

淀み点保炎噴霧燃焼器の排気性能に及ぼす 燃料微粒化レベルおよび空気温度の影響

Effects of Atomization Level and Air Temperature on Emissions of a Stagnation-Point Stabilized Spray Combustor

齋藤 拓海^{*1}
SAITO Takumi

中須 崇文^{*1}
NAKASU Takafumi

山田 秀志^{*2}
YAMADA Hideshi

林 茂^{*3}
HAYASHI Shigeru

ABSTRACT

Emissions characteristics of stagnation-point stabilized combustion of kerosene spray were investigated at atmospheric pressure to assess its applicability for the first stage of a liquid-fueled, axially lean-lean staged low emissions gas turbine combustor which is characterized by the reactions of ultra-lean to lean secondary mixtures injected into the burned gas from the lean burn first stage. Kerosene spray prepared by a pre-filming twin-fluid atomizer was injected into the stagnation-point reverse flow surrounded by the annular preheated air jet. The effects of atomization level, swirl imparted to the atomizing air, and equivalence ratio on the NO emissions and combustion efficiency were studied at air temperatures of 373, 473 and 573 K. Fuel vaporization and, therefore, premixing of fuel and air were more enhanced at higher air temperatures. The NOx emissions decreased with increasing T . The NOx emissions were less than 10 ppm (15% O₂) when adiabatic gas temperature, T_b , was lower than 1800K. Emission measurements were conducted also for partially and perfectly premixed methane-air mixtures to study the effects of evaporation process of fuel droplets on the NOx emissions.

Key words : Stagnation-Point Stabilized Spray Combustor, Ultra-Low NOx Emissions, Fuel droplet evaporation, Fuel-air mixing

1. 緒言

希薄予混合燃焼はガスタービンのNOx排出削減の合理的な手法で、天然ガス燃焼の発電用ガスタービンでは十分な実績がある。しかし、低NOx排出と低CO排出、すなわち完全燃焼とは本質的にトレードオフの関係にあることや火炎の安定性の問題から作動範囲や低減のレベルは相当、制約されている。液体燃料の場合には、燃焼室の上流に位置する予混合気形成領域における自発点火や逆火を確実に回避しようとすると均質度の高い混合気を形成することが難しく、この問題は特に燃焼器入口での空気温度、圧力が高い超高圧力比ファンエンジンでの課題である。これらの制約のために実用では、希薄予混合燃焼が本来持つNOx排出抑制のポテンシャルを十分発揮させられない場合が多い。

原稿受付 2017年8月15日

査読完了 2018年1月29日

* 1 法政大学大学院 反応流体研究室

〒185-8584 小金井市梶野町3-5-7

* 2 国立研究開発法人宇宙航空研究開発機構

〒182-8522 調布市深大寺東町7-44-1

* 3 法政大学 反応流体研究室

ガスタービンへの希薄予混合燃焼の適用に際しては、少なくともパイロットとメインの2個の燃焼領域を設ける必要がある。前述のトレードオフの問題を軽減するためには、出力に応じてそれらの領域の当量比を適切に制御することが必要で、それは、それぞれの領域への空気、あるいは燃料のステージングにより行われる。希薄予混合燃焼の適用に関するもう一つ重要な技術課題は、燃焼振動の抑止である。用途により許容される程度は異なるが、ハードウエアやステージング制御がよりシンプルで、振動燃焼が起きにくい低NOx燃焼技術への期待が強い。

上記の状況の中、低NOx排出と完全燃焼の両立を容易にするという課題に対して軸方向燃料ステージングが研究されてきた。古くはNASAのE³エンジン開発プログラムの中でのP&W社のものがよく知られている。この燃焼器では、パイロット燃焼領域の下流のメイン燃焼領域において、高出力時には高温の既燃ガス流中にメインインジェクターから噴射される。また、より最近では、希薄予混合燃焼を適用した天然ガス燃焼のガスタービンや航空エンジン用燃焼器において、第3の燃料インジェクターから既燃ガス中に補助的に燃料を噴射してCOと

NOx排出のトレードオフの関係を緩和したり、振動燃焼に入るのを回避したりすることにより低NOx作動範囲を拡大する試みが行われ、天然ガス燃焼の大型発電用ガスタービンではトランジションダクト壁面の開口から空気とともに燃料を噴射する方式が実用になっている⁽¹⁾。

一方、林らは液体燃料仕様の小型再生サイクルガスタービンに対して、パイロット燃焼領域（1段目）ではNOxの排出抑制に対する灯油の希薄予蒸発予混合気をスワール保炎で燃焼させ、その下流に位置するメイン燃焼領域においては、パイロット燃料の燃焼による既燃ガス中に予混合用蒸発により形成した希薄から超希薄な予混合気を特殊な形状の、保炎能力を持たない予混合気噴射管から噴射するLean-Lean Two-Stage Combustion（以後LL2と呼ぶ）の実用化の研究を行った。この燃焼器の特徴は、高温でラジカルを多量に含む既燃ガスによる希薄予混合気の反応を狙ったものであった。要素試験⁽²⁾⁻⁽⁵⁾によりその有効性を確認したのち、商用の出力300 kW級再生サイクルガスタービンでの試験⁽⁶⁾では、灯油燃焼において50%出力から定格までの作動範囲にわたり50 ppm以下のCO排出のもとに10 ppm以下（15%O₂換算値）という超低NOx排出を達成している。廃棄ガソリンでの実用運転も行われている。上記の燃焼器要素試験と実エンジン搭載運転試験のいずれにおいても、燃焼振動は問題にならなかった。この燃焼方式は、近年特に注目を集めている発電用大型ガスタービンの希薄予混合燃焼における振動燃焼の抑制に有効と考えられる。

上記の試験結果は、2段目で噴射された混合気の反応によるNOx增加は、2段目のガス温度がサーマルNOxの発生が盛んになる温度を超えない範囲では無視できる程で、条件によっては減少することもあることを示している。したがって、LL2燃焼において1段目をより低い当量比で作動させることができれば、NOx排出をさらに削減することができるはずである。過去のLL2燃焼器における一段目の保炎手段としては、スワーラや多孔板が用いられてきたが、構造がシンプルであり、希薄域におけるさらなる保炎性の向上を実現するために、我々は淀み点保炎に着目した。

淀み点保炎は、燃焼室のドーム壁に向けて混合気を噴射することによって形成される淀み点と、逆流する既燃ガスの再循環により高速で噴射される混合気の保炎を行う方式である。ドーム壁の開口から燃焼室内に流入する空気噴流に対向して燃料液滴、蒸気と空気との混合気の噴流を衝突させ、その淀み点を保炎に利用するのは、NOx排出が環境問題として認識されるよりも以前の航空エンジンの蒸発管型燃焼器に採用されていた。また、1970年台には超音速エンジン用の超低NOx燃焼器技術の開発の中で希薄予混合予蒸発燃焼器の保炎手段として研究が行われた⁽⁷⁾。わが国では航空宇宙技術研究所で斎藤らがプロパンを燃料として研究を行っている。

比較的最近、ZinnらはStagnation Point Reverse Flow

Combustorと称する噴流の淀み点保炎による単純な筒型燃焼器を用いた基礎研究を行い液体燃料でも高い保炎性と低NOx燃焼性が実現できることを報告している。この流れの形態では、大量の既燃ガスと噴射混合気との混合による酸素濃度低下によりいわゆる“Flameless”燃焼が起きる可能性を指摘している⁽⁸⁾。しかし、これらの研究を含め、これまでの混合気噴流の淀み点保炎に関する研究は、いずれも希薄二段燃焼器の1段目への淀み点保炎の適用を目指したものではない。

最初に、メタン-空気均質予混合気を用いた理想的な燃焼条件で、LL2燃焼器の1段目用の淀み点保炎燃焼器の排出データを取得した⁽⁹⁾。この結果をもとに噴流保炎を1段目に利用した二段希薄燃焼器を設計し、メタン-空気均質予混合気の燃焼試験においてベンチマークとなる排出データを取得した。その結果、断熱火炎温度が1400 Kから1900 Kの範囲において完全燃焼（99.9%以上）と5 ppm（15%O₂換算値）以下の超低NOx排出が達成できることが明らかになった^{(10),(11)}。

次の段階として、我々のグループでは、液体燃料焚きガスタービンの燃焼器にLL2方式燃焼を適用することを想定し、液体燃料噴霧を、それを取り囲む空気噴流と同軸で燃焼室ドーム壁に噴射する淀み点保炎用のインジェクターを製作し、大気圧において灯油を燃料とし、排気性能の調査を行った。本報告には、その研究成果を記す。

2. 燃焼器概要

燃焼器の概略図を図1に示す。燃焼筒は内径直径80 mm、長さ200 mmの石英管2本の間にインジェクターを保持するためのセラミックス製のリングで構成されている。燃焼器ドームの端壁面はセラミックスファイバー製の円板で構成されている。排ガス評価試験分析の際は、NOx生成に影響が大きい火炎および燃焼ガスからの放射熱損失を可能な限り小さくするために石英管の外周を断熱材製半割円筒で覆っている。なお、この半割円筒は、火炎の観察や撮影時には取り外している。

インジェクターは燃焼室の中心軸上に取り付けられており、燃料噴霧と空気との混合気はドーム壁面に向けて噴射される。燃焼室底面を基準とした噴射孔の端面の位置は80 mmである。

図2にインジェクター先端の構造を示す。インジェクターは内部に環状液膜式二流体燃料微粒化ノズルが同軸に配置されている。内側の管から順に燃料、霧化用空気、空気噴流が供給される。以後、霧化空気流量を m_a 、空気噴流流量を m_j 、それらの和である全空気流量を m_o と表す。インジェクターの燃料管に供給された液体燃料は、インナースワラの6枚の羽根の内部を貫通する通路を通ってフィルマー内周面上に液膜状に広がり、フィルマー出口端下流で内周側と外周側を流れる同方向旋回気流によって微粒化される。インナースワラの旋回角は47度、アウタースワラの旋回角は45度である。ノズル外周

の環状流路を流れる空気噴流には旋回は与えられていない。ノズル出口およびノズル外側環状流路の開口面積はそれぞれ 18, 67 mm²である。

当初は出口径が絞られていないインジェクターを使用し、排気特性を調査した¹²。データの取得後、噴射孔において外側環状空気の流速分布を測定したところ、周方向の偏りがあり、NO_x排出削減に関し最良の性能が出ていない可能性のある懸念が出てきた。インジェクターのL字曲がりよりも下流の流路内に流れ分布調整用部材を挿入して流速の一様性を高めた。加えて、インジェクター出口口径を絞り、ノズルの先端からインジェクター出口までの距離を 5 mm から 1 mm に変更したものを製作した。その結果、改良前の実験と比べ、NO_x排出量を大幅に削減することに成功した。さらに、霧化用空気の旋回の有無が排気性能に及ぼす影響を調査するために、インナースワラとアウタースワラの角度を 0 度に変更したインジェクター (Non-Swirl と呼ぶ) も製作した。本論では、改良したSwirlタイプおよびNon-Swirlタイプのインジェクターを用いて取得した、より広範な試験条件での結果を報告する。

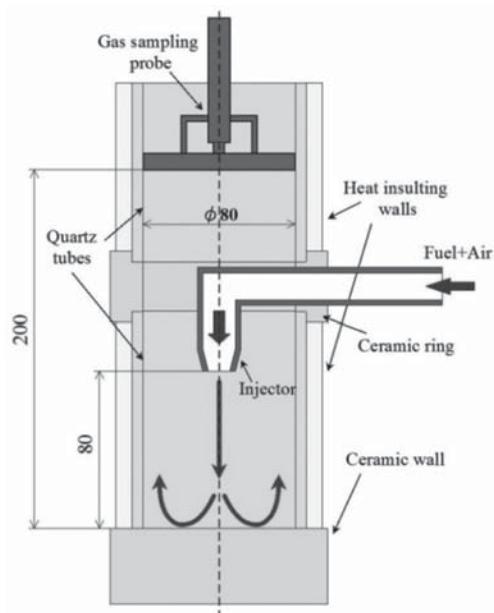


Fig. 1 Schematic drawing of combustion chamber.

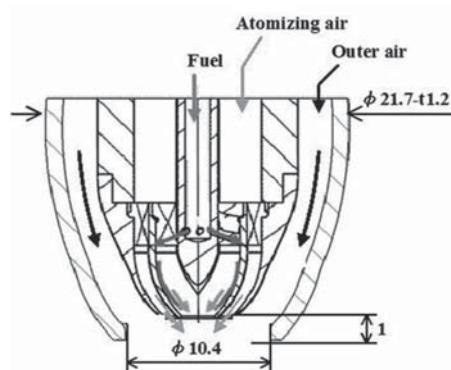


Fig. 2 Schematic drawing of pre-filming type twin-fluid atomizer.

排ガス採取には、直径 0.7 mm の吸入孔が 4 本のアルム部にそれぞれ 8 か所あけられている水冷式十字プローブを用いた。ガスサンプリングプローブの位置は燃焼器底面から 200 mm である。

3. 微粒化ノズルの微粒化性能と噴霧のMie散乱画像

使用した燃料微粒化ノズルは、環状液膜式二流体微粒化方式のもので、その微粒化性能の評価にはレーザ回折式粒径計測装置 (LDSA-SPR 1500A) を用いた。レーザビーム (有効径 9 mm) を、その中心軸がインジェクター出口中心から鉛直下方 30 mm に水平になるように設置し、微粒化ノズルから噴射され環状空気噴流に包まれて鉛直下向きに発達する噴霧の粒度分布測定を行った。排気評価試験における燃料流量 m_f の範囲 (0.20 ~ 0.35 g/s) およびインジェクターからの空気噴流の流量 m_a (標準 6.2 g/s, 5.7 ~ 6.7 g/s) における微粒化性能を代表できるよう空気噴流流量 m_j を 6.0 g/s、灯油の流量 m_f を 0.26 g/s に設定した。インジェクター噴射孔における空気噴流の断面平均流速は 59 m/s である。霧化空気圧 P_a は、排気評価試験における霧化空気流量 m_a の範囲 (標準 1.0 g/s, 0.5 ~ 1.5 g/s) をカバーできる 2 ~ 20 kPa の間で変化させた。

微粒化特性は、ザウタ平均粒径 SMD と累積粒径分布における 10%, 50%, 90% 径 (D_{10} , D_{50} , D_{90}) で評価した。これらの代表粒径および霧化空気流量 m_a の霧化空気圧に対する変化を図 3 に示す。同一霧化空気圧での霧化空気流量は、旋回が付与されている場合 (Swirl) には、そうでない場合 (Non-Swirl) の場合の約 0.7 倍になっている。同一霧化空気差圧での SMD の値を比較すると、Non-Swirl の方が一貫して 2 μ m ほど大きい。

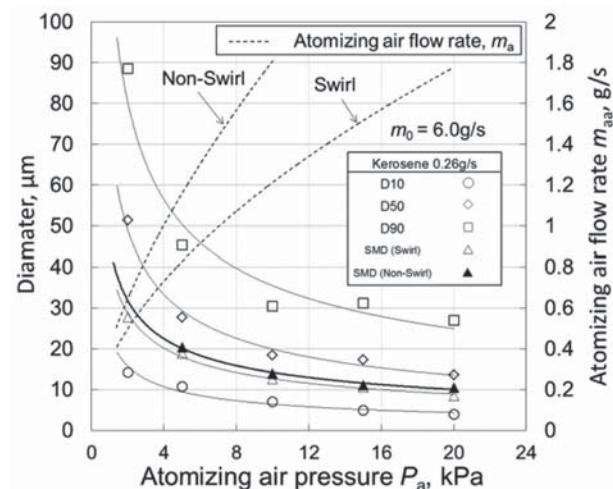
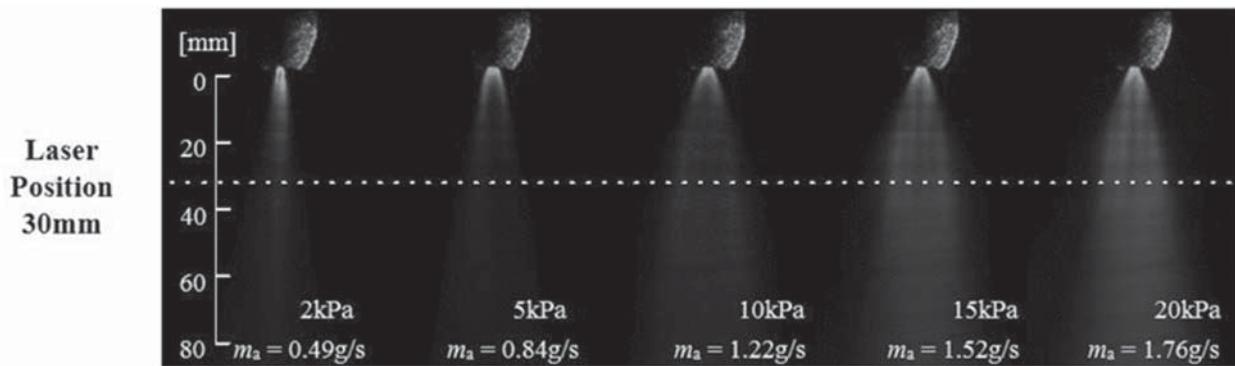


Fig. 3 Atomization and flow characteristics of pre-filming type twin-fluid atomizer.

排気性能試験における霧化空気流量の 0.5 ~ 1.5 g/s の変化に対応した SMD の値の変化を図 3 に示した情報に基づいて推定すると、Swirl では 28 μ m から 10 μ m に、

Fig. 4 Photographs of spray showing effects of atomizing air pressure, P_a , or m_a for $m_j = 6.0$ g/s and $m_f = 0.26$ g/s.

他方, Non-Swirlでは $35\mu\text{m}$ から $15\mu\text{m}$ へと小さくなる。液膜の気流微粒化による噴霧のSMDは, 気流の流速(あるいは空気差圧)に対しては $0.5\sim0.6$ 乗に反比例し, 気液比(AFR)に対しては概略 $(1+1/AFR)$ に比例して大きくなることが知られている¹³。微粒化性能試験でのAFRは $2\sim6$ の範囲にあるが, 排気性能評価試験でのAFRは, 前述の液体燃料および霧化空気流量の範囲から $1.4\sim7.5$ と計算され, 少少広い。SMDへのAFRの影響が上記の係数で表されるとすれば, AFRが最も小さい場合, SMDは図3のグラフから推定される値より最大で1.3倍程度大きい可能性が示唆される。

レーザーシート光照明によるMie散乱画像撮影により噴霧の構造を撮影した。図4の一連の写真は, NOx排出が低かったSwirlの場合のもので, 霧化空気圧力 P_a (あるいは霧化空気流量 m_a)に対する噴霧構造の変化の様子を示す。アルゴンイオンレーザーからのシート光が噴霧の右側から噴霧の中心軸を含むように照射されており, 画像にはインジェクター先端部の表面でのシート光の反射が写っている。撮影条件はシャッタースピード 2.0 s , 絞り値 5.6 , ISO感度 100 である。

液滴は霧化空気に与えられた旋回の影響を受けて外周の環状の空気噴流中に分散する。霧化空気圧の増大に伴い, 噴霧流の半径方向の拡がりが大きくなり, その水平断面における噴霧の一様性が向上するが, その程度は次第に飽和するようにみえる。インジェクター出口に近い領域では, 中心軸近傍は液滴密度が低く, 環状液膜微粒化の中空構造の特徴が見られる。なお, ここには示していないが, Non-Swirlタイプでは, 液滴の半径方向への拡がりが相当小さく, 燃料は中心軸の近傍に集まっていることが確認されている。

4. 実験装置および火炎撮影並びに排気分析

霧化空気の流量と旋回の有無, 空気噴流の温度, 空気噴流の流量, 当量比が排気性能に及ぼす影響を大気圧下において調査した。使用した実験装置の構成を図5に示す。燃料は灯油で, 無脈動式ポンプにより微粒化ノズルに供給した。霧化用空気および空気噴流用の空気は, コンプレッサー, ブロワからそれぞれ供給される。空気

噴流に使用する空気は, 電気ヒータで所定温度に予熱されたのち, インジェクターに供給される。その温度 T は, インジェクターの入り口でK型熱電対により測定した。ヒータから燃焼管までの管路は, 管内部からの熱損失を極力防ぐためにセラミックスファイバー製の断熱材で覆った。霧化用空気は, 燃料供給管路を流れる灯油のコーティングを防ぐために常温で供給した。

排気測定にはHORIBA製MEXA-9110Hを使用し, 標準の分析方法によりCO, CO₂, THC, O₂, NOxを測定した。排気分析の際には, ガス分析計のすべての成分について濃度の表示値が定常な状態を示すことを確認してデータを取得した。連続して採取された排気サンプル中の各成分濃度から計算された当量比 ϕ は, リアルタイム表示されるようにし, その値を見ながら目標の当量比の値になるよう燃料流量を調節した。念入りに校正した流量計を用いた結果, 設定した当量比の値と分析値とは非常によく一致した。設定当量比は希薄保炎限界近くから0.7まで0.05ステップで変化させた。火炎撮影にはCANON製EOS 50Dを使用し, 絞り値4.6, ISO感度2000で撮影した。また, SwirlタイプとNon-Swirlで火炎の輝度が異なるため, それぞれのタイプにおけるシャッタースピードはそれぞれ $1/20\text{ s}$, $1/80\text{ s}$ とした。

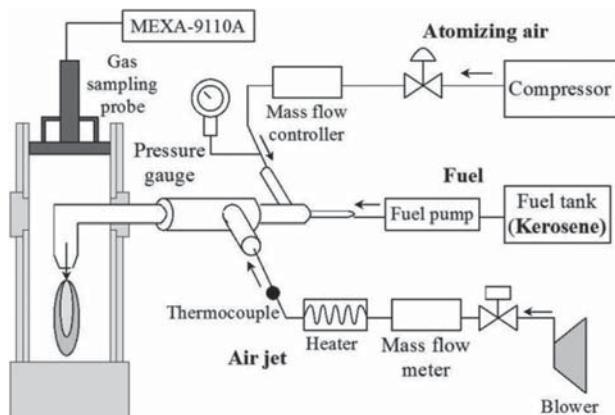


Fig. 5 Experimental setup.

5. 実験結果

5.1 霧化空気の流量および旋回付与の影響

空気噴流温度 $T = 373, 473, 573$ Kにおいて、空気噴流の流量 m_j と霧化空気流量 m_a との和である全空気流量 m_o を 7.2 g/s に固定した。霧化空気流量を段階的に変化させることにより、燃料の微粒化レベルが排気性能に及ぼす影響を調査した。 $T = 373, 473$ においては、霧化空気流量 m_a を $0.5 \sim 1.5$ g/s の範囲で変化させた。 $T = 573$ Kでは、 $m_a = 1.0$ g/s以下の場合、空気噴流流量 m_j が 6.2 g/s以上になり、プロワの吐出能力を超えててしまうため、 $m_a = 1.0 \sim 1.5$ g/sの範囲で実験を行った。使用した灯油の分留点は約 $420 \sim 550$ Kであるので、試験した空気温度 $373, 473, 573$ Kは、順に初留点以下、途中、最終分留点以上である。この節では、それぞれの空気温度におけるいくつかの霧化空気流量における火炎写真の代表例として当量比 0.5 のときの画像、並びに NO_x 排出と燃焼効率のグラフを示しているが、それらの解釈には微粒化レベルに関する情報が欠かせない。ここで、当量比は燃料流量と全空気流量の比に基づいた値で、全空気流量 $m_o = 7.2$ g/s で当量比 0.5 のときの燃料流量 m_f は、空気温度によらず一定で 0.24 g/s と決まる。この燃料流量では粒径計測を行っていないが、 $m_f = 0.26$ g/s で行った噴霧特性計測により得られた図 3 のデータを基に前述の SMD に与える気液比の影響を表す補正式を用いると、差異は最大でも 2.6% に留まると推定される。そこで、図 3 のグラフから求めた Swirl タイプと Non-Swirl タイプにおける各霧化空気流量での SMD の値を、微粒化レベルの目安として利用できるよう表 1 に示しておく。

Table 1 Estimated SMD's for different atomization air flow rates.

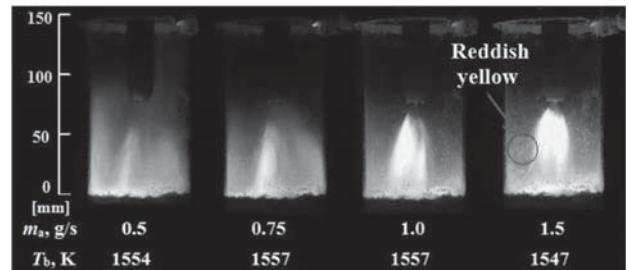
m_a , g/s	0.5	0.75	1.0	1.5
SMD, μm	Swirl	28	19	15
	Non-Swirl	35	28	23

(a)空気温度373K

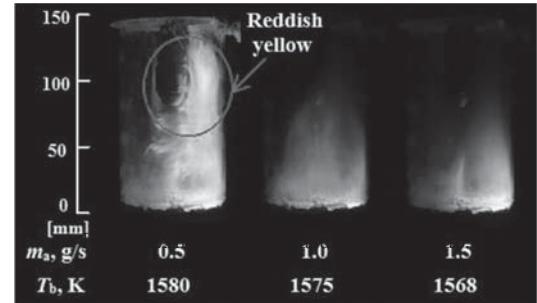
火炎の変化

図 6 (a) および (b) は、それぞれ Swirl タイプの場合と Non-Swirl タイプの場合の当量比 0.5 における火炎形状の霧化空気流量に対する変化を示す。

Swirl タイプの場合、インジェクターの噴射孔から離れた位置に前縁を持つ浮き上がり火炎が形成され、その火炎はドーム壁面まで伸びている。注目すべき点は、霧化空気流量を増加させるほど、インジェクター噴射孔から火炎の前縁までの距離、すなわち浮き上がり高さが短くなることである。霧化空気流量が多い場合は、火炎の全長が短く、火炎前縁に近い領域で輝度が高い様子が観察できる。これはインジェクター噴射孔の赤熱度合いの違いとしても捉えられる。一方、少ない場合は、薄く青みがかった火炎がインジェクター噴射孔から 20 mm ほど離れた位置を起点に発達し、ドーム壁面に



(a) Swirl (Shutter speed 1/20 s)



(b) Non-Swirl (Shutter speed 1/80 s)

Fig. 6 Photographs of flames showing effects of atomizing air mass flow rates, m_a , on flame structure for $m_o = 7.2$ g/s, $T = 373$ K and $\phi = 0.5$.

衝突して反転し、インジェクター噴射孔の高さまで伸びている。ここで、表 1 の各霧化空気流量に対する噴霧の SMD の値の一覧を活用すると、最も霧化空気流量が少ない $m_a = 0.5$ g/s の時の SMD は、最も霧化空気流量が多い $m_a = 1.5$ g/s の時に比べ 3 倍弱大きくなり、90% 粒径も、これと同じくらい大きくなると推定される。微粒化がよい燃料噴霧ほど燃料液滴の蒸発が速く、インジェクター噴射孔により近い位置で可燃性の混合気が形成されるため、火炎前縁はより上流に位置すると考えられる。

また、霧化空気流量が最も多い $m_a = 1.5$ g/s の場合、ドーム壁面まで伸びる輝度の高い青炎の外周部に粗大粒子による燃料蒸気の燃焼と考えられる複数の独立したオレンジ色の輝炎のストリームが観察できる。3 節の図 4 の噴霧流の Mie 散乱画像が示すように、燃料液滴は霧化空気流量の増加により半径方向への分散が促進される。そのため運動量が大きい粒径の大きな液滴は、外側環状流路から噴射される空気の層を貫通し、燃焼器出口方向に流れる既燃ガス流中に飛び込み、局所的に燃料過濃なスポットとして燃焼することが示唆される。

一方、Non-Swirl タイプの場合では、霧化空気流量が最も少ない $m_a = 0.5$ g/s でドーム壁部に青炎が確認されるが、噴霧が壁面に衝突し、燃焼器出口方向に向かうにつれて火炎は青から赤みがかった色に変化し、拡散火炎のような状態で燃焼する。霧化空気流量を増加させると、燃焼器ドーム壁面の周囲で青みがかった火炎が形成されるようになる。このタイプには霧化空気に旋回が与えられていないので、燃料液滴が分散された霧化用空気の噴流と温度が高い空気噴流が混ざり合いにくく、Swirl タイプと比べて液滴の蒸発が大幅に遅れる。また、燃料が

中心軸の周囲に偏在し、燃料と空気との混合はミクロにもマクロにも不十分な状態になっていると推測できる。

排気特性

断熱火炎温度 T_b に対するNOx排出と燃焼効率のグラフを図7に示す。縦軸は、酸素濃度15%の状態に換算したNOx濃度の値を対数尺で表示している。断熱火炎温度の値は、NASA-CEAプログラムによる平衡計算で求めている。なお、計算においては、霧化空気温度と燃料温度は、常に298 Kで一定とした。本論で“完全燃焼”と表記するのは、燃焼効率が99.9%以上の場合である。

SwirlタイプのNOx濃度は、霧化空気流量を増加させると減少し、 $m_a = 0.75$ g/sにおいて極小値をむかえるが、その後は増加し、 $m_a = 1.5$ g/sで最大値をとる。霧化空気流量 $m_a = 0.75$ g/sにおける希薄保炎限界 ϕ_{LFL} はほぼ0.45で、そこでのNOx濃度（15%O₂換算値）は2 ppmであり、優れた保炎性と超低NOx燃焼が実現されていることが分かる。 $m_a = 0.75$ g/sから霧化空気流量を増加させた場合、燃料液滴の微細化が促進され、液滴の蒸発時間が短くなる。さらに、図4に示すように、燃料噴霧は半径方向へ拡大し、既燃ガスと接触する可能性が高くなる。そのため、燃料噴霧と空気との混合が十分進む前に可燃混合気が外周部を流れる既燃ガスによって着火し、燃焼が始まっていることが示唆される。もう一つの原因として、図6において霧化空気流量が最も多い $m_a = 1.5$ g/sの場合に観察されたような、粗大液滴が空気噴流の層を貫通し、既燃ガス中に噴射されたことによって形成された輝炎のストリークの存在が挙げられる。これらの要因から、霧化空気流量が多い場合、NOx濃度が増加すると推測される。一方、 $m_a = 0.75$ g/sよりも霧化空気流量が少なく、相対的に微粒化が劣る場合には、可燃性の混合気の形成が遅るために、燃料液滴にはより長い蒸発時間が、また、燃料噴霧と空気との混合にもより長い時間が与えられると考えられる。霧化空気流量が0.75 g/sから0.5 g/sに減少すると、SMDは20 μ mから28 μ mに、D50は33 μ mから51 μ mへと急激に大きくなることが図3から読みとれる。したがって、霧化空気流量が少くなりすぎた場合、燃料と空気の混合時間は長く与えられるが、混合燃料液滴の蒸発が不十分なまま燃焼し、局所的に燃料濃度が高い部分が残ったまま燃焼が進む結果、NOx濃度は増加してしまうと推測される。

Non-Swirlタイプでは、希薄保炎限界 ϕ_{LFL} は0.40であり、Swirlタイプと比較して希薄側の保炎性に多少優れているが、全体的にNOxレベルは高く、保炎限界付近および高火炎温度域でのCO排出が相対的に多く、燃焼効率も低い。これは、主に燃料の偏在による局所温度分布の不均一性の増大によって説明される。また、霧化空気流量の0.5 g/sから1.5 g/sへの増大に対してNOx濃度は、Swirlタイプでは減少のち増大するのに対し、Non-Swirlタイプでは高流量の方が低い。しかし、NOx

濃度の変化の幅は、Swirlタイプと比較して小さい。

希薄予混合予蒸発燃焼では通常、微粒化の促進に伴い燃料と空気の混合が促進された結果、NOx濃度は減少するが、Swirlタイプのインジェクターを淀み点保炎噴霧燃焼器に適用した場合、それとは異なる傾向を示す。また、Swirlタイプでは霧化空気流量の変化にかかわらず完全燃焼が実現できる。

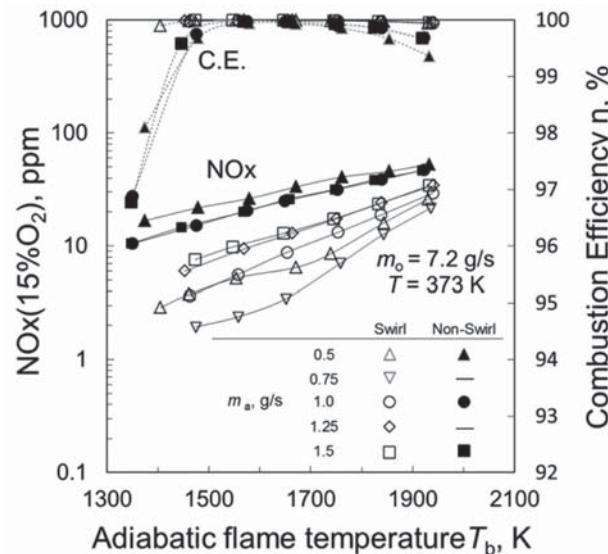


Fig. 7 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b , for different atomizing air mass flow rates, m_a . ($T = 373$ K)

(b)空気温度473K

火炎の変化

この空気温度における当量比0.5の時の代表的な霧化空気流量における火炎の写真を図8に示す。Swirlタイプでは、 $T = 373$ Kでの火炎と比較すると全体的に輝度が低くなり、青白い火炎が形成されることが分かる。また、霧化空気流量の多い $m_a = 1.5$ g/sの場合の火炎をみると、 $T = 373$ Kで青炎の周囲に確認された粗大液滴によるオレンジ色の独立した火炎はみられなくなった。また、Non-Swirlタイプでも、 $T = 373$ Kの場合と比較してドーム壁面の周囲に存在する青白い火炎の輝度が低下していることが分かる。ただし、火炎の形状はほとんど変化しない。上記の火炎輝度の低下やオレンジ色の独立した火炎の不出現、および火炎の色の変化は、空気温度が燃料の初留点より高いために燃料液滴の蒸発が促進され、空気噴流を貫通して既燃ガス中に飛び込むほどの粗大粒子がなくなったことや、燃料過濃ポケットの空間密度が減ったことによる。

排気特性

断熱火炎温度 T_b に対するNOxおよび燃焼効率の変化を図9に示す。Swirlタイプの場合、NOx濃度は、霧化空気流量を変化させると $m_a = 0.75$ g/sで最も低くなる。それ以上でも以下でもNOx濃度が増大する傾向は $T =$

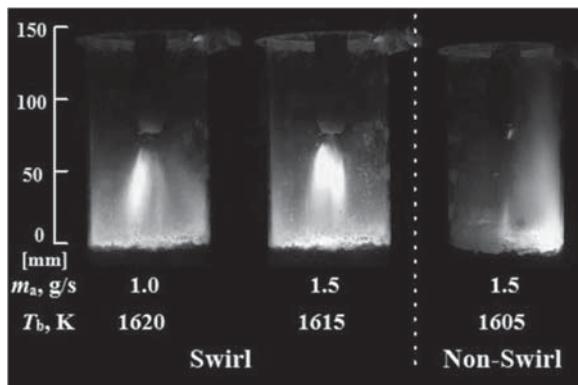


Fig.8 Photographs of flames showing effects of inlet air temperature, T and atomizing air flow rates, m_a on flame structure for $m_o = 7.2$ g/s and $\phi = 0.5$. ($T = 473$ K)
Shutter speed: 1/20 s (Swirl), 1/80 s (Non-Swirl)

373 Kでの結果と同じであるが、NOx濃度に及ぼす影響はほとんど小さい。これは、空気噴流の温度が燃料の初留点を超えて高いために噴霧の蒸発が促進され、均質度が高くなり、その微粒化レベルへの影響が小さくなっていることに起因している。また、約1900Kにおいて異なる微粒化レベルでのNOx排出データを表す線が交差している。これは、データ線の交差がみられない373 Kの時と比べて、NOx排出の断熱火炎温度 T_b への依存性が強くなつたためである。

(c)空気温度573K

火炎の変化

この空気温度における当量比0.5の時の代表的な霧化空気流量における火炎の写真を図10に示す。Swirlタイプでは $T = 473$ Kの火炎より一層輝度が低い青炎が形成されるが、Non-Swirlタイプでは輝度および形状の変化はほとんどないことが確認された。

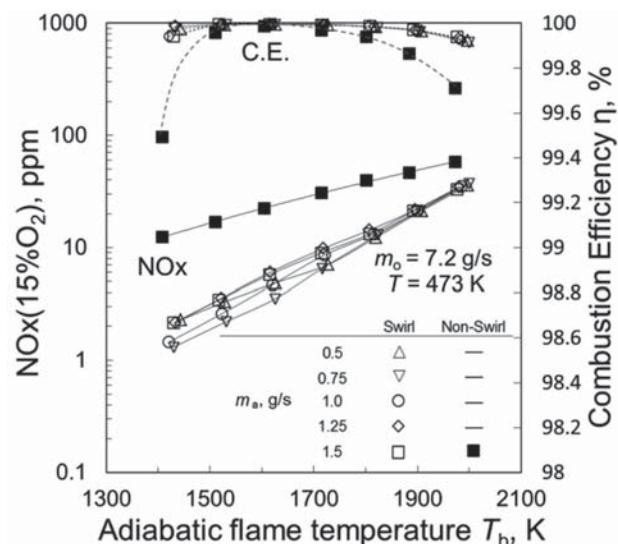


Fig.9 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b , for different atomizing air mass flow rates, m_a . ($T = 473$ K)

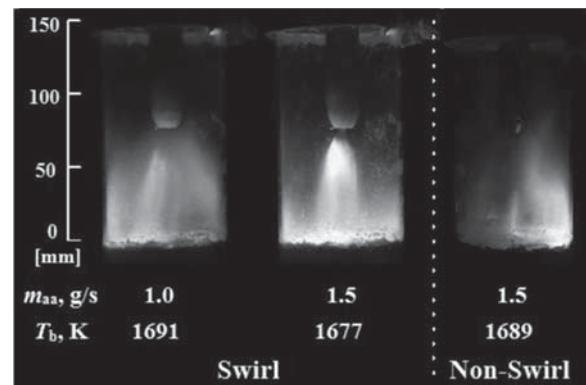


Fig.10 Photographs of flames showing effects of inlet air temperature, T and atomizing air flow rates, m_a on flame structure for $m_o = 7.2$ g/s and $\phi = 0.5$. ($T = 573$ K)
Shutter speed: 1/20 s (Swirl), 1/80 s (Non-Swirl)

排気特性

断熱火炎温度 T_b に対するNOxおよび燃焼効率の変化を図11に示す。燃料の最終分留点を超えるこの空気温度においては、蒸発が最も促進されるために燃料微粒化レベルの違いはNOx濃度にはほとんど影響を与えない。よって、Swirlタイプにおける排気特性は、空気噴流温度が高いほど、霧化空気流量がNOx濃度に与える影響は小さくなることが示された。

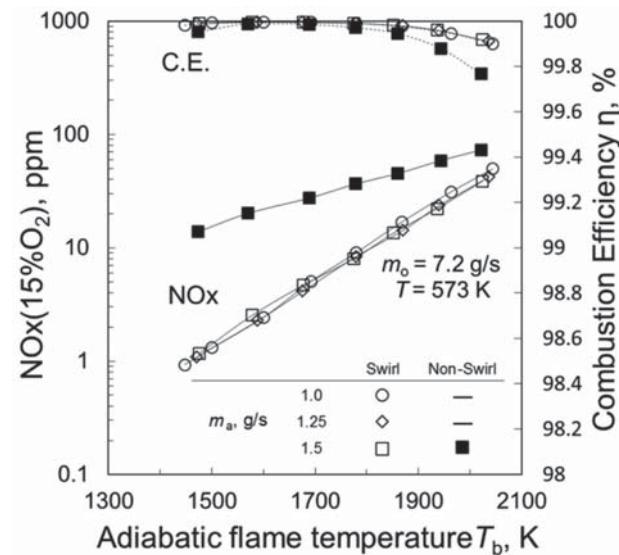


Fig.11 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b , for different atomizing air mass flow rates, m_a . ($T = 573$ K)

5.2 空気噴流流量の影響

上記の実験においては、全空気流量 m_o が7.2 g/sに固定されていたため、微粒化レベルを変化させるために霧化空気流量 m_a を0.5 g/sから1.5 g/sに増大させたのに伴い空気噴流流量 m_i は6.7から5.7 g/sに減少している。この変化が燃料噴霧の分散、噴流空気との混合、蒸発の過程を通してNOxの生成に及ぼす影響は、中央値6.2 g/sに対して8 %程度の範囲であることからそう大きくない

と予想されたが、追加実験として、噴霧液滴が外周により分散されやすいSwirlタイプのインジェクターを使用し、空気噴流流量 m_j を6.2 g/sに固定した状態で、霧化空気流量 m_a を変化させて排出を評価した。

空気噴流温度573 Kにおける結果を図12に示す。図11では断熱火炎温度の全範囲に亘り霧化空気流量 m_a の影響が見られないのとは対照的に、空気噴流流量一定での結果を示す図12では、小さいながらも有意な差異が認められる。NOx濃度は、全火炎温度の範囲に亘り霧化空気流量が最も少ない0.5 g/sでは最も高く、1.0 g/s、あるいは0.75 g/sの時に極小値をとる。 $m_a = 1.25$ および1.5 g/sでのNOx濃度と1.0 g/sでの値の差は、断熱火炎温度が1700 Kより低くなるにつれて拡大している。図12の $m_a = 1.0$ g/s時のデータは、先の全空気流量 m_0 固定でのNOx濃度を示す図11のものと同一である。

一方、空気噴流温度373, 473 Kにおける空気噴流流量一定での結果は、ここには示していないが、それぞれ図7、図9に示した全空気流量一定での結果と同様、NOx濃度は $m_a = 0.75$ g/sで極小となることが確認されている。

ここで、空気噴流流量一定でのNOx濃度と全空気流量一定でのNOx濃度とを同一断熱火炎温度で比較してみる。 $m_a = 1.25$ および1.5 g/sでは、空気噴流温度573 Kにおいては前者の方がわずかではあるが一貫して後者を上回っているが、空気温度473, 373 Kでは逆になっている。また、霧化空気流量が少なく、微粒化が悪い $m_a = 0.5$ および0.75 g/sでは、全空気流量一定での試験と空気噴流流量一定での試験におけるNOx濃度の差はさらに小さい。

霧化空気流量が1.0 g/sより多い場合、空気噴流流量一定での全空気流量は、全空気流量一定の場合よりも多く、同一断熱火炎温度では、その分、燃料流量も増加するが、その差は小さく、微粒化に影響する気液比が1に比べて十分に小さいことを考えると微粒化レベルは同等であると考えられる。そのことから、霧化空気流量が1.0 g/sより多い場合、空気噴流流量一定の試験では、全空気流量が全空気流量一定の試験と比較して多く、燃料流量も増加するために、ノズル中心軸近傍に存在する霧化空気と燃料による局所的な当量比が高くなり、NOxが増加すると考えられる。しかしながら、空気噴流温度が低い場合では、全空気流量一定の試験において、霧化空気流量を増加させると空気噴流流量が減少するために、空気噴流流量一定の場合と比較して噴霧液滴が燃焼器半径方向に分散しやすく、粗大液滴による輝炎のストリーケが増加し、NOxが増大すると考えられる。したがって、空気噴流温度が高い $T = 573$ Kの条件では前者の中心軸近傍に存在する局所当量比の影響が、空気噴流温度が低い $T = 373, 473$ Kの条件では後者の粗大液滴の分散の影響がNOxの生成に対して支配的な影響を及ぼしていると推測される。

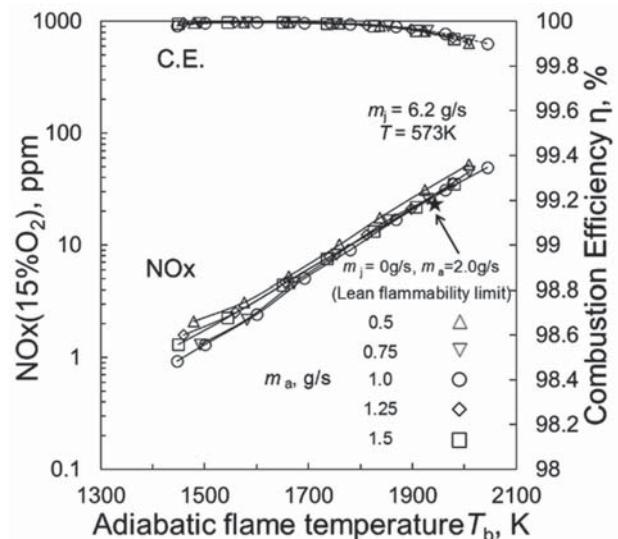


Fig.12 NOx emissions and combustion efficiency vs. adiabatic flame temperature, T_b , for different atomizing air mass flow rates, m_a . ($m_j = 6.2$ g/s)

空気噴流の影響に関する別の補足的な実験として、噴流空気を流さず、燃料微粒化ノズルから噴霧だけを噴射した場合の排気評価を行った。これまでよりも噴射された燃料液滴の空間の分散ははるかに高いはずである。全空気流量をこれまでの空気噴流を伴う場合に近づけたかったが、空気源の吐出圧で供給できるほぼ最大の霧化空気流量、 $m_a (=m_0) = 2.0$ g/sで試験した。この空気は、これまでの実験と同様、常温である。希薄側保炎限界は当量比で表現すると0.76で、空気噴流を伴う場合の値よりも相当高い。この増大は、燃料の分散が良好なことに起因している。この当量比でのNOx濃度のデータを図12に星印で示しているが、同一 T_b における噴流を伴う場合の最も低いNOx濃度よりわずかに低い程度である。以上の結果は、噴霧流を取り囲む空気噴流の存在は、希薄側における高い保炎性と超低NOx燃焼の実現に大きな役割を果たしていることを示している。噴霧だけの噴射では、インジェクター出口から噴射されて早い時期に高温の既燃ガスに触れて着火するため、空気温度が常温であることも関係して液滴の蒸発やその蒸気と空気との混合が進みにくい状況にあり、液滴が空間的によく分散されても、インジェクター出口では燃料噴霧の空間的分散が中心部に限定されている場合と比べNOx濃度は大差ないことになった、と考えることができる。

5.3 空気噴流温度の影響

混合気の均質性は、微粒化レベルの向上だけでなく、空気噴流温度の上昇による蒸発速度の上昇を通して、もたらされる。NOx濃度および燃焼効率に及ぼす空気噴流温度の影響を調べるために、3通りの空気温度における、それらの断熱火炎温度に対する変化を図13に比較する。空気噴流の流量はSwirlの場合 $m_a = 1.0$ g/s、Non-Swirlの場合1.5 g/sである。

Swirlタイプでは、各空気温度でのNOx濃度のデータ

点を結ぶ線は、断熱火炎温度 $T_b = 2000$ K 辺りで交わり、それらの勾配は空気温度の上昇に伴い増大している。2000 K以下の温度域では、NOx濃度は空気温度が高い方が低い。同一微粒化レベルにおいて、空気温度の上昇は燃料噴霧の蒸発を急速に促し、混合気の均質度が向上する。 $m_a = 1.0$ g/s、当量比0.55 ($m_f = 0.26$ g/s) のSMDは、表1から $15\mu\text{m}$ と推定されるが、空気温度573 Kでは m_a の影響がないことから、空間的な燃料分布の不均一さは残るもの、液滴は燃焼前にはほぼすべて蒸発を終えていると推察される。この空気温度条件ではNOx濃度は $T_b=1447$ Kにおいて完全燃焼の下に 1 ppm (15%O₂) を実現している。この時の当量比 ϕ は0.38であり、非常に希薄な条件下でも保炎が可能で、完全燃焼が実現できることを示している。また、 $T_b = 1800$ KでのNOx濃度は10 ppm (15%O₂) で、超低NOx排出といえる。

一方、Non-Swirlタイプでは、NOx濃度は、空気噴流温度の増加に伴ってNOx- T_b 線図の傾きがごくわずかに大きくなる傾向が見られるものの、Swirlタイプと対比すれば、実質的には空気噴流温度の影響を受けず、断熱火炎温度のみで決まるといえる。霧化空気に旋回が与えられていないがために空気噴流と噴霧液滴を運ぶ霧化用空気との混合や液滴が空気噴流中に分散されるのが相当難しく、あるいは遅れる。そのため、ノズルから噴射された燃料液滴は、蒸発促進に有効な、温度の高い空気噴流中に分散されにくく、燃料はインジェクターの中心軸の近傍により高い濃度で偏在し、拡散支配の燃焼も起きていることが、その主な原因と考えられる。今回の実験では、霧化空気は予熱されていないが、空気噴流と同様に予熱されている場合でも、低NOxには燃料液滴を空間的により一様に分散させることができずであり、霧化空気には旋回を与えることが重要である。

以上の結果により、Swirlタイプであれば、気流微粒化ノズルからの噴霧が環状の空気噴流によって囲まれた

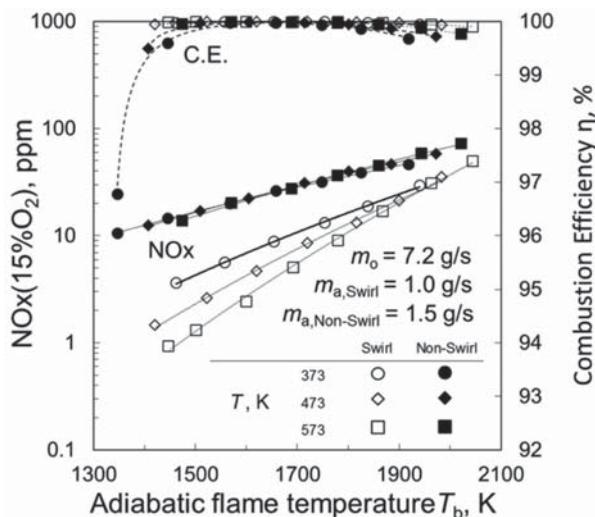


Fig.13 Effects of inlet combustion air temperature, T .

非予混合方式の噴流にもかかわらず、空気噴流温度が燃料の最終分留温度を超えるくらい高い場合には、断熱火炎温度1500 Kにおいて15%O₂換算で 1 ppm、1800 Kで 10 ppmの超低NOx排出と完全燃焼（燃焼効率99.9%以上）とを両立できることが示された。また、この実験での微粒化レベルで、十分なことも明らかになった。したがって、この研究の対象としたインジェクターは、燃焼器入口空気温度が燃料の最終分留温度よりも高いガスタービンや、特に再生サイクルのガスタービンの燃焼器に適しているといえる。

6. 液体噴霧と気体燃料の燃焼による排気の比較

5.3節において、NOx排出に対する霧化空気流量、すなわち微粒化レベルの影響は、噴流空気温度が灯油の初留点よりも低い $T = 373$ K 時には顕著であるが、その上昇に伴い急激に小さくなり、最終分留点よりも高い $T = 573$ K になると、ついには認められなくなることを記した。しかし、NOx排出に対する霧化空気流量の影響がみられないからといって、燃焼の前に燃料液滴がすべて完全に蒸発し、周囲の空気と混合し、ミクロにも、また、マクロなスケールで均質な混合気が形成されているとは考えられないし、実際、図10に示した $T = 573$ K における霧化空気流量1.0と1.5 g/sの火炎の構造は、NOx排出には差がないのに、著しく異なっている。

液体燃料の場合、気体燃料と異なり、燃料空気の予混合化には蒸発過程を伴う。この蒸発過程の有無によってNOx排出がどの程度影響を受けるのか、実験的に調べた。液体灯油をその蒸気で代替して、その燃焼による排出と比較するのが理想的であるが、既存の実験装置を用いて実施するため、気体のメタンを用いることにした。インジェクターから噴射される前の燃料と空気との混合の違いの影響についても調べるために（I）二流体微粒化ノズルの燃料配管にメタンを供給した場合と（II）インジェクターの噴流用空気流路にメタン-空気予混合気を供給した場合の2ケースについて実験した。空気温度は573 Kで、メタンはスワーラを備えた同一の微粒化ノズルから噴射し、灯油噴霧の場合と条件をできるだけ合わせるために霧化用空気も同量供給した。全空気流量 m_o と霧化空気流量 m_a は、それぞれ7.2 g/sおよび1.0 g/sに設定した。

以下の説明において、灯油の噴霧の場合をKerosene spray、上記（I）の場合をNon-premixed methane-air、（II）の場合をPremixed methane-airと呼んで区別する。

上記の3ケースにおけるNOx排出、燃焼効率を断熱火炎温度に対して示したグラフを図14に示す。図中の太い実線は、G. Leonardら¹⁴がいくつかの天然ガスの希薄予混合燃焼試験において得られていたNOx排出データを断熱火炎温度で整理し、“Nearly Perfect Premixer”に分類できるデータを総括して表す線である。本研究におけるPremixed methane-airに対して得られたデータ

は、 $T_b > 1800$ Kの高温度域においては、この線に驚くほどよく乗っている。一方、1800 ~ 1550 Kの領域では、断熱火炎温度への依存性が小さくなっているが、これと類似の傾向は著者らの以前の実験でも確認されており、Prompt NOの生成が支配的になっていることに起因している。

Non-premixed methane-airに対するNOx排出は、断熱火炎温度の全範囲にわたり Premixed methane-airよりも高く、蒸発過程がなく、拡散しやすいメタンでも、燃焼前に外周部の噴流空気と十分混合できないことを示している。NOx排出の T_b への依存性の強さは、Thermal NOが支配的と考えられる高火炎温度域においてはPremixed methane-airのそれに近いが、低火炎温度域では先に述べたprompt NOの生成の特徴が反映されてか、Premixed methane-airの場合ほどではないが、弱まっている。Kerosene sprayのNOx排出は、Non-premixed methane-airの排出の約1.5倍で、高火炎温度域に限ればPremixed methane-airの排出の約2倍である。 T_b への依存性の強さを表す傾斜はNon-premixed methane-airのに近い。

上記の灯油とメタンのNOx濃度の差は、主としてインジェクター内の燃料ノズルから噴射される燃料が気体であるか、液滴であるかの違いによると考えられるが、燃料種が同一でないことの影響が無視できるか、検討が必要である。メタンは燃焼熱が灯油より小さいので、混合気温度が同一のとき同一断熱火炎温度を得るためにより化学量論的に多くのメタンを燃焼させる必要がある。その結果、Zeldovich機構によるThermal NOの生成に直接影響するO原子とN原子の濃度に違いを生じる。それらの濃度は、化学平衡を仮定するとO₂とN₂の平衡濃度と関係づけることができる。NO生成速度として、Bowmanが提唱した式^[15]

$$\frac{d[NO]}{dt} = 6 \times 10^{16} T_{eq}^{-0.5} e^{(-69090/T_{eq})} [O_2]_{eq}^{0.5} [N_2]_{eq}$$

によると、灯油-空気予混合燃焼におけるNO生成速度は、 $T_b=2000$ Kではメタン-空気予混合燃焼のそれより10%程度大きいが、1500 Kでは3%程度にとどまることが予測された。NO排出がNO生成速度に比例すると仮定し、メタンのNOx排出と比較できるよう灯油の実測データを補正したが、図中の破線が示すように比較の上ではNOx- T_b 線図に実質的な影響はない。したがって、上記の灯油とメタンによるNOx排出の差は、燃料組成の違いではなく、液滴か、気体か、すなわち予混合化に際して蒸発過程が必要か否かの違いによると考えてよい、といえる。

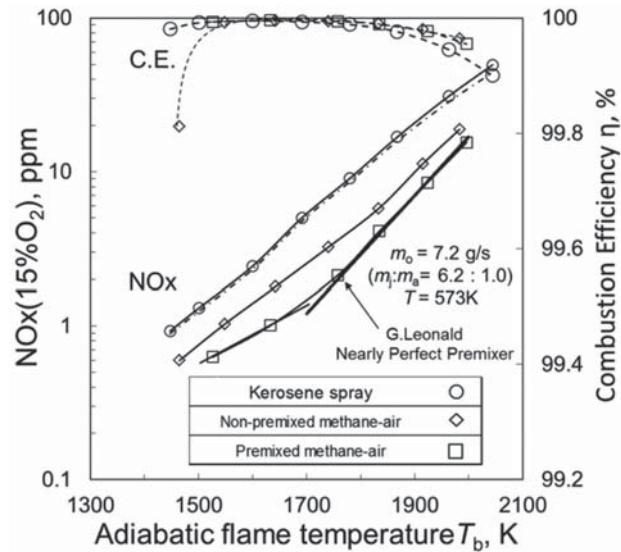


Fig.14 Comparison of NOx emissions (15% O₂) in liquid- and gas-fueled mode operations.

6. 結論

本研究においては、著者らが提案するLL2方式の液体燃料仕様ガスタービン燃焼器の1段目に淀み点保炎を採用することを想定し、淀み点保炎霧化燃焼における微粒化レベル（霧化空気流量）、霧化空気への旋回の付与の有無、噴流空気温度、全体当量比がNOx排出および燃焼効率に及ぼす影響を調査した。燃料の灯油は、インジェクター内に同軸配置された環状液膜方式の二流体微粒化ノズルにより霧化され、外周の環状流路からの空気と同軸で燃焼室ドームに向けて噴射された。また、同一燃焼装置を用い灯油を気体メタンで代替して排気特性を評価し、燃料の蒸発過程の有無がNOx排出に及ぼす影響を調べた。

主な結論は以下の通りである。

- (1) 霧化空気に旋回を付与しない方式の微粒化ノズルを使用した場合には、NOx排出に対する微粒化レベルや空気温度の影響はほとんどなく、NOx排出レベルは実質的には断熱火炎温度だけできる。
- (2) 旋回を付与した場合には、そうでない場合よりも常にNOxレベルは低い。空気温度が燃料の初留点より低い場合には、微粒化レベルによる違いは明確に認められるが、空気温度の上昇に伴い、その影響は小さくなり、最終分留点を超える空気温度ではなくなる。
- (3) NOx排出は空気温度の上昇に伴って減少し、最終分留点を超える空気温度では、断熱火炎温度1450Kで1 ppm、1800 Kで10 ppm (15%O₂) の超低NOx排出と完全燃焼が実現できる。それでも、メタンの非予混合燃焼におけるNOx排出レベルの約1.5倍で、蒸発過程が均質な予混合気の形成を支配する因子である。
- (4) 燃料の初留点より低い空気温度においてみられたNOx排出がある微粒化レベルにおいて極小となるという特異な傾向は、微粒化レベルの違いによる火炎構

造の変化により説明できる。

(5)淀み点保炎噴霧では、吹飛び限界近くまで完全燃焼(燃焼効率99.9%以上)を維持できる。また、噴霧流を囲むインジェクターの環状空気噴流は、希薄側での保炎性能向上と超低NOx燃焼の実現に大きな力を持つ。

本研究の実施により、二段希薄燃焼器の1段目に淀み点燃焼器を導入するにあたって非常に有用なデータを取得することができた。この成果を活用し、その実用化に向けた研究を進めていく予定である。

謝辞

本研究を終えるにあたり、研究全般に関して終始御指導、御助言を頂いた宇宙航空研究開発機構 松浦一哲研究員、輪講関係者各位、また、インジェクターを製作して頂いた株式会社大村製作所ならびに本学ワークショップの皆様に感謝申し上げます。また本実験データの取得にあたり、酒井恒太君、中島優君には実験に協力して頂いたことを深く御礼申し上げます。

参考文献

- (1) C. E. Romoser, J. Harper, M. B. Wilson, D. W. Simons, J. V. Citeno and M. Lal, E-Class Late Fuel Staging Technology Delivers Flexibility Leap, GT2016-57964 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.
- (2) S. Hayashi, and H. Yamada, 2000, "NOx emissions in combustion of lean premixed mixtures injected into hot burned gas," Proceedings of the Combustion Institute, 28:2443-2449.
- (3) S. Hayashi, H. Yamada, and M. Makida, 2005, "Extending low-NOx operating range of a lean premixed-prevaporized gas turbine combustor by reaction of secondary mixtures injected into primary stage burned gas," Proceeding of the Combustion Institute, 30:2903-2911.
- (4) N. Aida, T. Nishijima, S. Hayashi, H. Yamada, and T. Kawakami, 2005, "Combustion of lean prevaporized fuel-air mixtures with hot burned gas for low NOx emissions over an extended range of fuel-air ratios," Proceedings of the Combustion Institute, 30:2885-2892.
- (5) S. Adachi, A. Iwamoto, S. Hayashi, H. Yamada, and S. Kaneko, 2007, "Emissions in combustion of lean methane-air and biomass-air mixtures supported by primary hot burned gas in a multi-stage gas turbine combustor," Proceedings of the Combustion Institute, 31:3131-3138.
- (6) H. Fujiwara, M. Koyama, S. Hayashi, and H. Yamada, 2005, "Development of a liquid-fueled dry low emissions combustor for 300kW class recuperated cycle gas turbine engines," GT2005-68645 Proceedings of GT2005 ASME Turbo Exposition, Nevada, USA.
- (7) P. B. Robarts, J. R. Shekleton, D. J. White, and H. F. Butze, 1976, "Advanced low NOx combustors for supersonic high-altitude aircraft gas turbines," ASME paper NO. 76-GT-12.
- (8) M. K. Bobba, P. Gopalakrishnan, J. M. Seitzman, B. T. Zinn, 2006, "Characteristics of Combustion Processes in a Stagnation Point Reverse Flow Combustor," GT2006-91217, Proceedings of GT2006 ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Barcelona, Spain.
- (9) 野崎浩太、廣井巧、中村聰志、山田秀志、林茂、2014、淀み点逆流燃焼における排気性能に及ぼす噴射形態の影響、第42回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集、pp. 249-254
- (10) T. Saitoh, T. Nakasu, T. Hiroi, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, "Emissions Characteristics of Combustion of lean secondary premixed gas jets injected into burned gas from primary stage by lean premixed combustion supported by Reverse jet flame holding," GT2016-56826 ASME Turbo Expo 2016: Seoul, South Korea.
- (11) 中須崇文、齋藤拓海、山田秀志、林茂、噴流保炎一次燃焼による燃焼ガスを二次希薄予混合気の燃焼反応に利用した二段燃焼法による超低NOx作動範囲拡大、2016、第44回日本ガスタービン学会定期講演会講演論文集、pp. 227-234
- (12) T. Hiroi, T. Saitoh, T. Nakasu, H. Yamada, S. Hayashi, 2016, "Effects of Atomization on Emissions in Reverse Flow Flame Stabilized Combustion," Asian Joint Conference on Propulsion and Power 2016, AJCPP2016-163: Takamatsu, Japan.
- (13) A. H. Lefebvre, Atomization and Sprays, 1989, pp. 238-272, Routledge.
- (14) G. Leonard, J. Stegmaier, "Development of an Aeroderivative Gas Turbine Dry Low Emissions Combustion System," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1994, Vol. 116/543.
- (15) T. C. Bowman, "Kinetics of Pollutant Formation and Destruction in Combustion," Progress in Energy Combustion and Science", 1975, 1: 33-45.