

Title	希薄予混合旋回火炎の構成とNOx生成特性に関する研 究	
Author(s)	塩谷, 仁	
Citation	大阪大学, 2003, 博士論文	
Version Type	be VoR https://hdl.handle.net/11094/44305	
URL		
rights		
Note		

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

https://ir.library.osaka-u.ac.jp/

Osaka University

希薄予混合旋回火炎の構成と NOx 生成特性に関する研究

平成14年

塩谷 仁

希薄予混合旋回火炎の構成と NOx生成特性に関する研究

. ·

平成14年

塩谷 仁

目 次

第	1章	緒論	1
	1.1	はじめに	1
	1.2	従来の研究	2
		1.2.1 ガスタービンにおける低 NOx 燃焼器に関する研究	2
		1.2.2 マイクロガスタービンの動向	4
	1.3	研究の概要	5
		参考文献	5
第	2 章	希薄予混合旋回火炎の構成	11
	2.1	はじめに	11
	2.2	燃焼器のコンセプト	13
	2.3	実験装置および方法....................................	14
	2.4	各種燃焼器における火炎特性の評価..............	16
		2.4.1 Case1 の燃焼器	16
		2.4.2 Case2 の燃焼器	24
		2.4.3 Case3 の燃焼器	32
		2.4.4 Case4 の燃焼器	40
		2.4.5 完全予混合燃焼器の NOx, CO 排出特性	47
		2.4.6 完全予混合燃焼器 (スワーラなし)	53
	2.5	まとめ	60
		参考文献	60
第	;3章	- 希薄予混合旋回火炎の内部構造	63
	3.1	はじめに	63
	3.2	実験装置および方法・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	64
	3.3	測定結果と検討	66
	3.4	まとめ	80
		参考文献	80

第	了4章	燃焼器入口部における混合状況の解析 81	
	4.1	はじめに	81
	4.2	計算対象	81
	4.3	基礎式とモデル	86
		4.3.1 基礎式	86
		4.3.2 乱流モデル	87
	4.4	解析結果と検討	88
		4.4.1 Case2 の燃焼器の混合状況	88
		4.4.2 交差流の混合のシミュレーション	92
	4.5	まとめ	103
		参考文献	103
笙	5音	希蒲予混合燃焼における NOv 生成機構と性性	105
N-	51		105
	5.2	は しつに ・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・・	105
	0.2	521 一次元予混合平面水公	100
		5.2.2 Well-Stirred Beactor	100
		5.2.3 Plug Flow	107
	5.2.5 Thig Flow		110
		5.3.1 火炎構造	112
		5.3.2 NOx 生成過程と排出特性	112
		5.3.3 実験との比較	197
		5.3.4 圧力の影響	127
		5.3.5 入口温度および空気比の影響	130
		5.3.6 Stirred Reactor での NO 生成	132
		5.3.7 Plug Flow での NO 生成傾向	133
	5.4	まとめ	136
		参考文献	136
第	6 草	結論	139
		謝辞 1	43
			0

第1章

緒論

1.1 はじめに

近年,分散型発電を主目的とする小規模エネルギーシステムの開発およびその高性能化 の要請が強くなっている.分散型発電とは電力需要地近辺に設置された小規模電源による 発電システムのことで,発電の際に発生する廃熱を蒸気や温水の形で給湯・空調に利用す るコジェネレーションシステムの使用により総合効率の向上が図れることや送配電系統を 使用しないことによる送配電損失の低減が可能となること,さらには地域による電力需要 の差に柔軟に対応することでエネルギー資源の効率的な使用が可能となることなど様々な 特長がある.このような分散型発電システムの構成においては,構造が単純で,起動時間 が短く,大幅な負荷変動への応答性に優れ,多種燃料への適応性がある等多くの利点があ る小型 (マイクロ) ガスタービンが中核をなす要素となる.

マイクロガスタービンの開発・高性能化のキーとなる燃焼器において具備されるべき主 要条件としては火炎安定と完全燃焼の確保,低NOx生成等が挙げられる.特に市街地に設 置することを考慮すると低NOx生成についての要求は強くなり,また大型の発電設備とは 異なり排煙脱硝装置などの付属装置を使用できないため,燃焼手法によるNOx低減が非常 に重要となる.

希薄予混合燃焼はその NOx 低減効果は非常に高く,マイクロガスタービンに限らず,様々 な規模のガスタービン燃焼器において低 NOx 生成法として広く採用されている.ただし, 希薄予混合燃焼は火炎の安定範囲が狭いことや逆火の危険性を伴うこと等の欠点があり,こ れらの問題の対策として大型燃焼器では火炎安定のためのパイロット火炎の併用や複数の 予混合燃焼器を備え本数による広い負荷範囲への適用を図るマルチバーナ,また,中小規模 の燃焼器においては燃料供給経路を数段階設け,低負荷時には使用経路を減らして.広い負 荷範囲に対応するシリーズバーナといったバーナ形態が開発されているが,そのスケール が非常に小さいマイクロガスタービンでは極めて単純な形状のものが望まれる.また,近 年マイクロガスタービンは開発が進み,商用化されているものもあるが,その内部構造に

ついての詳細な報告はほとんど見られず、今後のさらなる進展のために最適な燃焼器構成 の確立や火炎構造の解明を目的とした研究が不可欠であると考えられる.

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器を目標とした低 NOx, 高安定および完全燃 焼を達成できる希薄予混合燃焼器の構成についての検討を行うと共に希薄予混合における NOx 生成特性や機構を解明し、最適な燃焼条件についての指針を得ることを目的とする.

1.2 従来の研究

1.2.1 ガスタービンにおける低 NOx 燃焼器に関する研究

燃焼反応により生成される窒素酸化物 (NOx) は、光化学スモッグ、酸性雨およびオゾン ホールなど地球環境に悪影響を及ぼす原因となり、NOx 低減に関する研究は 1970 年代か ら盛んに行われている.燃料中に N 成分を含まないクリーンな燃料に対する NOx 低減化 の基本的なコンセプトは、火炎温度の低下による thermalNOx の抑制である.その手法の ひとつに水または蒸気を噴射して火炎温度を低下させる方法 (湿式法) があり、比較的簡単 で NOx 低減効果も高いため従来から用いられている方法である^{[1]~[3]}.ただし、この方法 は熱効率の低下やカーボンによるタービンの劣化、また大量の純水が必要となること等の 問題がある.他の NOx 低減化手法として近年特に注目されている方法が希薄予混合燃焼に よる低減法 (乾式法) である.これは燃料と空気を火炎温度が低くなるような高い空気比で 予め混合させて燃焼させるもので、局所的な高温部が存在せず、大幅な NOx 低減が可能と なる.ただし、希薄予混合燃焼は安定範囲が狭いことや逆火、振動燃焼が発生し易いこと 等の欠点もあり、このような安定性^{[4]~[6]} や振動燃焼^{[7]~[10]}を対象とした研究も行われて いる.

実用的な希薄予混合燃焼器として現在採用されているものは大きく分けてマルチバーナ タイプ燃焼器とシリーズバーナタイプ燃焼器である.マルチバーナタイプ燃焼器は複数の 予混合燃焼器を燃焼器のライナヘッドに取り付け,エンジンの負荷に応じて作動本数を変 化させるものである.川崎重工では、ライナヘッド中央にパイロットバーナを置き、その周 囲に8個のメインバーナを配置している.パイロット火炎は燃焼の安定性を高めるため拡 散燃焼方式を使用しているが、メインバーナは予混合燃焼方式を採用しており、燃料噴射 とスワーラの最適化により均一な希薄予混合気を形成している^{[11]~[13]}.また、三菱重工で 採用されているマルチバーナ燃焼器もライナヘッド中央にパイロットバーナを配置し、そ の周囲に8個の予混合バーナを設けている.また、ジェネラルエレクトリック (GE) 社もマ ルチバーナ燃焼器を開発しているが、この燃焼器では、ライナヘッドに6個の予混合バー ナを配置し、4つの燃料供給ラインを用い、運転条件に合わせてバーナの切り替えを行っ

 $\mathbf{2}$

ている.また,バーナは中央に拡散火炎を形成するパイロットバーナを置き,その上流側 に予混合ノズルを放射状に配置し,希薄予混合燃焼を行うものであるが,逆火が発生すれ ばパイロットノズル先端に設けたヒューズが作動し,予混合燃焼用燃料の一部をパイロッ ト火炎にまわし,逆火した火炎を消炎させるようにしている.このような複雑なシステム を開発し,9ppm(O₂15%換算)の低NOxを実現している^[14].また,これら以外にもマルチ バーナタイプ燃焼器の開発例はいろいろある^{[15]~[17]}.

もうひとつの主なコンセプトであるシリーズバーナタイプ燃焼器は,複数の燃料供給系統 を設け,負荷に応じ適した系から燃料を供給するもので,マルチバーナでは配置など構造的 な制約が多くなる中小型のガスタービンで採用させている.東京ガスではパイロット,一次, ニ次,三次の4系統の燃料供給形を持つ三段燃焼器を開発している^{[18][19]}.この燃焼器では, 低負荷時にはパイロットと一次燃料ガスを一定量供給し,二次燃料ガス量を制御しエンジ ン負荷に対応し,高負荷時にはパイロット,一次,二次燃料ガスを一定量供給し,三次予混 合管に供給する燃料ガス量を制御しており,25%以上のエンジン負荷で13ppm(O₂0%換算, 大気圧下)の低 NOx を達成している.IHI では都市ガス用燃焼器として中央にパイロット 火炎を形成し,その周囲に2組の予混合ノズルを同心円状に配置し,内側の予混合ノズル からは希薄燃焼限界近くの空燃比,外側の予混合ノズルからは希薄燃焼限界以下の空燃比 の予混合気を供給するダブルスワーラ燃焼器を開発し NOx 生成 20ppm(O₂16%換算)を達 成している^[20].この他にも数多くのシリーズタイプ燃焼器の開発が行われている^{[21]~[28]}.

また,上記の2種類のコンセプトとは異なる燃焼器としては,大阪ガスでは燃料供給ラ インの途中にパイロット空気が流れるスリットを設けることで,高負荷時はパイロット空 気の影響を受けずに燃料は希薄予混合燃焼するメイン側まで到達し低 NOx となり,低負荷 時はパイロット空気の影響を大きく受け燃料はパイロット側に流れ込み安定燃焼を可能に する燃料供給構造を持つ燃焼器を開発している^{[29][30]}.そのほかにも様々な希薄予混合燃焼 器の開発が行われている.^{[31]~[33]}

上述のものは気体燃料を対象としたものであるが,液体燃料を対象としたガスタービン 燃焼器においても希薄予混合燃焼が採用され,予蒸発予混合ガスタービン燃焼器の開発が 行われている^{[36]~[39]}.

以上のものは燃焼器全体の開発に関するものであるが、これら希薄予混合燃焼器の開発の上で問題となる混合手法の検討として、スワーラの形状や燃料ノズルの形態による混合度合いの違いについての調査を行った研究が行われている^{[40]~[43]}.

希薄予混合燃焼器に関する研究としては上記のような実機開発に関する研究以外に,燃焼器内での NOx 生成の予測に関する解析的研究として, Perfectly Stirred Reactor(PSR), Jet-Stirred Reactor(JSR) および Plug Flow Reactor を用いて燃焼器内の燃焼状況をモデル 化し,その特性についての調査も行われている^{[44]~[49]}.

ここでは主に希薄予混合による低 NOx 手法に関することについて述べてきたが,近年注目を集めている低 NOx 手法としては,触媒燃焼を用いた燃焼器もある^{[50]~[52]}.触媒燃焼では通常では反応しないような超希薄条件下での燃焼を実現できるため,10ppm 以下の低 NOx 生成と高い燃焼効率を比較的容易に実現できる.このような触媒燃焼器では触媒にかかる費用や耐久性が問題となる.

1.2.2 マイクロガスタービンの動向

現在マイクロガスタービンはアメリカを中心に世界中で開発が進められており、あるい は商用機として販売されているものもある.以下に各社におけるマイクロガスタービンの 開発状況について熱効率,NOx 生成量および簡単な特長について示す^{[53]~[55]}. Capstone 社のマイクロガスタービンは現在もっとも商用化が進んでおり 28kW マイクロガスタービ ン Model330 は、構成要素を軸対象に配置することでコンパクトに収めており、発電効率 は 26%で、燃焼器については 50%負荷以下では火炎安定のため拡散燃焼形態をとってお り、NOx 排出量が数十 ppm(O215% 換算) と高くなるが、全負荷時には希薄予混合燃焼とな り 9ppm(O₂15%換算) の低 NOx が実現されている^[55].また,現在は撤退してしまったが Honeywell 社において 75kW マイクロガスタービン Parallon75 が開発されていた.現在は 荏原グループの一員となった Elliott 社では 60kW 級の「TA-60」や 80kW 級の「TA-80」が 開発されており,熱効率約29%,NOx 排出量20ppm 程度(O215%換算)が達成されている. Ingersoll-Rand 社の 70kW 級マイクロガスタービン「Power Works」はタービン/コンプレッ サ部と発電機部分との軸を別とする「2軸方式」となっている点で他のマイクロガスター ビンと異なっており、熱効率については 33%と高く、NOx 生成についても 9ppm(O215%換 算) と低い値を示している.Turbec 社のマイクロガスタービンは Volvo 社の自動車用ガス タービン燃焼器や再生器を継承したもので「T100」(100kW)は熱効率 30%, NOx 生成量 15ppm(O₂15%換算)となっている. Bowman Power 社の 50kW ガスタービン「TG50CG」 は熱効率 22.5%, NOx 生成量は 25ppm(O215% 換算) となっている. 日本国内においてもマ イクロガスタービンの開発は行われており、自動車用のガスタービン技術を元に開発した もの(トヨタタービンアンドシステム,日産自動車,川崎重工業,三菱重工業)と,セラミッ ク翼採用を基本としたもの(石川島播磨重工業,川崎重工業,ヤンマーディーゼル)の大き く分けて2つの方向が見られる[56]~[58].

以上は分散型電源やコ・ジェネレーションへの適用を目指したものであるが,直径数十mm 程度の携帯用電源等を目指した超小型マイクロガスタービンの開発も行われている^{[59]~[63]}.

1.3 研究の概要

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器開発のための低 NOx, 高安定火炎構成を実現 するための火炎構成の指針を得ると共に、低 NOx 燃焼のための最適な燃焼条件を明確に し、燃焼器開発の基礎を構築することを目的とする.

本論文の構成は以下のとおりである.

第2章では、マイクロガスタービン燃焼器を目標とした低 NOx,高安定火炎構成につい ての検討を行う.火炎構成の基本概念は、旋回流による循環領域を用いた火炎安定と完全 燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低 NOx 生成とし、これらを達成しうる各種燃焼器 を設計・製作し、それぞれの燃焼器について構成される火炎形状の目視および写真撮影に よる火炎形状と安定性の観察および排出ガス中の NOx、CO 濃度の測定を行い、これらの 結果より目標となる高性能火炎を実現するための方針についての検討を行う.

第2章では、低NOx生成、完全燃焼等燃焼後の特性に着目し、マイクロガスタービン燃焼器として適した火炎構成を検討しているが、実際の燃焼器を設計するための指針としては、排出ガス特性のみでなく、火炎内部の構造についても把握しておく必要がある。そこで第3章では、前章において低NOx生成および完全燃焼が達成された燃焼器についてその 典型的な火炎を対象として火炎内の燃料や酸素等主要成分の濃度分布やNOxの分布、および温度分布等内部状況の調査を行う。

第4章では,第2章において希薄予混合気形成の手法として考案した2通りの高速混合 手法について,その混合状況を数値シミュレーションにより予測し,その適用性について の検討を行う

第5章では,希薄予混合燃焼について,数値計算によりそのNOx生成機構と特性を調べる.また,本研究では実験は大気圧・常温の条件下で行っているが,実際のガスタービン 燃焼器では圧力・入口温度共に上昇しているので,これら条件がNOx生成に及ぼす影響に ついて明確にする.さらに,希薄予混合燃焼の燃焼状況の変化によりNOxの低減が可能と なるかを調べる.

第6章では本論分の結果を総括する.

参考文献

- Southall, L. and McQuiggan, G., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.572-577.
- [2] Touchton, G. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.107, (1985), pp.706-713.

- [3] Fox, T. G. and Schlein, B. C., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.114, (1992), pp.27-32.
- [4] Durbin, M. D. and Ballal, D. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.72-77.
- [5] Durbin, M. D., Vangsness, M. D., Ballal, D. R. and Katta, V. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.308-315.
- [6] Hoffmann, S., Lenze, B. and Eickhoff, H., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.311-316.
- [7] Kendrick, Donald W., Anderson, Torger J., Sowa, William A and Snyder, Timothy S., ASME paper 98-GT-382.
- [8] Lieuwen, Tim and Zinn, Ben T., Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust., (1998), pp.1809-1816.
- [9] Broda, J. C., Seo, S., Santoro, R. J., Shirhattikar, G and Yang, V., Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust., (1998), pp.1849-1856.
- [10] Richards, G. A. and Janus, M. C., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.294-302.
- [11] Kajita, S., Ohga, S., Kitajima, J., Kimura, T. and Sasaki, T., ASME paper 93-GT-393.
- [12] Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T., Okuto, T., Kajita, S., Ohga, S. and Ogata, M., ASME paper 95-GT-255.
- [13] 梶田 眞市, 大賀 信一, 緒方 正裕, 位高 訓, 北嶋 潤一, 木村 武清, 奥戸 淳, 川崎重工技法, 128 号, (1996), pp.25-30.
- [14] Vandervort, C. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.317-321.
- [15] 高木 俊幸, 日本ガスタービン学会誌, Vol.28, No.4, (2000), pp.57-58.
- [16] 山矢 太, 日本ガスタービン学会誌, Vol.29, No.1, (2001), pp.22-26.
- [17] Sato, M., Kobayashi, Y., Matsuzaki, H., Aoki, S., Tsukuda, Y. and Akita, E., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.617-623.

- [18] Sato, H., Mori, M., ASME paper 96-GT-134.
- [19] 佐藤 浩, 森 雅晶, 中村 恒明, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.
- [20] 米澤 克夫,小林 英夫,今村 龍三,長 義守,石川島播磨技法, Vol.38, No. 5, (1998), pp.277-285.
- [21] Fred C. Bahlmann and B. Martien Visser, ASME paper 94-GT-405.
- [22] L. Berkley Davis, ASME paper 96-GT-27.
- [23] George Rocha, Mohammad Saadatmand and Gary Bolander, ASME paper 95-GT-411.
- [24] Yamada, H., Shimodaira, K. and Hayashi, S., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.66-69.
- [25] Maughan, J. R., Elward, K. M., De Pietro, S. M. and Bautista, P. J., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.50-57.
- [26] Kinoshita, Y., Oda, T. and Kitajima, J., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.787-795.
- [27] Koff, B. L., ASME paper 93-GT-422.
- [28] Hayashi, S., Yamada, H., Shimodaira, K. and Machida, T., Proc. 27th Symp. (Int.) on Combust., (1998), pp.1833-1839.
- [29] 若林 努, 日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.
- [30] Wakabayashi, T., Ito, S., Koga, S., Ippommatsu, M., Moriya, K., Shimodaira, K., Kurosawa, Y. and Suzuki, K., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.124, (2002), pp.771-775.
- [31] Etheridge, C. J., ASME paper 94-GT-255.
- [32] Döbbeling, K., Knöpfel, H. P., Polifke, W., Winkler, D., Steinbach, C. and Sattlemayer, T., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.46-53.
- [33] Puri, R., Stansel, D. M., Smith, D. A. and Razdan, M. K., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.93-101.

- [34] McVey, J. B., Padget, F. C., Rosfjord, T. J., Hu, A. S., Peracchio, A. A., Schlein, B. and Tegel, D. R., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.115, (1993), pp.581-587.
- [35] Snyder, T. S., Rosfjord, T. J., McVey, J. B., Hu, A. S. and Schlein, B. C., ASME paper 94-GT-234.
- [36] 藤森 俊郎, 斎藤 司, 水谷 琢, 藤 秀実, 石川島播磨技法, Vol.40, No. 3, (2000), pp.83-87.
- [37] Cowell, L. H. and Smith, K. O., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.115, (1993), pp.554-562.
- [38] 大塚 正義, 井戸田 芳典, 大久保 陽一郎, 杉山 勝彦, 日本ガスタービン学会誌 Vol.26, No.103, (1998), pp.31-36.
- [39] Mansour, A., Benjamin, M., Straub, D. L. and Richards, G. A., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.796-802.
- [40] Zelina, J. and Penko, P. F., ASME paper 2000-GT-100.
- [41] Döbbeling, K., Eroglu, A. Winkler, D., Sattelmayer, T. and Keppel, W., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.119, (1997), pp.553-558.
- [42] Terasaki, T. and Hayashi, S., Proc. 26th Symp. (Int.) on Combust., (1996), pp.2733-2739.
- [43] 寺崎 岳,林 茂,日本ガスタービン学会誌 Vol.26, No.101, (1998), pp.95-101.
- [44] Nicol, D. G., Steele, R. C., Marinov, N. M. and Malte, P. C., ASME paper 93-GT-342.
- [45] Steele, R. C., Tonouchi, J. H., Nicol, D. G., Horning, D. C., Malte, P. C. and Pratt, D. T., ASME paper 96-GT-128.
- [46] Bharagava, A., Colket, M., Sowa, W., Casleton, K. and Maloney, D., ASME paper 99-GT-8.
- [47] Bharagava, A., Kendrick, D. W., Colket, M. B., Sowa, W. A., Casleton, K. H. and Maloney, D. J., ASME paper 2000-GT-97.
- [48] Mallampalli, H. P., Fletcher, T. H. and Chen, J. Y., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.703-712.

- [49] Xu, Z., Hayashi, S. and Takagi, T., Proc. of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, AJTEC99-6333, (1999).
- [50] Fujii, T., Ozawa, Y., Kikumoto, S., Sato, M., Yuasa, Y and Inoue, H., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.509-513.
- [51] Ralph, A. Dalla, Betta, Catalysis Today, Vol.35, (1997), pp.129-135.
- [52] Carroni, R., Schmidt, V. and Griffin, T., Catalysis Today, Vol.75, (2002), pp.287-295.
- [53] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [54] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [55] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002).
- [56] Takehara, I., Inobe, I., Tatsumi, T., Ichikawa, Y. and Kobayashi, H., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.120, (1998), pp.186-190.
- [57] Kumakura, H., Sasaki, M. and Suzuki, D., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.115, (1993), pp.547-553.
- [58] Kumakura, H., Sasaki, M., Suzuki, D. and Ichikawa, H., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.118, (1996), pp.167-172.
- [59] Waitz, Ian A., Gauba, Gautam and Tzeng, Yang-Sheng, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.120, (1998), pp.109-117.
- [60] 内田 達朗,長尾 進一郎,日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.56-61.
- [61] Isomura, Kousuke, Murayama, Motohide, Yamaguchi, Hiroshi, Ijichi, Nobuaki, Asakura, Hiroshi, Saji, Nobuyoshi, Shiga, Osamu and Takahashi, Katsuyoshi ASME paper GT-2002-30580.
- [62] 吉識 晴夫, 松尾 栄人, 日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.1-6.
- [63] 湯浅 三郎, 押味 加奈, 上原 麻美子, 日本ガスタービン学会誌 Vol.30, No.4, (2002), pp.19-24.

.

第2章

希薄予混合旋回火炎の構成

2.1 はじめに

ガスタービンシステムにおいて燃焼器は主要な要素の一つであり、その開発はガスター ビンの高性能化達成に不可欠である.ガスタービン燃焼器において要求される項目には燃 焼効率が高いことや燃焼振動等がなく燃焼安定性が良いこと、燃焼器出口ガス温度分布が 良い、種々の燃料への対応が容易などがあるが、これら同様重要な項目として NOx 等の 環境汚染物質が少ないことがある.これらの環境汚染物質については法律により規制され、 米国では 10ppm という非常に厳しい基準値が設定されている地域もあり、低エミッション 燃焼器の開発は現在非常に重要な問題となっている.

低NOx 生成の手法のひとつとして希薄予混合燃焼がある.希薄予混合燃焼では,燃料濃度が均一なため局所的な高温域が形成されず,火炎全体の温度を低下するため thermalNOx の発生の大幅な低減を実現するもので,天然ガス等燃料中に N 成分を含まないクリーンな 燃料を用いる場合の低減法としてはその効果は非常に高く,さらに経済性,信頼性,耐久 性の向上などにもメリットが多いため積極的に開発が進められている.

現在開発されている産業用ガスタービンに用いられる希薄予混合燃焼器の低 NOx 燃焼器 は主にマルチバーナタイプ燃焼器とシリーズ燃焼タイプ燃焼器の2種類に分けられる.マ ルチバーナタイプは燃焼器に予混合バーナを数本取り付け,作動本数を変化させることで エンジン負荷に対応させたものである.実際の燃焼器では安定範囲の確保のため中央に拡 散火炎を形成するパイロットバーナを設けその周囲に予混合バーナを配置するデザインが 多く,大型のガスタービンで主に適用されている^{[1]~[4]}.一方,シリーズ燃焼タイプは安定 のためのパイロットバーナとメインの予混合バーナさらに,負荷運転範囲を広げるための 追い焚きバーナを組み合わせたものでマルチバーナタイプと異なり構造が比較的単純なた め,中小型のガスタービンで採用されている^{[5]~[6]}.しかし,マイクロガスタービンの燃焼 器を考えた場合,大きさについての制約が問題となり,極力シンプルな形状であることが 望ましくなる.

マイクロガスタービンは現在開発や商用化が進みつつあり^{[7]~[9]}, 全負荷時には 9ppm(O₂15% 換算) 以下の低 NOx が実現されているが,部分負荷燃焼時の特性等開発の余地を残す点も 見られる.しかし,マイクロガスタービン燃焼器についての詳細な報告の例はあまり見ら れない. 今後の開発のためにはマイクロガスタービン燃焼器として適用できる低 NOx 火炎 構成についての方針を示す基礎の確立が重要と考えられる.

本章では、マイクロガスタービン燃焼器を目指した低NOx・高安定燃焼器を設計・製作 し、その火炎形状の観察や安定範囲の調査、排出ガス中のNOx、CO成分の測定を行い、こ れらの結果を通して、最適な火炎構成を達成するための指針について考察を行う.

2.2 燃焼器のコンセプト

マイクロガスタービン燃焼器を開発する際に必要とされる条件として,火炎安定および 完全燃焼が確保されることや低NOx生成であることなどが挙げられる.本研究ではこれら の条件を満たす方法として,循環領域を伴う旋回火炎構造を形成することにより火炎安定 および完全燃焼を確保し,また,希薄予混合燃焼により低NOx生成を達成することを考え る.図2.1には研究開始当初の燃焼器の概念図を示す.この燃焼器のポイントは燃焼器入口 にスワーラを設け空気流に旋回をかけることで燃焼器中心部に循環領域を形成し,火炎安 定および完全燃焼を達成することと,燃焼器入口部において燃料を半径方向に噴射し,燃 焼する前に燃料と空気を高速混合させることで希薄予混合気を形成し,後流部において希 薄予混合燃焼させることでNOxの低減を目指すことである.



図 2.1: 当初の火炎構造のコンセプト

2.3 実験装置および方法

マイクロガスタービン燃焼器において火炎を形成し,NO,NOx,CO,O₂を測定するための実験装置の構成を図 2.2 に示す.

実験装置は燃焼器,燃料および空気の流れ回路および排出ガス成分測定のためのサンプリ ング回路とガス分析器で構成されている.燃料は基本的には都市ガス 13A(CH₄ 88% C₂H₆ 6% C₃H₈ 3% C₄H₁₀ 3%)を用いるが,供給される都市ガスでは圧力が低く燃焼器によって は十分な流量が得られない場合もあるため CH₄ を用いる場合もある.都市ガスと CH₄ によ り NOx 排出量への影響については完全予混合燃焼器において確認している (2.4.5 節参照). 空気はターボブロワ TB-2((株) 第2三黄機械製作所)を用いて供給する.排出ガス成分の測 定はガスサンプリングプローブをガラス管出口に配置してガスを吸引し,ガス分析器によ り分析する.サンプリングプローブについては,ガス吸引部の口径は 1.2mm で,材質は中 心部の細い管にはステンレス,外側の太い管には銅を用い,三重管構造にすることで先端 まで冷却する.プローブから吸引されたサンプルガスはドレンセパレータ DS-200((株) 堀 場製作所)および電子クーラ PS-200((株) 堀場製作所)を通過し,水蒸気が取り除かれたあ と,ガス分析器に送り込まれる.ガス分析器は PG-235((株) 堀場製作所)を用いる.各成分 の測定原理は表 2.1 に示す通りである.

表 2.1: 各化学種成分の測定原理

成分	測定原理
NO,NOx	化学発光法
CO	非分散赤外線分析法
O ₂	ジルコニア法



図 2.2: 実験装置

2.4 各種燃焼器における火炎特性の評価

2.4.1 Case1の燃焼器

Case1 の燃焼器の概略図を図 2.3 に示す. この燃焼器は当初のコンセプトを基に設計した. 燃料は中心の内径 9.4mm,外径 13.8mmのノズル内を流れ,スワーラ出口より 5mmの位置にある 12 個の直径 1mm の噴射孔より半径方向に噴射する. 空気は燃料ノズルの外側を流れ,燃焼器入口部のスワーラにより旋回流を形成する.スワーラの長さは 15mm で旋回羽根は 12 枚,羽根は入口側では空気の流入方向を向いており,徐々に角度をつけて出口部では 45 度の傾きを持たせている. 燃焼室壁面には外径 69.5mm,内径 61.5mmの石英ガラスを用い,燃焼器の火炎の形状が観察できるようにしている.また,ガラス管の長さは排出ガスの成分を十分下流側で測定できるように 500mm とする.



図 2.3: Case1 燃焼器の概略図

火炎の形状

燃料および空気流量を変化させたときの火炎形状を観察した.図2.4に燃料流量Qfを 10[N1/min] に保ち,空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示す. 燃焼器中心部に縞 状の火炎が形成される、縞の数は燃料噴射孔と同じ12でそれぞれ燃料噴射孔付近から下流 方向に伸びている様子が伺える、このことから、中心火炎では燃料噴射直後の混合が十分 達成されていない状態で燃焼しているといえる.また,空気比λ=1.5のときには燃焼器入 □周辺部に火炎が形成されているが、この周辺火炎は λ が高くなるにつれて徐々に薄くな り、λが1.9を超えるあたりで形成されなくなっている. このことから、燃焼器入口周辺部 には燃料と空気の混合気が存在し、低空気比のときは流速が小さくなるために火炎が形成 されるが、空気流量の増加とともに周辺部の燃料が希薄になり、さらに全体の流速が増加 することで徐々に火炎の形成が難しい条件になってゆき、最終的には空気比1.9付近で周 辺部の火炎が吹き飛ぶと考えられる.中心火炎については全体の空気比の影響をあまり受 けておらず火炎は全体の空気比が10を超えるような条件においても形成された. 図2.5 に $Q_f=20[Nl/min]$ で空気比を変化させたときの火炎形状を示す.傾向は $Q_f=10[Nl/min]$ の場 合と同様火炎は縞状に形成され、λが低いときは燃焼器入口周辺部に火炎が形成される.た だし、流量が多くなっているため流速が増加し、中心火炎が Q_f=10[Nl/min] でλが同じと きの火炎より長く,周辺火炎が空気比が低い条件で吹き飛んでいる.また、中心火炎の燃 料噴射孔付近では $Q_f=10[Nl/min]$ の場合と比べ火炎が薄くなっており、これも流量の増加 により入口部付近の流速が大きくなったためと考えられる.



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

 $\lambda = 2.0$

図 2.4: 火炎の直接写真 (Q_f=10[Nl/min])



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

 $\lambda = 2.0$

図 2.5: 火炎の直接写真 (Q_f=20[Nl/min])

図 2.7,2.8,2.9に燃料流量をそれぞれ 5, 10, 15, 20[Nl/min] に保ち,空気比 λ を変化させ たときの NO, NOx, CO の排出濃度を示す.ただし,排出濃度を測定する際には,図 2.6 に示す管をガラス管出口に設置し,互い違いに穴をあけた 2 枚の板を通過することで混合 を促進し,均質化させている.実際の燃焼では空気比条件が変化するため実測した NOx 濃 度だけでは比較できない.そこで,排ガス中の O₂ 濃度も測定し,基準とする O₂ 濃度での NOx 濃度に換算して評価する.この換算式は測定酸素濃度および NOx 濃度をそれぞれ x% ,(NOx)_x ppm とし,換算酸素濃度および NOx 濃度を y%,(NOx)_y とすると

$$(NOx)_y = (NOx)_x \times \frac{21 - y}{21 - x}$$
 (2.1)

で表される. O₂=15% 換算 (y=15) 等が用いられることもあるが、ここでは O₂=0% 換算 (y=0)の値を示す. NO, NOxの排出濃度は燃料流量 $Q_f=5$ [Nl/min] で最も高く, Q_f の増 加とともに低くなる.同じ燃料流量においては,空気比の増加とともに低くなる傾向が見 られる.また、 $Q_f=15[Nl/min]$ のNOx排出濃度を見ると低空気比のときは空気比の増加と ともに急激に低くなっていくが 20ppm 程度まで下がるとそれ以上空気比が大きくなっても NOx 排出濃度はあまり変化しなくなる.また、Qf=20[N1/min]のときは空気比に関係なく NOx 排出濃度はあまり変化しない. これらの排出傾向は火炎形状の変化に関連していると 考えられる. 空気比が低い条件下では周辺火炎が形成されているが、このような火炎形状 の場合には NOx 排出量は大きくなっている.そして,空気の増加と共に周辺火炎が徐々に 薄くなっていくが、この間の NOx 生成量を見ると、急激に減少している. さらに空気比が 増加すると周辺火炎は吹き飛ばされ、これ以上空気比を増加させても NOx 生成量にはほと んど変化は見られなくなる. 燃焼器入口周辺部において混合状況は悪く, ここで火炎が形 成されると NOx 生成量が増加するといえる.よって、本燃焼器において NOx 生成を抑え るためには周辺火炎を形成しないことが重要となる.しかし,周辺火炎を形成しない場合 の火炎における NOx 濃度も希薄予混合燃焼による NOx 生成量 (第5章参照) から考えると まだ十分低い値とはいえない.これは,中心火炎も縞状に形成されており十分混合が進ん でいる状態になっていないためである. NO については, λ=1.8 以下では全 NOx 濃度に占 める割合が高くなるが、空気比1.9を超えると急激に減少している.ただし、NO濃度につ いてはサンプリングプローブ内で NOから NO2へ変化することが考えられるので詳細な検 討はしない.

CO については,空気比λが1.8より小さいときは燃料流量に関係なく低い値となり,完 全燃焼が達成されているといえる.しかし,λが1.8より大きくなると急激に増加する.こ の CO の生成は不完全燃焼によるものである.CO が増加し始める空気比は燃料流量が大 きくなるにつれて少しずつ低くなっていく傾向が見られる.



図 2.6: 混合管概略図



図 2.8: Casel における NOx 排出濃度



図 2.9: Case1 における CO 排出濃度

2.4.2 Case2の燃焼器

Case1 の燃焼器で NOx 排出濃度を 20ppm(O₂0%換算) より低くすることができなかった 理由は,火炎が燃料噴射孔付近から形成されているため予混合区間が確保できず,低 NOx 生成を達成できるだけの希薄予混合燃焼が実現できていないためである.よって次に,予 混合区間の確保が可能な燃焼器 Case2 を考えた.図 2.10 に Case2 の燃焼器の概略を示す. 混合状況を改善するために以下の点を改良した.

- 燃料を噴射する段階で空気流全体に分配することを考え、図 2.11 に示すように半径 方向に外径 4mmの細い管を突き出し、突き出した管の先端、中央部および根元に噴 射孔を設けて空気流全体に噴射するようにしている、噴射孔の径を 0.6mm、数を 36 としているが、これは Case1 の燃料ノズルの噴射孔 (φ1×12) と総断面積が同じにな るように決めている。
- +分な予混合区間を設けるため燃料を噴射する位置をスワーラ手前にし、さらにス ワーラ下流部45mmの間、流路を拡げないようにすることで循環領域の形成を抑制 し、火炎の形成を防止した、スワーラ上流で燃料を噴射することでスワーラ内におい て混合の促進が期待され、また、スワーラ下流部の45mm区間は予混合区間となり、 ここでさらに混合が進行し、火炎が形成されるときにはかなり均質に予混合が達成で きていると考えられる。

上記以外の部分の変更はなく、スワーラ、石英ガラス管も Case1 と同じものを用いた.







図 2.11: Case2 の燃料ノズル

図 2.12 に燃料流量 10[Nl/min] に保ち,空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示 す.火炎は中心ノズル先端付近から形成され、Caselの場合は火炎が縞状になっていたの に対し、Case2では発光のむらがない一様な火炎が形成されており、混合が改善されてい る様子が伺える. λ=1.5 において火炎は短くて発光が強く, Casel の低空気比の場合と同様 中心火炎のほか燃焼器入口部に周辺火炎が形成されている. 空気比が高くなるにつれて火 炎が徐々に長く伸び発光も弱くなる.周辺火炎も λ=1.6 では薄くなり、λ=1.7 では吹き飛 んでしまう.このような変化がおこる原因は Case1 の周辺火炎の変化と同様に、空気流量 の増加による流速の増加と、空気比の増加による燃焼条件の悪化にあると考えられる、中 心火炎については、Casel では空気比の変化による火炎の長さの変化はほとんど見られな かったが、Case2では空気比0.1の違いで火炎の長さが大きく変化している. これは Case1 の中心火炎は混合が不十分な状態で形成されていたため、全体の空気比が変化しても燃焼 部の条件が大きく変化しないのに対し Case2 では火炎が形成される中心ノズル先端付近で は予混合が進んでいるため空気比の増加により燃焼ガス温度が低下し反応速度が遅くなり 火炎が伸びると考えられる. 空気比が高くなる λ=1.8 程度にまでなると下流側で火炎が細 くなっていく傾向が見られる、これは空気比の増加により燃焼ガスの温度が低くなってい るため、燃焼室壁面との接触により反応が凍結しやすくなっているためであると思われる. さらに空気比を増加させると 1.9 を超えたぐらいで火炎は非常に細く浮き上がった状態に なり、2.0程度になると中心火炎は吹き飛んでしまう. これは予混合気化が進んでいるため 予混合燃焼での可燃限界に到達したためである.図2.13には燃料流量20[Nl/min]のときの 火炎の直接写真を示す. Casel 同様火炎の長さは Q_f=10[Nl/min] のときの同じ空気比での 火炎に比べ長くなる傾向が見られ、周辺火炎もλ=1.5においてすでに吹き飛んでいる.原 因についても Case1 と同じく全体の流量の増加によるものであると考えられる.



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

図 2.12: 火炎の直接写真 (Q_f=10[Nl/min])



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

図 2.13: 火炎の直接写真 (Q_f=20[Nl/min])

NOx, CO 排出濃度

図 2.14,2.15,2.16 に燃料流量 Q_f が 10, 15, 20[Nl/min] で空気比を変化させたときの NO, NOx, CO 排出濃度を示す.測定は燃焼器中心から半径方向に 0mm, 10mm, 20mm の場所 で行った.NOx 排出傾向としてはそれぞれの燃料流量に対し、空気比の増加とともに単調 に減少している. また、排出濃度については Case1 の場合 20ppm(O₂0%換算) が下限値で あったのに対し、この燃焼器では実験範囲内でもっとも高い排出濃度を示した条件におい ても 11ppm(O20%換算) となっており、空気比が高くなると 2~3ppm(O20%換算) まで低く なっている. これは Case1 の中心火炎は混合状態が良くなかったのに対し, Case2 では予混 合区間を設けたため中心火炎付近では希薄予混合燃焼が形成されているためであるといえ る. Q_f の違いで比較すると、 $Q_f=10[Nl/min]$ の場合、他の条件の場合より排出濃度がやや 低めで半径方向の NOx 排出濃度の差も小さくなっている.これは $Q_f=15$ および 20[Nl/min]では全体の流量が増加したため流速も大きくなり、予混合区間を通過する時間が短くなり、 混合状態が悪くなったためであると考えられる. このような Qf の違いによる排出傾向の 違いは少し見られるが、全体の傾向としては類似しており、本燃焼器において NOx 排出に 大きな影響を与える条件は空気比であるといえる. NO の全 NOx 濃度に占める割合は非常 に低く、比較的割合の高い低空気比においても全 NOx 濃度の 50%以下にしかならず、高空 気比においてはその濃度はほぼ0となっている.

CO 排出濃度はほとんどの条件で十分低くおおよそ完全燃焼は達成されるが,λ=1.8以 上になると周囲側で CO 排出量が大きくなる.

本燃焼器では 3ppm(O₂0%) 程度の低 NOx が達成され,同時に完全燃焼も実現できることから燃焼器のデザインとしては良好なものであるといえる.燃焼条件としては,NOx 排出量を低くするには空気比を高くすればよいが可燃限界近くまで高くすると完全燃焼が達成できなくなるので実際には λ=1.6 か 1.7 程度が妥当な条件だと思われる.また,燃料をスワーラ手前で混合することによる逆火の危険性や低 NOx 生成が期待できる高空気比の条件での火炎の長さ等についての配慮が必要となる.火炎構造については第3章で詳しい調査を行う.



All Kallo 図 2.15: Case2 における NOx 排出濃度



図 2.16: Case2 における CO 排出濃度
2.4.3 Case3の燃焼器

Case2の燃焼器では燃料を分配して空気流全体に噴射し,さらに予混合区間を設けるこ とによって予混合が促進され,低NOx生成が可能となることが明らかとなった.ただし, Case2の燃焼器では燃料をスワーラ手前で混ぜるため逆火によるスワーラの損傷の可能性 が考えられることは前節で述べた.そこで,図2.17に示すように燃料ノズルの噴射孔をス ワーラ下流側に配置した燃焼器についてその特性を調べる.スワーラの下流 7mm の位置 に半径方向に突き出した分配管を配置する.管の径,噴射孔の径,位置については Case2 と同じである.ただし,燃料をスワーラ手前で噴射する場合と下流で噴射する場合を考え ると,スワーラ通過後は,空気流には旋回成分が加わるため中心部と周辺部で大きな流量 差が生じていると考えられる.そのため,スワーラ通過後に燃料を噴射するときは,流路 内に均一に噴射すると空気流との混合は悪くなるように思われる.そこで,燃料噴射孔に ついては中心側の 12 個の孔をふさぎ,燃料を外側よりに噴射するようにした.その他の燃 焼器の形状,スワーラおよび石英ガラスについては Case2 と同じである.



図 2.17: Case3 燃焼器の概略図

火炎形状

図 2.18 に燃料流量を 10[Nl/min] に保ち,空気比を変化させたときの火炎の直接写真を示 す.火炎発光の濃淡が少なく,混合状況は比較的良好であるといえる. Case1 や Case2 の場 合と異なり,低空気比のときに中心ノズル先端付近には非常に薄い火炎が形成されている が,これは燃料を噴射する際中心付近には噴射しなかったため中心ノズル先端付近におい て燃料希薄な状態になっていると考えられる. 燃焼器入口周辺部では十分な燃料が供給さ れており,入口部での急激な拡がりにより形成された循環領域が保炎の役割を果たすこと で火炎が形成されたと考えられる. 火炎は λ=1.5 が 1.6 に増えたときは少し伸びる程度で あったが,1.7 になると急激に長くなり,1.8 では周辺火炎が吹き飛び,上流部が薄くなっ ているが火炎形状は Case2 の場合に形成されたものと非常によく似たものとなる. さらに 空気比が大きくなり λ=1.9 になると火炎は急激に細く変化し,入が 2.0 を超えるあたりで 火炎は吹き飛んでしまう.



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

 $\lambda = 2.0$

図 2.18: 火炎の直接写真 (Q_f=10[Nl/min])

本燃焼器ではスワーラを通過したことにより空気流に偏りが生じることを考慮して燃料 を噴射することを考えた.この考え方が妥当であるか検証するため,Case2の燃料噴射孔 をすべて用いた場合について排出ガス成分の測定を行った.その結果を図2.19,2.20,2.21 に示す.低空気比のとき NO, NOx共に濃度が非常に高くなる.また,中心部分での NOx 排出量が周辺部分に比べ非常に大きな値となっている.これは中心付近では燃料濃度が非 常に高くなっていることを示しているといえる.COについては λ=1.8以下では非常に低い 値となっており,この条件下では完全燃焼は達成されていると思われる.以上の結果から, 燃料をスワーラ下流で噴射する場合,燃料を流路全体に均等に噴射すると中心付近と外側 付近での混合度合いに大きな差が生じ,十分な予混合気化が達成される前に燃焼し NOx 排 出量の増加を引き起こしてしまうと考えられる.

前述の通り本燃焼器において燃料を中心付近にまで噴射すると混合状態が悪くなるとい う考えは妥当だと考えられる.そこで中心側の12個の噴射孔を閉じた場合の排出ガス測定 を行った.図2.22,2.23,2.24に燃料流量を10,15,20[Nl/min]に保ち,空気比を変化させた ときの NO, NOx, CO の排出濃度を示す.NOx 排出濃度については,Case2では Q_f が大 きい場合に高くなる傾向が見られたが,本燃焼器においては, Q_f が小さい場合にわずかで はあるが排出濃度が高くなっている. $Q_f=10$ [Nl/min]の場合,低空気比のときは全体的に Case2の場合より濃度が高く混合状態がCase2より良くないといえる.また,中心付近と比 べr=10mmや20mm付近で濃度が高くなっている.これは火炎形状からも考えられるよう に中心付近に燃料が十分行き届いていないためといえる. $\lambda=1.5$ ではまだ少し分布がある がさらに空気比が増加すると中心付近と外側で排出濃度はほぼ同じ値となる.この結果か ら Case2には劣るが比較的良好な混合状態が達成されているといえる.排出傾向はCase2 の場合と同様に空気比の増加とともに減少しており燃料流量による排出量の違いはあまり 見られなかった.

COの排出濃度を見ると、中心から 0mm、10mm の場所では実験条件内で常に十分低い値 となっていたが、20mm の場所では高空気比の条件で排出量が増加し、特に $Q_f=15$ [Nl/min]、 $\lambda=1.85$ の場合 6000ppm(O₂0% 換算) と非常に高濃度となっている.

35



図 2.20: Case3 における NOx 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じない場合)



図 2.21: Case3 における CO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じない場合)



図 2.23: Case3 における NOx 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じた場合)



図 2.24: Case3 における CO 排出濃度 (中心側の噴射孔を閉じた場合)

2.4.4 Case4の燃焼器

図 2.25 に Case4 の燃焼器の概略を示す. Case2.3の燃焼器では燃料ノズルに半径方向に 突き出した分配管を設け、空気流全体に噴射することによる混合の促進を目指した、この 方法では高速混合が比較的容易に実現可能となるが流れの中に管を突き出していることに より空気流の乱れや圧力損失が生じる等の不具合が考えられる. ここで再び燃料を空気流 の側面から噴射する交差流において混合の促進を図る方法を考える。ただし燃料の噴射は 空気流が外側に偏ることを考慮して空気流の外側からとする. 燃料に空気を一部予混合さ せることで貫通力を増加させると混合が促進されることが数値シミュレーションにより予 測された (第4章参照) ため,燃料に空気の一部を予混合させる.具体的には燃焼器より十 分上流において燃料に燃焼用空気の一部を予混合させ、この混合気を燃焼器入口周辺部に 設けた12本の内径6mmの管により燃焼器に送り、図2.26に示す多孔ノズルにより燃焼器 内に噴射する、このとき燃料ノズルの孔については空気を予混合する分だけ流量が増加す るため、断面積を多くするように孔径を 3mm, 孔数を 24 個とする. また, 燃料を噴射す る方向は中心軸に向かって噴射するとスワーラ内を通る空気の流量の減少により旋回流が 弱くなり火炎安定性が悪くなることが考えられ、逆に周方向に噴射すると燃料が外側にだ け噴射されてしまうため、燃料ノズルは中心方向に対し30度の角度をつける、また、この 燃焼器は中心ノズルの先端付近を18mm まで広げているがこれは、先端を広げない状態で 火炎を形成すると予混合区間のかなり上流側まで火炎が形成されたためその対策として考 えたものである.

本燃焼器では燃料流量 Q_f,燃焼器に送り込む 2 系統の空気量の総和 (全空気流量) と,燃 料に予混合させる空気流量がパラメータとなる.そこで,全空気流量から求まる空気比を 全空気比 λ_t ,予混合させる空気流量から求まる空気比を予混合空気比 λ_p と呼ぶことにす る.ただし,ここでは λ_p の変化による混合状況および NOx, CO 生成への影響を調べるた め,Q_f および λ_t については Q_f=10[Nl/min], λ_t =1.63 に固定し, λ_p のみを変化させ,火 炎形状の観察および排出ガスの測定を行った.



図 2.25: Case4 燃焼器の概略図



図 2.26: Case4 燃焼器の燃料ノズル

図 2.27 に予混合空気比 λ_p を 0.2 から 1.2 まで 0.2 刻みで変化させたときの火炎の直接写 真を示す.燃料に空気を予混合しなかった場合火炎は形成されなかった.これは燃料流の みでは貫通力が非常に弱いため壁面付近に沿って流れ,基部となる火炎が形成されないこ とが原因となると考えられる.若干の空気を予混合させることで火炎が形成されたことか ら,空気の予混合により燃料流の運動量が増加し,より中心側まで燃料を送り込むことが 可能になる事がわかる.しかし、 λ_p が低いときは燃料の貫通力がまだ弱いため中心ノズル 先端付近では燃料希薄となり火炎は浮き上がった状態となる.中心付近まで十分な燃料を 送り込むためには λ_p を 0.9 近くまで増やす必要があることがわかる.ただし、 λ_p が 1.0 を 越えると、火炎が予混合区間中から形成されるようになってしまう.中心ノズル先端を広 げ、逆流域が予混合区間内部まで及ぶことを防止することを目指したが期待通りの効果は 得られなかった.



 $\lambda_p = 0.2$

 $\lambda_p = 0.4$

 $\lambda_p = 0.6$



 $\lambda_p = 0.8$

 $\lambda_p = 1.0$

 $\lambda_p = 1.2$

図 2.27: 火炎の直接写真 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda_t=1.63$)

図 2.28, 2.29, 2.30 に Q_f =10[Nl/min], λ_t =1.63 で予混合空気比 λ_p を変化させたときの NO, NOx, CO の排出濃度を示す. NO, NOx いずれの値も外側で多くなる傾向がある. し かし, その差はあまり大きくなく, 500mm 近い下流まで流れると分布はほぼ均一化してい るといえる. λ_p =0.3 のときは NOx 生成量は 15ppm 近い値となるが, Case2 等で λ_t =1.63 の条件では 5ppm 程度の排出量であったことから混合が十分でないといえる. λ_p =0.7 付近 までは,予混合空気比の増加とともに NOx 生成量の急激な減少が見られるが, これは混合 状況が改善されているためであると思われる. さらに λ_p が増加し, 0.9 になると 5ppm 程 度まで低下し, これ以上 λ_p を増加しても NOx 生成量の減少は見られない. 従って λ_{pi} (0.9 とするとその後の残りの空気との混合も燃焼前に完了し,予混合気化が達成できるといえる. NO の排出傾向は NOx と類似しており, NO の占める割合は 4~5 割程度となる. CO については外側で多くなる傾向があるが,排出濃度は最も高いところでも 60ppm 程度で完 全燃焼はほぼ確保されているといえる. また, λ_p が低い領域では λ_p の増加とともに CO 排 出濃度が徐々に低くなっていくが, λ_p =1.0 付近で一旦増加し,それ以降で再び減少する傾向が見られる. これは,図 2.27 で示したように λ_p =1.0 付近で火炎形状が変化したことに 関連があると考えられる.



図 2.29: Case4 における NOx 排出濃度



図 2.30: Case4 における CO 排出濃度

2.4.5 完全予混合燃焼器のNOx, CO排出特性

これまで予混合気化の達成に重点をおいて燃焼器の開発を進めてきたが高性能火炎構成 を検討する際には完全に予混合気化させた場合についてその火炎特性を把握しておく必要 があると思われる.そこで、図 2.31 に示すように完全予混合型の燃焼器を考える.この燃 焼器において形成された火炎の形状については Case2の燃焼器で形成されたものとほぼ同 じであるためここでは省略する.図2.32, 2.33, 2.34に NO, NOx, COの排出濃度を示す. 排出ガス測定前に燃焼器出口の中心付近と中心から 20mm 外側の位置でそれぞれの値を比 較したが、大きな違いが見られなかったため測定は中心のみで行った. NOx は λ=1.4 付近 においても 8ppm(O20%換算)と低い値になるが、空気比が高くなるにつれてさらに減少し、 $\lambda = 1.8$ では $3 \text{ppm}(O_20\%$ 換算) まで下がる.さらに空気比を高くすることで NOx は低減でき るが可燃限界に近づき火炎が不安定になるため適当な条件とはいえない.燃料流量Qf=10, 15, 20[Nl/min] の場合について測定を行ったが,若干空気比の違いによる排出量の差は見 られたがおおよそどの場合においても排出傾向に変化はなく,NOx 生成は空気比のみに依 存しているといえる. NO については λ =1.4 では 2ppm(O_20%換算) 程度であるが,空気比 が高くなるとその量は非常に低くなり λ=1.6 になるとほぼ 0 に近くなる. この結果から, 排出ガス中の NOx はそのほとんどが NO₂ となることを示しているが、NO から NO₂ への 反応についてはサンプリングプローブ内で進行しているということも考えられるため実際 の燃焼ガス中に占める NO の割合がどの程度かは明確ではない. CO 排出量についてはほ とんどの実験範囲内で 50ppm(O20% 換算) 以下となっており、ほぼ完全燃焼は達成されて いるといえる. Q_f=20[N1/min]のλ=1.9で400ppm 近い濃度となっているが,これは可燃 限界に近く火炎も不安定な状態となるためである.

2.3節で述べたように本章の実験では燃料は都市ガス13Aを用いた場合と CH₄を用いた 場合がある.都市ガス13Aの組成は88%が CH₄ であり,両者の特性は近いものと考えられ るが,実際にどの程度の差があるのかを確認する必要はある.そこで,燃料に CH₄を用い て同様の測定を行った.図2.35,2.36,2.37 はそのときの結果である.NOや CO の特性に 少し違いが見られるが,ここで見られる差はあまり大きな差ではないと思われる.よって 燃料の違いによる排出ガス濃度の違いについてはないと考える.

本燃焼器の火炎特性をまとめると以下のようになる.完全予混合が達成された場合,NOx 生成は空気比のみに依存し,その排出量は空気比を大きくすることで下げることが可能と なる.COについてはおおよそ完全燃焼が確保されているため低NOx,完全燃焼火炎を実 現するには空気比を高くすれば良いことになる.ただし,予混合火炎であるため空気比が 2.0近くになると火炎は吹き飛び,また,吹き飛ぶ直前の条件においても火炎は非常に不安 定となること,および空気比の増加とともに火炎が長くなることから,実際の条件として は λ=1.8 あたりまでが適用可能な範囲となると考えている.また,この条件は大気圧でさ らに空気入口温度が室温程度であるため,実際のガスタービン燃焼器のような高圧・高温 条件下では最適な空気比がもっと高くなると考えられる.これら圧力・入口温度を考慮し た場合の最適な燃焼条件については実験では検討していないが,第5章において計算によ り検討している.



図 2.31: 完全予混合燃焼器の概略図



図 2.33: 完全予混合燃焼器における NOx 排出濃度 (燃料:都市ガス)



図 2.34: 完全予混合燃焼器における CO 排出濃度 (燃料:都市ガス)



図 2.36: 完全予混合燃焼器における NOx 排出濃度 (燃料:CH₄)



図 2.37: 完全予混合燃焼器における CO 排出濃度 (燃料:CH₄)

2.4.6 完全予混合燃焼器 (スワーラなし)

これまでの燃焼器は火炎安定のため軸流スワーラを用いて旋回流を形成してきた.しか し、本研究で考える燃焼器は小型であるためスワーラも非常に小さなものとなり、製作が 困難になると思われる.そこで火炎安定のコンセプトはこれまで同様旋回流による循環領 域を用いるが、旋回流の形成手法としてこれまでの軸流スワーラを用いず Case4 で燃料を 噴射するときに考えたように燃焼室側壁から周方向に角度をつけて燃料・空気の予混合気 を噴射し、旋回流を形成する燃焼器を考える.燃焼器の概略を2.38 に示す.本燃焼器には 中心ノズルを設けず、入口部中心付近に循環領域を形成し火炎安定を図る.そのため入口 部については耐熱材を用いている.入口付近の径は 30mm で長さは 80mm,そのうち上流 60mm が耐熱材となっている.予混合気は燃焼器入口の周辺部に設けている直径 6mm の12 本の銅管から均等に流れて耐熱材と金属製外壁部の間に位置する空間で合流し耐熱材に開 けた直径 9mm の3 個の噴射孔から燃焼器に噴射される.また、噴射方向は燃焼室壁面に沿 うようにする.



Cross Section of the Nozzle



図 2.38: 完全予混合燃焼器 (スワーラなし)の概略図

図2.39に燃料流量Q_fが10[Nl/min]で空気比を変化させたときの火炎の形状を示す. λ =1.5 の火炎の入口付近の状況を見ると火炎は壁付近に形成されているのがわかる.また,燃焼 器内の拡がった直後の領域でこれまでの場合と同様周辺部に火炎が形成されている.空気 比が増加した際に見られる火炎の変化の傾向も Case2 等の燃焼器で見られたものと非常に 類似しており,空気量が多くなり λ =1.7になると周辺火炎はほとんど吹き飛ばされてしま い,また,中心火炎の長さが急激に長くなっている.さらに空気比が増加すると,火炎の 光が弱くなり下流側が細くなっていき, λ =1.9で可燃限界に近づくと火炎は非常に細長く ほとんどの燃料が反応しないまま排出され,最終的に火炎は吹き飛んでしまう.図2.40 は Q_f=20[Nl/min]で空気比を変化させたときの火炎の様子を撮影したものであるが,ここで も Case2 等の燃焼器で形成された火炎同様全体の流速が大きくなるためQ_f=10[Nl/min]の ときよりも低い空気比で周辺火炎は吹き飛んでしまうが,おおよその傾向は変わらず λ =1.9 を超えると火炎は吹き飛んでしまう.Q_f=5[Nl/min]のときは他の条件と異なり, λ =1.4, 1.5程度の条件では火炎は燃焼室壁面が拡がる前の領域でほとんど形成され, λ =1.6程度で ようやく燃焼室が拡がった後の領域にも火炎が形成されるようになった.



 $\lambda = 1.5$



 $\lambda = 1.7$



 $\lambda = 1.8$

 $\lambda = 1.9$

図 2.39: 火炎の直接写真 (Q_f=10[Nl/min])



 $\lambda = 1.6$

 $\lambda = 1.7$

 $\lambda = 1.8$





図 2.40: 火炎の直接写真 (Q_f=20[Nl/min])

図2.41, 2.42, 2.43に Q_f =5, 10, 15 および20[N1/min] で空気比を変化させたときのNO, NOx, CO 排出濃度を示す. NOx 排出量についてはどの条件においても空気比の増加と共 に NOx 排出濃度は単調に減少し中心部と外側での NOx 排出量の差も見られない. さらに Q_f =10[N1/min] 以上の条件では排出傾向はほぼ同じであり,その濃度も先の予混合燃焼器 とほぼ同じ値となっている. 燃焼器内で形成される火炎の形状は前の予混合燃焼器とほぼ 変化はなかったことから,スワーラを用いた燃焼器と本燃焼器では特性に大きな違いはな いことが明らかになった. ただし, Q_f =5[N1/min] の場合,低空気比の条件下では NOx 排 出濃度は他の条件と比べ高くなっており,特に λ =1.4 では 2 倍近い濃度が検出されている. これは Q_f =5[N1/min] の低空気比のときの火炎が他の条件と異なり燃焼室が拡がる前の領 域でほとんど形成されているため放熱が起こらず NOx 排出量が増加したと思われる. NO についてはそれぞれの条件において半径方向に差は見られなかったが,燃料流量の違いに よる排出量の差が生じた.燃料流量が小さいときに NO 濃度が高くなっており,特に燃料流 量 Q_f =5[N1/min] の場合,これまでの傾向と大きく異なり,すべての空気比において NOx 中に占める NO の割合が非常に高くなっている.

CO は λ=1.8 を超えると周辺付近で 100ppm(O₂0%換算) 程度まで上昇するが,ほとんどの条件で 10ppm 以下という非常に低い値を示しており,完全燃焼については十分達成されているといえる.



図 2.42: 完全予混合燃焼器 (スワーラなし) における NOx 排出濃度



図 2.43: 完全予混合燃焼器 (スワーラなし) における CO 排出濃度

2.5 まとめ

希薄予混合燃焼では NOx 生成は空気比によって支配的に影響されており,空気比を 1.7 程度にすることで 3ppm(O₂0%換算) 程度の低 NOx が実現可能である.また,CO について も火炎が安定に形成される条件では十分低い値に抑えることが可能である.低 NOx 生成を 実現するための最大のポイントは完全な希薄予混合気の形成であるが,実際の燃焼器を設 計する上では逆火の問題があり,できる限り短い区間内での高速混合が要求される.本章 で得られた混合手法についての知見を以下に示す.

- 空気流路内に突き出した分配管により空気流全体に燃料を直接噴射する方法は高速混合を達成させる上で非常に効果的である.ただし、燃料噴射は一様に行うのではなく、空気流の分布を考慮した燃料配分が必要となる.
- 2. 燃料を空気流側面から噴射する場合,空気流量に対し燃料流量が小さいため燃料の運動量が不足し,貫通力が不足するため十分な混合の達成が困難となる.
- 3. 上記の貫通力不足の問題を解決する方法として、燃料に空気を一部予混合させること を考案した.この手法では燃料の運動量の増加と、初期段階ですでに空気を混合して いることから混合は促進される傾向がある.ただし、本研究で用いた燃焼器では十分 な混合を実現するにはかなりの量の空気を混合させる必要がある.

参考文献

- Kajita, S., Ohga, S., Kitajima, J., Kimura, T. and Sasaki, T., ASME paper 93-GT-393.
- [2] Kitajima, J., Kimura, T., Sasaki, T., Okuto, T., Kajita, S., Ohga, S. and Ogata, M., ASME paper 95-GT-255.
- [3] 梶田 眞市, 大賀 信一, 緒方 正裕, 位高 訓, 北嶋 潤一, 木村 武清, 奥戸 淳, 川崎重工技法, 128 号, (1996), pp.25-30.
- [4] Vandervort, C. L., ASME Journal of Engineering for Gas turbines and Power, Vol.123, (2001), pp.317-321.
- [5] Sato, H., Mori, M., ASME paper 96-GT-134.
- [6] 佐藤 浩,森 雅晶,中村 恒明,日本ガスタービン学会誌, Vol. 26, No. 101, (1998), pp.69-75.

- [7] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [8] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [9] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002).

第3章

希薄予混合旋回火炎の内部構造

3.1 はじめに

先にも述べたようにマイクロガスタービンは商用および開発中のもので基本仕様として 20ppm(O₂15%)という他の燃焼機関と比べ低 NOx が達成されている^{[1]~[3]}.しかし,分散 型エネルギーシステムとしての適用を考えた場合,ガスタービンシステムは居住区に密接 して使用されるため環境汚染物質の排出は極限まで抑える必要があり,更なる低 NOx 生成 を目指す必要がある.しかし,燃焼器内部構造について報告をされている例は非常に少な く,また,報告されている燃焼器においては,高負荷時には上記の低 NOx が実現されるも のの低負荷時には未だ NOx 排出量が高く,その低減化は課題として残っている.

本研究では第2章において,低NOx生成,完全燃焼の達成を目指した燃焼器構成の検討 を目的とし,排出ガス成分の測定を中心に研究を進めてきた.その結果,いくつかの希薄 予混合燃焼器において大気圧常温の条件下ではあるが 3ppm(O₂=0%)の低NOx を達成し, 同時に完全燃焼も確保できることを示した.本章ではこの低NOx 火炎について内部での反 応状況等についての調査を行う.

3.2 実験装置および方法

典型的な低 NOx 火炎として第2章の燃焼器 Case2 についてその火炎内部の各化学種成分 および温度分布の測定を行う.このときの実験装置の概要を図 3.1 に示す.実験装置は燃焼 器,燃料および空気の流れ回路,火炎内の各化学種成分測定のためのサンプリング回路と そのための分析機器,さらに温度測定のための熱電対とディジタルボルトメータからなる.

化学種成分の測定には主にガスクロマトグラフ GC-14B(島津製作所)を用いる.使用す る検出器および測定する化学種成分については表 3.1 に示すとおりである.また,前章で 用いたガス分析器 PG-235(HORIBA)を用い火炎内での NOx の生成量を測定する. CO に ついては TCD では 5000ppm 程度が検出可能な下限であり,逆にガス分析器では 5000ppm 以下が測定範囲内となるため,濃度に応じてそれぞれの分析器を用いる.ガスクロマトグ ラフのカラムはモレキュラシーブ 5A および SM6を用いる.また,ガスクロマトグラフの カラム温度,TCD 温度等の設定は表 3.2 に示すとおりとする.ガスクロマトグラフの信号 は PC に取り込まれ,データ処理ソフト CLASS-GC10を用いて検量線の作成および濃度の 算出を行う.

サンプリングプローブについては前章ではガス吸引部の口径が1.2mmであったが、本実 験では火炎内の濃度を測定するため流れ場に及ぼす影響をできるだけ小さくする必要があ る.そこで吸引部の口径が0.7mm,先端付近の外径が2.76mmのものを用いる.ただし、こ のプローブは燃焼器入口付近まで測定するため500mm近い長さが必要となり、プローブ全 体が細くなると十分な剛性が得られなくなる.そのため外径 2.76mmの部分は先端 60mm の間だけとする.材質はステンレスおよび銅を用い、先端部は三重管構造、その他は5重 管構造にして水冷している.また、冷却水については水蒸気の凝縮を防ぐためヒータを用 いて 50 ℃まで加熱した温水を用いる.サンプルガスはその後ドレンセパレータを通過し、 NOx、COを測定するときは電子クーラを通りガス分析器へ、その他の成分を測定すると きはガスサンプラへと送られる.

温度測定には、素線径 0.1mm の PtRh30%-PtRh6%の裸熱電対を使用した.ただし、素線からの輻射による放熱の影響は補正していない.

表 3.1: ガン	スクロマ	トグラ	フの検出器お	よび測定対象
-----------	------	-----	--------	--------

検出器	対象成分		
TCD	H_2, O_2, N_2, CO_2, CO		
FID	$CH_4, C_2H_6, C_3H_8, n-C_4H_{10}, i-C_4H_{10}, C_2H_2, C_3H_6$		

表 3.2: ガスクロマトグラフの設定

設定項目	設定値
カラム恒温層温度	40 ℃
ディテクタ温度	120 ℃
インジェクタ温度	50 °C
TCD 温度	60 ℃



図 3.1: 実験装置

3.3 測定結果と検討

本実験では前章の Case2 の燃焼器を対象として、火炎内部の化学種成分および温度分布の 測定を行った.火炎の条件は燃料流量 $Q_f = 10[Nl/min]$,空気比 $\lambda = 1.5$ および 1.7 とした.測 定箇所は図 3.2 に示すように $\lambda = 1.5$ の場合は中心ノズルの先端を z=0mm として z=10mm, 30mm, 60mm および 100mm 断面, $\lambda = 1.7$ の場合は z=30mm, 100mm およびさらに下流 側の 200mm, 350mm 断面とし、各断面における半径方向分布を測定した.測定により得ら れた濃度は水蒸気を除去した状態で測定されているため、 H_2O 濃度を求め、ウェットベー ス換算を施す.ウェットベースへの換算は原子数保存の関係を考慮して行う.具体的な手 順を以下に示す.

都市ガスの燃焼反応は

$$n_{CH_4}CH_4 + n_{C_2H_6}C_2H_6 + n_{C_3H_8}C_3H_8 + n_{n-C_4H_{10}}n_{-C_4H_{10}} + n_{i-C_4H_{10}}i_{-C_4H_{10}} + n_{O_2}O_2 + n_{N_2}N_2$$

$$\longrightarrow \chi_{CH_4}CH_4 + \chi_{C_2H_6}C_2H_6 + \chi_{C_3H_8}C_3H_8 + \chi_{n-C_4H_{10}}n_{-C_4H_{10}} + \chi_{i-C_4H_{10}}i_{-C_4H_{10}} + \chi_{C_2H_2}C_2H_2 + \chi_{C_3H_6}C_3H_6 + \chi_{H_2}H_2 + \chi_{O_2}O_2 + \chi_{N_2}N_2 + \chi_{H_2O}H_2O$$
(3.1)

と表される.ただし、Xi は成分iのモル分率を示す.式(3.1)で原子数保存の関係より

$$C \, \square \vec{F} : n_{CH_4} + 2n_{C_2H_6} + 3n_{C_3H_8} + 4n_{n-C_4H_{10}} + 4n_{i-C_4H_{10}}$$
$$= \chi_{CH_4} + 2\chi_{C_2H_6} + 3\chi_{C_3H_8} + 4\chi_{n-C_4H_{10}} + 4\chi_{i-C_4H_{10}}$$
$$+ 2\chi_{C_2H_2} + 3\chi_{C_3H_6} + \chi_{CO} + \chi_{CO_2}$$
(3.2)

$$H \, \mathbb{R} \vec{F} : 4n_{CH_4} + 6n_{C_2H_6} + 8n_{C_3H_8} + 10n_{n-C_4H_{10}} + 10n_{i-C_4H_{10}} = 4\chi_{CH_4} + 6\chi_{C_2H_6} + 8\chi_{C_3H_8} + 10\chi_{n-C_4H_{10}} + 10\chi_{i-C_4H_{10}} + 2\chi_{C_2H_2} + 6\chi_{C_3H_6} + 2\chi_{H_2} + 2\chi_{H_2O}$$
(3.3)

$$O \, \mathbb{R} \mathcal{F} : 2n_{O_2} = \chi_{CO} + 2\chi_{CO_2} + \chi_{H_2O} + 2\chi_{O_2} \tag{3.4}$$

 $N \, \mathbb{R} \mathcal{F} \quad : \quad 2n_{N_2} = 2\chi_{N_2} \tag{3.5}$

また,空気の性質より

 $n_{N_2}/n_{O_2} = 3.76\tag{3.6}$

成分iの測定濃度を χ_i^{**} また、測定濃度の総和を χ_T^{**} とすると、

$$\chi_T^{**} = \chi_{CH_4}^{**} + \chi_{C_2H_6}^{**} + \chi_{C_3H_8}^{**} + \chi_{n-C_4H_{10}}^{**} + \chi_{i-C_4H_{10}}^{**} + \chi_{$$

成分iのドライベースの濃度を χ_i^* とすると,

$$\chi_i^* = \frac{\chi_i^{**}}{\chi_T^{**}} \tag{3.8}$$

次に、ウェットベースで表すと

$$\chi_i = \chi_i^* \cdot (1 - \chi_{H_2O}) \tag{3.9}$$

式 (3.4), (3.5), (3.6) を用い, さらに H₂O を除く成分のモル分率 χ_i に対し式 (3.9) の関係 を適用し整理すると, H₂O 濃度は

$$\chi_{H_2O} = 1 - \frac{1.88}{1.88 + \chi_{N_2}^* - 1.88\chi_{CO}^* - 3.76\chi_{CO_2}^* - 3.76\chi_{O_2}^*}$$
(3.10)

と表せる.

また,各測定場所における当量比 φ を以下の手順で算出する.式(3.2),(3.3)の左辺について都市ガスの組成の関係

$$n_{CH_4}: n_{C_2H_6}: n_{C_3H_8}: n_{C_4H_{10}} = 88: 6: 3: 3$$
(3.11)

を適用すると

$$\frac{121}{88}n_{CH_4} = \chi_{CH_4} + 2\chi_{C_2H_6} + 3\chi_{C_3H_8} + 4\chi_{n-C_4H_{10}} + 4\chi_{i-C_4H_{10}} + 2\chi_{C_2H_2} + 3\chi_{C_3H_6} + \chi_{CO} + \chi_{CO_2}$$
(3.12)

$$\frac{442}{88}n_{CH_4} = 4\chi_{CH_4} + 6\chi_{C_2H_6} + 8\chi_{C_3H_8} + 10\chi_{n-C_4H_{10}} + 10\chi_{i-C_4H_{10}} + 2\chi_{C_2H_2} + 6\chi_{C_3H_6} + 2\chi_{H_2} + 2\chi_{H_2O}$$
(3.13)

また,

$$\phi = \frac{2.315}{0.88} \frac{n_{CH_4}}{\frac{1}{3.76} n_{N_2}} \tag{3.14}$$

式 (3.12)~(3.14) を整理すると

$$\phi = 1 - \frac{3.76}{2} \frac{\chi_{O_2} - \chi_{unburnt}}{\chi_{N_2}}$$
(3.15)

$$\chi_{unburnt} = 2\chi_{CH_4} + \frac{7}{2}\chi_{C_2H_6} + 5\chi_{C_3H_8} + \frac{13}{2}\chi_{n-C_4H_{10}} + \frac{5}{2}\chi_{C_2H_2} + \frac{9}{2}\chi_{C_3H_6} + \frac{13}{2}\chi_{i-C_4H_{10}} + \chi_{CO} + \frac{1}{2}\chi_{H_2}$$
(3.16)


 $\lambda = 1.5$





図 3.3~3.6 に各断面における化学種成分の濃度分布を示す. z=10mm 断面 (図 3.3) を見 ると、主火炎の内側は燃焼ガスとなっており、炭化水素が測定されないことから燃焼器中 心付近では完全燃焼が達成されているといえる. r=10mm 付近は,図 3.2 からもわかるよ うに、この断面における反応帯が存在する位置となっており、COの濃度が高くなり、炭化 水素も存在している. r=15mm~18mmの領域では炭化水素やO2 濃度が高く, CO2, H2O の濃度は非常に低くなる.また、COについても反応帯付近に比べ低くなり、特にr=18mm では非常に小さくなる、この領域は火炎が形成されておらず、燃焼器に送り込まれてきた 未燃の予混合ガスが流れる場所となると考えられる. r=21mm より外側では再び炭化水素 は減少し、中心部とは異なり完全燃焼という状態ではないが、かなり反応が進行している 様子が伺える.火炎の写真では z=10mm 断面では周辺火炎が形成されているようには見え ないが、実験時に火炎を観察した際 z=10mm 近傍に周辺火炎の最下端が確認できたことか らここで反応が進行していることは十分考えられる.空気比の半径方向の変化を見ると, あまり大きな変化はなく、予混合の状態は比較的良好といえるが、未燃領域や外側で若干 空気比が高くなっている様子が見られる. z=30mm(図 3.4) では反応帯は r=20mm 付近に 存在し,反応帯付近では CO 等の濃度が増加するが,火炎の内側はほぼ完全燃焼が達成さ れている.また,r=22.5mmで炭化水素の濃度は最大値を取っており、この付近が未燃予 混合気の流路となると考えられる.ただし、z=10mmではほぼ未燃の状態であったのに対 し、ここでの炭化水素濃度はやや低くなっており、CO₂やH₂Oといった燃焼生成物の濃度 が z=10mm の場合と比べ高くなっている. これは未燃の混合気が主火炎と周辺火炎が形成 されているその間を流れているため、両側の火炎からの受熱により温度が上昇し、反応が ゆっくりと進行しているものと考えられる. さらに外側では周辺火炎が形成されているた め炭化水素等の未燃成分の濃度は減少している.また、空気比については中心付近で低く なっており外側付近と 0.1 近い差が見られる.z=60mm 付近 (図 3.5) で主火炎がガラス管近 傍まで拡がっているので大部分が主火炎の内側となり、完全燃焼がかなり達成されている 様子が伺える.火炎帯はガラス管に沿って形成されているためほとんどの未燃成分は燃焼 器壁面付近で最大値となっている. 空気比については z=30mm の場合同様中心付近が低く 外側がやや高くなっている. z=100mm(図 3.6) においては火炎の写真からもわかるように 火炎帯の下流となっており、燃焼室壁面の近傍ではまだ未燃成分が残っているがその濃度 は低く,また,中心からr=25mm付近までは炭化水素はほぼ検出されなかった.従って全 体としてはほぼ完全燃焼が達成されたといえる。空気比については他断面同様中心側が外 側より 0.1 程度低くなっている.

各断面での濃度分布を測定した結果から火炎構造についてまとめると以下のようになる. まず,燃焼器中心部の循環領域を保炎機構とした主火炎があり,燃焼器入口周辺部には空 気流路の急激な拡大により生じた循環領域において流速が小さくなるために火炎が形成さ

れる.主火炎においてはほぼ完全燃焼が達成されており,主火炎内部の燃焼ガス内には未 燃成分はほとんど存在しなくなる.可視火炎の長さは 100mm 足らずで,火炎下流では燃 焼室壁面付近において低温壁面との接触による反応の凍結のため未燃成分が少し存在して いるが,全体的にはほとんど完全燃焼が達成されているといえる.

図 3.7 に NOx の半径方向分布を示す. z=10mm においては中心付近で 6ppm 近い値とな るが、反応帯付近から徐々に下がり、未燃料域である r=15mm~18mm で 1ppm 程度の最 小値をとり、さらに外側の周辺火炎部で 3ppm 程度まで増加する. 主火炎内部では完全燃 焼の状況にあり、空気比がやや低くなるため NOx 生成量が多くなるが、周辺火炎部では反 応が完了した状態ではなく、空気比もやや高いためNOx排出量は低くなる.z=30mmにお いても同様に中心付近で NOx 濃度は高く、反応帯付近から濃度は下がり始め、反応帯のす ぐ外側で最小値となり、さらに外側の周辺火炎部で再び増加する.z=30mmにおける NOx 生成の特性は z=10mm の場合と類似しているが、主火炎内部において r=5mm~10mm 付 近で NOx 濃度がやや多くなる傾向が見られる.また,反応帯外側の NOx が最小値をとる 部分において,いくらか反応が進んでいる様子が見られることから最小値は z=10mm のと きの値よりも高くなっている. z=60mm では z=30mm で見られた中心のやや外側で NOx 濃度が増加する傾向がさらに強くなり,r=9mm 付近では中心に比べ約 1ppm 高くなってい る. 主火炎が燃焼室壁面まで広がっているため r=9mm より外側の領域では NOx 濃度は単 調に減少している.z=100mm では中心付近が最大となり,外側に向かうにつれて単調に減 少している.これは z=60mm での NOx 分布から平坦化の方向に向かっている段階にある と考えられる.

各断面での NOx 変化を見ると、中心付近では下流側に向かうにつれて NOx 濃度が徐々 に増加しており、また、周辺部についてはほぼ燃焼が完了している z=100mm 断面におい ても中心と比べて非常に低い値となっている.これは主要成分の濃度分布から算出した空 気比において中心部では 1.4 程度になるため下流側での NOx 生成が多くなり、周辺側では 空気比が 1.5 程度になるので排出濃度も 3ppm 程度になって下流側でもほとんど生成され なくなるためである.

図 3.8 に各断面における温度分布を示す. z=10mmの未燃領域であった r=15mm~18mm では温度は非常に低くなっており、反応が起こっていないことがわかる.また、周辺火炎に ついては温度は主火炎より約 200K 低くなっている.z=30mm では中心から r=18mm 付近 まではほぼ平坦な温度分布となるが、外側で急激に温度が低下し、r=24mm 付近で 1000K 以下まで下がった後、周辺火炎部で再び温度が上昇している.また、周辺火炎の温度は主 火炎の温度よりも低くなっている.z=60mm になると、燃焼室壁面付近で温度が 100K 近 く低下するが、全体的にほぼ均一な温度分布となる.z=100mm では温度分布に大きな変 化が見られないが、さらに下流側に進み z=350mm 付近になると、放熱により全体的に温

度が低下している. また, 温度低下は周囲側のほうが大きくなっている.

図 3.9~3.12に Q_f=10[N1/min], λ =1.7のときのそれぞれの断面における化学種成分の濃 度分布を示す. z=30mm(図 3.9)では、中心からr=15mmより内側ではほぼ燃焼が完了して いるが外側では徐々に未燃成分が増加し、燃焼器壁面付近ではほぼ未燃の状態となってい る. これは、図 3.2 に見られるように z=30mm 付近では火炎はほぼ燃焼器全体に拡がって いるが下流側と比べるとやや細くなっており、燃焼器壁面付近ではほとんど未燃の状態で 流れている様子が伺える. z=100mm(図 3.10)においてもまだ燃焼器壁面付近まで火炎は拡 がっておらず、周囲では z=30mm の断面と比較すると若干反応は進行しているがほぼ未燃 状態のままである. z=200mm 断面 (図 3.11)では、写真では見られないが、実際には火炎 はまだ形成されており、燃焼器壁面付近ではまだ未燃成分が多く検出されている. ただし、 火炎は z=30mm や 100mm 断面と異なり燃焼器壁面付近まで拡がっており、従って上流側 の2 断面よりも反応が進行しているのがわかる. さらに下流の z=350mm 断面 (図 3.12)に なると、完全に火炎の下流側となっており、ここでは、壁面付近で CO 濃度がやや高くなっ ているが概ね完全燃焼は達成できているといえる.

図 3.13 は z=30, 100, 200 および 350mm 断面での NOx 濃度の分布を示したものであ る. λ =1.5 の場合と同様火炎内側では高くなっているが, その濃度は 2ppm 程度となってい る. z=30mm および 100mm の周辺に未燃領域が存在する断面では壁面付近で NOx 濃度が かなり低くなっている. z=200mm 断面になると, 周辺側において NOx が生成されている が,中心付近での濃度は 2ppm 程度であり, λ =1.5 の場合と異なり燃焼後の領域では NOx の生成は見られなくなっている.火炎面後流となる z=350mm 断面では r=20mm より外側 で,周辺側に向かうにつれて NOx 濃度が大きくなる傾向が見られる.中心付近については z=200mm 断面同様 NOx 濃度は増加しない.したがって,この火炎では NOx 生成は火炎 面付近でのみ起こっている,すなわち promptNOx が支配的になっているといえる (第5章 参照).

図 3.14 は λ =1.7 のときの火炎の温度分布を示したものである.火炎温度は λ =1.5 の場合 と比べ 100K 近く低くなっており,また,周辺火炎の存在も見られないため周囲側では単 調に温度が下がっている.z=100mm より上流では燃焼器壁面付近まで火炎が拡がっていな かったが,これらの断面における周辺部の温度も 500K 程度と非常に低くなっており,ここ でほとんど反応が起こっていないことがわかる.



図 3.4: z=30mm 断面の濃度分布



図 3.6: z=100mm 断面の濃度分布



図 3.7: NOx 濃度の半径方向分布



図 3.8: 各断面における温度分布



図 3.10: z=100mm 断面の濃度分布



図 3.12: z=350mm 断面の濃度分布



図 3.13: NOx 濃度の半径方向分布



図 3.14: 各断面における温度分布

3.4 まとめ

第2章において低NOx・完全燃焼が達成された旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器(Case2) において形成される火炎の典型的なもの2種類についてその内部の主要成分とNOx 濃度分 布および温度分布を測定し,火炎内部構造およびNOx 生成過程についての調査を行った. 得られた結果を要約すると次のとおりである.

- 空気比 λ=1.5のとき,燃焼器中心部には循環領域を保炎機構とした火炎が形成され, 燃焼器入口周辺部には空気流路の急激な拡大により生じた循環領域において周辺火炎 が形成される.可視火炎の長さは100mm 程度で,燃焼も100mm 程度でほぼ完了する. ほぼ燃焼完了後の100mm 断面では温度分布はほぼ平坦になっているが,NOx 濃度につ いては濃度差があり,中心付近では高くなる.また,中心部では下流においてもNOx がわずかに生成されている.中心部と周辺部のNOxの差は中心部で空気比がわずかに 小さくなっていることが一つの原因と考えられる.
- 2. λ=1.7 の火炎は長く伸びており完全燃焼を達成するには 350mm 近い距離が必要となる. ただし, NOx 生成量については非常に小さく, また, 火炎下流側でほとんど生成されない.
- 3. 未燃成分は火炎周辺部に残存し、それが未燃成分排出の原因である。未燃成分の残存 領域は可視火炎の領域とほぼ対応する。未燃成分として炭化水素より CO が最後まで 残存する傾向がある。

参考文献

- [1] 笠木 伸英, 資源環境対策, Vol.35, No.10, (1999), pp.976-983.
- [2] 吉田 祐作, 日本機械学会誌, Vol.105, No.1007, (2002), pp.51-55.
- [3] 石井 國義編著, マイクロガスタービンシステム, (2002), オーム社

第4章

燃焼器入口部における混合状況の解析

4.1 はじめに

希薄予混合燃焼は低 NOx 燃焼手法としてその低減効果は非常に大きく,さらに経済性, 信頼性,耐久性等の面においてもメリットが多く,現在の天然ガスを燃料とする産業用ガ スタービンでは主流となっている.ただし,実際の燃焼器に適用する際には逆火の問題も あり,燃料と空気の混合は燃焼室入口付近で行い,極力予混合気の存在する区間を短くす る必要がある.そのため燃焼前に完全な混合を達成することは困難であるが,混合が不十 分で空気比の空間的および時間的変動があると十分な NOx 低減効果が得られないことが示 されている^{[1]~[3]}.従って,高速混合手法の確立が肝要である.

第2章において2つの混合改善の手法を考え、それぞれを適用した燃焼器について NOx 測定を行い、低 NOx 生成が達成されることが示された.本章ではこの2つの混合改善の手 法を適用した流れ場を数値シミュレーションにより予測し、混合状況を詳しく調べる.

4.2 計算対象

1. Case2 燃焼器の混合予測

第2章で考えてきた燃焼器の中で典型的な低 NOx 燃焼器として Case2 の燃焼器を選定し,第3章において $Q_f=10[N1/min]$, $\lambda=1.5$ および 1.7 の条件で形成された火炎についてその内部の化学種成分および温度分布を測定し,その内部構造を調べた. さらに本章ではこの燃焼器の $Q_f=10[N1/min]$, $\lambda=1.5$ における燃焼器入口部での混合特性を予測する.計算領域を図 4.1 に示す.領域は燃料噴射孔より 11mm 上流側を空気入口境界とし,Case2 燃焼器の予混合区間であるスワーラ下流 45mm までを考える.中心ノズルおよび分配管の径,スワーラの形状等は現実の寸法通りに作成するが,燃料噴射孔については円形ではメッシュ作成が困難なため,断面積が同じ正方形で考える.メッシュはすべて構造格子とし,予混合区間,スワーラ,燃料噴射孔付近などの領域

に分割し、それぞれの体積要素に対しメッシュを作成する.(図4.2参照)

2. 交差流の混合予測

Case4 の燃焼器において用いた燃料流に空気を一部添加して噴射する場合の混合特性 についてのシミュレーションを行う.計算対象としては Case4 の燃焼器入口部の形状 に合わせ内側の径が 13.8mm,外側の径が 36mm のドーナツ上の流路の外側に 24 個の 燃料噴射孔を等間隔に配置したものを考える.計算領域を図 4.3 に示す.流路断面は図 中の斜線で示すように燃料ノズルを中心とする 15 度のみを考え,周期境界条件を適用 する.実験では燃料ノズルの径は 3mm で 30 度傾いていたが計算においてはノズル径 は 1mm とし,中心方向に向かって噴射するようにしている.燃料噴射孔の位置につい ては上流側は 30mm とし,下流側については Case4 同様 40mm とする.計算メッシュ は構造格子を用い,刻みは主流方向に 140,半径方向に 16,周方向に 9 ですべて等間 隔とした.

なお,計算領域およびメッシュの作成については FLUENT Inc. 社の CFD プリプロセッサ GAMBIT を用いて行った.



図 4.1: 計算領域 (Case2 燃焼器)



図 4.2: 計算メッシュ(Case2 燃焼器)



図 4.3: 計算領域 (交差流)

4.3 基礎式とモデル

本章で行う数値シミュレーションは FLUENT Inc. 社の CFD ソフト FLUENT5.5 を用いている.本項ではシミュレーションにおいて考慮した基礎式および用いた乱流モデルについて示す.

4.3.1 基礎式

燃焼器入口部での混合状況を知るために求めるべき変数は主流方向,半径方向および軸 方向の速度成分,圧力および各化学種成分の濃度である.これらを求めるために必要とな る基礎方程式は質量保存式,各方向の運動量保存式および化学種成分の保存式である.た だし,これらの基礎式は各変数の瞬時値を用いて書かれるが,ここで求めたいのは各変数 の時間平均値であるため,それぞれの基礎式を時間平均値で表す形に変形している. 質量保存式(連続の式)

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_k}(\bar{\rho}\tilde{u}_k) = 0 \tag{4.1}$$

運動量保存式

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_k \tilde{u}_i}{\partial x_k} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{\tau_{ki}} + \bar{\rho} u_k^{''} u_i^{''}) + \bar{\rho} g_i$$

$$\tag{4.2}$$

ただし,

$$\tau_{ki} = -\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_i} + \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_k} - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} \delta_{ki} \right)$$
(4.3)

化学種成分の保存式

$$\frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{m}_j}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \widetilde{u}_k \widetilde{m}_j}{\partial x_k} = -\frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{J}_{j,k} + \bar{\rho} u_k^{''} \widetilde{m}_j^{''}) + \bar{R}_j$$

$$\tag{4.4}$$

ただし、 R_j : 化学反応による質量の生成速度或いは減少速度項を表す.本計算では反応 を考慮しないため0となる.また質量拡散項 J_{ik} は次式で表せる.

$$J_{j,k} = -\rho D_{j,m} \frac{\partial \widetilde{m}_j}{\partial x_k} \tag{4.5}$$

*D*_{*j*,*m*} は化学種成分 *j* の混合気に対する拡散係数を表す.

4.3.2 乱流モデル

本計算では乱流モデルとして *k* – *e* モデル^[4] を用いる.式 (4.2),(4.4) において未知量と なるレイノルズ応力および乱流拡散流束は Boussinesq のうず粘性モデル^[5] の概念を導入す ると

$$-\rho \widetilde{u'_{i}u'_{j}} = \mu_{t} \left(\frac{\partial \widetilde{u}_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial \widetilde{u}_{j}}{\partial x_{i}} \right) - \frac{2}{3} \left(\bar{\rho}k + \mu_{t} \frac{\partial \widetilde{u}_{i}}{\partial x_{i}} \right) \delta_{ij}$$

$$(4.6)$$

$$-\bar{\rho}\tilde{u}_k\widetilde{m}_j = \frac{\mu_t}{\sigma_m}\frac{\partial \widetilde{m}_j}{\partial x_k}$$
(4.7)

ただし、 μ_t は乱流粘性係数、 σ_m はシュミット数で、 μ_t については乱れのエネルギーkとその消散率 ϵ から次式で与えられる.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \tag{4.8}$$

また,乱れエネルギーkおよびその消散率 e はそれぞれ以下の保存式より得られる.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon$$
(4.9)

$$\rho \frac{D\epsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\mu + \mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} G_k - C_{2\epsilon} \rho \epsilon)$$
(4.10)

ただし,各種の定数は以下のように決定される.

• 乱流エネルギーの生成項G_k

$$G_{k} = \mu_{eff} \left[2 \left\{ \left(\frac{\partial \tilde{u}_{i}}{\partial x_{i}} \right)^{2} + \left(\frac{\partial \tilde{u}_{j}}{\partial x_{j}} \right)^{2} \right\} + \left(\frac{\partial \tilde{u}_{i}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial \tilde{u}_{j}}{\partial x_{i}} \right)^{2} \right]$$

$$(4.11)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{4.12}$$

• モデル定数 $C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{\mu}, \sigma_k, \sigma_{\epsilon}$ ^[4]

•

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_{\mu} = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_{\epsilon} = 1.3$$

4.4 解析結果と検討

4.4.1 Case2の燃焼器の混合状況

図4.4, 4.5に各断面におけるメタンのモル分率の分布を示す. z=-14mm は燃料ノズル噴 射孔のある断面で,ここで燃料が噴射された後,スワーラ入口 (z=0mm) までの間に徐々に 拡散していく様子がわかる.しかし,この区間での混合は十分でないため,スワーラ内を通 過するとき燃料が多い部分と少ない部分が交互にできてしまう.スワーラ内 (z=0~15mm) における濃度分布を見ると入口側と出口側であまり違いは見られず,スワーラ内では混合 がほとんど進行していないといえる.スワーラ下流側 (z=15mm 以降) になると再び混合が 進行し,周方向分布を見ると z=20mm においては領域全体で濃度差が見られたが z=30mm になると周辺部近傍を除いて周方向には濃度分布は一定となっている.ただし,半径方向 の濃度分布は大きく,中心付近で最大となり,外側に向かって徐々に濃度が低くなってい く層状の分布が形成されている.下流に進むにつれて濃度差は徐々に小さくなっているが, 混合がかなり進んでいるとは言えず,流出境界 (Case2燃焼器における中心ノズル先端断面) において濃度の最大値は 0.0855(中心側) 最小値は 0.05(周囲側) となる.

一方,図4.6,4.7は Case2 燃焼器において計算領域の z=20mm および 40mm の位置で未 燃予混合気の濃度分布を測定したものである.計算はメタンを燃料としているが実験では 都市ガス (13A)を用いている.z=20mm では中心側で少し燃料濃度が低く流路中央部で濃 度は高くなり外側で低くなっている.また,そのときの濃度差はメタンで見ると最大値が 0.055,最小値は 0.038 程度となっている.z=40mm では濃度分布は中心が最大で外側に向 かって徐々に減少するようになっている.また,この断面における濃度分布はメタンで見 ると最大で 0.05,最小で 0.045 とかなり平坦になっている.

Case2 燃焼器についての混合のシミュレーションおよび濃度分布測定の結果をまとめる と、以下のようになる.シミュレーションの結果半径方向の混合が起こりにくい傾向があ り、燃料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる.た だし、本シミュレーションの結果と実験結果を比較するとシミュレーションのほうが混合 が悪く、計算条件等の検討の必要性がある.









図 4.5: 各断面におけるメタンのモル分率の分布 (z=15~60mm)



図 4.7: 主要成分の濃度分布 (z=40mm)

4.4.2 交差流の混合のシミュレーション

空気流路側面に燃料噴射孔を設け空気流に対し燃料を交差流的に噴射した場合の混合状 況についてのシミュレーションを行った.図4.8の上段左の図は燃料流量が10[Nl/min],空 気比1.5の場合で燃料に空気を混合しなかった場合の燃料濃度(モル分率)を示したもので あるが、噴射孔から出た燃料はほとんど壁に沿って流れており、下流部においても空気流 路の内側にはまったく到達していない. 上段中央から順に燃料に空気比λ。に相当する空気 を予混合させて噴射した場合の混合状況を示す. λ₂=0.1の状態では内側には到達していな いが、空気を予混合しなかった場合と比べると、燃料はより遠くまで到達している.予混 合空気比をさらに増加させていくとλ₂=0.2でほぼ全体に燃料が行き渡っており、混合は非 常に良好な状態になっているがλ_p=0.3まで増やすと燃料の貫通力が増加しすぎて空気流路 の内壁に衝突してしまい逆流が生じてしまっている. λ_p=0.4 になると逆流域はさらに大き くなっている.図4.9はλ。が0から0.3まで変化したとき燃料噴射ノズル付近の速度分布を 示している. 空気を予混合していないときは燃料流速は 8.842[m/s], 空気流速は 2.741[m/s] となる.このときは空気流路内に噴射された燃料はすぐに空気流に巻き込まれていること がわかる. $\lambda_p=0.1$ になると燃料は空気流に巻き込まれながらも中央付近までは到達してい る. このときの空気流速は 2.558[m/s] と若干減少した程度であるが燃料流速は 17.26[m/s] とほぼ2倍近くになっている.これは,メタン1[Nl/min]に対し量論空気量は9.52[Nl/min] と非常に多くなるためであり、空気添加による燃料側の運動量の増加が混合状況の改善に 大きな効果をもたらしているといえる. $\lambda_p=0.2$ においても同様の傾向が見られる. $\lambda_p=0.3$ になると燃料流速は 40[m/s] 近くまで大きくなり、燃料流の貫通力が大きくなりすぎて逆 に空気流を巻き込むようになり、内側の壁面に完全に衝突してしまっている。さらに衝突 した燃料の一部は逆流し,循環領域が形成されている. また,燃料噴射孔のすぐ下流にお いても循環領域が形成されている.

図 4.10~4.12 に Q_f=10[Nl/min], λ =1.5 で予混合空気比 λ_p が 0, 0.2 および 0.4 におけ る流路断面での燃料の濃度分布を示す. λ_p =0(図 4.10)のとき燃料噴射孔のすぐ下流となる z=40mm では外壁よりやや内側に濃度が最も高い領域が存在し,そこを中心に円状に濃度 分布が形成されている.下流に向かうにつれて徐々に燃料は拡散し,z=60mm になると周 方向には分布はほぼ一定に近づいてきている.このことから,周方向については混合は良 好であるといえる.ただし,半径方向には混合は良くなく,中心付近ではほとんど燃料は 存在していない. λ_p =0.2(図 4.11)では z=40mm においてほぼ流路中央付近で燃料濃度最 大となっており,内側および外側壁面付近においてもある程度の燃料が存在している.周 方向の混合は良好で z=50mm では周方向にほぼ均一な濃度分布が形成されている.半径方 向への混合は λ_p =0 の場合同様あまり良好ではないが,早い段階で比較的全体に拡がって

いたため、出口となる z=70mm では濃度が最大の部分で 0.063、最小の部分で 0.0368 と比較的濃度差は小さくなっている。 $\lambda_p=0.4$ (図 4.12)のときは燃料の貫通力が非常に大きいため、ノズル中心を含む z=30mm の断面においてすでに中心部にまで燃料が到達している。 周方向には z=40mm の時点ですでにほぼ均一な分布が形成されている。半径方向については外側から燃料を噴射したにもかかわらず中心部が燃料濃度が最大となっており、外側に向かって徐々に濃度が低くなっている。ただし、濃度分布については比較的平坦になっており、混合状況に関して言えば良好であるといえる。

図 4.13~4.15 に燃料流量を Q_f =10[Nl/min] で一定とし、空気比を 1.6, 1.7 および 1.8 と 変えた場合の混合の様子を示す。空気比が増加することで空気流側が大きくなるほうへ向か うが空気比 1.8 で燃料に空気を添加しないときの流速は 3.289[m/s] と空気比 1.5 の場合に比 べてもその増加量はあまり大きくない。従って、燃料の混合状況も空気比の増加と共に若干 悪化する方向に向かうがあまり大きな影響は出てこない。ただし、 λ_p =0.3 のときに内側で 生じた逆流域だけは大きく変化し λ =1.8 の場合には逆流域はほとんど見られなくなった。ま た、図 4.16 は Q_f =15[Nl/min] で λ =1.5 のときの混合状況の予測であるが、 Q_f =10[Nl/min] で λ =1.5 のときと比較すると貫通力がかなり増加しており、 λ_p =0.1 ですでにほぼ内側まで 到達し、 λ_p =0.2 で大きな逆流域が形成されている。



図 4.8: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.5$)



図 4.9: ノズル周辺の速度分布 (Q_f=10[Nl/min], λ=1.5)





図 4.10: 断面での混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.5$, $\lambda_p=0$)











図 4.12: 断面での混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.5$, $\lambda_p=0.4$)



図 4.13: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.6$)



図 4.14: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.7$)



図 4.15: 燃料の混合状況 ($Q_f=10[Nl/min]$, $\lambda=1.8$)



図 4.16: 燃料の混合状況 ($Q_f=15$ [Nl/min], $\lambda=1.5$)

4.5 まとめ

低NOx 生成を達成する上で予混合気の形成が重要であることが第2章で明らかになった. そこで,旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2)の入口部における混合状況および燃料・空気の交差流的混合において,燃料の空気の一部を添加することによる混合改善の効 果が得られるかどうかを数値シミュレーションにより検討した.以下に結果を示す.

- ・旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2)の入口部分における混合状況を予測する
 ため、燃焼器とほぼ同じ形状の計算領域を作成し、シミュレーションを行った。その
 結果、周方向の混合は良好であるが、半径方向の混合が起こりにくい傾向があり、燃
 料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる。た
 だし、実験結果と比較した場合シミュレーションにおける混合状況は悪く、計算条件
 についての検討が必要である。
- 2. 燃料に空気流を添加しない場合,燃料は噴射孔出口付近ですぐに空気流に巻き込まれ ほぼ壁付近に沿ってのみしか流れなかった.しかし,空気を添加することにより貫通 力を増加させ,混合状況を改善できることが明らかになった.ただし,添加量が多く なりすぎると逆流域の形成を引き起こす.
- 3. いずれの条件においても周方向には混合は良好であった.しかし、半径方向には混合 は遅く、短い区間で完全な混合を達成するためには初期の噴射段階で燃料が全体に分 配されるように設計する必要がある.
- 空気添加による混合の改善は燃料流の運動量増加と空気主流の速度の低下が影響する と考えられるが、燃料流の運動量増加による効果が非常に大きいことがわかった.そ のため、空気比の変化による混合状況の変化はあまり大きくないことを示した.ただ し、同じ空気比においても燃料流量の変化により混合状況は変化した.

シミュレーションの結果,空気添加により混合の改善は十分可能であることが示された. しかし,添加する空気の量についての適切な配分が必要であり,また,その配分は流量条件により異なり,制御が複雑になることが問題として挙げられる.

参考文献

- [1] Semerjian, H. G. and Ball, I. C., Proc. Combust. Inst., Vol. 17, (1978), pp.679-687.
- [2] 長谷 耕志,郡 泰道,扇 啓一,燃焼の科学と技術, Vol.1, (1993), pp.175-181.
- [3] 長谷 耕志,郡 泰道,燃焼の科学と技術, Vol.2, (1994), pp.185-191.
- [4] Launder, B. E. and Spalding, D. B., Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, England, (1972).
- [5] Hinze, J. O., Turbulence. McGraw-Hill Publishing Co., New York, (1975).
- [6] Henkes, R. A. W. M., van der Flugt, F. F. and Hoogendoorn, C. J., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp.1543-157, (1991).

第5章

希薄予混合燃焼におけるNOx生成機構と特性

5.1 はじめに

環境汚染物質である NOx 排出量の低減は燃焼器開発の上で重要な課題となっている. NOx は窒素の起源や生成機構によって thermalNOx, promptNOx および fuelNOx に分類される. thermalNOx と promptNOx は NOx 中の N は空気中の N₂ を起源とするもので, fuelNOx は燃料中の窒素分が起源になるものである.都市ガスやメタンを燃料として用いる場合は 燃料中に窒素成分を含まないので thermalNOx と promptNOx が問題となる. このような 場合の NOx 抑制の方針としては燃焼ガス温度を抑えることで thermalNOx の発生を抑制す ることが最も有効となり,具体的には希薄予混合燃焼,排気再循環および二段燃焼のよう な乾式法や水噴射と蒸気噴射のような湿式法がある.

希薄予混合燃焼は、当量比を下げる(空気比を上げる)ことによって最高火炎温度を下げ る方法で、安定範囲が狭いことや逆火の危険性を伴うことなどが欠点となるが、NOx 低減 の効果は非常に大きい、ガスタービンではタービン翼の耐久性の問題からタービン入口温 度(燃焼器出口温度)をあまり高くすることができず、燃焼ガス温度を下げるための過剰な 空気を必要とするので、過剰な空気を燃焼器下流で冷却用として添加する代わりに主燃焼 域での燃焼用空気の量をふやすことによって燃焼領域の火炎温度自体を低くする希薄予混 合燃焼はガスタービン燃焼器における NOx 低減手法として適切な方法であるといえる.

現在開発されているガスタービン燃焼器の多くは希薄予混合燃焼を用いており、大幅な NOxの低減が実現されてきているが、希薄予混合燃焼による NOx 生成量の下限はどの程 度か、そのときの NOx 生成機構や温度・圧力依存性はどうなるか等について明確に示され ていない、本章では希薄予混合燃焼における NOx 生成の機構や特性を数値計算により明確 にする.さらに、第2章では検討していなかった、圧力や入口温度等の NOx 生成に及ぼす 影響を明確にする.また、Well-Stirred Reactor や Plug Flow における NOx 生成特性につ いて調べ、燃焼形態の変化が NOx 生成に及ぼす影響を明らかにする.

5.2 計算対象と手法

5.2.1 一次元予混合平面火炎

予混合燃焼において NOx 生成に支配的になる機構および圧力・入口温度および空気比が NOx 生成に及ぼす影響を調べるための数値計算を行う.実際に燃焼器内で形成される火炎 の形状は循環領域を伴う非常に複雑な形状をしているが,ここでは層流の1次元予混合火 炎における燃焼反応計算を行う.計算コードは CHEMKIN の数値計算プログラムを用いる ^[1].基礎式は,質量,エネルギー,化学種成分の保存式で構成され,多成分拡散を考慮し, 燃焼反応は詳細な素反応を用いる.

基礎方程式

火炎の伝ば方向に *x* 軸をとり, 断熱, 定常の条件の下で, 一次元基礎方程式は下記のように表される.

$$\dot{M} = \rho u \tag{5.1}$$

$$\dot{M}\frac{dY_k}{dx} + \frac{d}{dx}(\rho Y_k V_k) - \dot{\omega}_k W_k = 0 \qquad (k = 1, 2, \dots K)$$
(5.2)

$$\dot{M}\frac{dT}{dx} - \frac{1}{c_p}\frac{d}{dx}\left(\lambda\frac{dT}{dx}\right) + \frac{1}{c_p}\sum_{K=1}^K \rho Y_k V_k c_{pk}\frac{dT}{dx} + \frac{1}{c_p}\sum_{K=1}^K \dot{\omega}_k h_k W_k = 0$$
(5.3)

ここで, \dot{M} は質量流束,Tは温度, Y_k はk成分の質量分率,pは圧力, ρ は密度, W_k はk成分の分子量, λ は混合気の熱伝導率, c_p は混合気の定圧比熱, c_{pk} はk成分の定圧比熱, $\dot{\omega}_k$ は単位体積あたりのk成分のモル生成速度, h_k はk成分の比エンタルピー, V_k はk成分の拡散速度である.

また,気体の状態方程式より,密度は下式のように表される.

$$\rho = \frac{p\overline{W}}{RT} \tag{5.4}$$

ここで, W は混合気の平均分子量, R は一般ガス定数である.

拡散速度 V_k については、下式により求められる.

$$V_k = -D_k \frac{1}{X_k} \frac{dX_k}{dx} - \frac{D_k^T}{\rho Y_k} \frac{1}{T} \frac{dT}{dx}$$

$$\tag{5.5}$$

ここで、 X_k はk成分のモル分率、 D_k は混合気に対するk成分の拡散係数、 D_k^T は混合気 に対するk成分の熱拡散係数である。但し、本計算では熱拡散を考慮しない。 計算中に用いる熱物性値については CHEMKIN データベースを用いる^[2]. 燃焼反応モデ ルは,活性種を含む詳細な素反応を考慮する.本計算では燃料はメタンとし,使用する反 応スキームは GRI-Mech Version3.0^[3]で,表 5.1 に示す 53 成分と 325 の素反応を考慮して いる.上述の基礎方程式を差分化し数値解析を行い,火炎における温度分布,燃焼速度お よび各成分の濃度分布などを求めた.

H_2	Н	0	O_2	OH	H_2O	HO_2	$\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}_{2}$
С	CH	CH_2	$\mathrm{CH}_2(\mathrm{S})$	CH_3	CH_4	CO	CO_2
HCO	$\rm CH_2O$	$\rm CH_2OH$	$\rm CH_3O$	$\rm CH_3OH$	$\rm C_2H$	$\mathrm{C_2H_2}$	$\mathrm{C_2H_3}$
$\mathrm{C}_{2}\mathrm{H}_{4}$	$\mathrm{C_{2}H_{5}}$	$\mathrm{C_2H_6}$	HCCO	$\rm CH_2CO$	HCCOH	Ν	NH
NH_2	NH_3	NNH	NO	NO_2	N_2O	HNO	CN
HCN	$\rm H_2CN$	HCNN	HCNO	HOCN	HNCO	NCO	N_2
AR	C_3H_7	$\mathrm{C_{3}H_{8}}$	$\rm CH_2 CHO$	$\rm CH_3 CHO$			

表 5.1: 計算で考慮する化学種成分

境界条件は次のように与える.

cold boundary $(x = x_0)$

 $T = T_0 \qquad Y_k = Y_{k,0} \qquad (K = 1, 2, \dots K) \tag{5.6}$

hot boundary $(x = x_1)$

$$\frac{dT}{dx} = 0$$
 $\frac{dY_k}{dx} = 0$ $(K = 1, 2, ...K)$ (5.7)

5.2.2 Well-Stirred Reactor

ー次元予混合火炎では未燃の予混合気が拡散と熱伝導の生じる場で一次元的に反応した 場合の希薄予混合燃焼の NOx 生成特性を調べるものであるが、実際の燃焼器内では複雑 な流れ場が形成されており、その内部の燃焼状況も多様なものであると考えられる.そこ で、燃焼場の状況が変化したときの NOx 排出傾向の変化についても検討を行う.まず、一 つ目の状況として、Well-Stirred Reactor での NOx 生成を調べる.Well-Stirred Reactor と は燃焼器内部の流体力学的現象はすべて無視し、燃焼器に供給される燃料および空気は瞬 時に混合し、燃焼器内の温度や組成はいずれの位置でもすべて等しくなり、同じ状態の燃 焼ガスが排出されると考えたもので、燃焼器内での NOx 生成を予測する際に Well-Stirred

Reactor を複数を配置したものや後述の Plug Flow と組み合わせたものがモデルとして用いられる^[4]5].図 5.1 に Well-Stirred Reactor の模式図を示す.



図 5.1: Well-Stirred Reactorの模式図

Well-Stirred Reactor で考慮する保存式は化学種成分の保存式およびエネルギー保存式となり、それぞれ以下のようになる.

化学種成分保存式

$$\dot{m}(Y_k - Y_k^*) - \dot{\omega}_k W_k V = 0 \tag{5.8}$$

 $\dot{\omega}_k$ は以下の式で表される.

$$\dot{\omega}_{k} = \sum_{i=1}^{m} (\nu_{ki}'' - \nu_{ki}') (k_{fi} \prod_{k=1}^{K} c_{k}^{\nu_{k,i}'} - k_{ri} \prod_{k=1}^{K} c_{k}^{\nu_{k,i}'})$$
(5.9)

 ν_{ki}'', ν_{ki}' は素反応iにおけるk成分の生成物または反応物の量論係数, k_{fi}, k_{ri} はi番目の素反応の右向き反応速度定数と左向き反応速度定数で k_{fi} は

$$k_{fi} = A_i T_i^{n_i} exp(\frac{-E_i}{RT}) \tag{5.10}$$

で書き表され、 k_{ri} については k_{fi} と平衡定数 K_{ci} から次式のように求められる.

$$k_{ri} = \frac{k_{fi}}{K_{ci}} \tag{5.11}$$

エネルギー保存式

$$\dot{m}\sum_{k=1}^{K} (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) + Q = 0$$
(5.12)

ここで見かけの滞留時間をτとすると

$$\tau = \frac{\rho V}{\dot{m}} \tag{5.13}$$

実際は上記のように定常な方程式となるが,数値計算を行う際は非定常項を含む保存式 を考え,収束計算を行う.従って,数値計算の際に用いる化学種成分保存式は

$$\rho V \frac{dY_k}{dt} = -\dot{m}(Y_k - Y_k^*) + \dot{\omega}_k W_k V$$
(5.14)

または

$$\frac{dY_k}{dt} = -\frac{1}{\tau}(Y_k - Y_k^*) + \frac{\dot{\omega}_k W_k}{\rho}$$
(5.15)

となり, エネルギー保存式は

$$\rho V \frac{dh}{dt} = -\dot{m} \sum_{k=1}^{K} (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) - Q$$
(5.16)

または

$$\frac{dh}{dt} = -\frac{1}{\tau} \sum_{k=1}^{K} (Y_k h_k - Y_k^* h_k^*) - \frac{Q}{\rho V}$$
(5.17)

となる. これらの保存式を差分化し時間進行法により計算を行う.

各時間ステップにおける燃焼器内の温度はエネルギー保存式より求まるエンタルピから 計算する.

温度Tにおけるエンタルピhの式は

$$h = \sum_{k=1}^{K} h_k Y_k$$

= $-\sum_{k=1}^{K} \int_{T_0}^{T} Y_k c_{pk} dT + \sum_{k=1}^{K} \Delta H_k^f Y_k$ (5.18)
(5.19)

ここで ΔH_k^f は化学種 k の標準生成エンタルピ, c_{pk} は化学種 k の定圧比熱, T_0 は基準温度で 298.15K である.化学種 k の,基準温度から TK までの温度平均定圧比熱を c_{pmk} とすると,

$$\sum_{k=1}^{K} \int_{T_0}^{T} Y_k c_{pk} dT = \sum_{k=1}^{K} Y_k \int_{T_0}^{T} c_{pk} dT$$
$$= \sum_{k=1}^{K} Y_k c_{pmk} (T - T_0)$$
(5.20)

と表せる. ただし, 化学種 k の温度平均定圧比熱 cpmk は次式で定義される.

$$c_{pmk} = \frac{\int_{t_0}^T c_{pk} dT}{T - T_0}$$
(5.21)

式 5.19 に式 5.20 を代入することにより,

$$h = (T - T_0) \sum_{k=1}^{K} Y_k c_{pmk} + \sum_{k=1}^{K} \Delta H_k^f Y_k$$
(5.22)

となる.よって

$$T = \frac{h - \sum_{k=1}^{K} \Delta H_k^f Y_k}{\sum_{k=1}^{K} Y_k c_{pmk}} + T_0$$
(5.23)

となる.

5.2.3 Plug Flow

もうひとつ異なる燃焼状況として,燃焼ガスにある一定の間継続的に未燃予混合気が混合されていく状況を考える.このような状況の計算を図 5.2 に示すような Plug Flow の計算で考える.



図 5.2: Plug Flow の模式図

燃焼ガスは断面積Sの流路内を流れ、そこに全質量流量が \dot{m} の未燃予混合気が z_1 の区間の間一定量で流れ込むとする。また、それぞれの位置において流入した未燃ガスは瞬時に燃焼ガスと混合するとする。このとき考慮する保存式は質量保存式、化学種成分保存式およびエネルギー保存式となる。それぞれの保存式は図中の微小距離 Δz での保存関係から以下のようになる。

質量保存式

$$\rho uS \mid_{z+\Delta z} -\rho uS \mid_{z} = \frac{\dot{m}}{z_{1}} \Delta z \tag{5.24}$$

化学種成分保存式

$$\rho w_i uS \mid_{z+\Delta z} -\rho w_i uS \mid_{z} = \frac{\dot{m}}{z_1} w'_i \Delta z + \dot{r}_i S \Delta z \tag{5.25}$$

エネルギー保存式

$$\rho huS \mid_{z+\Delta z} -\rho huS \mid_{z} = \frac{\dot{m}}{z_{1}} h' \Delta z \tag{5.26}$$

ここで w_i, h' は混合する未燃予混合気における i 成分の質量分率およびエンタルピーである これらの式を微分方程式の形で表すと,

質量保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho uS) = \frac{\dot{m}}{z_1} \tag{5.27}$$

化学種成分保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho u w_i S) = \frac{\dot{m}}{z_1} w'_i + \dot{r}_i S \tag{5.28}$$

エネルギー保存式

$$\frac{d}{dz}(\rho uhS) = \frac{\dot{m}}{z_1}h' \tag{5.29}$$

となる. 断面積*S*については任意に決定できるのでここでは1とする. 計算はそれぞれの 式を差分化し,逐次計算を行い, *pu*をひとつの変数として考える. 反応による生成項およ び温度の計算については Well-Stirred Reactor と同一の方法で行う.

5.3 計算結果と検討

5.3.1 火炎構造

図 5.3, 5.4 に圧力 1 atm,入口温度 300K,空気比 0.8 の一次元予混合火炎における主要成 分,活性化学種および NO の濃度分布を示す.火炎帯は 0.8 cm 付近に形成されている.燃焼 ガス温度は 2100K 近くまで上昇し火炎帯下流で CH₄,および O₂ 濃度はほぼ 0 となる.ま た,H₂O や CO₂ は火炎帯で急激に生成され,下流側ではほとんど生成されなくなる.CO, H₂ については火炎帯で急激に生成されその濃度は一旦ピークをとるがその後すぐに減少す る.しかし,O₂ が不足しているため完全に反応しきらず,下流側で一定の濃度で残存する ことになる.活性化学種については CH₃ は火炎帯内のごくわずかな領域でのみ存在するが, O,OH および H については,火炎帯内で急激に増加しピークとなった後火炎帯下流で徐々 に減少していく.NO については火炎帯付近で急激に生成されるがその後下流においては ほとんど生成されなくなる.

図 5.5,5.6 に圧力 1 atm,入口温度 300K で空気比 1.0 の場合の主要成分,活性化学種および NO の濃度分布を示す.火炎帯は空気比 0.8 の場合と同様に 0.8 cm 付近に形成されている. 燃焼ガス温度は 2250K となり,CH₄ については火炎帯内でほとんど消費されているが,O₂ については下流側においてもわずかではあるが存在している.CO,H₂ およびその他の活性化学種の濃度は火炎帯内でピークとなった後下流において減少していく.空気比 0.8 の場合と異なり CO や H₂ は火炎帯下流でも徐々に CO₂ および H₂O へと変換されている.また,活性化学種について見ると,OH だけが火炎帯下流においても他の活性化学主と比べ高い濃度を保っている.また,NO については火炎帯で急激に増加したあと,さらに火炎帯下流においても徐々に増加しつづけている.

図 5.7, 5.8 に圧力 1atm,入口温度 300K で空気比 1.5 の場合の主要成分,活性化学種および NO の濃度分布を示す.火炎帯は他の条件とほぼ同じ位置に形成されている.燃焼ガス温度は 1750K 程度と非常に低くなっている.これは空気が過剰にあるためで火炎帯下流においても O₂ は 7%程度残存している.十分な酸素が存在するため CO や H₂ は火炎帯内でほとんど完全に酸化されてしまう.活性化学種については他の条件と同様に火炎帯内で生成された後,下流側で徐々に減少している.また,NO については他の条件と比べその濃度は非常に低く,また,火炎帯付近でのみ生成されている.



図 5.4: 活性化学種および NO の濃度分布 (λ=0.8)







図 5.6: 活性化学種および NO の濃度分布 (λ=1.0)



図 5.8: 活性化学種および NOの濃度分布 (λ=1.5)

5.3.2 NOx 生成過程と排出特性

図 5.9、5.10 に圧力 1 atm,入口温度 300K で空気比を変化させたときの NOx 濃度および 温度の流れ方向分布を示す.燃料過剰の条件下における NOx 排出傾向を見ると、 λ =0.7 お よび 0.9 では、火炎面付近で NOx が急増し、その後下流で少しずつ増加している.ただ し、下流での増加量は徐々に減少し、ある程度で収束する.また、 λ =0.8 では火炎面付近 で 80ppm 程度の高濃度になっており、下流では生成されなくなっている. λ =1.0 より空気 過剰側では火炎面付近で一旦急激に増加し、その後下流側で徐々に NOx が生成されてい る.これらの場合の下流での増加傾向は燃料過剰の条件の場合と異なり、NOx はほぼ一定 の割合で増加しており、収束する様子が伺えない.火炎面付近での NOx 増加および下流で の NOx 増加ともに空気比が高くなるにつれて徐々に小さくなっており、 λ =1.5 位になると 火炎面付近での NOx 生成は 5ppm 程度と非常に低く、下流での NOx 生成もほとんど見ら れなくなる.次に NOx 生成機構について調べる.

図 5.11, 5.12 に,空気比 λ =0.8 のときの N₂ の分解速度および NO の生成速度を示す.火 炎面付近に相当する 0.8[cm] 付近で N₂ が HCN および N に大量に分解されているのがわか る. これは火炎面付近で素反応

$$CH + N_2 \iff HCN + N$$
 (5.30)

が急激に起こっている事を示している.また NO 生成については N からの生成が最も多く, 次に HNO から NO へと変化している.NO 生成が起こっているのが N₂ が分解する位置と 非常に近く,また,N₂の分解速度と NO の生成速度が近いオーダーであることから,上記 素反応により生じた N が NO へと変化し,HCN についてはいくつかの経路を通り大部分 が HNO となり NO へと変化していることになる.上記の素反応は promptNO と呼ばれる 火炎帯近傍で急速に生成される NO の主たる生成反応であることが広く提唱されており, promptNO が燃料過剰側で多くなり特に当量比 (空気比の逆数)1.2~1.4 では数十 ppm から 百 ppm と非常に高い値を示すことも知られている^[6].これらのことからも λ =0.8 において もっとも支配的となる NOx 生成が promptNO であることが明らかとなる.図5.13,5.14 は λ =1.0 の場合の N₂ 分解速度および NO 生成速度を示したものである. λ =0.8 の場合と同様 火炎面付近では N₂ から HCN および N に変化し, promptNO が生成されている.しかし, その生成量は λ =0.8 の場合よりも少なくなっている.promptNO が生成された直後におい て N₂ から NNH に変化し,さらに NO が生成されている.これは以下の素反応

$$NNH \iff N_2 + H$$
(5.31)
 $NNH + M \iff N_2 + H + M$ (5.32)
(M は第三体)

からNNHが生成され、一部は直接NOに変化し、また一部はNH等の成分を経てNOへと変化していく反応により生成されていくものである。ただし、この条件においてはpromptNOの生成率がはるかに大きいためこの生成機構によるNO生成率はあまり大きく影響しないといえる。この反応以上に問題となるのが火炎帯下流で見られるN2からNOへの反応およびNを経由してのNO生成反応である。これは

$$N_2 + O \iff NO + N$$
 (5.33)

$$N + O_2 \iff NO + O$$
 (5.34)

で示される Zeldovich 機構あるいはこれらの素反応に

$$N + OH \iff NO + H$$
 (5.35)

を加えた拡大 Zeldovich 機構により生成される thermalNO である. この生成機構は温度依存 性が非常に強く1800Kを超えるような温度場においてその生成量は急激に増加する.また, 反応速度についてはあまり早くないため火炎面下流で徐々に生成され、その生成量は滞留 時間に大きく依存する.低NOx生成手法として火炎温度を低下させるのはこの thermalNO の生成を抑制することが最大の目的である.この計算結果において火炎帯下流でのNO生 成率は火炎帯付近の promptNO のものと比べると非常に小さいが下流側の区間では常にほ ぼ一定の生成率を保っている.その結果 NOx 濃度に見られるように火炎帯の下流部にお いて常に増加しつづけ、その濃度も非常に高いものとなる. 図 5.9、5.10 の説明において λ=1.0より空気過剰側で空気比が増加すると共に下流でのNOx生成量が徐々に減少してい ることを示したが、これは先程述べたように thermalNO の生成機構に強い温度依存性が あるため、温度が高い量論混合比付近では生成量は多く、空気比が高くなるにつれて火炎 温度が低下し,それによって thermalNO の生成量も低下している. 図 5.15, 5.16 に λ=1.5 における N₂ 分解速度および NO 生成速度を示す.他の 2 つの条件の場合と同じで火炎帯 付近では promptNO の生成が見られる.しかし、その生成率はこれまでと比べ非常に小さ くなっている. promptNOの直後に NNH を経由する NOの生成が見られる. この生成機 構は λ=0.8 ではほとんど目立たず、λ=1.0 においてもその割合はあまり大きなものではな かったが、λ=1.5においては promptNO 生成直後の領域で最も支配的な生成機構となって いる.NOx 濃度においても NNH 経由の NO 生成が支配的な領域で生成される NOx 濃度が 全 NOx 濃度において高い割合を占めていることがわかる. Zeldovich 機構による NO 生成 については生成率は非常に低く、λ=1.5 およびさらに高空気比側の条件下では thermalNO はほとんど生成されなくなる.

図 5.17, 5.18 に λ =1.7 における N₂ 分解速度および NO 生成速度を示す. λ =1.5 の場合 より promptNO の生成はさらに小さくなっている. promptNO の直後で NNH を経由する

NOの生成が見られるが、さらにそのわずか下流側で N₂O を経由する NO の生成が見られる. これは

 $N_2O(+M) \iff N_2 + O(+M) \tag{5.36}$

 $N_2O + O \iff 2NO$ (5.37)

 $NH + NO \iff N_2O + H$ (5.38)

等の反応によって生成されるもので,生成する領域が HCN や NNH 経由ものと比べ生成す る領域が広く,その生成量はかなり大きくなるといえる.以上のことをまとめると,NO生 成に支配的な機構は燃焼条件によって次のように区別される.

- 1. 燃料過剰の条件下では promptNO がほぼ全体を占めるようになる.特に λ=0.8 付近で はその生成量は非常に大きくなる. この NO は火炎面付近でのみ生成されるため滞留 時間等の影響は受けない
- 2. 量論混合比付近では火炎面付近では promptNO が生成されるが、下流側において Zeldovich 機構による thermalNO が生成される. この場合滞留時間により NO 生成量は大 きく変化し、十分な時間が経過した場合 thermalNO の生成量は非常に大きくなる.
- 3. 空気過剰の条件下 (λ=1.5以上) では promptNO および NNH を経由する NO 生成が大 きな影響を及ぼすようになる.ただし、NO 生成量はあまり大きくなく、全体の NO 生 成量としては非常に小さな値となる.また、これらの機構による NO 生成はいずれも 火炎面に近い領域のみで起こっており、さらに thermalNO についてはほとんど生成さ れないため、NO 生成は滞留時間等の影響を受けない.さらに空気過剰 (λ=1.7以上) になると N₂O を経由する NO 生成が全体に占める割合が高くなる.

図5.19に圧力 1atm,入口温度 300K で空気比を変化させたときの NOx 生成量の変化を示 す.○は滞留時間 0.015[s] における NOx 生成量,●は promptNOx 等火炎面付近での生成量 を表し,これらの値の差が thermalNOx の生成量となる.また,赤線はそれぞれの条件での 燃焼ガス温度を表す.空気比 1.1 のとき火炎面付近で NOx は 20ppm 近く生成される.しか し,燃焼ガス温度が 2000K を越す高温のため thermalNOx 生成量ははるかに多く,全 NOx 生成量は 100ppm 近い値となる.空気比が高くなるにつれて thermalNOx の生成量は急激に 減少していくのに対し,火炎面付近での生成量も減少するがその減少量はあまり大きくな く,全 NOx 生成量における割合は増加していく.空気比が 1.5 近くになると,promptNOx 等火炎面付近での NOx 生成量が全 NOx 生成量とほぼ一致する.これは,燃焼ガス温度が 低下することで Zeldovich 機構による NOx 生成はほぼ起こらなくなったためである.また, このときの火炎温度は約 1800K であり,さらに空気比が高い条件では promptNOx 等火炎 面付近での NOx 生成量と全 NOx 生成量が一致したまま空気比の増加とともに減少してい

く. 燃焼ガス温度についても空気比の増加とともに低下する. このことから空気比 1.5 で 燃焼ガス温度が 1800K 付近を境に NOx 生成に支配的な機構が,高温側では thermalNOx, 低温側では promptNOx および NNH, N₂O を経由する NOx 生成と変化しているといえる.



図 5.9: NOx および温度分布 (黒線:NO, 赤線:温度)



図 5.10: NOx および温度分布 (黒線:NO, 赤線:温度)









図 5.18: NO 生成速度 (λ=1.7)



図 5.19: 全 NOx 生成量と promptNOx 生成量の比較

5.3.3 実験との比較

図 5.20 はメタンを燃料とした完全予混合燃焼器における NOx 生成量と 1 次元予混合火 炎の数値計算により得られた NOx 生成量を比較したものである.高空気比の条件で実験結 果と計算結果の値はほぼ一致する.これは,実際の燃焼器内で形成される火炎は一次元的 でない形状をしているが,NOx 生成は promptNO および NNH や N₂O を経由する火炎帯 付近でほとんどが形成されるものであり,火炎形状や滞留時間の影響を受けにくいためで ある.このことから,Zeldovich 機構による thermalNO 生成がほとんどない希薄予混合燃 焼条件下での燃焼器内の NOx 生成は 1 次元予混合火炎の計算によりかなり予測できること が示された.



図 5.20: 実験結果と計算結果の比較

5.3.4 圧力の影響

実際のガスタービン燃焼器について考える場合、燃焼器内は加圧しており、また、空気 の圧縮および再生器での熱回収により空気の燃焼器入口温度も高くなる.さらに、入口温 度の変化等に対応して空気比も変化する. そこで、これらの圧力および入口温度が NOx 生 成に対しどのような影響があるかをを知るため、圧力、入口温度および空気比を変化させ たときの NOx 生成特性を調べた. 図 5.21 に入口温度が 300K, 空気比が 1.5 で圧力を変化 させたときの NOx 濃度の変化を示す.計算領域での滞留時間は 17.8~63.7ms の範囲であ る.1atmのときは反応帯付近で急激に増加したあと、ほとんどNOx濃度は変化しないが、 圧力が大きくなるにつれて反応帯付近で形成される NOx の生成量は若干減少する傾向が あるが反対に下流で形成される Zeldovich 機構による NOx 生成量が増加する傾向がある. Zeldovich 機構による NOx 生成は 10atm まで圧力が上昇するとその生成量は大幅に増加す るようになるが、5atm以下の場合反応帯下流でのNOx生成の速度はあまり大きくない、こ のことから圧力については 5atm 以下程度であればその影響はあまり大きくならないとい える.大型のガスタービンにおいては圧力比は10以上の大きな値となるため燃焼器内の圧 力が NOx 生成に及ぼす影響は大きくなるが、マイクロガスタービンについて考えた場合、 再生サイクルが適用されることから圧力比は5程度以下になる.したがって、マイクロガ スタービン燃焼器における NOx 生成に対する圧力の影響はその範囲であまり大きくならな いといえる。



図 5.21: 圧力の変化に伴う NOx 生成量の変化

5.3.5 入口温度および空気比の影響

次に, 圧力 1atm, 空気比 1.5 および 2.0 で入口温度を変えたときの NOx 排出濃度の変 化を図 5.22 に示す. ここでは入口温度,全 NOx 生成量 (滞留時間 5ms) および promptNOx 等火炎面付近での NOx 生成量と燃焼ガス温度の関係を示す.空気比 1.5 のときは入口温度 300K で燃焼ガス温度が 1790K となり,これより入口温度が増加することで燃焼ガス温度が 上がると Zeldovich 機構による NOx 生成量が徐々に増加し,反対に入口温度が減少し燃焼 ガス温度が下がると promptNOx 等が支配的となる.空気比が 2.0 の場合,入口温度が 700K 近くのとき燃焼ガス温度が約 1800K となり,これより入口温度が上がると thermalNOx が 増加し,入口温度が下がると promptNOx 等が支配的な条件となる.また,空気比 1.5,入 口温度 300K の場合と空気比 2.0,入口温度 700K の場合の燃焼ガスの温度はほぼ同程度と なるが,このときのそれぞれの NOx 生成量についてもほぼ同じ値となっている.また,こ れより燃焼ガス温度が低い条件においても両者の NOx 生成量は一致している.

図 5.23 に圧力 1atm,入口温度 300K および 600K で空気比を変えたときの NOx 生成の変 化を示す.ここでも図 5.22 同様に空気比,全 NOx 生成量および promptNOx 等火炎面付近 での NOx 排出濃度 (滞留時間 5ms)と燃焼ガス温度との関係を示す.入口温度が 300K のと きは空気比 1.5 より燃焼ガス温度が上がる低空気比側では Zeldovich 機構による NOx 生成 が徐々に増加し,反対に燃焼ガス温度が下がる高空気比側では promptNOx 等による NOx 生成がほぼ全体を占める.また,入口温度が 600K のときは初期温度が高い分燃焼ガス温 度を同じにするためには空気比を大きくする必要があり,空気比約 1.85 で燃焼ガス温度が 1800K 程度になり,これより空気比が低下して燃焼ガス温度が上がると thermalNOx が増 加し,空気比が高くなり燃焼ガス温度が下がると promptNOx 等が支配的となる.燃焼ガ ス温度 1800K 以下の promptNOx 等が支配的となる条件での NOx 排出濃度を比較すると入 口温度を変化させた場合と同様に燃焼ガス温度が同じであれば,そのときの NOx 生成量は ほぼ一致する.

以上の入口温度および空気比の NOx 生成への影響についての考察から,入口温度や空気 比が一定でなくても,これらの条件を調節し燃焼ガス温度を 1800K 以下にすれば NOx 生 成は promptNOx 等火炎面付近での NOx 生成が支配的となり,そのときの生成量は燃焼ガ ス温度に強く依存することがわかった.



図 5.22: 入口温度の変化に伴う NOx 排出濃度の変化



図 5.23: 空気比の変化に伴う NOx 排出濃度の変化

5.3.6 Stirred Reactor でのNO生成

図 5.24 に,空気比 λ =1.5~1.9 で滞留時間 τ を変化させたときの NO 生成と温度の変化 を示す. λ =1.5 において τ が小さいときは, $\tau < 0.3$ [ms] の条件下では反応が起こらないま ま通過することになる. τ が小さいときは未燃成分の残存量が多いまま通過することにな り,温度は 1600K 程度と低いが,NO 生成量については同条件の一次元予混合火炎とほぼ 同程度であり, τ が大きくなるにつれてさらに増加する傾向が見られる.空気比が増加す ると共に温度,NOx 生成量ともに低下していくが,いずれの条件においても τ が大きくな るにつれて NOx 生成量は一次元予混合火炎での排出量よりも多くなってしまう.下流での re-burning により NO 濃度を下げることは可能であるが ^[5], Stirred Reactor 内での燃焼で は NO 生成は通常の燃焼より大きくなることは明らかとなった.



図 5.24: Stirred Reactor での NO 生成

5.3.7 Plug Flow での NO 生成傾向

図 5.25 に、Plug Flow の計算において燃焼ガスと後から加える未燃ガスの全質量流量の 比を変えたときのメタン濃度および NO 生成濃度を示す.横軸の t については微小距離 Δz を流速 $u_{z+\Delta z}$ で通過するときにかかる時間 Δt を

$$\Delta t = \frac{\Delta z}{u_{z+\Delta z}} \tag{5.39}$$

から求め、それぞれの場所までの和を取ったものである.計算の主要な条件を表5.2に示す. また、入口部における燃焼ガスの組成および温度については、前述の一次元予混合火炎で 圧力 1atm、入口温度 300K、空気比 1.5 の場合の計算の 1cm の位置での値を用いる.未燃 ガスを後から加えない場合 (10:0)、NO は時間が進むと共に単調に増加しているのに対し、 9:1 の場合では一旦 NO 濃度は低下するがその後増加し始めると 10:0 の場合より 0.6ppm 近 く高くなっているのがわかる.ここで、x:y の記号は主流の質量流量 (x) と添加する質量流 量 (y) の比率である.メタンについては 0.05[ms] 付近までは急激に増加しているが、その 後減少し始め、未燃混合気の投入が終わる t=0.2[ms] 付近で急激に消費されほぼ 0 となる. 増加する未燃ガスの比率を上げるとメタン、NO ともに変化の幅は大きくなるが傾向に大 きな変化は見られない.ただし、NO 濃度の増加幅は徐々に小さくなり、6:4 と 5:5 の場合 NO 濃度はほとんど変化しなくなる.

図 5.26、5.27 は初期の燃焼ガスと未燃ガスの質量流量比が 5:5 のときの N₂ 分解速度お よび NO 生成速度を示したものである.未燃ガスが投入されている t=0.3[ms] 付近までは HCN への変化が最も多く,未燃ガス投入時は promptNO の生成がもっとも主要な NO 生成 経路となっている.図 5.25 において t=0.1[ms] までの間 NO 濃度が減少していたが,これ は初期の燃焼ガス中に含まれる NO が分解されたことによって減少されたのではなく,新 たに投入された成分の影響で減少したものであるといえる.t=0.1[ms] 付近から NNH を経 由する NO 生成の割合が徐々に大きくなり, $t=0.2\sim0.3$ [ms] 付近では promptNO と同程度 の NO 生成が行われるようになっている.NO 濃度分布においてもっとも大きな増加が見 られた $t=0.3\sim0.5$ [ms] の領域では NNH を経由する NO 生成が最も多くなっており,新たな 未燃予混合気を加えた場合に NO 生成が増加する原因はこの NO 生成機構がもっとも大き く影響している事がわかる.その他の経路として N₂O を経由する NO 生成も無視できない 大きさとなっている.

以上のことから,希薄予混合燃焼の条件として,既燃ガス中に新たに未燃ガスが投入されていくような燃焼場になると NO 生成量を増加させてしまうことが示された.その増加の割合は投入される未燃ガスの量が多いほど大きくなり,またそのとき大きな影響を及ぼす NO 生成は NNH を経由して生成される NO であることが明らかとなった.

表 5.2: 計算条件

圧力 [atm]	1.0
流入区間[m]	0~0.001
全質量流量 [kg/s]	1.0
燃焼ガス空気比	1.5
未燃ガス空気比	1.5
未燃ガス温度 [K]	300





図 5.26: Plug Flow での N₂ 分解速度 (λ=1.5, 質量流量比 5:5)



5.4 まとめ

予混合燃焼における NOx 生成に支配的な機構および特性を一次元伝ぱ火炎, Well-Stirred Reactor, Plug Flow のモデルで数値解析的に調べた. その結果を要約すると次の通りである.

- 1. 燃料過剰条件下では promptNO 生成機構による NOx 生成が他の反応機構と比べ圧倒 的に多くなり, NOx はほぼ火炎面付近で生成される.空気比1.0 付近の空気過剰で燃 焼ガス温度が高い条件下では pomptNO も生成されるが,火炎面下流側で徐々に生成 される Zeldovich 機構による thermalNO が多くなり,滞留時間の増加により NOx 生成 量は増大する.十分な希薄予混合燃焼 (空気比1.5以上)となると,全体の NOx 生成量 は非常に小さくなる.また,その場合には promptNO のほか NNH を経由する NO 生 成が重要な生成機構となる.これらの反応は火炎面付近で起こり,また thermalNO に ついては燃焼ガス温度が低くなるために生成されなくなる.そのため NOx 生成は火炎 形状や滞留時間の影響を受けにくくなると考えられる.さらに空気比が大きくなると (空気比1.7以上)N₂O を経由する NO 生成が重要な生成機構となってくる.
- 2. 予混合火炎の計算と完全予混合の実験結果を比較すると高空気比の条件下でNOx生成量はほぼ一致する.これは上記の通り希薄予混合燃焼でのNOx生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けないためであり、このことから一次元予混合火炎の計算で完全予混合燃焼器内でのNOx生成が予測できる.
- 3. 予混合燃焼において NOx に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べた.圧 力については高くなるにつれて下流側での NOx 生成量が増加する傾向が見られるが、 5atm 以下の条件下ではあまり影響は大きくない.マイクロガスタービン燃焼器を考え ると,圧力比は5程度以下になるので圧力の影響については大きくないといえる.入 口温度や空気比が変わっても、燃焼ガス温度と NOx 生成の関連性が強く、1800K 以下 では生成量を低く抑えることができる.この燃焼ガス温度(1800K) 以下となるように 入口温度および空気比を調節することによって低 NOx(5ppm 以下)を達成できる.
- 4. Well-Stirred Reactor や混合を伴う Plug Flow での計算により燃焼形態の変化が NOx 生成に及ぼす影響を調べた.その結果これらの形態では NOx 生成量が一段の希薄予混 合燃焼より多くなる傾向がある.

参考文献

- [1] Kee, R. J., Grcar, J. F., Smooke, M. D. and Miller, J. A., , SAND85-8240 (1985).
- [2] Kee, R. J., Rupey, F. M. and Miller, J. A., SAND89-8009B (1991).

- [3] GRI, http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/
- [4] Bhargava, A., Kendrick, D. W., Colket, M. B., Sowa, W. A., Casleton, K. H. and Maloney, D. J., ASME paper 2000-GT-97.
- [5] Xu, Z., Hayashi, S. and Takagi, T., Proc. of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, AJTEC99-6333, (1999).
- [6] 日本機械学会, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980).

.

第6章

結論

本研究では、マイクロガスタービン燃焼器を目標として、旋回流による火炎安定と完全 燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低 NOx 生成をコンセプトとした火炎構成を実験 的に検討するとともに典型的な低 NOx 火炎についてその内部の濃度分布、温度分布を測定 し、火炎構造についての調査を行った.また、数値シミュレーションによって燃焼器開発 のキーとなる混合手法の検討を行った.さらに、数値計算により希薄予混合燃焼における NOx 生成機構と特性を明らかにした.得られた結果は各章でまとめているが、要約すると 以下のとおりである.

第2章では、旋回流による火炎安定と完全燃焼の確保および希薄予混合燃焼による低NOx 生成をコンセプトとした各種燃焼器を設計・製作し、それぞれの燃焼器について火炎形状 やNOx、CO排出特性を調べ低NOx燃焼器の検討を行った。その結果、希薄予混合燃焼で はNOx生成は空気比によって支配的に影響されるようになり、可燃範囲内で空気比を大き くすることによって3ppm(O₂0%換算)程度の低NOxが実現可能となる。また、COについ ても火炎が安定に形成される条件では十分低い値に抑えることが可能となることを示した。 これを実現するための最大のポイントは完全な希薄予混合気の形成であるが、実際の燃焼 器を設計する上では逆火の問題があり、できる限り短い区間内での高速混合が要求される。 実験を通じて得られた混合手法についての知見を以下に示す。

- 1. 燃料を空気流側面から噴射する場合,空気流量に対し燃料流量が小さいため燃料の運動量が不足し,貫通力が不足するため十分な混合の達成が困難となる.
- 2. 上記の貫通力の問題を解決する方法として、燃料に空気を一部予混合させることを考 案した.この手法では燃料の運動量の増加と、初期段階ですでに空気を混合している ことから混合は促進される傾向があるが、本研究で設計した燃焼器で十分な混合を実 現するにはかなりの量の空気を混合させる必要があった。
- 3. 空気流路内に突き出した分配管により空気流全体に燃料を直接噴射する方法は高速混 合を達成させる上で非常に効果的である.ただし,燃料噴射は一様に行うのではなく,
空気流の分布を考慮した燃料配分が必要となる.

第3章では,第2章において低NOx・完全燃焼が達成された旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2) において形成される火炎の典型的なもの2種類についてその内部の主要成分とNOx 濃度分布および温度分布を測定し,火炎内部構造およびNOx 生成過程についての調査を行った.得られた結果を要約すると次のとおりである.

- 空気比 λ=1.5 のとき,燃焼器中心部には循環領域を保炎機構とした火炎が形成され, 燃焼器入口周辺部には空気流路の急激な拡大により生じた循環領域において周辺火炎 が形成される.可視火炎の長さは100mm 程度で,燃焼も100mm 程度でほぼ完了する. ほぼ燃焼完了後の100mm 断面では温度分布はほぼ平坦になっているが,NOx 濃度につ いては濃度差があり,中心付近では高くなる.また,中心部では下流においてもNOx がわずかに生成されている.中心部と周辺部のNOxの差は中心部で空気比がわずかに 小さくなっていることが一つの原因と考えられる.
- 2. λ=1.7 の火炎は長く伸びており完全燃焼を達成するには 350mm 近い距離が必要となる.ただし,NOx 生成量については非常に小さく,また,火炎下流側でほとんど生成 されない.
- 3. 未燃成分は火炎周辺部に残存し,それが未燃成分排出の原因である.未燃成分の残存 領域は可視火炎の領域とほぼ対応する.未燃成分として炭化水素より CO が最後まで 残存する傾向がある.

第4章では,旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2)の入口部における混合状況お よび燃料・空気の交差流的混合において,燃料の空気の一部を添加することによる混合改 善の効果が得られるかどうかを数値シミュレーションにより検討した.以下に結果を示す.

- 旋回羽根を用いた予混合旋回燃焼器 (Case2)の入口部分における混合状況を予測する ため、燃焼器とほぼ同じ形状の計算領域を作成し、シミュレーションを行った.その 結果、周方向の混合は良好であるが、半径方向の混合が起こりにくい傾向があり、燃 料噴射位置での燃料と空気の半径方向流量配分を最適にする必要があるといえる.た だし、実験結果と比較した場合シミュレーションにおける混合状況は悪く、計算条件 についての検討が必要である.
- 2. 燃料に空気流を添加しない場合,燃料は噴射孔出口付近ですぐに空気流に巻き込まれ ほぼ壁付近に沿ってのみしか流れなかった.しかし,空気を添加することにより貫通 力を増加させ,混合状況を改善できることが明らかになった.ただし,添加量が多く なりすぎると逆流域の形成を引き起こす.
- 3. いずれの条件においても周方向には混合は良好であった. しかし, 半径方向には混合

は遅く,短い区間で完全な混合を達成するためには初期の噴射段階で燃料が全体に分 配されるように設計する必要がある.

 空気添加による混合の改善は燃料流の運動量増加と空気主流の速度の低下が影響する と考えられるが、燃料流の運動量増加による効果が非常に大きいことがわかった.そのため、空気比の変化による混合状況の変化はあまり大きくないことを示した.ただし、同じ空気比においても燃料流量の変化により混合状況は変化した.

シミュレーションの結果,空気添加により混合の改善は十分可能であることが示された. しかし,添加する空気の量についての適切な配分が必要であり,また,その配分は流量条 件により異なり,制御が複雑になることが問題として挙げられる.

第5章では、希薄予混合燃焼における NOx 生成特性と機構を一次元予混合火炎の計算に より調べた.また、この計算による NOx 生成量の予測が妥当であるかを検討し、第2章の 実験において検討しなかった NOx 生成に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べ た.さらに、燃焼形態を変化させることにより NOx 生成の更なる低減が可能となるかを Well-Stirred Reactor と Plug Flow により検討した.その結果は以下のとおりである.

- 1. 予混合燃焼における NOx 生成に支配的な機構および特性を調べた.燃料過剰条件下では promptNO 生成機構による NOx 生成が他の反応機構と比べ圧倒的に多くなり、そのため NOx はほぼ火炎面付近で生成されるため火炎形状や滞留時間の影響は受けない.空気比 1.0 付近の空気過剰で燃焼ガス温度が高い条件下では pomptNO も生成されるが、火炎面下流側で徐々に生成される Zeldovich 機構による thermalNO が多くなり、滞留時間の増加により NOx 生成量は増大する.十分な希薄予混合燃焼(空気比1.5以上)となると、全体の NOx 生成量は非常に小さくなる.また、その場合には promptNOのほか NNH や N₂O を経由する NO 生成が重要な生成機構となる.これらの反応は火炎面付近で起こり、また thermalNO については燃焼ガス温度が低くなるために生成されなくなる.そのため NOx 生成は火炎形状や滞留時間の影響を受けにくくなる.
- 2. 予混合火炎の計算と完全予混合の実験結果を比較すると高空気比の条件下でNOx 生成 量はほぼ一致する. これは上記の通り希薄予混合燃焼でのNOx 生成は火炎形状や滞留 時間の影響を受けないためであり、このことから一次元予混合火炎の計算で完全予混 合燃焼器内でのNOx 生成が予測できることを示した.
- 3. 予混合燃焼において NOx に及ぼす圧力・入口温度および空気比の影響を調べた.圧 力については高くなるにつれて下流側での NOx 生成量が増加する傾向が見られるが、 5atm 以下の条件下ではあまり影響は大きくない.マイクロガスタービン燃焼器を考え ると,圧力比は5程度以下であるので圧力の影響は大きくない.入口温度や空気比が 変わると燃焼ガス温度が変わり,NOx 生成に大きく影響する.しかし,NOx 生成は入

口温度と空気比が変わっても、燃焼ガス温度と直接的な関係がある。燃焼ガス温度が 1800K以下ではNOx生成量を低く抑えることができるので、この燃焼ガス温度を達成 できるように入口温度および空気比を調節すればよい.

4. Well-Stirred Reactor や Plug Flow での計算により燃焼形態の変化が NOx 生成に及ぼ す影響を調べた.その結果これらの形態では NOx 生成量が大きくなる傾向があり,希 薄予混合燃焼では1段で燃焼させることが NOx を低くする上で得策といえる.

謝辞

本研究は、大阪大学大学院 工学研究科 機械物理工学専攻 エネルギー工学講座 熱工学領 域 在学中に行ったものです.

その間,本研究のテーマのみならず研究活動全般を通して終始懇切丁寧なるご指導とご 鞭撻を賜り,また本論文の執筆に際しても綿密なご校閲をいただきました 高城敏美 教授 に謹んで感謝の意を表します.

本論文をまとめるにあたり、ご校閲とご指導をいただきました本学工学研究科 香月正司 教授, 辻 裕 教授に深く感謝致します.

また日々研究を遂行するにあたり,度重なるご指導とご鞭撻を賜りました本講座の 岡本 達幸 助教授,小宮山正治 講師,木下進一 助手に深く感謝致します.

また本研究を行うに際して,惜しみないご協力をいただいた本講座の当時の博士前期課 程 寺岡 弘宣 君,中谷 英俊 君,当時の工学部学生 平尾 俊一 君,山中 啓介 君,吉積 尚 志 君に深く感謝の意を表します.あわせてまた,所属する研究室の皆様の多大なご協力の もとに十分な環境で研究を進めることができましたことに感謝致します.

最後にこれまであたたかく見守ってくれた両親と兄に感謝の意を表します.

