石炭ガス化低カロリー燃料用 1500°C 級ガスタービン 燃焼器に関する研究* (第2報, 高圧燃焼特性)

長谷川 武治^{*1}, 佐藤 幹夫^{*1}, 二宮 徹^{*1}

A Study on LBG-Fueled 1500°C-class Gas Turbine Combustor for Use in IGCC (2nd Report, Combustion Characteristics Under High Pressurized Conditions)

Takeharu HASEGAWA, Mikio SATO and Tohru NINOMIYA

The "integrated coal gasification combined cycle system" (IGCC) requires the development of a high temperature, gas turbine combustor using coal-derived, low-Btu gaseous fuel, which has high thermal efficiency and low NO_x emission. The authors of this paper have developed a 150 MW, 1500°C-class gas turbine combustor which adopts an advanced two-staged combustion technology designed mainly for achieving low NO_x emissions and stable combustion. Under high-pressurized conditions, we have successfully reduced NO_x emissions when fuel contains ammonia of about 1 000 ppm, and have maintained flame stability. Moreover, we have optimized many design guidelines by clarifying the effect of pressure on combustion characteristics. This paper describes in detail the effects of pressure on the characteristics of the advanced, two-staged combustion technology for use in a gas turbine combustor in IGCC.

Key Words: Gas Turbine, Combustion, Low Btu Fuel, Combustion Products, Nitrogen Oxides, Ammonia, Coal Gasification

1. 緒 言

石炭は世界中に広く分布し埋蔵量も豊富であることから, 将来にわたって重要なエネルギー資源として位置づけられている。しかしながら, 石炭は石油や天然ガスと比較して硫黄分, 窒素分, 灰分などを多く含み, 単位発熱量あたりの CO₂ の発生量も多いことから, 高効率で環境保全性に優れた利用が不可欠である。このような観点から, 石炭を利用した次世代火力発電方式として石炭ガス化複合発電(IGCC)の研究開発が国内外で進められている。

わが国においては, 国家プロジェクトとして 200 t/日規模の空気吹き噴流床石炭ガス化炉を用いた IGCC の開発が進められ, 現在, 実証機導入に向けた各種 IGCC システムの検討が行われている。国家プロジェクトとして開発が進められた IGCC では, 空気吹き噴流床石炭ガス化炉, 乾式ガス精製(脱硫, 脱じん)および 1300°C 級ガスタービンを用いることにより, 送電端熱効率 43%(HHV ベース)以上が期待され, 在来微粉

炭火力の 38~39%と比較して大幅な熱効率向上が見込まれる。

著者らは, 石炭ガス化複合発電用 1300°C 級ガスタービン燃焼器開発^{(1)~(4)}に引き続き, 石炭ガス化複合発電のいっそうの高効率化とガスタービンの低 NO_x 化を目指し, 1500°C 級燃焼器の研究開発を進めている^{(5)~(10)}。第1報⁽¹¹⁾では, ガスタービンの高温化に伴う燃焼器壁面冷却の強化や低 NO_x 燃焼技術の高度化を図った燃焼器構造を提案し, 大気圧下での燃焼試験結果を報告した。供試燃焼器は CO 排出濃度が高い値を示すことを除き, 1500°C 級燃焼器として十分な性能を示すことを確認した。しかしながら, 燃焼特性や燃焼器壁面冷却特性は燃焼器内圧力の影響を受けることが知られているため⁽⁴⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾, 高圧条件下での性能評価が必要である。

本論文は, 第1報で示した 150 MW 級実寸燃焼器を基に約 1/2 に縮小した高圧試験用燃焼器を試作し, 高圧条件下での NO_x, CO 排出特性および燃焼器壁面温度特性について検討した結果を述べる。

記 号

C. R.: 燃料中の NH₃ から NO_x への転換率 %
HHV: 高位燃料発熱量 MJ/m³

* 1995 年 9 月 7 日 第 10 回ガスタービン秋季講演会において講演, 原稿受付 1997 年 8 月 12 日。

*1 正員, (財)電力中央研究所(〒240-0196 横須賀市長坂 2-6-1)。

NH_3 : N, NH または NH_2
 NO_x (16% O_2): 燃焼ガス中の酸素濃度を 16% に換算したときの NO_x 排出濃度 ppm
 P : 燃焼器内圧力 MPa
 R : 炭化水素基
 T_{air} : 空気温度 °C
 T_{fuel} : 燃料温度 °C
 T_{ex} : 燃焼器出口ガス温度 °C
 T_{wall} : 燃焼器壁面温度 °C
 u : 燃焼器出口ガス平均断面流速 m/s
 ϕ_{ex} : 燃焼器出口の当量比
 ϕ_p : 一次燃焼領域の当量比 (一次当量比)

2. 石炭ガス低カロリー燃料用 1500°C 級燃焼器

表 1 に空気吹き噴流床方式石炭ガス化燃料の代表的な組成例を示す。ガス化剤に空気を用いる噴流床石炭ガス化燃料は、一酸化炭素(CO)、水素(H_2)と少量のメタン(CH_4)を主要可燃性成分とし、燃料組成の 70% 程度を窒素(N_2)や二酸化炭素(CO_2)などの不燃性成分が占める。このため、燃料発熱量は約 4.2 MJ/m³ と低く、天然ガスの約 1/10 である。

また、脱硫および脱じんなどのガス精製を乾式で行う場合には、ガス化の過程で石炭中の窒素化合物から生成されるアンモニア(NH_3)は除去されずに燃焼器に供給され、燃焼過程で窒素酸化物(フュエル NO_x)に変換されるため、 NH_3 を含む石炭ガス化燃料を用いるガスタービン燃焼器では、フュエル NO_x 低減燃焼技術の確立が重要である。

さらに、ガスタービンの高温化に際しては、燃焼器出口ガス温度を 1500°C とする場合、総空気量の 80% 程度が燃焼用空気として使われるため、冷却用および希釈用空気が不足する⁽¹¹⁾。したがって、高温化に伴い燃焼器壁面冷却を強化する必要があるにもかかわらず、

冷却用空気が減少するため壁面冷却技術の高性能化を図る必要がある。

これらのことから、石炭ガス化低カロリー燃料用ガスタービン燃焼器の高温化に伴い、以下の課題を考慮した燃焼器設計が必要となる。

- (1) ガスタービンの広い負荷範囲における低カロリー燃料の安定燃焼技術
- (2) 燃料中の NH_3 に起因するフュエル NO_x 生成を抑制する低 NO_x 燃焼技術
- (3) 燃焼器壁面冷却技術の高性能化

高圧条件下での燃焼特性を検討するために試作した燃焼器の特徴を図 1 に、燃焼器の外観を図 2 に示す。供試燃焼器は、これまでに開発した 150 MW, 1500°C 級ガスタービン燃焼器⁽¹¹⁾を基に寸法を約 1/2 に縮小したものであり、全長は 580 mm, 内径は 194 mm である。本燃焼器は、以下の特徴を有する。

2・1 燃焼安定性の向上 広範囲な負荷帯における燃焼安定性を確保するために、燃焼器入口部に副燃焼室を設けている。副燃焼室への燃料供給量は全燃料流量の 15% とし、定格条件での当量比を 1 としている。また、残りの燃料は副燃焼室出口の周囲に設けている旋回器により燃焼器に供給する。

2・2 フュエル NO_x の低減 燃料中の NH_3 に起因して生成するフュエル NO_x を抑制する燃焼法として、二段燃焼法を採用している。また、供試燃焼器は一次燃焼領域と二次燃焼領域を明確に分離した二室構造を採用することにより、二段燃焼法を強化しているとともに、以下の特徴を有する。

2・2・1 一次燃焼領域の当量比設計 一次燃焼領域における当量比を、小形拡散バーナを用いた燃焼実験結果⁽¹⁴⁾に基づき設定している。燃料中に CH_4 が含まれない場合は、一次当量比 ϕ_p を 1 以上の燃料過剰にするほど燃料中 NH_3 から NO_x への転換率は減少するが、燃料中に CH_4 が含まれる場合は、 CH_4 濃度により、転換率を最小とする一次当量比が存在する。空気吹き噴流床石炭ガス化燃料では、0.5% の CH_4 が含まれることから、転換率を最小とする一次燃焼領域の当量比を供試燃焼器では 1.6 と設定した。

2・2・2 一次燃焼領域の滞留時間 燃料過濃条件としている一次燃焼領域での NH_3 の分解をより効果的に行うため、供試燃焼器では、実寸規模の大気圧試験用 1500°C 級燃焼器の場合と同様に⁽¹¹⁾、一次燃焼領域の滞留時間をこれまでに開発した高圧試験用 1300°C 級燃焼器⁽⁴⁾の 1.5 倍に増加させた。

2・2・3 二次空気の導入方法 フュエル N 分である NH_3 の分解に伴い、一次燃焼領域で生成する NO 、

Table 1 Typical composition of the air-blown, entrained-flow coal gasified fuel

Composition	
C O	22.9 %
H ₂	8.6 %
C H ₄	0.5 %
C O ₂	12.9 %
H ₂ O	2.0 %
N ₂	53.0 %
N H ₃	1000 ppm
(C O + C H ₄)/H ₂ mole ratio	
H H V	4.2 MJ/m ³ (1000 kcal/m ³)

Fig. 1 Design concept of a 1500°C-class gas turbine combustor

Fig. 2 Tested combustor liner

HCN, NH_3 等の TFN (total fixed nitrogen) の大部分が二次燃焼領域で NO_x に転換する。モデュラモデル⁽¹⁵⁾を用いた反応動力学解析により、二次空気と一次燃焼領域からの燃焼ガス流との混合条件が NO_x の生成に及ぼす影響を検討したところ、二次空気の混合を緩慢にするほど NO_x の生成量が減少する結果が得られた⁽¹⁶⁾。このことから、供試燃焼器の二次空気の流入部に外壁を設けて二重構造とし、中間圧領域での圧力損失により二次空気流入速度を外壁がない高圧試験用 1300°C 級燃焼器⁽⁴⁾ の場合の 100 m/s から 50 m/s に低下させて、二次燃焼用空気の一次燃焼領域からの燃焼ガスとの混合を緩慢にさせている。

2.3 燃焼器壁面冷却性能の向上 ガスタービンの高温化に伴う冷却空気量の減少を補うために、供試燃焼器では希釈空気孔を削除するとともに、尾筒壁を二重構造として、尾筒のインピンジメント冷却に用いた冷却用空気を燃焼器壁面の冷却にも利用する構造としている。

また、特に高温となることが予想される副燃焼室と一次燃焼領域には、インピンジメント冷却とフィルム冷却を組合せた積層冷却構造を採用し、二次燃焼領域にはフィルム冷却を用いている。

Fig. 3 Schematic diagram of experimental facility

3. 試験設備および試験方法

ガスタービン燃焼器の試験設備の系統を図 3 に示す。燃料ガスは空気吹き噴流床石炭ガス化炉で生成される燃料と同組成になるように、原料のプロパン (C_3H_8) を水蒸気改質して、水素分離膜と N_2 添加により成分が調整される。また、フュエル N 分として所定量の NH_3 を燃料ガス中に注入する。燃焼器に供給する空気は、駆動機出力が 2810 kW の四段遠心形圧縮機で 2.0 MPa まで昇圧されたのち、所定の圧力まで減圧して用いられる。供試燃料と空気は、それぞれ予熱器により所定の温度まで加熱される。

図 4 は 150 MW 級 1/2 サイズ燃焼器 1 缶の高圧燃焼試験スタンドの断面を示す。高温の燃焼ガスは尾筒を通過した後、計測ダクトにてガス成分とガス温度が計測される。燃焼ガス成分は自動ガス分析計により、 NO , NO_2 , CO , CO_2 , O_2 および THC の各成分が連続分析される。燃焼器出口ガス温度は、計測ダクトに挿

Table 2 Standard test conditions

T_{air}	: 427 °C
T_{fuel}	: 360 °C
T_{ex}	: 1500 °C
u	: 16.8 m/s
P	: 1.4 MPa
NH_3	: 1000 ppm
Loading rate in combustor $2.3 \times 10^2 \text{ W/(m}^3 \cdot \text{Pa)}$

Fig. 4 High pressure combustion test rig

入した3本のR形シース熱電対により計測される。さらに、燃焼器の外壁面には約40本のシース外径1.0 mmのK形熱電対が溶接され、燃焼器壁面温度が計測される。

表2は1500°C級燃焼器としての定格試験条件を示す。また、燃料組成については、表1に示すようにHHVが4.2 MJ/m³、NH₃濃度が1000 ppm、CH₄濃度が0.5%、(CO+CH₄)/H₂モル比が2.7を標準とした。

4. 試験結果および考察

4・1 燃焼器壁面温度特性 石炭ガス化低カロリー燃料は火炎温度が低くまた不輝炎であるため、火炎から燃焼器壁面へのふく射による伝熱量は少ないと考えられる。しかしながら、一次燃焼領域を燃料過濃条件としていることや圧力の上昇に伴い火炎からのふく射率が増加することから、燃焼器壁面温度に及ぼす燃焼器内圧力の影響を検討した。

図5は燃焼器内平均断面流速を一定とし、燃焼器出口ガス温度 T_{ex} を1500°Cで一定とする条件下で燃焼器内圧力を変化させた場合の燃焼器壁面温度分布を示す。燃焼器壁面温度に及ぼす圧力の影響としては、火炎からのふく射率の上昇や燃焼器内壁面の冷却空気膜からの対流伝熱量の増加および燃焼器外壁面の対流空

Fig. 5 Liner wall temperature distribution

気による冷却伝熱量の増加などが考えられる。燃焼器壁面温度に及ぼす圧力の影響は、一次燃焼領域、二次燃焼領域および尾筒とで異なる傾向を示す。すなわち、一次燃焼領域では圧力の上昇に伴い壁面温度が上昇する傾向がみられ、二次燃焼領域および尾筒では逆に壁面温度が低下する傾向を示している。これは、一次燃焼領域では燃料過濃条件としているため、圧力の上昇に伴い燃焼性が向上し、その結果、火炎から壁面へのふく射伝熱量が増加し壁面温度上昇をもたらしたものと考えられる。一方、燃料希薄条件とする二次燃焼領域では、石炭ガス化低カロリー燃料の火炎温度が低いことや火炎が不輝炎であることから、圧力の上昇によるふく射伝熱量の増加分よりも、燃焼器外壁面の対流空気による冷却伝熱量の増加分が大きくなったため、壁面温度が低下したものと考えられる。また、燃焼器尾筒については、インピンジメント冷却を採用していることから、圧力の上昇に伴い熱伝達率が上昇して冷却伝熱量が増加したため、壁面温度が顕著に低下したものと考えられる。

4・2 CO排出特性 第1報⁽¹⁾での大気圧燃焼試験では、CO排出濃度は1500°C定格条件で3300 ppmと高い値を示した。図6は燃焼器出口ガス温度を1500°Cとする条件下で、燃焼器内圧力とCO排出濃度の関係を燃料発熱量をパラメータにして示す。いずれの発熱量の場合も燃焼器内圧力の上昇に伴いCO排出濃度は急激に低下することが示される。すなわち、燃料発熱量が4.2 MJ/m³で、燃焼器内圧力が0.1 MPaの場合のCO排出濃度は700 ppmであるのに対し、0.8 MPa以上では20 ppm以下にまで低下する。また、燃料発熱量のCO排出濃度に及ぼす影響は、0.8 MPa以下と比較的低い圧力範囲において顕著であり、燃料

Fig. 6 Effect of fuel calorific value on relation between pressure in the combustor and CO emission characteristics

Fig. 8 NO_x emission characteristics from N₂ fixation

Fig. 7 Relation between equivalence ratio at combustor exit and CO emission characteristics

Fig. 9 Relation between equivalence ratio at the combustor exit and conversion rate of ammonia in the fuel to NO_x

発熱量が低いほど CO 排出濃度は高くなる傾向を示している。これは、燃料発熱量が低くなるほど燃焼器出口ガス温度を 1500°C とする当量比が上昇するためと考えられる。

図 7 は燃料発熱量を 4.2 MJ/m³、燃焼器内圧力を 1.4 MPa とする高圧条件下での燃焼器出口当量比と CO 排出濃度の関係を示す。CO 排出濃度はいずれの燃焼器出口当量比においても 10 ppm 以下を示しており、供試燃焼器は燃焼性に優れていることが確認された。

4.3 NO_x 排出特性 図 8 は燃料中に NH₃ を供給しない場合の、燃料発熱量を 4.2 MJ/m³、燃焼器出口ガス温度を 1500°C で一定とする条件下における、燃焼器内圧力とサーマル NO_x 排出濃度の関係を示す。サーマル NO_x 排出濃度は大気圧では 4 ppm であるが、圧力の上昇に伴い増加し 1.4 MPa では 6 ppm となった。ガスタービン燃焼器におけるサーマル

NO_x 生成特性に及ぼす圧力の影響としては、Zeldovich 機構で生成する NO_x の生成速度は圧力のほぼ 1.5 乗に比例して増加し、NO_x 生成濃度は圧力の 0.5 乗に比例して増加するとされる⁽¹⁷⁾。しかしながら、本研究で対象とする石炭ガス化低カロリー燃料では、空気中の N₂ に起因して生成される NO_x 濃度は圧力の約 0.2 乗に比例して増加し、サーマル NO_x 生成濃度に及ぼす圧力の影響は顕著でないことがわかる。

サーマル NO_x 生成機構に及ぼす影響としては、火炎内で生じる過平衡 O 原子や炭化水素火炎で生成される promptNO が挙げられる。しかしながら、供試燃焼器ではフェル NO_x の低減を目的として二段燃焼法を採用していることから、燃料過濃な一次燃焼領域での過平衡 O 原子の生成は無視しうるものと考えられる。また、供試燃料中の炭化水素である CH₄ は 1% 程度と低いため、promptNO の生成も考慮なくてよいと考えられる。理論断熱火炎温度の最大値が 1750°C と低く、また、二段燃焼法を採用している場合

のサーマル NO_x 生成機構に及ぼす圧力の影響についてはさらに検討を行う必要があるものと考えられる。

次に燃料中の NH₃ に起因するフュエル NO_x 生成特性に及ぼす圧力の影響を検討する。図9は燃料中 CH₄ 濃度を1.0%, NH₃ 濃度を1000 ppm とする条件下で、燃焼器出口当量比と燃料中 NH₃ から NO_x への転換率の関係を燃焼器内圧力をパラメータとして示す。いずれの圧力条件においても転換率を極小とする当量比が存在し、そのときの当量比は圧力条件によって異なることがわかる。また、一次燃焼領域が燃料希薄条件となる燃焼器出口当量比0.4~0.5以下の範囲では圧力の影響が顕著で、転換率は圧力の上昇に伴い大幅に低下することが示される。

図10は燃料発熱量4.2 MJ/m³, NH₃ 濃度1000 ppm, 燃焼器出口ガス温度1500°Cとする条件下で、燃焼器内圧力と燃料中 NH₃ から NO_x への転換率の関係を燃料中 CH₄ 濃度をパラメータとして示す。試験において燃料中 CH₄ 濃度を変化させる場合、燃料中の CO/H₂ モル比を一定として、N₂ による希釈量により燃料発熱量を調整している。転換率は圧力の上昇に伴い緩やかに低下する傾向を示している。これは、圧力の上昇に伴い H₂ や O₂ の分解が抑制され、O, H, OH 等の活性化学種濃度が減少するため⁽¹⁸⁾, NH₃ の分解が抑制され、HCN を経由して生成される NO_x が減少するためと考えられる。CH₄ 濃度の影響としては、各圧力条件下で CH₄ 濃度が高いほど転換率が高い傾向を示している。

燃料中のフュエル N 分である NH₃ の N 原子は、N₂ に比較して結合力が弱く、以下の反応により容易に NH_i 等の化学種を放出する。燃料中に CH₄ などの

$$\text{NH}_3 + \text{OH}(\text{O}, \text{H}) \rightleftharpoons \text{NH}_2 + \text{H}_2\text{O}(\text{OH}, \text{H}_2)$$

炭化水素を含まない燃料では、燃料過濃な一次燃焼領域で NH₃ はおもに N₂ に分解するが、炭化水素成分を含む場合、以下の反応により HCN が生成され、燃料希薄な二次燃焼領域で NO に酸化される。そのた

め、CH₄ 濃度が高いほど転換率が高くなるものと考えられる。

図11は燃焼器内圧力と燃料中 NH₃ から NO_x への転換率の関係を燃料発熱量をパラメータとして示す。試験では燃料発熱量4.2 MJ/m³, NH₃ 濃度1000 ppm, CH₄ 濃度2.0%を基準として、燃料中 NH₃ 濃度, CH₄ 濃度を燃料発熱量に比例するとしている。転換率に及ぼす燃料発熱量の影響は顕著ではなく、いずれの燃料発熱量の場合においても0.4 MPa以上の圧力条件下ではほぼ40%以下の転換率を示した。

5. 結 言

石炭ガス化低カロリー燃料用ガスタービンのいっそうの低 NO_x 化を目的として、二次空気の影響緩和化を図った1500°C級燃焼器を設計、試作し、高圧燃焼試験を実施した結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 供試燃焼器では、サーマル NO_x 生成濃度は圧力の約0.2乗に比例して微増し、1.4 MPaの高圧条件下では約6 ppm(16% O₂ 換算)であった。
- (2) CO 排出濃度は圧力の上昇に伴い急激に低下し、1.4 MPaの高圧条件下ではCO 排出濃度は10 ppmにまで低下し、燃焼効率はほぼ100%を示した。
- (3) 燃料中の NH₃ から NO_x への転換率は圧力の上昇に伴い低下する。また、転換率を最小とする燃焼器出口当量比が存在し、しかもその当量比は圧力条

Fig. 10 Effect of methane content on conversion rate of ammonia in the fuel to NO_x

Fig. 11 Effect of fuel calorific value on conversion rate of ammonia in the fuel to NO_x

件により異なる。

供試燃焼器は燃料発熱量を 4.2 MJ/m^3 , 燃料中 NH_3 濃度を 1000 ppm, CH_4 濃度を 1.0%以下とする石炭ガス化燃料において 0.4 MPa 以上の圧力条件下で転換率を 40%以下に低減できる。

(4) 本燃焼器は, 1.4 MPa の高圧条件下においても, 最高壁面温度は大気圧下と同様に材料の耐熱許容温度 (850°C) 以下であり, 壁面冷却性能が十分であることを確認した。

燃焼試験の実施にあたっては, (財)電力中央研究所 川島健氏, 香坂幸雄氏, (株)テクノサービス 垣内智和氏, 馬場義輝氏のご協力を得た。また, 燃焼器の製作に関しては(株)東芝の芳根俊行氏, 山田正彦氏のご協力を得た。ここに記して, 感謝の意を表する。

文 献

- (1) 佐藤幹夫・中田俊彦・芳根俊行・山田正彦, 機論, **56**-530, B(1990), 3147-3154.
- (2) 佐藤幹夫・二宮徹・阿部俊夫・芳根俊行・長谷川宏, 機論, **56**-532, B(1990), 3903-3909.
- (3) 佐藤幹夫・中田俊彦・芳根俊行・山田正彦, 機論, **57**-535, B(1991), 803-811.
- (4) 中田俊彦・佐藤幹夫・二宮徹・芳根俊行・山田正彦, 機論, **58**-553, B(1992), 2890-2897.
- (5) Nakata, T., Sato, M., Ninomiya, T. and Hasegawa, T., *Proc. JSME-ASME Int. Conf. Power Eng.* '93, **2** (1993), 445-450.
- (6) 二宮徹・中田俊彦・長谷川武治・佐藤幹夫, 第8回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1993), 61-68.
- (7) Nakata, T., Sato, M., Ninomiya, T. and Hasegawa, T., *ASME Paper*, 94-GT-218(1994).
- (8) 二宮徹・佐藤幹夫・長谷川武治・中田俊彦, 第22回ガスタービン定期講演会論文集, (1994), 63-70.
- (9) 二宮徹・長谷川武治・佐藤幹夫, 第9回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1994), 123-130.
- (10) 二宮徹・長谷川武治・佐藤幹夫, 第10回ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1995), 97-102.
- (11) 長谷川武治・佐藤幹夫・二宮徹・中田俊彦, 機論, **64**-618, B(1998), 582-589.
- (12) Fletcher, R. S. and Lefebvre, A. H., *Gas Turbine Eng. Sci. Res. Council Rep. Combust. Generat. Pollut. HMSO*, (1976).
- (13) Ainger, M., Mayer, A. and Schiessel, P., *ASME Paper*, No. 90-GT-308(1990).
- (14) 佐藤幹夫・中田俊彦・山内浩二, 燃料協会誌, **69**-10 (1990), 952-959.
- (15) Pratt, D. T., Bowman, B. R., Crowe, C. T. and Sonnichsen, T. C., *AIAA Paper*, No. 71-713(1971).
- (16) 中田俊彦・佐藤幹夫・長谷川武治, 機論, **59**-564, B (1993), 2568-2575.
- (17) 技術資料, 燃焼に伴う環境汚染物質の生成機構と抑制法, (1980), 47.
- (18) 徐喆・佐藤幹夫・長谷川武治・高城敏美, 機論, **62**-602, B(1996), 3689-3695.