

平成 25 年度 博士論文

自己再循環型低 NOx 管状火炎バーナに関する研究  
(A Study on Self-Recirculation Type Low NOx Tubular Flame Burner)

指導教官： 石塚 悟

Supervisor: Satoru Ishizuka

広島大学大学院工学研究科

Graduate School of Engineering, Hiroshima University

機械システム工学専攻

Mechanical System Engineering

燃焼工学研究室

Combustion Engineering Laboratory

D093126

彭 宏偉

Hongwei Peng

# 目 次

## 第 1 章. 序論

1. 1. 背景.....	1
1. 2. NO <sub>x</sub> 規制, 生成機構および低減方法.....	5
1.2.1. NO <sub>x</sub> 規制 .....	5
1.2.2. 燃焼における NO <sub>x</sub> 生成機構 .....	7
1.2.3. NO <sub>x</sub> 低減方法 .....	9
1.2.4. 自己再循環低 NO <sub>x</sub> 方法に関する従来の研究 .....	19
1. 3. 管状火炎に関する従来の研究 .....	26
1.3.1. 管状火炎 .....	26
1.3.2. 急速混合型管状火炎.....	28
1. 4. 本研究の目的 .....	30

## 第 2 章. 実験装置

2. 1. まえがき .....	31
2. 2. 自己再循環型管状火炎バーナ .....	32
2.2.1. 1.25 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナ .....	32
2.2.2. 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナ .....	35
2.2.3. 12 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナ .....	38
2.2.4. 8 インチ(6 path)自己再循環型管状火炎バーナ .....	41

## 第 3 章. 供給装置および計測装置

3. 1. まえがき .....	45
3. 2. 供給装置 .....	46
3.2.1. 浮き子式流量計 .....	46
3.2.2. 灯油噴射ノズル .....	48
3. 3. 計測装置 .....	49
3.3.1. NO <sub>x</sub> /O <sub>2</sub> メーター .....	49
3.3.2. CO/CO <sub>2</sub> メーター .....	51
3.3.3. R 型熱電対 .....	53
3.3.4. PIV 計測原理と方法 .....	55



第4章. メタン用プロトタイプ自己再循環型管状火炎バーナの試作とその有効性の検証	
4.1. まえがき .....	57
4.2. 実験方法および実験装置.....	57
4.2.1. 実験方法.....	57
4.2.2. 実験装置.....	58
4.3. 実験結果 .....	61
4.3.1. 火炎外観.....	61
4.3.2. 安定燃焼範囲.....	71
4.3.3. NO <sub>x</sub> および CO の排出値.....	73
4.3.4. 温度分布.....	78
4.4. まとめ.....	82
第5章. 自己再循環型管状火炎バーナの燃焼特性	
5.1. まえがき .....	83
5.2. 実験装置および実験方法.....	83
5.3. 実験結果 .....	87
5.3.1. 火炎外観.....	87
5.3.2. 安定燃焼範囲.....	95
5.3.3. PIV による速度ベクトルの測定.....	96
5.3.4. 再循環量の計算.....	101
5.3.5. NO <sub>x</sub> および CO の排出値.....	104
5.3.6. 温度分布.....	108
5.4. まとめ.....	112
第6章. 液体燃料への拡張	
6.1. まえがき .....	113
6.2. 実験装置および実験方法.....	113
6.2.1. 実験方法.....	113
6.2.2. 実験装置.....	115
6.3. 実験結果 .....	117
6.3.1. 火炎外観.....	117
6.3.2. NO <sub>x</sub> と CO の排出値.....	120

6. 4. まとめ .....	124
第 7 章. メタン・灯油共用自己再循環型低 NO <sub>x</sub> 管状火炎バーナの実現	
7. 1. まえがき .....	125
7. 2. 実験装置および実験方法.....	125
7.2.1. 実験方法 .....	125
7.2.2. 実験装置 .....	127
7. 3. 実験結果 .....	129
7.3.1. NO <sub>x</sub> と CO の排出値 .....	129
7.3.2. インナーパイプのさらなる改善 .....	136
7. 4. まとめ .....	140
第 8 章. 自己再循環による NO <sub>x</sub> 低減のメカニズムについて考察	
8. 1. まえがき .....	141
8. 2. 考察.....	141
8.2.1. 自己再循環による燃焼前混合気組成濃度の変化.....	141
8.2.2. 自己再循環により燃焼前混合気当量比の変化 .....	148
8. 3. Thermal NO 生成率.....	152
8. 4. 実験結果による Thermal NO 生成の推定.....	153
8. 5. まとめ .....	156
第 9 章. 総括 .....	151
参考文献 .....	159
謝辞 .....	164

# 第 1 章. 序論

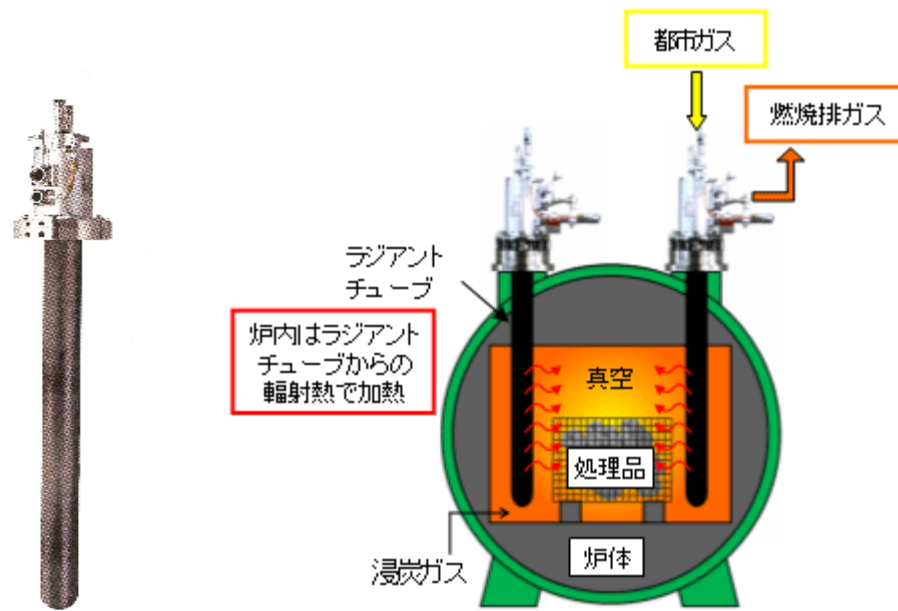
## 1. 1. 背景

人類が他の動物と大きく異なる点は「火を操れる」ということである。今から50 ～ 60 万年前、北京原人はすでに火を使うことができた<sup>[1]</sup>。火を使って、人類は累々と文明を築いてきた。

産業革命以降、人類文明・科学技術の急速な発展とともに化石燃料の消費は急激に増加した。1970年代からの三回の石油危機<sup>[2]</sup>をきっかけに、近年、より安全かつ省エネルギーである新たな燃焼技術が求められている。例えば、近年、焼戻し、焼鈍など各種熱処理に使われる間接加熱炉には、短時間での昇温を可能とするためにバーナの燃焼量が大きく、なおかつ低温保持時には少量の燃焼量で賄えることができるという点で、幅広い燃焼量で使用できる間接加熱ラジアントチューブバーナ<sup>[3]</sup>(Fig. 1.1)が望まれている。ラジアントチューブバーナは、高温燃焼ガスで直接加熱できないものを、高温物体（ラジアントチューブバーナ表面平均温度：950℃~1000℃）の輻射熱を介して加熱するもので、金属部品の表面硬化や鋼板の連続熱処理プロセスなど、広い工業分野で使われている。この高温物体を得るのに、電気ヒータで加熱する方法もあるが、運転コストが低い加熱用バーナを用いるのが一般的である。また、ボイラ業界において、最近数十年の間に大規模ボイラ（炉筒煙管ボイラ<sup>[4]</sup>(Fig. 1.2)や水管ボイラ<sup>[5]</sup>(Fig. 1.3))の生産数は減少し、一方で小型ボイラ（小型貫流ボイラ(Fig. 1.4))の生産数は増加している。これは、小型ボイラの方が大規模ボイラに比べてボイラ効率が高く、また必要な負荷量に応じて燃焼制御できるという利点を持つためである。

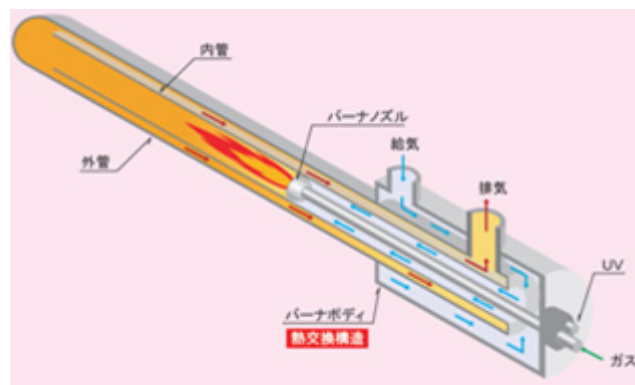
しかしながら、これらの新たな燃焼技術には、現在様々な問題点があった。ラジアントチューブバーナには、高NO<sub>x</sub>、高騒音という高害上の欠点とラジアントチューブ温度の不均一に起因したチューブの短寿命、被加熱物の不均一加熱等多数の問題点を有していた。特に、NO<sub>x</sub>に関しては、一般の工業炉と異なりラジアントチューブの場合、チューブ内の燃焼は狭い空間内で局所的な高温部が形成されやすく、一般の工業炉に適用される低NO<sub>x</sub>手段では、低NO<sub>x</sub>効果が小さく、バーナによる低NO<sub>x</sub>化は未開発の状況にあった。ボイラの場合、大規模ボイラに比べ、小型ボイラは高効率に加え、燃焼室の容積を極限まで縮小され高負荷燃焼が求められるようになった。そのため、燃焼室負荷の低い大規模ボイラに比べてNO<sub>x</sub>や煤塵が発生しやすいという問題が生じるようになった。

そのため、これらの問題を解決すべく、安全、省エネルギー、低 NO<sub>x</sub> の燃焼機器が求められるようになった。



(a) A radiant tube burner<sup>[3]</sup>

(b) Heat-treatment furnace with radiant tube burners<sup>[3]</sup>



(c) Internal structure image of a radiant tube burner<sup>[3]</sup>

Fig. 1.1 Radiant tube burner.

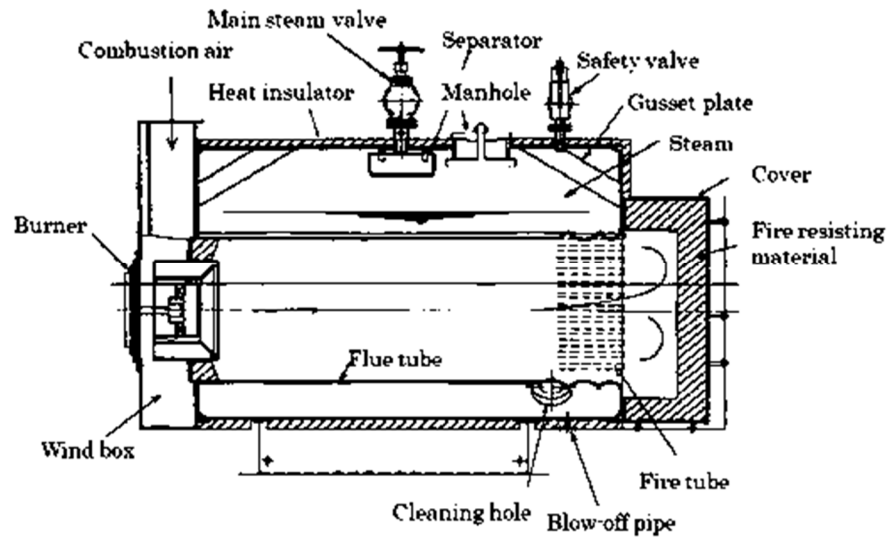


Fig. 1.2 Schematic diagram of a fire tube boiler<sup>[4]</sup>.

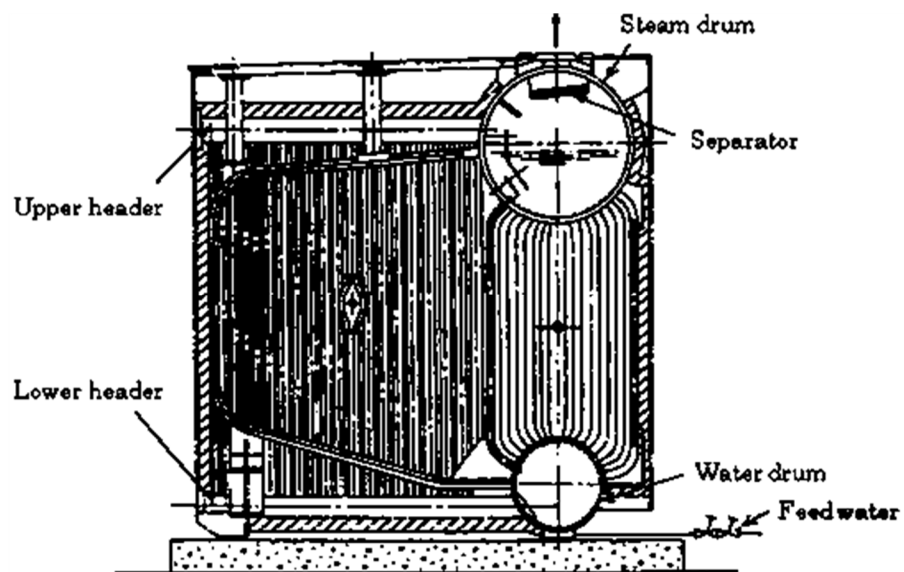
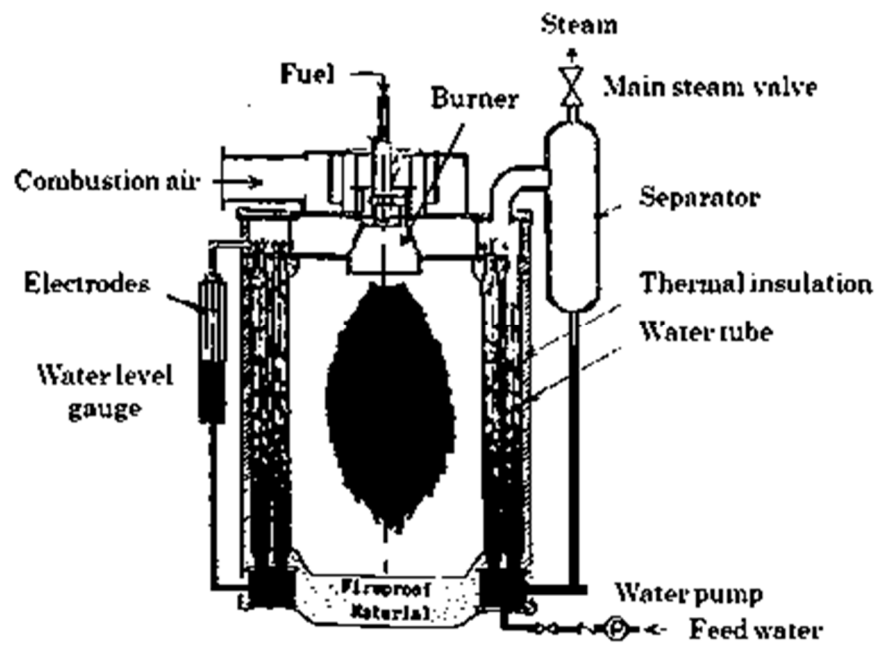


Fig. 1.3 Schematic diagram of a water tube boiler<sup>[5]</sup>.



- In-furnace diameter  $\phi$  700 mm
- Length of furnace 1300 mm

Fig. 1.4 Schematic diagram of a compact once-through boiler.

## 1. 2. NO<sub>x</sub> 規制，生成機構および低減方法

### 1.2.1. NO<sub>x</sub> 規制

工業の発展や自動車の普及に伴い，人々の生活を脅かす様々な環境問題が頻繁に発生した．例えば，1940年代のアメリカのロサンゼルスでは自動車の排気ガスによる光化学スモッグ，1950年代には大英帝国の首都ロンドンで石炭によるスモッグにより，それぞれ大きな健康被害があった<sup>[6]</sup>．そして現在では，大気中の二酸化炭素濃度の上昇により，地球の気温が上昇し，世界中が異常気象・海面上昇の危機に瀕している．

これらの地球温暖化問題や大気汚染問題を防止すべく，大気汚染防止法の制定などで，原因物質である窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)や炭酸ガス(CO<sub>2</sub>)などの燃焼排出物の抑制が求められている．そのなかでも，燃焼によって排出されるNO<sub>x</sub>は，人体に健康被害をもたらすとともに，大気汚染を引き起こす物質であることから，その排出量には厳しい指導基準値が設けられ，小型の燃焼機器にまでも，一層の低減が求められている．

例えば，東京都環境局の低NO<sub>x</sub>・低CO<sub>2</sub>小規模燃焼機器認定要綱(制定 平成21年3月10日 20環改大第924号)<sup>[7]</sup>では，NO<sub>x</sub>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)以下とされている(Table. 1.1)．平成21年11月改正された日本環境省低NO<sub>x</sub>型小規模燃焼機器の推奨ガイドライン<sup>[8]</sup>により，ボイラの場合，燃料の天然ガスでは60 ppm以下から50 ppm以下に，ガス機関(GHPに用いられるもの以外)の場合，対象外だったものから100 ppm(いずれもO<sub>2</sub>=0%換算)以下に改正されている(Table. 1.2)．米国のカリフォルニア州では40 ppm(O<sub>2</sub>=3%換算，5-40 MMBtuの工業炉用バーナの場合)以下と定められている<sup>[9]</sup>．



Table 1.1 低 NOx ・ 低 CO<sub>2</sub> 小規模燃焼機器認定要綱<sup>[7]</sup>  
(Environment of Tokyo, March 2009).

小型ボイラー類

使用燃料	窒素酸化物の排出濃度
ガス燃料	60 ppm以下であること。
液体燃料	80 ppm以下であること。

備考 排出濃度は、酸素濃度を0%に換算した値とする。

Table 1.2 Guideline for promoting low NOx emission small burning appliances<sup>[8]</sup>.  
(Ministry of the Environment Government of Japan, November 2009)

機器種類	規模 <sup>※1</sup>	燃料種類 <sup>※2</sup>	推奨 ガイドライン値 (ppm) <sup>※3</sup>	
			既存	改正
ボイラー	燃料の燃焼能力が 重油換算で50L/h未満 かつ伝熱面積が 10m <sup>2</sup> 未満	ガス	60	50
		灯油	80	80
		A重油	100 (当面)	100
吸収冷温水機	燃料の燃焼能力が 重油換算で50L/h未満 かつ伝熱面積が 10m <sup>2</sup> 未満	ガス	60	60
		灯油	80	80
		A重油	100 (当面)	100
家庭用ガス給湯機のうち以下のもの ・ ガス瞬間形湯沸器（先止式） ・ ガス温水給湯暖房機（給湯機部分） ・ ガス給湯付きふろがま（給湯機部分）		ガス	60	60
ガス機関 （GHPに用いられるもの以外）	燃料の燃焼能力が 重油換算で35L/h未満	ガス	（対象外）	300 <sup>※4</sup>
ガスヒートポンプ（GHP）	燃料の燃焼能力が 重油換算で10L/h未満	ガス	100	100 <sup>※5</sup>

注1：重油とガスの換算は、各地域行政が定めた換算係数を使用する。

注2：ガスは都市ガス（12A/13A）及びLPGを意味しており、12A/13A以外の都市ガスやバイオガスはガイドラインの対象としない。

注3：窒素酸化物濃度は酸素濃度0%換算時の値とする。

注4：ガス機関（GHPに用いられるもの以外）のガイドライン値は出荷時のNOx濃度を対象とする。

注5：ガスヒートポンプのガイドライン値はJIS B 8627-1附属書Iに規定する試験方法で試験した結果から算出した12モード値とする。

## 1.2.2. 燃焼における NO<sub>x</sub> 生成機構

広義の窒素酸化物は、N<sub>2</sub>O, NO, NO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O<sub>5</sub>などを意味するが、燃焼排出物として問題になるのは主に NO と NO<sub>2</sub>である。これら総称して NO<sub>x</sub> と呼ぶ<sup>[10]</sup>。窒素酸化物のうち人類の健康問題になるのは NO と NO<sub>2</sub>であり、NO は血液中のホモグロビンと結合して酸欠症状を引き起こし、NO<sub>2</sub>は強い刺激で気管や肺の障害を招く。一方、N<sub>2</sub>O は CO<sub>2</sub> の 310 倍の温室効果があり、最大のオゾン層破壊物質であったことが米研究チームにより発表された<sup>[11]</sup>。通常、燃焼排出 NO<sub>x</sub> の 90%以上は NO であるため<sup>[12]</sup>、まず、本節では、基礎的な予混合火炎における NO の主な生成機構を簡単に説明する。

### I. Thermal NO

Zeldvich NO と呼ばれ<sup>[13,14]</sup>、空気中の窒素を起源とし、1800K 以上の高温で生成される。生成特性：

- ・ 生成速度は、温度上昇により急激に増加し、酸素濃度の上昇により増加する。
- ・ 生成速度は燃焼反応に比べ遅い。
- ・ 生成量は高温部の滞留時間が長いと増加する。主に火炎後流で生成する。
- ・ 重要となる範囲：非炭化水素系燃料—火炎帯、火炎後流。

炭化水素系燃—当量比  $\phi < 1$  の火炎帯、火炎後流

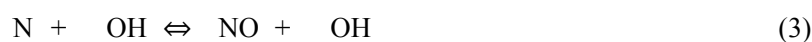
一般的には以下の反応式<sup>[15]</sup>が使われている。



$$k_1 = 1.8 \cdot 10^{14} \exp(-318 \text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$



$$k_2 = 9.0 \cdot 10^9 \exp(-27 \text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$



$$k_3 = 2.8 \cdot 10^{13} \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$

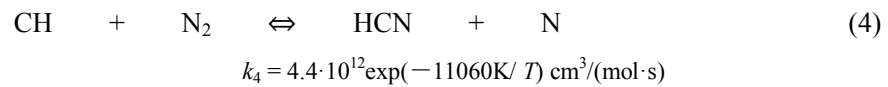
## II. Prompt NO

Fenimore NO と呼ばれ<sup>[16]</sup>, 炭化水素火炎において, 炭化水素に起因する化学種(CH, CH<sub>2</sub>, C, C<sub>2</sub> など)と N<sub>2</sub> の反応による N 化合物(HCN, NH<sub>3</sub>, N など)から生じる<sup>[17,18]</sup>.

生成特性:

- ・ 火炎帯で急速に生成する.
- ・ 生成速度の温度依存性が弱い.
- ・ 生成量は燃料過濃で増加する.
- ・ 重要となる範囲: 炭化水素系燃料—当量比  $\phi > 1$  の火炎帯.

以下の反応式<sup>[15]</sup>によるものである.



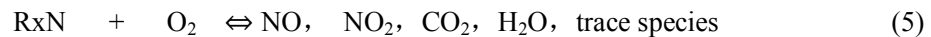
## III. Fuel NO

Thermal NO と Prompt NO が空気中の窒素を起源としたのに対して, これは燃料中の窒素分(Fuel N, FBN(Fuel-Bound Nitrogen))を起源とする. Fuel N は火炎帯とその直後で急速に NO に変換される.

生成特性:

- ・ 火炎帯で急速に生成する.
- ・ 生成速度の温度依存性が弱い.
- ・ Fuel N の NO への変換率は, 燃焼希薄で増加し, Fuel N 含有率の上昇により低下する<sup>[19]</sup>.
- ・ Fuel N の NO への変換率は, Fuel N の種類に影響されない<sup>[20]</sup>.
- ・ 重要となる範囲: Fuel N を含む燃料.

以下の反応式によるものである.



### 1.2.3. NO<sub>x</sub> 低減方法

前節でも述べたように、NO<sub>x</sub> は大気汚染や人体健康に大きな影響を与えるため、燃焼により発生する NO<sub>x</sub> の低減に関する数多くの研究が行なわれている。

Fig. 1.5 に示すように、NO<sub>x</sub> の低減策略によって分類すると、予処理(Pretreatment)、プロセス変換(Process Modification)、燃焼変換(Combustion Modification)、後処理(Post-Treatment)に分けられる<sup>[21,22]</sup>。

予処理(Pretreatment)とは燃焼・反応する前に NO<sub>x</sub> の発生を抑えるための予防的な技術である。具体的に、燃料転換(Fuel Switching)、添加剤(Additives)、燃料予処理(Fuel Pretreatment)、酸化剤転換(Oxidizer Switching)などの技術がある。

プロセス変換(Process Modification)は、NO<sub>x</sub> 排出量を低減するため、既存のプロセスを変更する技術である。これらの NO<sub>x</sub> 低減法は、多くの場合より根本的かつ高価であり、特殊な状況下以外では使用されない。代表的な技術は、生成物減少(Reduced Production)、電気加熱(Electrical Heating)、生成物転換(Product Switching)などがある。

燃焼プロセスを変化させることによる NO<sub>x</sub> の排出を低減する方法は燃焼変換(Combustion Modification)と言われる。現在工業に様々な低減法が使われている。これらの低減法は、NO の生成機構と生成特性から、温度低下、酸素濃度低下、滞留時間短縮、燃料希薄燃焼、大体 4 つの対策に分けられる。例えば、多段燃焼(Staging)、水/水蒸気噴射(Water/Steam Injection)、排気ガス再循環(Gas Recirculation)など、Table 1.3 に示すように、NO<sub>x</sub> の生成因子によって 4 つに分けられる。

最後、後処理(Post-Treatment)とは、燃焼室内に既に形成された NO<sub>x</sub> を排気ガスから除去する技術である。これらの方法を用い、高いレベルの NO<sub>x</sub> 放出を有効に低減できる。よく使われている技術は、選択触媒脱硝法(Selective Catalytic Reduction)、選択無触媒脱硝法(Selective Noncatalytic Reduction)と触媒脱硝法(Catalytic Reduction)などがある。

ここで上記方法の幾つかを詳しく紹介する。

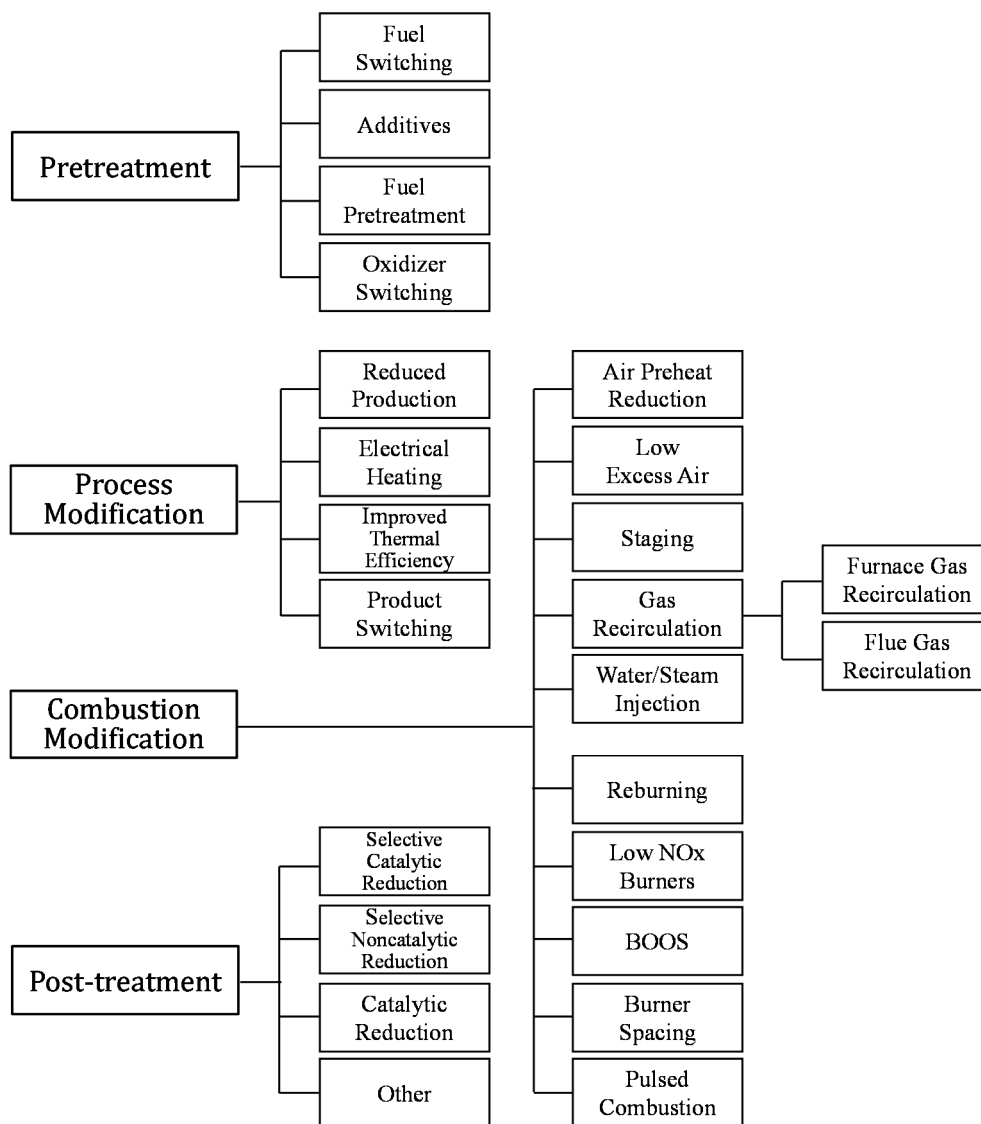


Fig. 1.5 Summary of NO<sub>x</sub> control techniques.

Table 1.3 Summary of NO<sub>x</sub> control techniques by combustion modification.

温度低下	低空気過剰 Low Excess Air	多段燃焼 Staging	排ガス再循環 Gas Recirculation	水/水蒸気噴射 Water/Stream injection
酸素濃度低下	低空気過剰 Low Excess Air	多段燃焼 Staging	排ガス再循環 Gas Recirculation	低NO <sub>x</sub> バーナ Low NO <sub>x</sub> burners
滞留時間短縮	低空気過剰 Low Excess Air	排ガス再循環 Gas Recirculation	水/水蒸気噴射 Water/Stream injection	再燃焼 Reburning
燃料希薄燃焼	低NO <sub>x</sub> バーナ Low NO <sub>x</sub> burners	再燃焼 Reburning	空気予熱 Air Preheat Reduction	

## I. Oxidizer Switching (酸化剤転換)

Oxidizer Switching (酸化剤転換) という低 NO<sub>x</sub> 方法は、燃焼する前の酸化剤の酸素濃度を変更させて NO<sub>x</sub> を低減する方法である。

Thermal NO は、その生成機構と生成特性から、空気中の窒素を起源とし、1800K 以上の高温で生成されることがわかった。すなわち、N<sub>2</sub> の全く存在しない状況下での燃焼(純酸素燃焼)では、Thermal NO を低減することが可能である。純酸素燃焼では燃焼用空気の代わりに純酸素を使用する研究結果によって NO<sub>x</sub> の排出が大幅に低減することが実現した<sup>[23]</sup>。一方、数値計算の結果<sup>[24]</sup> (Fig. 1.6) に示すように、O<sub>2</sub> 濃度を増加していくと、火炎温度が上がるに伴い、N<sub>2</sub> の濃度は下がる。その 2 つの競合効果により NO 値の放物曲線形状が形成された。酸素濃度を 21% から増加していくと、火炎温度が上がって温度に依存する Thermal NO は急激に増加した。さらに酸素濃度を増加していくと、N<sub>2</sub> の濃度が低下するため、NO<sub>x</sub> の生成は逆に低減した。勿論、酸素濃度 0% の場合、NO<sub>x</sub> 値は 0 ppm となった。

酸素富化燃焼には、例えば、火炎温度が極めて高いために燃焼器に大きな負担、酸素生産の高コストなど、多くの課題があるため、現在、この技術はまだ広く使われていない。

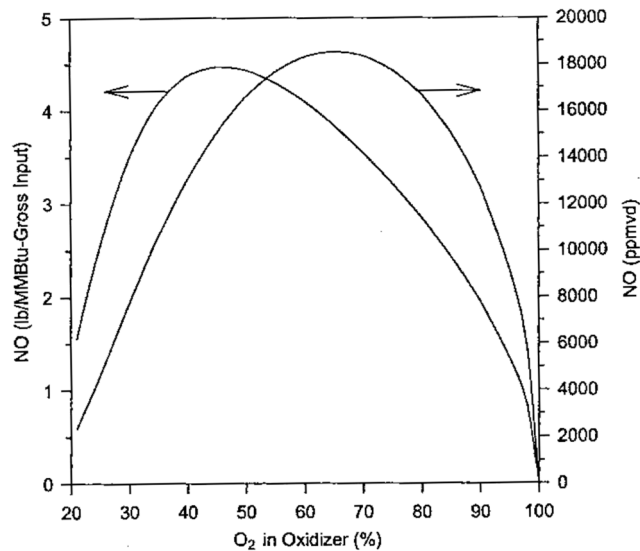


Fig. 1.6 Adiabatic equilibrium NO as a function of oxidant (O<sub>2</sub>/N<sub>2</sub>) composition for a stoichiometric CH<sub>4</sub> flame<sup>[24]</sup>.

## II. Staging (多段燃焼)

Staging (多段燃焼) は、希薄燃焼と過濃燃焼の低 NO<sub>x</sub> 特性を併用し、燃焼を二段あるいはそれ以上に分けて NO<sub>x</sub> 低減を図ることである。燃焼用酸化剤を二段 (多段) にするものと、燃料を二段 (多段) にするものに分類できる<sup>[25]</sup>(Fig. 1. 7)。

酸化剤 (空気) 多段燃焼の一つ、空気二段燃焼は、一次燃焼では空気を絞って燃料過剰で燃焼させ、二次燃焼では新たに空気を吹き込んで燃料希薄で燃焼させる方式である。このような空気二段燃焼は RQL(Rich Quench Lean)燃焼ともよばれる<sup>[26,27]</sup>。RQL の理想的な一次燃焼の当量比は 1.26 から 1.38 と報告されている<sup>[28]</sup>。

空気二段燃焼において、二次燃焼用空気の吹き込み位置が NO<sub>x</sub> 排出値に及ぼすのも重要な因子の一つである<sup>[29,30]</sup>。Fig. 1.8 に示すように、二次空気の吹き込み位置が 0 ft. から下流に移動すると、NO<sub>x</sub> 排出値は急激に低下していき、二次空気吹き込み位置が 5 ft. のとき、NO<sub>x</sub> 排出値の最低値をとる。吹き込み位置がさらに下流に移動すると、NO<sub>x</sub> 排出値は逆に増加することがわかった<sup>[29]</sup>。

燃料の多段燃焼は Reburning 燃焼とも呼ばれる<sup>[31,32]</sup>。酸化剤の多段燃焼と違い、一次燃焼ではやや燃料不足状態 (希薄燃焼) で行われる。このとき生成した Thermal NO<sub>x</sub> を N<sub>2</sub> に還元するため、二次燃料吹き込み、燃料過剰で燃焼させる。このとき、未燃の CH, CO, HCN が残留するが、普段に下流でさらに三次空気を吹き込むことによって燃焼除去される。

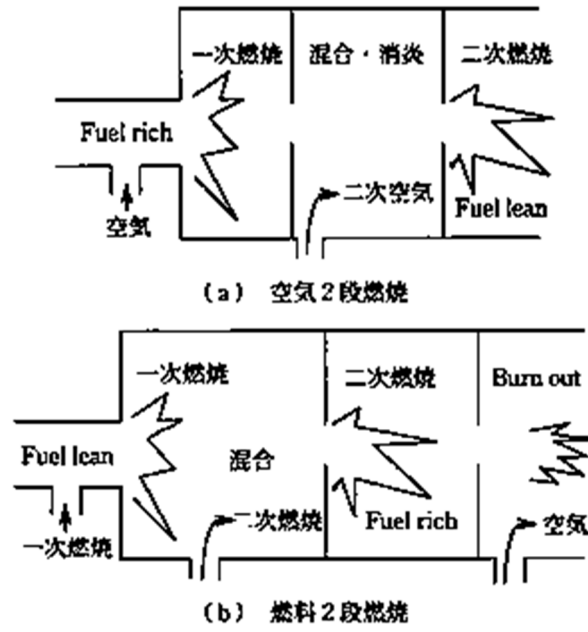


Fig. 1.7 Schematics of staging<sup>[25]</sup>.

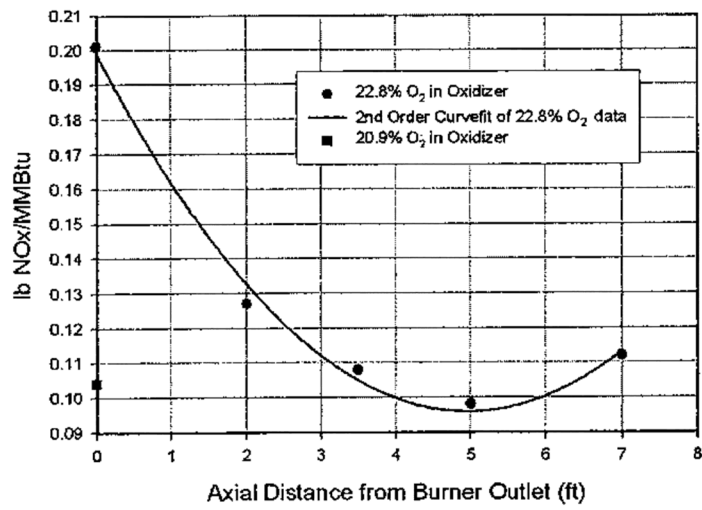


Fig. 1.8 NO<sub>x</sub> as a function of the location of the oxygen addition<sup>[30]</sup>.



### III. Water/Steam Injection (水/水蒸気噴射)

水または水蒸気噴射は主に火炎温度を低下させることにより、Thermal NO の生成を低減する方法である。常温の水を燃焼ガスまたは燃焼室に噴射し、火炎温度を数十度から 200 度程度下げることによって Thermal NO の生成速度や平衡濃度を低下させる。水蒸気噴射法は、水の変わりに水蒸気を均一に分散噴射できる利点がある<sup>[33]</sup>。

同量の水と水蒸気を用いたとき、水の場合は蒸発潜熱に相当する分だけ温度低下が大きいので、NO<sub>x</sub> 抑制効果が高いという研究結果があった(Fig. 1.9)<sup>[34]</sup>。さらに、水あるいは水蒸気の噴射量を増加させると、NO<sub>x</sub> 排出値が低下することも示されている(Fig. 1.10)<sup>[35]</sup>。

しかしながら、水または水蒸気噴射法には、水あるいは水蒸気の添加による熱損失、火炎温度（放射伝熱量）の低下、および燃焼安定性の劣化などの問題点がある。

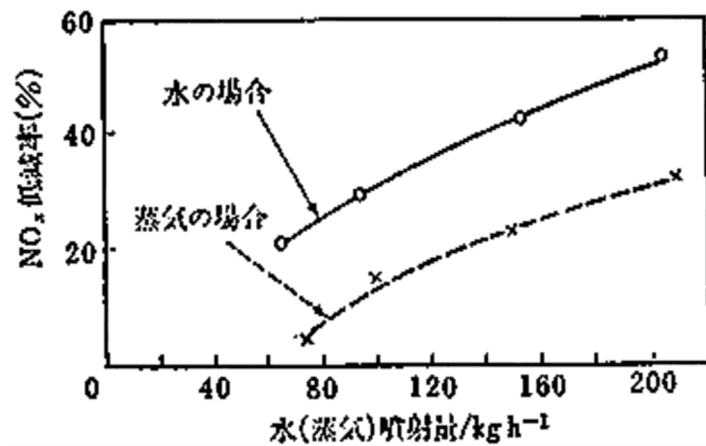


Fig. 1.9 NO<sub>x</sub> concentrations compared water-injection with steam-injection for same volume<sup>[34]</sup>.

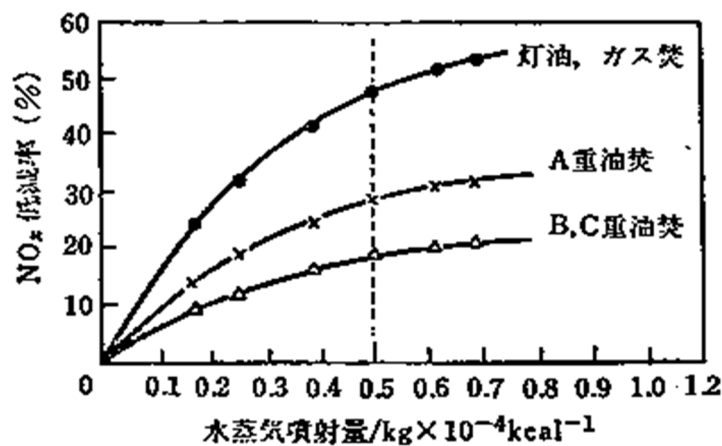
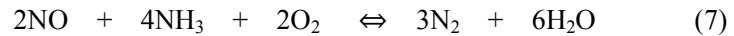
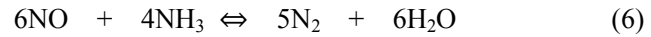


Fig. 1.10 Variations of NO<sub>x</sub> concentrations with an extent of water/steam injection volume<sup>[35]</sup>.

#### IV. Selective Catalytic Reduction (選択触媒還元)

排煙脱硝法の一つである選択触媒還元方法(SCR)は、還元ガス（主に  $\text{NH}_3$ ）を用い、燃焼ガス中の  $\text{NO}$  を  $\text{N}_2$  に還元する方法である。特定の触媒を用いた場合、還元ガスは  $\text{NO}$  とのみ反応し、ほかの成分  $\text{O}_2$ ,  $\text{SO}_2$  などとはほとんど反応しないという利点がある。 $\text{NH}_3$  による  $\text{NO}$  の還元経路<sup>[21]</sup>は次式で示される。



一方、この低減法では、 $\text{NO}_x$  の還元率は燃焼ガス温度(Temperature Window)に依存する特性がある<sup>[36,37]</sup>。還元用の  $\text{NH}_3$  ガスをボイラの燃焼ガスに注入した場合の  $\text{NO}_x$  の還元率と燃焼ガス温度との関係を Fig. 1.10<sup>[37]</sup>に示す。その結果より、燃焼ガス温度が  $500^\circ\text{F}$  から  $750^\circ\text{F}$  に上昇すると、 $\text{NO}_x$  の還元率は高くなり、燃焼ガス温度がさらに上昇すると、 $\text{NO}_x$  の還元率は逆に下がることがわかった。

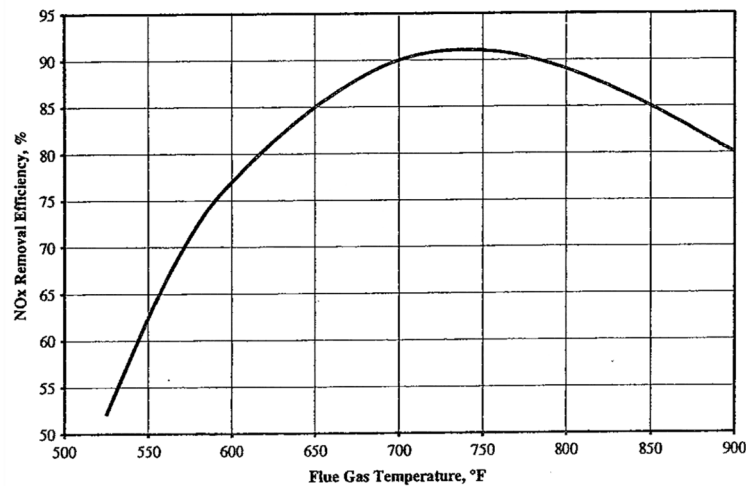


Fig. 1.11  $\text{NO}_x$  removal efficiency vs. temperature for selective catalytic reduction<sup>[37]</sup>.

## V. Gas Recirculation (排気/燃焼ガス再循環)

排気/燃焼ガス再循環という低 NOx 技術は、排気/燃焼ガスの一部を燃焼用の空気に混入して燃焼させ、火炎温度の低下、燃焼領域の酸素濃度の低下によって、Thermal NO を低減する方法である。自動車の NOx 排出量を低減する対策の一つ、排気還流方式(Exhaust Gas Recirculation, 略称：EGR)は排気/燃焼ガス再循環と同じ構造である<sup>[38]</sup>。また、循環用の排気ガスのとり入れ方によって分類すると、外部再循環(External Gas Recirculation)と内部再循環(Internal Gas Recirculation)に分けられている。

Fig. 1.12 に示すように、工業的に広く用いられる外部再循環とは、燃焼室から排出された排気ガスの一部をファンによって強制的に燃焼前にの空気に再循環させる方法である。そのため、煙道再循環(Flue Gas Recirculation, 略称：FGR)<sup>[21]</sup>、強制再循環(Compulsion Recirculation)などとも呼ばれる。それに対して、内部再循環(Fig. 1.13)とは、燃焼用空気あるいは燃焼ガスの噴流によって、燃焼炉内で燃焼ガスの再循環を行わせる方法である。炉内再循環(Furnace Gas Recirculation, 略称：FuGR)<sup>[21]</sup>、自己再循環(Self-Recirculation)などとも言われる。外部再循環と比べ、構造が簡単、コストが低いなどの利点がある。

Fig. 1.14<sup>[39, 40]</sup> は外部再循環の結果の一例であるが、排気ガスの再循環比が増加すると、NOx の抑制効果が大きくなる傾向がある。しかしながら、排気ガスの高再循環比では火炎温度が大幅に低下し、燃焼が不安定になる欠点もある。

また、Fig. 1.15<sup>[40-42]</sup> に示すように、この NOx 低減法を用いて、窒素分を含まない燃料で燃焼した場合、NOx の低減は高いが、窒素分を含む燃料で燃焼した場合、すなわち、Fuel NOx の場合には、NOx の抑制効果をほとんど持たない。

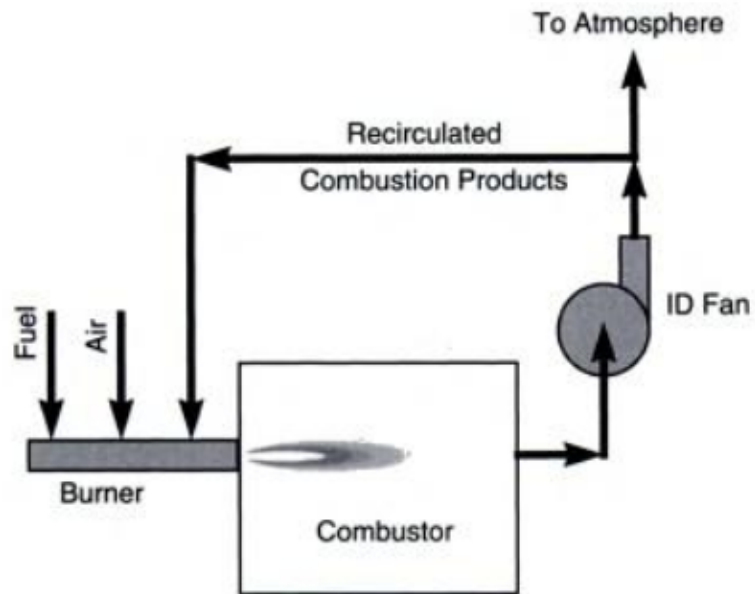


Fig. 1.12 Schematics of external gas recirculation.

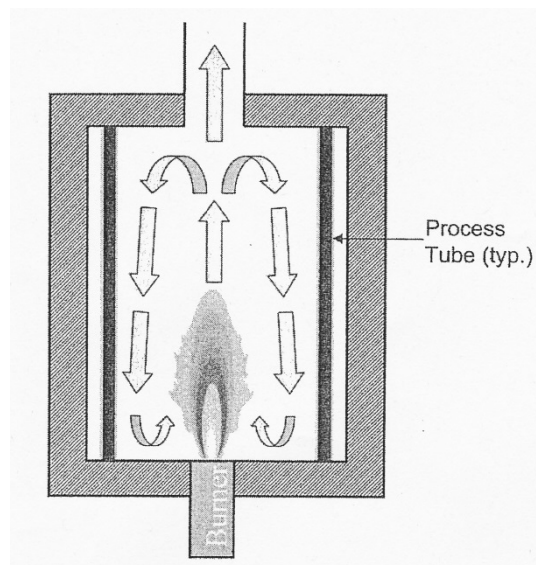


Fig. 1.13 Schematics of internal gas recirculation.

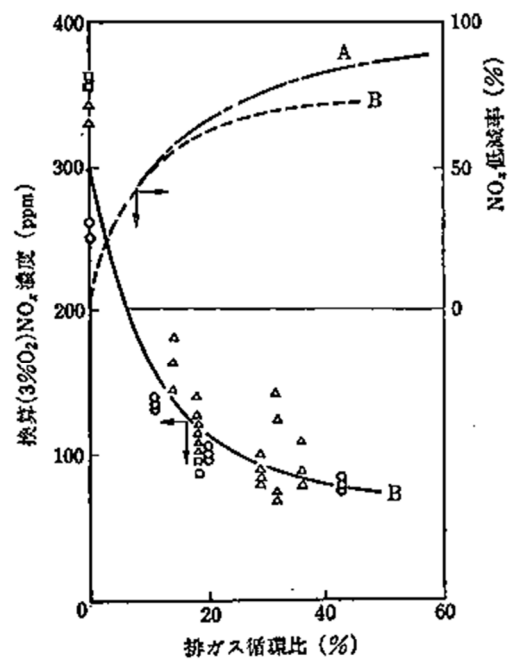


Fig. 1.14 NOx concentrations with an extent of gas recirculation ratio<sup>[39, 40]</sup>.

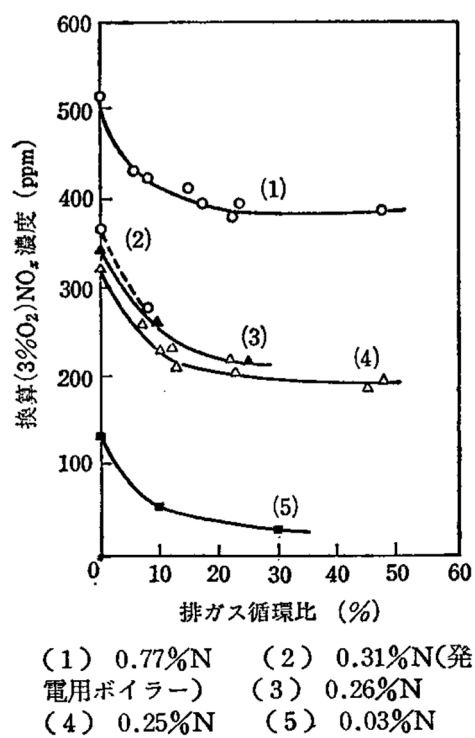


Fig. 1.15 Variation of NOx concentrations with an extent of gas recirculation ratio for different fuels<sup>[40-42]</sup>.

#### 1.2.4. 自己再循環低 NO<sub>x</sub> 方法に関する従来の研究

自己再循環低 NO<sub>x</sub> 方法は、低いコストとコンパクト性から、工業的に、特に小型ボイラー用として注目されている。Fig. 1.16 には、三浦工業株式会社が開発した自己再循環型の低 NO<sub>x</sub> バーナの初期型を示す。Fig. 1.17 の例は、財団法人石油産業活性化センター(PEC: Petroleum Energy Center)の村川氏より改良されたバーナである<sup>[43]</sup>。様々な結果により自己再循環低 NO<sub>x</sub> 方法は燃焼空気の酸素濃度と火炎温度を低下させるので、Thermal NO の抑制に対して有効である(Fig. 1.18)<sup>[44-47]</sup>。

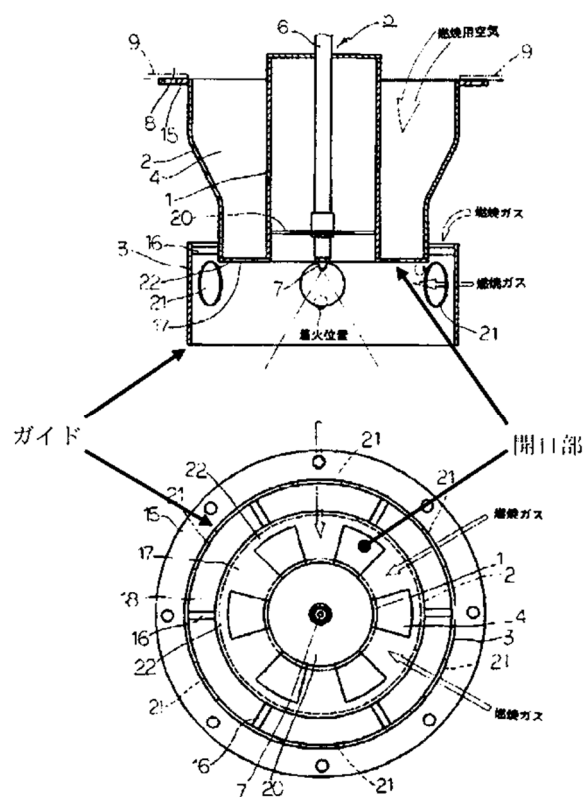


Fig. 1.16 Initial self-recirculation type burner (Miura Ltd.)<sup>[43]</sup>.

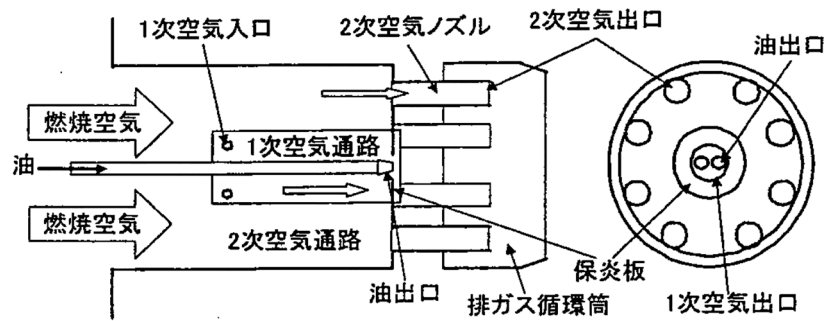


Fig. 1.17 Self-recirculation type burner (PEC) <sup>[43]</sup>.

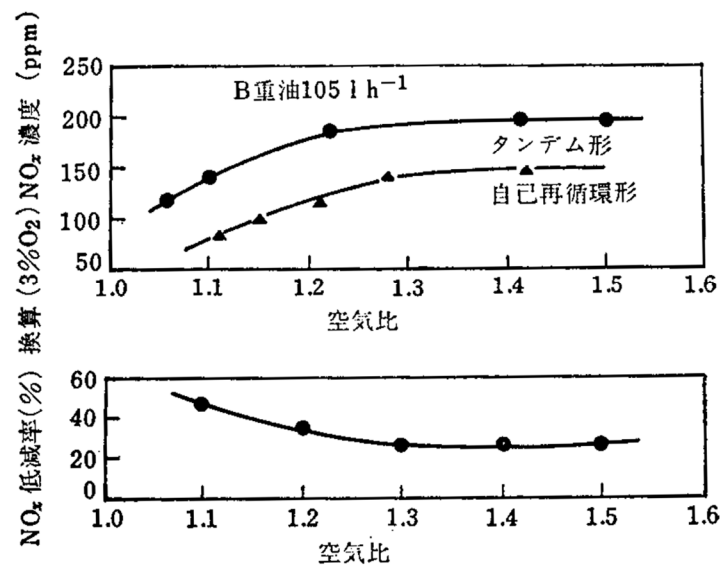


Fig. 1.18 NOx concentration and NOx decrease ratio with an extent of air ratio for a self-recirculation type burner <sup>[44]</sup>.

そのため、自己再循環法はNOx低減に極めて有効であると言える。しかしながら、本方法で重要な役割を果たす流れ場やNOx低減のメカニズムについては、十分解明されていないのが現状である。そこで、我々は小型ボイラ用燃焼器の寸法に対応する自己再循環型低NOxバーナ(Fig.1.19) <sup>[48]</sup>を試作し、火炎の安定性、再循環ガス取り入れ口付近の流れ場とNOx低減との関係について詳しく調べ、以下の結果を得た<sup>[48-53]</sup>。

- 燃料に灯油を用いた場合、再循環隙間なし( $H = 0 \text{ mm}$ )では、いずれの空気流量、燃料流量に対しても状態は安定燃焼であったが、全ての条件で輝炎が形成された。これに対して、再循環隙間がある場合( $H = 10 \text{ mm}$ ,  $H = 30 \text{ mm}$ )、再循環流により噴霧の蒸発が促進され、青炎燃焼が形成されるととともに、火炎が不安定になることが分かった(Fig.1.20, Fig.1.21) <sup>[48, 49]</sup>。
- 同じく燃料に灯油を用い、空気比  $\lambda = 1.4$  の場合には、再循環隙間なし( $H = 0 \text{ mm}$ )で、NOx 排出値は高い値(103 ppm)を示したが、再循環隙間の拡大、あるいは空気流量の増加により燃焼ガスの自己再循環量が増加し、それに伴って排ガス中のNOx 濃度が大幅に低減した。再循環隙間  $H = 30 \text{ mm}$  では、NOx 排出値は 21 ppm になった。また、自己再循環量を増加させても CO が検出されなかったことから、燃焼が完結した上で低 NOx 化が実現した(Fig. 1.22) <sup>[48]</sup>。
- そこで、PIVシステムを用い、燃焼筒付近の流れ場を測定した。その結果、燃焼用空気流速を一定とした場合、自己循環隙間に対してほぼ比例的に自己再循環量が増加していることがわかった。また、自己再循環隙間  $H = 30 \text{ mm}$  のときの自己再循環量は燃焼用空気量に対して約50% ( $8.2 \times 10^{-1} \text{ m}^3/\text{min}$ ) になることが確認できた。なお、NOx排出値は、自己再循環量の増加に伴い、減少する傾向にあり、このことから、自己再循環量の増加がNOx値の低減に効果的であることがわかった(Fig.1.22, Fig.1.23) <sup>[48, 50]</sup>。
- 一方、燃料はメタンの場合では、再循環隙間を上げると、安定燃焼範囲が狭くなった。NOx 排出値は、再循環隙間なし( $H = 0 \text{ mm}$ ) では 48 ppm であったのに対し、隙間  $H = 30 \text{ mm}$  では 14 ppm に低減し自己再循環による NOx 低減効果が認められた。しかし、NOx 排出を低減するため、再循環隙間を大きくすると、CO 濃度が高くなる現象も確認された(Fig.1.24, Fig.1.25) <sup>[53]</sup>。



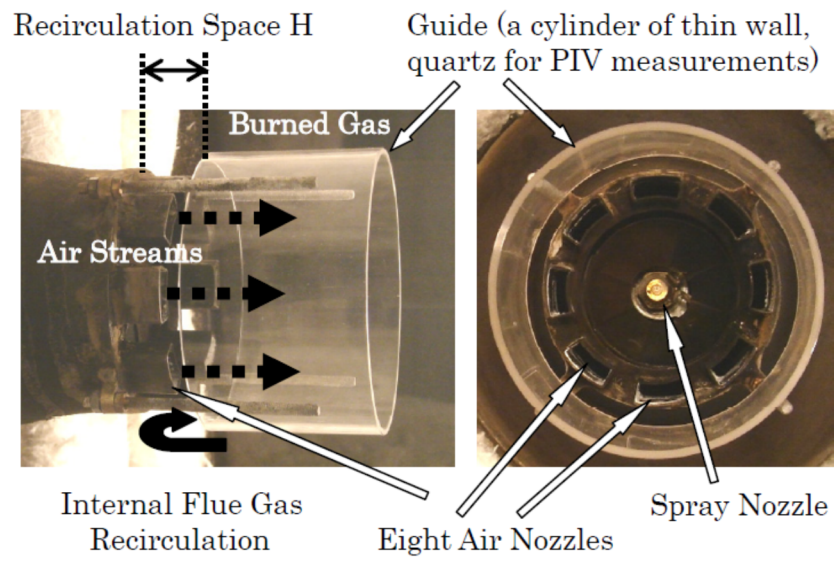


Fig. 1.19 A self-recirculation type low NOx burner<sup>[48]</sup>.

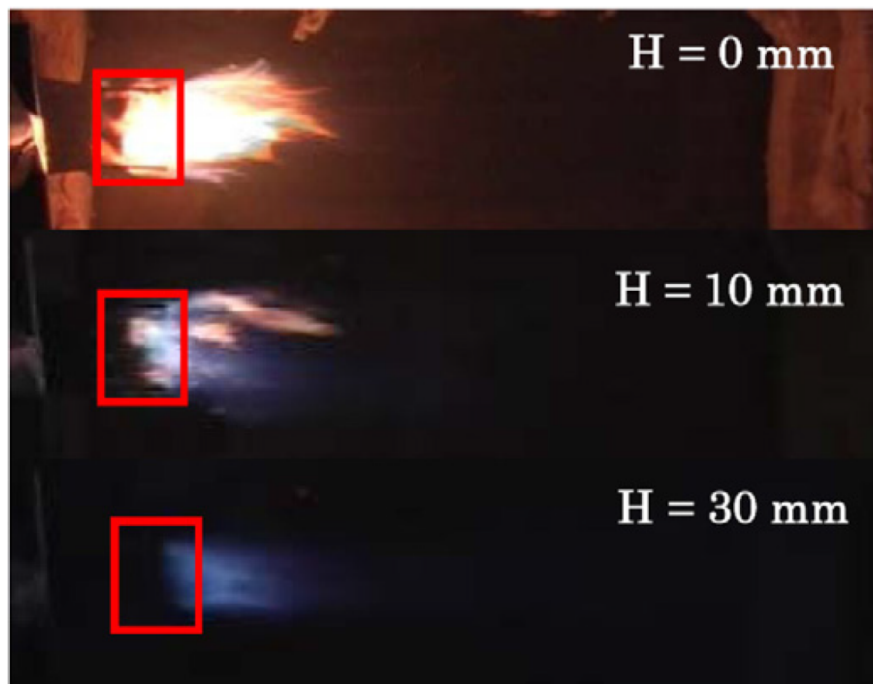
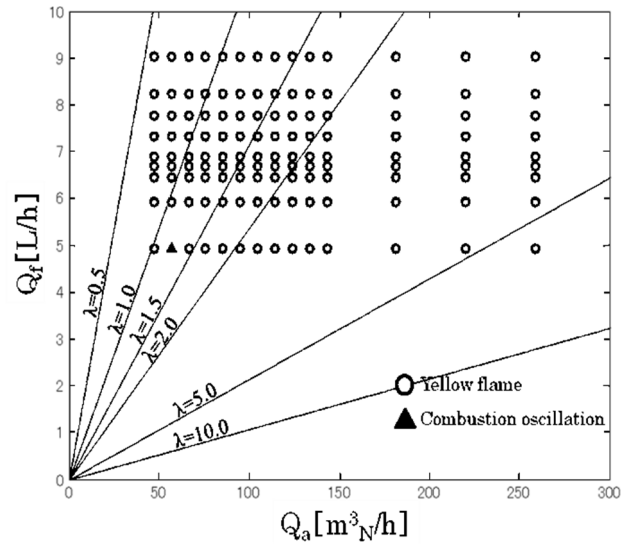
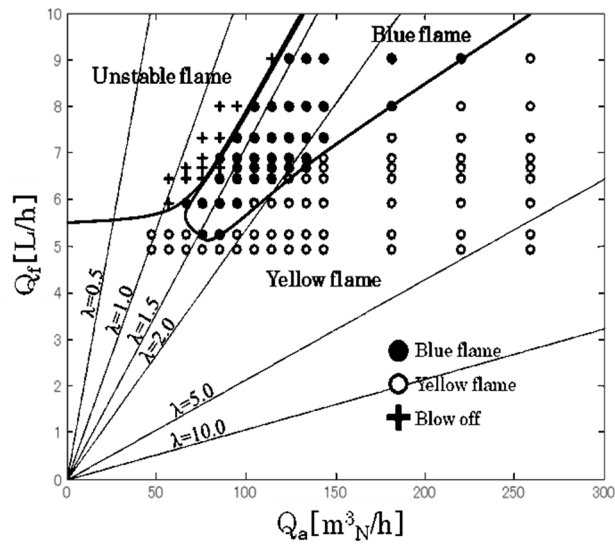


Fig. 1.20 Appearance of flames for a self-recirculation type low NOx burner (Fuel: kerosene)<sup>[49, 50]</sup>.



(a)



(b)

Fig. 1.21 Mapping of various combustion mode.

(a:  $H = 0$  mm, b:  $H = 30$  mm, Fuel: kerosene)<sup>[50]</sup>

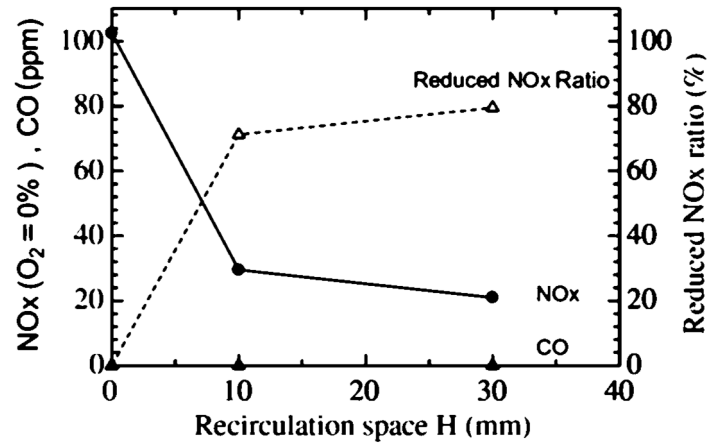


Fig. 1.22 NO<sub>x</sub> concentration (converted to the value at 0% O<sub>2</sub>) and CO concentration as functions of the recirculation space H (mm).  
(Fuel: kerosene)<sup>[48]</sup>

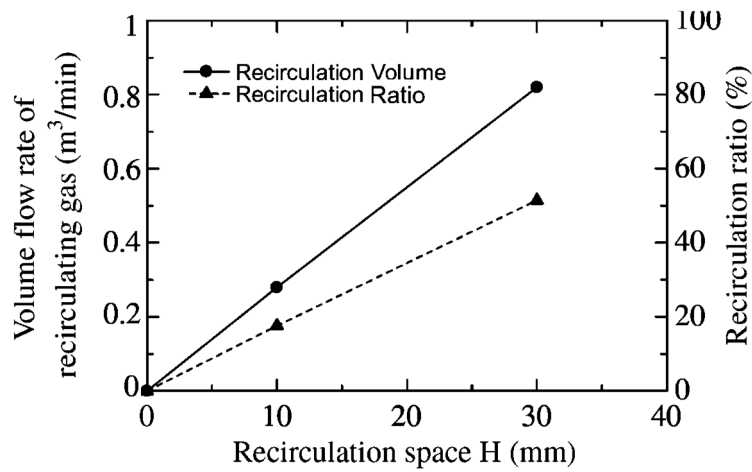


Fig. 1.23 Volume flow rate of the recirculating gas and its ratio (%) to the fresh combustion air as functions of the recirculation space H (mm)  
(Fuel: kerosene)<sup>[48, 50]</sup>.

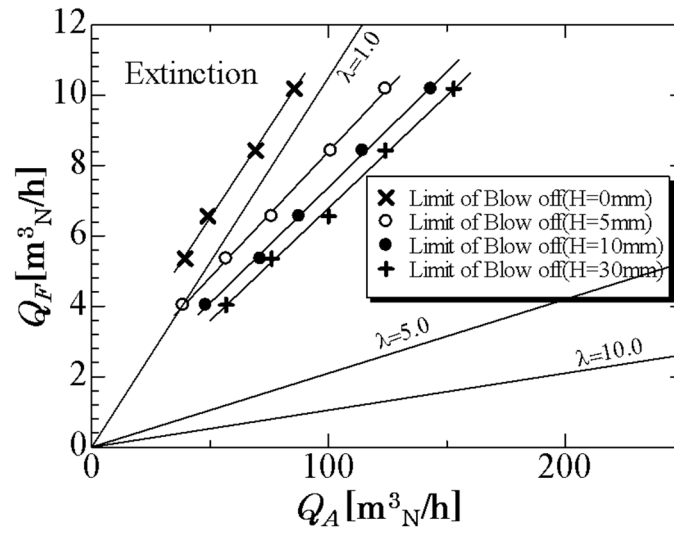


Fig. 1.24 Limit of blow off of the self-recirculation type burner.  
(Fuel: methane)<sup>[53]</sup>

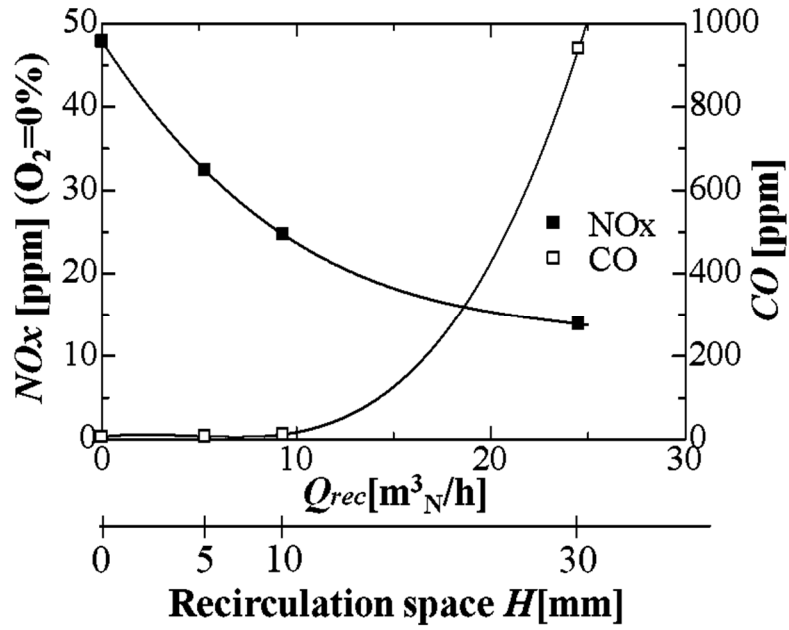


Fig. 1.25 Variation of  $\text{NO}_x$  ( $\text{O}_2=0\%$ ) and  $\text{CO}$  with an extent of recirculation space (Fuel: methane)<sup>[53]</sup>.

## 1. 3. 管状火炎に関する従来の研究

### 1.3.1. 管状火炎

管状火炎 (Tubular Flame) は回転伸長流場に形成される火炎で、円筒座標系の火炎素として基礎燃焼学の立場から研究されてきた<sup>[54-57]</sup>。Fig.1.26 に示すのが、基礎研究用の管状火炎バーナ (直径 13.6mm) で、円筒のバーナの接線方向にスリットが取り付けられた単純な構造となっている。そのスリットから可燃性混合気を接線方向に吹き出し、着火すると、Fig.1.27 のような円形断面をもち、直径が一樣な火炎が形成される。これは「管状火炎」である。Fig.1.27 の写真は燃料をメタンとし燃料希薄な条件の火炎を撮影したものである。

この管状火炎の極めて優れた特徴は

- ◆ 温度分布の対称性から、断熱性が高い火炎であり、効率の高いエネルギー供給が可能である。
- ◆ 内部が密度の低い既燃ガス、外部が密度の高い未燃ガスである為、流れの回転運動に対し空気力学的に安定な火炎であり、高負荷の際にも、安定な火炎が形成できる。
- ◆ 火炎を低温の未燃ガスが覆っているためバーナ壁への熱負荷が小さく、自己冷却作用があり、長時間運転が可能である。

といったことが挙げられる。

さらに、上記で述べたように、熱力学的にも空気力学的にも安定である特徴を有していることから、高速に吹き出しても火炎は吹き飛ばず、通常のバーナでは火炎の形成が難しい希薄予混合燃焼も実現でき、さらに空気流量を増やし、火炎帯の滞留時間を短くすることができる。以上の観点からも  $\text{NO}_x$  やすすの排出が低減でき、環境汚染物質の排出低減に多大に貢献することができる可能性を秘めていることがわかっている。

このように管状火炎には、上記のような優れた特性を持つことから、われわれは近年、管状火炎バーナの実用化を目指し開発・研究を行っている。その過程で、管状火炎は断熱火炎温度に近い燃焼ガス温度が得られることや、様々な燃料において、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などの優れた特性を持っていることが明らかにされている<sup>[57]</sup>。

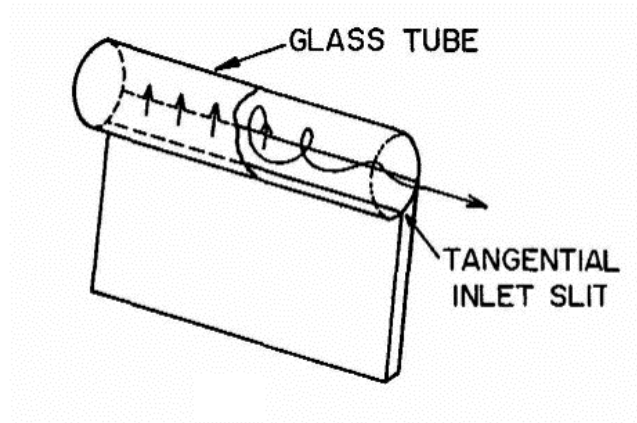
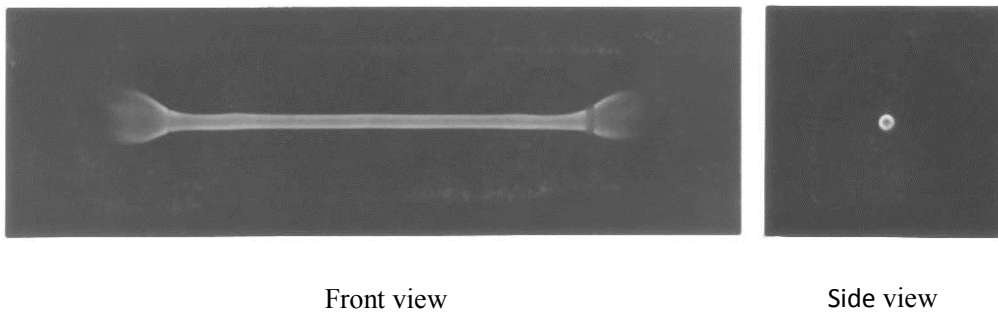


Fig. 1.26 A tubular flame burner (inner diameter 13.6mm) <sup>[54]</sup>.



Front view

Side view

Fig. 1.27 Appearance of flames for a tubular flame burner (inner diameter 13.6mm) <sup>[54]</sup>.

### 1.3.2. 急速混合型管状火炎

管状火炎は、前章で述べたような優れた特徴を有しているものの、従来のものでは、可燃性混合気を吹き出す「予混合燃焼」<sup>[58-60]</sup>を前提としていた。「予混合燃焼」とは、円筒状のノズルバーナのように、空気と燃料が予めよく混合された状態で火炎帯に流入する方式であり、火炎温度、燃焼ガス組成といった火炎の燃焼特性は、燃焼前の混合気の組成によって支配される。従って燃焼状態の制御が可能であり、環境汚染物質の低減が可能であるという大きな利点を有している。しかし、その一方で流速を小さくすると燃焼速度が流速を上回り、火炎がバーナから逆流、伝播する現象、すなわち「逆火」(Fig.1.28)の発生が懸念される。そのため、予混合燃焼は安全面から工業用炉などの実用燃焼器ではあまり用いられておらず、拡散燃焼<sup>[61-64]</sup>が採用されている場合が多い。しかし拡散燃焼では、燃料と空気の混合が不十分なため、環境汚染物質が発生しやすく、このことが近年、問題になっている。

そこで我々は、逆火の危険性が全くない管状火炎、というコンセプトのもと考えられた「急速混合型管状火炎」<sup>[65-70]</sup>燃焼というものを提案している。急速混合型管状火炎は、従来の予混合型管状火炎の燃焼方式(Fig.1.29 (a))と異なり、(Fig.1.29 (b))のように、燃料と空気を別々のスリットから吹き出し、強旋回を与えることにより、それぞれが円筒に沿って強い遠心力をうけながら回転するうちに急速に混合されたものを着火させることによって形成される火炎である。

研究結果により、強旋回強度を与えると、バーナ径が小さく混合領域が狭い場合でも予混合管状火炎に類似した均一で層流状の火炎面が形成されること、燃料と空気の広い燃焼範囲が実現可能であることが確認された。急速混合管状火炎を用いると、量論比の条件では予混合型に近い火炎温度が得られているものの、火炎構造の違いから環境汚染物質である NO を低減できるという可能性が示されている。そのため、この方式を用いたバーナも開発されている<sup>[71]</sup>。

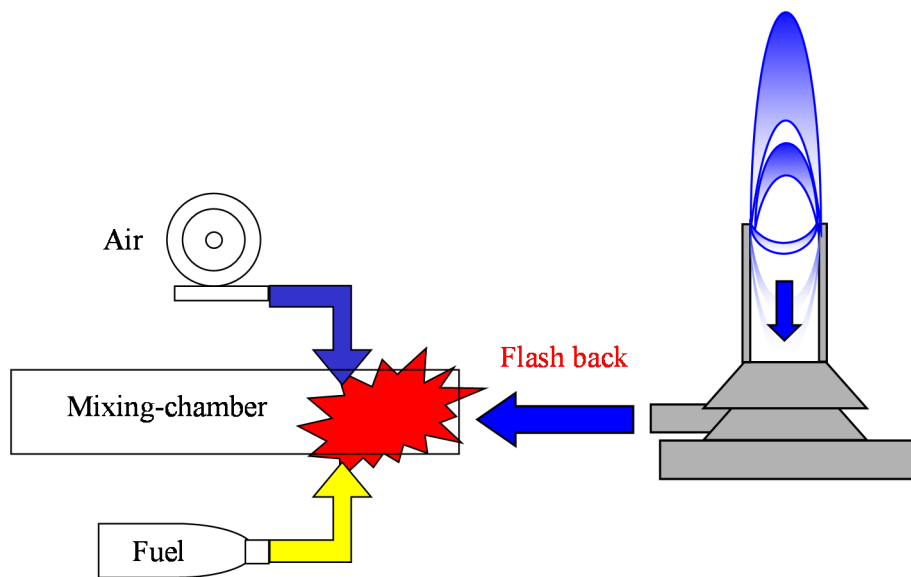


Fig. 1.28 Flash back.

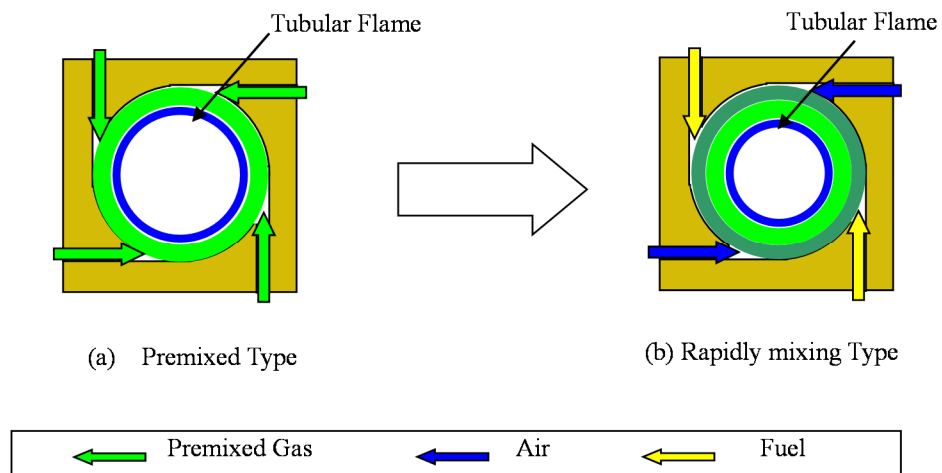


Fig. 1.29 Illustrations showing tubular flame burner.



## 1. 4. 本研究の目的

NO<sub>x</sub>低減に極めて有効である自己再循環法は、低いコストとコンパクト性から、近年注目されている。しかしながら、循環量を増大すると、火炎安定性が低下し、CO濃度も高くなるという結果がある。一方、近年の基礎燃焼学の成果に“管状火炎” (Tubular Flame)がある、管状火炎は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。

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、安全、コンパクトな低NO<sub>x</sub>バーナを開発することを目的とした。

また、カメラシステム、熱電対、NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub> メーター、CO/CO<sub>2</sub> メーター、および PIV システムなどを用い、燃焼工学的な立場から NO<sub>x</sub> 生成特性をしらべ、自己再循環が NO<sub>x</sub> 低減に与える影響を明らかにする。

## 第 2 章. 実験装置

## 2. 1. まえがき

本研究では，以下の4つ種類の自己再循環型管状火炎バーナを用いた．

1. 1.25インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナ——実用真空浸炭炉用の小型シングルエンドのラジアントチューブ用バーナを対象とし，メタンを対象に，バーナ径1.25インチ，循環路8個，熱出力10～16kWのプロトタイプ of the バーナを試作した．火炎外観，安定燃焼範囲，軸方向温度分布，NO<sub>x</sub>とCOの排出値などの燃焼特性を調べた．

2. 1.25インチ(12 path) 自己再循環型管状火炎バーナ——1.25インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナの実験結果を踏まえ，さらに，低NO<sub>x</sub>性が確認されたバーナを燃焼学的に詳しく調べるため，循環路数を12個に増やし，且つ，燃焼ガスの循環量を粒子画像流速法で計測可能な可視化型バーナを製作した．火炎外観，安定燃焼範囲，NO<sub>x</sub>とCOの排出値などの燃焼特性を調べた他，流れ場と循環量も計測した．

3. 12インチ(8 path) 自己再循環型管状火炎バーナ——実際の小型ボイラに供するべく，熱出力の増大と灯油への拡張を図り，熱出力65kW，バーナ径12インチ，循環路数8個のバーナを試作した．熱出力を40～100 kWをとしたコンパクトな低NO<sub>x</sub>バーナの実現を試みた．

4. 8インチ(6 path) 自己再循環型管状火炎バーナ——12インチ(8 path) 自己再循環型管状火炎バーナの結果を踏まえ，熱出力65kW，メタン・灯油兼用でコンパクト性を追求したバーナ径8インチ，循環路数6個のバーナを試作した．

以下，それぞれについて詳しく説明する．

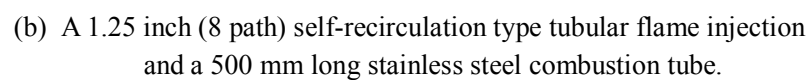
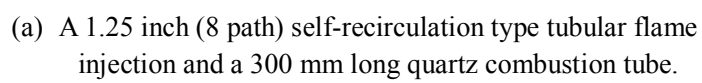
## 2. 2. 自己再循環型管状火炎バーナ

### 2.2.1. 1.25 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナ

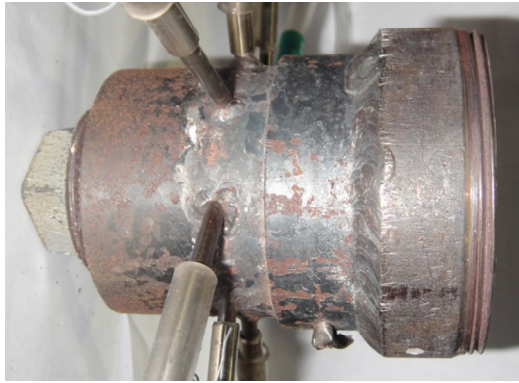
Fig.2.1に1.25インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナの概略を示す。バーナはステンレス製の噴射部と燃焼管からなる。Fig.2.1(a)に示すように、火炎を観察するために、噴射部の下流側に長さ300 mmで、内径67.5 mmの石英ガラス管を設置した。この石英ガラス管を通して、火炎断面の火炎撮影を詳細に行えるようにした。一方、NO<sub>x</sub>とCOの排出値、バーナ中心軸上の温度分布を測定する場合には、Fig.2.1(b)に示すように、噴射部の下流側に長さ500 mmで、内径67.5 mmのステンレス鋼管を接続した。また、温度分布を測定するため、ステンレス鋼管には、 $z = 75 \text{ mm}, 175 \text{ mm}, 275 \text{ mm}, 375 \text{ mm}$ の位置に $\phi 4$ の穴を計4つ開けた。

Fig.2.2に噴射部の詳細を示す。Fig.2.2(a), Fig.2.2(b)には実物の側面および正面の写真を示す。Fig.2.2(c)の寸法図に示すように、噴射部は長さは85 mm、内径は31.5 mm (1.25 インチ)であり、噴射部閉端から噴射部開放端までの距離は70 mmである。また、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。

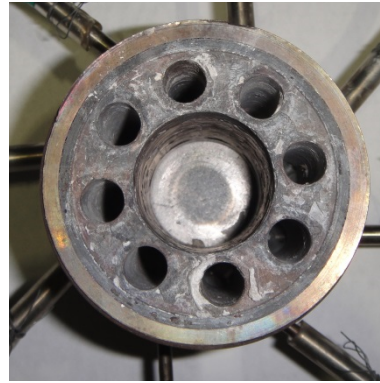
その断面図及び一つのインジェクターの拡大図をそれぞれ Fig.2.2 (d), Fig.2.2 (e)に示す。ジェットポンプの駆動原理と同様、エジェクター効果<sup>[72-75]</sup>により燃焼ガスを引き込むため、混合気を内径2 mmのパイプから円周上に設けられた内径4 mmの円孔を目指して高速で吹き出し、その負圧を利用して、ガス噴流に対して直角方向に設けられた内径10 mmの循環路から燃焼ガスを取り込む構造となっている。



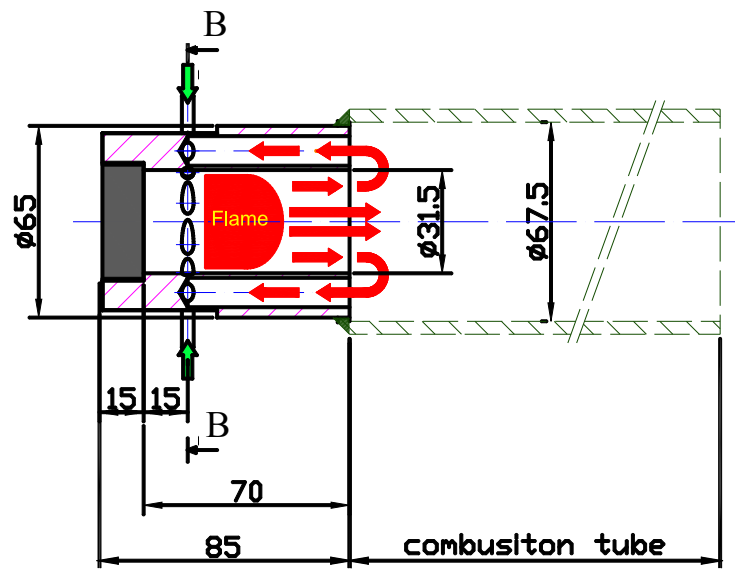
33



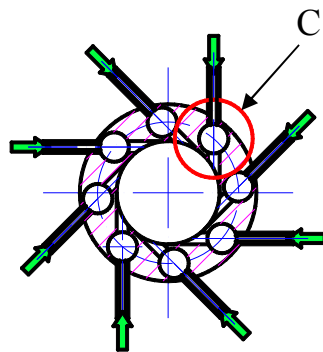
(a) Side view



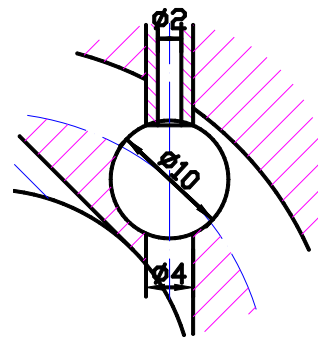
(b) Front view



(c) Injection part



(d) Section B-B



(e) Section C (enlarged)

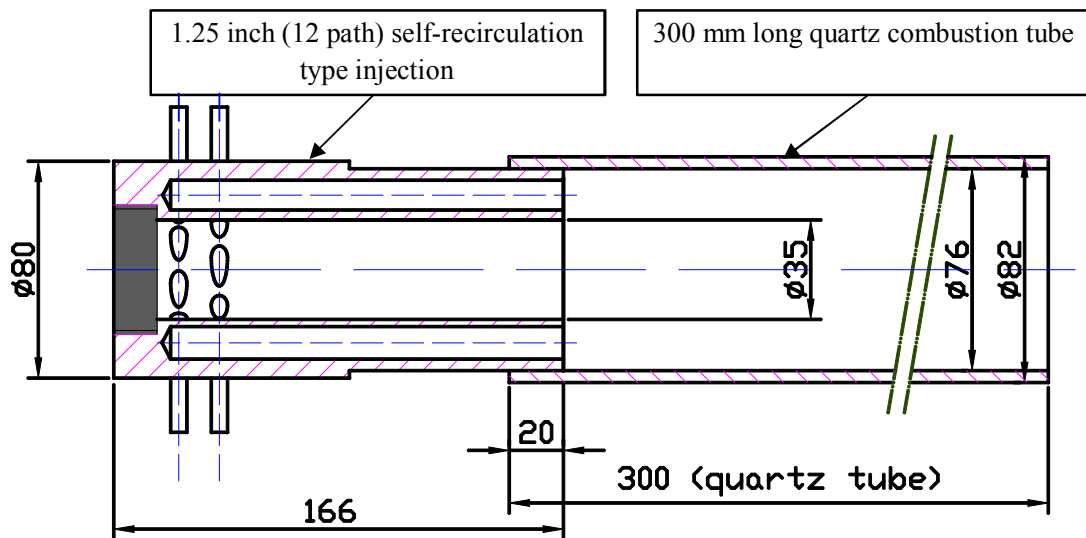
Fig. 2.2 A 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame injection.

### 2.2.2. 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナ

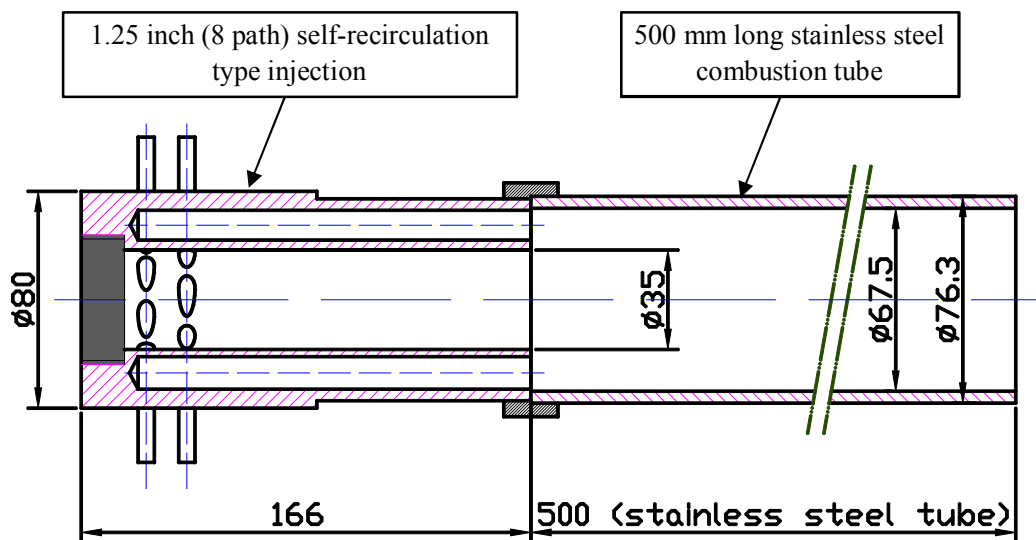
Fig.2.3に1.25インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの概略を示す。バーナは、大きくステンレス製の噴射部と燃焼管からなる。Fig.2.3(a)に示すように、火炎の観察とPIVシステムを用いた流れ場の測定を行うために、噴射部の下流側に長さ300 mmで、外径80 mm、内径76mmの石英ガラス管を設置した。一方、NO<sub>x</sub>とCOの排出値を測定する場合には、Fig.2.3(b)に示すように、噴射部の下流側に長さ500 mmで、内径67.5 mmのステンレス鋼管を接続した。

また、噴射部の詳細をFig.2.4に示す。Fig.2.4(a)，Fig.2.4(b)には実物の側面および正面の写真を示す。Fig.2.4(c)の寸法図に示すように、噴射部は長さ166 mm、内径35 mm (1.25 インチ)であり、噴射部閉端から噴射部開放端までの距離は150 mmである。また、噴射部閉端から8 mm、23 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各6本、計12本、対称位置に取り付けられている。

その断面図及び一つのインジェクターについての拡大図をそれぞれ Fig.2.4 (d)，Fig.2.4 (e)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 6 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、ガス噴流に対して直角方向に設けられた内径 12 mm の循環路から燃焼ガスを取り込む構造となっている。



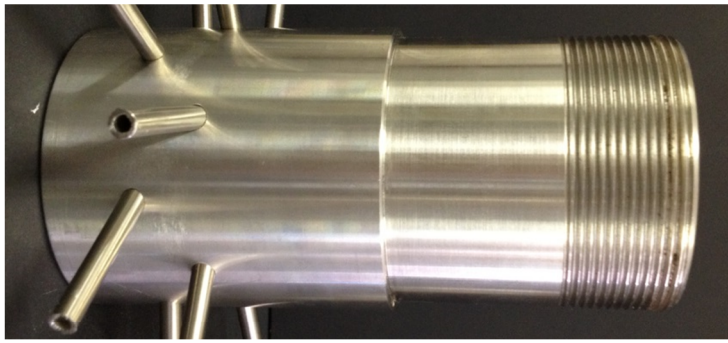
(a) A 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame injection and a 300 mm long quartz combustion tube.



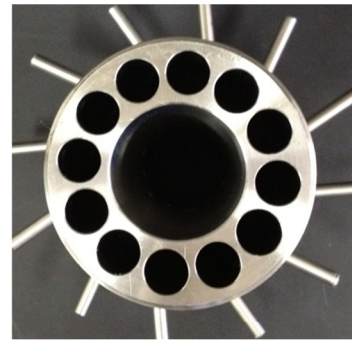
(b) A 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame injection and a 500 mm long stainless steel combustion tube.

Fig. 2.3 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner.

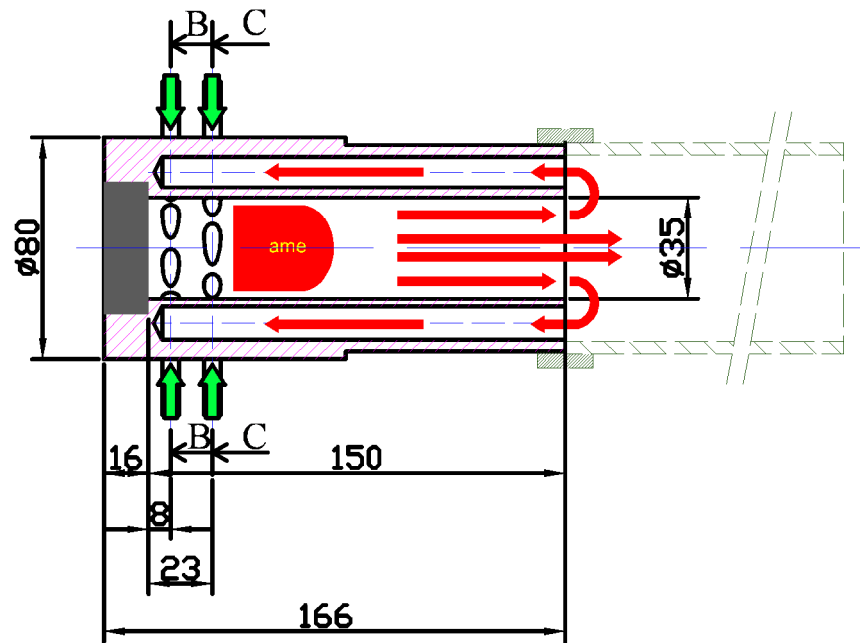




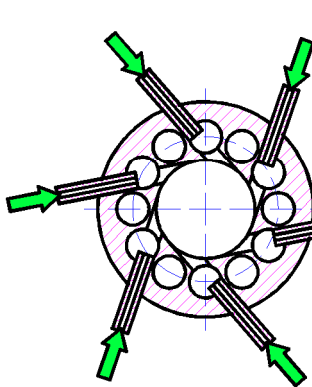
(a) Side view



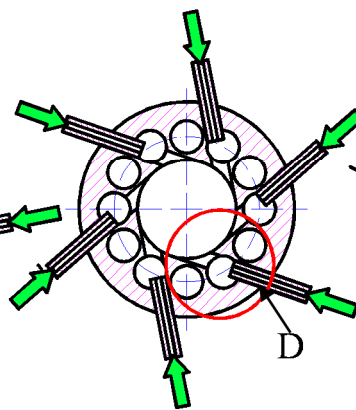
(b) Front view



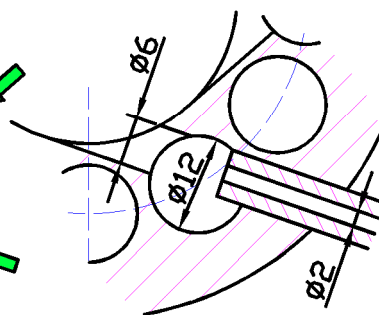
(c) Injection part



(d) Section B-B



(d) Section C-C



(e) Section D (enlarged)

Fig. 2.4 A 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame injection.

### 2.2.3. 12 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナ

12インチ (8 path)自己再循環型管状火炎バーナは，小型ボイラー用燃焼器を対象とし，1.25インチ自己再循環型管状火炎バーナを拡張し，メタンのみならず液体燃料である灯油を対象としたバーナである．このバーナを用い，熱出力を40～100 kWをとしたコンパクトな低NO<sub>x</sub>バーナの実現を試みた．

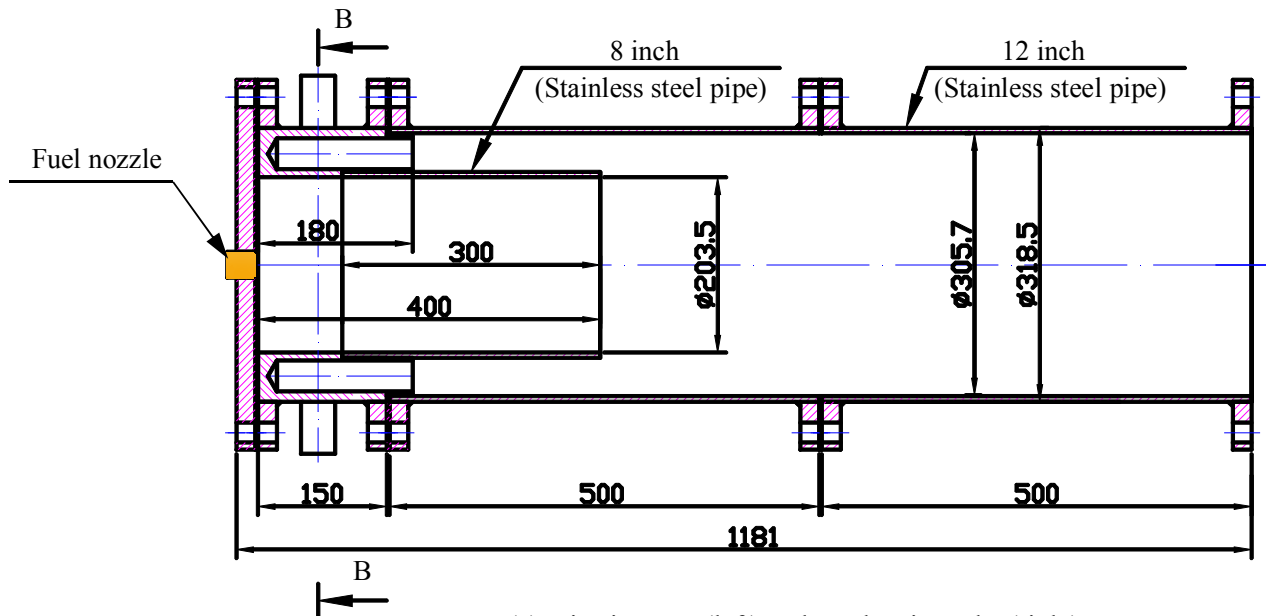
Fig.2.5に示すように，管状火炎形成部の内径8インチ，その外周に8個の循環路を持つ外径12インチの自己再循環型管状火炎バーナは，大きくステンレス製の噴射部と燃焼管からなる．

噴射部は，外径 318.5 mm(12 インチ)，内径 203.5 mm (8 インチ)，長さ 180 mm で，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．また，閉端のフランジの中心軸に，灯油噴射用の噴射ノズルを設置した．

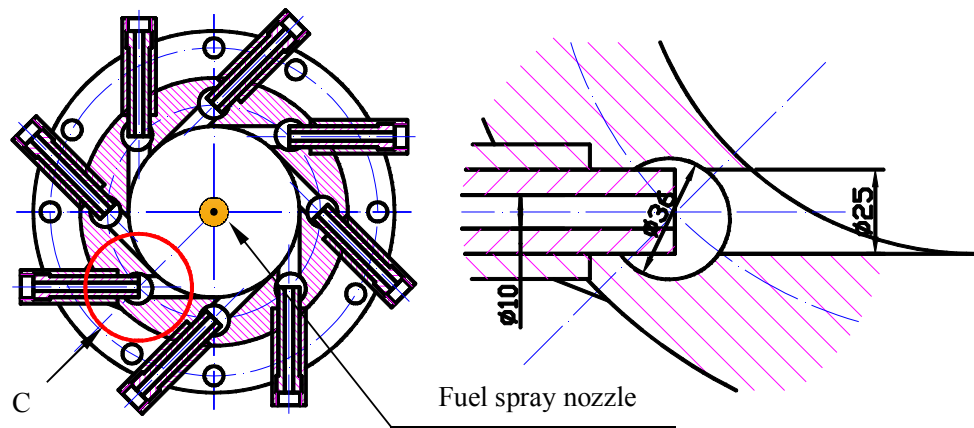
その断面図及び一つのインジェクターについての拡大図をそれぞれFig.2.5(b)，Fig.2.5(c)に示す．インジェクター効果により燃焼ガスを引き込むため，メタン・空気混合気，あるいは，灯油燃焼の場合は空気のみを内径10 mmのパイプから円周上に設けられた内径25 mmの円孔を目指して高速で吹き出し，その負圧を利用して，ガス噴流に対して直角方向に設けられた内径36 mmの循環路から燃焼ガスを取り込む構造となっている．なお，完全燃焼をさせるため，噴射部下流端には内径203.5 mm，長さ300 mmの内管を接続した．噴射部閉端から内管下流端までの長さは400 mmである．

燃焼管は，全長 500 mm，外径 318.5 mm，内径 307.5 mm (12 インチ)のステンレス管と300A(5k)ステンレス製のフランジと溶接したものである．

実際の装置の写真を Fig.2.6 に示す．Fig.2.6(a)，Fig.2.6(b)はバーナの側面と正面から撮影した写真であり，再循環部分の拡大写真を Fig.2.6(c)，Fig.2.6(d)に示す．また，Fig.2.6(e)に 8 インチのインナーパイプを示す．



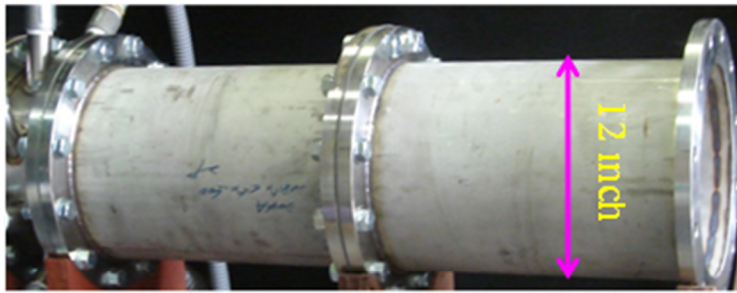
(a) Injection part (left) and combustion tube (right)



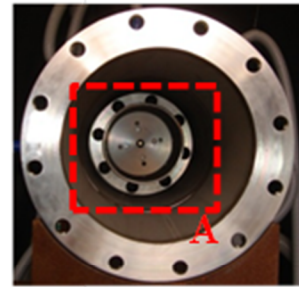
(b) Section B-B

(c) Section C (enlarged)

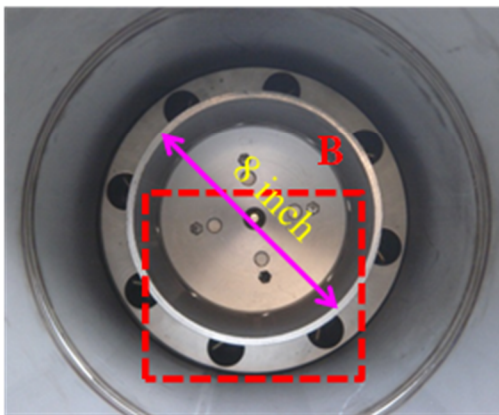
Fig. 2.5 12 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner.



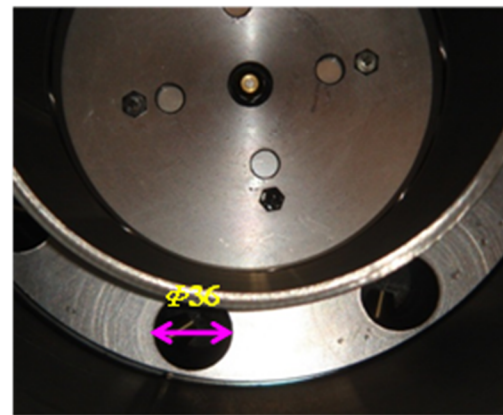
(a) Side view



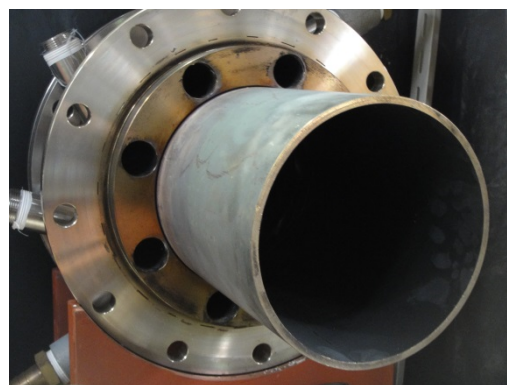
(b) Front view



(c) Section A (enlarged)



(d) Section B (enlarged)



(e) Inner pipe

Fig. 2.6 Photos of the 12 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner.

## 2.2.4. 8 インチ(6 path)自己再循環型管状火炎バーナ

8インチ(6 path)自己再循環型管状火炎バーナは、12インチ(8 path) 自己再循環型管状火炎バーナの結果を踏まえ、コンパクト性を追求するため、最大熱出力を65 kWとした改良型バーナである。

Fig.2.7に示すように、内径4インチの管状火炎形成部及びその外周に6個の循環路を持つ外径8インチの自己再循環型管状火炎バーナは、大きくステンレス製の噴射部と燃焼管からなる。

噴射部は、外径216.3 mm(8インチ)、内径106 mm (4インチ)、長さ170 mm で、接線方向に吹き出すインジェクターは6本、対称位置に取り付けられている。また、閉面のフランジの中心軸に、灯油噴射用の噴射ノズルを設置した。

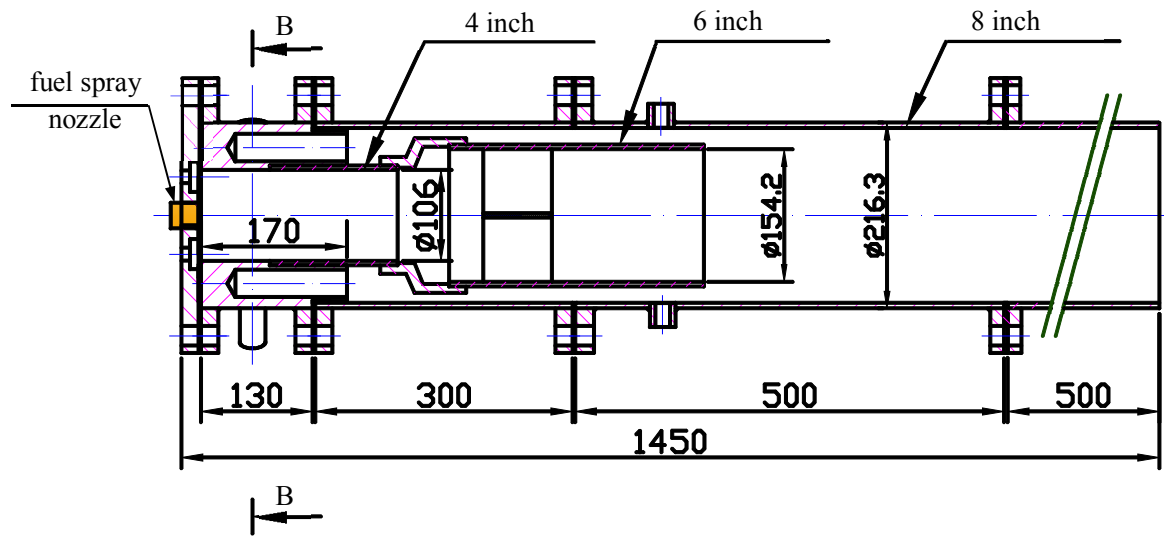
その断面図及び一つのインジェクターについての拡大図をそれぞれ Fig.2.7(b)、Fig.2.7(c)に示す。エジェクター効果により燃焼ガスを引き込むためのパイプの内径は 8 mm、円周上に設けられた円孔の内径は 20 mm である。循環路の内径は 30 mm である。

なお、噴射部下流端には内径106 mm(4インチ)、長さ150 mmの内管を接続した。なるべく燃焼帯が短くなるように、内径4インチの内管の下流に6インチ内管(長さ100 mm、あるいは300 mm)を接続し流路を広げた他、予備実験の結果、灯油燃焼において燃料噴霧が中心部に偏在して多量の煤が発生することが判明したため、旋回を弱めるため燃焼帯下流にFig.2.7(d)に示すような十字形の板(Flow-Straightening Plate)を挿入した<sup>[76]</sup>。

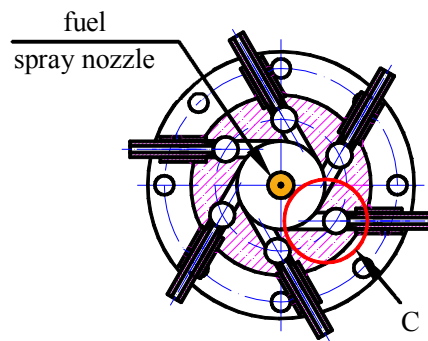
燃焼管は、全長1000 mm、外径216.3 mm、内径206.3 mm (8インチ)のステンレス管と両端の200A(5k)ステンレス製のフランジと溶接したものである。

また、実際の装置の写真を Fig.2.8に示す。Fig.2.8(a)、Fig.2.8(b)はバーナの側面と正面から撮影した写真であり、噴射部の写真を Fig.2.8(c)に示す。

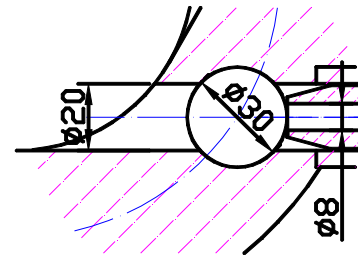
内径4インチの内管の下流に接続した6インチ管の写真を Fig.2.9に示す。Fig.2.9(a)は長さ100 mm の6インチ延長内管を設けられた場合の側面写真であり、長さ300 mm の6インチ延長内管を設置した場合の側面および正面の写真は Fig.2.9(b)、Fig.2.9(c)に示されている。



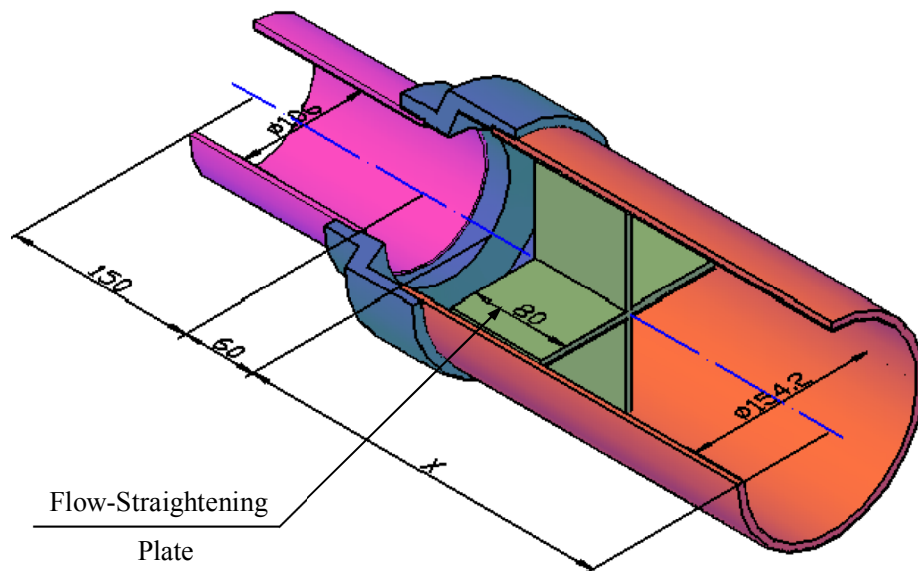
(a) Injection part (left) and combustion tube (right)



(b) Section B-B



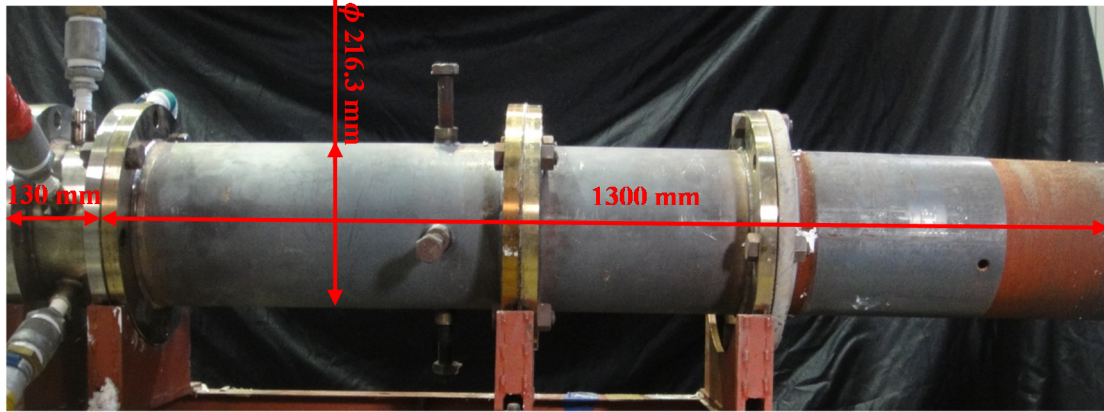
(c) Section C (enlarged)



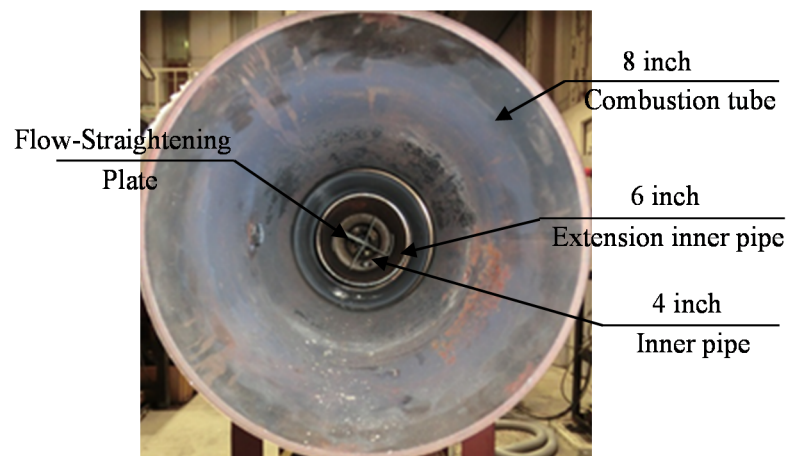
(d) Inner pipe and extension inner pipe (3D image)

Fig. 2.7 8 inch (6 path) self-recirculation type tubular flame burner.

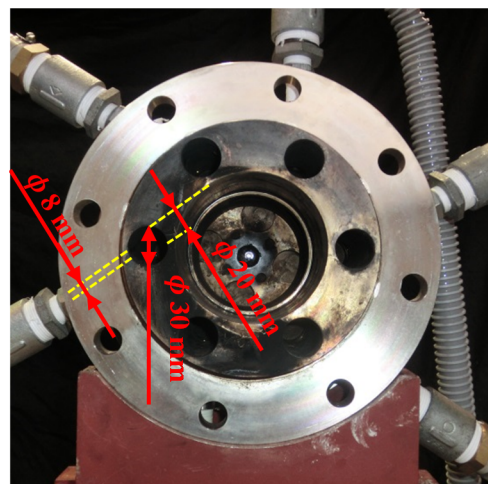




(a) Side view

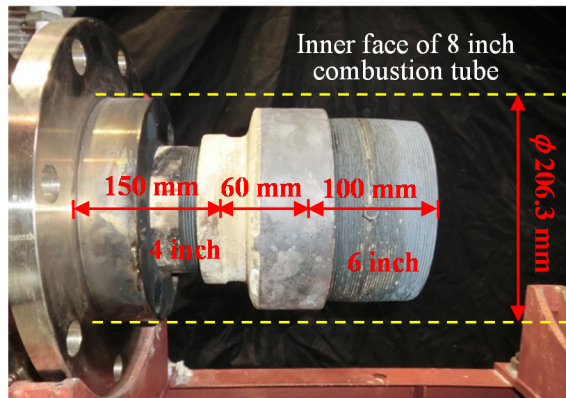


(b) Front view

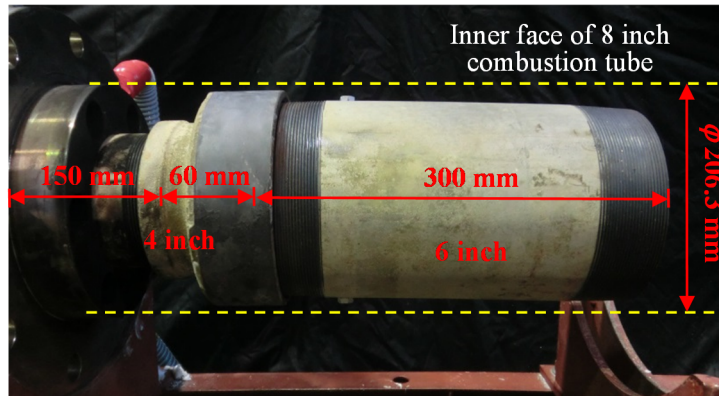


(c) Injection part

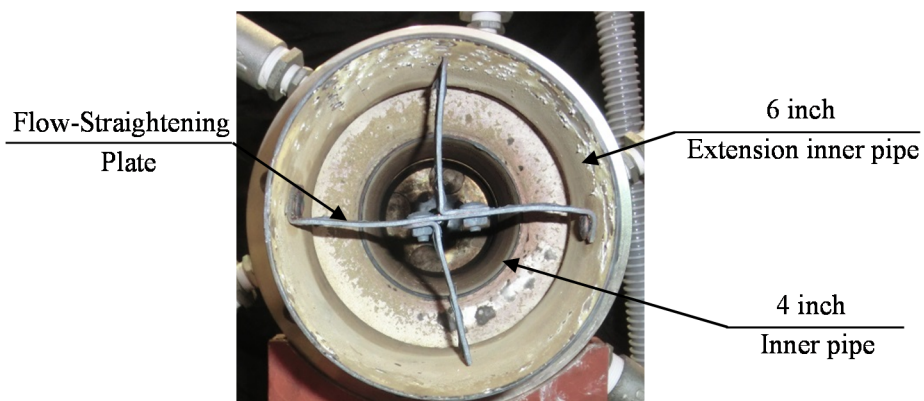
Fig. 2.8 Photos of the 8 inch (6 path) self-recirculation type tubular flame burner.



(a) Side view of inner pipe  
(with a 100 mm extension inner pipe)



(b) Side view of inner pipe  
(with a 300 mm extension inner pipe)



(c) Front view of inner pipe  
(with a 100 mm extension inner pipe)

Fig. 2.9 Inner pipe and extension inner piper.



## 第 3 章. 供給装置および計測装置

### 3. 1. まえがき

本研究では，燃料であるメタンは高圧ボンベより，空気はコンプレッサーより供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，均一に混合され，インジェクターから接線方向にバーナ内へ吹き出される．一方，灯油（12 インチ(8 path)と 8 インチ(6 path)の実験）は，ポンプにより供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，バーナ端中心に設けられた噴射ノズル(Delavan 社製，Type A)からバーナ内に軸方向に噴射される．

一方，火炎の撮影，NO<sub>x</sub> と CO の濃度の測定，中心軸上の軸方向温度分布，および再循環入り口の流れ場を，カメラシステム，熱電対，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）および PIV システムを用いて行った．

以下，それぞれの供給装置と計測装置について，簡単に説明する．

## 3. 2. 供給装置

### 3.2.1. 浮き子式流量計

Fig. 3.1 に，浮き子式流量計を示す．本実験では，流量測定装置として，管路中の抵抗体に作用する液体抵抗と重力の釣り合いを利用して流量を検出する，昭和機器計装株式会社製の浮き子式面積流量計の AP-0250（パネル取付用 面積流量計）と AP-0200（フロート形面積流量計）を用いた<sup>[77]</sup>．流量計に刻まれている目盛りは，例えば，AP-0200（フロート形面積流量計）の場合，20℃，150mmAq-G のもとで刻まれたものであるため，実際の流量を調べるためには，本実験を行った条件下で補正をしなければならない．

本来ならば，流量計の説明書にある補正式を利用して目盛りの補正を行えば実際の流量が得られる．しかし，予備実験の結果，流量計にて設定した流量が供給されていないということが判明した．そこで，正しい流量を測定するため浮き子式面積流量計の流量検定を行い，補正式により得られる補正值に，さらに補正係数 をかけて，それを実際の流量とした．

補正式：

$$Q(\text{m}^3_{\text{N}}/\text{h}) = Q_0 \sqrt{\frac{\gamma_{\text{NO}}}{\gamma_{\text{N}}}} \sqrt{\frac{PT_0}{P_0T}}$$

$Q$ ：実際の体積流量（0℃，1atm 状態）

$Q_0$ ：目盛り指示値

$\gamma$ ：実際に使用されている気体の標準状態の比重量（ $\text{m}^3/\text{kg}$ ）

$\gamma_{\text{NO}}$ ：設計基準の気体の標準状態の比重量（ $\text{m}^3/\text{kg}$ ）

$T$ ：実際の気体の絶対温度（K）

$T_0$ ：設計基準の絶対温度（K）

$P$ ：実際の気体の絶対圧力（mmHg）

$P_0$ ：設計基準の絶対圧力（mmHg）

また，今回は実際に使用している気体と，設計基準の気体の標準状態での比重は等しいものと考え，

$$\sqrt{\gamma_{\text{NO}}/\gamma} = 1$$

として，補正を行っている．



(a) Air and CH<sub>4</sub> rotameters with small range (AP-0250 series).



(b) Air rotameters with wide range.  
(AP-0200 series)



(c) CH<sub>4</sub> and kerosene rotameters with wide range.  
(left: for CH<sub>4</sub>, right: for kerosene, AP-0200 series)

Fig.3.1 Air, CH<sub>4</sub> and kerosene rotameters.

### 3.2.2. 灯油噴射ノズル

工業的に用いられる燃料噴射ノズルには液体燃料を微粒化<sup>[78, 79]</sup>するための微粒化機構が備わっている．いくつかある微粒化の方法の中で，渦巻き噴射弁<sup>[79-81]</sup>は，圧力エネルギーによる微粒化法を取り入れ，弱い噴霧貫徹力，中程度の圧力で広い流量範囲にわたって良好な噴霧状態を形成できるという利点があるため，小型のバーナによく使われている．したがって，本実験の灯油燃焼の場合では，この渦巻き噴射弁を用いた．

Fig.3.2(a) に 12 インチと 8 インチ自己循環型低 NOx 管状火炎バーナに搭載されている渦巻き噴射弁（Delavan 社製 Type A）<sup>[82]</sup>の断面図を示す．また，渦巻き噴射弁の概略図を Fig.3.2(b)に示す．この渦巻き噴射弁は，液体燃料（本実験は灯油である）を燃料噴射ノズル内にある接線方向のスリットを介して渦室へ流入させることで，液体燃料に接線方向の速度成分を持たせる役割を持つ．そして，液体燃料はオリフィスから環状のシートとして流出し，急速に外側に広がり，中空の円錐状の噴霧を形成させる仕組みとなっている．このときの噴霧角度は  $60^\circ$  となっている．

また，下記の式に示すように，基準噴霧圧力が  $7 \text{ kg/cm}^2$  の場合では，最大噴霧流量は 1.5 US Gallon/Hour (約 5.7 l/h) である．本実験では，噴霧流量を約 6.6 l/h とするため，実際噴霧圧力を  $10 \text{ kg/cm}^2$  に昇圧した．

噴霧流量換算式：

$$\text{実際噴霧流量 (l/h)} = 3.78 \times \text{実際噴霧流量 (US Gallon)} \sqrt{\frac{\text{実際噴霧圧力}}{\text{基準噴霧圧力}}}$$

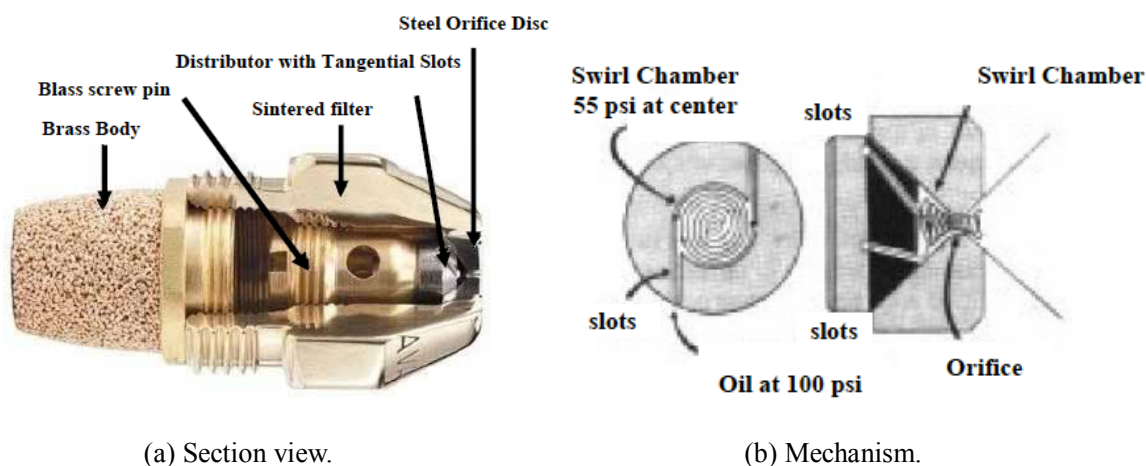


Fig.3.2 Swirl nozzle (Delavan, Type A) <sup>[82]</sup>.

### 3. 3. 計測装置

#### 3.3.1. NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub> メーター

燃焼ガス中の NO<sub>x</sub> 測定には，Fig.3.3 の常圧化学発光式燃焼ガス NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub> メーター(島津製作所，NOA-7000)<sup>[83]</sup>を用いた．サンプルの燃焼ガスは，外径 8 mm，内径 6 mm のステンレス製サンプリングプローブを介して，NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub> メーターにまで送られる．

##### I. 測定原理

燃焼設備から排出されるガス中には，酸化窒素(NO)と二酸化窒素(NO<sub>2</sub>)が含まれており，これらを合わせて窒素酸化物(NO<sub>x</sub>)と呼ぶ．一般に NO は NO<sub>x</sub> の大部分を占め，NO<sub>2</sub> は数%程度である．NO<sub>2</sub> は NO に変換したのち NO として窒素酸化物の量(NO<sub>x</sub>)を測定する．

実験で使用した[島津 NOA-7000]は、NO とオゾン(O<sub>3</sub>)による化学発光反応(Chemiluminescence 反応)<sup>[84]</sup>を利用して NO 濃度を測定する．試料ガス中の NO と空気から生成した O<sub>3</sub>は，反応槽内で混合され，その一部が励起状態の NO<sub>2</sub>(NO<sub>2</sub>\*)となる．この NO<sub>2</sub>\*が基底状態に戻る時，波長 590～2500 nm の光を放射し，この光の強度を半導体光電素子(シリコンホトダイオード)で測定して NO 濃度を測定する．

さて、化学発光は NO 固有の反応を利用するため，NO<sub>2</sub>はあらかじめ NO に変換しておく必要がある．この役割をするのが NO<sub>2</sub>—NO コンバータである．コンバータは，電気炉内の高性能触媒の働きにより，次式により NO<sub>2</sub>を等しいモル数の NO に変換する．



O<sub>2</sub>濃度はジルコニア法によって測定する．ジルコニアに CaO や Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>を加えた安定化ジルコニアは強度に優れ，高温で高い酸素イオン伝導性を示す．この安定化ジルコニアの両端に電極を設けて，高温中に置くと，ジルコニア両端の酸素濃度の違いにより，測定ガス中の酸素濃度を測ることができる．

## II. 換算 NO<sub>x</sub> の演算

NO<sub>x</sub> の排出基準では、換算の基準となる排ガス中の O<sub>2</sub> 濃度を施設の種類あるいは燃料種別ごとに定めているが、規定排ガス中 O<sub>2</sub> 濃度を [O<sub>2</sub>]<sub>c</sub> とした場合、換算 NO<sub>x</sub> 濃度は次式によって求められる<sup>[85]</sup>.

NO<sub>x</sub> 濃度換算式:

$$[\text{NO}_x]_c = \frac{21 - [\text{O}_2]_c}{21 - [\text{O}_2]_m} [\text{NO}_x]_m$$

[NO<sub>x</sub>]<sub>c</sub> : 排ガス中の O<sub>2</sub> 濃度が [O<sub>2</sub>]<sub>c</sub> % のときの換算 NO<sub>x</sub> 濃度 (ppm)

[O<sub>2</sub>]<sub>c</sub> : 規定 O<sub>2</sub> 濃度 (乾き排ガスベース) (%)

[O<sub>2</sub>]<sub>m</sub> : NO<sub>x</sub> 計測時の乾き排ガス中の O<sub>2</sub> 濃度 (%)

[NO<sub>x</sub>]<sub>m</sub> : 計測 NO<sub>x</sub> 濃度 (ppm)

なお、本実験の NO<sub>x</sub> 補正は上式を用いて行い、基準残存酸素濃度を 0% として換算した。このときには、換算 NO<sub>x</sub> 濃度は次式のようになった。

$$[\text{NO}_x]_c = \frac{21}{21 - [\text{O}_2]_m} [\text{NO}_x]_m$$

[NO<sub>x</sub>]<sub>c</sub> : 排ガス中の O<sub>2</sub> 濃度が [O<sub>2</sub>]<sub>c</sub> % のときの換算 NO<sub>x</sub> 濃度 (ppm)

[O<sub>2</sub>]<sub>m</sub> : NO<sub>x</sub> 計測時の乾き排ガス中の O<sub>2</sub> 濃度 (%)

[NO<sub>x</sub>]<sub>m</sub> : 計測 NO<sub>x</sub> 濃度 (ppm)



Fig. 3. 3 NO<sub>x</sub>/O<sub>2</sub> Meter (SHIMADZU, NOA-7000)<sup>[83]</sup>.

### 3.3.2. CO/CO<sub>2</sub> メーター

燃焼ガス中の CO 濃度の測定には，Fig.3.4 の赤外線式ガス濃度測定装置—CO/CO<sub>2</sub> メーター(島津製作所，NOA-7000)<sup>[83]</sup>を用いた．サンプルの燃焼ガスは，外径 8 mm，内径 6 mm のステンレス製サンプリングプローブを介して，CO/CO<sub>2</sub> メーターにまで送られる．

#### 測定原理

赤外線式ガス分析系(CO/CO<sub>2</sub> メーター)<sup>[84]</sup>の測定原理は，Fig.3.5 に示すように，CO，CO<sub>2</sub>，CH<sub>4</sub> などの異原子分子に赤外線を照射すると，その固有の振動および回転の運動エネルギー準位の遷移が起こり，特定の波長の赤外線を吸収する特性を利用したものである．

このガス分子の赤外線の吸収は，ランベルトベールの吸収法則に従っている．

$$I_2 = I_1 \cdot e^{-\varepsilon(\lambda) \cdot C \cdot l}$$

$I_2$  : 透過光の強さ

$I_1$  : 入射光の強さ

$\varepsilon(\lambda)$ : 波長，ガスの種類などによる係数

$C$  : ガス濃度

$l$  : 測定セルの長さ

上式より，透過光はガス濃度に依存して減少するため，透過光の強さを測定することによってガス濃度を測定することができる．





Fig. 3.4 CO/CO<sub>2</sub> meter (SHIMADZU, CGT-7000) <sup>[83]</sup>.

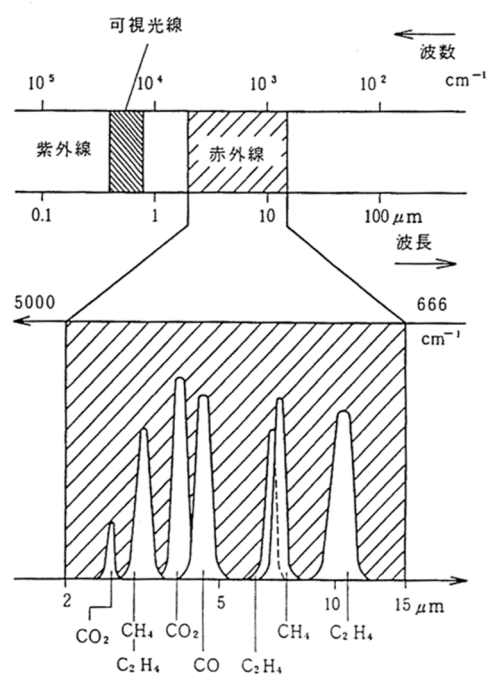


Fig. 3.5 Gas absorption spectrum of infrared.

### 3.3.3. R 型熱電対

本実験では，温度分布を測定するため，R 型熱電対<sup>[86]</sup>及びペンレコーダーを用いて実験を行った．

Fig.3.6 に示すように，この R 型熱電対は，素線径 200  $\mu\text{m}$  の Pt と Pt-13%Rh 金属線を溶接したものである．熱電対により測定された温度は，実際の燃焼ガス温度より低い値となっている．その原因として，素線を挿入することにより流れが乱れて火炎形状に変化を与えたり，輻射や熱伝導によって熱損失が生じたりすることが考えられる．そのうち，最も重要なのは熱電対の輻射による熱損失であり，素線径や素線の材質によってその大きさも様々である．

今回は，Kaskan の輻射補正式<sup>[87, 88]</sup>を用いて輻射による熱損失を求めた．Kaskan によると，燃焼ガスから素線へと伝わる熱量と，素線の発光による輻射によって放出される熱量が平衡状態になっていると仮定することにより，以下の補正式が導出できる．

**Kaskan 輻射補正式：**

$$\Delta T = \frac{1.25 \varepsilon \sigma T_w^4 d^{0.75}}{\lambda} \frac{\eta^{0.25}}{\rho v}$$

$T_w$  : 燃焼ガス温度[K]

$\sigma$  : ステファン・ボルツマン定数[W/( $\text{m}^2\text{K}^4$ )]

$d$  : 熱電対素線径[m]

$\rho$  : 密度[kg/ $\text{m}^3$ ]

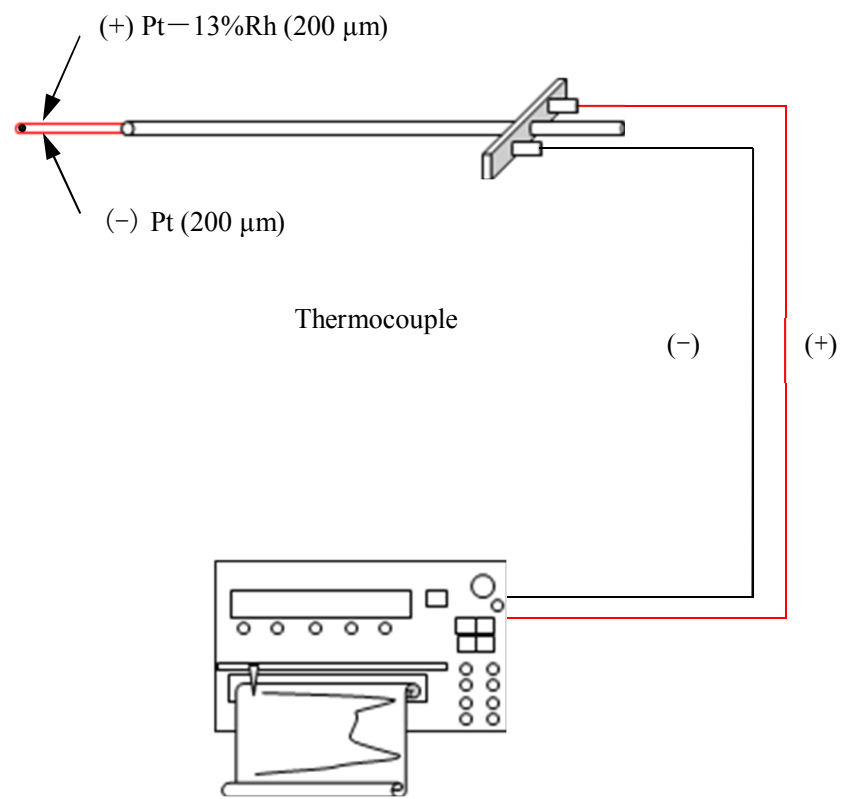
$\varepsilon$  : 放射率

$\lambda$  : 熱伝導率[J/( $\text{smK}$ )]

$\eta$  : 粘性係数[kg/( $\text{sm}$ )]

$v$  : ガス流速[m/s]

R 型熱電対から生じた接続電位差はペンレコーダーで受け取り，記録した．本実験では，YOKOGAWA 製 ペンレコーダー(LR4410E)を使用した．



Pen recorder (YOKOGAWA, LR4410E)

Fig. 3.6 Temperature measurements.

### 3.3.4. PIV 計測原理と方法

#### I. PIV 計測原理

本実験では,PIVシステムを用いることで燃焼流中の二次元瞬時速度場の計測を行った．以下に PIV の原理について説明する．

PIV の計測原理は，粒子軌跡法とも呼ばれ<sup>[89]</sup>，Fig.3.7 に模式的に示す．流れに微細なトレーサ粒子を混入させ，これをパルスレーザなどの光源で瞬間的にシート状に照射する．照射は流れの面内で少なくとも 2 つの時刻（時刻  $t_0$  と時刻  $t_1$ ）で行われる．トレーサ粒子からの散乱光は，CCD 素子などの撮影装置を介して記録媒体に 2 つの瞬間的な粒子画像として記録される．連続する 2 つの画像上のトレーサ粒子像からその画像上の移動量  $\Delta x$  を求め，これと画像入力の時刻間隔  $\Delta t (=t_1 - t_0)$  及び画像の変換係数  $\alpha$  から，流れ空間の局所的な速度  $u$  を次式のように求める．

$$u = \alpha \frac{\Delta x}{\Delta t}$$

ここに，画像の変換係数は  $\alpha = (\alpha' / M)$  で与えられる． $M$  は撮像系の横倍率で， $\alpha'$  は単位換算係数である．このとき流れ空間のトレーサ粒子は局所的な流速で流れとともに移動すると仮定する．これが PIV の速度計測の基本原理である．

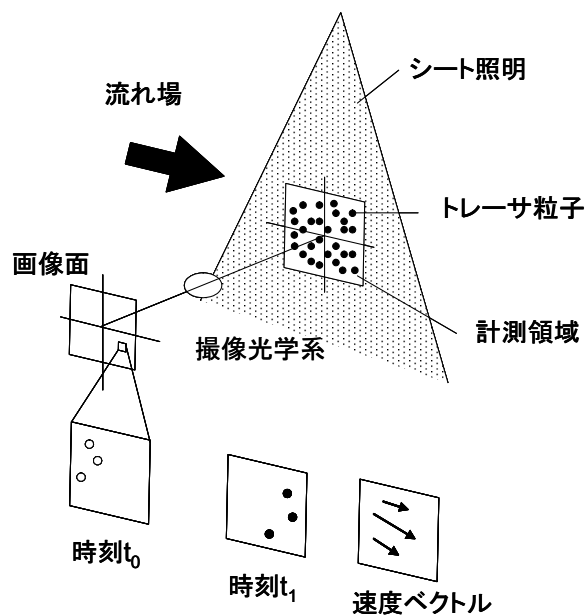


Fig. 3.7 Principle of PIV.

## II. PIV 計測方法

PIV 計測は，PIV システムにより行う．計測は，PC によって出力されるマスタトリガがシンクロナイザと PIV カメラ(TSI: PIV Camera13-8)へ入力される．シンクロナイザでは，指定された間隔のダブルパルスのフラッシュランプと Q スイッチのトリガを PIV レーザーに出力する．この時，ダブルパルスレーザーが，強度は最大 120 mJ で，間隔は最短 8  $\mu$ s で照射される．PIV カメラ側では，一発目のレーザー照射の後，いったん露光を止め，二発目の照射の前に再び露光を開始する．このようにして得られた 2 枚の画像に対して，FFT 相関によりベクトルを算出する．この FFT 相関は，ベクトルを算出するのに時間がかかるが，相関の得られない部分では，ある特定の値の誤ベクトルを表示するか，ベクトルを表示しないという特徴があり，後の処理によって精度の高いベクトルのみが得られるという利点がある．トレーサ粒子については，燃焼場における計測で火炎帯の背後まで残存可能なトレーサ粒子の中で最軽量のものが MgO であること，また非燃焼流れと燃焼流れで異なるトレーサを用いた場合，その定性的な比較さえ困難になることから，本研究では非燃焼と燃焼のどちらの場合にも MgO を用いた．

## 第4章. メタン用プロトタイプ自 己再循環型管状火炎バーナの試作 とその有効性の検証

## 4.1. まえがき

本章では、安定性のよい管状火炎バーナに自己再循環法を適用し、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する初期型の自己再循環型管状火炎バーナ——1.25 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナを試作した。

予混合型と急速混合型の二つ燃焼方法において、再循環通路の開度による火炎外観，安定燃焼範囲，NO<sub>x</sub> と CO の排出値，および中心軸上の軸方向温度分布などの燃焼特性の変化を調べ，NO<sub>x</sub> 低減の原因を明らかにすることを目的とした。

## 4.2. 実験方法および実験装置

### 4.2.1. 実験方法

実験は，Fig.4.1左に示すように，燃料と空気の予混合気を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(Premixed Combustion，以下PMと記す)の場合と，Fig.4.1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(Rapidly-mixed Combustion，以下RMと記す)の場合について行った。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<sup>[90]</sup>。

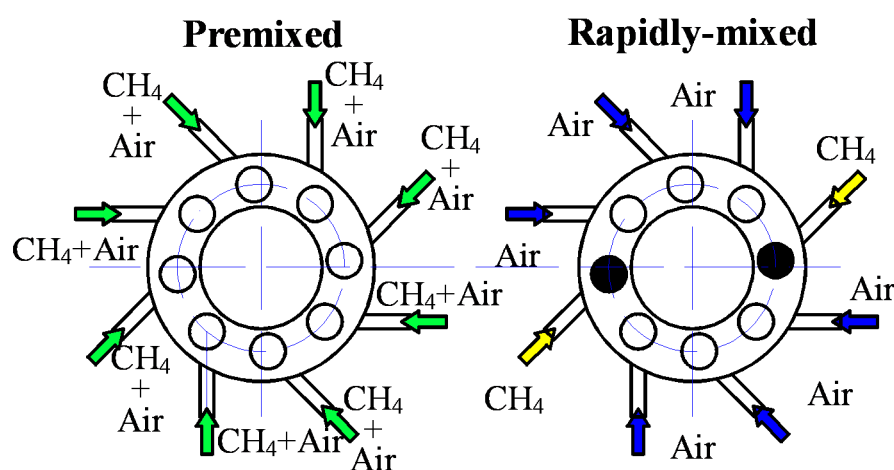


Fig.4.1 Premixed and rapidly-mixed combustion for 1.25 inch self-recirculation type tubular flame burner.

#### 4.2.2. 実験装置

Fig.4.2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（側面）と断面方向（正面）について行った．

温度およびNO<sub>x</sub>とCOの濃度の測定方法は，Fig. 4.3に示されている．

温度は，長さ600 mm，内径67.5 mmのステンレス管を装着した素線径0.2 mmのPt/Pt-13%Rh熱電対を中心軸上でトラバースさせ測定し，軸方向温度分布を求めた．

一方，NO<sub>x</sub>とCOの濃度については，600 mm，内径67.5 mmのステンレス管を装着したステンレス製のプローブ（島津，638-93071-01）を使い，バーナ出口より100 mm上流の中心軸上でそれぞれを採取し，化学発光式NO<sub>x</sub>計（島津，NOA-7000）および赤外線ガス分析計（島津，CGT-7000）を用いて測定を行った．

燃料のメタン，および，空気は，それぞれ高圧ボンベ，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，空気流量 $Q_{air}$ は，予混合燃焼の場合は主に $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ ，急速混合の場合は主に $7.50 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ 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．



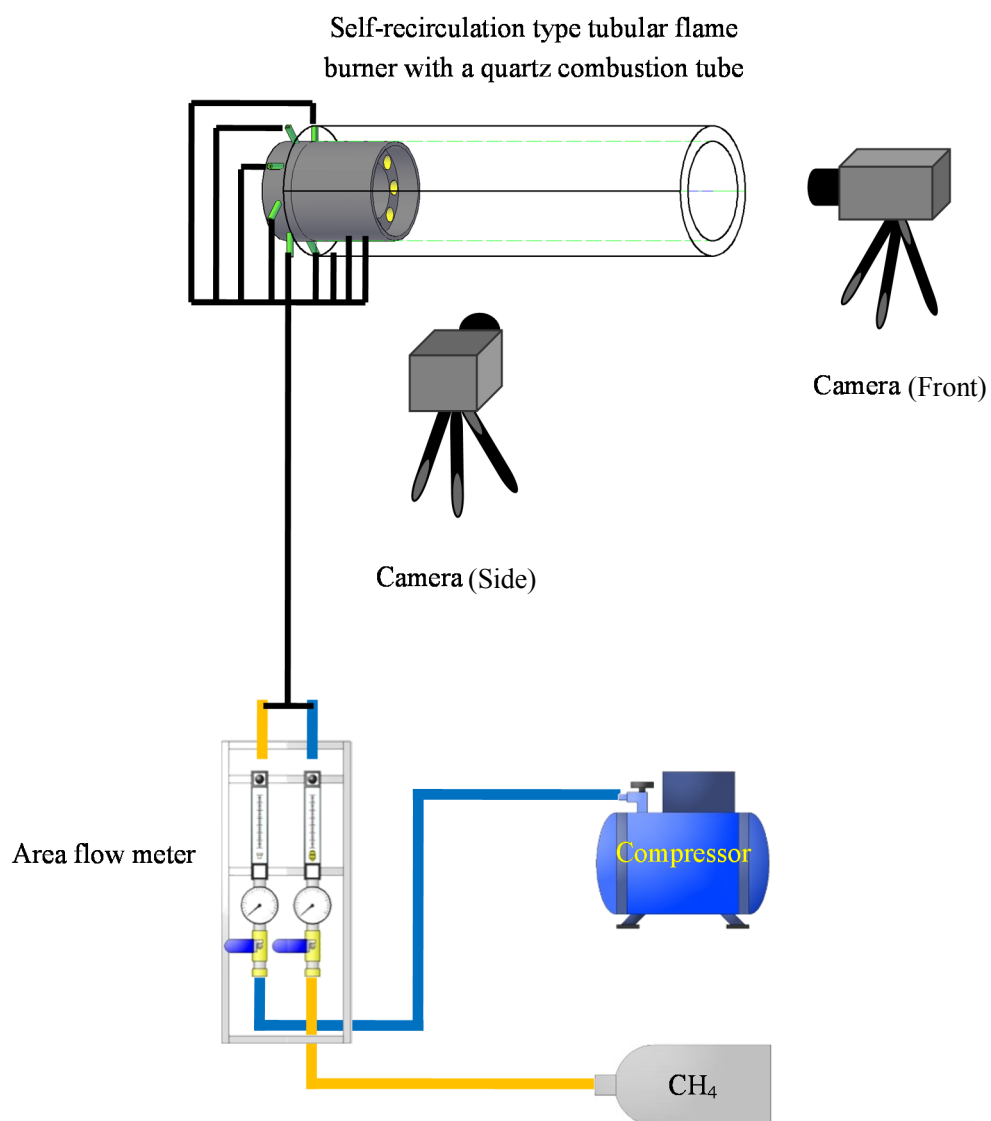


Fig. 4.2 Schematics of the experimental apparatus.

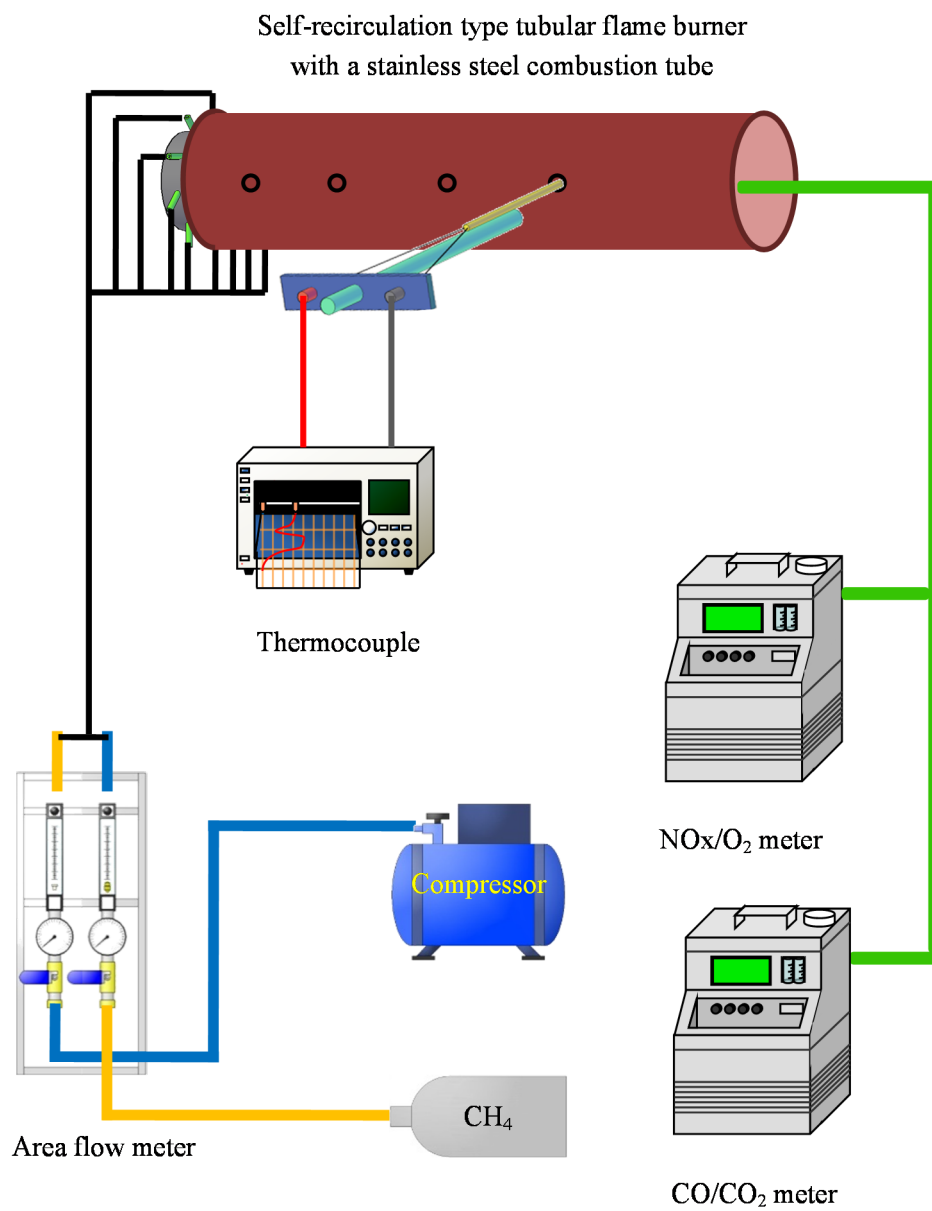


Fig. 4.3 Schematics of the experimental apparatus.

## 4.3. 実験結果

### 4.3.1. 火炎外観

#### I. 予混合燃焼

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 $n=0$ ），空気流量 $Q_{air}$ を $9.53 \text{ m}^3/\text{h}$ に固定して，燃料流量 $Q_{CH_4}$ を変えた場合に形成される火炎の外観を観察した．その結果をFig.4.4に示す．左は側面，右は正面の写真で，縮尺はほぼ等しくなっている．

まず，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31.5mm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側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，正面から撮影された火炎の発光は強まり，火炎直径も増加するが，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で，側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．

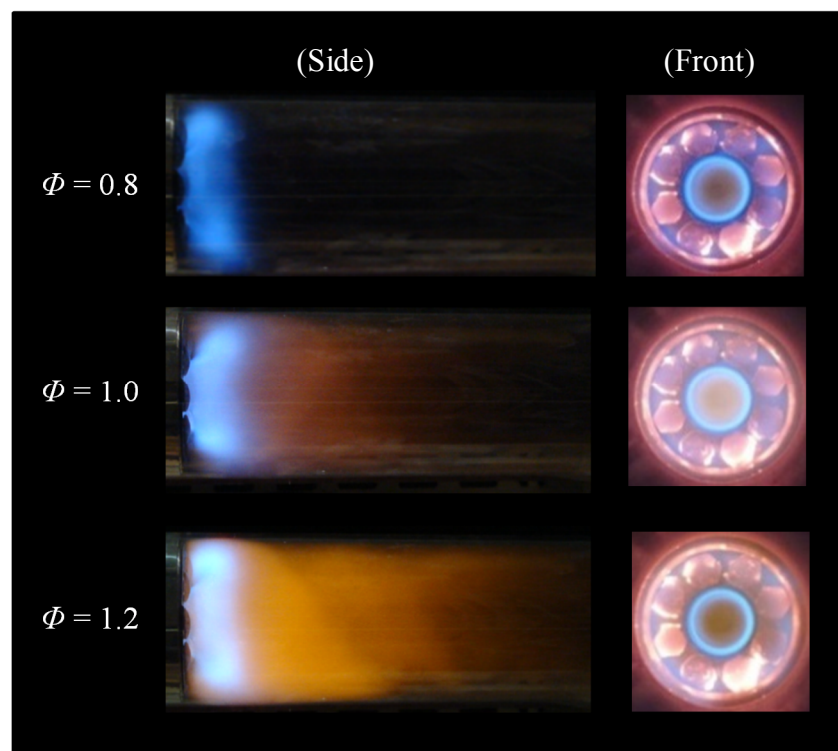


Fig. 4.4 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for premixed combustion.

次に，循環路の半分（循環路数 $n = 4$ ），あるいは全部の循環路（循環路数 $n = 8$ ）を順に開け，空気流量 $Q_{air}$ を同じく $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に固定し，燃料流量 $Q_{CH_4}$ を変えた場合に形成される火炎の外観を観察した．その結果をFig.4.5とFig.4.6に示す．図中，循環路が耐熱材で塞がれているところは赤熱の様子が撮影されているのに対し，塞がれていないところは暗く写っている．

循環路を全閉する場合と同様，理論混合比の状態（ $\Phi = 1.0$ ）のとき，火炎の発光は強まり，火炎直径が最大になり，火炎長も最も短くなる．燃料流量を減らし燃料希薄（ $\Phi = 0.8$ ）に，または燃料流量を増やし燃料過剰（ $\Phi = 1.2$ ）にすると，噴射部内の火炎直径は小さくなり，噴射部下流の燃焼管内の火炎長は伸び，燃焼量は増えるように見受けられる．

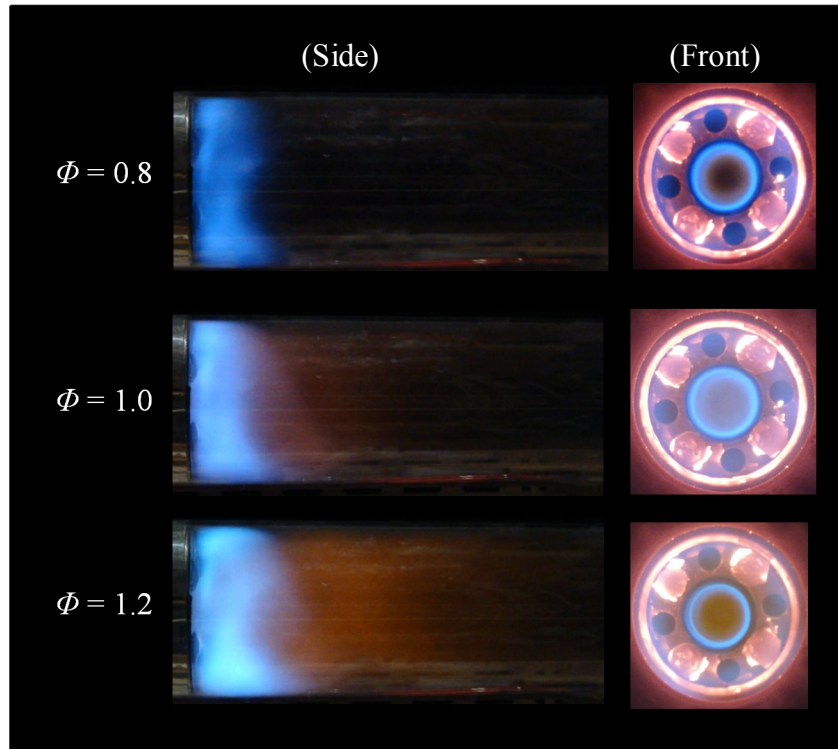


Fig. 4.5 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for premixed combustion.

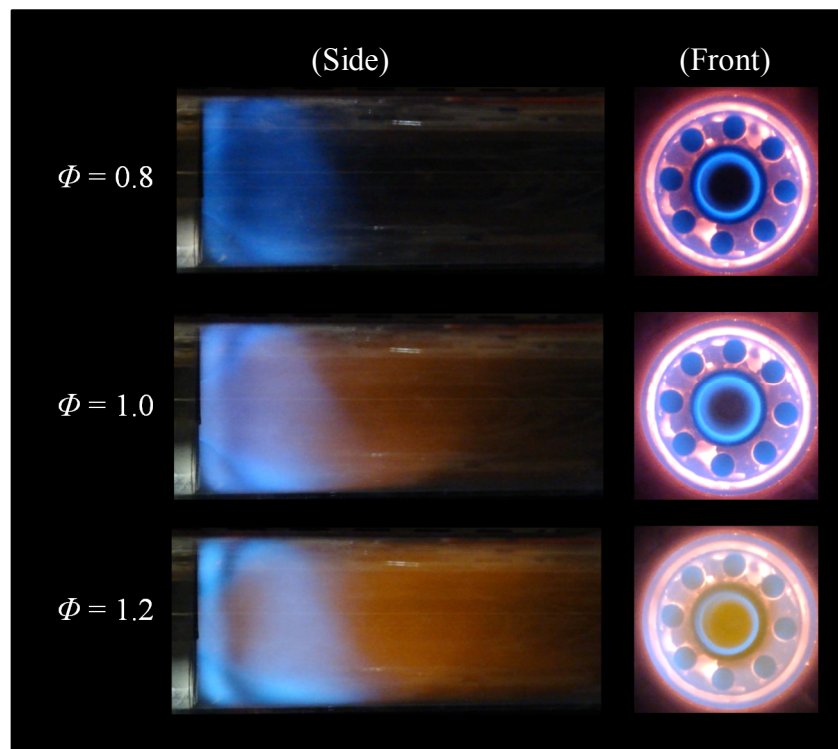


Fig. 4.6 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for premixed combustion.

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 0, 4, 8 に変えた場合における, 側面からの火炎観察の結果を Fig.4.7 に示す.

いずれの当量比においても, 全閉の状態 ( $n = 0$ ) から循環路を開けて, 循環路数  $n = 4$  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, 火炎の発光は弱くなる. 全開 ( $n = 8$ ) にすると, さらに, 青炎は下流に伸び, 火炎の発光も弱くなることがわかった.

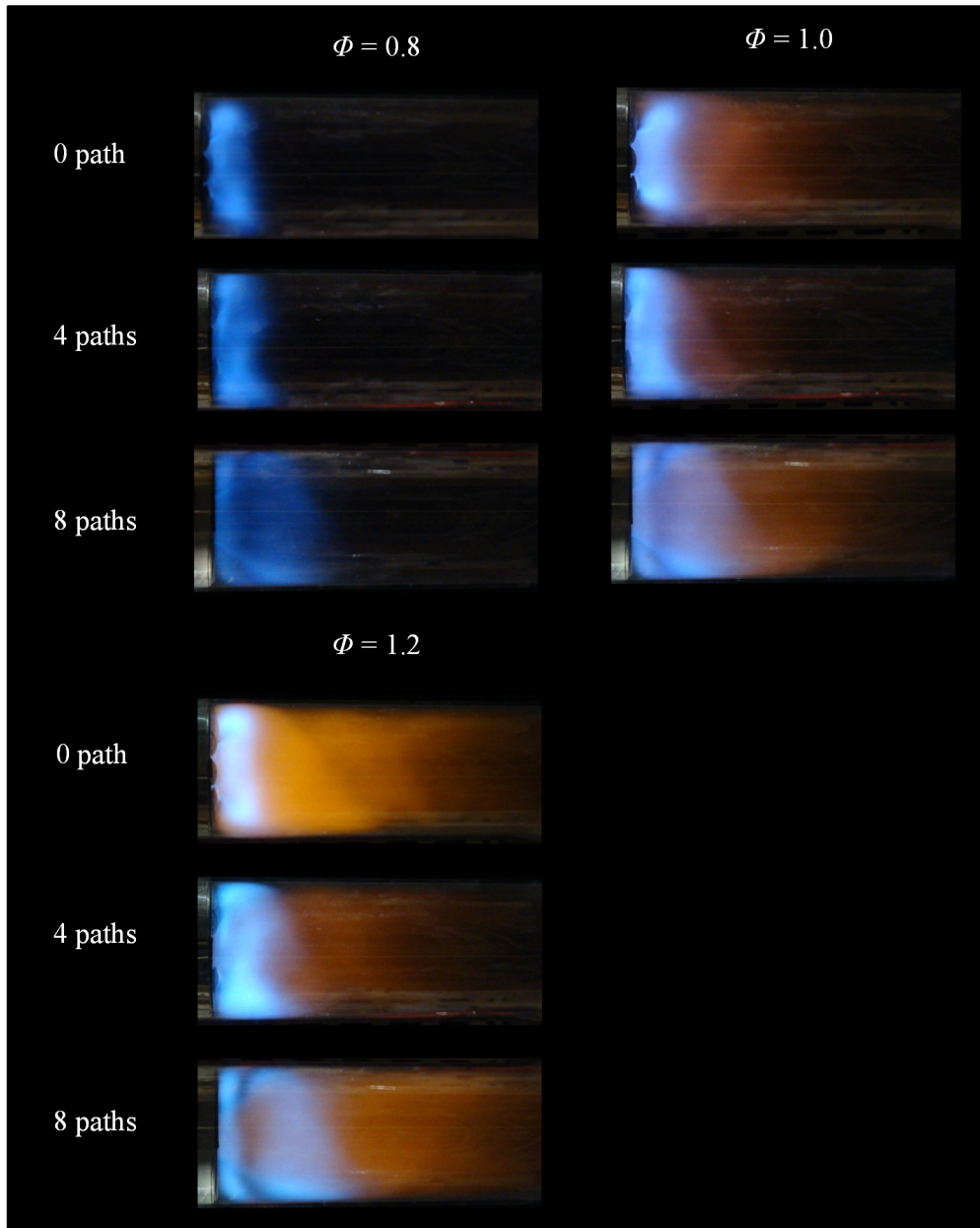


Fig. 4.7 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for premixed combustion.

また、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 0, 4, 8 に変えた場合における正面からの火炎観察の結果を Fig.4.8 に示す.

いずれの場合にも, 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において, 理論混合気で最大になり, 希薄または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った.

一方, いずれの当量比においても, 循環路数を増やしていくと, 噴射部内部に形成されている管状火炎の発光帯は薄くなり, シャープな反応帯が形成されることが明らかになった.

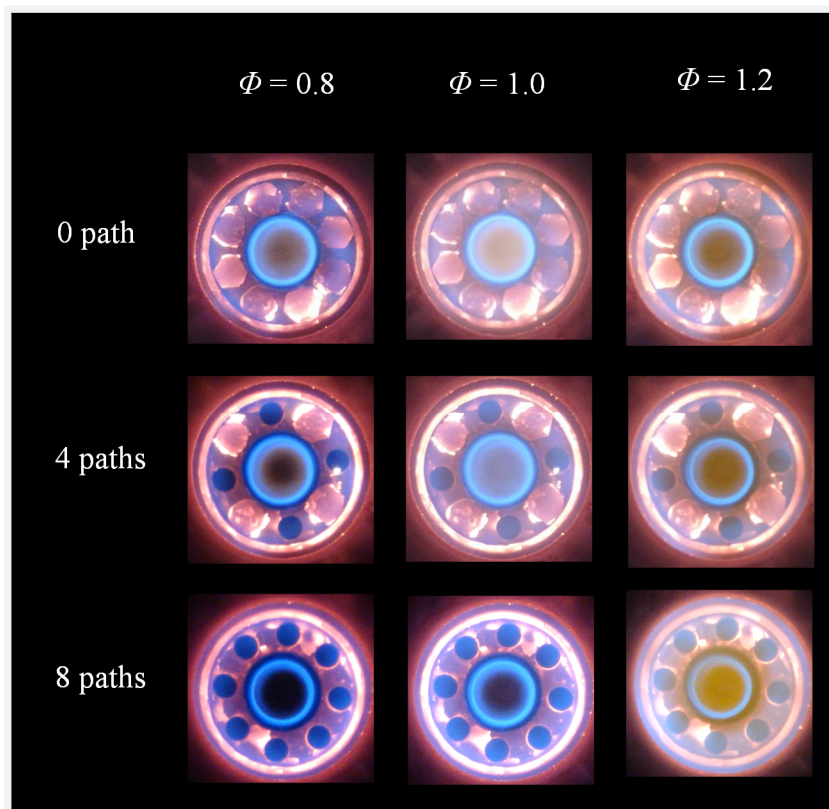


Fig. 4.8 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for premixed combustion.



## II. 急速混合燃焼

急速混合燃焼の場合、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  $n = 0$ ），空気流量  $Q_{air}$  を  $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$  に固定して、燃料流量  $Q_{CH_4}$  を変えた場合に形成される火炎の外観を観察した。その結果を Fig.4.9 に示す。左は側面、右は正面の写真で、縮尺はほぼ等しくなっている。

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いる。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。

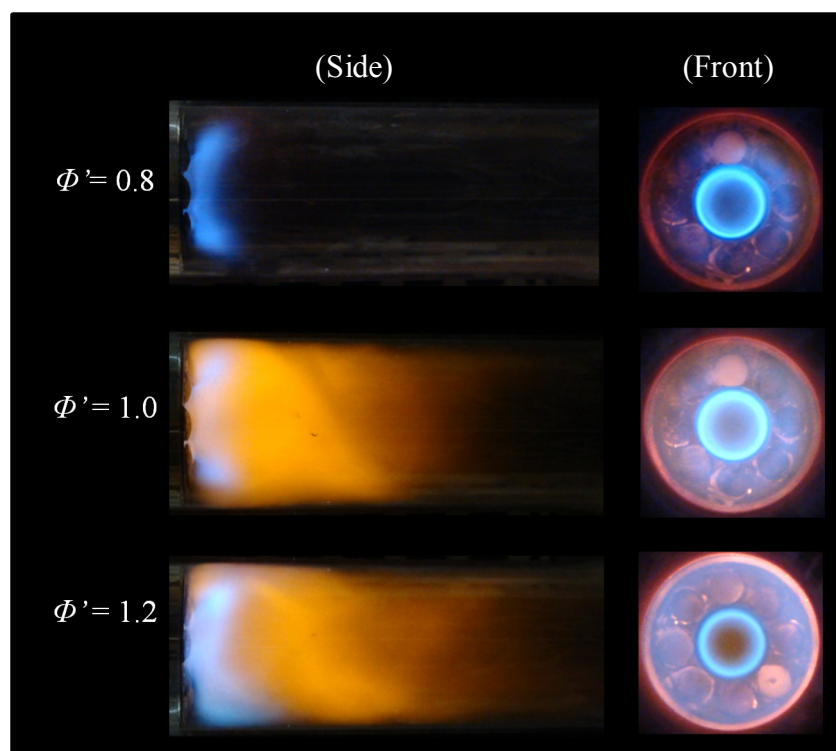


Fig. 4.9 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios for rapidly-mixed combustion.



次に，循環数 $n$ を2，4，6に変え，空気流量 $Q_{air}$ を同じく $7.50 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に固定して，燃料流量 $Q_{CH_4}$ を変えた場合に形成される火炎の外観を観察した．その結果をFig.4.10, Fig.4.11, およびFig.4.12, に示す．図中，循環路が耐熱材で塞がれているところは赤熱の様子が撮影されているのに対し，塞がれていないところは暗く写っている．

循環路を全閉する場合と同様，理論混合比の状態（ $\phi' = 1.0$ ）のとき，火炎の発光は強まり，火炎直径が最大になり，火炎長も最も短くなる．燃料流量を減らし，燃料希薄（ $\phi' = 0.8$ ）に，または燃料流量を増やし燃料過剰（ $\phi' = 1.2$ ）にすると，噴射部内の火炎直径は小さくなり，噴射部下流の燃焼管内の火炎長は伸び，燃焼量は増えるように見受けられる．

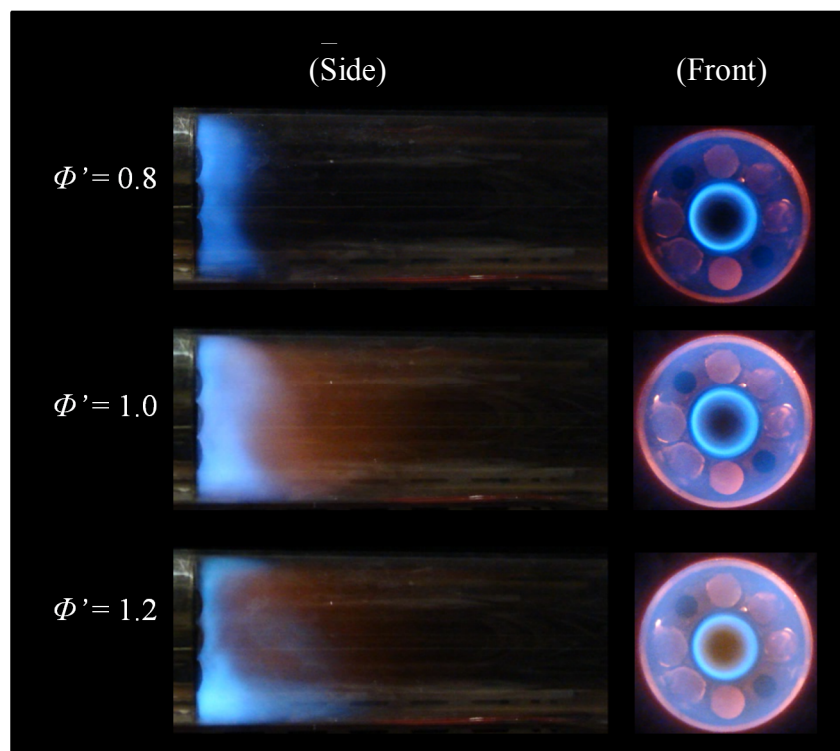


Fig. 4.10 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios rapidly-mixed combustion.

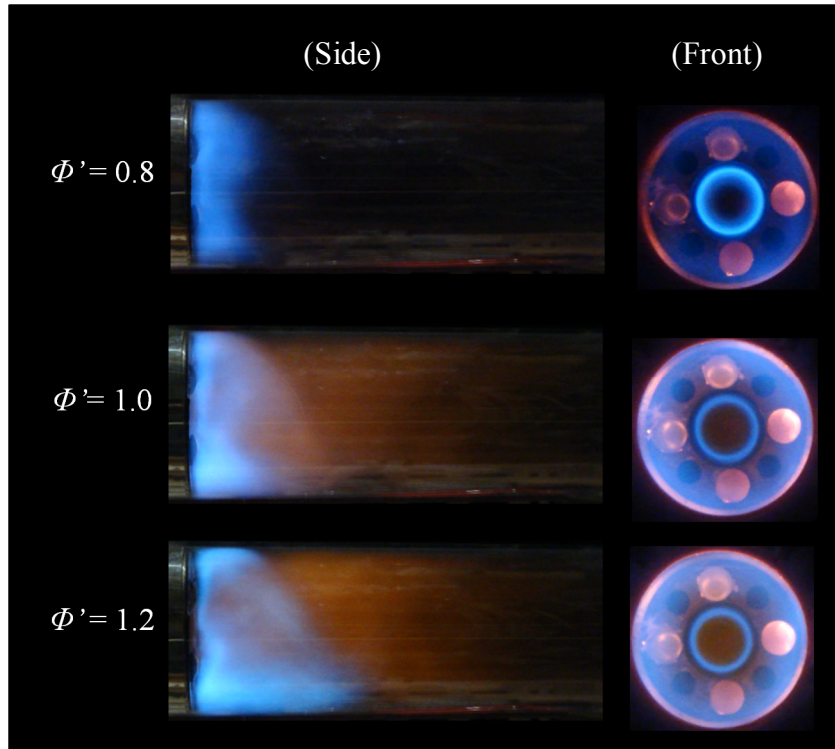


Fig. 4.11 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios rapidly-mixed combustion.

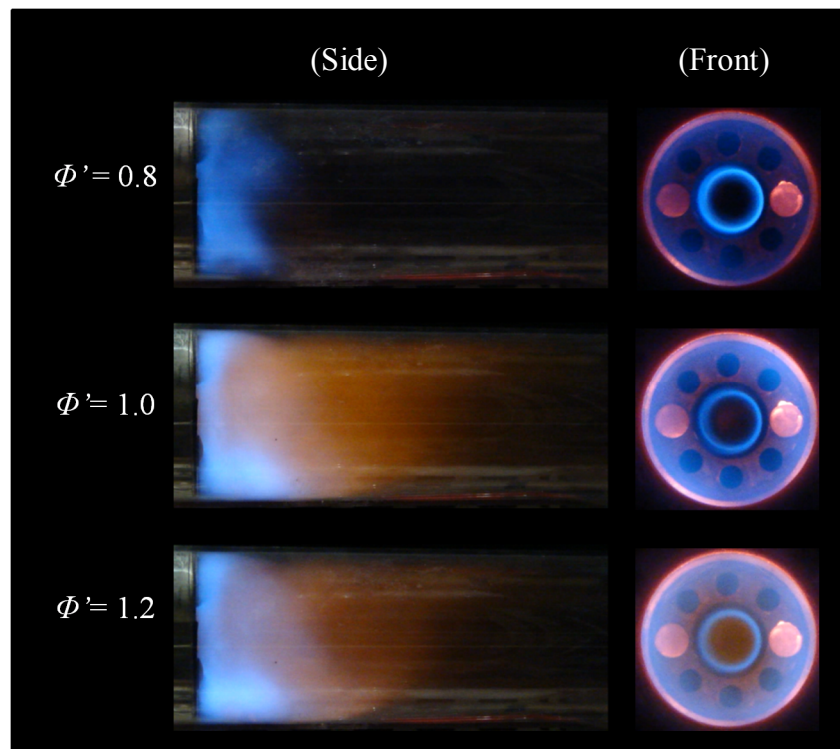


Fig. 4.12 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios rapidly-mixed combustion.

なお，急速混合燃焼の場合，総括当量比  $\Phi' = 0.8, 1.0, 1.2$  それぞれに対し，循環路数  $n=0, 2, 4, 6$  の場合における側面からの火炎外観を比較すると(Fig.4.13)，循環路数の変化が2個ずつのため，外観の変化は少ないが，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。

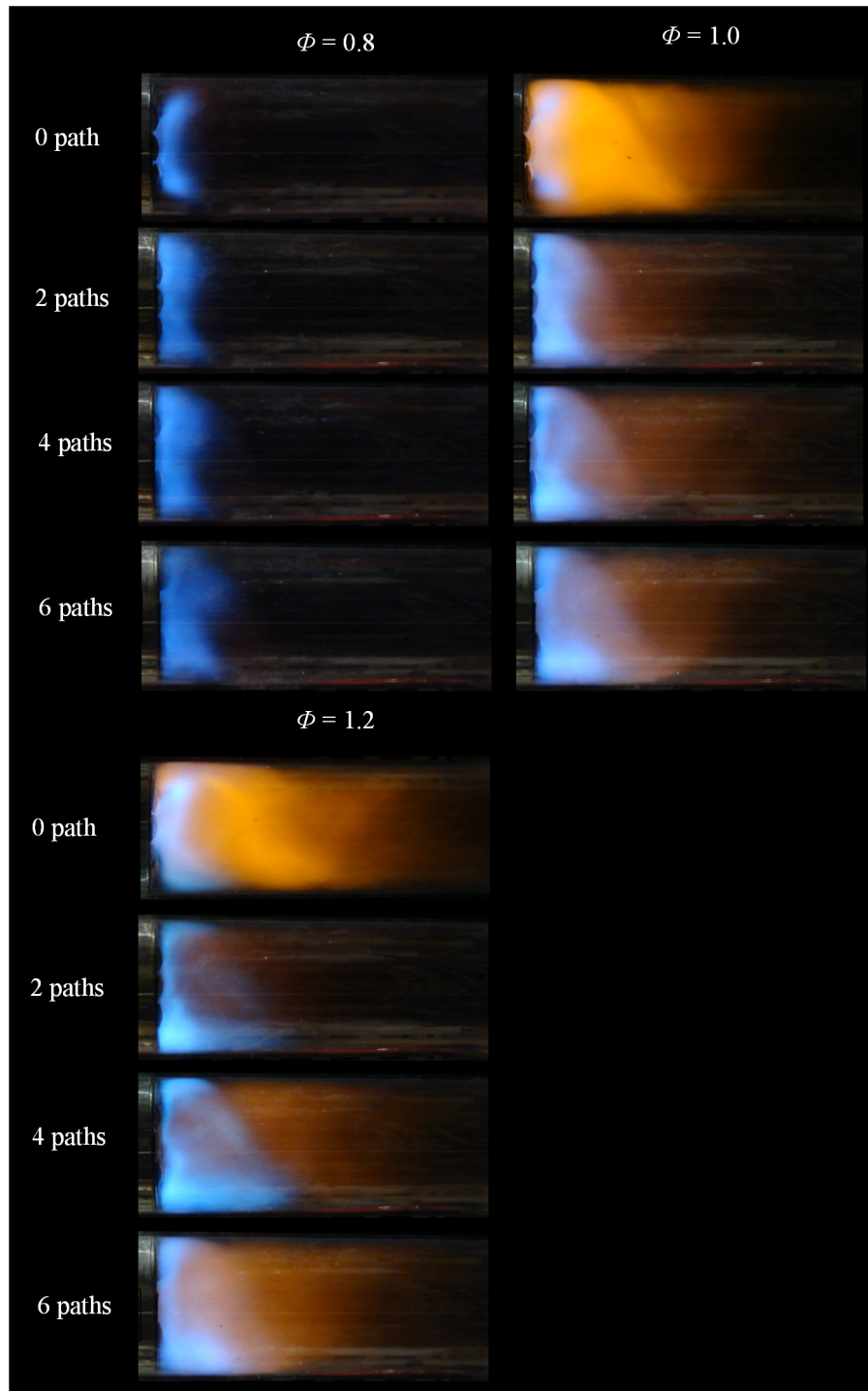


Fig. 4.13 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios rapidly-mixed combustion.

Fig.4.14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における正面からの火炎観察の結果である．いずれの場合にも，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，理論混合気で最大になり，希薄または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る．特に，循環路を全開にした場合（ $n=6$ ），噴射部下流の燃焼管内での燃焼量が増加しているように見受けられる．

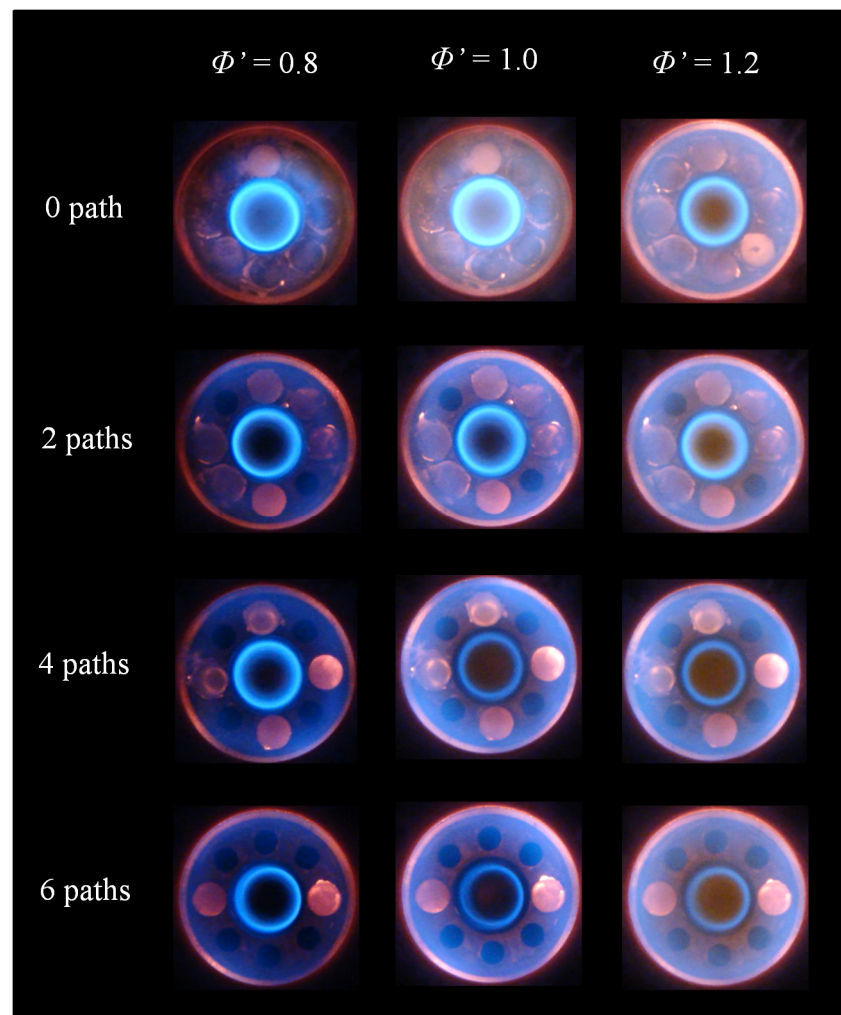


Fig. 4.14 Appearance of flames in the 1.25 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios rapidly-mixed combustion.

### 4.3.2. 安定燃焼範囲

次に，火炎安定範囲を測定した．その結果をFig.4.15，Fig.4.16に示す．Fig.4.15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，Fig.4.16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 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/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 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/hまでしか吹き出せなかった．なお，この図で点線は，文献の希薄( $\Phi = 0.5$ )，過濃( $\Phi = 1.68$ )可燃限界である<sup>[91]</sup>．

#### I. 予混合燃焼

まず，予混合燃焼の場合(Fig.4.15)，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．

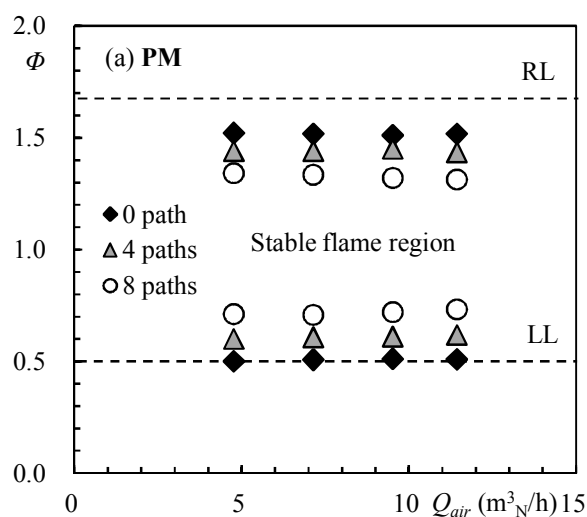


Fig. 4.15 Stable flame region for premixed combustion.

## II. 急速混合燃焼

一方，急速混合燃焼の場合(Fig.4.16)，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若干狭くなった．

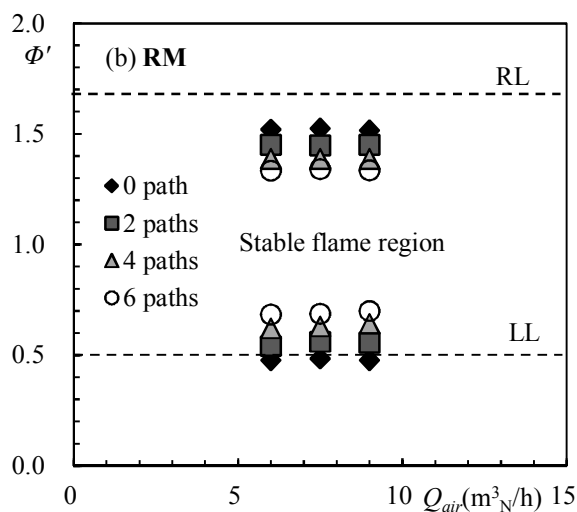


Fig. 4.16 Stable flame region for rapidly-mixed combustion.

### 4.3.3. NO<sub>x</sub> および CO の排出値

さて、長さ500 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、NO<sub>x</sub>値とCO値を測定した。その結果をFig.4.17とFig.4.18に示す。図中、NO<sub>x</sub>値は、酸素モル濃度O<sub>2</sub>=0%に換算したものである。

#### I. 予混合燃焼

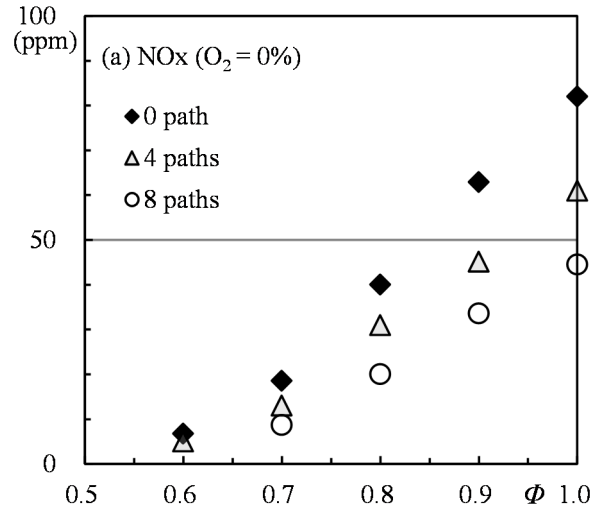
まず、予混合燃焼について、空気流量を9.53 m<sup>3</sup>/h一定に保ちつつ燃料流量 $Q_{fuel}$ を変え、測定を行った。循環路数 $n = 0, 4, 8$ の場合の結果を、Fig.4.17に示す。Fig.4.17 (a)はNO<sub>x</sub>値、Fig.4.17 (b)はCO値で、横軸は当量比 $\Phi$ である。

まず、NO<sub>x</sub>値であるが、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NO<sub>x</sub>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NO<sub>x</sub>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NO<sub>x</sub>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。

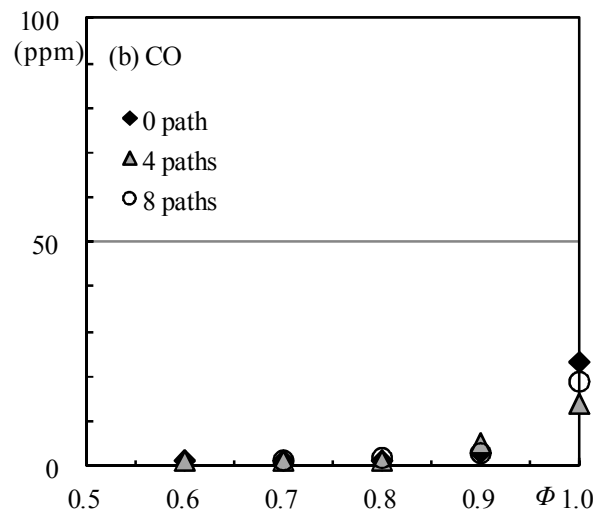
総じて、循環路数を4, 8と増やすと、循環路数0の場合と比べ、NO<sub>x</sub>値は、当量比1.0で84 ppmからそれぞれ約30%(59 ppm), 45%(46 ppm), 当量比 $\Phi = 0.8$  (空気比1.25) で、40 ppmからそれぞれ約25%(31 ppm), 50%(20 ppm)減少することがわかる。

一方、CO値であるが、図Fig.4.17 (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で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 $\Phi = 0.6 \sim 0.7$  (空気比1.25 ~ 1.43) の範囲では、循環路を全開( $n = 8$ )にするとNO<sub>x</sub>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。





(a)



(b)

Fig. 4.17 Variations of NO<sub>x</sub> and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion.  
(a: NO<sub>x</sub> converted at O<sub>2</sub> = 0%, b: CO,  $Q_{air} = 9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ )



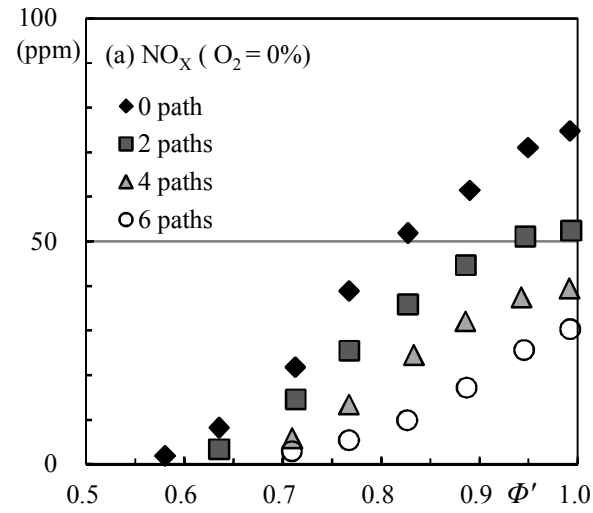
## II. 急速混合燃焼

次に、急速混合燃焼について、空気流量を $7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 一定に保ちつつ燃料流量 $Q_{\text{fuel}}$ 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Fig.4.18に示す。Fig.4.18 (a)はNOx値、Fig.4.18 (b)はCO値で、横軸は総括当量比 $\Phi'$ である。

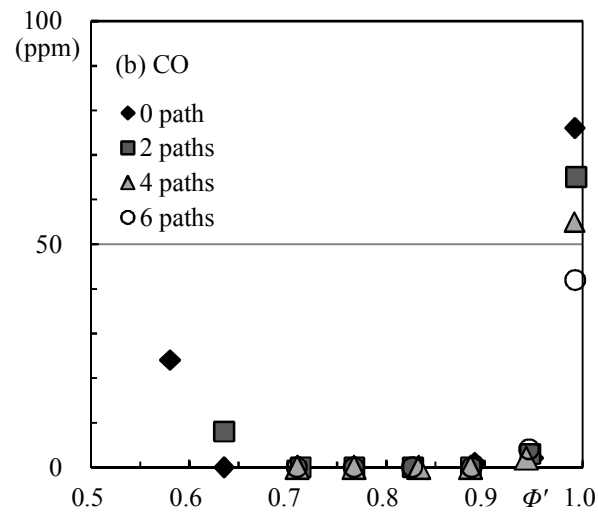
まず、NOx値であるが(Fig.4.18 (a))、全閉( $n = 0$ )にした場合、理論混合気( $\Phi' = 1.0$ )付近ではNOx値は予混合燃焼時と同様75 ppmと高いが、 $\Phi'$ の値を下げていくと減少し、 $\Phi' = 0.7$ 付近で20 ppm、 $\Phi' = 0.58$ で2 ppmに低下した後、消炎する。循環路数 $n$ を2個に増やすとNOx値は減少し、当量比 $\Phi' = 1.0$ 付近で52 ppm、 $\Phi' = 0.7$ 付近で15 ppmとなるが、 $\Phi' = 0.64$ 付近で消炎する。さらに循環路数 $n$ を4個に増やすと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。最後に、循環路 $n = 6$ 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), 60%(31 ppm)、当量比0.8(空気比1.25)では47 ppmに対しそれぞれ約35%(31 ppm), 70%(19 ppm), 87.5%(9 ppm)減少することがわかる。

一方、CO値は、Fig.4.18 (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見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1.43~1.1)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。



(a)



(b)

Fig. 4.18 Variations of  $\text{NO}_x$  and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for rapidly-mixed combustion.  
(a:  $\text{NO}_x$  converted at  $\text{O}_2 = 0\%$ , b: CO,  $Q_{\text{air}} = 7.5 \text{ m}^3/\text{h}$ )

### III. NO<sub>x</sub>値について予混合燃焼と急速混合燃焼の比較

参考に，予混合燃焼と急速混合燃焼のNO<sub>x</sub>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60 ppm，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NO<sub>x</sub>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がわかった．

#### 4.3.4. 温度分布

最後に、長さ500 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..  
その結果をFig.4.19とFig.4.20に示す. Fig.4.19には予混合燃焼の結果を示すが、急速混合燃焼の結果はFig.4.20に示されている.

##### I. 予混合燃焼

まず、予混合燃焼の場合(Fig.4.19)、空気流量 $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ 、当量比 $\Phi = 0.8$ の条件で循環路数 $n$ を0, 4, 8と変えて測定を行った. 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、Fig.4.19 (a)は、 $Z = 0 \sim 500 \text{ mm}$ の噴射部～燃焼管全体の温度分布、Fig.4.19 (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.

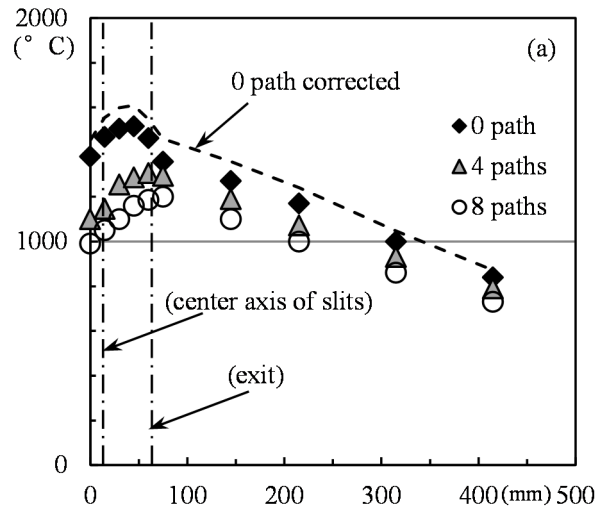
まず、循環無しの場合( $n = 0$ )、火炎は噴射部付近に形成されるため、噴射部付近に高温部が集中し、その最高温度は $1515^\circ\text{C}$ をとる. 輻射補正を考慮すると、この温度は $1612^\circ\text{C}$ に相当し、断熱火炎温度( $1720^\circ\text{C}$ )に近い値となっている. しかし、循環路数を増やしていくと高温部は縮小し、 $n = 8$ （全開）では、大幅に温度が低下し、むしろ、噴射部出口で最高温度の $1200^\circ\text{C}$ をとり、その後、下流に向かって徐々に低下するようになる.

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 (Fig.4.15)、 $\text{NO}_x$ 値も大幅に低下したが (Fig.4.17 (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.

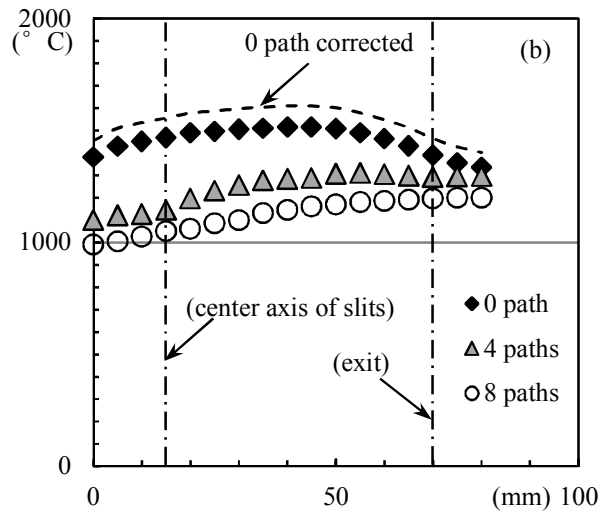
##### II. 急速混合燃焼

次に、急速混合燃焼について、温度分布を調べた. 空気流量  $7.5 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ 、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 Fig.4.20 に示す. Fig.4.20 (a)は、 $Z = 0 \sim 500 \text{ mm}$ 、Fig.4.20 (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 $1560^\circ\text{C}$ 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 $60^\circ\text{C}$ が高く、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、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.

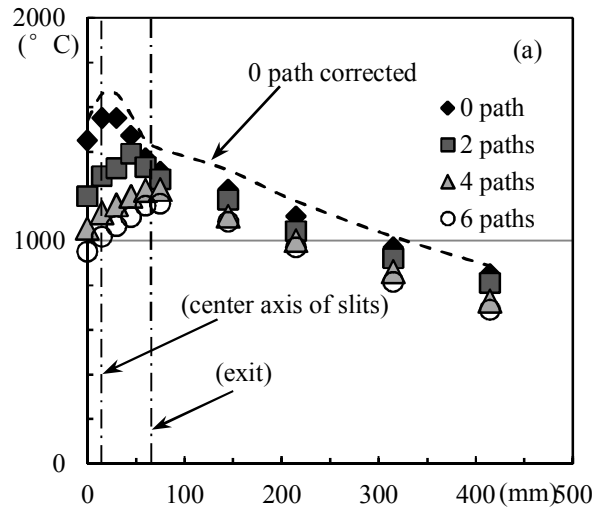


(a)

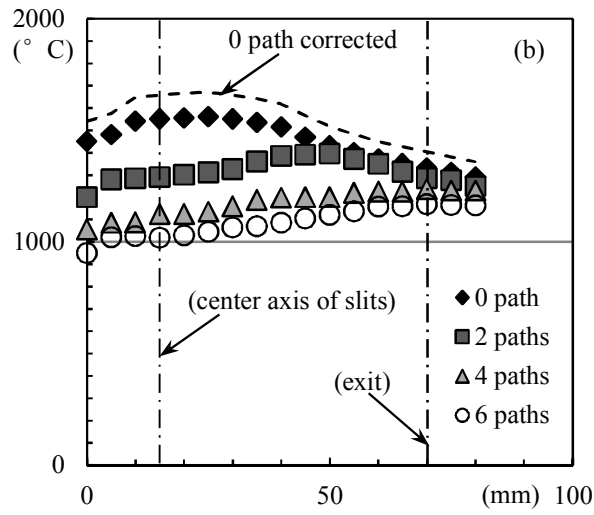


(b)

Fig. 4.19 Variations of temperature distributions with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion.  
(a: 0~500mm, b: 0~80mm,  $\Phi = 0.8$ )



(a)



(b)

Fig. 4.20 Variations of temperature distributions with an extent of opening of the self-recirculation path for rapidly-mixed combustion (a: 0~500mm, b: 0~80mm,  $\Phi' = 0.8$ ).

### III. 温度分布について予混合燃焼と急速混合燃焼の比較

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 kW、後者は6.3 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℃に対し後者は1320℃と低いものの、最高温度は前者1515℃に対し後者は1560℃と若干高く、このためNO<sub>x</sub>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℃程低くなっており、これが、予混合のNO<sub>x</sub>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. 4. まとめ

1.25インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナをもちい、そのNO<sub>x</sub>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、接線方向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。以下の知見を得た。

- 1) 火炎外観：予混合燃焼，急速混合燃焼，いずれの場合も，循環路数を増やすと火炎の長さは伸びて，火炎の直径は小さくなった。また，火炎帯の発光もシャープになったことがわかった。
- 2) 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。
- 3) NO<sub>x</sub>排出値：循環路数の増加とともに、NO<sub>x</sub>値は減少する。量論当量比では，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NO<sub>x</sub>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。
- 4) 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，噴射部内で局所的に最高温度をとる分布となるが，循環経路数を増加すると，高温部は縮小し，噴射部内でせいぜい1200℃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NO<sub>x</sub>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。



## 第 5 章. 自己再循環型管状火炎 バーナの燃焼特性

## 5. 1. まえがき

本章では，1.25 インチ(8 path)自己再循環型管状火炎バーナの実験結果を踏まえ，さらに流れ場の解明に用いるために製作された 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナを用い，火炎外観，安定燃焼範囲，NO<sub>x</sub> と CO の排出量などの燃焼特性を調べるほか，とりわけ重要なパラメタである流れ場を計測し，循環路入口付近の流速分布により算出した循環量と NO<sub>x</sub> の低減との関係を解明することを目的とした．

## 5. 2. 実験装置および実験方法

Fig.5.1に示すように，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（側面）と断面方向（正面）について行った．

Fig.5.2には，温度の測定とNO<sub>x</sub>とCOの濃度の測定についての概略図を示す．NO<sub>x</sub>とCOの濃度の測定は，長さ500 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上流の中心軸上において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．

PIVシステムによる流れ場の測定についての概略図をFig.5.3に示す．流速分布の測定にはPIVシステム(Tsi Y120)を用い，バーナの下流側の石英管の上方からバーナ中心軸上にシート状のレーザー光を照射し，側面のPIVカメラにて撮影し，PCにて記録および解析を行った．測定範囲は，バーナの管軸をX軸，管軸に対して鉛直方向上方にY軸をとり，噴射部の出口をX = 0 mm，管軸をY = 0 mmとし，X = 0～50 mm，Y = 0～38 mmの領域について測定を行った．

燃料のメタンおよび空気は，それぞれ高圧ボンベ，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，均一に混合されバーナへ供給される．今回は，空気流量 $Q_{air}$ を9.53 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/hで一定とした．ちなみに，当量比1.0において熱出力は10 kWである．

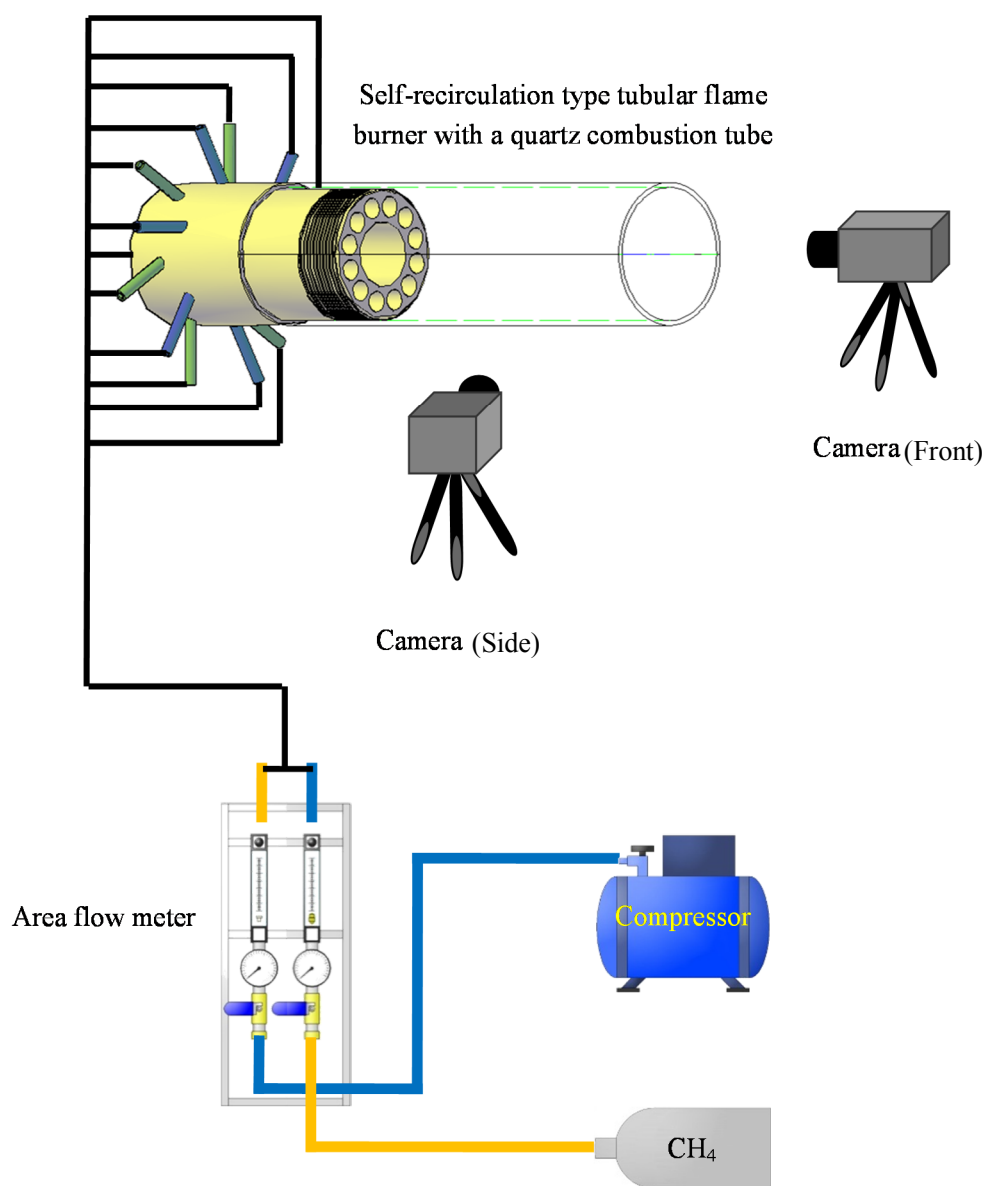


Fig. 5.1 Schematics of the experimental apparatus.

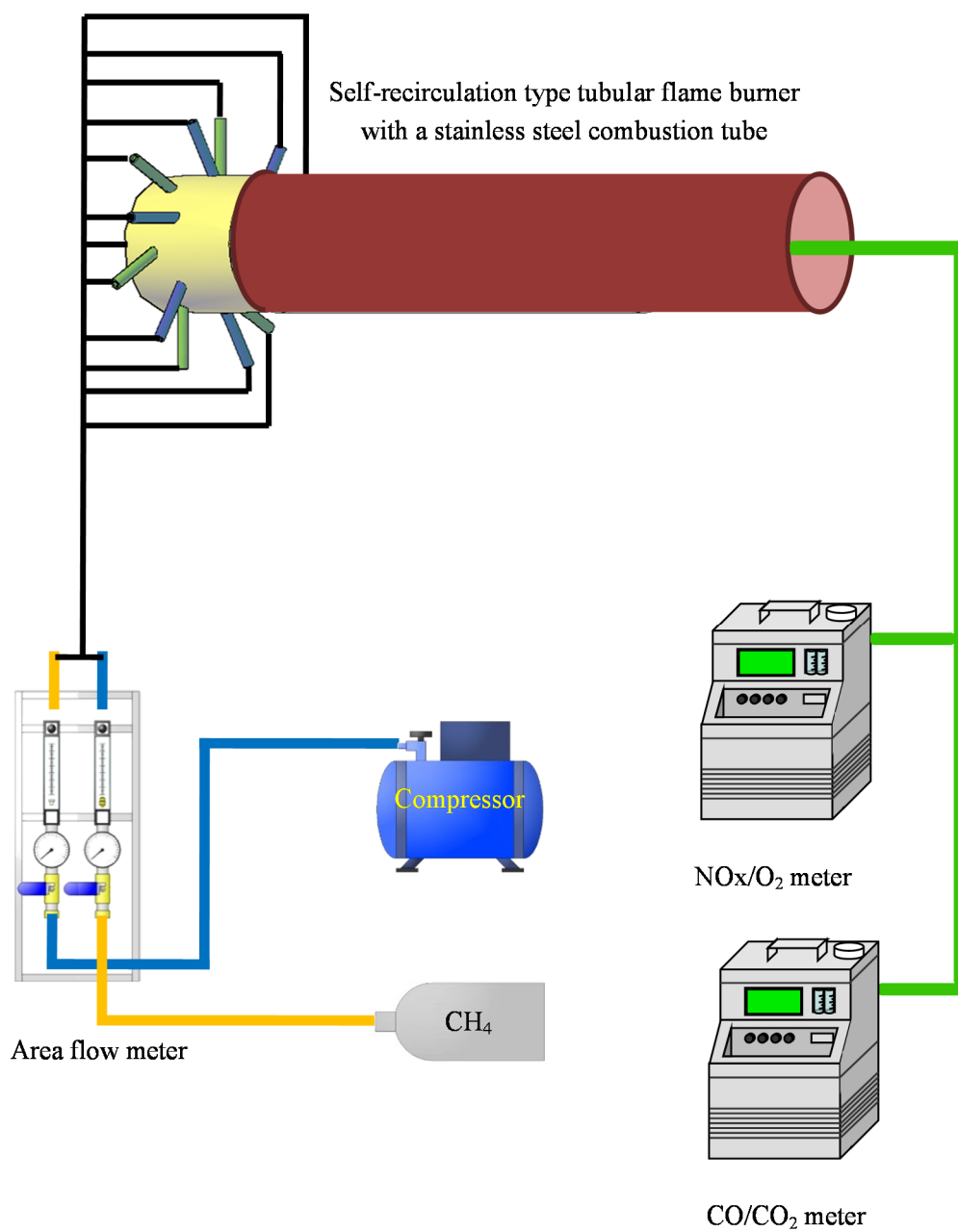


Fig. 5.2 Schematics of the experimental apparatus.

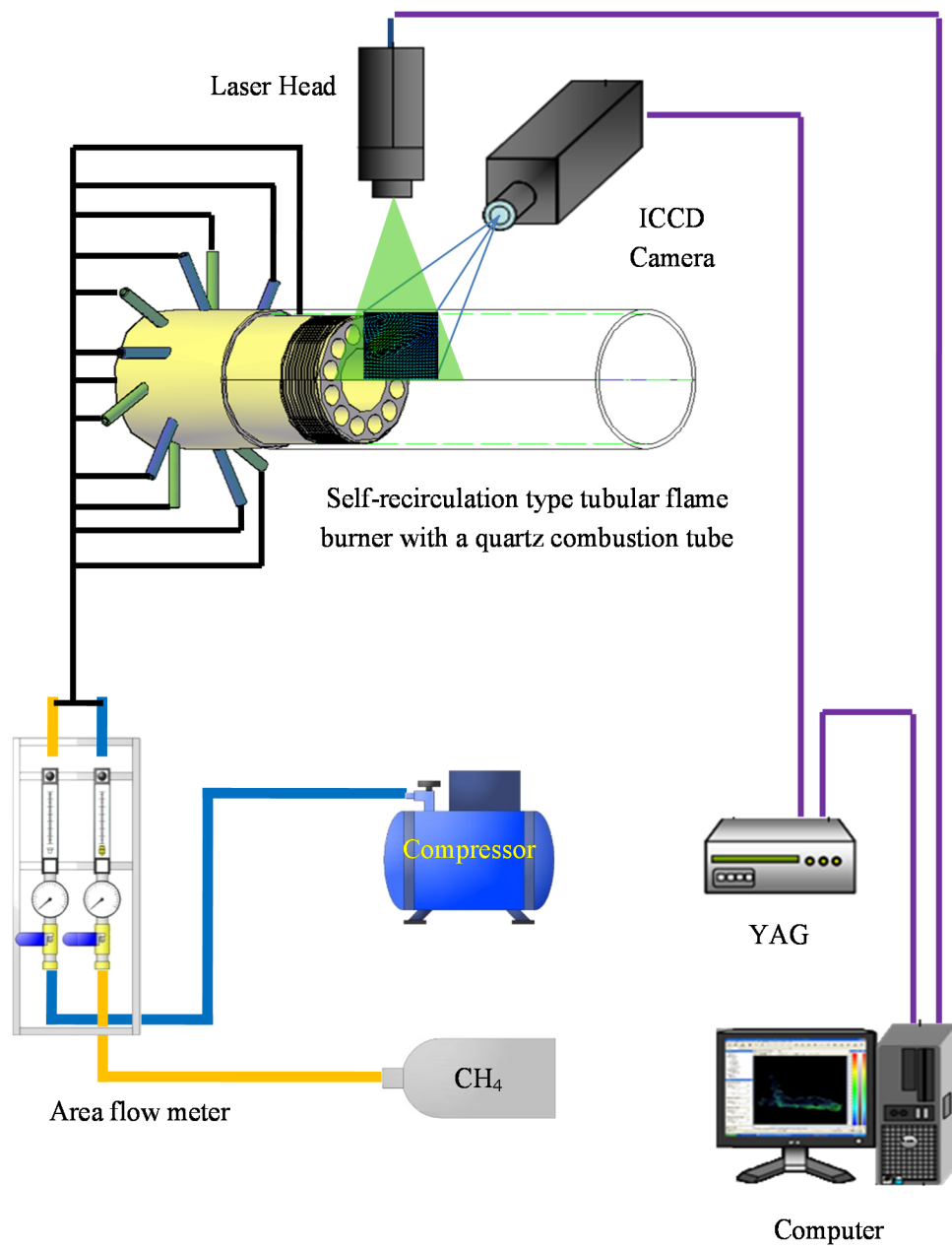


Fig. 5.3 Schematics of the experimental apparatus.

## 5. 3. 実験結果

### 5.3.1. 火炎外観

#### I. 噴射速度の変化による火炎外観

はじめに、長さ300 mmの石英管を噴射部の下流側に装着し、循環路を全部開けた状態で（循環路数 $n = 12$ ）、空気流量 $Q_{air}$ を $9.53 \text{ m}^3/\text{h}$ に固定し、インジェクターの内径 $d_{injector}$ を4, 3, 2 mmに変え、当量比 $\Phi = 0.8, 1.0, 1.2$ とした場合に形成される火炎の外観を観察した。その結果をFig.5.4に示す。

まず、インジェクターの内径 $d_{injector} = 4 \text{ mm}$ の結果を見る。当量比 $\Phi$ にかかわらず、噴射部に管状火炎が形成されるとともに、外周の12個の循環路の根元にも全て小さい火炎が形成された。インジェクターの内径を3 mmに縮小すると、循環路根元に形成される火炎数が少なくなり、さらにインジェクターの内径を2 mmに縮小すると、循環路根元に火炎は形成されなかった。

その原因は、Fig.5.5に示すように、内径 $d_{injector} = 4 \text{ mm}$ の場合、インジェクターから噴射された混合気は速度 $V$ が遅いため、循環した高温の燃焼ガスと混合して直ちに循環路の根元で燃焼してしまい、燃焼ガスを再循環させることにより火炎の酸素濃度を低下させてThermal NOxを低減するという効果が弱められたと考えられる。改善方法として、インジェクターの内径を小さくすると、特に、内径 $d_{injector} = 2 \text{ mm}$ の場合、混合気の噴射速度は十分早くなり、循環した高温の燃焼ガスと混合した混合気は、6 mm の噴孔を通り、噴射部内部で燃焼することとなった。

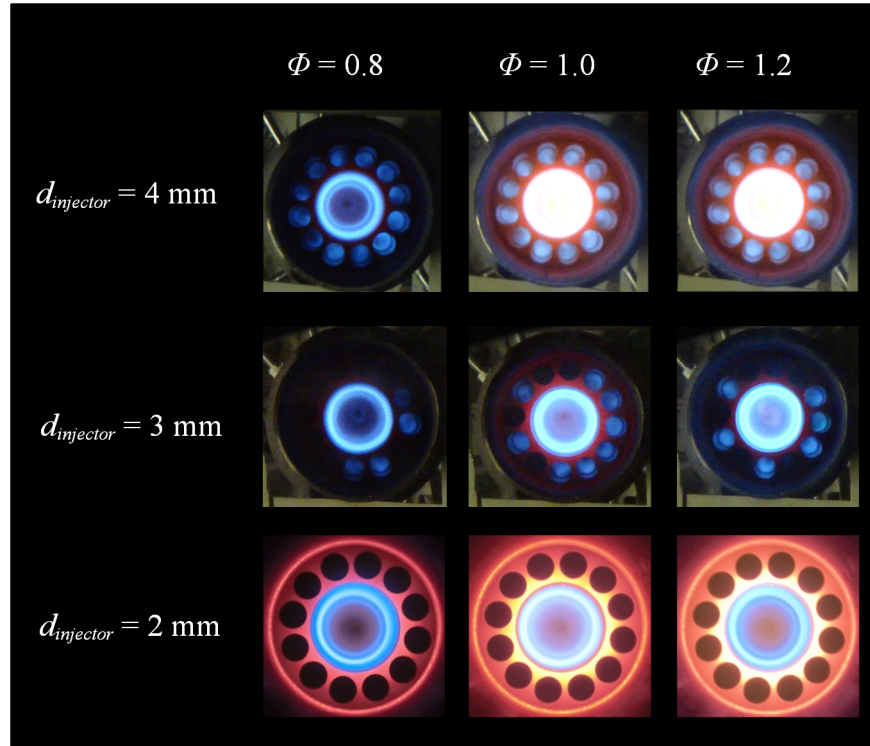
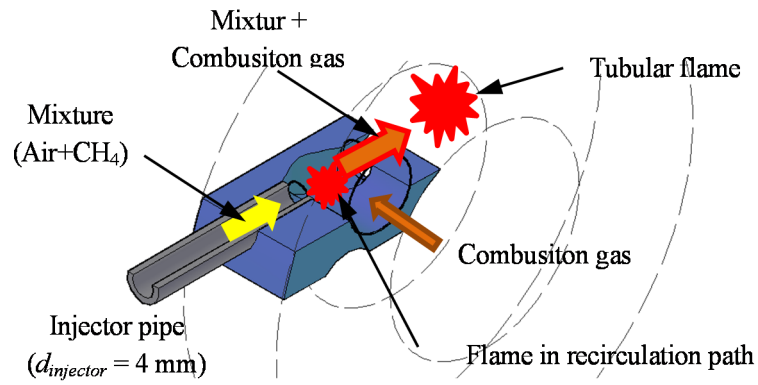
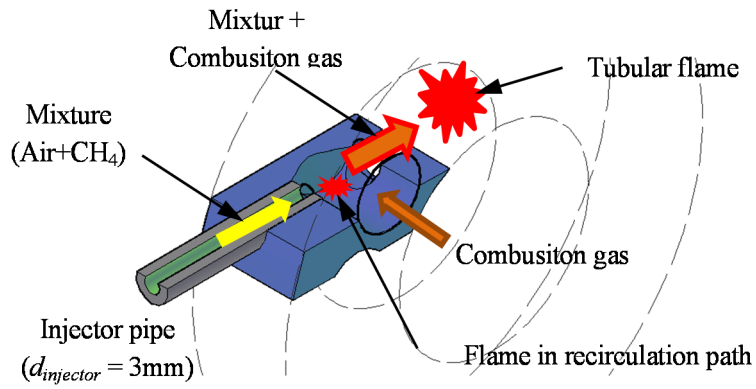


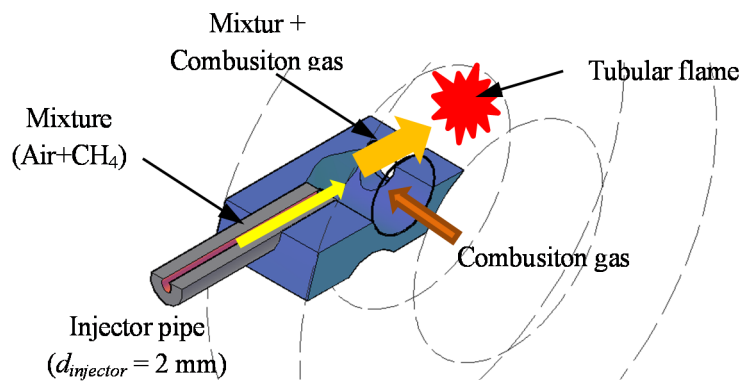
Fig. 5.4 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.



(a)



(b)



(c)

Fig. 5.5 Image of flame which occurs in a recirculation path of 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner.  
(a:  $d_{injector} = 4 \text{ mm}$ , b:  $d_{injector} = 3 \text{ mm}$ , c:  $d_{injector} = 2 \text{ mm}$ )



## II. 火炎外観 ( $d_{injector} = 2 \text{ mm}$ )

次に、前節の結果を踏まえ、長さ300 mmの石英管を噴射部の下流側に装着し、循環路を全部塞いだ状態で（循環路数 $n = 0$ ），空気流量 $Q_{air}$ を $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に固定し、内径2 mmのインジェクターを噴射部に取り付け、燃料流量 $Q_{CH_4}$ を変えて当量比 $\Phi = 0.8, 1.0, 1.2$ とした場合に形成される火炎の外観を観察した．その結果をFig.5.6に示す．左は側面，右は正面の写真で，縮尺はほぼ等しくなっている．

まず、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35mmの噴射部内に形成された．しかし、その先端は、長さ166 mmの噴射部よりわずかながら出ていることが側面の写真からわかる．燃料流量を増やし、理論混合比の状態（ $\Phi = 1.0$ ）にすると、正面から撮影された火炎発光は強まり、火炎直径も増加するが、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であり、側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、その先端は伸びて再び噴射部から飛び出ていることがわかる．

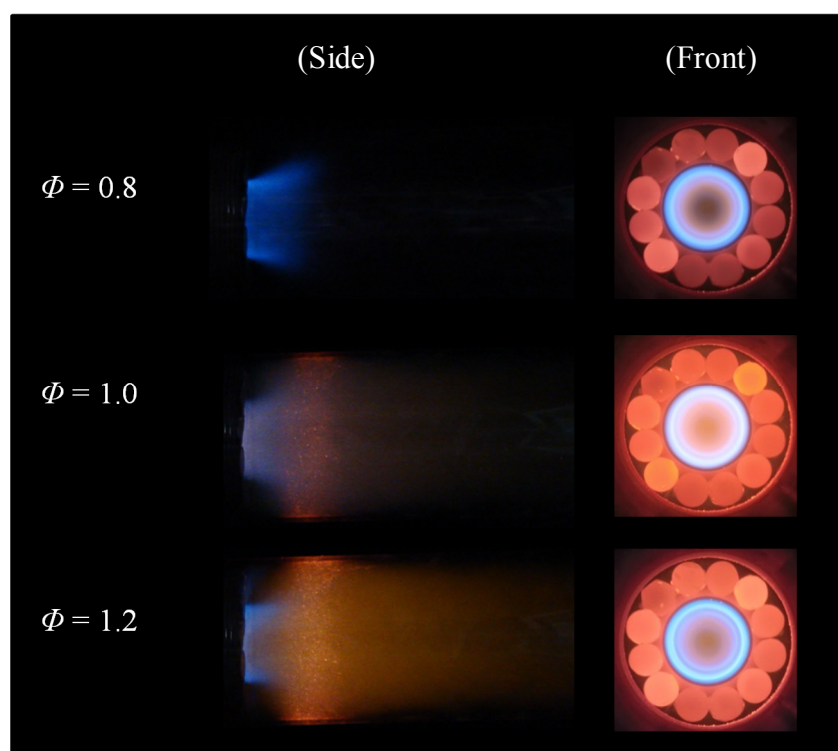


Fig. 5.6 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.

次に，循環路の半分（循環路数 $n=6$ ）および全部の循環路（循環路数 $n=12$ ）を開け，空気流量 $Q_{air}$ を同じく $9.53\text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に固定し，燃料流量 $Q_{CH_4}$ を変えて当量比 $\Phi=0.8, 1.0, 1.2$ とした場合に形成される火炎の外観を観察した．その結果をFig.5.7とFig.5.8に示す．図中，耐熱材で塞がれた循環路は赤熱の様子が観察されているのに対し，塞がれていない循環路は暗く写っている．

循環路を全閉する場合と同様に，理論混合比の状態（ $\Phi=1.0$ ）では，火炎発光は強く，火炎直径は最大であり，火炎長は最も短いことがわかる．また燃料を希薄（ $\Phi=0.8$ ）および過剰（ $\Phi=1.2$ ）にすると，噴射部内の火炎直径は小さくなり，噴射部下流の燃焼管の火炎長さは伸び，燃焼量は増えるように見受けられる．

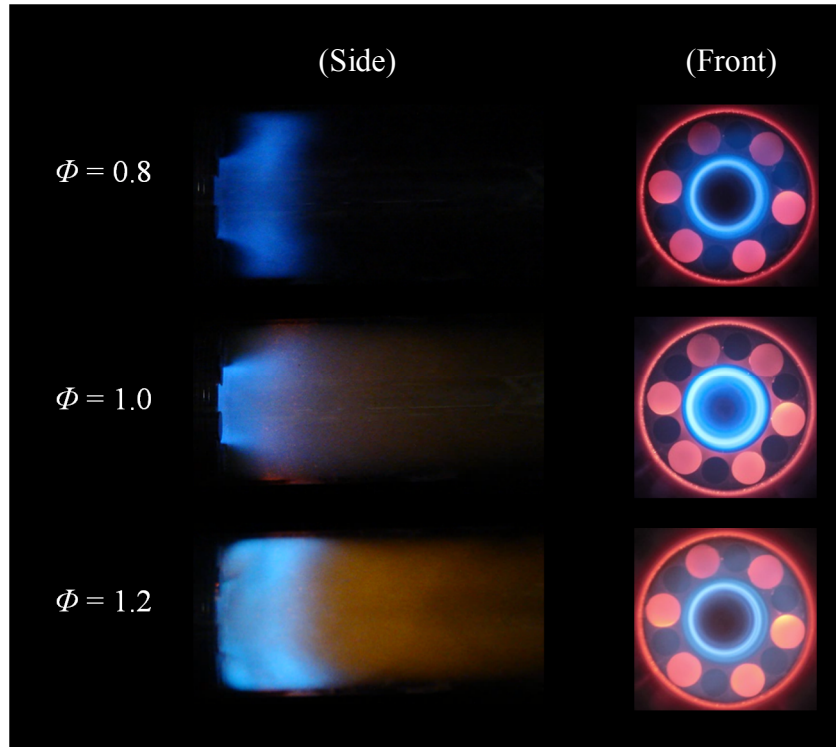


Fig. 5.7 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.

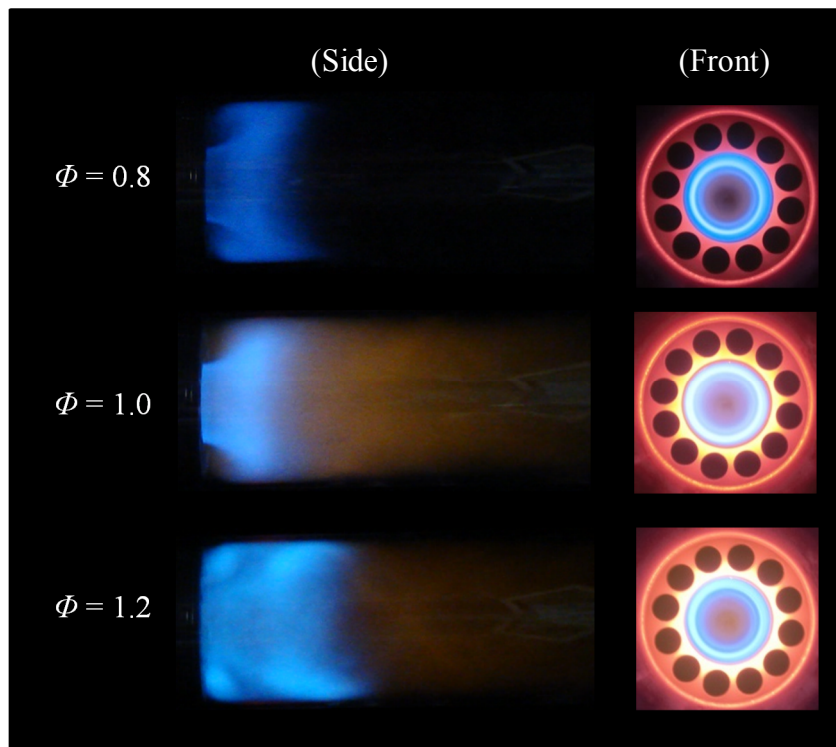


Fig. 5.8 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.

総じて、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 0, 6, 12 順に変えた場合の側面からの火炎観察の結果は、Fig.5.9 に示されている。

いずれの当量比においても、全閉の状態 ( $n = 0$ ) から循環路を開けて循環路数  $n = 6$  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、火炎の発光は弱くなった。さらに循環路を全開 ( $n = 12$ ) にすると、青炎はさらに下流に伸び、火炎の発光もさらに弱くなることがわかった。

また、循環路が全閉の状態 ( $n = 0$ ) では、噴射部から飛び出している青炎は直接下流側に流れていくのに対し、循環路数  $n = 6, 12$  の場合、循環通路付近の青炎は曲がっていることがわかった。これは、燃焼ガスが循環通路に吸い込まれているためと考えられる。

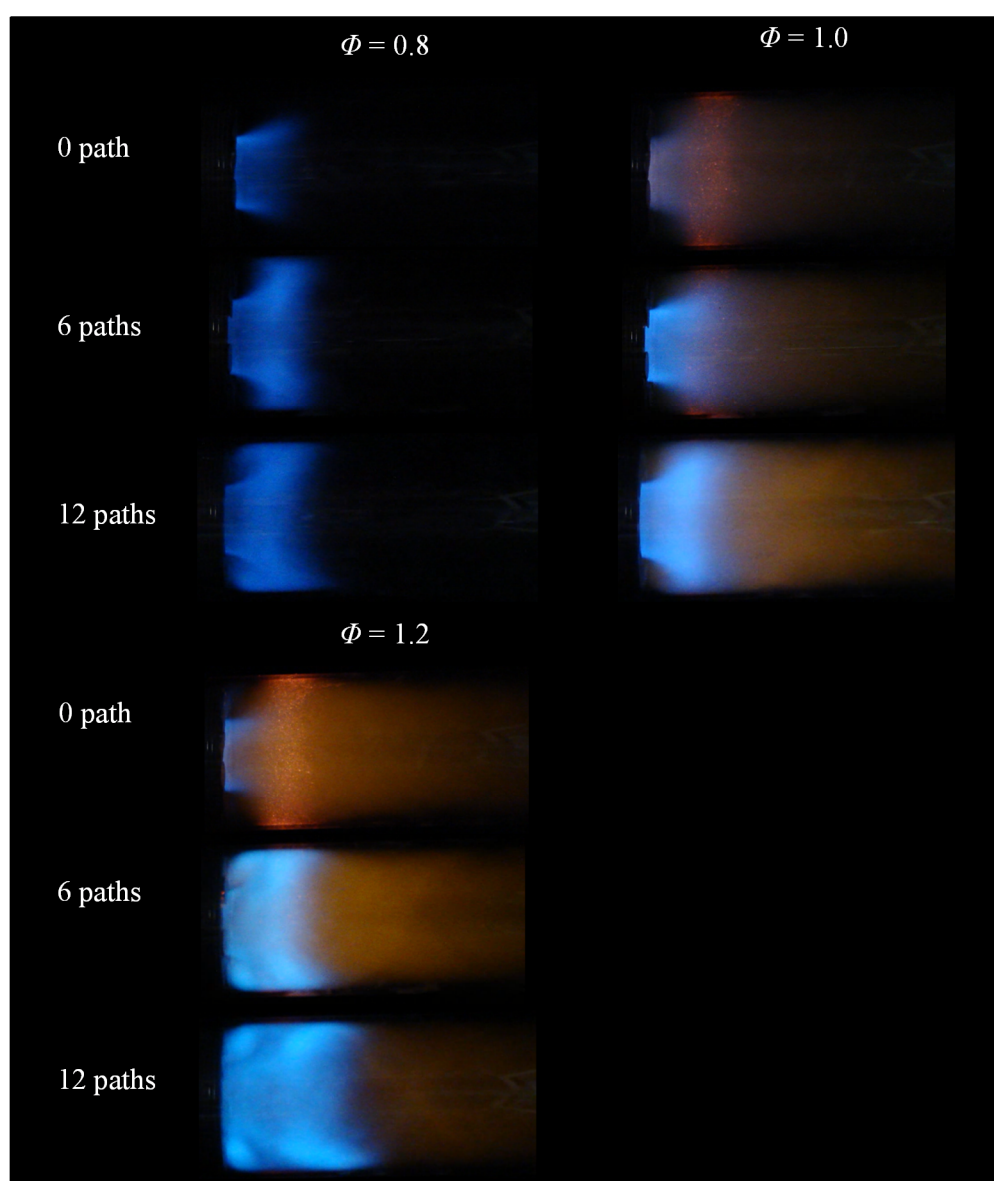


Fig. 5.9 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.

また、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 0, 6, 12 順に変えた場合の正面からの火炎観察の結果は、Fig.5.10 に示されている。

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った。

一方、いずれの当量比もおいても、循環路数を増やしていくと、噴射部内部に形成されている管状火炎の発光帯は薄くなり、シャープな反応帯が形成されることが明らかになった。

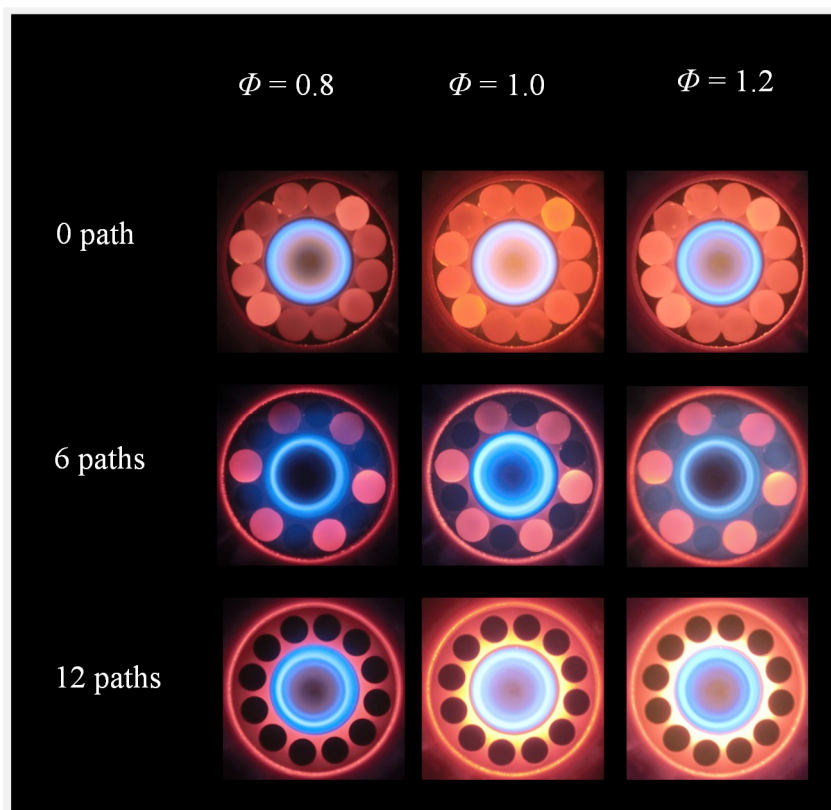


Fig. 5.10 Appearance of flames in the 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner at various mixture equivalence ratios.

### 5.3.2. 安定燃焼範囲

次に，空気流量 $Q_{air}$ が $4.77 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$  から  $11.4 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$  までの範囲において，循環路数 $n$ を0, 6, 12と変えて安定燃焼範囲を測定した．その結果をFig.5.11に示す．なお，図中の点線は，文献[90]の希薄( $\Phi = 0.5$ )，過濃( $\Phi = 1.68$ )可燃限界である．

まず，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，当量比 $\Phi$ がおよそ0.50のときに，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，当量比 $\Phi$ がおよそ1.50のときに，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6個に増やすと，安定燃焼範囲は狭くなり，希薄，過濃それぞれの消炎限界における当量比は0.57と1.41となる．さらに，循環路数 $n$ を12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0.63と1.35となった．

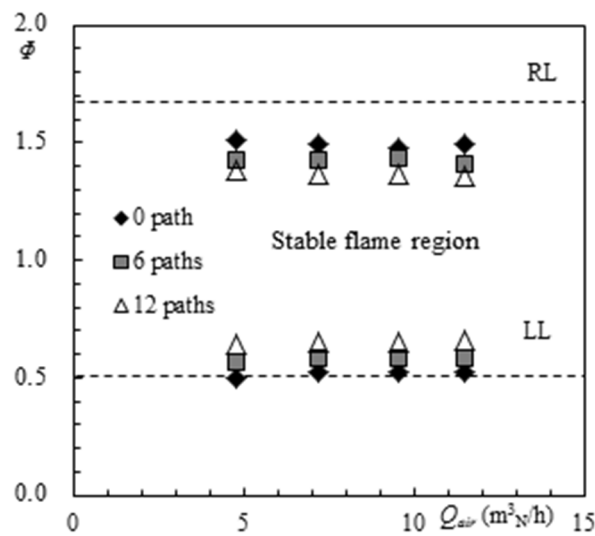


Fig. 5.11 Stable flame region for premixed combustion.

### 5.3.3. PIV による速度ベクトルの測定

#### I. 予備実験

次に，噴射部の循環路入り口付近の流れ場を測定した．Fig.5.12に示すように，当量比 $\Phi = 0.7$ ，循環路数 $n = 12$ の場合では，噴射部の出口から高速で吹き出された燃焼ガスによる，循環路に吸い込まれる遅い循環流の流速分布がわかりにくくなった（黄色の枠）．

噴射部出口から循環路入り口付近の複雑な流れ場を解明するため，今回は，Fig.5.13に示すように，噴射部出口に内径35 mm，長さ40 mmのインナーパイプを接続して両者を切り離し，循環流の測定を行った．

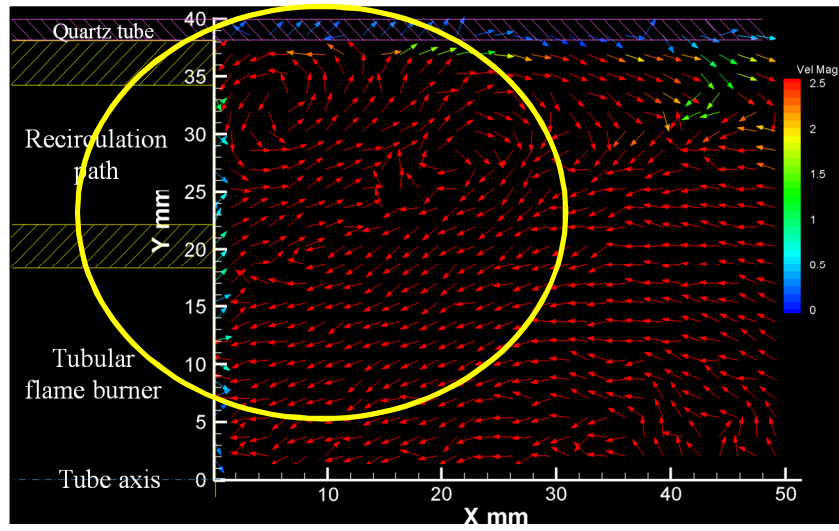


Fig. 5.12 Velocity vector profiles by PIV systems without inner pipe.

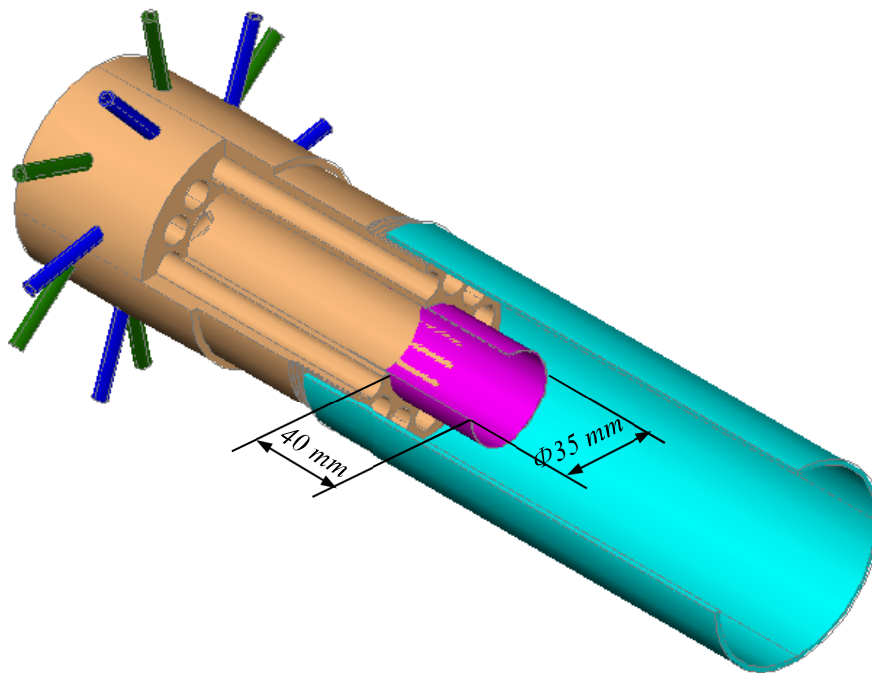


Fig. 5.13 1.25 inch (12 path) self-recirculation type tubular flame burner with a 40 mm long stainless steel inner pipe.



## II. 循環路数による流れ場変化

空気流量を $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ 、予混合気の当量比 $\Phi$ を0.7に一定に保ちつつ循環路数 $n$ を0, 6, 12個に変えて測定した流れ場の結果をFig.5.14に示す。Fig.5.14(a) は循環なし( $n=0$ )、Fig.5.14(b) は半開( $n=6$ )、Fig.5.14(c)は全開 ( $n=12$ )の結果である。

まず、循環なし( $n=0$ )の場合、燃焼ガスは燃焼管の内面に沿って上流側に緩慢に遡り、塞がれた循環路入り口に突き当たった後、インナーパイプの外面に沿って下流に流れる。その時、 $X=19 \text{ mm}$ ,  $Y=29 \text{ mm}$ の位置を中心とした渦が形成された。

次に、循環路を半分開き、 $n=6$ とすると、燃焼ガスの流速が若干速くなり、一部が循環路内に取り込まれ、渦の中心は $X=23 \text{ mm}$ ,  $Y=31 \text{ mm}$ の位置に移動した。

さらに、循環路を全部開き、 $n=12$ とすると、燃焼ガスの流速がさらに速くなり、循環路に大量に取り込まれるのがわかる。そのとき、渦の中心はさらに下流側に移動し、 $X=32 \text{ mm}$ ,  $Y=34 \text{ mm}$ の位置になった。

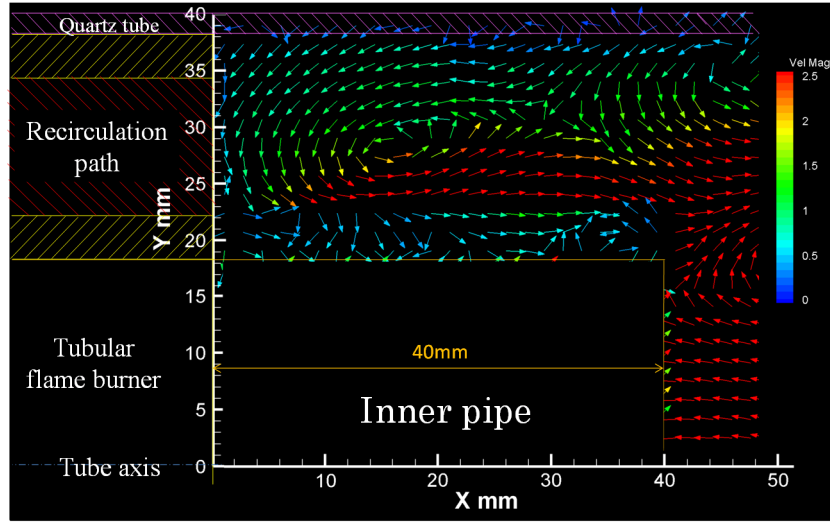
## III. 非燃焼時と燃焼時の流れ場比較

一方、循環路数 $n$ を12個、空気流量を同じく $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に一定に保ちつつ、非燃焼(cold flow)、当量比 $\Phi=0.7$ および当量比 $\Phi=0.85$ のそれぞれの場合についての循環路入口付近の速度分布をFig.5.15に示す。Fig.5.15 (a) は非燃焼、Fig.5.15 (b)は当量比 $\Phi=0.7$ 、Fig. 5.15 (c)は当量比 $\Phi=0.85$ の結果である。

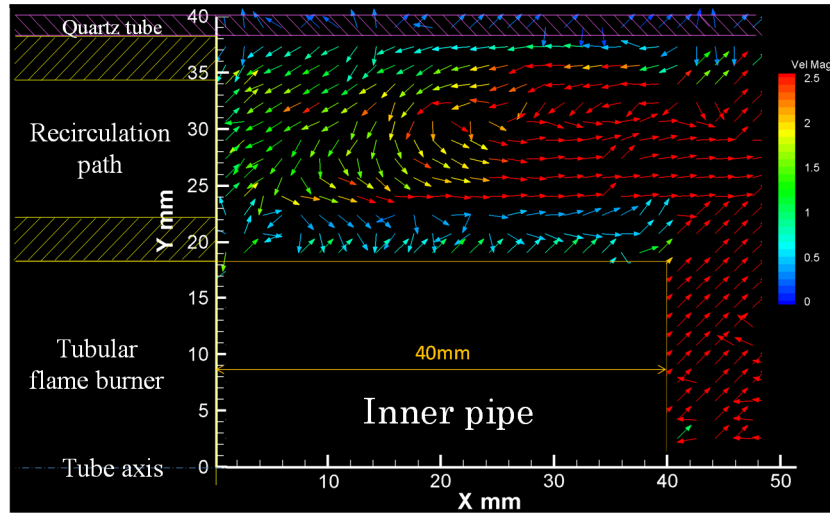
まず、Fig.5.15 (a)の非燃焼の場合では、非常に緩慢な空気が燃焼管の内面に沿って上流側に遡り、一部が循環路内に取り込まれた後、インナーパイプの外面に沿って下流に流れた。その時、 $X=19 \text{ mm}$ ,  $Y=28 \text{ mm}$ の位置を中心とした渦が形成された。

次に、当量比 $\Phi=0.7$ で燃焼させた時の結果(Fig.5.15 (b))を見る。燃焼ガスの流速が速くなり、循環路に大量に取り込まれるのがわかる。そのとき、渦の中心はさらに下流側に移動し、 $X=32 \text{ mm}$ ,  $Y=34 \text{ mm}$ の位置になった。

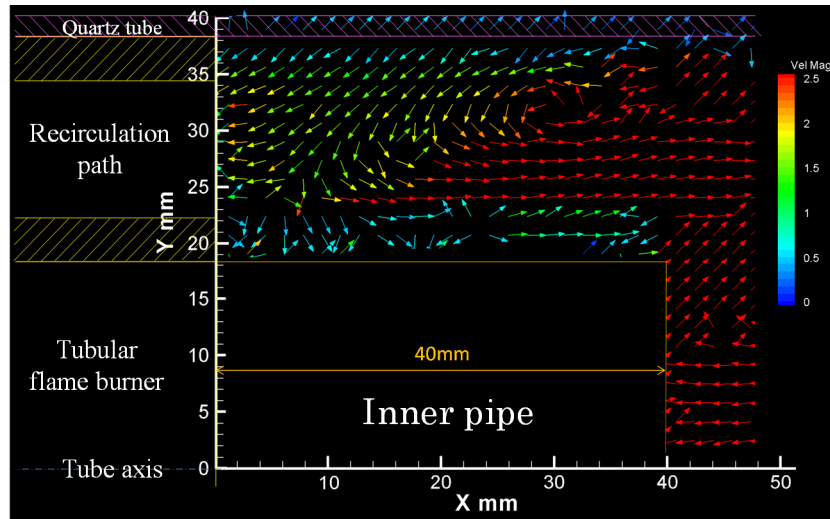
最後に、当量比 $\Phi=0.85$ の場合(Fig.5.15 (c))、燃焼ガスの流速がさらに速くなり、当量比 $\Phi=0.7$ の場合よりさらに多くの燃焼ガスが循環路に取り込まれることがわかった。その原因は、燃焼領域温度が上昇し、燃焼ガスがさらに熱膨張するためであると考えられる。また、非燃焼と当量比 $\Phi=0.7$ の場合で形成された渦の位置は、インナーパイプの出口付近に移動した。



(a)

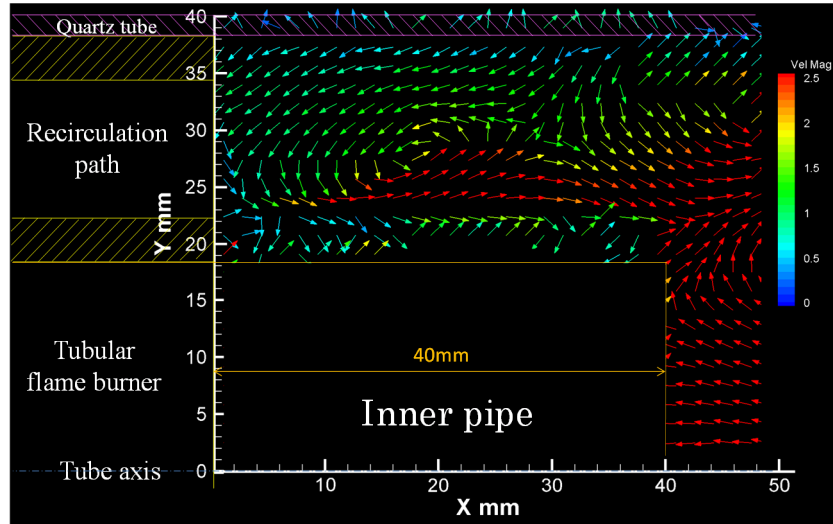


(b)

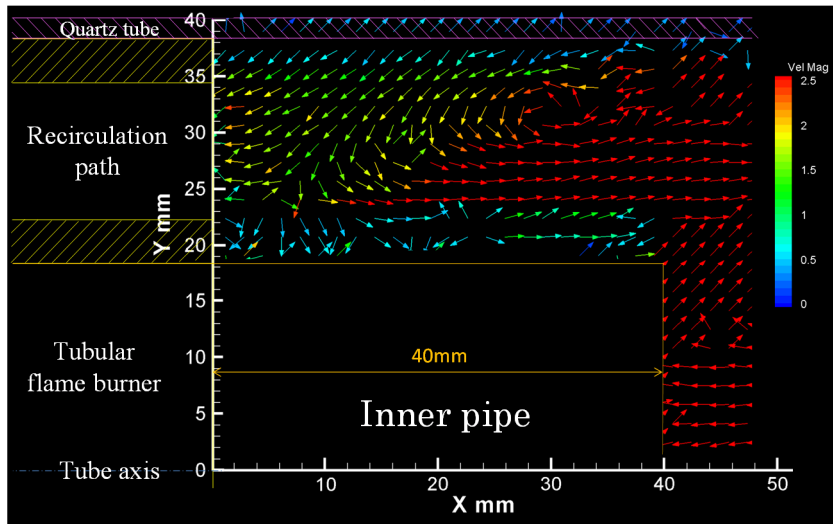


(c)

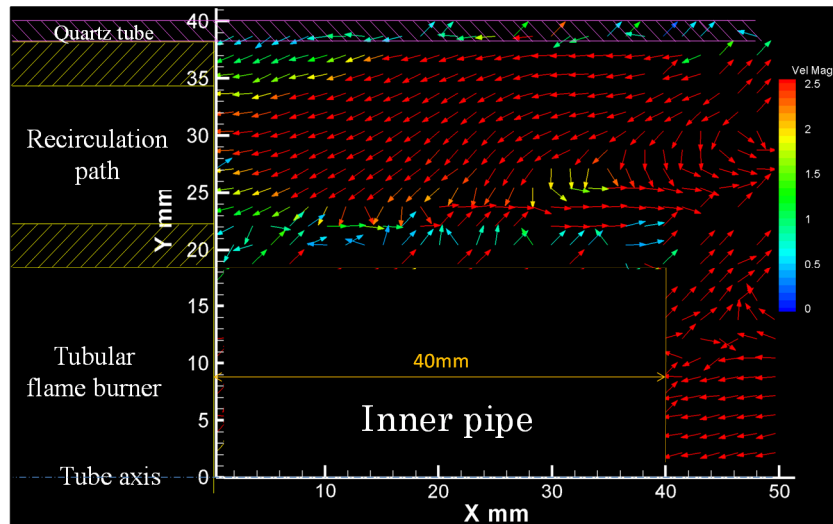
Fig. 5.14 Velocity vector profiles by PIV systems with a 40 mm long inner pipe (a: 0 path, b: 6 paths, c: 12 paths,  $\Phi = 0.7$ ).



(a)



(b)



(c)

Fig. 5.15 Velocity vector profiles by PIV systems with a 40 mm long inner pipe (a: cold flow, b:  $\Phi = 0.7$ , c:  $\Phi = 0.85$ , 12 paths).

### 5.3.4. 再循環量の計算

#### I. 再循環量の計算方法

次に，Fig.5.14 と Fig.5.15 の流速分布結果に基づいて，本バーナの再循環量(体積流量)を算出する．

計算方法は， Fig.5.16 に示すように，まず，一つの循環路の再循環量は，点 A( $X=2$  mm,  $Y=34$  mm)から鉛直下方の点 B ( $X=2$  mm,  $Y=22$  mm)までの水平方向左側への速度成分を円面に積算することにより求める．なお，全体の自己再循環量は開けた循環路数と一つの再循環量との積である．以下に計算式を示す．

$$\begin{aligned}
 Q_{recirculated} &= n \sum_i \overline{V_{Xi}} \cdot S_i \\
 &= \frac{n}{3600} \sum_{i=1}^{\frac{k-1}{2}} \frac{(V_{Xi} + V_{Xi+1} + V_{Xk-i} + V_{Xk-i+1})}{4} \left\{ \pi \left[ \frac{\varphi}{k-1} \cdot \left( \frac{k-1}{2} - i + 1 \right) \right]^2 - \pi \left[ \frac{\varphi}{k-1} \cdot \left( \frac{k-1}{2} - i \right) \right]^2 \right\} \\
 &= \frac{n}{3600} \sum_{i=1}^{\frac{k-1}{2}} \frac{\pi}{4} (V_{Xi} + V_{Xi+1} + V_{Xk-i} + V_{Xk-i+1}) (k-2i) \left( \frac{\varphi}{k-1} \right)^2
 \end{aligned}$$

$Q_{recirculated}$  : 全体再循環量 (m<sup>3</sup>/h)

$n$  : 開けた循環路数

$V_{Xi}$  : X 方向の速度成分 (m/s)

$k$  : A 点から B 点までデータ数

$\varphi$  : 循環路内径 (0.012 m)

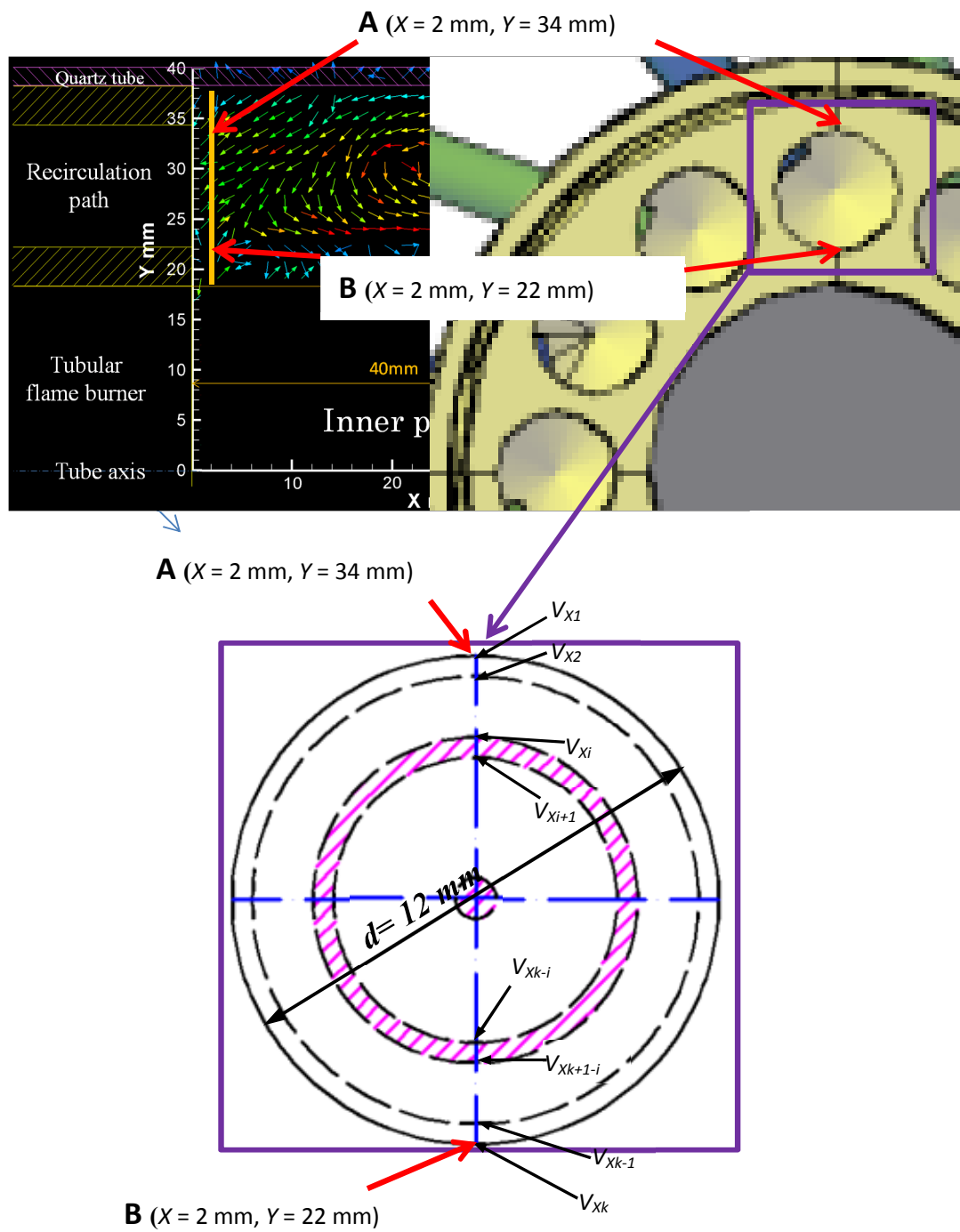


Fig. 5.16 Calculation method of the self-recirculation volume with using the results of Velocity vector profiles by PIV systems.

## II. 再循環量

前節の計算式を用い、再循環量を算出した結果を Fig. 5.17 に示す．非燃焼の場合，再循環量は循環路全開( $n = 12$ )でも  $1.3 \text{ m}^3/\text{h}$  と少ないが，燃焼時は多く，当量比  $0.85$  で  $8.2 \text{ m}^3/\text{h}$  と燃焼用空気  $9.5 \text{ m}^3/\text{h}$  とほぼ等しい体積のガスが循環することがわかる．ちなみに，この再循環量を標準状態に換算すると約  $1.4 \text{ m}^3/\text{h}$  となり非燃焼時の再循環量とほぼ等しくなることがわかる．また，循環路数  $n=6$  場合の再循環量は，全開時のほぼ半分であることもわかる．

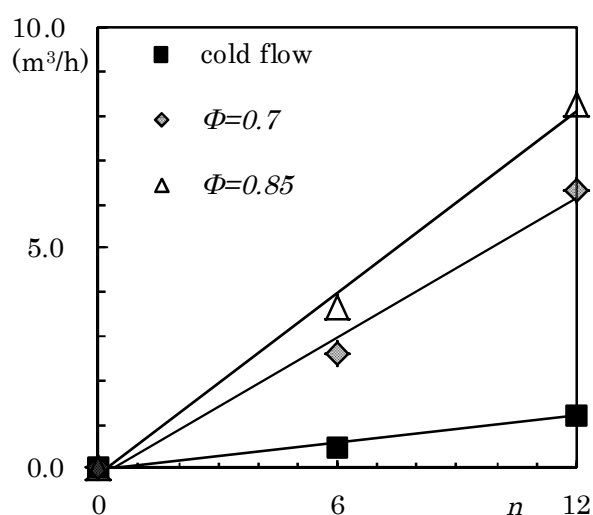


Fig. 5.17 Variations of the self-recirculation volume with the number of recirculation path opened.

### 5.3.5. NO<sub>x</sub> および CO の排出値

#### I. インナーパイプなしの場合

さて、長さ500 mmのステンレス管を燃焼管として噴射部に接続し、空気流量を9.53 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/hに一定に保ちつつ燃料流量 $Q_{fuel}$ を変え、燃焼管出口より100 mm上流側の管軸上で燃焼ガスを採取し、NO<sub>x</sub>値とCO値を測定した。その結果をFig.5.18に示す。Fig.5.18 (a)の縦軸はNO<sub>x</sub>値、Fig.5.18 (b)の縦軸はCO値で、横軸はともに当量比 $\Phi$ である。図中、NO<sub>x</sub>値は、酸素モル濃度O<sub>2</sub>=0%に換算したものである。

まず、NO<sub>x</sub>値であるが、循環路数 $n=0$  (全閉)の場合、理論混合気( $\Phi=1.0$ )付近で76 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NO<sub>x</sub>値は徐々に減少し、当量比 $\Phi=0.57$ では7 ppmに低下する。循環路数 $n$ を6個に増やすとNO<sub>x</sub>値は減少し、 $\Phi=1.0$ 付近で63 ppm、 $\Phi=0.57$ では3 ppm となる。さらに循環路数 $n$ を12個(全開)に増やすとNO<sub>x</sub>値はさらに減少し、 $\Phi=1.0$ 付近で42 ppmとなるが、 $\Phi=0.63$ では消炎が起きる。

総じて、循環路数を6, 12と増やすと、循環路数0の場合と比べ、NO<sub>x</sub>値は、当量比1.0付近で76 ppmからそれぞれ約17%(63 ppm), 44%(42 ppm), 当量比 $\Phi=0.8$  (空気比1.25)で、39 ppmからそれぞれ約25%(29 ppm), 50%(20 ppm)減少することがわかる。

一方、CO値であるがFig. 5.18 (b)に示されるように、理論混合気( $\Phi=1.0$ )付近では、 $n=0, 6, 12$ それぞれの場合56, 42, 35ppm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 $\Phi=0.65 \sim 0.85$ の範囲ではCOが2 - 3 ppmであるため、完全燃焼していると見なすことができる。

したがって、当量比 $\Phi=0.65 \sim 0.85$  (空気比1.17 ~ 1.54) の範囲では、循環路を全開( $n=12$ )にするとNO<sub>x</sub>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。

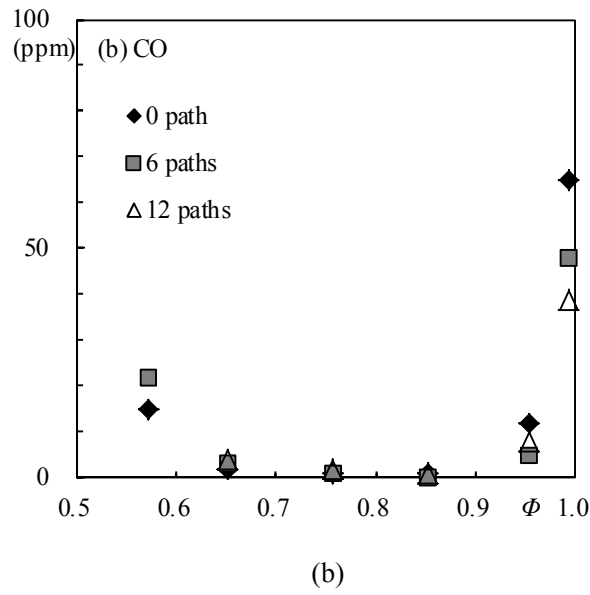
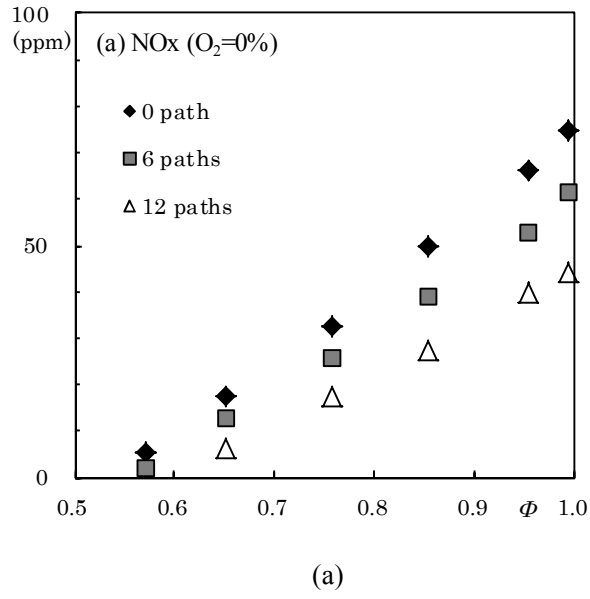


Fig. 5.18 Variations of NOx and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path without inner pipe.  
(a: NOx converted at  $O_2 = 0\%$ , b: CO,  $Q_{air} = 9.53m^3_N/h$ )



## II. インナーパイプありの場合

次に、噴射部に長さ40 mm、内径35.5 mmのインナーパイプを接続し、同じく空気流量を $9.53 \text{ m}^3/\text{h}$ に一定に保ちつつ燃料流量 $Q_{fuel}$ を変えて、NOx値とCO値の測定を行った。循環路数 $n = 0, 6, 12$ の場合の結果をFig.5.19に示す。Fig.5.19 (a)の縦軸はNOx値、Fig.5.19 (b)の縦軸はCO値で、横軸はともに当量比 $\Phi$ である。図中、NOx値は、酸素モル濃度 $O_2 = 0\%$ に換算したものである。

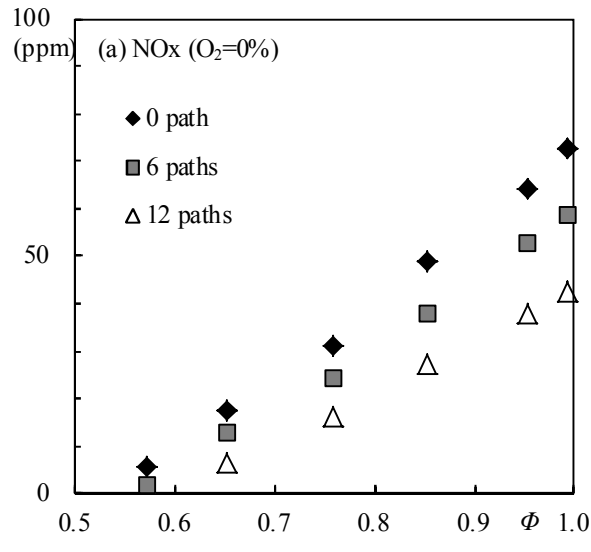
まず、NOx値であるが、循環路数 $n = 0$  (全閉)の場合、理論混合気( $\Phi = 1.0$ )付近で72 ppmと高いが、燃料流量を減らし当量比 $\Phi$ の値を小さくするとNOx値は徐々に減少し、当量比 $\Phi = 0.57$ では6 ppmに低下する。循環路数 $n$ を6個に増やすとNOx値は減少し、 $\Phi = 1.0$ 付近で59 ppm、 $\Phi = 0.57$ では2 ppm となる。さらに循環路数 $n$ を12個(全開)に増やすとNOx値はさらに減少し、 $\Phi = 1.0$ 付近で40 ppmとなるが、 $\Phi = 0.63$ では消炎が起きる。

総じて、循環路数を6, 12と増やすと、循環路数0の場合と比べ、NOx値は、当量比1.0付近で72 ppmからそれぞれ約18%(59 ppm), 44%(40 ppm)、当量比 $\Phi = 0.8$  (空気比1.25)で、37 ppmからそれぞれ約24%(28 ppm), 49%(19 ppm)減少することがわかる。

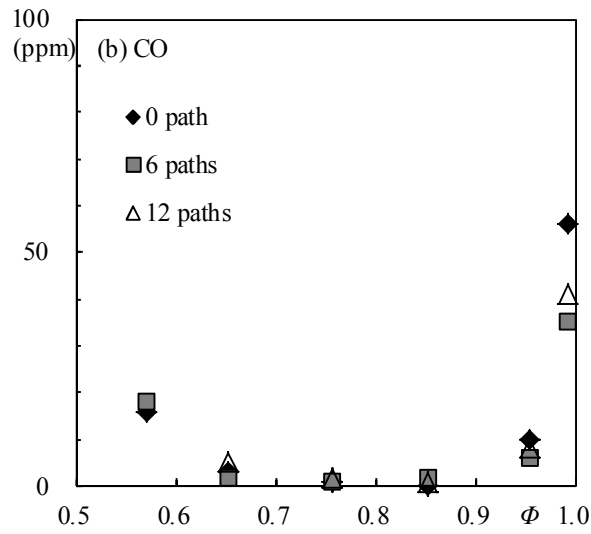
なお、インナーパイプがある場合のNOx値は、インナーパイプがない場合より全体的に2-4 ppm低下するにとどまり、インナーパイプの設置が再循環量に与えた影響はわずかであると思われる。

一方、CO値であるが、Fig.5.19 (b)に示されるように、理論混合気( $\Phi = 1.0$ )付近では、 $n = 0, 6, 12$ それぞれの場合で55, 35, 39ppm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 $\Phi = 0.65 \sim 0.85$ の範囲ではCOが2-3 ppmであるため、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 $\Phi$ が0.65から0.85 (空気比は1.17から1.54) の範囲では、循環路を全開( $n = 12$ )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。



(a)



(b)

Fig. 5.19 Variations of NOx and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path with a 40 mm long inner pipe.  
(a: NOx converted at  $O_2=0\%$ , b: CO,  $Q_{air}=9.53\text{m}^3\text{N/h}$ ).

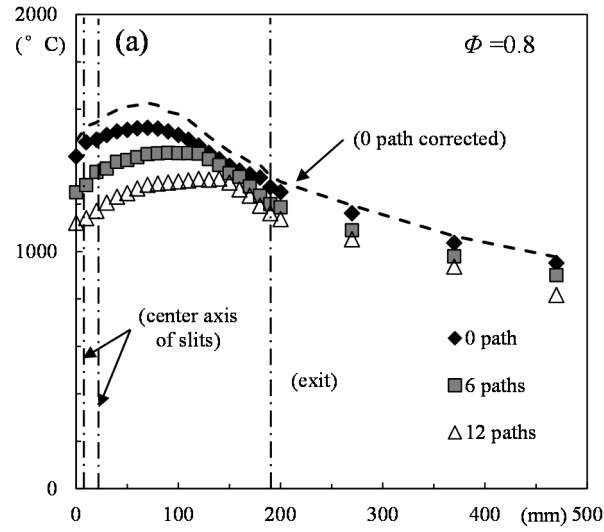
### 5.3.6. 温度分布

#### I. 管軸上の温度分布

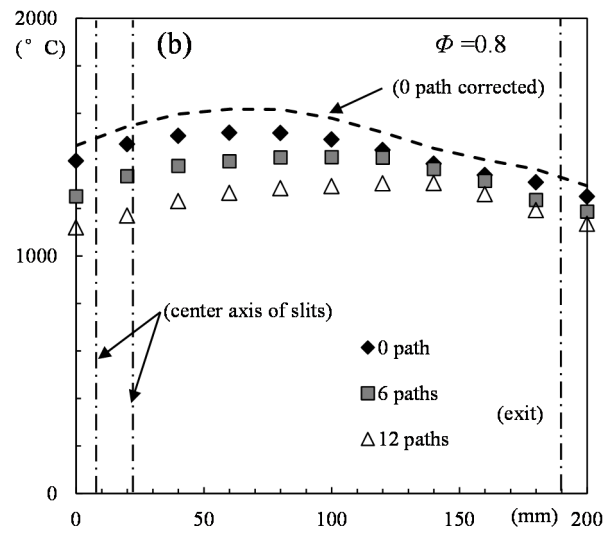
次に，噴射部に長さ40 mm，内径35.5 mmのインナーパイプと長さ500 mmのステンレス燃焼管を接続し，空気流量を $9.53 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に，メタン流量を $0.8 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ に一定に保ちつつ循環路数 $n$ を0, 6, 12と変えて，管軸上の温度分布を測定した．その結果をFig.5.20に示す．ここで $Z$ は，噴射部閉端からの距離で，インジェクター中心は $Z = 8 \text{ mm}$ と $23 \text{ mm}$ ，噴射部出口は $Z = 190 \text{ mm}$ に位置し，Fig. Fig.5.20 (a)は， $Z = 0 \sim 500 \text{ mm}$ の噴射部～燃焼管全体の温度分布，Fig. Fig.5.20 (b)は $Z = 0 \sim 200 \text{ mm}$ 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．

まず，循環路全閉の場合( $n = 0$ )，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 $1521^\circ\text{C}$ をとり，1.25インチ(8 path)自己再循環の予混合燃焼の当量比0.8場合の最高温度結果とほぼ同様である．輻射補正を考慮すると，この温度は $1627^\circ\text{C}$ 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， $n = 12$ （全開）では，大幅に温度が低下し，むしろ，噴射部出口付近で最高温度の $1300^\circ\text{C}$ 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．

循環路数を増やすと，火炎安定範囲が狭くなった他（Fig.5.11）， $\text{NO}_x$ 値も大幅に低下したが（Fig.5.19 (a)），この原因は，バーナ内の温度の低下によるもの大きいと考えられる．



(a)



(b)

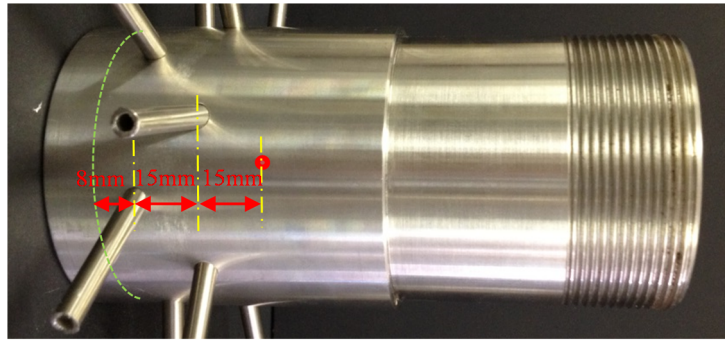
Fig. 5.20 Variations of temperature distributions with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion.  
(a: 0~500mm, b: 0~200mm,  $\Phi = 0.8$ )

## II. 循環路内の排ガス温度

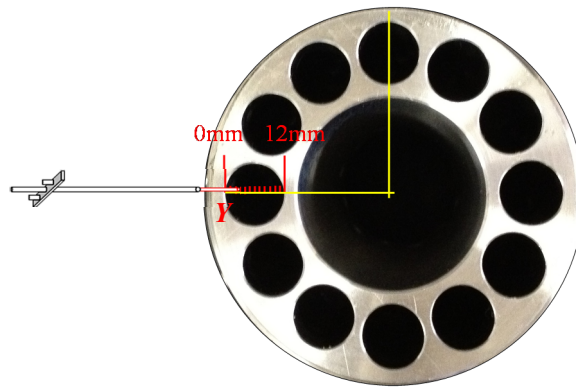
最後に、循環路内燃焼ガス温度の測定を行った。Fig.5.21に示すように、噴射部閉端からの38mmの側面の孔から、R型熱電対を差し込み、当量比 $\Phi = 0.8$ 時の循環路内半径方向の温度を測定した。その結果をFig.5.22に示す。ここで $Y=0$  mmは循環路外側、 $Y=12$  mmは裏側である。

まず循環路半開の場合( $n=6$ )、 $Y=0$  mmの位置に、 $210^{\circ}\text{C}$ の低い温度をとり、 $Y$ を増大すると、温度は急激に上昇し、 $Y=3$  mmに排気ガス温度は $350^{\circ}\text{C}$ になり、さらに $Y$ を増大すると、温度は緩慢に上昇し、 $Y=12$  mmの温度は $400^{\circ}\text{C}$ である。一方、循環路全開の場合では、最初 $Y=0$  mmでは、 $150^{\circ}\text{C}$ の低い温度をとり、 $Y=3$  mmまでに増やすと、温度は急激に上がり、その後の $Y=3$  mm~12 mm範囲では、温度は緩慢に増大、 $Y=12$  mmの位置では、 $305^{\circ}\text{C}$ の最高温度をとった。

循環路内の排気ガス温度は燃焼領域の排気ガス温度と比べると、例えば、循環路全開の場合では、噴射部インナーパイプの出口中心の排気ガス温度は $1100^{\circ}\text{C}$  (Fig.5.20)である。それに対して、循環路内の排ガス温度は大幅に低下し、ただ $300^{\circ}\text{C}$ である。この原因は、管状火炎バーナの特徴の一つ—自己冷却作用である。噴射部内部形成された管状火炎は低温の未燃ガスに覆われているため、火炎帯の高温に対して、実際管状火炎バーナ壁の温度が相当低い。そして、高温燃焼ガスは管状火炎バーナ壁の外側に設けられた循環路に吸い込まれる時、バーナ壁の低温による自己冷却されることと考えられる。



(a)



(b)

Fig. 5.21 Measurement of the temperature distributions in recircaltin path.  
(a: Side view, b: Front view)

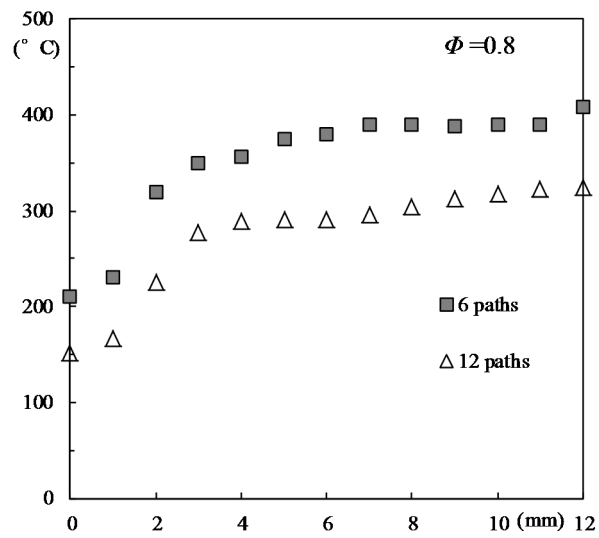


Fig. 5.22 Variations of temperature distributions in recirculation path with an extent of opening of the self-recirculation path.

## 5. 4. まとめ

1.25インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナを用い、予混合燃焼での火炎外観、安定燃焼範囲、NO<sub>x</sub>とCOの排出値などの燃焼特性を調べるほか、とりわけ重要なパラメタである流れ場をPIVシステムにより計測した結果に基づいて計算された再循環量とNO<sub>x</sub>の低減との関係も検討した。そこで以下の知見を得た。

- 1) 火炎外観：予混合気の噴射速度を十分に達すると、循環路内の火炎が形成できなかった。また、循環路数の増加とともに、火炎の下流に伸び、直径は小さくなった。
- 2) 安定範囲：循環路数を増やすと火炎安定範囲は狭くなり、循環路半開 ( $n=6$ )では、当量比0.57~1.41、循環路全開 ( $n=12$ )では、当量比0.63~1.35であった。
- 3) 循環路入り口付近の流速分布と再循環量：循環路を開けると、排気ガス再循環流が循環路に流入することが確認できた。また、当量比 $\Phi$ を高まると、燃焼領域温度が上昇し、燃焼ガスが熱膨張するため、全体的の流れ場流速は早くなった。しかし、標準状態に換算した再循環量は変わらない。
- 4) NO<sub>x</sub>排出値：インナーパイプなしの場合、循環路数の増加とともに、NO<sub>x</sub>値は減少する。量論当量比付近では、循環なしでは76 ppmであったものが、循環路数を6, 12個と増やすと、それぞれの63, 42 ppm と減少し、インナーパイプありでは、循環なしでは72 ppmであったものが、循環路数を6, 12個と増やすと59, 42 ppm と減少した。インナーパイプがある場合のNO<sub>x</sub>結果は、インナーパイプなしの場合により、全体的に2-4 ppm低下し、インナーパイプの設置は再循環量に与えた影響はわずかと思われる。
- 5) CO排出値：インナーパイプの設置と関係なく、量論当量比付近と超希薄燃焼( $\Phi < 0.6$ )では、高い値をとり、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 $\Phi = 0.65 \sim 0.85$ の範囲ではCOが2 - 3 ppmで完全燃焼していると見なすことができる。
- 6) 管軸上の温度分布：循環無しの場合、噴射部内で局所的に最高温度をとる分布となるが、循環経路数を増加すると、高温部は縮小し、噴射部内でせいぜい1300℃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NO<sub>x</sub>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。
- 7) 循環路内の温度分布：燃焼領域排気ガス温度と比べて、循環路内の排ガス温度は大幅に低下した。この原因は、管状火炎バーナの特徴の一つ—自己冷却作用と考えられる。

## 第 6 章. 液体燃料への拡張



## 6. 1. まえがき

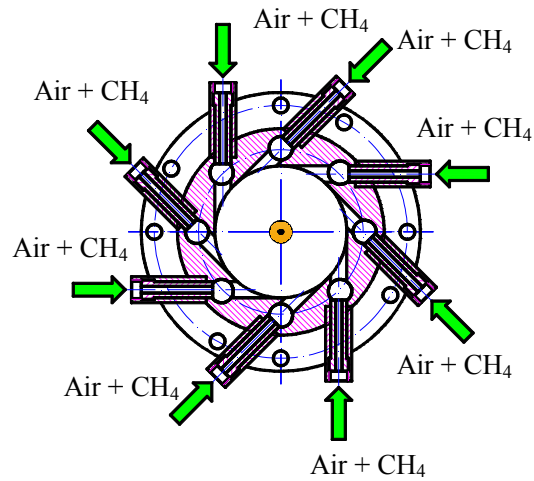
小型ボイラー用燃焼器を対象とした，1.25 インチ自己再循環型管状火炎バーナを拡張し，メタンのみならず液体燃料である灯油でも利用可能であり、熱出力を 40～100 kW としたコンパクトな低 NO<sub>x</sub> バーナ，12 インチ(8 path)自己再循環型の管状火炎バーナの実現を試みた．火炎外観， NO<sub>x</sub> と CO の排出値などの燃焼特性を調べた．

## 6. 2. 実験装置および実験方法

### 6.2.1. 実験方法

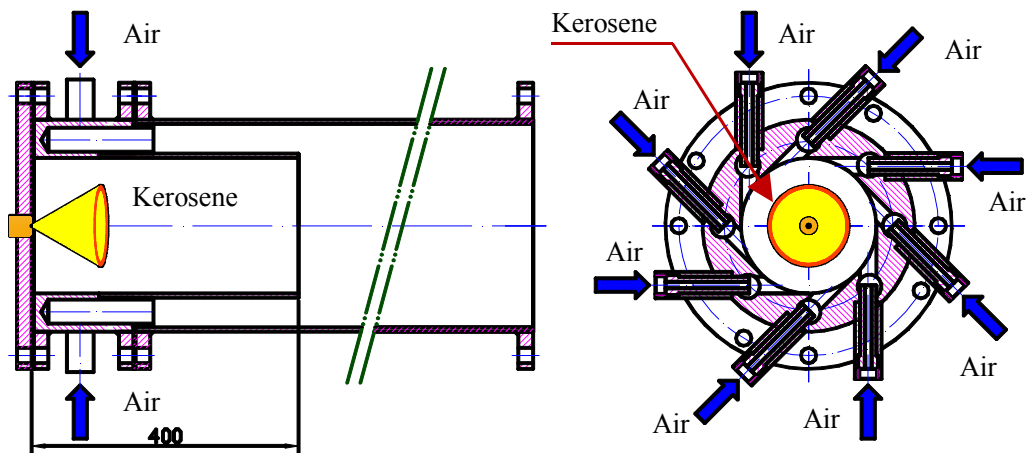
実験は，メタン燃焼の場合ではFig.6.1(a)に示すように，燃料と空気の予混合気を8個のインジェクターすべてから均一に吹き出す予混合燃焼について行った．灯油燃焼の場合には Fig.6.1(b)に示すように，空気を8個のインジェクターから吹き出し，燃料の灯油を閉端のフランジの中心軸に設置した噴射ノズルから噴射し行った．

### Premixed combustion



(a)

### Diffusion combustion



(b)

Fig.6.1 Methane combustion and kerosene combustion for 12 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner.  
(a: Methane, b: Kerosene)

### 6.2.2. 実験装置

Fig.6.2に実験装置の概略を示す．火炎の撮影はバーナの下流側に設置したカメラにより，断面方向（正面）について行った．

NO<sub>x</sub>とCOの濃度について，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）でそれぞれを採取し，化学発光式NO<sub>x</sub>計（島津，NOA-7000）および赤外線ガス分析計（島津，CGT-7000）を用いて測定を行った．

燃料であるメタンは高圧ボンベより，空気はターボブロワ（武藤電気製．MI-12N/6，モータ出力:2.2 kW，定格風量:600 m<sup>3</sup>/h，最大昇圧:1300 mmAq）より供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，均一に混合され，インジェクターから接線方向にバーナ内へ吹き出される．なお，インジェクターへの空気の供給圧力は 0.09Mpa（ゲージ圧力）であった．

一方，灯油は，ポンプにより供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，バーナ端中心に設けられた噴射ノズル(Delavan 社製，Type A)からバーナ内に軸方向に噴射される．ちなみに，基準条件である熱出力 65 kW でのメタン流量は 6.6 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h，灯油流量は 6.5 l/h である．

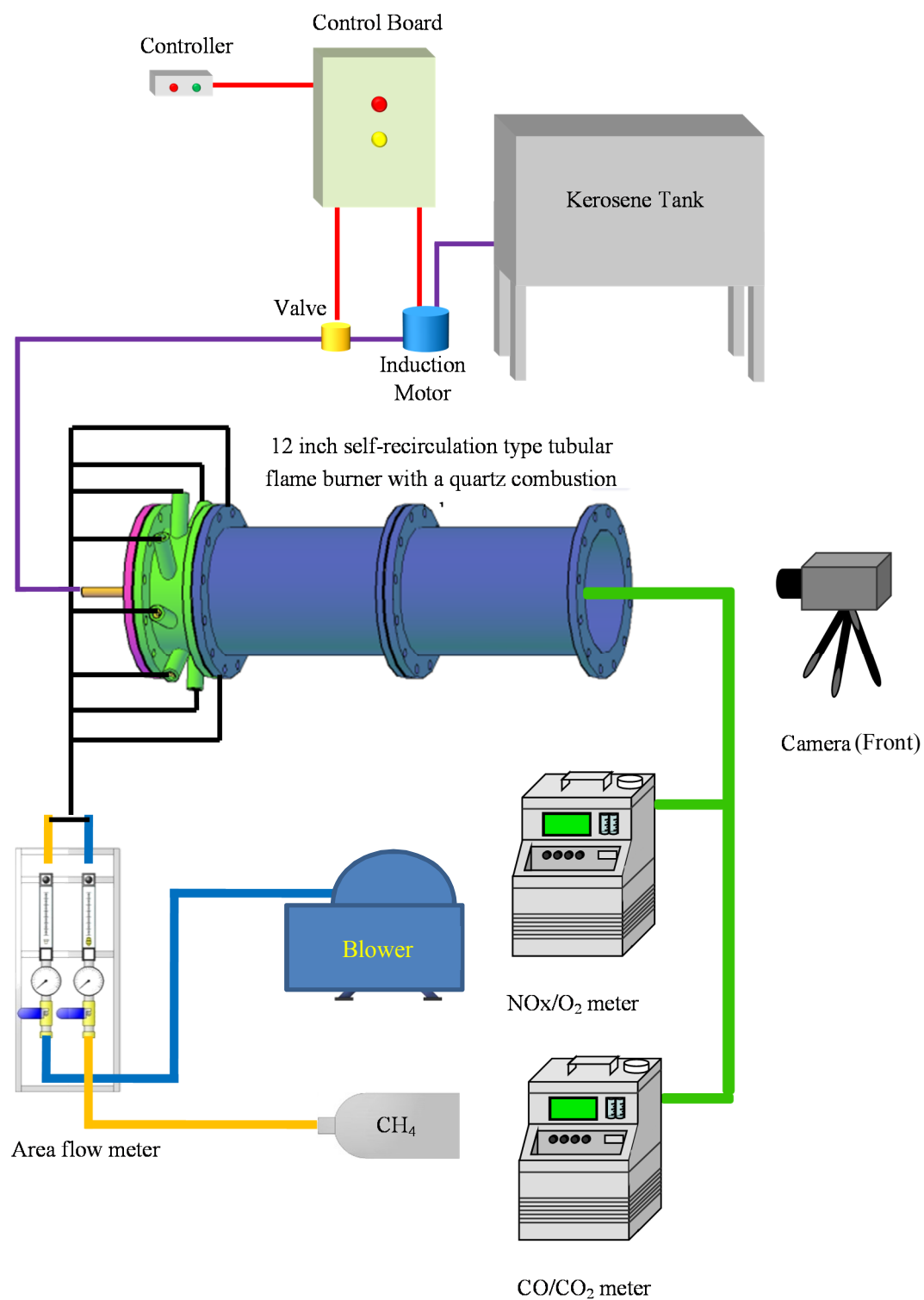


Fig. 6.2 Schematic of the experimental apparatus.

## 6. 3. 実験結果

### 6.3.1. 火炎外観

#### I. 火炎外観

はじめに、長さ300 mmのインナーパイプを噴射部に接続し、循環路を全部開けた状態で（循環路数 $n=8$ ）、空気比 $\phi=1.25$ 、熱出力39 kWのメタン予混合燃焼と灯油拡散燃焼の火炎撮影（正面）を行った。その結果をFig.6.3に示す。

Fig.6.3(a)を見ると、メタンの予混合燃焼の場合では、1.25インチ自己再循環型低NO<sub>x</sub>管状火炎バーナと同様、インナーパイプに短く、安定な管状火炎が形成できることが確認できる。

一方、灯油燃焼の場合(Fig.6.3(b))では、インナーパイプ内で、高温の固体である煤が放つ放射光による輝炎が観察できた他、バーナの出口から多量の煤が発生したことがわかった。

その原因は、Fig.6.4に示すように、空気がインジェクターからバーナ内へ接線方向に高速で吹き出されることで、インナーパイプ内強旋回流が形成されるため、空気とバーナの閉端中心部から噴射された灯油噴霧との混合が悪くなり、不完全燃焼が起きたためだと考えられる。

#### II. 灯油と空気の混合性を改善した火炎外観

灯油燃焼時において空気と灯油の混合が悪く、大量な煤が発生したことを受け、我々は様々な改善方法を試みた。改善箇所をFig.6.5に示す。左図はバーナ側面断面図、中図はバーナ正面図、右図は正面から取った火炎外観である。Fig.6.5(a)には、改善前のバーナ図と火炎外観を示している。

まず、Fig.6.5(b)に示すように、旋回を弱めるため、インナーパイプ内バーナ閉端から下流側250 mmの位置に、長さ100 mmの“+”型の整流板(flow-straightening plate)を挿入した。右図の火炎外観により、火炎構造が改善前とあまり変わらないことがわかる。また、出口からは多量の煤が発生した。これは、整流板が火炎帯の下流に設けられたので、旋回を弱め、灯油と空気との混合性を高める効果がないためと考えられる。

次に、Fig.6.5(c)に示すように、十字形の整流板をバーナ閉端から下流側150 mmのところに設置し、測定を行った。火炎帯に設置した整流板が外周の旋回を弱め、灯油と空気をよく混合させたため、出口からの煤の排出がかなり低減したことがわかった。

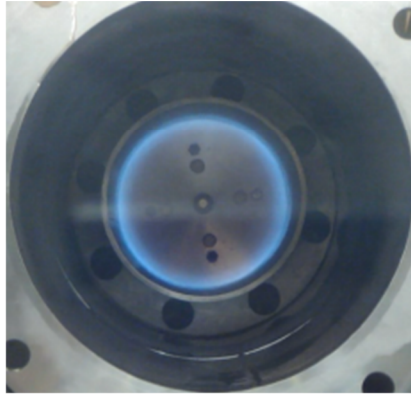
煤の排出をさらに低減するため、Fig.6.5(d)に示すように、“\*”型の整流板をバーナ閉端から下流側150 mmのところに挿入して測定を行った。その結果、整流板の隙間で灯油と空気がさらによく混合され、出口からは煤が観察できなくなり、改善に成功した。

Side view

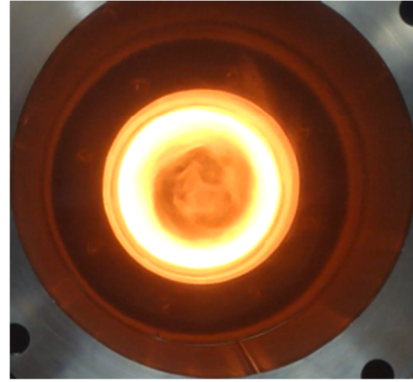
$\lambda = 1.25$

$L_{inner\ pipe} = 300\ mm$

$Q_{CH_4} = 40\ m^3_N/h$      $Q_{kerosene} = 4.0\ l/h$



(a)



(b)

Fig. 6.3 Appearance of flames for methane combustion and kerosene combustion in the 12 inch (8 path) self-recirculation type tubular flame burner (a: methane combustion, b: kerosene combustion).

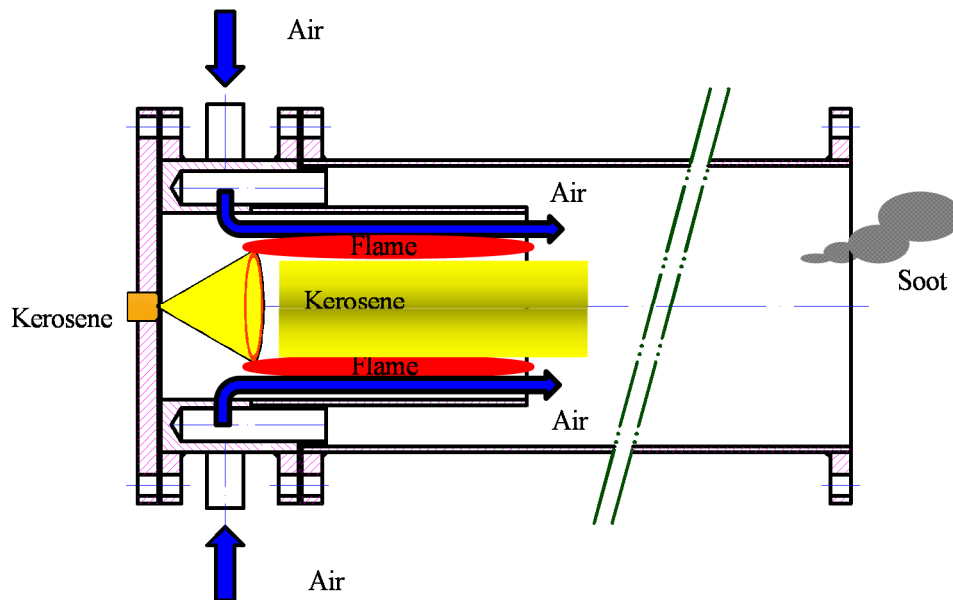


Fig. 6.4 Image of kerosene incomplete combustion.

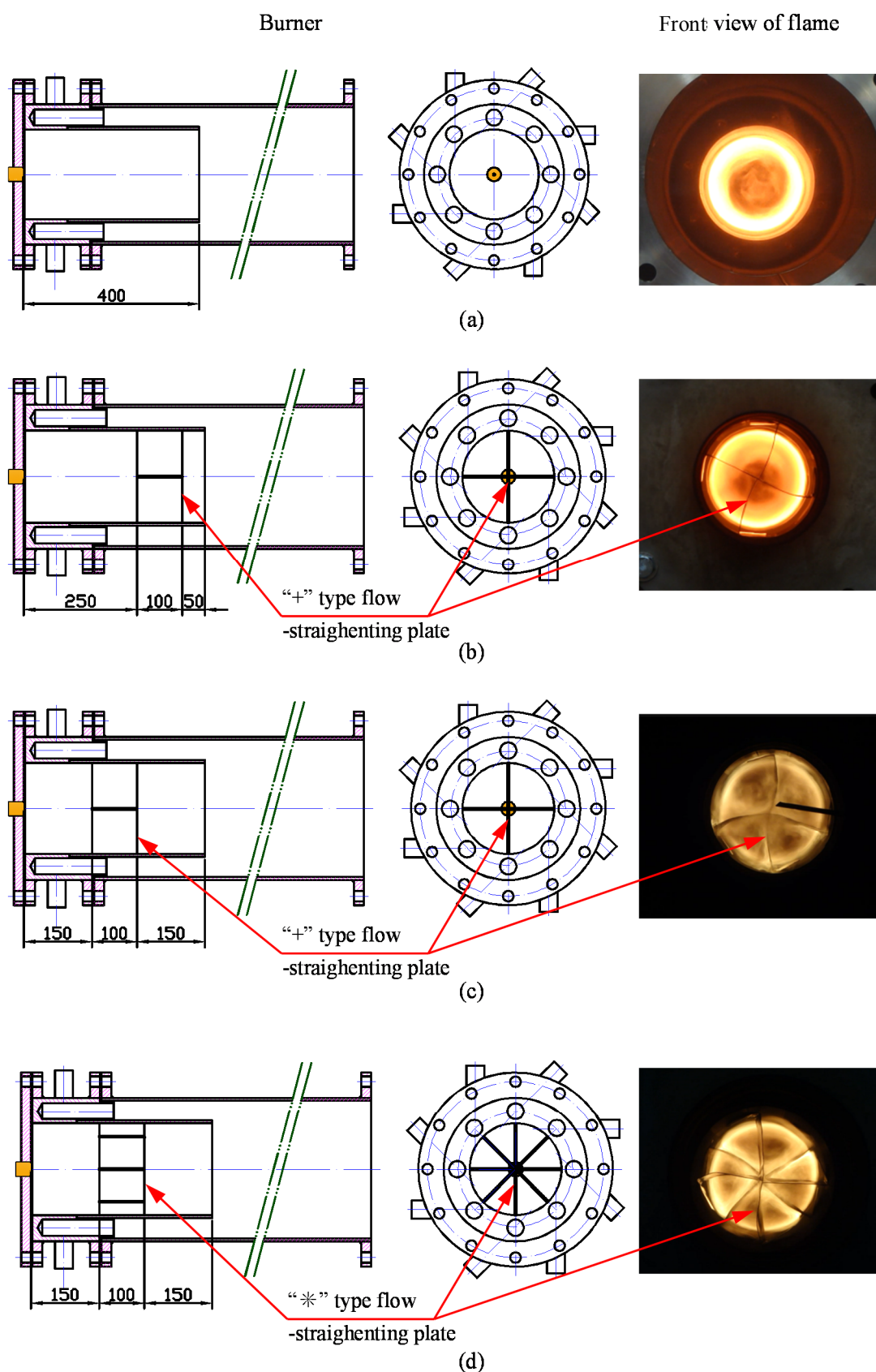


Fig. 6.5 Improvement of mixing kerosene to air for complete combustion.

### 6.3.2. NO<sub>x</sub> と CO の排出値

#### I. メタン燃焼

メタン燃焼における NO<sub>x</sub> と CO の排出値を測定した。

まず，燃料メタンで，熱出力を 65 kW（メタン流量 6.6 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h）と 99 kW（メタン流量 10 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h）一定に保ちつつ，空気流量を変えて測定を行った．，その結果を Fig.6.6 に示す．横軸は当量比  $\Phi$  (空気比  $\lambda$  の逆数) で，Fig.6.6 (a) の縦軸は NO<sub>x</sub> 値，Fig. 6.6 (b) の縦軸は CO 値である．図中，NO<sub>x</sub> 値は，酸素モル濃度 O<sub>2</sub> = 0% に換算したものである．

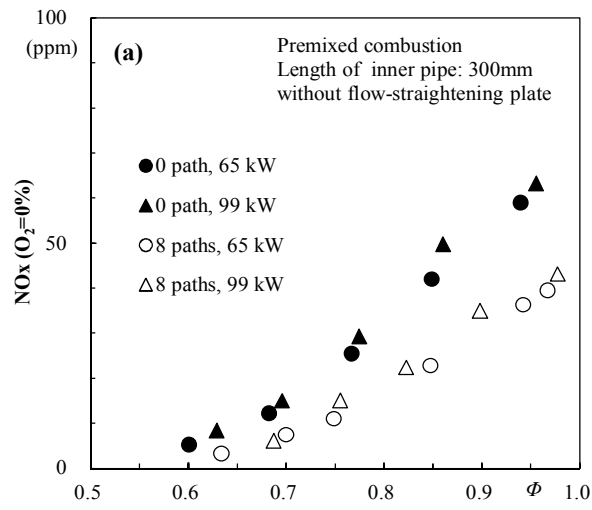
出力 65 kW，循環路数  $n = 0$  (0 path, 全閉) の場合，NO<sub>x</sub> 値は理論混合気付近 ( $\Phi = 0.95$  ( $\lambda = 1.05$ )) で 60 ppm と高いが，空気流量を増やし当量比  $\Phi$  の値を小さくしていくと徐々に減少し，当量比  $\Phi = 0.85$  (空気比  $\lambda = 1.18$ ) では 40 ppm に低下し，当量比  $\Phi = 0.6$  (空気比  $\lambda = 1.67$ ) では 5 ppm となった．循環路数  $n$  を 8 個 (8 paths, 全開) に増やすと NO<sub>x</sub> 値は減少し，当量比  $\Phi = 0.95$  (空気比  $\lambda = 1.05$ ) で 38 ppm，当量比  $\Phi = 0.85$  (空気比  $\lambda = 1.18$ ) では 22 ppm に低下するが， $\Phi = 0.6$  ( $\lambda = 1.67$ ) では消炎する．

循環路を全開 ( $n = 8$ ) にすると，循環路数 0 の場合と比べ，NO<sub>x</sub> 値は，当量比 0.95 (空気比  $\lambda = 1.05$ ) で 60 ppm から 38 ppm へ約 37%，当量比  $\Phi = 0.85$  (空気比  $\lambda = 1.18$ ) で 40 ppm から 22 ppm と約 45% 減少することがわかる．

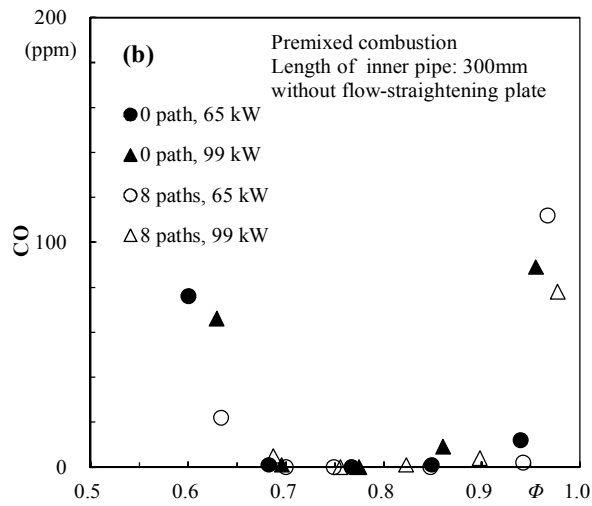
なお，熱出力を 99 kW に増やすと，全閉，全開どちらの場合にも NO<sub>x</sub> 値は若干増加する傾向がある．

一方，CO 値であるが，Fig.6.6 (b) に示されるように，理論混合気付近 ( $\Phi \geq 0.95$  ( $\lambda \leq 1.05$ )) と，希薄燃焼の範囲 ( $\Phi \leq 0.65$  ( $\lambda \geq 1.54$ )) では，若干高い CO 値をとるが，実用上使用される当量比  $\Phi = 0.7 \sim 0.9$  (空気比  $\lambda = 1.11 \sim 1.43$ ) の範囲では 2～3 ppm 以下で，完全燃焼していることがわかる．





(a)



(b)

Fig. 6.6 Variations of NO<sub>x</sub> and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for premixed combustion.  
(a: NO<sub>x</sub> converted at O<sub>2</sub> = 0%, b: CO)

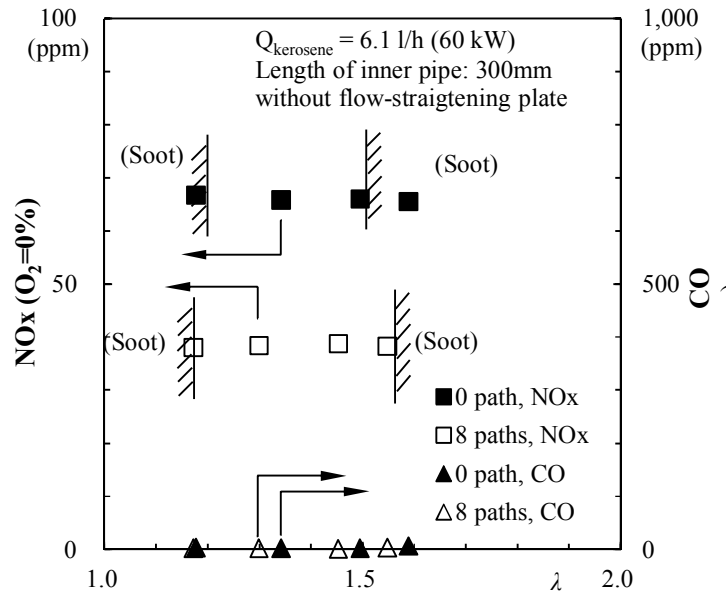
## II. 灯油燃焼

次に、灯油の場合であるが、流量を 6.1 l/h(出力: 60 kW)一定に保ちつつ空気流量を変え、実験を行った。その結果を Fig.6.7 に示す。Fig.6.7 (a)には、整流板なしの結果、Fig.6.7 (b)には“\*”型の整流板ありの結果を示す。図中、左軸は酸素モル濃度  $O_2 = 0\%$  に換算した  $NO_x$  値、右軸は CO 値で、横軸は空気比  $\lambda$  (当量比  $\phi$  の逆数) である。

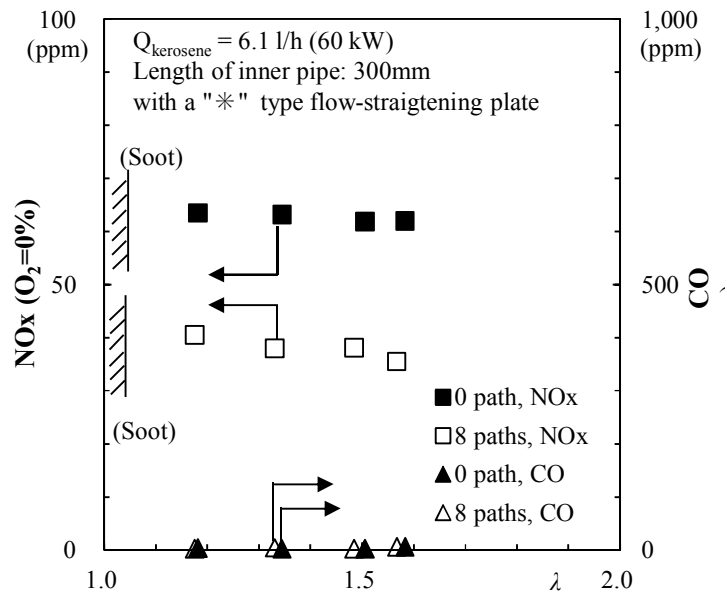
まず、Fig. 6.7(a)の整流板なしの結果をみる。灯油の場合、多量の煤が発生した。これは、本バーナの旋回が強く（幾何形状から概算で求められるスワール数<sup>[7]</sup>は 8.3），燃料が中心部に集中して空気との混合が著しく低下するためである。したがって、空気比 1.0 ～1.2 では燃料塊のため、空気比 1.5 以上では不完全燃焼のため煤が多量に発生し、 $NO_x$  の測定は行うことができなかった。

次に、インナーパイプに“\*”型の整流板を設置し、灯油噴霧と空気の混合性を改善した結果(Fig. 6.7(b))をみると、煤の生成がかなり抑制され、空気比  $\lambda = 1.0 \sim 1.05$  の狭い範囲で、煤の生成が観察できた。この“\*”型の整流板は灯油噴霧・空気の混合性の改善に有効することが確認できた。

$NO_x$  排出値について、循環なしでは、空気比の変化と関わらず、約 68 ppm の高い値をとり、循環路全開( $n = 8$ )では、 $NO_x$  値は 40 ppm 前後に下がり、約 41%低減したことがわかった。また、この場合の CO 排出値は、わずか 2-3 ppm であるから、完全燃焼と見なすことができる。



(a)



(b)

Fig. 6.7 Variations of NOx (converted at  $O_2 = 0\%$ ) and CO concentrations with an extent of opening of the self-recirculation path for kerosene combustion. (a: no flow-straightening plate, b: with a "\*" type flow-straightening plate).

## 6. 4. まとめ

小型ボイラー用燃焼器を対象とした、1.25 インチ自己再循環型管状火炎バーナを拡張し、メタンのみならず液体燃料である灯油でも利用可能であり、熱出力を 40～100 kW としたコンパクトな低 NOx バーナ、12 インチ(8 path)自己再循環型の管状火炎バーナの実現を試みた。火炎外観、NOx と CO の排出値などの燃焼特性を調べた。

- 1) 火炎外観：メタンの予混合燃焼の場合では、1.25インチ自己再循環型低NOx管状火炎バーナと同様、インナーパイプに短く、安定な管状火炎が形成できることを確認した。また、燃料を灯油にした場合では、灯油噴霧と空気の混合性が悪く、バーナ出口から大量の煤が生成されたことがわかった。
- 2) 油噴霧と空気の混合性の改善：インナーパイプに整流板、特に、“\*”型の整流板を設置すると、煤の生成がかなり抑制され、空気比 $\lambda = 1.0 \sim 1.05$ の狭い範囲にだけ、煤の生成が観察できた。この\*”型の整流板は灯油噴霧・空気の混合性の改善に有効であることが確認できた。
- 3) NOxとCOの排出値(メタン)：循環路を全開( $n = 8$ )にすると、循環路数0の場合と比べ、NOxの排出値は当量比0.95(空気比 $\lambda = 1.05$ )で60 ppmから38 ppmへ約37%、当量比 $\Phi = 0.85$ (空気比 $\lambda = 1.18$ )で40 ppmから22 ppmへ約45%減少することがわかる。一方、COの排出値について、当量比 $\Phi = 0.7 \sim 0.9$ (空気比 $\lambda = 1.11 \sim 1.43$ )の範囲では2～3 ppm以下で、完全燃焼していることがわかる。
- 4) NOxとCOの排出値(灯油)：インナーパイプに\*”型の整流板を設置すると、空気比 $\lambda = 1.08 \sim 1.6$ の範囲において、循環なしでは、約68 ppmという高いNOx値であるが、循環路全開( $n = 8$ )では、約40 ppmの完全燃焼が起きた。自己再循環により、NOx排出を約41%低減したことがわかった。

## 第7章. メタン・灯油共用自己再循環型低 NO<sub>x</sub> 管状火炎バーナの実現

## 7. 1. まえがき

12 インチ(8 path) 自己再循環型管状火炎バーナの結果を踏まえ、コンパクト性を追求するため、最大熱出力を 65 kW とした 8 インチ(6 path) 自己再循環型管状火炎バーナを試作した。また、燃料のメタン、灯油を対象として、火炎外観、NO<sub>x</sub> と CO の排出値などの燃焼特性を調べた。

## 7. 2. 実験装置および実験方法

### 7.2.1. 実験方法

実験は、燃料メタンの場合、Fig.7.1(a)に示すように、燃料と空気の予混合気を6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、Fig.7.1(b)に示すように、4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を行った。

一方、灯油燃焼の場合、Fig.7.1(c)に示すように、空気を6個のインジェクターから吹き出し、燃料の灯油は閉端のフランジの中心軸に設置した噴射ノズルから噴射した。

また、12インチ自己再循環型管状火炎バーナと同様に、空気と灯油の混合を促進させるため、8インチ自己再循環型管状バーナの内管に“+”型整流板を設置した。

また、65 kWの熱出力を出すとき、12インチバーナの内管に形成された火炎と比べ、8インチバーナの火炎は長くなるので、その火炎の長さを縮小するため、Fig.7.1(d)に示すように、今回、8インチバーナに異径のインナーパイプを装着して実験を行った。

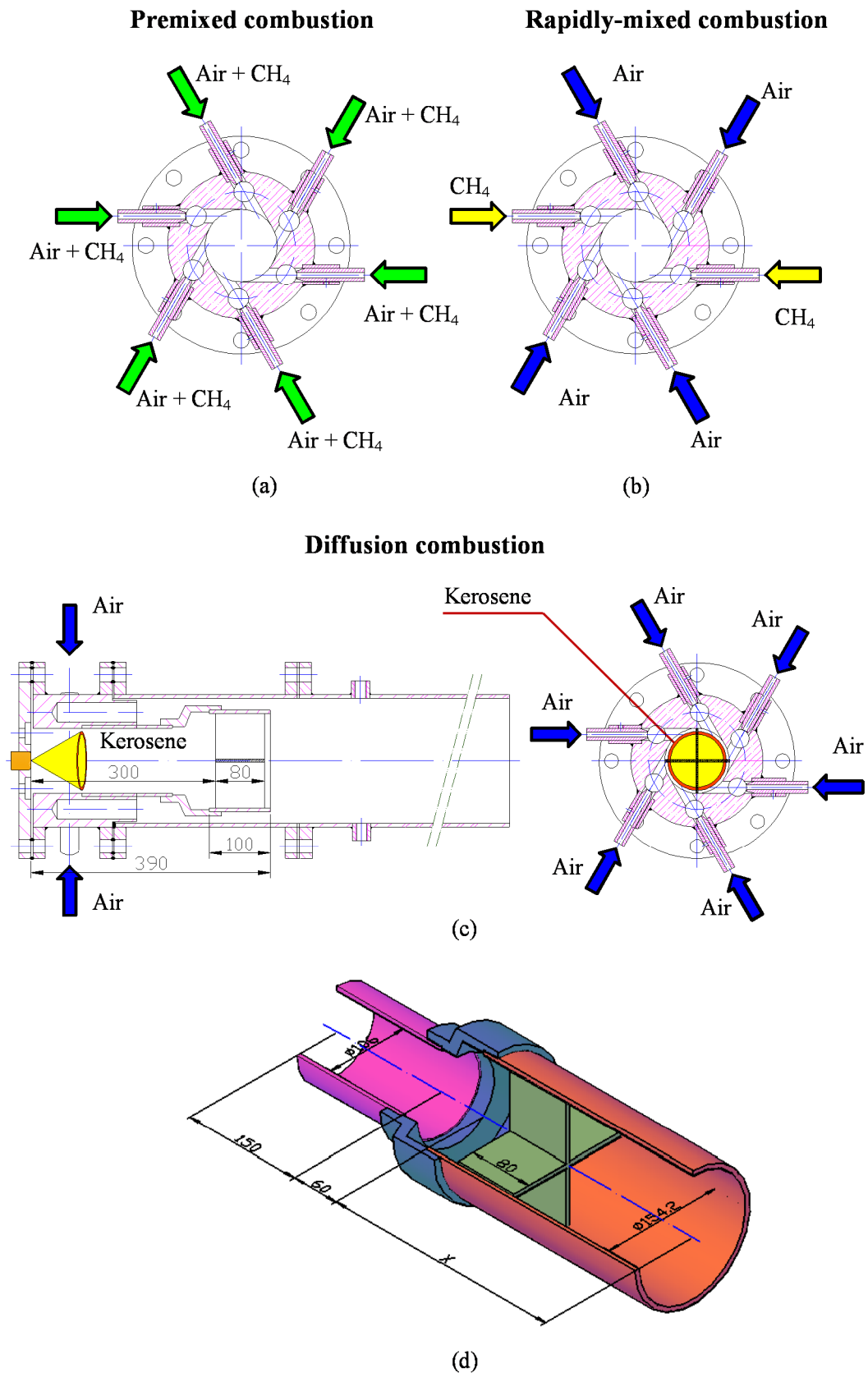


Fig. 7.1 Methane combustion and kerosene combustion for 8 inch (6 path) self-recirculation type tubular flame burner  
(a: methane, PM, b: methane, RM, c: kerosene, d:3D image of inner pipe ).

### 7.2.2. 実験装置

Fig.7.2に，実験装置の概略を示す．火炎の撮影は，バーナの下流側に設置したカメラより断面方向（正面）について行った．

NO<sub>x</sub>とCOの濃度について，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）を使い，それぞれを採取し，化学発光式NO<sub>x</sub>計（島津，NOA-7000）および赤外線ガス分析計（島津，CGT-7000）を用いて測定を行った．

燃料であるメタンは高圧ボンベより，空気はターボブロワ（武藤電気製．MI-12N/6，モータ出力:2.2 kW，定格風量:600 m<sup>3</sup>/h，最大昇圧:1300 mmAq）より供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，均一に混合され，インジェクターから接線方向にバーナ内へ吹き出される．なお，インジェクターへの空気の供給圧力は 0.09Mpa（ゲージ圧力）であった．

一方，灯油は，ポンプにより供給され，浮き子式流量計で流量を測定後，バーナ端中心に設けられた噴射ノズル(Delavan 社製，Type A)からバーナ内に軸方向に噴射される．ちなみに，基準条件である熱出力 65 kW でのメタン流量は 6.6 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h，灯油流量は 6.5 l/h である．



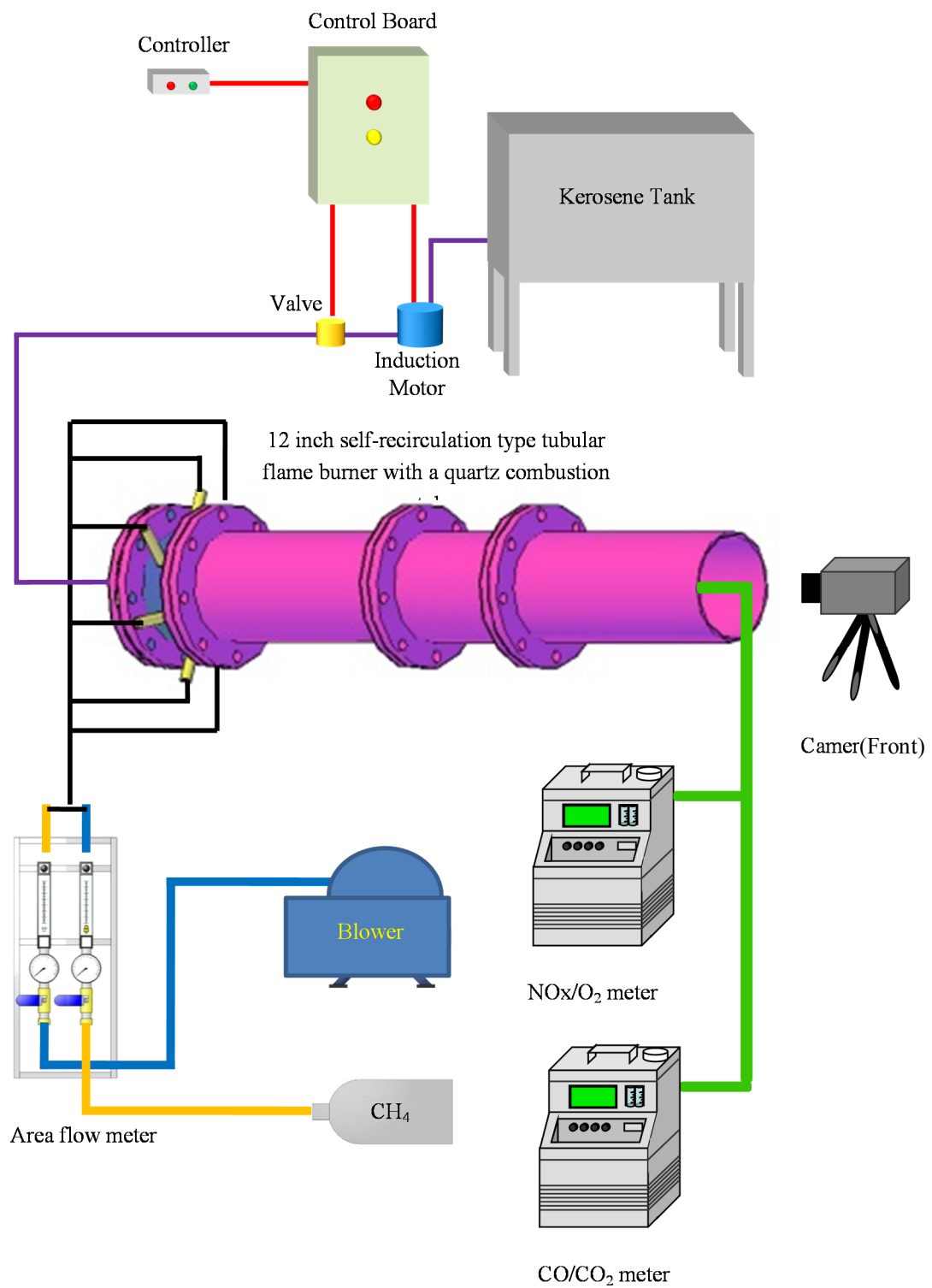


Fig. 7.2 Schematics of the experimental apparatus.

## 7. 3. 実験結果

### 7.3.1. NO<sub>x</sub> と CO の排出値

#### I. メタン予混合燃焼

まず，メタン予混合燃焼における NO<sub>x</sub> と CO の排出値を測定した．

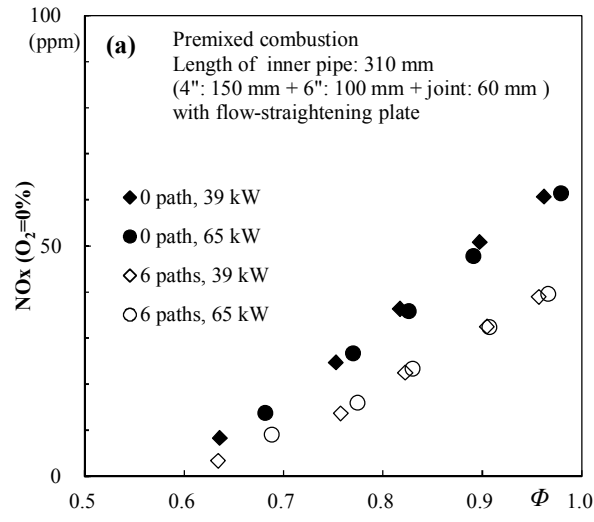
熱出力を 65 kW（メタン流量 6.6 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h）と 39 kW（メタン流量 4 m<sup>3</sup><sub>N</sub>/h）一定に保ちつつ，空気流量を変えて測定を行った．その結果を Fig.7.3 に示す．Fig.7.3(a)の縦軸は酸素モル濃度 O<sub>2</sub>=0%に換算した NO<sub>x</sub> 値，Fig.7.3(b)の縦軸は CO 値で，横軸はともに当量比  $\Phi$  である．

まず，循環路数  $n=0$  (全閉)の場合，NO<sub>x</sub>値は理論混合気付近（ $\Phi=0.98$ ）で 63 ppm と高いが，空気流量を増やし当量比  $\Phi$  の値を小さくしていくと徐々に減少し，当量比  $\Phi=0.83$  では 35 ppm，当量比  $\Phi=0.63$  では 10 ppm となった．循環路数  $n$  を 6 個(全開)に増やすと NO<sub>x</sub> 値は減少し，当量比  $\Phi=0.97$  で 39 ppm，当量比  $\Phi=0.83$  で 22 ppm， $\Phi=0.63$  では 2 ppm となった．

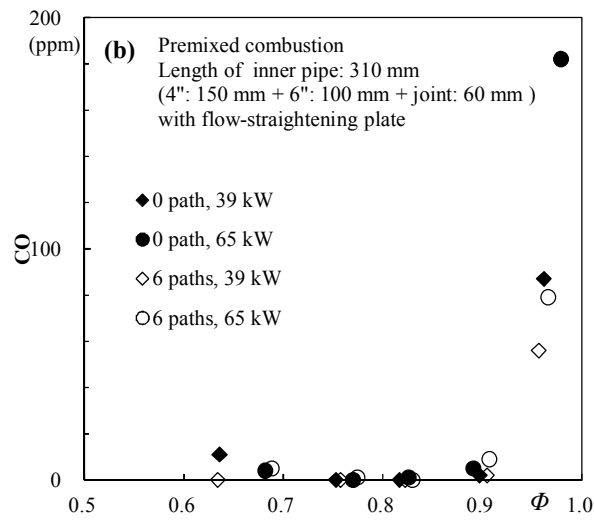
総じて，循環路を全開( $n=6$ )にすると，循環路数 0 の場合と比べ，NO<sub>x</sub> 値は，当量比 0.95 で 60 ppm から 38 ppm へ約 37%，当量比  $\Phi=0.83$  では，40 ppm から 22 ppm へと約 45% 減少することがわかる．

一方 CO 値は，Fig.7.3(b)に示されるように，当量比  $\Phi=0.95$  付近では，循環路の開閉に関わらず，高い値をとるが，実用上使用される当量比 0.9 以下，特に当量比  $\Phi=0.7\sim0.9$  の範囲では 2～3 ppm と低く，完全燃焼していると見なせることがわかる．しかし，当量比 0.65 以下では CO 値は急増し，不完全燃焼となる．

なお，熱出力 39 kW の場合，全閉，全開どちらの条件でも NO<sub>x</sub> 値は熱出力 65 kW と同程度であった．



(a)



(b)

Fig. 7.3 Variations of NOx and CO concentrations without and with full self-recirculation for premixed combustion.  
(a: NOx converted at  $O_2 = 0\%$ , b: CO)

## II. メタン急速混合燃焼

次に，メタン急速混合燃焼の  $\text{NO}_x$  と  $\text{CO}$  の排出値を測定した．

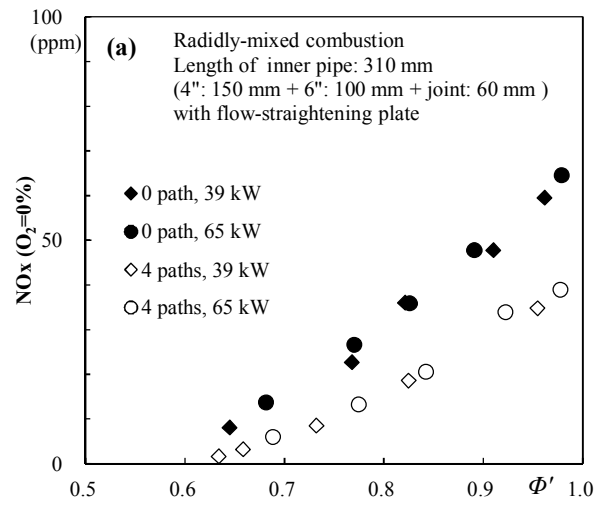
予混合燃焼と同様に，熱出力を 65 kW（メタン流量  $6.6 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ ）と 39 kW（メタン流量  $4 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ ）一定に保ちつつ，空気流量を変えて測定を行った．その結果を Fig.7.4 に示す．Fig.7.4 (a)の縦軸は酸素モル濃度  $\text{O}_2 = 0\%$  に換算した  $\text{NO}_x$  値，Fig.7.4 (b)の縦軸は  $\text{CO}$  値で，横軸はともに総括当量比  $\Phi'$  である．

まず，循環路数  $n = 0$  (全閉)の場合， $\text{NO}_x$  値は総括当量比  $\Phi' = 0.98$  で 63 ppm と高いが，空気流量を増やし総括当量比  $\Phi'$  の値を小さくしていくと徐々に減少し，総括当量比  $\Phi' = 0.83$  では 34 ppm，総括当量比  $\Phi' = 0.68$  では 13 ppm となった．循環路数  $n$  を 6 個(全開)に増やすと  $\text{NO}_x$  値は減少し，総括当量比  $\Phi' = 0.98$  で 38 ppm，総括当量比  $\Phi' = 0.84$  で 20 ppm，総括当量比  $\Phi' = 0.69$  では 5 ppm となった．

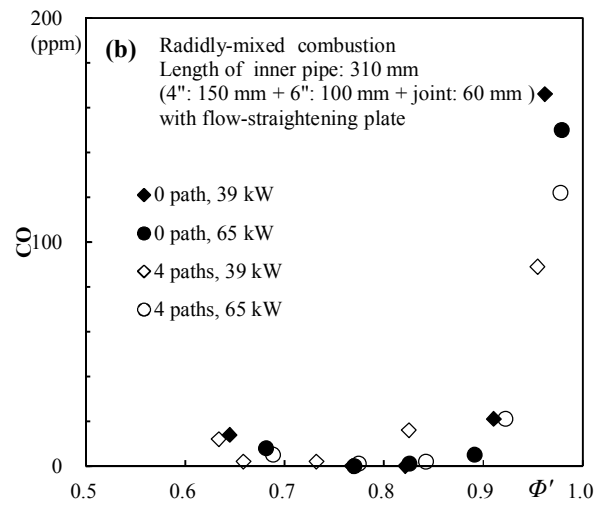
総じて，循環路を全開( $n = 4$ )にすると，循環路数 0 の場合と比べ， $\text{NO}_x$  値は，総括当量比  $\Phi' = 0.98$  で 63 ppm から 38 ppm へ約 40%，総括当量比  $\Phi' = 0.83$  では，34 ppm から 20 ppm へと約 41% 減少することがわかる．

一方， $\text{CO}$  値は，Fig.7.4(b)に示されるように，総括当量比  $\Phi' = 0.98$  付近では，循環路の開閉に関わらず，高い値をとるが，実用上使用される総括当量比 0.9 以下，特に総括当量比  $\Phi' = 0.7 \sim 0.9$  の範囲では 2～3 ppm と低く，完全燃焼していると思わせる．しかし，総括当量比  $\Phi' = 0.7$  以下では  $\text{CO}$  値が急増し，不完全燃焼となる．

なお，熱出力 39 kW の場合，全閉，全開どちらの条件でも  $\text{NO}_x$  値は熱出力 65 kW と同程度であった．



(a)



(b)

Fig. 7.4 Variations of NOx and CO concentrations without and with full self-recirculation for rapidly-mixed combustion.  
(a: NOx converted at O<sub>2</sub> = 0%, b: CO)

### III. 灯油燃焼

次に、燃料灯油の場合であるが、まずインジェクター先端の循環路に対する相対位置の最適化の確認を行った。Fig.7.5は、挿入図に示すインジェクター先端の循環路に対する位置 $Z$ を変えて $\text{NO}_x$ と $\text{CO}$ 値を測定した結果で、Fig.7.5 (a)の縦軸は $\text{NO}_x$ 値、Fig.7.5 (b)の縦軸は $\text{CO}$ 値、横軸はともに空気比 $\lambda$ である。なお、この場合、6インチの延長内管の長さ $X$ は100 mmである。また、点線は循環なしの場合の $\text{NO}_x$ 値である。

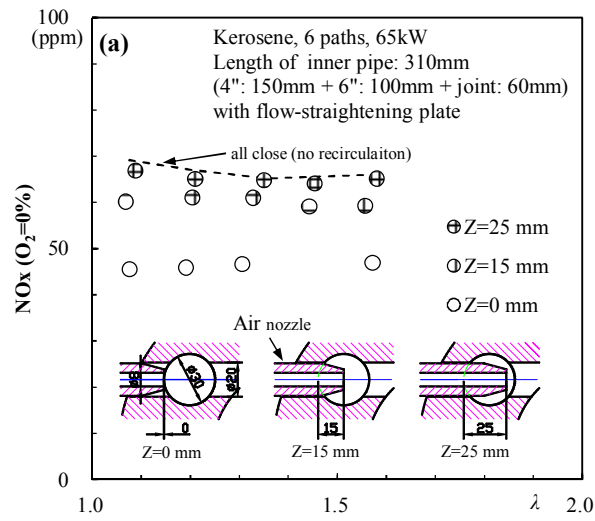
$\text{NO}_x$ 値は、 $Z = 0$  mm場合、全体的に低く48 ppm前後であるが、 $Z = 15$  mm、すなわち、インジェクター先端を循環路中心まで押し込むと増加し62 ppmとなる。更に $Z = 25$  mmまで押し込むとその値は65～67 ppmとなり、循環なしの場合とほぼ同様の値となった。

一方、 $\text{CO}$ 値の結果であるが、空気比 $\lambda = 1.1$ 以下では非常に大きな値となり、また、煤も発生して不完全燃焼である。しかし、空気比1.2～1.6では、 $\text{CO}$ 値は2～3 ppm、煤も $\text{NO}_x$ 計のフィルターに補足されず、完全燃焼していると見なせる。以上より、 $Z = 0$  mmのとき、エジェクター効果が最大となることがわかった。ちなみに、先に示したメタンは $Z = 0$  mmとした場合の結果である。

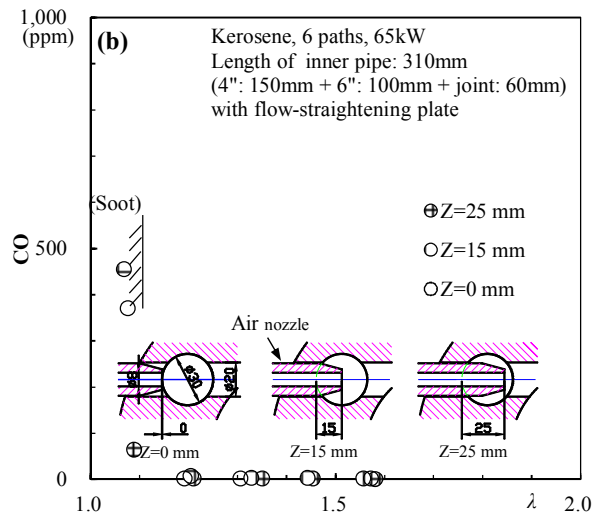
次に、インジェクターの位置を $Z = 0$  mmに固定し、熱出力を39, 53, 65 kWと変えて $\text{NO}_x$ 値と $\text{CO}$ 値を測定した。その結果をFig.7.6に示す。Fig.7.6 (a)の縦軸は $\text{NO}_x$ 値、Fig.7.6 (b)の縦軸は $\text{CO}$ 値、横軸はともに空気比 $\lambda$ である。6インチ延長内管の長さはFig.7.5と同じく $X = 100$  mmである。

まず、 $\text{NO}_x$ 値であるが、循環なしの場合、熱出力53, 65 kWの条件では $\text{NO}_x$ 値はほぼ同じで68 ppm、39 kWの条件では、若干低くなって62 ppmであった。一方、循環路全開( $n = 6$ )、の場合には、いずれの熱出力でも $\text{NO}_x$ 値はすべて45 ppmに減少した。

また、熱出力39, 53, 65 kWの場合、全閉、全開どちらの条件でも、空気比1.2～1.6の範囲で、 $\text{CO}$ 値は2～3 ppm以下であり、 $\text{NO}_x$ 計のフィルターにも煤が補足されず、完全燃焼状態が得られているものと考えられる。

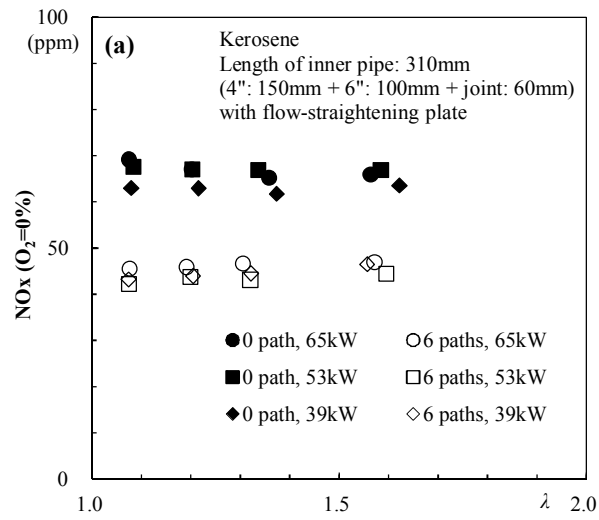


(a)

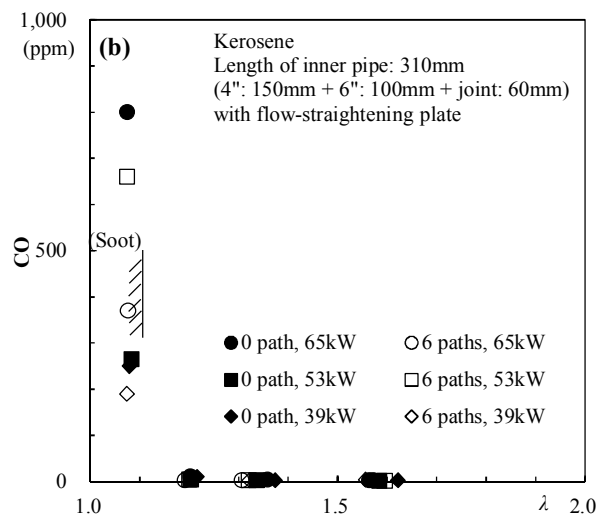


(b)

Fig. 7.5 Variations of NOx and CO concentrations for kerosene with the relative position of the top of injector to the recirculation path  
(a: NOx converted at  $O_2 = 0\%$ , b: CO).



(a)



(b)

Fig. 7.6 Variations of NOx and CO concentrations for kerosene with an extended of heat output.  
(a: NOx converted at O<sub>2</sub> = 0%, b: CO)



### 7.3.2. インナーパイプのさらなる改善

ここまで、循環路全開でのNO<sub>x</sub>値は、自己再循環型バーナで得られているNO<sub>x</sub>値20 ppmに比べ大きな値となっている。なぜ、メタンでは循環路全開とするとNO<sub>x</sub>値が低くなるのに対し、灯油ではそれほど低くならないのか。その理由明らかにするため、火炎を詳しく観察してみた。Fig.7.7にメタンと灯油の火炎外観（正面）を示す。

メタン燃焼の場合、形成される火炎は青炎で短く、長さ150 mmの4インチ内管内部に留まる。それに対し、灯油燃焼の場合には輝炎が形成され、その下流端は長さ100 mmの6インチ延長内管を出て下流まで伸びていることわかる。そのため、灯油燃焼の場合、循環する燃焼ガスは燃焼途中のガスであり、酸素濃度が十分低くなっていない恐れがある。

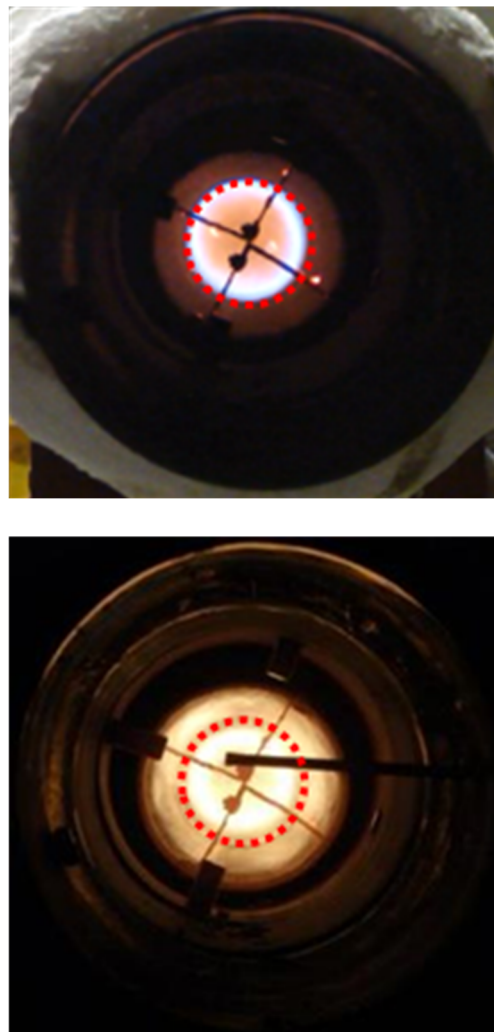


Fig. 7.7 Appearance of flames.  
(upper: methane, lower: kerosene).

そこで、燃焼をインナーパイプ内で完了させるため、Fig.7.8に示すように、延長内管を長さ $X=300$  mmのものに変えた。

この場合の火炎を観察した結果をFig. 7.9に示す。

Fig.7.9では、循環なしの場合と循環有りの場合の火炎外観を比較して示している。循環無しの場合、典型的な輝炎が形成されるが、循環有りの場合、輝炎の発光域の直径は縮小し、特筆すべきは、その下流に青炎が延長内管内に形成される点である。この様子は、自己再循環型バーナでの観察結果と類似している。

この条件で、 $\text{NO}_x$ とCOの排出値の測定を行った。その結果をFig.7.10に示す。Fig.7.10(a)の縦軸は $\text{NO}_x$ 値、Fig.7.10(b)の縦軸はCO値で、横軸はともに空気比 $\lambda$ である。

Fig.7.10(a)に示すように、 $\text{NO}_x$ の排出値は大幅に減少し、空気比1.4～1.6の範囲では、約20 ppmとなり、自己再循環型バーナで得られた値とほぼ同等の値が得られた。定量的に循環なしの場合の $\text{NO}_x$ 値(68 ppm)と比較すると、延長内管 $X=100$  mmでは48 ppmで30%減、 $X=300$  mmでは20 ppmで約70%の大幅減となった。

このときCO値(Fig.7.10(b))は、空気比1.4～1.6の範囲では2～3 ppm以下であり、また、 $\text{NO}_x$ 計のフィルターにも全く煤が補足されず、良好な完全燃焼状態が得られた。

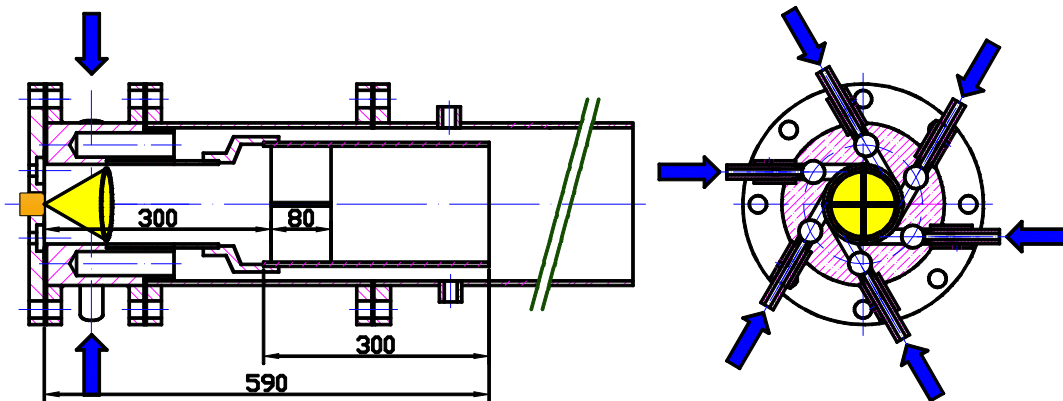


Fig. 7.8 8 inch (6 path) self-recirculation type tubular flame burner with an inner pipe which includes a 300 mm long extended 6 inch pipe.

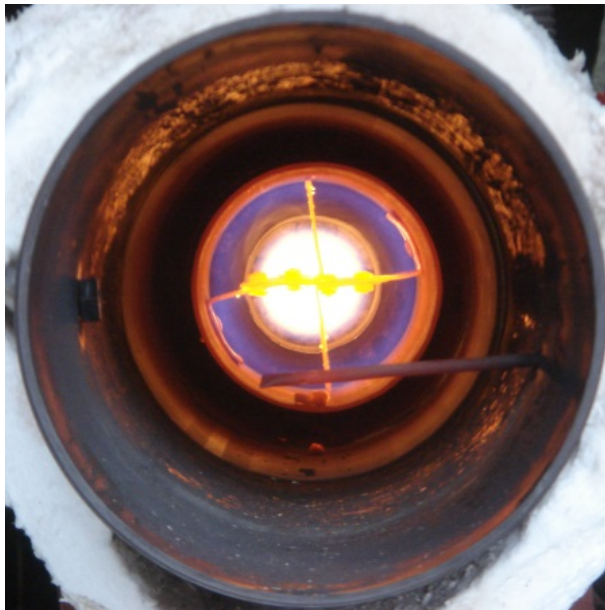
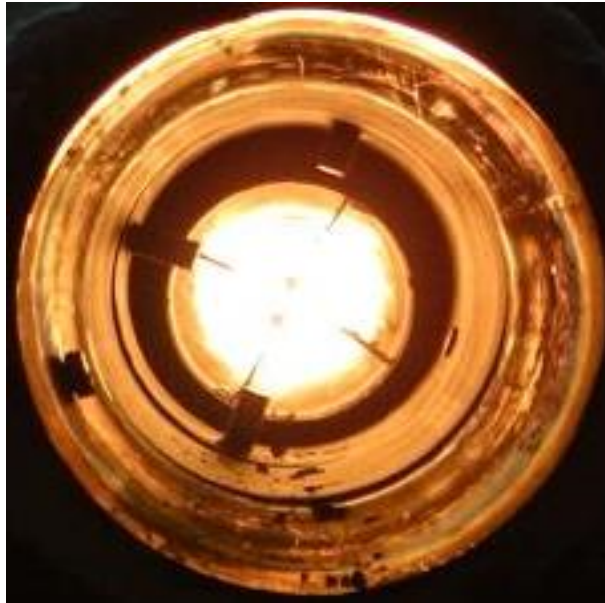


Fig. 7.9 Appearance of flames.  
(upper: without recirculation, lower: with recirculation).

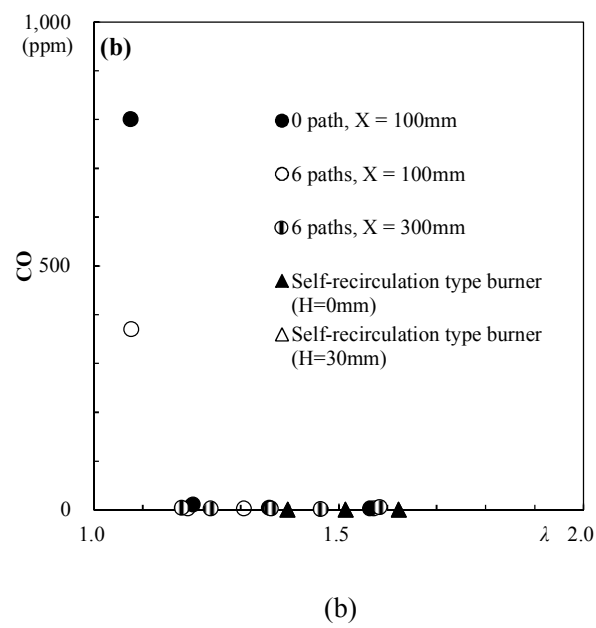
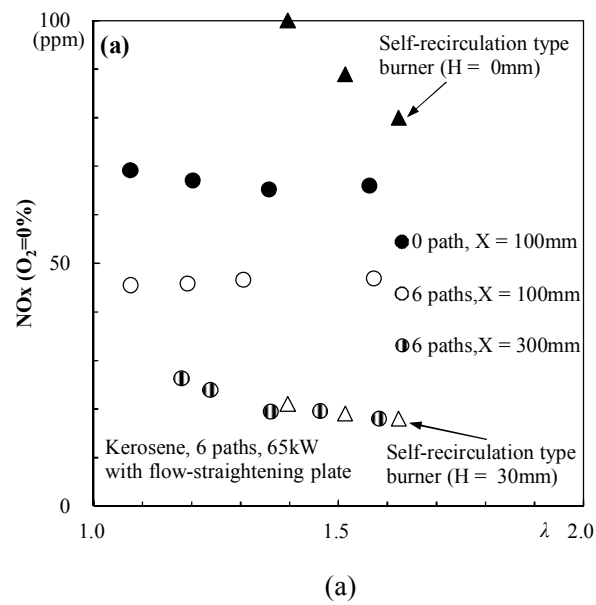


Fig. 7.10 Variations of NOx and CO concentrations for kerosene with an extended inner pipe of 300 mm in length.  
(a: NOx converted at  $O_2 = 0\%$ , b: CO)

## 7. 4. まとめ

小型ボイラー用燃焼器の低NO<sub>x</sub>化を図る上で、コンパクト性に優れた燃焼ガスの自己再循環法が注目されている。本研究では、旋回導入ガスのエジェクター効果を利用した自己再循環型バーナを試作し、NO<sub>x</sub>の低減を試みた。具体的には、外径12インチ、循環路8個のバーナと、外径8インチ、循環路6個のバーナを試作し、メタンと灯油を対象にNO<sub>x</sub>値(O<sub>2</sub> = 0%)を測定し、以下の結果を得た。

- 1) メタンの予混合燃焼：循環路全開の場合、全閉時と比べNO<sub>x</sub>値は、理論当量比付近( $\Phi = 0.97$ )メタンでは63 ppmから39 ppmに低減し、約3割減少したことがわかった。また、当量比 $\Phi = 0.7 \sim 0.9$ （空気比 $\lambda = 1.11 \sim 1.42$ ）で20 ppm以下の完全燃焼を得た。
- 2) メタンの急速混合燃焼：予混合燃焼と同様、循環路全開( $n = 4$ )、全閉時と比べNO<sub>x</sub>値は、総括理論当量比付近( $\Phi' = 0.97$ )メタンでは63 ppmから38 ppmに低減し、当量比 $\Phi = 0.7 \sim 0.8$ （空気比 $\lambda = 1.11 \sim 1.42$ ）で20 ppm以下の完全燃焼を得た。
- 3) 長さ300 mmの6インチの延長を装着した場合、自己再循環時の低NO<sub>x</sub>の火炎の特徴としては、メタンに限らず灯油燃焼でも青炎が安定に形成されることである。
- 4) この場合の灯油燃焼では、循環なしと比べ、循環路全開のとき、空気比 $\lambda = 1.4 \sim 1.6$ で約7割減少し20 ppm以下の完全燃焼を得ることができた。
- 5) この一つの8インチ(6 path)自己再循環型管状火炎バーナは気体燃料、液体燃料双方に有効な低NO<sub>x</sub>バーナであることがわかった。

## 第 8 章. 自己再循環による NO<sub>x</sub> 低減のメカニズムについて考察

## 8. 1. まえがき

本章では、アレニウス反応速度式により Thermal NO 生成速度式を推定する．その結果に基づいて、自己再循環による燃焼前混合気各組成の濃度と混合気当量比について近似数値計算を行う．各組成の濃度、あるいは燃焼前混合気当量比の変化と NO<sub>x</sub> 低減との影響を検討することを目的とした．

## 8. 2. 考察

### 8.2.1. 自己再循環による燃焼前混合気組成濃度の変化

本研究の自己再循環 NO<sub>x</sub> 低減法は、燃焼ガスの一部を循環させ、燃焼用空気を希釈して燃焼させることにより Thermal NO を低減する方法である．ここでは、天然ガスの主成分であるメタンを対象とし、自己再循環燃焼法による燃焼前後混合気各成分濃度の変化について近似数値計算を行った．

まず、自己再循環燃焼法のフローチャートを Fig. 8.1 に示す．

1 回目の燃焼(1<sup>st</sup> combustion)では、一定流量の空気( $Q_{air}$ )とメタン( $Q_{CH_4}$ )の混合気( $Q_{mixture}$ )をバーナ(Burner)に供給し、完全燃焼後の混合気( $Q_{burned-1}$ )の一部を炉内で再循環させ( $Q_{recirculated-1}$ )、残りの大部分を排気ガス( $Q_{exit-1}$ )として出口から排出した．

2 回目の燃焼(2<sup>nd</sup> combustion)では、同じ流量の空気( $Q_{air}$ )とメタン( $Q_{CH_4}$ )の混合気( $Q_{mixture}$ )と 1 回目で燃焼後再循環された燃焼ガス( $Q_{recirculated-1}$ )を混合した燃焼前混合気( $Q_{unburned-2}$ )をバーナ(Burner)に供給し、完全燃焼後の混合気( $Q_{burned-2}$ )の一部を炉内でまた再循環させ( $Q_{recirculated-2}$ )、残りの燃焼ガス( $Q_{exit-2}$ )をそのまま出口から排出した．

3 回目以降の燃焼(3<sup>rd</sup>, 4<sup>th</sup>, ... n<sup>th</sup>, ... combustion)では、2 回目の燃焼と同様、空気( $Q_{air}$ )とメタン( $Q_{CH_4}$ )の混合気( $Q_{mixture}$ )を前回の燃焼で再循環された燃焼ガスと混合してバーナ(Burner)に供給し、完全燃焼後の混合気の一部を炉内再循環させるとともに、余分を排気ガスとして排出した．

メタン・酸素燃焼の反応式を式(9)に示す．



また、初期条件は下記のものであると仮定する．

空気の酸素体積濃度: 21%

メタンの流量( $Q_{CH_4}$ ): 1

空気とメタン混合気( $Q_{mixture}$ )の当量比:  $\Phi$

以上より計算すると、空気( $Q_{air}$ )、空気中の酸素成分( $Q_{O_2}$ )、窒素成分( $Q_{N_2}$ )の流量はそれぞれ  $2/(0.21\Phi)$ 、 $2/\Phi$ 、 $(2*0.79)/(0.21\Phi)$ とわかった。

なお、Fig. 8.1 に示すように、燃焼後混合気( $Q_{burned}$ )の再循環率  $\beta$  は下記の式と定義する。

$$\beta = \frac{Q_{recirculated}}{Q_{burned}} \times 100\%$$

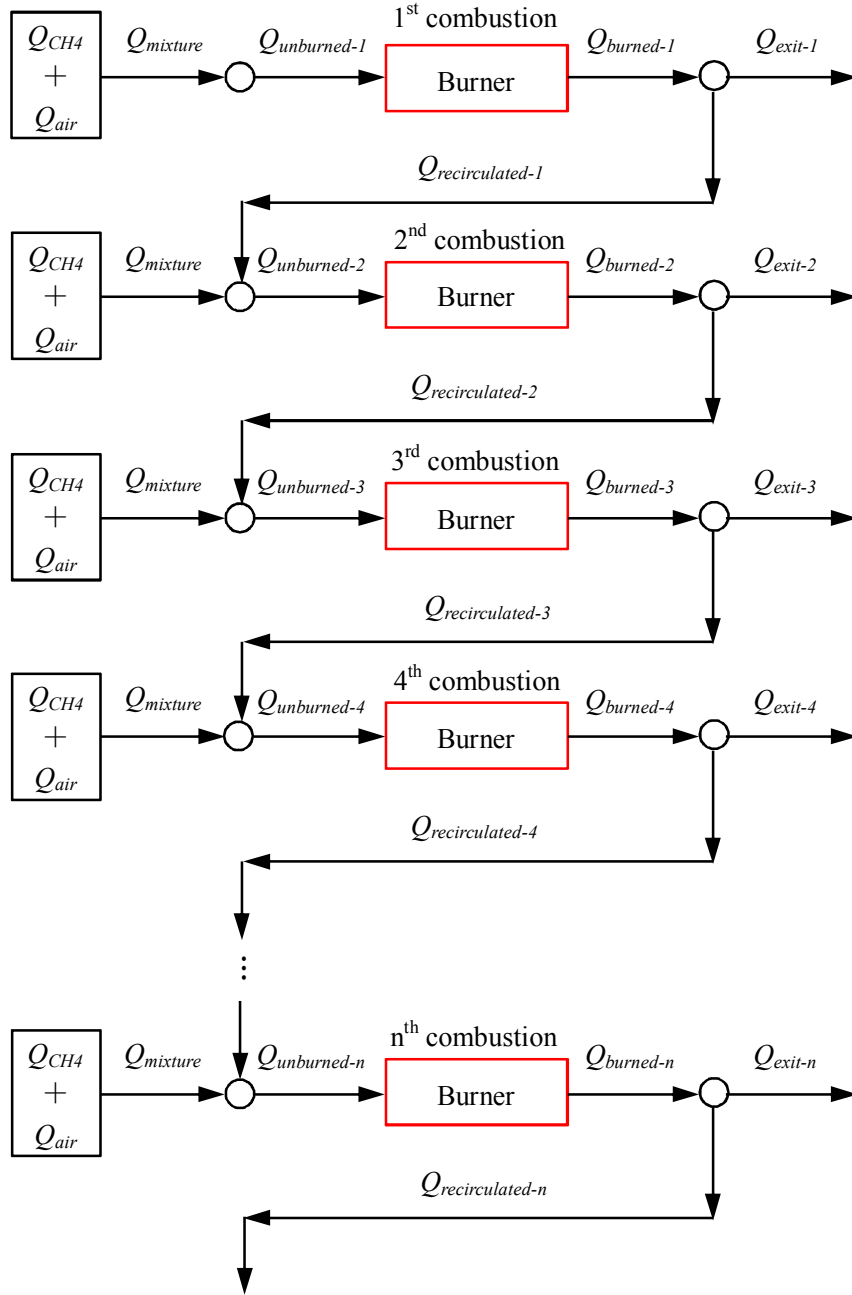


Fig. 8.1 Flowchart of methane combustion in a self-recirculation type burner.



次に，燃焼前後および再循環された部分の混合気の各成分の流量を計算する．  
酸素成分の流量を計算してみる．

1 回目の燃焼について，

$$Q_{unburned-1} \text{ の酸素成分流量 } Q_{unburned-1-O_2}: (2/\Phi-2)+2$$

$$Q_{burned-1} \text{ の酸素成分流量 } Q_{burned-1-O_2}: 2/\Phi-2$$

$$Q_{recirculated-1} \text{ の酸素成分流量 } Q_{recirculated-1-O_2}: \beta(2/\Phi-2)$$

2 回目の燃焼について，

$$Q_{unburned-2} \text{ の酸素成分流量 } Q_{unburned-2-O_2}: 2/\Phi+\beta(2/\Phi-2)=(1+\beta)(2/\Phi-2)+2$$

$$Q_{burned-2} \text{ の酸素成分流量 } Q_{burned-2-O_2}: (1+\beta)(2/\Phi-2)$$

$$Q_{recirculated-2} \text{ の酸素成分流量 } Q_{recirculated-2-O_2}: \beta(1+\beta)(2/\Phi-2)=(\beta+\beta^2)(2/\Phi-2)$$

3 回目の燃焼について，

$$Q_{unburned-3} \text{ の酸素成分流量 } Q_{unburned-3-O_2}: 2/\Phi+(\beta+\beta^2)(2/\Phi-2)=(1+\beta+\beta^2)(2/\Phi-2)+2$$

$$Q_{burned-3} \text{ の酸素成分流量 } Q_{burned-3-O_2}: (1+\beta+\beta^2)(2/\Phi-2)$$

$$Q_{recirculated-3} \text{ の酸素成分流量 } Q_{recirculated-3-O_2}: \beta(1+\beta+\beta^2)(2/\Phi-2)=(\beta+\beta^2+\beta^3)(2/\Phi-2)$$

.....

n 回目の燃焼について

$$Q_{unburned-n} \text{ の酸素成分流量 } Q_{unburned-n-O_2}: (1+\beta+\beta^2+\cdots+\beta^{n-1})(2/\Phi-2)+2$$

$$Q_{burned-n} \text{ の酸素成分流量 } Q_{burned-n-O_2}: (1+\beta+\beta^2+\cdots+\beta^{n-1})(2/\Phi-2)$$

$$Q_{recirculated-n} \text{ の酸素成分流量 } Q_{recirculated-n-O_2}: (\beta+\beta^2+\cdots+\beta^n)(2/\Phi-2)$$

.....

無限級数を計算すると

$Q_{unburned-n}$  の酸素成分流量  $Q_{unburned-n-O_2}$  の場合，

$$\begin{aligned} (1+\beta+\beta^2+\cdots+\beta^{n-1})(2/\Phi-2)+2 &= 2+(2/\Phi-2) \sum_{n=1}^{\infty} \beta^{n-1} \\ &= 2+(2/\Phi-2)/(1-\beta) \end{aligned}$$

同様に， $Q_{burned-n}$  の酸素成分流量  $Q_{burned-n-O_2}$  の場合，

$$\begin{aligned} (1+\beta+\beta^2+\cdots+\beta^{n-1})(2/\Phi-2) &= (2/\Phi-2) \sum_{n=1}^{\infty} \beta^{n-1} \\ &= (2/\Phi-2)/(1-\beta) \end{aligned}$$

$Q_{recirculated-n}$  の酸素成分流量  $Q_{recirculated-n-O_2}$  の場合，

$$\begin{aligned} (\beta+\beta^2+\cdots+\beta^{n-1}+\beta^n)(2/\Phi-2) &= (2/\Phi-2) \sum_{n=1}^{\infty} \beta^n \\ &= \beta(2/\Phi-2)/(1-\beta) \end{aligned}$$

同じく，燃焼前後，および再循環された混合気の中，他の成分の流量を計算し，その結果を Table. 8.1 に示す．

なお，第5章に記載した 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎の結果の一つをみると，当量比 0.85 の場合，再循環量は循環路全開( $n = 12$ )では約  $1.4 \text{ m}^3_{\text{N}}/\text{h}$ （標準状態に換算する）である．その時の再循環率  $\beta$  を計算してみる．

$$\begin{aligned} Q_{\text{recirculated}} &= 0 + \beta (2/\Phi - 2) / (1 - \beta) + \beta (2 \cdot 79) / [21\Phi(1 - \beta)] + \beta / (1 - \beta) + 2\beta / (1 - \beta) \\ &= \beta [ (1 + 200 / (21 \cdot 0.85)) ] = 1.4 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\beta \approx 10\%$$

各成分の流量計算結果より，燃焼前後，および再循環された混合気の中，各成分の濃度が計算できる．その結果を Table. 8.2 に示す．

Table 8.1 Variations of CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O flow rate in unburned gas, burned gas, and recirculated gas.

	Flow rate of species	
	$Q_{unburned-CH_4}$	1
	$Q_{unburned-O_2}$	$(2/\Phi-2)/(1-\beta)+2$
$Q_{unburned}$	$Q_{unburned-N_2}$	$(2*79)/[21\Phi(1-\beta)]$
	$Q_{unburned-CO_2}$	$\beta/(1-\beta)$
	$Q_{unburned-H_2O}$	$2\beta/(1-\beta)$
	$Q_{burned-CH_4}$	0
	$Q_{burned-O_2}$	$(2/\Phi-2)/(1-\beta)$
$Q_{burned}$	$Q_{burned-N_2}$	$(2*79)/[21\Phi(1-\beta)]$
	$Q_{burned-CO_2}$	$1/(1-\beta)$
	$Q_{burned-H_2O}$	$2/(1-\beta)$
	$Q_{recirculated-CH_4}$	0
	$Q_{recirculated-O_2}$	$\beta(2/\Phi-2)/(1-\beta)$
$Q_{recirculated}$	$Q_{recirculated-N_2}$	$(2*79\beta)/[21\Phi(1-\beta)]$
	$Q_{recirculated-CO_2}$	$\beta/(1-\beta)$
	$Q_{recirculated-H_2O}$	$2\beta/(1-\beta)$

Table 8.2 Variations of CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O concentrations in unburned gas, burned gas, and recirculated gas.

	Concentrations of species	
	$[CH_4]_{unburned}$	$(21-21\beta)/(200/\Phi+21)$
	$[O_2]_{unburned}$	$(42/\Phi-42\beta)/(200/\Phi+21)$
$Q_{unburned}$	$[N_2]_{unburned}$	$(2*79/\Phi)/(200/\Phi+21)$
	$[CO_2]_{unburned}$	$21\beta/(200/\Phi+21)$
	$[H_2O]_{unburned}$	$42\beta/(200/\Phi+21)$
	$[CH_4]_{burned}$	0
	$[O_2]_{burned}$	$(42/\Phi-42)/(200/\Phi+21)$
$Q_{burned}$	$[N_2]_{burned}$	$(2*79/\Phi)/(200/\Phi+21)$
	$[CO_2]_{burned}$	$21/(200/\Phi+21)$
	$[H_2O]_{burned}$	$42/(200/\Phi+21)$
	$[CH_4]_{recirculated}$	0
	$[O_2]_{recirculated}$	$(42/\Phi-42)/(200/\Phi+21)$
$Q_{recirculated}$	$[N_2]_{recirculated}$	$(2*79/\Phi)/(200/\Phi+21)$
	$[CO_2]_{recirculated}$	$21/(200/\Phi+21)$
	$[H_2O]_{recirculated}$	$42/(200/\Phi+21)$

ここで、燃焼メタンの流量を一定に保ちつつ、当量比  $\Phi = 1.0, 0.8, 0.6$  の場合における再循環率の増加による各成分の濃度変化を Fig. 8.2 に示す。Fig. 8.2(a) は当量比  $\Phi = 1.0$ , Fig. 8.2(b) は当量比  $\Phi = 0.8$ , Fig. 8.2(c) は当量比  $\Phi = 0.6$  の場合のものである。なお、本研究における 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの結果より、循環路全開で循環率が約 10% である箇所は、図中赤い点線で示されている。

まず、当量比  $\Phi = 1.0$  の場合における結果(Fig. 8.2(a))を見る。再循環率  $\beta$  を 0% から 100% まで増加すると、窒素濃度  $[N_2]$  は初期条件である 71.5% から変化せず、メタン  $[CH_4]$  と酸素  $[O_2]$  の濃度は、循環なしの場合 ( $\beta = 0\%$ ) から線形的に減少し、再循環率  $\beta = 100\%$  の時、いずれも 0% になった。それに対し、二酸化炭素  $[CO_2]$  と水蒸気  $[H_2O]$  の濃度はいずれも、循環なしの場合 ( $\beta = 0\%$ ) の 0% から線形的に増加し、再循環率  $\beta = 100\%$  の時に、それぞれ 9.5% と 19% になった。また、1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの実験で得られた、再循環率 10% の場合で計算すると、それぞれの濃度は、 $[N_2] = 71.5\%$ ,  $[CH_4] = 8.55\%$ ,  $[O_2] = 17.1\%$ ,  $[CO_2] = 0.95\%$ ,  $[H_2O] = 1.9\%$  となった。

次に、Fig. 8.2(b) の当量比  $\Phi = 0.8$  の場合における結果を見る。当量比  $\Phi = 1.0$  の結果と同様、窒素濃度  $[N_2]$  は再循環率  $\beta$  の変化に関係なく、72.8% で一定であった。メタン  $[CH_4]$  と酸素  $[O_2]$  の濃度も同様に、再循環率  $\beta = 0\%$  から線形的に減少し、再循環率  $\beta = 100\%$  の時、メタン濃度は 0%、酸素濃度は 3.87% となった。また、二酸化炭素  $[CO_2]$  と水蒸気  $[H_2O]$  の濃度も当量比  $\Phi = 1.0$  のときと同様、いずれも循環なしの場合 ( $\beta = 0\%$ ) の 0% から線形的に増加し、再循環率  $\beta = 100\%$  の時に、それぞれ 7.75% と 15.5% になった。再循環率 10% の場合、それぞれの濃度は、 $[N_2] = 72.9\%$ ,  $[CH_4] = 6.96\%$ ,  $[O_2] = 17.8\%$ ,  $[CO_2] = 0.78\%$ ,  $[H_2O] = 1.56\%$  となった。

最後に、当量比  $\Phi = 0.6$  (Fig. 8.2(c)) の場合であるが、各成分の濃度変化は当量比  $\Phi = 0.8$  の時と等しくなった。ただし、再循環率  $\beta = 100\%$  時の各成分の濃度は、 $[N_2] = 74.31\%$ ,  $[CH_4] = 0\%$ ,  $[O_2] = 7.9\%$ ,  $[CO_2] = 5.93\%$ ,  $[H_2O] = 11.86\%$  となり、再循環率  $\beta = 10\%$  の場合では、 $[N_2] = 74.31\%$ ,  $[CH_4] = 5.33\%$ ,  $[O_2] = 18.57\%$ ,  $[CO_2] = 0.59\%$ ,  $[H_2O] = 1.2\%$  となった。

従って、燃焼前混合気が再循環された燃焼ガスに希釈され、窒素濃度は変わらず、酸素濃度が低下したことによって、Thermal NOx の生成を低減したことがわかった。また、酸素濃度の低下により火炎温度が下がり、温度に依存性が高い反応(1)の正反応速度定数  $k_1$  は小さくなった。それも Thermal NOx 生成の抑制に効果があると考えられる。

一方、酸素濃度の低下に伴う火炎温度の低下は火炎の安定性に影響を与える。それが、自己再循環型管状火炎バーナの安定燃焼範囲は循環路数が多いほど狭くなる、という現象の原因の一つであると考えられる。

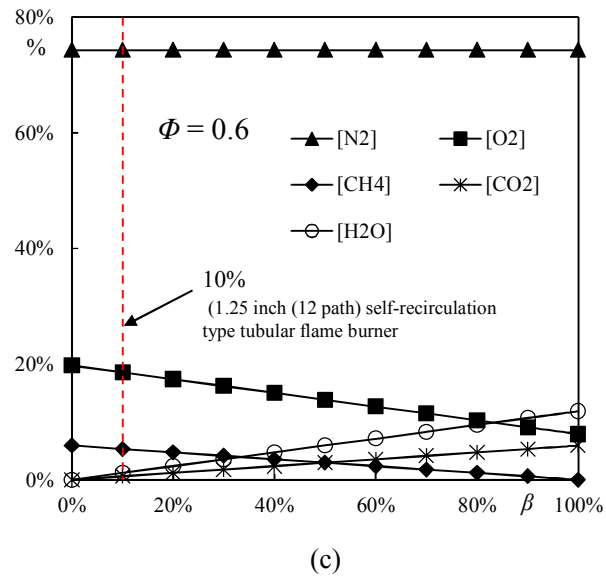
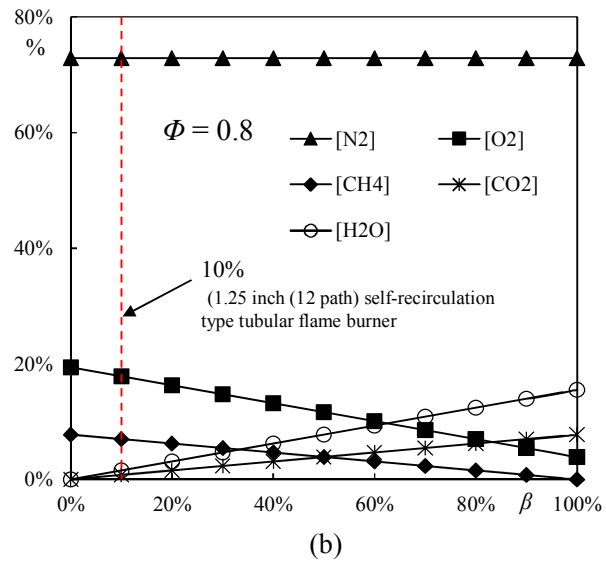
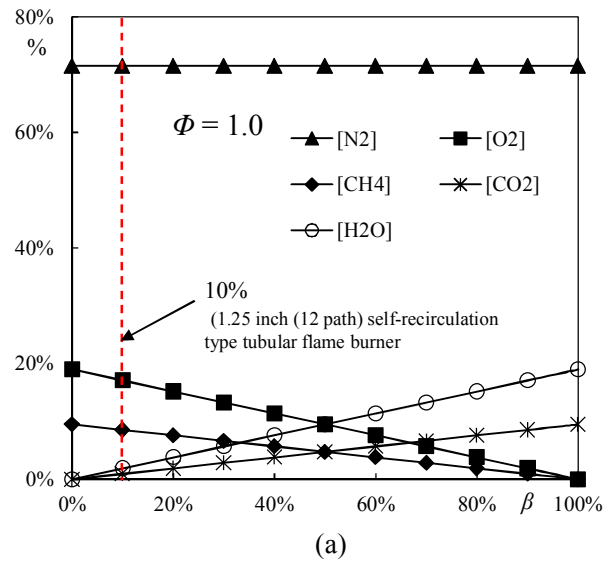


Fig. 8.2 Variations of  $\text{CH}_4$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{CO}_2$  and  $\text{H}_2\text{O}$  concentrations in unburned gas with an extent of recirculation ratio  $\beta$ .  
(a:  $\Phi = 1.0$ , b:  $\Phi = 0.8$ , c:  $\Phi = 0.6$ )

### 8.2.2. 自己再循環により燃焼前混合気当量比の変化

前節で述べたように、燃焼前混合気のメタンと酸素の濃度はいずれも、再循環率の増加に伴い減少したことがわかった。本節では、燃焼前混合気( $Q_{unburned}$ )のメタンと酸素の濃度によって算出できる燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  について考察する。

燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  の計算は下記の式を使用した。

$$\begin{aligned}\Phi_{unburned} &= \frac{2 \times [CH_4]}{[O_2]} \\ &= \frac{2 \times (21 - 21\beta) / (200 / \Phi + 21)}{(42 / \Phi - 42\beta) / (200 / \Phi + 21)} = \frac{1 - \beta}{1 / \Phi - \beta}\end{aligned}$$

ここで、当量比  $\Phi = 1.0, 0.8, 0.6$  の場合における、再循環率の増加による燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  の変化を Fig. 8.3 に示す。なお、本研究における 1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの結果より、循環路全開の場合で再循環率が約 13%である箇所は、図中赤い点線で示されている。

まず、当量比  $\Phi = 1.0$  の場合では、メタンと酸素が完全燃焼すると仮定したことにより、燃焼後混合気( $Q_{burned}$ )の中に、二酸化炭素と水分のみが残されていることがわかる。その燃焼ガスの一部で希釈された燃焼前混合気( $Q_{unburned}$ )のメタンと酸素の濃度の相対比は変化せず、勿論、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  も変化しない。

次に、当量比  $\Phi = 0.8$  の希薄燃焼の場合であるが、完全燃焼した燃焼後混合気( $Q_{burned}$ )には二酸化炭素と水分の他、酸素も残留している。このとき、燃焼ガスの一部に希釈された燃焼前混合気( $Q_{unburned}$ )のメタンと酸素の濃度は変わり、それに伴い、メタンと酸素の濃度の相対比も変わった。再循環率  $\beta$  が 0%から 50%までの範囲では、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は緩慢に低下し、再循環率  $\beta$  が 50%から 100%までの範囲では、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は急激に低下した。なお、1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの実験で得られた再循環率  $\beta = 13\%$  の場合では、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は 0.78 に低下した。

当量比  $\Phi = 0.6$  の場合では、当量比  $\Phi = 0.8$  の場合における結果と同様、再循環率  $\beta$  が増加すると、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は低下した。なお、再循環率  $\beta = 13\%$  のとき、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は 0.6 から 0.57 に低下した。

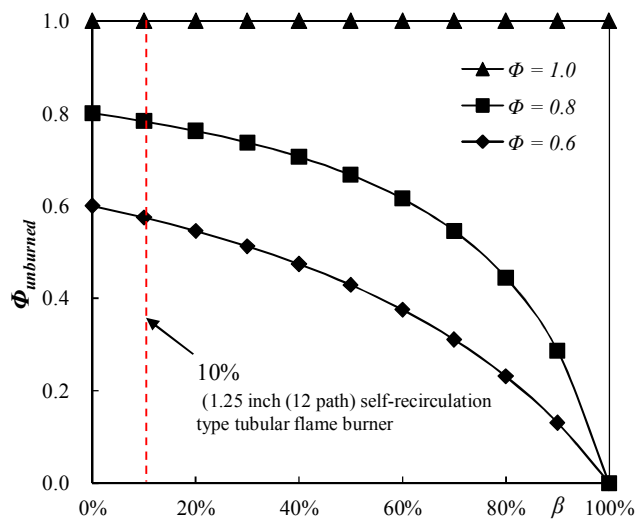


Fig. 8.3 Variations of equivalence ratio  $\Phi_{unburned}$  in unburned gas with an extent of recirculation ratio  $\beta$ .

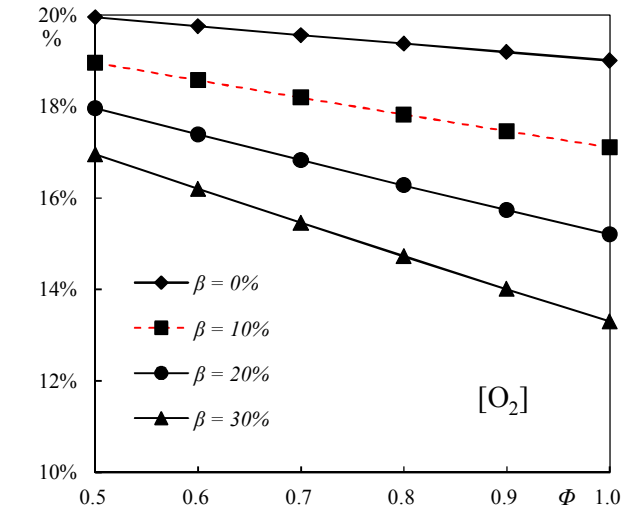
自己再循環 NOx 低減法では、実用的に使われる再循環率は 30%までであるということが報告されていた。ここで、当量比 0.5~1.0 までの範囲で、再循環率  $\beta = 0\%, 10\%, 13\%, 20\%, 30\%$  の場合での、メタンと酸素の濃度、あるいは燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  の変化を Fig. 8.4 に示す。Fig. 8.4(a)の縦軸はメタン濃度、Fig. 8.4(b)の縦軸は酸素濃度、Fig. 8.4(c)の縦軸は燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  である。また、1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの再循環率  $\beta = 10\%$  の結果を図中赤い点線で示す。

その結果、希薄燃焼( $\Phi < 1.0$ )の場合、燃焼ガスの自己再循環により、メタンと酸素の濃度、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  はいずれも低下した。Fig. 8.4(c)に示されるように、燃焼後混合気( $\Phi_{burned}$ )の残留酸素量により、当量比が低いほど燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  の低下効果が大きくなることもわかった。

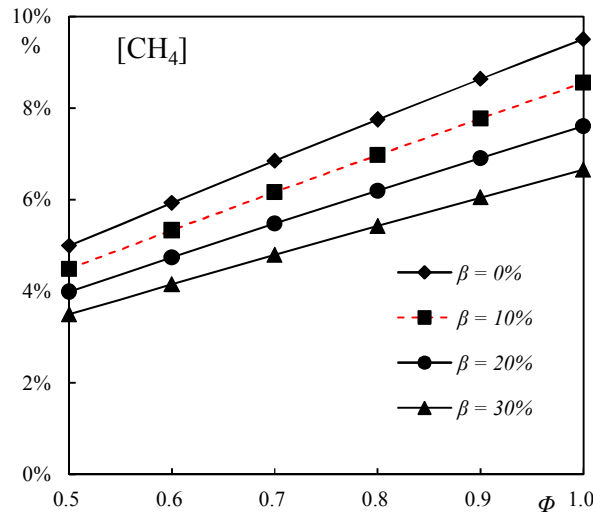
火炎温度は当量比に依存し、当量比 1.0 付近で最も高く、当量比が小さくなるほど火炎温度は低くなることがわかる。燃焼前混合気は再循環燃焼ガスに希釈されることで、燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  が低下し、それに伴い火炎温度も低下する。さらに、反応(1)の正反応速度定数  $k_1$  も小さくなる。なので、再循環させることにより Thermal NO 生成を抑制する効果を生み出せるということがわかった。

一方、Fig. 8.4(c)に示されるよう、メタン・空気の予混合気の可燃限界は当量比  $\Phi = 0.5$  付近であるが、循環なし( $\beta = 0\%$ )の場合、当量比  $\Phi = 0.5$  のメタン・空気の予混合気で安定燃焼が維持できる。それに対して、再循環率  $\beta = 30\%$  の場合では、当量比  $\Phi > 0.58$  でメタン・空気の予混合気を供給する必要がある。従って、燃焼前混合気の燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  の低下により、安定燃焼範囲が狭くなったといえる。

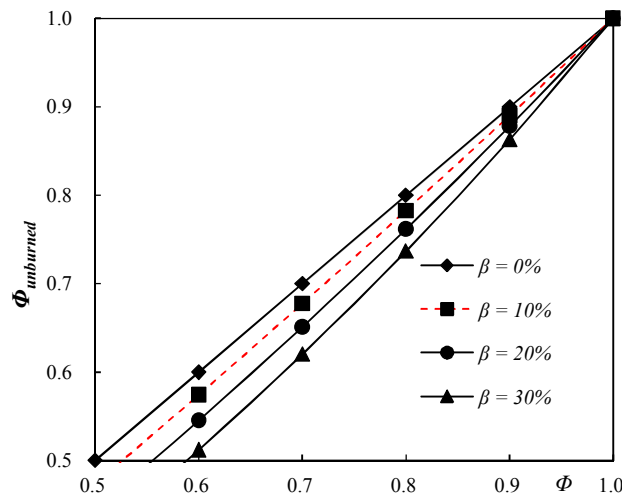




(a)



(b)



(c)

Fig. 8.4 Variations of  $O_2$  and  $CH_4$  concentrations and temporary equivalence ratio  $\Phi_{unburned}$  in unburned gas with an extent of equivalence ratio  $\Phi$ .(a:  $[O_2]$ , b:  $[CH_4]$ , c:  $\Phi_{unburned}$ )

## 8. 3. Thermal NO 生成率

第1章で述べたように, NOの生成機構は主に, Thermal (Zeldovich) NO生成機構, Prompt (Fenimore) NO生成機構, および Fuel NO生成機構である. そこで, アレニウス反応速度式による Thermal NO生成速度を推定する.

Thermal (Zeldovich) NO生成機構は下記の式で示される.



$$k_1 = 1.8 \cdot 10^{14} \exp(-318 \text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$



$$k_2 = 9.0 \cdot 10^9 \exp(-27 \text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$



$$k_3 = 2.8 \cdot 10^{13} \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$

反応(1)によって開始され, その反応により NO が生成される事に加え, そこで生成された N ラジカルが反応(2), (3)のように OH ラジカルと反応することによっても NO が生成される. 特に, 反応(1)の活性化エネルギーが極めて高く, 1800K 以上で高速となることから, 律速段階となっている.

Thermal NO は, 生成速度が燃焼反応に比べて遅く, 主に火炎後流の高温帯で生成するので, C-H-O 系の平衡を仮定し, 燃焼反応と切り離して近似計算できる.

その生成速度は下記の式で示される<sup>[92]</sup>.

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{1f} [\text{O}][\text{N}_2]$$

あるいは

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_{1f} \left( \frac{K_p P^0}{R_u T} \right)^{\frac{1}{2}} [\text{O}_2]^{\frac{1}{2}} [\text{N}_2]$$

$$k_{1f} = 1.8 \cdot 10^{14} \exp(-318 \text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1} / (RT)) \text{ cm}^3 / (\text{mol} \cdot \text{s})$$

$k_{1f}$  は反応(1)の正反応速度定数である.

従って, 理論的に Thermal (Zeldovich) NO を低減する手段として以下の方法が考えられる.

- ・ 火炎温度を下げること.
- ・ 反応時間を短くすること.
- ・ O ラジカル濃度を薄くすること.
- ・ N<sub>2</sub> 濃度を薄くすること.

## 8. 4. 実験結果による Thermal NO 生成の推定

ここで、前章述べた Thermal NO 生成率の推定式を用い、1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナの結果による、Thermal NO 生成の計算を試みた。

まず、8.2.1 章から、当量比  $\Phi$ ，再循環率  $\beta$  の場合、燃焼前の混合気中の酸素と窒素の濃度は

$$[\text{O}_2]_{\text{unburned}} = \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21}$$

$$[\text{N}_2]_{\text{unburned}} = \frac{158}{200 + 21\Phi}$$

これをモル濃度(kmol/m<sup>3</sup>)に換算すると、以下の式になった。

$$[\text{O}_2] = [\text{O}_2]_{\text{unburned}} \frac{P}{R_u T} = \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21} \frac{P}{R_u T} \quad (\text{kmol/m}^3)$$

$$[\text{N}_2] = [\text{N}_2]_{\text{unburned}} \frac{P}{R_u T} = \frac{158}{200 + 21\Phi} \frac{P}{R_u T} \quad (\text{kmol/m}^3)$$

また、O 原子の反応平衡定数  $K_p$  は下記の式から得られる。

$$K_p = e^{-\frac{\Delta G^{\text{O}}_T}{R_u T}} = e^{\frac{66713T - 2.54 \times 10^8}{R_u T}}$$

従って、

$$\begin{aligned} \frac{d[\text{NO}]}{dt} &= 2k_{1f} \left( \frac{K_p P^0}{R_u T} \right)^{\frac{1}{2}} [\text{O}_2]^{\frac{1}{2}} [\text{N}_2] \\ &= 2k_{1f} \left( \frac{e^{\frac{66713T - 2.54 \times 10^8}{R_u T}} P^0}{R_u T} \right)^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21} \frac{P}{R_u T} \right]^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{158}{200 + 21\Phi} \frac{P}{R_u T} \right] \\ &= 2k_{1f} e^{\frac{66713T - 2.54 \times 10^8}{2R_u T}} \left( \frac{P}{R_u T} \right)^2 \left( \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{158}{200 + 21\Phi} \right) \end{aligned}$$

ここで、

$$R_u = 8314.5 \text{ J / (kmol} \cdot \text{K)}$$

$$P^0 = P = 101325 \text{ Pa}$$

である。

一方，管状火炎バーナ内，燃焼ガスはバーナ閉端( $Z=0$  mm)からインナーパイプの出口( $Z=190$  mm)まで， $\Delta L=10$  mm 間隔の滞留時間は下記の式から計算できる．

$$\Delta t = \frac{\Delta L}{4(Q_{\text{air}} + Q_{\text{CH}_4}) / \pi d^2} \frac{T^0}{T}$$

ここで， $Q_{\text{air}}$  は空気の流量， $Q_{\text{CH}_4}$  はメタンの流量， $d$  はバーナの内径， $T^0 = 273.15\text{K}$  である．

以上の結果をまとめて，排気ガスの Thermal NO のモル濃度 $[\text{NO}]$ は，

$$\begin{aligned} [\text{NO}] &= \int_0^t \frac{d[\text{NO}]}{dt} dt \\ &= \sum_i \left[ 2k_{1f} e^{\frac{66713T - 2.54 \times 10^8}{2R_u T_i}} \left( \frac{P}{R_u T_i} \right)^2 \left( \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{158}{200 + 21\Phi} \right) \left( \frac{\Delta L}{4(Q_{\text{air}} + Q_{\text{CH}_4}) / \pi d^2} \frac{T^0}{T_i} \right) \right] \\ &\quad (\text{kmol} / \text{m}^3) \end{aligned}$$

NO のモル濃度 $[\text{NO}]$ を ppm 濃度に変換すると，

$$\begin{aligned} [\text{NO}]_{\text{ppm}} &= [\text{NO}] \frac{R_u T}{P} \\ &= \sum_i \left[ 2k_{1f} e^{\frac{66713T - 2.54 \times 10^8}{2R_u T_i}} \left( \frac{P}{R_u T_i} \right) \left( \frac{42/\Phi - 42\beta}{200/\Phi + 21} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{158}{200 + 21\Phi} \right) \left( \frac{\Delta L}{4(Q_{\text{air}} + Q_{\text{CH}_4}) / \pi d^2} \frac{T^0}{T_i} \right) \right] \end{aligned}$$

となった．

なお，初期条件（1.25 インチ(12 path)自己再循環型管状火炎バーナ），

$$\Phi = 0.8$$

$$Q_{\text{air}} = 9.53 \text{m}^3_{\text{N}} / \text{h} = 0.0026472 \text{m}^3 / \text{s}$$

$$Q_{\text{CH}_4} = 0.8 \text{m}^3_{\text{N}} / \text{h} = 0.0002222 \text{m}^3 / \text{s}$$

$$\Delta L = 10 \text{mm} = 0.01 \text{m}$$

$$d = 35.5 \text{mm} = 0.0355 \text{m}$$

と実験結果の中心軸上温度分布，計算結果の再循環率  $\beta$

$$\beta = 0\%(0\text{path}), \approx 5\%(6\text{paths}), \approx 10\%(12\text{paths})$$

をこの式導入し，計算すると，

$$0 \text{ path} \quad [\text{NO}]_{\text{ppm}} = 86.3 \text{ ppm}$$

$$6 \text{ paths} \quad [\text{NO}]_{\text{ppm}} = 13.7 \text{ ppm}$$

$$12 \text{ paths} \quad [\text{NO}]_{\text{ppm}} = 1.3 \text{ ppm}$$

この結果を 0% に換算すると、

0 path             $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 102.5 \text{ ppm}$

6 paths            $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 16.8 \text{ ppm}$

12 paths           $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 1.6 \text{ ppm}$

となった。

やはり、循環路数を増大すると、燃焼領域の温度が低下するため、温度に依存性高い Thermal NO の生成率は大幅に下がったことがわかった。

また、実験の結果を見ると、当量比  $\phi = 0.8$  の場合、

0 path             $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 40 \text{ ppm}$

6 paths            $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 30 \text{ ppm}$

12 paths           $[\text{NO}]_{\text{ppm}} = 20 \text{ ppm}$

であり、であり、計算結果と比べ、相違がある。

12 paths で 20ppm の NO が実際に排出されるのに対し、計算では Thermal NO は 1.6ppm でほとんど生成されないことから、この 20ppm の内訳は、大部分青炎の火炎帯で急速に生成される prompt-NO と考えられる。

すると、6 paths で NO が 0 path に比べ 10 ppm に増加しているが、これが Thermal NO によると考えると、計算による Thermal NO の生成量の推定値は 16.8ppm だから、この半分程度しか実際には増加していない。また、同様に考えると、12paths では、0 path に比べ 20 ppm 実際の NO 値が増加しているが、計算で推定される Thermal NO の生成量は 102.5 ppm であるから、推定値の 5 分の 1 しか増加していないことになる。

この違いを考察するに、計算値は、中心軸上の温度の最も高いところを前提に計算しているが、燃焼ガスの全流量がこの温度の高いところを通過しているわけではなく、もっと低いところも実際には通過している。これが原因で、Thermal NO の発生量は、中心軸上の温度で推定される Thermal NO より低くなったと考えられる。逆に言えば、6 paths では最高温度を前提した Thermal NO の生成量の 1/2、12paths では 1/5 程度が実際生成される Thermal NO 量として見積もることができることが分かった。

## 8. 5. まとめ

本章では，自己再循環による燃焼前混合気各組成の濃度と燃焼前混合気当量比の変化の近似数値計算を行った．それにより，各組成の濃度と瞬間当量比の変化と，NO<sub>x</sub> 低減との影響を検討することをした．その結果に基づいて，アレニウス反応速度式による Thermal NO 生成速度式を推定し，自己再循環による燃焼領域の温度変化は NO<sub>x</sub> 生成の抑制に効果を解明するを目的とした．

- 1) 再循環燃焼ガスに希釈された燃焼前混合気中の各組成の濃度は，再循環率  $\beta$  を増加すると，窒素濃度は変化せず，メタン，酸素濃度が低下し，また，二酸化炭素と水分の濃度が増加した．
- 2) 燃焼ガスの自己再循環により，燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  は低下し，温度に依存する反応(1)の正反応速度定数  $k_1$  は小さくなった．それは Thermal NO<sub>x</sub> 生成の抑制に効果があると考えられる．
- 3) 一方，自己再循環方法によって，酸素濃度，燃焼前混合気当量比  $\Phi_{unburned}$  が低下して，火炎温度は下がったことは，火炎の安定性に影響を与えるので，循環路数が多いほど自己再循環型管状火炎バーナの安定燃焼範囲が狭くなることの原因の一つと考えられる．
- 4) 最後に，Thermal NO の生成率推定式を用い，1. 25 インチ(12 path)の結果を導入し，Thermal NO の生成量の計算を行った．やはり，循環ありの場合では，火炎温度は下がり，温度に依存性が高い反応(1)の正反応速度定数  $k_1$  も小さくなり．その Thermal NO<sub>x</sub> 生成の抑制に効果があることが明らかになった．

## 第 9 章. 総括

燃焼ガスをバーナ内部で循環させる自己再循環法は、低コストとコンパクト性から窒素酸化物（NO<sub>x</sub>）低減法として注目されている。しかし、二酸化炭素削減上需要の高いメタンの場合、循環量の増加は火炎の不安定性とCO濃度の増大を招き、適用に問題があった。しかるに、近年、基礎燃焼学分野で見いだされた管状火炎は、断熱性に優れ、空気力学的にも安定で、実用バーナに供する火炎素として期待されている。そこで、本論文では、自己再循環法を管状火炎に適用し、コンパクトな低NO<sub>x</sub>バーナの実現を目指すことにした。

第1章では、NO<sub>x</sub> 規制値の動向を調査するとともに、従来行われている様々な NO<sub>x</sub> 低減法、特に近年注目されている自己再循環 NO<sub>x</sub> 低減法を精査し、管状火炎燃焼法の優れた特徴を明確にし、自己再循環低 NO<sub>x</sub> 管状火炎バーナを燃焼工学的に研究することの意義・重要性について述べた。

第2章では、本研究を遂行するにあたり試作した4つの自己再循環型低 NO<sub>x</sub> 管状火炎バーナについて詳細に説明した。

第3章では、本研究で火炎外観、安定燃焼範囲、温度場、濃度場、流速場などの測定に用いた供給装置および計測装置について詳述した。

第4章では、メタンを対象に、バーナ径 1.25 インチ、循環路 8 個、熱出力 10～16kW のプロトタイプのバーナを試作し、NO<sub>x</sub> 低減の成否を調べた。この自己再循環型管状火炎バーナでは、予混合燃焼と急速混合燃焼のいずれの場合も、燃焼ガスの循環路数を増やすことで火炎の長さは長くなり、管状火炎直径は小さくなり、また、安定燃焼範囲は狭くなった。また、燃焼ガスの再循環路を広く取ることで NO<sub>x</sub> 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 NO<sub>x</sub> 値をより低く抑えることができ、特に、当量比 0.8 で一桁台の NO<sub>x</sub> 値（9 ppm）が実現できることとともに、管軸上の温度分布については、予混合燃焼、急速混合燃焼、いずれも局所的な高温部が縮小し、温度分布の平滑化になった。

第5章では、低 NO<sub>x</sub> 性が確認されたバーナを燃焼学的に詳しく調べるため、循環路数を 12 個に増やし、且つ、燃焼ガスの循環量を粒子画像流速法で計測可能な可視化型バーナを製作し実験を行った。その結果、循環路数  $n$  を 0, 6, 12 と変えていくと、NO<sub>x</sub> 値を大幅に低減したことに伴い、燃焼ガスがエジェクター効果により循環路から引き込まれ、燃焼用空気を希釈したことが明確した。循環路数  $n = 12$  の循環量を計算した結果により、燃焼時の循環量を標準状態に換算すると約 1.4 m<sup>3</sup>N/h となり非燃焼時の循環量の約 1.3 m<sup>3</sup>N/h とほぼ等しくなることがわかる。また、循環路数  $n = 6$  の循環量は、全開時のほぼ半分であることもわかる。

第6章では、実際の小型ボイラに供するべく、熱出力の増大と灯油への拡張を図り、熱出力 65kW、バーナ径 12 インチ、循環路数 8 個のバーナを試作して燃焼特性を調べた。その結果、メタンでは、当量比 0.8 で 20ppm 以下の完全燃焼が可能なのに対し、灯油では、管状火炎バーナの特徴である強旋回流が災いして多量の煤が発生することが判明した。この煤の発生は、バーナ下流部に整流板を設置し旋回を弱めて燃料と空気の混合を促進



することで回避できたが、NO<sub>x</sub>値は40 ppm程度に留まり、一層の改善が求められた。

第7章では、第4～6章の結果を精査し、熱出力65kW、メタン・灯油兼用でコンパクト性を追求したバーナ径8インチ、循環路数6個のバーナを試作して実験した。その結果、メタンの予混合燃焼と急速混合燃焼では、いずれも、循環路全開の場合、全閉時と比べNO<sub>x</sub>値は、理論当量比（総括理論当量比）付近約3割減少したことがわかった。また、当量比 $\phi = 0.7 \sim 0.9$ （空気比 $\lambda = 1.11 \sim 1.42$ ）で20 ppm以下の完全燃焼を得た。一方、長さ300 mmの6インチの延長を装着した場合の灯油燃焼では、自己再循環時の低NO<sub>x</sub>の火炎の特徴としては、メタンに限らず灯油燃焼でも青炎が安定に形成され、空気比 $\lambda = 1.4 \sim 1.6$ で約7割減少し20 ppm以下の完全燃焼を得ることができた。一つのバーナで気体燃料、液体燃料双方に有効な低NO<sub>x</sub>バーナが得られた

第8章では、燃焼場の酸素濃度と総括当量比の循環量による変化に関する定量的な吟味、並びに、NO<sub>x</sub>生成量に関する反応動力学的考察を行い、酸素濃度の低下と高温領域の消滅によるThermal NOの減少により低NO<sub>x</sub>燃焼が実現されたプロセスを燃焼学的に明らかにした。

第9章では、以上の結果を要約し総括している。

本研究を行うことにより、「自己再循環型低NO<sub>x</sub>管状火炎バーナ」は従来の自己再循環低NO<sub>x</sub>バーナと比べ、安定性に優れ、事実、一つのバーナで灯油のみならず、メタンでも低NO<sub>x</sub>燃焼が実現できる。従って、本方法は、大気汚染や温室効果の改善に実用的に応用できるものと期待される。

## 参考文献

1. <http://ja.wikipedia.org/wiki/北京原人>.
2. <http://ja.wikipedia.org/wiki/石油危機>.
3. <http://www.tohogas.co.jp>.
4. (社) 空気調和・衛生工学会., 空気調和・衛生工学便覧 2, 汎用機器・空調機器篇, 第 12 版, (1995), 242.
5. (社) 空気調和・衛生工学会., 空気調和・衛生工学便覧 2, 汎用機器・空調機器篇, 第 12 版, (1995), 244.
6. <http://ja.wikipedia.org/wiki/スモック>.
7. <http://www.kankyo.metro.tokyo.jp>.
8. <https://www.env.go.jp>.
9. S. R. Turns, *An Introduction to Combustion*, 2<sup>nd</sup> ed, McGraw Hill, Boston, (2000), 577.
10. 日本化学会編, 環境汚染物質シリーズ, 窒素酸化物, (1977), 4, 丸善.
11. A. R. Ravishankara, John S. Daniel, Robert W. Portmann, *Science*, 2 October 2009, Vol. 326 no. 5949, 123-125.
12. 日本機械学会編, 燃焼工学ハンドブック, 基礎編, 第 7 章, 燃焼排出物, (1995), 日本機械学会.
13. Y. B. Zeldovich, *Acta Physicochem. (USSR)*, Vol. 21, (1946), 557.
14. A. M. Dean, J. W. Bozzelli, Chap. 2: Combustion Chemistry of Nitrogen. In W. C. Gardiner (ed.). *Gas-Phase Combustion Chemistry*, New York: Springer, (2000).
15. J. Warnatz, U. Maas, R. W. Dibble, Chap. 17: Formation of Nitric Oxides, *Combustion*, 4<sup>th</sup> Edition, Springer, (2006).
16. C. P. Fenimore, Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames. 13<sup>th</sup> *Symposium (International) on Combustion*, (1971), 373-380, The Combustion Institute.
17. J. Blauwens, B. Smets, J. Peeters, Mechanism of “prompt” NO formation in hydrocarbon flames, 16<sup>th</sup> *Symposium (International) on Combustion*, (1977), 1055-1064, The Combustion Institute.
18. T. Miyauchi, Y. Mori, A. Imamura, A study of nitric oxide formation in fuel-rich hydrocarbon flames: Role of cyanide species, H, OH and O, 16<sup>th</sup> *Symposium (International) on Combustion*, (1977), 1073-1082, The Combustion Institute.
19. 高城敏美, たつみ利春, 小笠原光信, たつ己高司, 燃焼ガス中の NO および CO の

生成とその低減法に関する基礎的研究 V 燃料中の窒素化合物からの NO 生成過程と排出特性, 日本機械学会論文集, 44-388, (1978), 4282-4291.

20. A. F. Sarofim, R. C. Flagan, NO<sub>x</sub> Control for Stationary Combustion Sources – Review, *Progress in Energy and Combustion Science*, (1976), 2:1-25.
21. C. E. Baukal, Chap. 6, Nitrogen Oxides (NO<sub>x</sub>), *Industrial Combustion Pollution and Control*, (2004).
22. S. R. Turns, *An Introduction to Combustion*, 2<sup>nd</sup> ed, McGraw Hill, Boston, Chap. 15, Pollutant Emissions, (2000).
23. C. E. Baukal, A. I. Dalton, Nitrogen Oxide Measurements in Oxygen Enriched Air-Natural Gas Combustion Systems, *Proceedings of 2<sup>nd</sup> Fossil Fuel Combustion Symposium*, New Orleans, LA, (1990), ASME PD-Vol. 30, 75-79.
24. C. E. Baukal (ed.), *Oxygen-Enhanced Combustion*, Boca Raton, FL: CRC Press, (1998).
25. 新岡崇, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, (2008), 259-277.
26. J. Meisl, R. Koch, R. Kneer, S. Witting, Study of NO<sub>x</sub> Emission Characteristics in Pressurized Staged Combustor Concepts, *25<sup>th</sup> Symposium (International) on Combustion*, (1994), 1043-1049, The Combustion Institute.
27. 池田, 土本, 平井, 長井, 第 30 回燃焼シンポジウム講演論文集, (1996), 447.
28. F. Mao, R. B. Barat, Minimization of NO During Staged Combustion of CH<sub>3</sub>NH<sub>2</sub>, *Combustion and Flame*, Vol. 105, Issue 4, (1996), 557–568.
29. 定方正毅, 縄田誠, 国井大蔵, 化学工学論文集, 5, (1979), 111, 日本化学工学会.
30. C. E. Baukal, A. I. Dalton, Reaction of Nitrogen Oxides in Oxygen-Enriched Combustion Progresses, *U.S. Patent 5*, (1995), 413-476.
31. J. O. L. Wendt, C. V. Sternling, M. A. Matovich, Reduction of Sulfur Trioxide and Nitrogen Oxides by Secondary Fuel Injection, *14<sup>th</sup> Symposium (International) on Combustion*, (1973), 897-904, The Combustion Institute.
32. J. A. Caton, D. L. Siebers, Effects of hydrogen addition on the removal of nitric oxide by cyanuric acid, *23<sup>rd</sup> Symposium (International) on Combustion*, (1990), 225-230, The Combustion Institute.
33. 日本化学会編, 環境汚染物質シリーズ, 窒素酸化物, (1977), 445-447, 丸善.
34. 関西環境改善対策会議, 窒素酸化物による汚染の実態と防止技術の現状, (1974).
35. 小材廣ほか, 環境創造, 6 (4), (1975), 153.
36. 福沢久, 石原義巳, 電力中央研究所技術第一研究所報告, 74022, (1974).
37. D. C. Mussatti, R. Srivastava, P. M. Hemmer, R. Strait, Section 4.2: NO<sub>x</sub> Post-Combustion, Chap. 2: Selective Catalytic Reduction. In D. C. Mussatti (ed.), *Air Pollution Control Cost Manual*, 6<sup>th</sup> edn. Rep. EPA/452/B-02-001, Washington, DC: U.S. Environmental Protection

Agency, (2002).

38. 日本化学会編, 環境汚染物質シリーズ, 窒素酸化物, (1977), 467-469, 丸善.
39. F. A. Bagwell, et al., *Journal of Air pollution Control Association*, 21-11, (1972), 702.
40. 日本化学会編, 環境汚染物質シリーズ, 窒素酸化物, (1977), 444, 丸善.
41. N. V. Hakura, et al., *Control of NOx Emission from Stationary Combustion*, ISAP. 72, Tokyo, (1972).
42. 永田勝也, 本間裕士, 広田幹雄, 松原邦博, 実働ボイラにおける NOx 排出状況と燃焼条件との関連, 燃料協会誌, 53-4, (1974), 273.
43. 村川喬, 石油焚き業務用小型ボイラーの低 NOx バーナー技術開発, ペトロテック, 28-12, (2005), 915-919.
44. 松尾護, 低 NOx バーナーの技術動向(特集); わが社の低 NOx バーナーとその効果, 熱管理と公害, 26-12, (1974), 53.
45. 小林, 古屋鋪, 環境創造, 5-5, (1975), 53.
46. 桜井, 日本瓦斯協会誌, 30-9, (1977), 67.
47. 佐藤, 中外技録, 77 WAL 1064 (1975), 1, 中外炉工業.
48. K. Shinomori, K. Katou, D. Shimokuri, S. Ishizuka, NOx emission characteristics and aerodynamic structure of a self-recirculation type burner for small boilers, *Proc. Combust. Inst.* 33, (2011), 2735-2742.
49. T. Yabara, K. Shinomori, K. Katou, D. Shimokuri, S. Ishizuka, Flow field measurement and combustion characteristic of self-recirculation type low NOx burner (3rd Report), *Proc. 47<sup>th</sup> Symposium (Japanese) on Combustion*, (2009), 98-99.
50. K. Shinomori, K. Katou, K. Hou, D. Shimokuri, S. Ishizuka, Flowfield and combustion characteristic of a self-recirculation type low NOx burner, *Proc. 7<sup>th</sup> ASPACC*, (2009), 119.
51. K. Shinomori, K. Katou, H. Peng, D. Shimokuri, S. Ishizuka, Flowfield measurement and combustion characteristic of self-recirculation type low NOx burner, *JSME Trans. B.* (in Japanese) 76-767, (2010), 1102-1109.
52. K. Shinomori, D. Shimokuri, S. Ishizuka, Further reduction in NOx emission of self-recirculation type burners by cooling of the recirculation gas, *Journal of the Combustion Society of Japan* Vol.53 No.164, (2011), 104-110.
53. T. Yabara, K. Shinomori, K. Katou, D. Shimokuri, S. Ishizuka, K. Kimura, Flow field measurement and combustion characteristic of self-recirculation type low NOx burner (4th Report), *Proc. 48<sup>th</sup> Symposium (Japanese) on Combustion*, (2010), 572-573.
54. S. Ishizuka, On the behavior of premixed flames in a rotating flow field: establishment of tubular flames, *20<sup>th</sup> Symposium (International) on Combustion*, (1984), 287-294, The Combustion Institute.

55. S. Ishizuka, An experimental study on extinction and stability of tubular flames, *Combustion and Flame*, Vol. 75, (1989), 367-379.
56. S. Ishizuka, *J. Loss Prev. Process Ind.* 4, (1991), 185-193.
57. S. Ishizuka, *Prog. Energy Combust Sci.*, 19, (1993), 187-226.
58. 新岡崇, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, (2008), 9.
59. 日本機械学会編, 燃焼工学ハンドブック, 基礎編, 第2章, 気体燃焼, (1995), 26-30, 日本機械学会.
60. 辻廣, 連載講座, 燃焼現象論(3), 機械の研究, 28-7, (1976), 907-910.
61. 新岡崇, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, (2008), 9-10.
62. 日本機械学会編, 燃焼工学ハンドブック, 基礎編, 第2章, 気体燃焼, (1995), 30-38, 日本機械学会.
63. 辻廣, 連載講座, 燃焼現象論(7), 機械の研究, 28-11, (1976), 1355-1358.
64. 辻廣, 石塚悟, 拡散火炎の燃焼限界に関する研究, 災害の研究, 11, (1980), 287-290.
65. S. Ishizuka, Y. Suzukawa, M. Ishioka, K. Okada, *Proc. Thermal Conference '03, JSME* 03-30, (2003), 553-554.
66. D. Shimokuri, C. Kubo, S. Ishizuka, *Journal of the Combustion Society of Japan* Vol.47 No.142, (2005), 300-307.
67. S. Ishizuka, T. Motodamari, D. Shimokuri, *Proc. Combust. Inst.* 31, (2007), 1085-1092.
68. 下栗大右, 江藤芳朗, 木村公昭, 五木田直彦, 王艶雷, 石塚悟, 急速混合型管状火炎バーナにおける火炎構造制御に関する実験的研究, 日本機械学会論文集(B編), 第78巻第785号, (2012), 185-193.
69. 石保禄, 小割達也, 松田脩平, 下栗大右, 石塚悟, 酸化剤酸素濃度が急速混合型管状火炎燃焼の安定性に及ぼす影響, 日本燃焼学会誌, 第54巻第169号, (2012), 193-200.
70. Baolu Shi, Daisuke Shimokuri and Satoru Ishizuka, Methane/Oxygen Combustion in a Rapidly Mixed Type Tubular Flame Burner, *34<sup>th</sup> Symposium (International) on Combustion*, (2013), 3369-3377, The Combustion Institute.
71. S. Ishizuka, D. Shimokuri, K. Ishii, K. Okada, K. Takashi, Y. Suzukawa, *Journal of the Combustion Society of Japan* Vol.51 No.156, (2009), 104-113.
72. R.H. Perry, and D.W.Green, (Editors) *Perry's Chemical Engineers' Handbook (8th Edition ed.)*, McGraw Hill, (2007).
73. Robert B. Power, *Steam Jet Ejectors for The Process Industries (First Edition ed.)*, McGraw-Hill, (1993).
74. Strickland L. *Kneass Practice and Theory of the Injector*. (1894).John Wiley & Sons Reprinted by Kessinger Publications, (2007).

75. 古屋善正, 村上光清, 山田豊, 改訂新版 流体力学, (1982), 291-292.
76. Bruce R. Munson, Donald D. Young, Theodore H. Okiishi, *Fundamentals of Fluid Mechanics, Chapter Eight/Viscous Flow in Pipes*, (1990), 514-515
77. <http://www.showa-kk.com/>
78. 日本機械学会編, 燃焼工学ハンドブック, 基礎編, 第3章, 液体の燃焼, (1995), 日本機械学会.
79. 新岡崇, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, (2008), 206-207.
80. H. Lefebvre, *Atomization and sprays*, (1989), 112-118.
81. L. Bayvel and Z. Orzechowski, *Liquid atomization*, (1993), 252-266.
82. <http://www.delavan.com>.
83. <http://www.shimadzu.co.jp>.
84. 技術資料, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, 応用編, 第3章, 濃度の測定, 日本機械学会, (1980).
85. 日本化学会編, 環境汚染物質シリーズ, 窒素酸化物, (1977), 377-381, 丸善.
86. 技術資料, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, 応用編, 第2章, 温度の測定, 日本機械学会, (1980).
87. Ishizuka, S., Hagiwara, R., Suzuki, M., Nakamura, A., and Hamaguchi, O., *JSME Trans. B. (in Japanese)*, 65-639, (1999), 3845-3852.
88. Kaskan, W. E., *Proc. Combust. Inst.* 6, (1957), 134-143.
89. 新岡崇, 河野通方, 佐藤順一, 燃焼現象の基礎, (2008), 318-320.
90. Ishizuka, S., Motodamari, T., and Shimokuri, D., *Proc. Combust. Inst.* 31, (2007), 1085-1092.
91. Zabetakis, M. G., *Bull. US Bureau Mines*, (1965), 627.
92. S. R. Turns, *An Introduction to Combustion*, 2<sup>nd</sup> ed, McGraw Hill, Boston, Chap. 4, Chemical Kinetics, (2000).

## 謝辞

本研究を進めるにあたり，終始適切なご指導・ご教授を賜りました広島大学大学院工学研究科機械物理工学専攻 石塚悟教授に対して，謹んで感謝の意を表します．

さらに本研究の実験や，卒業論文作成，そして海外発表に大変お世話していただきました本研究室 下栗大右助教には深く感謝いたします．また，論文をまとめるに当たり，ご指導とご助言を賜った広島大学大学院工学研究科機械物理工学専攻 石保禄助教に心から感謝の意を表します．

本研究の実験を夜遅くまで手伝ってくださった共同研究者である胡傑君，学位論文の日本語を校正してくださった隅原誠君と伏見達樹君，にも心から感謝いたします．

最後に，長い間燃烧工学研究室で日頃から研究に至るまで，何かと大変お世話になりました燃烧工学研究室生の皆さんにも心から感謝の意を表します．