

■ 特 集 ■ 新燃焼技術

石炭のガス化燃焼

Coal Gas Combustion Technology for Gas Turbine Combustor

石 橋 洋 二*

Yoji Ishibashi

1 はじめに

エネルギー危機に対する燃料の多様化および環境保全を目的として、石炭ガス化プラントの開発あるいはこれと発電プラントを組合わせた石炭ガス化発電プラントの開発が国内外で活発に進められている。ガス化炉および発電プラントについては種々の方式が検討されているが、発電プラントに関しては高効率発電の可能性において石炭ガス化燃料を用いた高温ガスタービンと蒸気タービンの組合わせによる複合発電プラントが有望視されており、その開発に力が注がれている。

石炭のガス化により得られる燃料ガスはガス化炉の形式やガス化材によりその組成、発熱量が異なるが、ガス化材によって大別すると空気酸化と酸素酸化に分けられ、前者の場合には発熱量が概略 1000 kcal/Nm^3 程度のいわゆる低カロリーガスであり、後者は 2500 kcal/Nm^3 程度の中カロリーガスである。これらをガスタービン燃料として用いるためには安定燃焼化やクリーン燃焼化などの燃焼技術のほかプラント全体の運転性を満足する燃料制御技術の開発が必要となる。さらに低カロリーガスの場合においては発熱量が小さいことと可燃限界の制約により燃焼器に要求される作動範囲が達成できなくなる場合もある。これら種々の技術課題や制約を解決するためには石炭ガス化燃焼に関する新燃焼技術の開発が必要となる。

本稿はこのような石炭ガス化燃焼のうち特に石炭ガス化発電プラントにおいて多くの燃焼技術上の問題がある低カロリーガスを用いるガスタービン燃焼器の技術的問題点を議論するとともに最近の開発状況について述べるものである。

2 石炭ガス化燃料の性状

まず初めに石炭ガス化発電プラントの概略について述べておきたい。図-1は空気酸化ガス化炉を用いた石炭ガス化複合発電プラントの主要機器の構成とフローを簡略化して示したものである。発電システムはガスタービンと廃熱回収ボイラによる蒸気タービンよりなる。ガス化炉には石炭のほかガス化材としてガスタービン圧縮機から1部抽気された空気と廃熱回収ボイラから1部抽気された蒸気が供給される。ガス化炉で発生した生ガスはクリーンアップ装置において大気汚染物質の原因となる硫黄分、窒素分および高温ガスパス部材の摩耗、腐食を引きおこす可能性があるタール分や灰分が除去精製され、クリーン燃料としてガスタービン燃焼器へ供給される。

ガス化炉で生成されるガスの可燃成分は一酸化炭素(CO)、水素(H₂)および若干の炭化水素である。またガスには不燃成分として窒素(N₂)、水蒸気(H₂O)、二酸化炭素(CO₂)を含有するが、このほかクリーンアップ装置の特性によってはアンモニア(NH₃)、硫化水素(H₂S)およびタール分が含まれる場合もある。これらのガス組成はガス化方式、ガス化材によって異なるとともにガス化炉の運転条件、例えば圧力、温度、

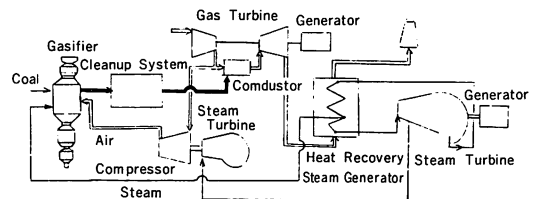


図-1 石炭ガス化複合発電プラント

* (株) 日立製作所機械研究所第5部主任研究員

〒 317 日立市幸町3-1-1

流量などの影響を受ける。表1に代表的な石炭ガスの組成と発熱量を天然ガスのそれと比較して示す。表中の“Wet”, “Dry”はガス中の水蒸気の含有量の差異を区別するものであり、クリーンアップ装置で水蒸気が除去される場合が Dry ガスである。表2に燃焼に関する燃料特性を示す。発熱量と理論燃空比について天然ガスと比較してみると、発熱量は約1/3であり、理論燃空比は体積比で約9倍となっている。この事は天然ガス用の燃焼器において燃焼用空気の配分変更なしで石炭ガスを天然ガスとほぼ等しい当量比条件で燃焼できるという事が判る。また可燃範囲はCO, H₂を含有するため比較的広く、上限界と下限界の比は3.36であり天然ガスの2.59よりも大きい。ガスタービン燃焼器は作動範囲が広いと可燃範囲が広い事が要求されるが、石炭ガスはこの要求を満足している。

3 石炭ガス化燃焼の技術課題

3.1 発熱量

ガスタービン燃焼器として利用可能な発熱量限界は例え燃焼が可能であったとしても燃焼ガスのガス温度上昇と理論燃空比の関係から限界が存在する。この事の説明として Schiefer¹⁾ や Batista²⁾ らによって判り易い線図が提示された。燃焼器ガス温度上昇と理論燃

空比の発熱量による変化を示したのが図-2である。図中 Case 1, 2, 3は表3に示す如く燃焼器に流入する空気が全部燃焼用として使える場合と2/3の場合および1/3の場合である。図-3にガスタービン燃焼器の空気配分を参考までにモデル化して示す。現状ガスタービンではほぼ Case 3の配分となっている。さて、図-2の横線ⓐは現状標準形燃焼器のベース負荷時のガス温度上昇を示すものであり、従って低カロリーガスの燃焼によって少なくとも線ⓐ以上のガス温度上昇が得られねばならない。これから Case 1の場合には限界発熱量は498 kcal/Nm³、Case 2は507 kcal/Nm³ それに

表1 石炭ガス化燃料の組成と発熱量

Component (% Vol.)	Typical Natural Gas	Air Blown		O ₂ Blown
		Wet	Dry	Dry
N ₂	0.5	30.2	40.26	0.32
CO ₂	1.8	10.7	14.18	28.87
CO	...	10.7	16.71	19.52
H ₂	...	15.7	22.98	38.80.
CH ₄	93.3	4.4	4.97	11.20
C ₂ H ₆	3.5
C ₃ H ₈	0.9
H ₂ O	...	27.8	0.25	0.26
H ₂ S	...	0.5	0.63	1.0
Lower Heating Value (kcal/M ³)	8275	1075	1530	2480

表2 燃料特性

	Natural Gas	Air Blown (WeD)
Specific Gravity	0.600	0.772
Lower Heating Value (Kcal/M ³)	8275	1075
(f/a) _{Stoic.} (by vol.)	0.103	0.923
Max. Temp. Rise, (°C)	1940	1284
Limits of flammability (% by volume)		
Upper limit	15.08	60.57
Lower limit	5.83	18.0
Ratio upper / lower limit	2.59	3.36

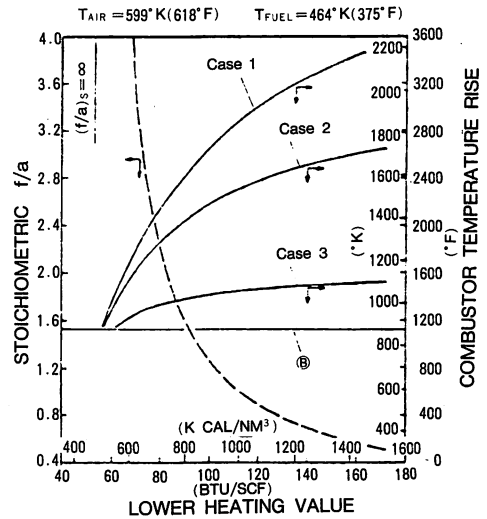


図-2 発熱量と燃焼ガス温度上昇および理論燃空比の関係

表3 空気量配分の条件

	Combustion Air	Cooling and Dilution air
Case 1	1	0
Case 2	2/3	1/3
Case 3	1/3	2/3

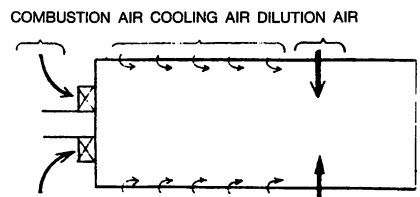


図-3 ガスタービン燃焼器の空気配分モデル

Case 3は542 kcal/Nm³となる。また図中の点線は発熱量と理論燃空比の関係を示すもので、発熱量が470 kcal/Nm³以下になると理論燃空比は無限度に近づく。この事はすべての空気を圧縮機から抽気し、そして燃料のみを燃焼器へ供給することを意味するもので、勿論実現不可能である。また発熱量が小さくなると要求されるガス温度上昇を得るために燃料流量が極端に多くなってしまい、タービンの質量流量バランスを保つために圧縮機抽気空気量を非常に大きくしなければならず、実用可能な発熱量は上記値よりもっと高い値となる。以上の考察は燃焼性を考慮しない議論であり、実際には燃焼の安定性が保たれる限界あるいは未燃成分の発生が許容値以下に保たれる限界が使用可能な発熱量の限界となる。なお図-2に示す如く冷却空気と希釈空気が少ないほど高温燃焼ガスが得られる訳であり、ガスタービンの高効率化のための高温化達成には高性能な冷却構造の開発あるいはセラミックス等の高温材料の開発が重要である。

3.2 可燃範囲

ここでは低カロリーガスの可燃限界によって生ずるガスタービン燃焼器の問題点について考えてみたい。今、ガスとして表1に示した空気酸化のWetの場合について、燃焼領域の燃空比と燃焼器ガス温度上昇(燃焼器出口)の関係を示したのが図-4である。Case 1, 2, 3は表3と同じであり、点線A③Cはそれぞれ無負荷相当のガス温度上昇、1100°C級ガスタービンおよび1500°C級ガスタービンのベース負荷時のガス温度上昇を示す。また2本の斜線は可燃範囲を示す。これらの線図から燃焼器の作動範囲は点線と斜線に囲まれた長方形内という事になる。タービン入口温度が1100°Cの場合にはCase 3においても必要なガス温度

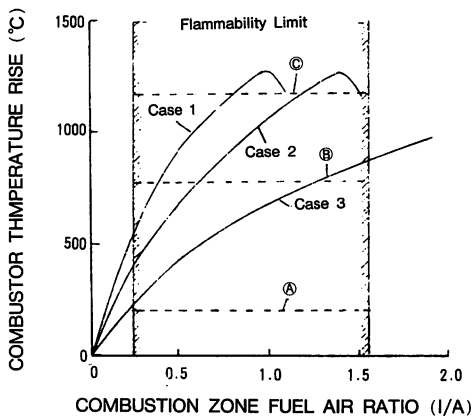


図-4 燃焼領域の燃空比とガス温度上昇の関係

上昇が達成できるが、1500°C級ガスタービンに必要なガス温度上昇は燃焼の上限界に制約されるため得られない。燃焼空気量の割合が多いCase 1, 2については1500°C級に必要なガス温度上昇は得られるが、無負荷条件の温度上昇を得る燃空比は下限界以下となり、燃焼不可能となってしまふ。このような可燃限界の制約を回避するためには、燃焼領域の空気量可変方式、燃料の多段噴射方式あるいは高カロリー燃料を併用するハイブリッド燃焼方式など新形の燃焼器の開発が必要である。

3.3 火炎安定性

前節で述べた可燃限界は静止混合気の火炎伝播の可能範囲から論じたものであるが、実際の燃焼器における火炎安定性は燃焼器構造、フローパターン、混合過程などのほか温度、圧力などの燃焼条件が関係する。

低カロリーガスの火炎安定性に関する基礎的な知見を得るために筆者らが行った実験結果について説明したい³⁾。実験は図-5に示すような内径100φのバーナについて、C₃H₈ + N₂, C₃H₈ + H₂ + N₂の混合ガスを用いて行った。図-6はC₃H₈ + N₂の場合の火炎吹消え流速U_{B0}と空気過剰率入の関係を発熱量をパラメータにして測定した結果である。火炎の吹消えは燃料過濃側と希薄側にておこり、発熱量が高い場合にはガス流速を増しても本実験の範囲では両者の近よりはおこらないが、発熱量が小さくなると接近し、1500 kcal/Nm³の場合には空気過剰率が1近傍で最大吹消え流速3 m/sを示す。この最大吹消え流速は発熱量の低下とともに小さくなり、1250 kcal/Nm³で約1.2 m/s, 1000 kcal/Nm³で約0.5 m/sとなる。次に発熱量一定の条件でH₂を添加した場合の最大吹消え流速の変化を図-7に示す。H₂添加量の増大とともに吹消え流速は大きくなるが、その割合は1000 kcal/Nm³よりも1250 kcal/Nm³の方が大きい。また図-8は入口空気温度の影響を測定した結果であり、吹消え流速は入口空気温度によりは

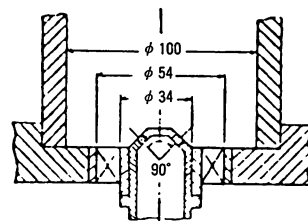


図-5 供試燃焼器構造

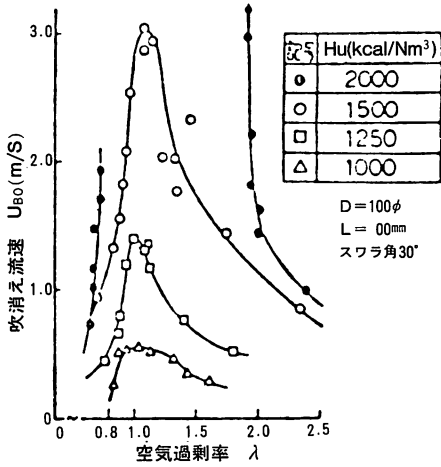


図-6 吹き消え特性 (C₃H₈ + N₂)

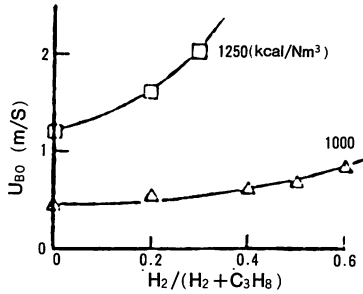


図-7 水素添加の影響

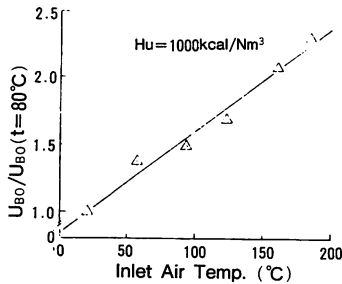


図-8 入口空気温度の影響

ほぼ直線的に大きくなる。これらの結果から低カロリーガスの安定性に関しては、H₂含有率が重要な因子となることが判る。また火炎の安定化には燃料、空気の入口温度を高くすることによる効果が大いなので、再生形ガスタービンによる入口空気温度の高温化や乾式クリーンアップによる燃料供給温度の高温化が有利となる。

3.4 燃焼排ガ斯特性

低カロリーガス燃焼においては火炎温度が通常燃料よりもかなり低いためサーマル NO_x は相当減少するが、逆に CO や炭化水素 (HC) は増加する。またクリーンアップ装置の特性によっては相当量の H₂S や NH₃ および石炭灰が燃料中に残留することが考えられる。この場合にはフューエル NO_x, SO_x のほか固形物の発生が問題となる。特に乾式のクリーンアップ装置においては数 1000 ppm の NH₃ が存在する場合も有ると言われている。以下にそれぞれの発生特性について説明する。Phisbury らは⁴⁾ 図-9 に示すような 2 種類のモデル燃焼器 (内径 150 mm φ) を用い、合成模擬ガスによる CO, NO_x の発生特性の検討を行なった。No.1 燃焼器の空気孔は段階的に設けられてあり、No.2 は燃焼器頭部に集中的に設けてあり、希薄燃焼形となっている。テスト条件は入口空気温度 560~590 K, 燃焼圧力は約

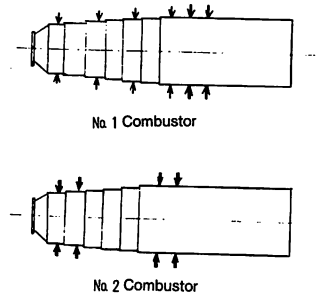


図-9 モデル燃焼器

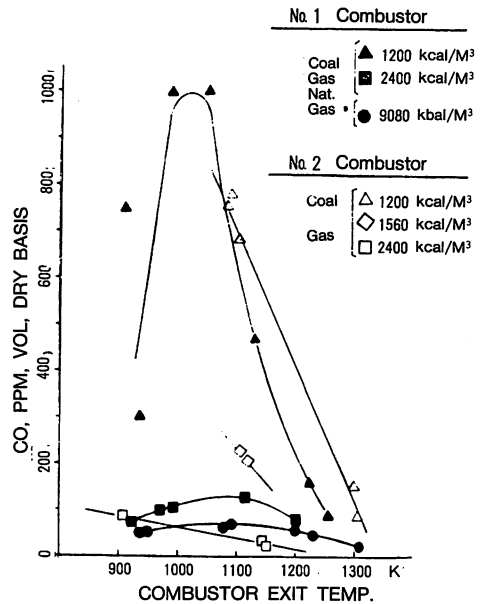


図-10 CO 排出特性

3 atmである。図-10がCOの実験結果であり、発熱量の影響が顕著に現われているが、発熱量が 2400 kcal/Nm³では天然ガスと同程となる。No.1 燃焼器で特徴的なことは、中間負荷相当のところCOがピーク値を示すことである。これに対する解釈としては燃料が増加してガス温度が1400°Fの燃料流量となると1次燃焼域が燃料過濃となり火炎が分離するためとしている。

図-11にNO_xを示す。NO_xは予想通り発熱量の減少とともに大巾に減少する。ガス温度1300Kのところで見ると天然ガスが約75 ppmに対し、1200 kcal/Nm³では約10 ppmとなっている。サーマルNO_xに関しては低発熱量による低温燃焼化のため非常に有利であるが、一方、乾式クリーンアップ装置を用いる場合には多量のNH₃が燃料中に含まれる可能性があり、NH₃からNO_xの生成が大きな問題となる。フューエルNO_xの問題は従来燃料を対象にN分の挙動や生成機構の基礎研究から実際のボイラ、炉、ガスタービンにおけるフューエルNO_x低減化の検討まで中広く取扱われているが、石炭ガス化燃料を対象とする研究は比較的歴史が浅い。石炭ガスの場合には多成分の混合燃料であるため組成による影響が問題となる。Folsomらは⁵⁾小形の拡散バーナを用い、燃料組成によるNH₃からのNO_x生成量を検討している。この結果によると炭化水素の影響が最も大きく、炭化水素の含有量が増加するとNH₃からNO_xへの変換率が增大する。またCOとH₂の比はほとんど変換率に影響を与えないという結果を得ている。またClark⁶⁾らは図-12に示すような触

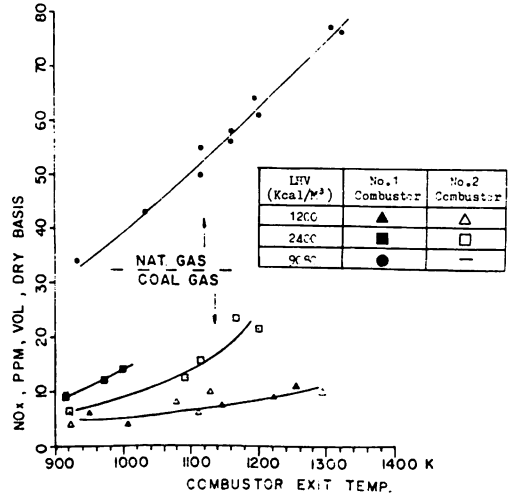


図-11 NO_x 排出特性

媒反応器、拡散バーナおよび攪拌燃焼バーナの3種類を用いて、当量化、N分含有量、圧力、流速などのパラメータの影響について実験を行なっている。図-13はNH₃の含有率によるNO_x生成量の変化を示すもので、NH₃の含有量が増えるといずれのバーナもNO_xは増加するが、NO_xへの変換率は減少することが判る。NO_xは攪拌燃焼バーナが一番高く、触媒反応器が最も低い。図-14は1次燃焼域の空気量による影響を測定した結果であり、触媒反応器と攪拌燃焼バーナの場合には当量比の影響を非常に強く受け、燃料過濃側で低濃度となる。これらの結果からフューエルNO_x低減化には触媒反応器を用いた燃料過濃/希薄の二段燃焼方式が最も可能性が大と考えられるが、信頼性有る触媒

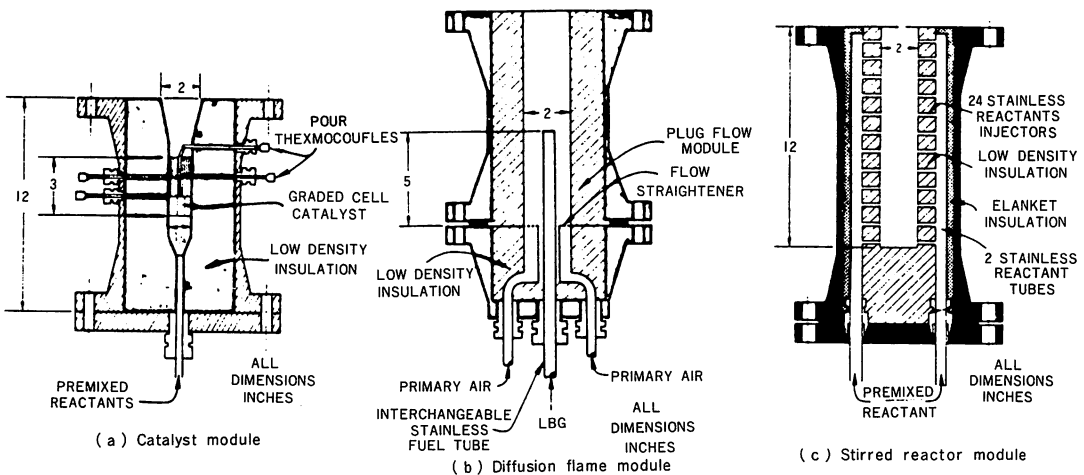


図-12 テスト用バーナ

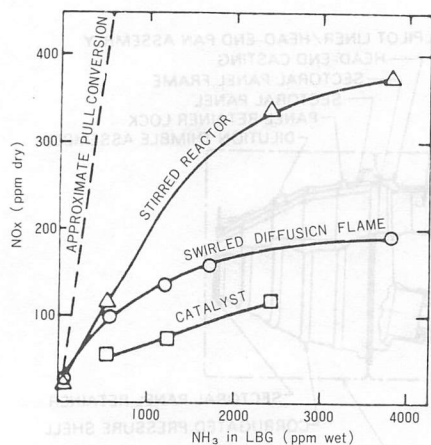


図-13 アンモニア含有量によるNO_x濃度の変化

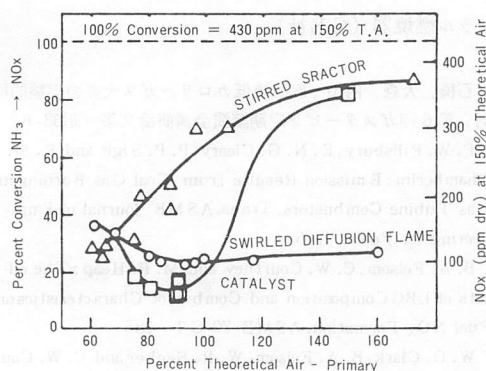


図-14 一次燃焼領域の空気量によるNO_x濃度の変化

開発には今後の研究開発に負う所が多く実用化には時間が相当必要と考えられる。当面は拡散燃焼もしくは予混合燃焼による燃料過濃 / 希薄燃焼方式による低NO_x化が主流技術になるものと考えられる。

4. 実用燃焼器の開発状況

石炭ガス化発電用のガスタービン燃焼器の開発は特に米国のガスタービンメーカーにおいて政府資金援助のもとに積極的に進められている。燃焼器、燃料ノズルの設計に当っては、燃料特性の変化に対応して、①燃料流量の増大化②火炎温度の低下③燃焼反応速度の低下④可燃限界の変化などの問題を解決するための新設計が必要である。

現状のガスタービンを対象として開発された燃焼器を図-15, 16に示す。図-15は米国ウエスティングハウス社製、図-16は同じくゼネラルエレクトリック社製である。これらの燃焼器はいずれも概略 1000 kcal/Nm³程度のガスを燃焼させることが可能であり、燃料流量の

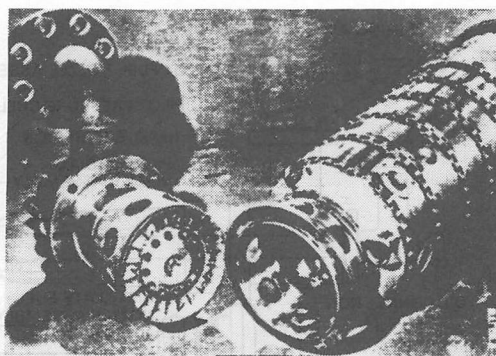


図-15 低カロリーガス燃焼器 (WH社)

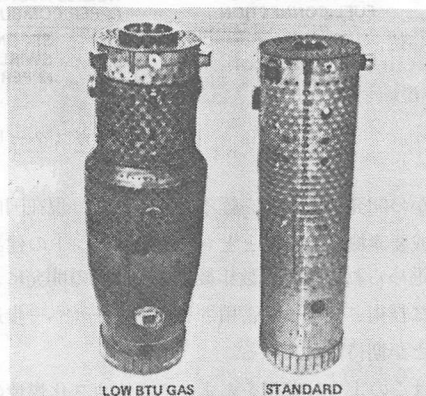


図-16 低カロリーガス燃焼器 (GE社)

増加に対してはノズル面積を増大化して対処し、安定燃焼化のための保炎器に工夫がこらされている。図-16の燃焼器において中間部を急拡大させている理由は拡大部でガス流に渦流を形成せしめ、保炎性能の向上を図るためである。

将来の石炭ガス化炉と組合せて高効率発電を指向するガスタービン用の燃焼器として図-17に示すセクトラルコンバスタの開発が進められている⁷⁾。本燃焼器の主たる特徴は①高温燃焼ガス発生のためにライナは2重壁構造とし冷却空気と燃焼空気の共用化を図っていること②燃焼室を上下2段に分けて燃料の多段噴射を行ない作動範囲を拡大していることであり、上段のパイロットバーナは着火時から部分負荷用で、下段の2次バーナは40%負荷からピーク負荷用である。本方式の燃焼器は 1300 kcal/Nm³の燃料により 1650°C までの高温ガスを発生させることが可能である。

5. おわりに

石炭ガス化発電プラントが世の中の要求である高効率発電と環境保全の目標を達成するためには、今後

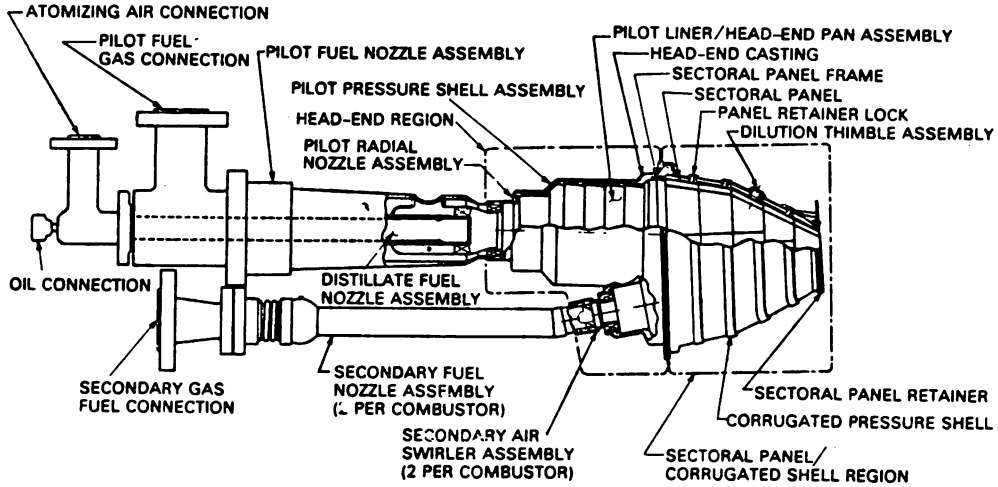


図-17 高温ガスタービン用セクトラル燃焼器 (GE社)

何段階かの開発ステップを経る必要がある。現在国内外で構成要素機器の開発とともに実証プラントの建設計画が進められており、数年後にはこれらの開発により貴重な技術、データが蓄積され最終ゴールへ一歩近づくことが期待されている。

本稿はこのような背景をふまえて石炭ガス化燃焼の中で、上記のプラント開発のために特に重要開発テーマの一つとなっている低カロリーガス燐のガスタービン燃焼器に的を絞ってまとめてみた。十分に書きつくせなかった部分もあるが、この分野に興味をお持ちの方々に多少でもお役に立てば幸いである。

参 考 文 献

- 1) R. B. Schiefer and D. A. Sullivan: Low BTU Fuels for Gas Turbines, ASME 74-GT-21, April 1974
- 2) R. A. Battista and R. A. Farrell: Development of an Industrial Gas Turbine Combustor Burning a Variety of Coal-Derived Low BTU Fuels and Distillate, ASME 79-GT-172, March 1979

- 3) 石橋, 大森, 内山: 旋回流低カロリーガス火炎の実験的検討, 第6回ガスタービン定期講演会講演論文集(昭53-6)
- 4) P. W. Pillsbury, E. N. G. Cleary, P. P. Singh and R. M. Chamberlin: Emission Results from Coal Gas Burning in Gas Turbine Combustors, Trans. ASME Journal of Engineering for Power 1976
- 5) B. A. Folsom, C. W. Courtney and M. P. Heap: The effects of LBG Composition and Combustor Characteristics on Fuel NO_x Formation, ASME 79-GT-185
- 6) W. D. Clark, B. A. Folsom, W. R. Seeker and C. W. Courtney: Bench Scale Testing of Low-NO_x LBG Combustors: ASME 81-GT-59
- 7) R. L. Vogt: Low Btu Coal Gas Combustion in High Temperature Turbines, ASME 80-GT-170

