はおおよそ 1.6 であり、予混合状態であれば、局所的な吹き消えにより燃焼が不安定になる条件に対応していることが明らかになった。一次燃焼領域が不安定になり CO の濃度が増加しても燃焼効率の低下を招かないことは、二次領域での燃焼が機能していることを示している。また二次燃焼領域での空気孔の大きさや配置を最適化していないので、これを改善すれば、排ガス問題としての CO の排出濃度増加を抑制することは十分可能であると思われる。ここで、空気過剰率が 2.5 付近で燃焼効率が若干低下しているが、これは火炎温度の上昇に伴い熱損失が増加したことに起因すると考えられ、実際の燃焼効率は CO 排出指数から見ても低下していないと考えられる。

5・4 燃料流量変化による影響 空気過剰率をパラメータとして空気流量を $M_a = 0.20 \text{ kg/s}$ で一定とした場

合(図 5 の横破線に対応)の排出ガス特性、燃焼ガス温度および燃焼効率を図 10-12 に示す。図 10 に示した NO_x と CO の排出濃度でみると、空気流量が一定の場合でも、燃料流量を低下させて空気過剰率を高めていくと NO_x は減少するが、 CO は $\lambda=3.2$ 付近から増加する。この傾向は図 7 の場合と同じであり、この燃焼器での NO_x と CO の排出特性が流速や燃焼器負荷よりも空気過剰率に支配されていることを示している。

縦軸を NO_x 排出指数 $EI(NO_x)$ と CO 排出指数 $EI(CO)$ に換算した結果を図 11 に示す。空気過剰率の増加(燃料流量の減少)によって $EI(NO_x)$ は減少するが、 $EI(CO)$ は大幅に増加する。図 12 は出口における燃焼ガス温度とこれをもとに算出した燃焼効率である。燃

(a) NO_x

(b) CO

Fig.10 NO_x and CO concentrations vs. fuel flow rate

Fig.11 NO_x and CO emission indexes vs. fuel flow rate

Fig.13 Effect of secondary air position on emissions characteristics

Fig.12 Exhaust gas temperature and combustion efficiency vs. fuel flow rate

焼ガス温度 T_g は空気過剰率 λ の増加に伴って低下していくが、燃焼効率 η_c では 95% 台を達成できている。

5・5 二次空気の影響 燃焼条件を空気流量 $M_a=0.20$ kg/s および燃料流量 $M_f=4.3$ g/s で固定し、燃焼器の二次空気流入位置を変えた場合の燃焼ガス温度と NO_x, CO, THC 濃度を図 13 に示す。二次空気の一段目は $Z_{s1}=210\sim285$ mm の間で位置を変え、二段目は $Z_{s2}=360$ mm の位置に固定した。この図については、計測値はすべて中心軸上の値である。二次空気の一段目 Z_{s1} の位置を変えても NO_x 濃度と燃焼ガス温度に大きな違いは見られない。これは、NO_x は一次領域の燃焼状態に依存していること、また燃焼ガス温度は燃焼

器出口ではすでに燃焼が終了しているため、途中の燃焼状態の影響を受けなかったものと思われる。

THC および CO に関しては二次空気の供給位置の影響を受けることが明らかである。一段目の二次空気孔を上流に配置すると基本的に THC と CO の濃度は減少するが、THC と CO に対する影響はそれぞれ特異の傾向を示す。このことは、両者が二次領域の空気流動に大きく影響されているためであり、今後空気孔の大きさや配置の最適化により、THC と CO の排出濃度低減の可能性があることを示唆している。

6. 結言

上流に遡上する旋回流 (Upward Swirl) により燃焼ガスの一部を強制的に燃料ノズル近傍に循環させる低 NO_x 燃焼器の開発を目的に試験用の予混合燃焼器を製作した。燃料として灯油を使用し、火炎形状、燃焼ガス特性、燃焼器出口温度分布を調べたところ、以下の結果が得られた。

- (1) 燃焼器の一次燃焼領域で不輝炎燃焼が観察され、遡上する旋回流による燃焼ガスの循環効果による液体燃料の予混合化された燃焼を実現することができた。また混合促進の効果により燃焼器出口で均一化された燃焼ガス分布を得ることができた。
- (2) 燃焼器全体としての空気過剰率が 3.2 以下の希薄条件で CO 濃度が低い値をとることが明らかになり燃焼効率の高い希薄燃焼を実現する燃焼器を開発することができた。
- (3) 燃焼器一次領域の空気過剰率を 2.0 以下の希薄側で安定して作動させることが可能になり、燃焼器出

NO_x 濃度を 18ppm (16%O₂ 換算) 程度の低濃度とすることができた。

参考文献

- (1) 巽, 日本ガスタービン学会誌, 31 - 4 (2003), 279-281.
- (2) 伊藤, 日本ガスタービン学会誌, 31-5 (2003), 289 - 300.
- (3) 小林, クリーンエネルギーVol.10 (2003), 43 - 46.
- (4) 君島, 笠木, 機論 B, 70-692 (2004), 1020 - 1027.
- (5) 井上, エンジンテクノロジー, 18 (2002), 34-37.
- (6) J.M.Beer, J.Inst. Energy, 68 (1995), 2 - 10.
- (7) M.Correa, 27th Int. Symp. on Comb. (1998), 1793 - 1807.
- (8) 中島, 竹村, 他 2 名, 日本ガスタービン学会誌, 31-5 (2003), 305 - 310.
- (9) 市原, 大久保, 他 3 名, 第 15 回ガスタービン秋季講演会 (秋田), (2001), 207 - 211.
- (10) 藤, 日本ガスタービン学会誌, 32-1 (2004), 21 - 26.
- (11) 渡辺, 省エネルギー, 53 - 9 (2001), 33 - 39.
- (12) 山田, 林, 他 1 名, 第 30 回ガスタービン定期講演会 (富山), (2002), 41 - 46.
- (13) 市川, 熊倉, 他 1 名, 機論 B, 69-977 (2003), 155-161.
- (14) 市川, 熊倉, 他 1 名, 機論 B, 70-692 (2004), 1036 - 1042.
- (15) Arai, IJPGC-2000, CD-15073, (2000), 1-10.
- (16) T.Shinkawa and M.Arai, IJPGC-2001/FACT, CD - 19105 (2001), 1-7.
- (17) 新井, 新川, 他 1 名, 化学工学論文集, 28 - 6 (2002), 686 - 692.
- (18) 特許申請中, 特願 2004-32933, 特願 2004-32941, 特願 2004-32943, 特願 2004-32945.
- (19) M.Katsuki and T.Hasegawa, 27th Int. symp. on Comb. (1998), 3135-3146.
- (20) O.Akinyemi, M.A.Toqan, 他 4 名, J Inst. Energy, 75 (2002), 52-58.
- (21) M.Arai and H.Hiroyasu, 他 2 名, JSME Int. J. Ser.B, 34 - 4 (1991), 540 - 547.
- (22) C.M.Cha, J.C.Kramlich, 他 1 名, 27th Int. Symp. on Comb. (1998), 1427 - 1434.
- (23) M.M.Vahdati and P.O'Nions, J.Inst. Energy, 73(2000), 12-17.
- (24) S.Hayashi and H.Yamada, Int.Combust. Symp. (2000), 2443-449.
- (25) M.Arai, K.Amagai, T.Mogi Trans. ASME J. Energy Resources Tech., 123(2001), 44-49.