

■原著論文/ORIGINAL PAPER■

# 自己再循環型管状火炎バーナの NOx 排出特性

## NOx Emission Characteristics of a Self-recirculation Type Tubular Flame Burner

彭 宏偉・石 保緑・下栗 大右・石塚 悟\*

PENG, Hongwei, SHI, Baolu, SHIMOKURI, Daisuke, and ISHIZUKA, Satoru\*

広島大学大学院工学研究科 〒739-8257 東広島市鏡山1-4-1  
Hiroshima University, 1-4-1 Kagamiyama, Higashihiroshima, Hiroshima 739-8257, Japan

2013年9月10日受付; 2013年11月14日受理/Received 10 September, 2013; Accepted 14 November, 2013

**Abstract :** With use of the ejector effect of tangentially injected high-velocity gas streams, a self-recirculation type tubular flame burner has been newly designed and its NOx emission characteristics have been determined. The burner has eight tangential injectors, each of which a recirculation pass is connected. The extent of recirculation of the burned gas is varied by changing the number of the recirculation path opened. Results show that with an increase of the number of the recirculation path opened, the NOx emission is decreased. For the stoichiometric premixed combustion, the NOx concentration without recirculation is 84 ppm, which is reduced to 46 ppm when all the eight recirculation passes are opened. For the stoichiometric rapidly-mixed combustion, in which methane is injected through two injectors while air is injected through any of the other six injectors, the NOx concentration without recirculation is 75 ppm, which is reduced to 31 ppm for the other six recirculation paths opened. This value is further reduced to 9 ppm at an overall equivalence ratio of 0.8 (the air excess ratio of 1.25). The temperature distribution is determined along the burner axis and it is found that with an increase of the number of the recirculation path opened, the high temperature zone shrinks and its distribution is flattened below 1200°C for premixed and rapidly-mixed combustion. This suppression of high temperature zone may lead to significant reduction of NOx emission in the present burner.

**Key Words :** NOx, Tubular Flame, Self-recirculation, Premixed Combustion, Rapidly-mixed Combustion

### 1. 緒言

地球温暖化問題や大気汚染問題の深刻化に伴い、二酸化炭素などの温室効果ガスや窒素酸化物などの大気汚染物質の排出低減が急務となっており、一層の低減が小型の燃焼機器にまで求められている。例えば、平成21年3月10日施行された東京都環境局の低NOx・低CO<sub>2</sub>小規模燃焼機器認定要綱では、窒素酸化物の排出濃度に関し、小型ボイラ類の場合、気体燃料では60 ppm、液体燃料では80 ppm (いずれも酸素濃度0%換算)とされている。

窒素酸化物の排出を低減する方法としては、希薄予混合燃焼、排気再循環、濃淡燃焼、水・水蒸気噴射、二段燃焼などがあるが[1]、最近、燃焼炉内で燃焼ガスを循環させる自己再循環型バーナが、低コストとコンパクト性から小型ボイラ用として注目されている[2-5]。

この自己再循環型低NOxバーナは、図1に示すように、ノズルより燃焼用空気をガイド(Guide)に沿って高速で炉内に吹き出し、その負圧を利用して再循環スペース

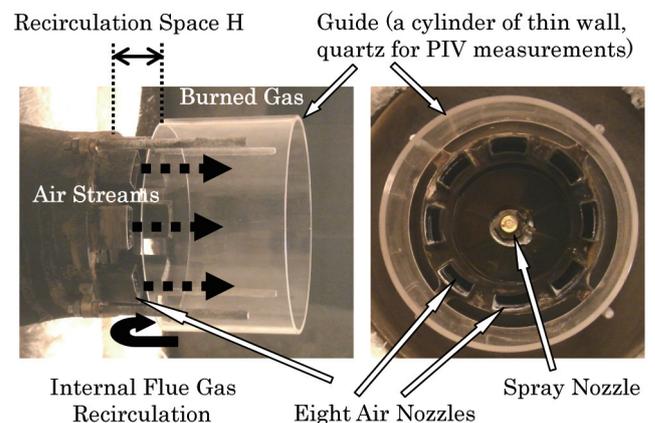


Fig.1 A self-recirculation type low NOx burner [3].

\* Corresponding author. satoru-ishizuka@hiroshima-u.ac.jp

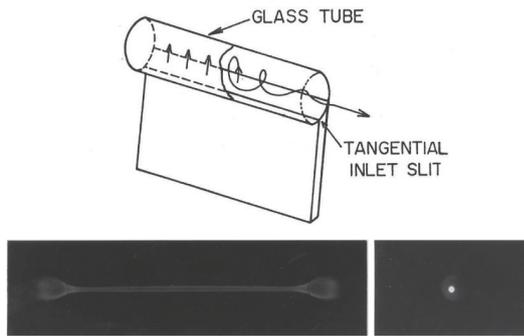


Fig. 2 A swirl type tubular flame burner (above) and the appearance of flame (below) [7].

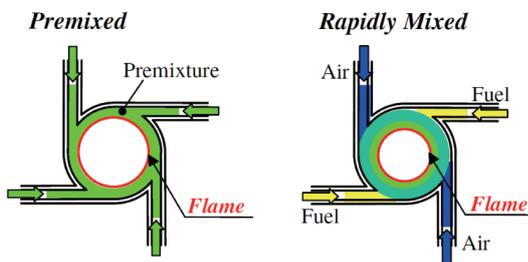


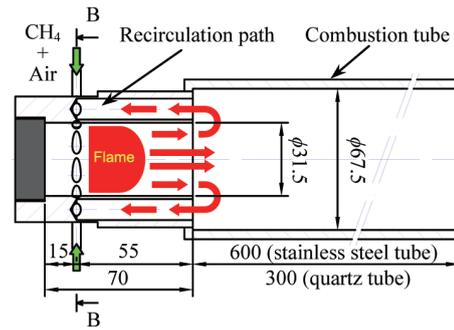
Fig. 3 Premixed and rapidly-mixed combustion [13].

(Recirculation Space) から燃焼ガスを引き込み、希釈された空気雰囲気中で灯油を噴霧燃焼させるもので、構造が単純なため既存のボイラ缶体に交換設置可能であるばかりでなく、NOx 排出値を、空気比 1.4 で循環無しの場合の 105 ppm から 21 ppm まで大幅に低減可能で、大きな注目を集めている。しかしながら、二酸化炭素排出削減に有利なメタンを燃料に用いた場合、過度の燃焼ガスの再循環は火炎のリフトと一酸化炭素の排出濃度の増加をもたらし、NOx 排出値を液体燃料である灯油以下にするのが難しい[6].

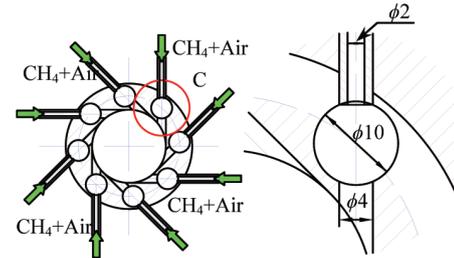
一方、最近の基礎燃焼学の成果に“管状火炎”(Tubular Flame)がある[7-10]. 管状火炎は、図 2 に示すように、ガラス管長手方向に設けられたスリットから可燃性混合気を接線方向に吹き出すと形成され[7], 温度分布の対称性から断熱性が高いうえに、流れの回転運動に対して空気力学的にも安定であり、広い燃料濃度範囲、広い流量範囲にわたって安定に形成できるという特徴を有する[10].

また、図 3 左のように、燃料と空気の予混合気を吹き出した場合は逆火の危険性があるが、燃料と酸化剤を別々に吹き出し、バーナ内で混合させる“急速混合”の燃焼でも、管状火炎が形成されることが示され、この逆火の起きない安全な方式を用いたバーナも開発されている[11-14].

そこで、本研究では、この安定性のよい管状火炎バーナに自己再循環法を適用した場合、NOx 値をどれだけ低減できるかについて実験的に調べることにした。燃料はメタンとし、熱出力は、第一段階として、小型シングルエンドのラジアントチューブ用バーナに対応した比較的小さな 10 ~ 20 kW とした。



(a) Injection part (left) and combustion tube (right)



(b) Section B-B (c) Section C (enlarged)  
Fig. 4 A 1.25 inch self-recirculation type tubular flame burner.

## 2. 実験装置および実験方法

図 4 に、今回製作した自己再循環型管状火炎バーナの概略を示す。バーナは、噴射部と燃焼管からなる。噴射部は、内径 31.5 mm (1.25 インチ)、長さ(噴射部閉端から噴射部開放端までの距離) 70 mm で、噴射部閉端から 15 mm のところにガスを接線方向に吹き出すインジェクターが 8 本、対称位置に取り付けられている。

その断面を図 4(b) に、また、一つのインジェクターについての拡大図を図 4(c) に示す。エジェクター効果により燃焼ガスを引き込むため、混合気を内径 2 mm のパイプから円周上に設けられた内径 4 mm の円孔を目指して高速で吹き出し、その負圧を利用して、ガス噴流とは直角方向に設けられた内径 10 mm の循環路から燃焼ガスを取り込む構造となっている。

なお、インジェクターの内径の決定にあたっては、後述するように、当量比 1 で熱出力 10 kW の場合の空気流量 9.53 m<sup>3</sup>/h を前提に、安定性の良い管状火炎を形成させるために内径 31.5 mm のバーナ内に吹き出す流速を 20 m/s 前後とし、これに合わせて円孔の内径を 4 mm とし、これに対して十分なエジェクター効果をもつ高速噴流を作り出すためインジェクターの内径を 2 mm とした。ちなみに、単純に 9.53 m<sup>3</sup>/h の空気を内径 2 mm のインジェクター 8 本から吹き出したときの流速は約 100 m/s、内径 4 mm の円孔を通過する時の流速は約 25 m/s となっている。また、循環路の内径は、既存のシングルエンドのラジアントチューブの内径 (66 mm) の範囲内でできるだけ大きな流路を確保すべく 10 mm とした。

なお、実験は、図 5 左に示すように、燃料と空気の予混

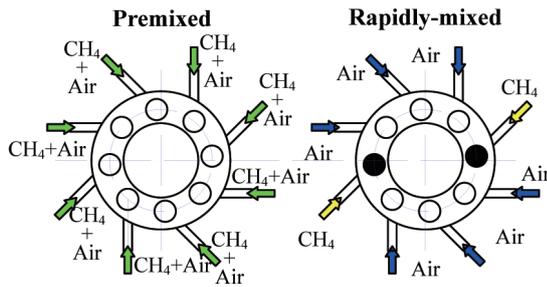


Fig. 5 Premixed and rapidly-mixed combustion for 1.25 inch self-recirculation type tubular flame burner.

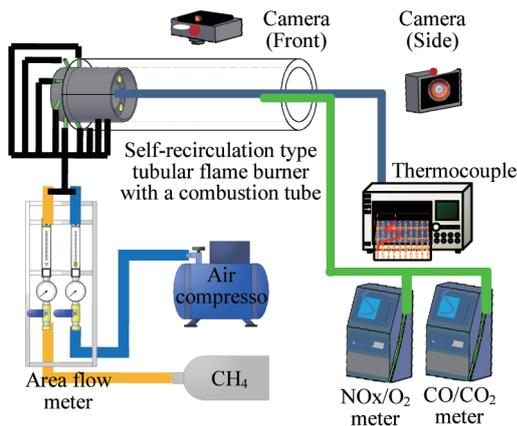


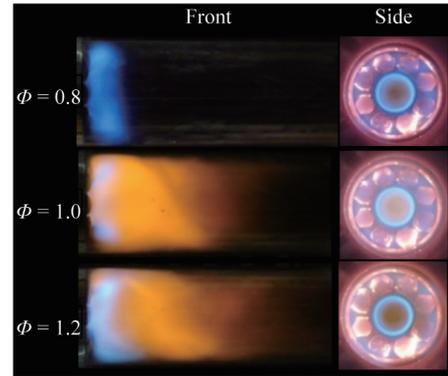
Fig. 6 Schematic of the experimental apparatus.

合気を 8 個のインジェクターすべてから均一に吹き出す予混合燃焼の場合と、図 5 右に示すように、6 個のインジェクターからは空気のみを、残りの 2 個からは燃料のみを吹き出す急速混合燃焼の場合の二通りについて行った。急速混合燃焼時、燃料の吹き出し流速は空気に比べ小さいので、燃料吹き出し部の循環路は常時塞いで実験した。なお、概算で求められるスワール数は、急速混合燃焼時 10.34 であり、管状火炎燃焼の成立条件を十分満たす大きな値となっている[13]。

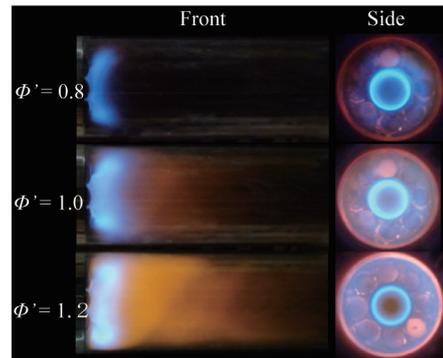
図 6 に、実験装置の概略を示す。火炎の撮影は、噴射部に長さ 300 mm、内径 68 mm の石英管を装着し、石英管長手方向(正面)と断面方向(側面)について行った。温度の測定は、長さ 600 mm、内径 67.5 mm のステンレス管を装着し、素線径 0.2 mm の Pt/Pt-13 % Rh 熱電対を中心軸上でトラバースさせ軸方向温度分布を求めた。

一方、NO<sub>x</sub> と CO の濃度の測定は、やはり長さ 600 mm、内径 67.5 mm のステンレス管を装着し、バーナ出口より 100 mm 上流の中心軸上でステンレス製のプローブ(島津, 638-93071-01)で採取し、それぞれ化学発光式 NO<sub>x</sub> 計(島津, NOA-7000)、赤外線ガス分析計(島津, CGT-7000)を用いて行った。

燃料のメタン、および、空気は、それぞれ高圧ポンプ、コンプレッサーから供給され、浮き子式流量計で流量を測定後、バーナへ供給される。噴射速度を同程度にするため、



(a) Premixed combustion



(b) Rapidly-mixed combustion

Fig. 7 Appearance of flames in the self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios (a: PM, b: RM, 0 path).

空気流量  $Q_{air}$  は、予混合燃焼の場合は  $9.53 \text{ m}^3/\text{N/h}$ 、急速混合の場合には  $7.5 \text{ m}^3/\text{N/h}$  一定とした。ちなみに、前者の当量比  $\phi = 1.0$ 、後者の完全混合を仮定した総括当量比  $\phi' = 1.0$  での熱出力は、それぞれ 10.0, 7.9 kW である。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1. 火炎外観

はじめに、長さ 300 mm の石英管を噴射部に接続し、循環路を全部塞いだ状態で(循環路数  $n = 0$ ) 燃料流量を変え、形成される火炎の外観を観察した。その結果を、図 7 に示す。図 7(a) は予混合燃焼(Premixed Combustion, 以下 PM と記す)、図 7(b) は急速混合燃焼(Rapidly-mixed Combustion, 以下 RM と記す)の火炎外観で、左は正面、右は側面の写真で、縮尺はほぼ等しくなっている。

まず、予混合燃焼時(図 7(a))、燃料流量が少なく、希薄な場合( $\phi = 0.8$ )、断面形状が円形の青炎が内径 31.5 mm の噴射部内に形成される。しかし、その先端は、長さ 70 mm の噴射部よりわずかながら出ていることが正面の撮影よりわかる。燃料流量を増やし、理論混合比の状態( $\phi = 1.0$ )になると、側面から撮影された火炎発光は強まり、火炎直径

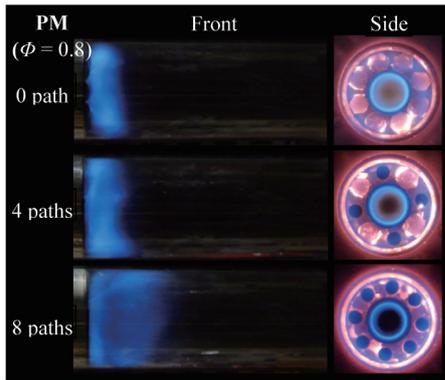


Fig.8 Appearance of flames when the number of recirculation path opened is increased for premixed combustion ( $\Phi = 0.8$ ,  $Q_{air} = 9.53 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ ).

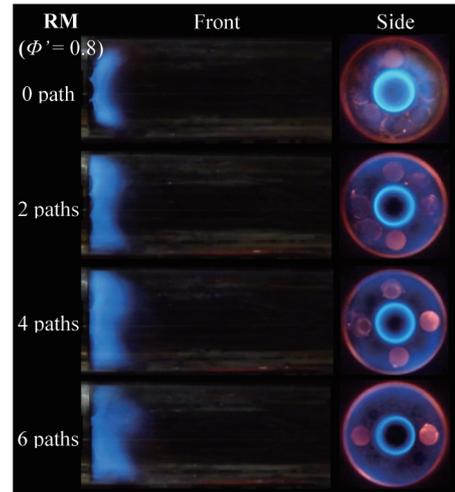


Fig.10 Appearance of flames when the number of recirculation path opened is increased for rapidly-mixed combustion ( $\Phi' = 0.8$ ,  $Q_{air} = 7.5 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ ).

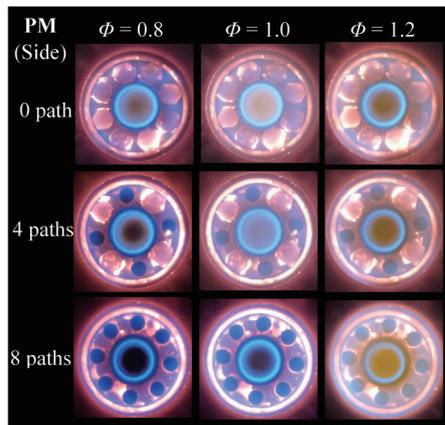


Fig.9 Variations of flame appearance with the number of recirculation path opened under a constant mixture equivalence ratio (PM, side view,  $Q_{air} = 9.53 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ ).

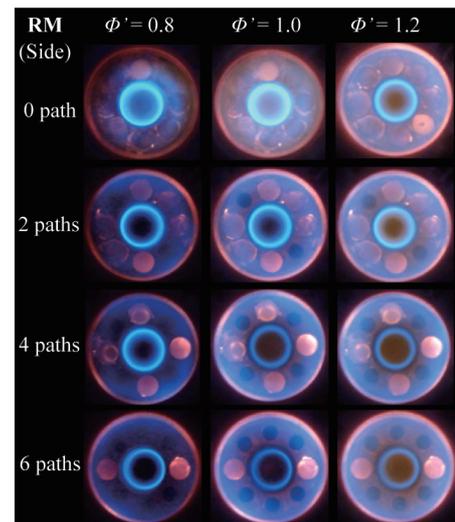


Fig.11 Variations of flame appearance with the number of recirculation path opened under a constant mixture equivalence ratio (RM, side view,  $Q_{air} = 7.5 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ ).

も増加するが、火炎長は短くなってほとんど噴射部内に入る。これは、混合気の燃焼速度が増加するため、正面から撮影された噴射部下流の発光は、高温の燃焼ガスの輻射によるものである。さらに燃料流量を増やし燃料過剰にすると ( $\Phi = 1.2$ )、火炎直径は減少し、その先端は伸びて噴射部より再び出る。

次に、急速混合燃焼時の火炎外観であるが (図 7(b))、いずれの総括当量比  $\Phi'$  の場合も、予混合燃焼時とほぼ同様な火炎が形成されていることがわかる。但し、 $\Phi' = 1.0$  では、青炎が噴射部下流まで長く伸びており、また、 $\Phi' = 1.2$  でも、噴射部下流で予混合燃焼時に比べ青炎を伴った燃焼が広く行われている様子がわかる。

次に、 $\Phi = 0.8$  の予混合燃焼で、循環路数  $n$  を 0, 4, 8 と変えた場合の火炎外観を図 8 に示す。この図で、耐熱材で塞がれた循環路は赤熱しているのに対し、塞がれていない循環路は暗く写っている。

さて、全閉の状態から循環路を開けて  $n = 4$  とすると、噴射部から飛び出している青炎の長さは増加し、さらに全開 ( $n = 8$ ) にすると、青炎はさらに下流に伸びる。このとき、

側面からの画像によれば、噴射部内部に形成されている管状火炎の発光帯は薄く、シャープな反応帯を伴って燃焼が行われているのに対し、噴射部下流の燃焼管内での発光はぼやけており、空間的に広がった緩慢な燃焼となっていることがわかる。

図 9 は、希薄 ( $\Phi = 0.8$ )、理論 ( $\Phi = 1.0$ )、過濃 ( $\Phi = 1.2$ ) 混合気それぞれに対し、循環路数  $n$  を増やしていった場合の側面からの火炎観察の結果である。いずれの場合も、噴射部内には、管状火炎が形成されている。その直径は、循環路数一定の条件では、総じて、理論混合気で最大で、希薄、過濃になると若干減少する。また、当量比一定の条件では、循環路を増やしていくと、直径は減少する傾向があり、一方、噴射部下流、すなわち、燃焼管内での燃焼量は増加し

ているように見受けられる。

次に、急速混合燃焼の場合の循環路数による火炎外観の変化を調べた。その結果を図10、図11に示す。図10は、総括当量比  $\Phi' = 0.8$ 、循環路数  $n = 0, 2, 4, 6$  の場合の火炎外観を示す。循環路数の変化が2個ずつなので、外観の変化も少ないが、燃焼ガスの再循環を行うと、噴射部下流域における青炎の燃焼量が増していることがわかる。

図11は、総括当量比  $\Phi' = 0.8, 1.0, 1.2$ 、それぞれに対し、循環路数を増やしていった場合の側面からの火炎観察の結果である。いずれの場合も、噴射部内には、管状火炎が形成されている。その直径は、循環路数一定の条件では、総じて、理論混合気で最大で、希薄、過濃になると若干減少する。また、当量比一定の条件では、循環路を増やしていくと、直径は減少する傾向があり、特に、循環路を全開した場合 ( $n = 6$ )、噴射部下流の燃焼管内での燃焼量が増していることがわかる。

### 3.2. 火炎安定範囲

次に、火炎安定範囲を測定した。その結果を図12に示す。図12(a)は予混合燃焼で循環路数  $n$  を0, 4, 8と変えて調べた場合、図12(b)は急速混合燃焼で、循環路数  $n$  を0, 2, 4, 6と変えて調べた結果を示す。なお、予混合燃焼では、インジェクターの数が8個なので、空気流量  $Q_{air}$  を  $11.4 \text{ m}^3/\text{N/h}$  まで吹き出すことができたが、急速混合燃焼では6個なので、空気流量は  $9 \text{ m}^3/\text{N/h}$  までしか吹き出せなかった。なお、この図で点線は、文献[15]の希薄可燃限界 ( $\Phi = 0.5$ ) と過濃可燃限界 ( $\Phi = 1.68$ ) である。

まず、予混合燃焼の場合(図12(a))、循環路を全部塞いだ条件で ( $n = 0$ )、空気流量  $Q_{air}$  を一定に保ちつつ燃料流量  $Q_{fuel}$  を減らしていくと、およそ当量比  $\Phi = 0.50$  でいずれの空気流量においても消炎する。一方、空気流量  $Q_{air}$  を一定に保ちつつ燃料流量を増加させると、およそ当量比  $\Phi = 1.50$  でいずれの空気流量においても消炎する。次に、循環路数  $n$  を4個に増やすと、火炎安定範囲は狭くなり、希薄、過濃それぞれの消炎限界における当量比は0.60と1.43となる。さらに、循環路数  $n$  を8個に増やすと、安定範囲はさらに狭くなり、希薄、過濃それぞれの消炎限界における当量比は0.70と1.32となった。

一方、急速混合燃焼の場合(図12(b))、まず、循環路を全部塞いだ条件 ( $n = 0$ ) の結果をみると、空気流量  $Q_{air}$  にかかわらず消炎限界での当量比の値は、予混合燃焼の場合と同様、ほぼ一定で、希薄限界、過濃限界での値もそれぞれ、0.50, 1.50と予混合燃焼の場合とほぼ等しくなった。循環路数が増えると、希薄、過濃限界における当量比の値は徐々にそれぞれ増加、減少し、火炎安定範囲は狭くなる。 $n = 6$  の場合、希薄、過濃限界の当量比の値はそれぞれ0.69, 1.34であった。

なお、ちなみに、循環路数が同じ4個の場合で、予混合燃焼と急速混合燃焼の希薄・過濃限界を比較すると、前者は0.60, 1.43、後者は0.61, 1.40で、急速混合の場合の方が

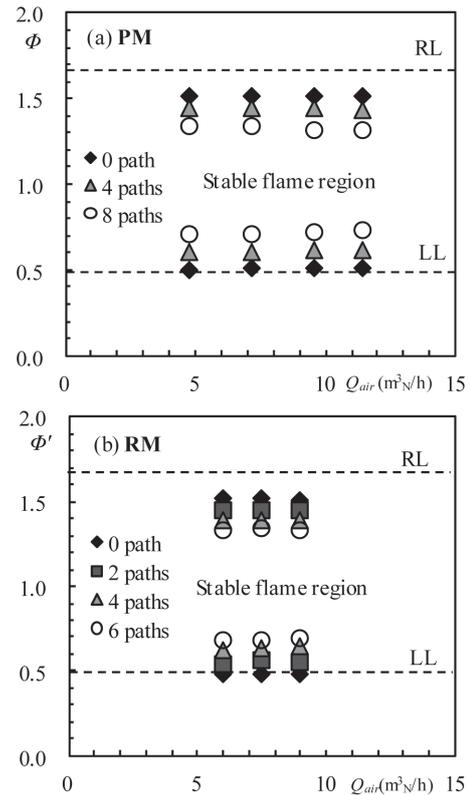


Fig.12 Stable flame region (a: PM, b: RM).

若干狭くなった。

### 3.3. NOx および CO の排出値

さて、長さ 600 mm のステンレス管を燃焼管として噴射部に接続し、燃焼管出口より 100 mm 上流に遡った管軸上で燃焼ガスを採取し、NOx 値と CO 値を測定した。その結果を図13と図14に示す。図中、NOx 値は、酸素モル濃度  $O_2 = 0\%$  に換算したものである。

まず、予混合燃焼について、空気流量を  $9.53 \text{ m}^3/\text{N/h}$  一定に保ちつつ燃料流量  $Q_{fuel}$  を変え、測定を行った。循環路数  $n = 0, 4, 8$  の場合の結果を、図13に示す。図13(a)はNOx 値、図13(b)はCO 値で、横軸は当量比  $\Phi$  である。

まず、NOx 値であるが(図13(a))、循環路数  $n = 0$  (全閉)の場合、理論混合気 ( $\Phi = 1.0$ ) で 84 ppm と高いが、燃料流量を減らし当量比  $\Phi$  の値を小さくすると NOx 値は徐々に減少し、当量比  $\Phi = 0.6$  では 9 ppm に低下する。循環路数  $n$  を4個に増やすと NOx 値は減少し、 $\Phi = 1.0$  で 59 ppm、 $\Phi = 0.6$  では 5 ppm となる。さらに循環路数  $n$  を8個(全開)に増やすと NOx 値はさらに減少し、 $\Phi = 1.0$  で 46 ppm となるが、 $\Phi = 0.6$  では消炎が起きる。

総じて、循環路数を4, 8と増やすと、循環路数0の場合と比べ、NOx 値は、当量比 1.0 で 84 ppm からそれぞれ約 30% (59 ppm), 45% (46 ppm)、当量比  $\Phi = 0.8$  (空気比 1.25) で、40 ppm からそれぞれ約 23% (31 ppm), 50% (20 ppm) 減少することがわかる。

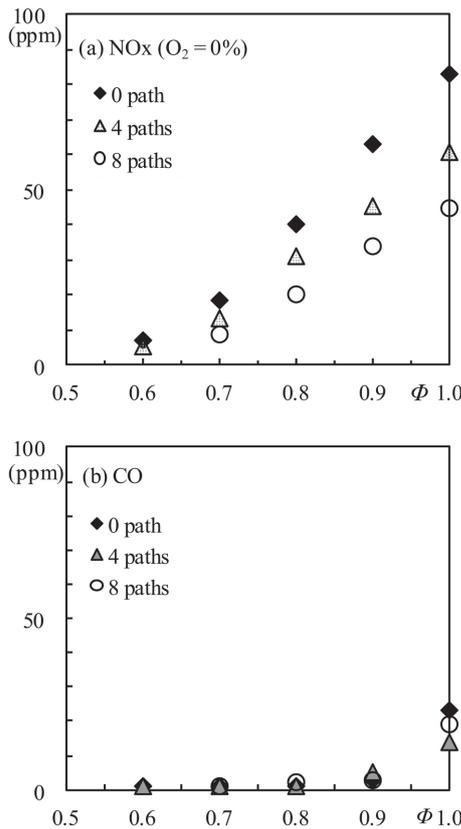


Fig.13 Variations of NOx and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion. (a: NOx converted at O<sub>2</sub> = 0 %, b: CO, Q<sub>air</sub> = 9.53 m<sup>3</sup>/h).

一方, CO 値であるが, 図 13(b) に示されるように, 理論混合気 ( $\Phi = 1.0$ ) では,  $n = 0, 4, 8$  それぞれの場合 23, 14, 19 ppm と若干高い値をとるが, 実用上使用される当量比 0.9 以下 (空気比 1.1 以上) では, 数 ppm 以下であり, 特に, 当量比  $\Phi = 0.6\sim 0.8$  の範囲では CO が 2-3 ppm と低く, 完全燃焼していると思なすことができる. したがって, 当量比  $\Phi = 0.6\sim 0.8$  (空気比 1.25 ~ 1.67) の範囲では, 循環路を全開 ( $n = 8$ ) にすると NOx 値 20 ppm 以下, CO 値数 ppm 以下の完全燃焼が得られることが明らかになった.

次に, 急速混合燃焼について, 空気流量を 7.5 m<sup>3</sup>/h 一定に保ちつつ燃料流量  $Q_{fuel}$  を変えて測定を行った. 循環路数  $n = 0, 2, 4, 6$  の場合の結果を図 14 に示す. 図 14(a) は NOx 値, 図 14(b) は CO 値で, 横軸は総括当量比  $\Phi'$  である.

まず, NOx 値であるが (図 14(a)), 循環路数  $n = 0$  (全閉) の場合, 理論混合気 ( $\Phi' = 1.0$ ) 付近では予混合燃焼時と同様 75 ppm と高いが,  $\Phi'$  の値を小さくしていくと減少し,  $\Phi' = 0.7$  付近で 20 ppm,  $\Phi' = 0.58$  で 2 ppm に低下した後, 消炎する. 循環路数  $n$  を 2 個に増やすと NOx 値は減少し, 当量比  $\Phi' = 1.0$  付近で 52 ppm,  $\Phi' = 0.7$  付近で 15 ppm となるが,  $\Phi' = 0.64$  付近で消炎する. さらに循環路数  $n$  を 4 個に増やすと NOx 値はさらに減少し, 当量比  $\Phi' = 1.0$  付近で 39 ppm,  $\Phi' = 0.72$  で 4 ppm となるが, この付近で消炎する.

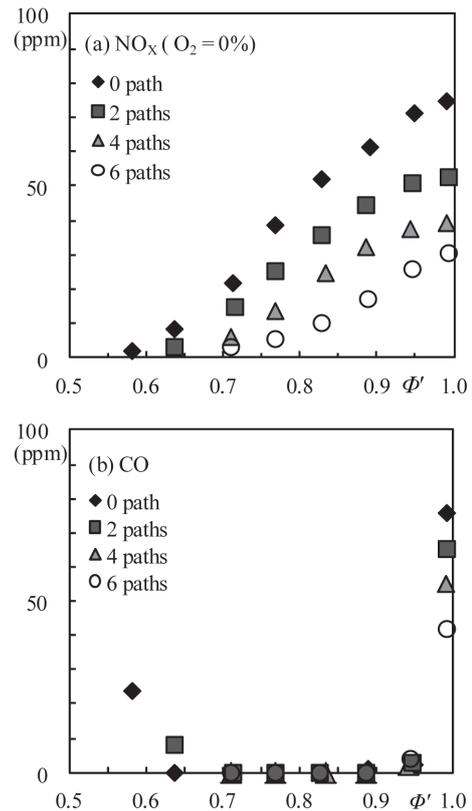


Fig.14 Variations of NOx and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for rapidly-mixed combustion. (a: NOx converted at O<sub>2</sub> = 0 %, b: CO, Q<sub>air</sub> = 7.5 m<sup>3</sup>/h).

最後に, 循環路  $n = 6$  (全開) の場合, NOx 値はさらに減少し, 当量比  $\Phi' = 1.0$  付近で 31 ppm,  $\Phi' = 0.72$  では 3 ppm となるが,  $\Phi' = 0.69$  で消炎する. なお, 循環路数  $n = 2, 4, 6$  での NOx 値を循環路数  $n = 0$  での NOx 値と比べると, 当量比 1.0 付近では 75 ppm に対しそれぞれ約 31 % (52 ppm), 48 % (39 ppm), 59 % (31 ppm), 当量比 0.8 (空気比 1.25) では, 47 ppm に対しそれぞれ約 34 % (31 ppm), 60 % (19 ppm), 81 % (9 ppm) 減少することがわかる.

一方, CO 値は, 図 14(b) に示されるように,  $\Phi' = 1.0$  付近では, 循環路数  $n = 0, 2, 4, 6$  の場合, それぞれ 76, 61, 54, 41 ppm と高い値をとるが, 実用上使用される当量比 0.9 以下 (空気比 1.1 以上), 特に  $\Phi' = 0.7\sim 0.9$  の範囲では CO が 2-3 ppm と低く, 完全燃焼していると思なせることがわかる. しかし, 当量比が 0.63 以下では CO 値は逆に増加し, 不完全燃焼となる.

以上, 急速混合燃焼では,  $\Phi' = 0.7\sim 0.9$  (空気比 1.1 ~ 1.43) の範囲では, 循環路を全開 ( $n = 6$ ) にすると NOx 値が 20 ppm 以下の完全燃焼が得られることがわかった.

参考に, 予混合燃焼と急速混合燃焼の NOx 値を当量比 1.0 で比較すると, 熱出力が予混合では 10 kW, 急速混合では 7.9 kW の違いはあるが, 循環路  $n = 0$  の全閉では, 前者 84 ppm, 後者 75 ppm, 循環路数  $n = 4$  では, 前者 59 ppm,

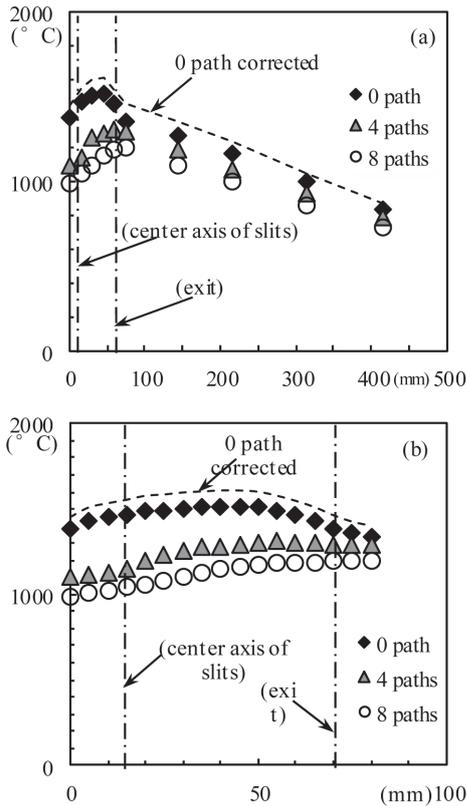


Fig.15 Variations of temperature distributions with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion (a: 0~500 mm, b: 0~80 mm,  $\Phi = 0.8$ ).

後者 39 ppm となり、総じて、予混合燃焼より急速混合燃焼の方が  $\text{NO}_x$  値は低くなり、その程度は燃焼ガスの循環を行った方が大きくなることわかった。

### 3.4. 温度分布

最後に、長さ 600 mm のステンズ管を噴射部に接続し、管軸上の温度分布を測定した。空気流量  $9.53 \text{ m}^3/\text{h}$ 、当量比  $\Phi = 0.8$  の条件で循環路数  $n$  を 0, 4, 8 と変えた場合の予混合燃焼時の結果を図 15 に示す。ここで  $Z$  は、噴射部閉端からの距離で、インジェクター中心は  $Z = 15 \text{ mm}$ 、噴射部出口は  $Z = 70 \text{ mm}$  に位置し、図 15(a) は、 $Z = 0 \sim 500 \text{ mm}$  の噴射部～燃焼管全体の温度分布、図 15(b) は  $Z = 0 \sim 80 \text{ mm}$  の噴射部付近の温度分布の詳細で、点線は、 $n = 0$  (循環なし) の場合の測定温度に対し Kaskan による補正式を用いて輻射補正を行った値である[16,17]。

まず、循環無しの場合 ( $n = 0$ )、火炎は噴射部付近に形成されるため、噴射部付近に高温部が集中し、その最高温度は  $1515^\circ\text{C}$  をとり、輻射補正を考慮すると、この温度は  $1612^\circ\text{C}$  に相当し、断熱火炎温度 ( $1720^\circ\text{C}$ ) に近い値となっている。しかし、循環路数を増やしていくと高温部は縮小し、循環路全開 ( $n = 8$ ) では、大幅に温度が低下し、むしろ、噴射部出口で最高温度の  $1200^\circ\text{C}$  をとり、その後、下流に向かって徐々に低下するようになる。

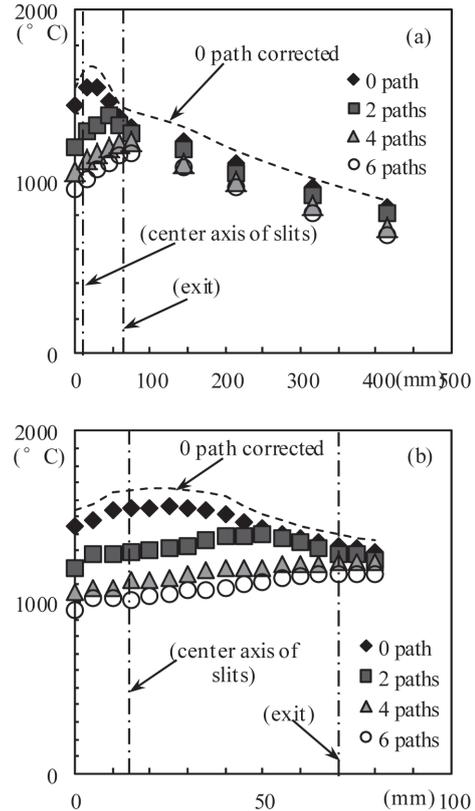


Fig.16 Variations of temperature distributions with an extent of opening of the self-recirculation path for rapidly-mixed combustion (a: 0~500 mm, b: 0~80 mm,  $\Phi' = 0.8$ ).

予混合燃焼では、循環路数を増やすと、火炎安定範囲が狭くなった他 (図 12(a)),  $\text{NO}_x$  値も大幅に低下したが (図 13(a)), この原因は、バーナ内の温度の低下によるものが大きいと考えられる。

次に、急速混合の場合を調べた。空気流量  $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 、当量比  $\Phi' = 0.8$  の条件で、循環路数を 0, 2, 4, 6 と変えて測定した結果を図 16 に示す。図 16(a) は、 $Z = 0 \sim 500 \text{ mm}$ 、図 16(b) は  $Z = 0 \sim 80 \text{ mm}$  の温度分布で、点線は、循環なしの場合の測定温度を輻射補正した値である。

まず、循環無しの場合 ( $n = 0$ )、火炎は噴射部付近に形成されるため、噴射部内に高温部が集中し、インジェクター付近で最高温度は  $1560^\circ\text{C}$  をとり、予混合燃焼に比べ  $45^\circ\text{C}$  も高い。この値は、輻射補正を考慮すると  $1671^\circ\text{C}$  となり、予混合燃焼の場合より約  $60^\circ\text{C}$  高く、断熱火炎温度 ( $1720^\circ\text{C}$ ) に近い値となっている。しかし、循環路を徐々に開くと高温部は縮小し、循環路全開 ( $n = 6$ ) では、大幅に温度が低下し、むしろ予混合燃焼の場合より低くなって、噴射部出口で最高温度の  $1160^\circ\text{C}$  をとり、その後、下流に向かって低下するようになる。従って、循環路数の増大につれ火炎安定範囲が減少し  $\text{NO}_x$  値も低下したが、これは、温度の低下が大きく影響したものと考えられる。

予混合燃焼と急速混合燃焼の温度分布を比較すると、熱出力は前者が  $8 \text{ kW}$ 、後者は  $6.3 \text{ kW}$  という違いはあるが、

循環路全閉 ( $n = 0$ ) では, 噴射部出口では前者の 1400°C に対し後者は 1320°C と低いものの, 最高温度は前者 1515°C に対し後者は 1560°C と若干高く, このため NOx 値は, 前者 40 ppm に対し後者は 47 ppm と高くなったものと考えられる. しかし, 循環路数  $n = 4$  の条件で比較すると, 予混合, 急速混合いずれの場合も局所的な高温領域が減少して温度分布が平滑化し, 噴射部内での温度は, 全体的に前者より後者的の方が 100°C 程低くなっており, これが, 予混合の NOx 値 31 ppm に対し, 急速混合では 19 ppm と半減したことにつながったものと考えられる.

#### 4. 結論

接線方向に高速で吹き出すガスのエジェクター効果を用いて燃焼ガスを再循環させる“自己再循環型管状火炎バーナ”を試作し, その NOx 排出特性を調べた. 主な緒元は, 噴射部内径 31.5 mm, 長さ 70 mm, 燃焼管部内径 67.5 mm, 長さ 600 mm, 噴射部接線方向円孔径 4 mm, 8 個, インジェクター内径 2 mm, 8 本, 循環路内径 10 mm, 8 個, 燃料メタン, 急速混合燃焼時の燃料用インジェクター 2 本, である. 以下に, 本研究で得られた知見を記す.

- (1) 安定範囲: 予混合燃焼, 急速混合燃焼, いずれの場合も, 燃焼ガスの循環路数を増やすと火炎安定範囲は狭くなり, 循環路全開 (予混合燃焼時 8 個, 急速混合燃焼時 6 個) では, 予混合燃焼では当量比 0.7~1.32, 急速混合燃焼では完全混合を仮定した当量比 0.69~1.34 であった.
- (2) NOx 排出値: 循環路数の増加とともに, NOx 値は減少する. 理論空気比では, 予混合燃焼では, 循環なしでは 84 ppm であったものが, 循環路数を 4, 8 個と増やすと, それぞれの 59, 46 ppm と減少し, 急速混合燃焼では, 循環なしでは 75 ppm であったものが, 循環路数を 2, 4, 6 と増やすと 52, 39, 31 ppm と減少した. 同じ循環路数 4 個の場合で比較すると, 予混合より急速混合燃焼の方が NOx 値は低くなった. また, 循環路全開, 当量比 0.8 (空気比 1.25) では, 予混合燃焼 20 ppm, 急速混合燃焼では 9 ppm で, このときの CO 値は数 ppm 以下であった.
- (3) 管軸上の温度分布: 予混合燃焼, 急速混合燃焼, いずれも, 循環無しの場合, 噴射部内のインジェクター付近で局所的に最高温度をとる分布となるが, 循環路数を増加させると, 高温部は縮小し, 噴射部内でせいぜい 1200°C 程度 (当量比 0.8) のなだらかな温度分布に移行した. したがって, 循環路数の増加に伴い NOx 値が低減したのは, 局所的な高温部が縮小し, 温度分布の平滑化によるものと考えられる.

以上, 自己再循環型管状火炎バーナでは, 燃焼ガスの循環路を広く取ることで NOx 値を大幅に低減できること, 逆火の危険性のない急速混合燃焼の方が, 予混合燃焼より NOx 値をより低く抑えることができ, 特に, 当量比 0.8 (空気

比 1.25) で一桁台の NOx 値 (9 ppm) が実現できることが明らかになった.

#### 謝辞

本研究は, 科学研究費助成事業 (挑戦的萌芽研究・連続可変型多段燃焼と自己再循環による超低 NOx バーナの実現) の助成金を受けて行った. ここに謝意を表する.

#### References

1. Mizutani, Y., *Combustion Engineering* (in Japanese), 3rd ed., Morikita Publishing, Tokyo, p.220-222 (1977).
2. Shinomori, K., Katou, K., Hou, K., Shimokuri, D., and Ishizuka, S., *Proc. 7th ASPACC*: 119 (2009).
3. Shinomori, K., Katou, K., Peng, H.W., Shimokuri, D., and Ishizuka, S., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 76-767: 1102-1109 (2010).
4. Shinomori, K., Katou, K., Shimokuri, D., and Ishizuka, S., *Proc. Combust. Inst.* 33: 2735-2742 (2011).
5. Shinomori, K., Shimokuri, D., and Ishizuka, S., *Journal of the Combustion Society of Japan* (in Japanese) 53-164: 104-110 (2011).
6. Yabara, T., Shinomori, K., Kimura, K., Shimokuri, D., and Ishizuka, S., *Proc. 48th Symposium (Japanese) on Combustion* (in Japanese): 572-573 (2010).
7. Ishizuka, S., *Proc. Combust. Inst.* 20: 287-294 (1984).
8. Ishizuka, S., *Combust. Flame* 75: 367-379 (1989).
9. Ishizuka, S., *J. Loss Prev. Process Ind.* 4: 185-193 (1991).
10. Ishizuka, S., *Prog. Energy Combust. Sci.*, 19: 187-226 (1993).
11. Ishizuka, S., Suzukawa, Y., Ishioka, M., and Okada, K., *Proc. Thermal Conference '03, JSME* (in Japanese) 03-30: 553-554 (2003).
12. Shimokuri, D., Kubo, C., and Ishizuka, S., *Journal of the Combustion Society of Japan* (in Japanese) 47-142: 300-307 (2005).
13. Ishizuka, S., Motodamari, T., and Shimokuri, D., *Proc. Combust. Inst.* 31: 1085-1092 (2007).
14. Ishizuka, S., Shimokuri, D., Ishii, K., Okada, K., Takashi, K., and Suzukawa, Y., *Journal of the Combustion Society of Japan* (in Japanese) 51-156: 104-113 (2009).
15. Zabetakis, M. G., *Bull. US Bureau Mines*, 627 (1965).
16. Ishizuka, S., Hagiwara, R., Suzuki, M., Nakamura, A., and Hamaguchi, O., *JSME Trans. B.* (in Japanese) 65-639: 3845-3852 (1999).
17. Kaskan, W. E., *Proc. Combust. Inst.* 6: 134-143 (1957).