巻頭言

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

ガスタービンに期待すること

小谷　明也*1
KOTANI Akiya

1．はじめに

現在，地球温暖化問題は全世界共通の課題として，気候変動枠組み条約を中心に，国際社会の中で広く議論されている。2008年７月に開催された北海道洞爺湖サミットにおいては，Ｇ８首脳宣言として「2050年までに世界全体の温室効果ガス排出量の少なくとも50%を削減する」という長期目標の設定が合意された。また，日本においても，2008年６月に発表された福田ビジョンにおいて「2050年までに温室効果ガス排出量を，世界全体で半減，日本としても現状から60%～80%削減する」という長期目標が掲げられており，温室効果ガス排出量の削減に向けた，着実な取り組みが社会全体に求められている。

CO_2をはじめとする温室効果ガスの排出量を2050年までに半減するためには，既存エネルギー技術の改良，普及と共に，革新的な技術の開発が必要であり，2008年３月に経済産業省から公表された「Cool Earth－エネルギー革新技術計画」では，我が国が重点的に取り組むべきエネルギー革新技術として，先進的原子力発電や革新的太陽光発電と共に，火力発電に関する技術として，高効率天然ガス火力発電や高効率石炭火力発電が挙げられている。

一方，太陽光発電については積極的な導入が検討されており，2008年５月に経済産業省から公表された「長期エネルギー需給見通し」の最大導入ケースでは，「2005年を基準として，2020年には約10倍の1400万kW，2030年には約40倍の5300万kWに引き上げる」というシナリオが描かれている。太陽光発電は，昼夜や天候により負荷が変動するという特徴を持っているため，一定量以上の導入にあたっては，蓄電池設置等の系統安定化対策が必要となるが，加えて，需給調整用電源としての火力発電の重要性がこれまで以上に高まる可能性がある。

本稿では，このような低炭素社会における火力発電の役割変化の可能性も踏まえながら，今後の火力発電におけるガスタービンへの期待を述べさせて頂くこととする。

2．ガスタービンの歴史

ガスタービンの歴史は古く，1939年にはドイツでジェット機の初飛行に成功しており，同年，スイスで世界初のガスタービンによる発電に成功している。その後，航空機用ジェットエンジンを中心に技術開発が進められ，その技術を発電用に転用する形で発電用ヘビーデューティー型ガスタービンが実用化されてきた。

日本の電気事業においては，1957年に天然ガスを燃料とした２千kWのガスタービンが初めて導入されているが，導入当初のガスタービンは，技術的な問題から発電容量を大きくすることが出来ず，効率も低かったことから，非常用電源として導入されることが多かった。

その後，冷却技術の向上や耐熱材料の開発により燃焼温度の引き上げが可能となったことから，ガスタービンの効率は向上し，1980年代以降は，ガスタービンに排熱回収ボイラと蒸気タービンを組み合わせたコンバインドサイクル化により，プラント効率はそれまで主流であった汽力発電と同等以上まで向上した。現在では，優れた環境性も相まって，多くの電気事業者が天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクルを導入している。

3．現在のガスタービンの位置づけ

電気事業者は，環境性，経済性，エネルギーセキュリティーの同時達成を目指し，原子力発電，火力発電，水力発電それぞれの特性を活かし，組み合わせる「電源のベストミックス」に取り組んでいる。図１に一日の電力需給イメージを示す。

「電源のベストミックス」において，原子力発電および水力発電（揚水式を除く）はベース電源として位置づけられているが，火力発電はベース電源のみならず，需給調整を行うミドル電源あるいはピーク電源としても位

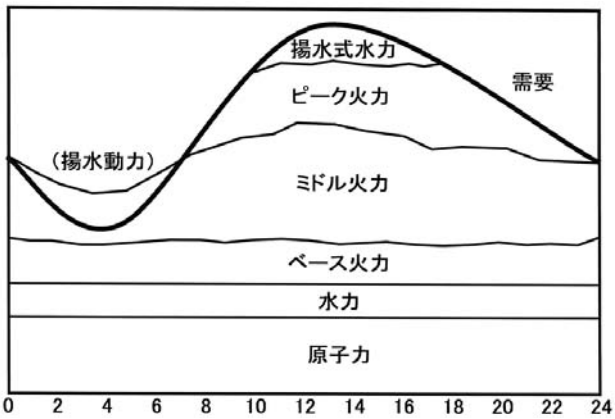


図１　一日の電力需給イメージ

原稿受付　2009年１月20日
＊１　関西電力株式会社　火力事業本部　計画グループ
〒530-8270　大阪市北区中之島３丁目６番16号

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

置づけられており，効率のみならず，幅広い運用条件に対応できる柔軟性も求められている。

現在，ガスタービンは，プラントの機器構成（シンプルサイクル，コンバインドサイクル）や発電容量，使用燃料により，ベース電源から非常用電源まで様々な役割を担っており，具体的には，効率の高いガスタービンコンバインドサイクルは，ベース電源あるいはミドル電源として位置づけられており，優れた起動特性を持つシンプルサイクルガスタービンは，ピーク電源や非常用電源として位置づけられている。

4．今後のガスタービンへの期待

4.1　ベース・ミドル電源

⑴天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクル

経済性，環境性に優れる天然ガス焚きガスタービンコンバインドサイクルは，今後の火力発電においても主力電源として活躍するものと考えられ，更なる高効率化が期待される。国内でガスタービンコンバインドサイクルの導入が始まった1980年代には，燃焼温度は1100℃程度であったが，現在では，冷却技術の向上や耐熱材料の開発により，1500℃程度まで引き上げられており，プラント効率（送電端，LHV）も48%から58%へと，10%近く向上している。現在，国家プロジェクトとして進められている1700℃級ガスタービンの開発は，燃焼温度を200℃引き上げることにより，プラント効率62%を目指すものであり，実用化されれば，現在主流の1500℃級ガスタービンから更に４%の効率向上が見込め，一層のCO_2排出量削減効果が期待できる。

一方で，太陽光発電の積極的な導入を考慮すると，ベース・ミドル電源にも需給の調整役としての役割がこれまで以上に求められる可能性があり，コンバインドサイクルにも，更なる負荷追従性の向上が期待される。例えば，現在主流の30～50万kWの大容量機よりも，細やかな負荷調整が可能な10万kW程度の中容量機のニーズが高まる可能性もあると考えられ，蒸気タービンを持たない簡単な機器構成で中容量コンバインドサイクル以上の効率を実現できると見込まれている，高湿分空気高効率ガスタービン（AHAT）も有効な技術となる可能性がある。

また，電気事業者にとっては，プラントの高効率化に加え，メンテナンスコストの低減も重要な要素であり，今後のガスタービン技術開発においては，遮熱コーティングの性能向上や寿命診断技術の開発，低コスト耐熱合金の開発などによる，高温部品費を中心としたライフサイクルコストの低減についてもあわせて考えていく必要があるといえる。

⑵石炭ガス化複合発電（IGCC）

石炭は，石油や天然ガスに比べ，経済性とエネルギーセキュリティーの両面で有益な燃料であるが，発熱量あたりのCO_2排出量は，石油や天然ガスよりも多いという特徴を持つ。このため，低炭素化の流れの中で，石炭火力発電の導入を進めていくためには，CO_2排出量の低減が大きな課題といえる。

高効率石炭火力発電技術としては，先進的超々臨界圧発電（A-USC）および石炭ガス化複合発電があるが，このうち，石炭ガス化複合発電は，石炭をガス化させてガスタービンコンバインドサイクルにより発電するものであり，現在の微粉炭焚き汽力発電よりも２割程度高い効率を得ることができると見込まれており，発電コスト低減とCO_2排出量削減の両面で有効な技術であるといえる。加えて，燃焼前燃料ガスからのCO_2回収やクローズドガスタービン化により，微粉炭焚き汽力発電よりも低コストでCO_2回収が可能であると考えられており，CO_2回収・貯留（CCS）を実現するうえでも有望な技術といえる。

4.2　ピーク電源

前述のとおり，低炭素社会では，需給調整を行うピーク電源の役割が，これまで以上に重要となる可能性がある。現在は，主に油焚きもしくは天然ガス焚きの汽力発電がこの役割を担っているが，これらの設備の多くは経年化が進んでおり，今後の火力電源開発においては，高効率のベース・ミドル電源だけでなく，需給調整の役割を担うピーク電源の開発もあわせて検討していく必要があると考えられる。

この点において，ガスタービンは負荷追従性や起動停止特性などのピーク電源に求められる諸特性に優れており，また，近年の高効率化によりシンプルサイクルでの効率も汽力発電に近い水準まで向上してきていることから，将来的には需給調整用のピーク電源として，シンプルサイクルガスタービンも選択肢の一つとなる可能性がある。

しかしながら，現状のガスタービンには，高温腐食やフィルム冷却孔閉塞などの問題から，A重油や灯油，天然ガスといった清浄度の高い燃料しか使用できないという問題があり，また，今後は植物油やバイオディーゼルなどのバイオマス液体燃料の普及も考えられることから，環境性，経済性，エネルギーセキュリティーの観点より，燃料の多様化が求められる可能性がある。

5．おわりに

我々電気事業者は，環境性，経済性，エネルギーセキュリティーの同時達成を目指し，原子力発電の導入や火力発電の効率向上などに取り組んできたところであり，ガスタービンは電力供給インフラの形成に大きく貢献してきたといえる。来たるべき低炭素社会においても，ガスタービンは重要な役割を果たすものと考えられ，今後の技術開発にあたっては，1700℃級ガスタービンや石炭ガス化複合発電などの高効率化技術，低炭素化技術の一層の進展を期待したい。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

ガスタービン高温化技術の開発

伊藤　栄作[*1]　ITO Eisaku
塚越　敬三[*2]　TSUKAGOSHI Keizo

キーワード：high temperature，gus turbine

1．はじめに

ガスタービン複合発電（GTCC）は，わが国では80年代の初頭から導入され，化石燃料を使用する発電設備の主要な役目を果たしている。GTCCは，燃料消費の低減とエミッション低減の両面で貢献してきた。1997年からは，1500℃級G型ガスタービンが導入され，わが国がGTCCの高温化をリードしている。それ以降，ますます市場のグローバル化が進み，この10年間でGTCCを取り巻く環境の変化が非常に早くなった。まず，

- 地球温暖化防止に対する社会的な要求の高まりとクリーンなGTCCに対する需要の伸び，
- 風車や太陽光などの自然エネルギーの急速な普及と，それに伴うGTCC負荷吸収能力の必要性，
- バイオ燃料の出現と，IGCCなど燃料多様化への対応
- 夏季の発電需要の伸びとピーク時の確実な稼動のための信頼性要求
- 燃料高騰，乱高下に伴う更なる燃料消費の低減要求，

など，ガスタービンメーカーの努力がいっそう必要とされる時代となってきた。この様な複雑で急速な社会的な要求の変化の中，グローバルな景気減退の影響があるにもかかわらず，共通して述べられていることは，

- 一時的な景気減退からの回復後は，2030年や2050年までの長期的な展望としてGTCCの世界的な市場はさらに成長するであろう，
- 発展の著しい国では，各国の電力基盤整備のために，比較的建設期間が短く，安定した電力供給が可能なGTCCへの期待が大きい，
- 先進国ではGTCCの特徴である経済性と環境適合性をより一層高める為の高性能化が必要とされる，
- 自然エネルギーの普及や原子力発電とのベストミックスの観点で，高性能を維持しつつGTCCの特徴である負荷吸収能力への要求が高まる，

などである。このような要求と期待にこたえるための打ち手のひとつとして，更なる高温化への取組みが必要となる。すでに国内最新鋭の1500℃級発電設備で熱効率59%超（低位発熱量基準）が達成されるなど，わが国のガスタービン技術は着実な進歩を続けているが，2005年から更なる高温化のために，三菱重工業㈱は国家プロジェクトの1700℃級ガスタービンの要素技術の開発に取り組んでいる。本稿では，これらの技術開発のうち，高温化への取組みについて述べる。

原稿受付　2009年２月18日
＊１　三菱重工業㈱　高砂研究所
＊２　三菱重工業㈱　高砂製作所
〒676-8686　兵庫県高砂市荒井町新浜２－１－１

2．プラントの概要

1700℃級ガスタービンの開発に当たっては，燃焼温度の高温化とともに指数関数的に増加するNOxの低減技術の開発が必須となる。このため，排ガス再循環方式（EGR）の採用が検討されている。図１に，1700℃級ガスタービンを用いたGTCC発電プラントのイメージ図を示す。廃熱回収ボイラの出口からガスタービンの圧縮機の入口に排気の一部を再循環させる方式である。

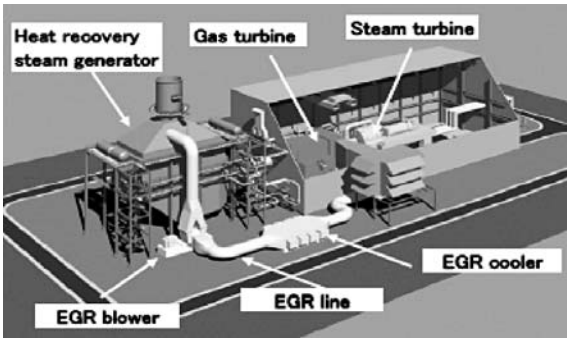


図１　1700℃級GTCCのプラントイメージ

3．低NOx燃焼器の技術開発

排ガス再循環の採用により，燃焼器入口での酸素濃度を低減することができ，NOxの生成を抑えることができる。図２に排ガス再循環率と燃焼器入口・出口における酸素濃度の関係を示す。再循環率35%では燃焼器入口の酸素濃度を通常の21%から約15%まで低減することができる。まず，排ガス再循環方式の燃焼器の有効性を確認する為に，基本的な以下の検討が行われた。はじめに，図３に，排ガス再循環率と圧力レベルを変数とした場合の層流燃焼速度への影響を計算した結果を示す。大気圧

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

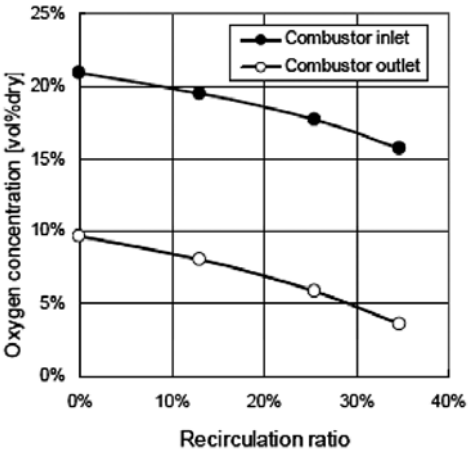


図２　排ガス再循環比率と1700℃条件での燃焼器入口，出口の酸素濃度

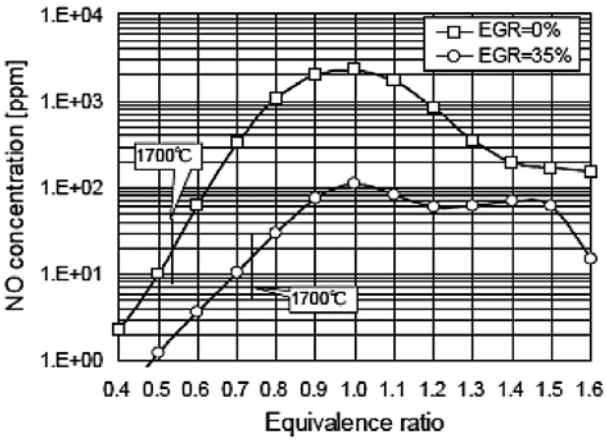


図５　排ガス再循環比率のNO生成量への影響

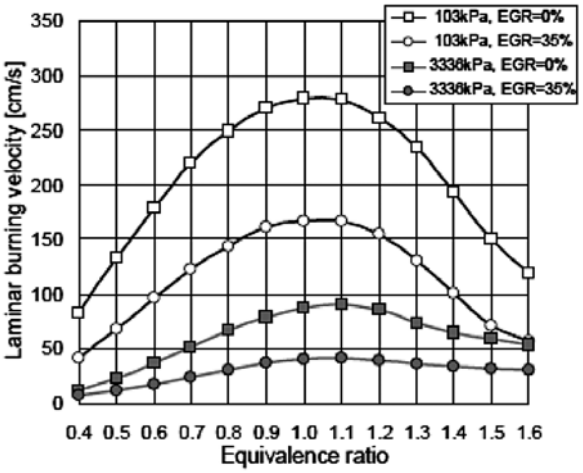


図３　排ガス再循環比率と圧力の層流燃焼速度への影響

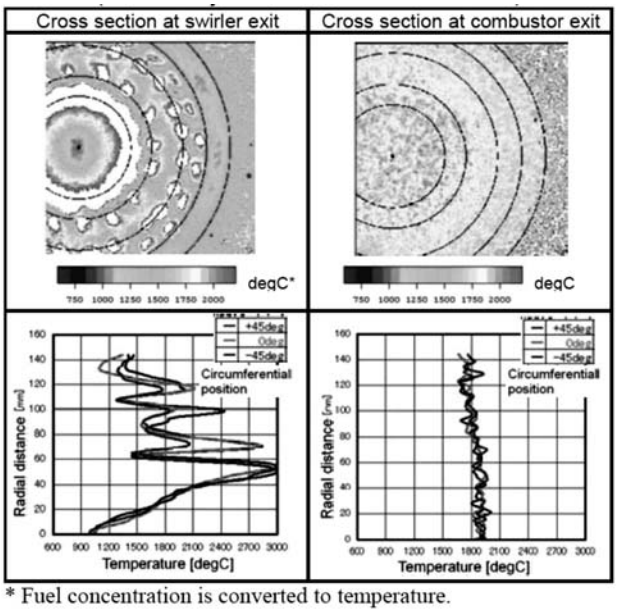


図６　PLIFによる気流試験での燃料濃度分布計測

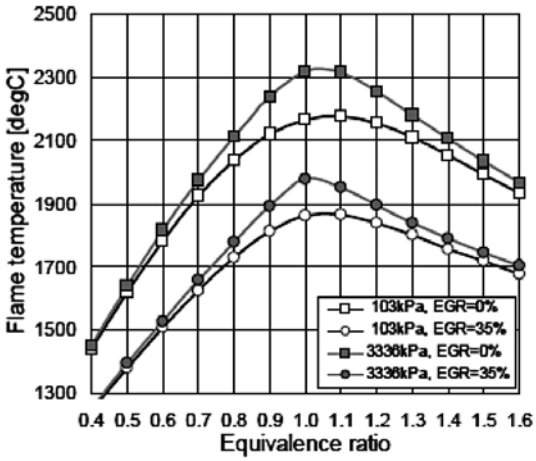


図４　排ガス再循環比率と圧力の火炎温度への影響

に比べ，3000kPa（約30ata）を超える条件では層流燃焼速度は約１/３となり，さらに，上述の排ガス再循環率を35%とすると酸素濃度が従来の21%から15%程度まで低下することにより，燃焼速度がさらにその１/２になることがわかる。この燃焼速度の低減により，燃焼器内でより均一な燃焼を可能とすることができる可能性がある。そこで，同じ変数に対する火炎温度への影響を調査した。この結果を図４に示す。排ガス再循環の効果により，同じ当量比でも火炎温度を200℃～300℃低減できることがわかる。図５にCHEMKINを用いたNOの発生予測を示す。各当量比でNO低減の効果が期待できる。

これに加え，1700℃で目標のNOx50ppmを達成する為に新しいコンセプトが必要となっている。これまでの研究で，広い作動範囲で希薄予混合を可能とするダブルスワラー方式の採用により低NOx燃焼を可能とする新コンセプトが考案されている。図６に，レーザー誘起蛍光法（PLIF）を用いた新コンセプト燃焼器の断面燃料濃度分布の計測結果を燃焼温度に換算して示す。非常に均一化された濃度分布が計測されている。図７には，この新コンセプト燃焼器を用いた燃焼試験装置の概要を示す。排ガス再循環を模擬する為に，小型ガスタービンMF111の燃焼器を使用して希釈用空気と混合することにより再循環用の排ガスを模擬した。図８に排ガス再循

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

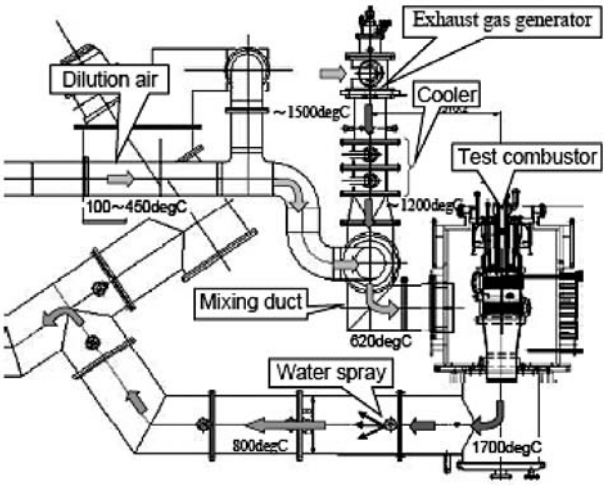


図７　排ガス再循環を模擬した燃焼試験装置

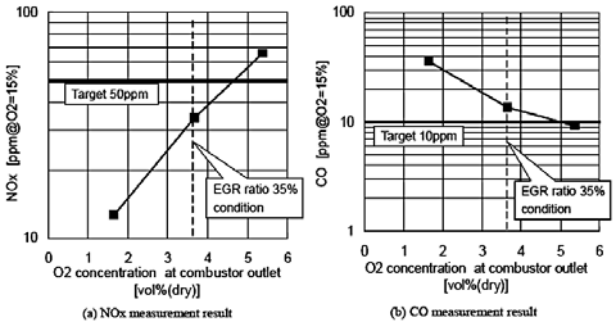


図８　NOxとCOの計測結果

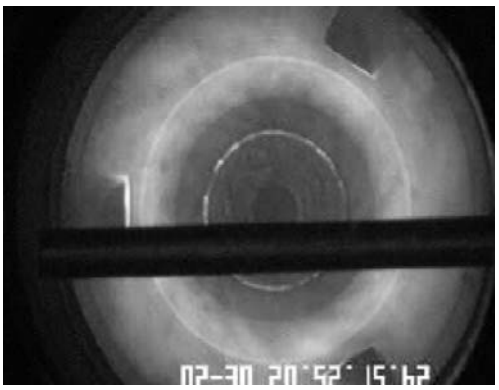


図９　1700℃条件での燃焼火炎

環率を変化させた場合の燃焼器出口の酸素濃度を横軸として，1700℃燃焼条件でのNOxとCOのエミッション計測値を示す。NOxは50ppm以下，COも10ppm近くであることが確認された。図９に1700℃条件での燃焼試験時の火炎を示す。非常に安定した火炎が観察され，今後の開発での実現可能性の高さが示された。

４．　先進冷却技術

1700℃級ガスタービンのタービンの動静翼は非常に高い熱負荷と熱応力にさらされる。サイクル性能を損なわずにタービン動静翼の寿命を現状の1500℃級と同等レベルに維持する為に，最小の冷却空気流量で高い冷却効率

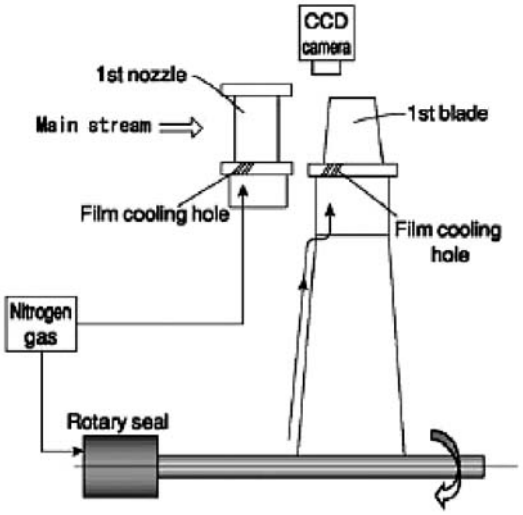


図10　回転試験装置と２次空気系統

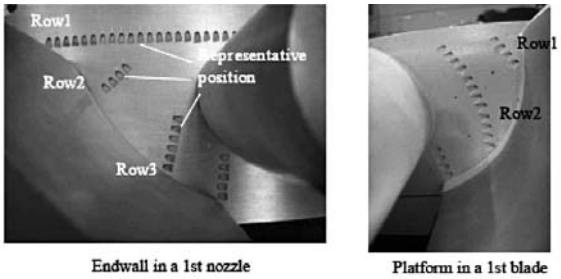


図11　静翼エンドウオールと動翼プラットフォームのフイルム冷却孔

を確保することが要求される。このため，現時点ではボトミングサイクルから導入される蒸気を閉ループで用いる蒸気冷却と，従来ガスタービンのように圧縮機から抽気された冷却空気の両方を用いたハイブリッド冷却が検討されている。1700℃級ガスタービンでは，タービン翼表面でフィルム冷却の届かない，もしくは効かないホットスポットは致命傷となるため，基礎的な研究としてフィルム冷却効率を回転翼列試験で確認した試験結果について記述する。図10は，大型低速回転試験装置の概念図である。翼面及びプラットフォーム面上のフィルム冷却効率が，赤外線カメラやLIFなどを用いて計測される。計測では，実機で想定される速度三角形などを模擬した相似条件にて，三次元で，動静翼間の翼列干渉などの影響下でのフィルム冷却効率が計測された。計測結果は，静止場で計測された平板のフィルム冷却効率と比較された。図11は，静翼のエンドウオール面上のフィルム冷却孔と回転動翼のプラットフォームのフィルム冷却孔を示す。これらの計測は感圧塗料（PSP）を用いて行われた。実機の高温ガスと冷却空気は，それぞれ図10の実験装置の主流空気と二次空気系の窒素で模擬され，フィルム孔からの窒素の噴出により変化した表面上の酸素濃度分布が画像処理により計測される。図12は，静翼エンドウオールの第一列からの吹き出しによるフィルム冷却効率を平板での計測結果との比較で示す。吹き出し比は1.0

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

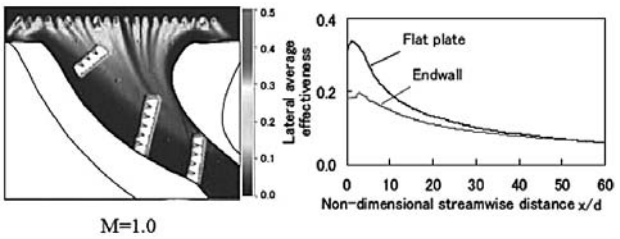


図12　静翼第一列フィルム冷却効率

である。吹き出し直後のフィルム冷却効率が平板でのデータに比べ小さいことがわかる。これは翼前縁からの馬蹄形渦の影響と考えられる。図13は，同様に静翼エンドウオールの第二列からの吹き出しである。馬蹄形渦の脚とパッセージ渦の影響と考えられるが，フィルム孔の近傍から遠方まで平板に比べ低いフィルム冷却効率しか期待できないことがわかる。図14は静翼エンドウオールの第三列目の吹き出しであるが，エンドウオール面上で比較的主流と同方向の静圧勾配を有している影響で，平板に比較的近いフィルム冷却効率が得られている。図15は，動翼プラットフォーム面上の第一列，第二列のフィルム冷却効率分布の計測値を示す。いずれもフィルム孔の近傍から低い冷却効率しか期待できないことと，冷却孔毎に大きくフィルム冷却効率がばらつくことがわかる。これは翼列のパッセージ渦などの効果に加えて，動静翼の干渉による非定常効果が影響していると考えられる。

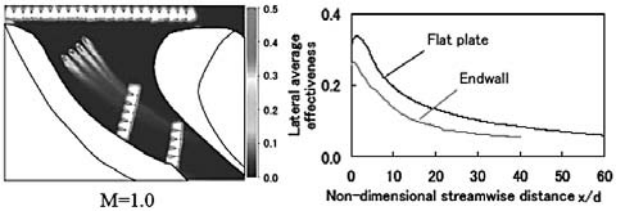


図13　静翼第二列フィルム冷却効率

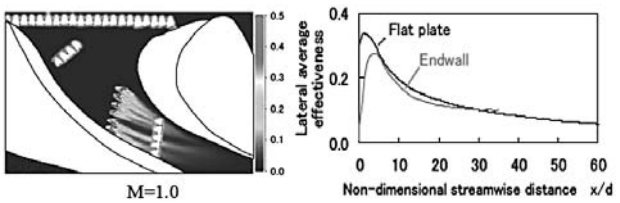


図14　静翼第三列フィルム冷却効率

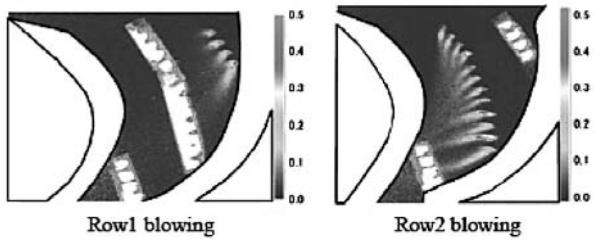


図15　動翼第一，第二列のフィルム冷却効率

5．先進耐熱材料

発電用ガスタービンの高温化を実現する為には，運用条件に適した耐熱材料技術の開発が必要となる。耐熱材料には，高温での優れた材料特性と，より複雑な冷却構造を可能とするための鋳造性の確保も重要な要素となる。まず，高温での材料特性については，主要な項目として，クリープラプチャー特性，熱疲労特性，耐酸化性などが重要となる。このような背景において，物質・材料研究機構（NIMS）にて開発された第二世代，第三世代の単結晶Ni基合金をベースとして，大型発電用ガスタービンに適した材料開発が進められている。開発に当たっては，NIMSの豊富な経験とデータベースが活用された。図16に，三菱重工業㈱におけるガスタービンのタービン入口温度の変遷と，主要な耐熱材料のクリープ耐用温度をプロットした。クリープ耐用温度は，応力138MPa，50000時間での耐用温度として評価された。大型ガスタービンへの単結晶材の適用については以下の二点が大きな課題である。一つは，翼長が約300mmを超える大型翼での製造性の確保が難しいこと，もう一点は，大型発電用ガスタービンの運用パターン寿命への影響である。後者については，大型発電用ガスタービンの運用パターンとして，ベースロード運用，Weekly Start and Stop，Daily Start and Stopなどが代表的であるが，いずれも最高出力条件にて10時間以上の連続運転を行う必要がある。このような運用条件では単結晶材の疲労寿命が低下することが知られており，従来航空用として開発されてきた単結晶材特性に加えて，クリープ寿命と熱疲労寿命を両立するという非常に難しい要求事項が課せられる。図17と図18には，それぞれ今回開発中の試作材を用いた鋳造熱処理後のミクロ組織と，熱及び機械加重の繰返しによる疲労試験後のミクロ組織の比較を示す。電子顕微鏡SEMによるγ'層の変化が顕著である。このような疲労試験やミクロ組織の観察を通じて，クリープ

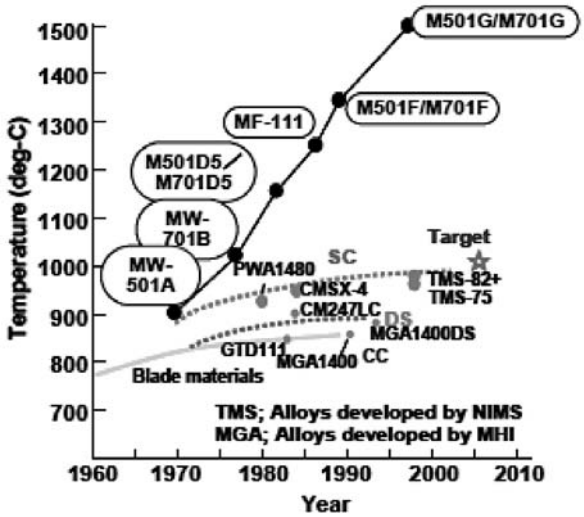


図16　ガスタービン高温化と耐熱材料の進歩
（クリープ耐用温度　条件138MPa×50000hr）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

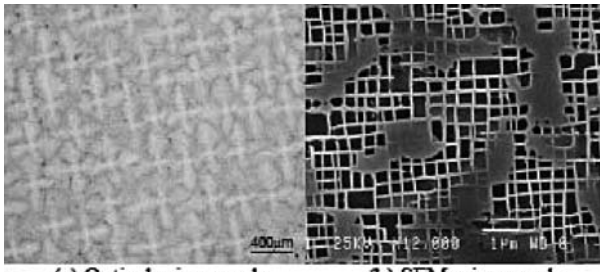


図17　試作材料のミクロ構造（熱疲労試験前）

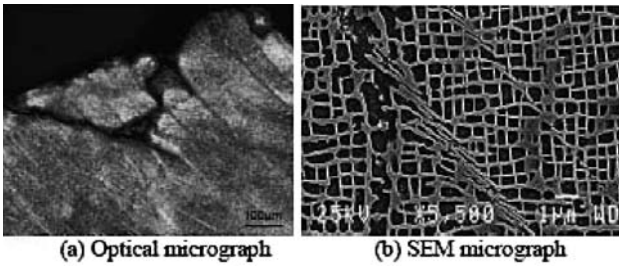


図18　試作材料のミクロ構造（熱疲労試験後）

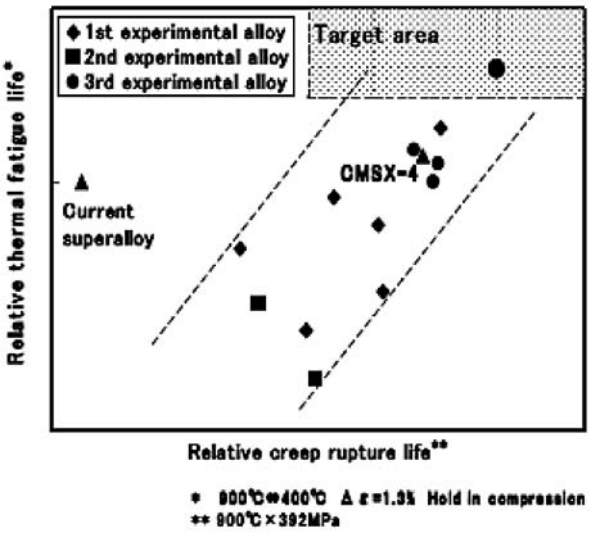


図19　試作耐熱材料のクリープ寿命と熱疲労寿命

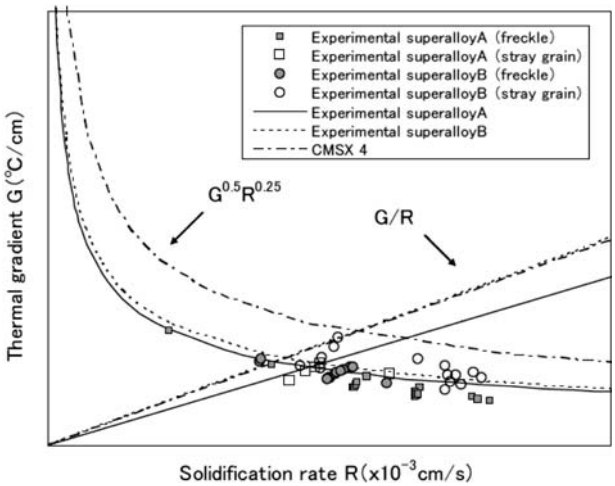


図20　試作耐熱材料の鋳造特性

ラプチャー寿命と熱疲労寿命の両立を可能とした材料が開発された。図19に試作材の試験結果のプロットを示す。

材料成分の検討と平行して，精密鋳造時の鋳造性の評価も検討された。鋳造性として，動翼材として十分な材料強度を有すると共に，翼全域にわたり鋳造欠陥のない製造を確実に行うことによる歩留りの確保が必要となる。図20は，テストピースを用いて，鋳造時の凝固速度と温度勾配を変数としてフレッケルや異結晶の発生の有無を確認したグラフである。ここでは複数の候補材スーパーアロイA，Bについて従来材と比較しながら検討を進めた。この結果を受けて，初期段階では，航空用ガスタービンの第一段動翼と同等サイズでの試作検討を行い，続いて，大型翼の試作が行われた。

6．低熱伝導率遮熱コーティング

1700℃級ガスタービンでは，1500℃以上に遮熱コーティング（TBC）が重要となる。遮熱効果を高めるために低熱伝導率が要求される。冷却空気量は最小限として設計が行われるため，翼周りのガス温度はますます高くなり，トップコートの表面温度とボンドコートの温度のどちらも従来に比べ高くなり厳しい条件での耐久性が要求される。

このような背景の下，トップコートとして，パイロクロワ系の化合物が候補材のひとつとして検討されている。パイロクロワ系化合物の結晶格子を図21に示す。この材料を評価した結果，新しく開発されたトップコート材は，従来YSZと概ね同等の寿命を確保しつつ，熱伝導率が従来のYSZより約20%低いことが確認された。図22は，開発材のスプレーパウダーの写真を示す。また，図23は，開発材をテストピースに対してプラズマ溶射を実施している様子である。現在この開発材に対して，長期間の耐久性試験を実施中である。図24と図25は，開発材の熱疲労試験を実施した際の試験前と試験後のミクロ組織の比較を示す。図26は，開発材の熱疲労試験結果を，従来材のYSZと比較して示したものである。試験は，トップコートの表面温度が1400℃の条件にて実施された。

ボンドコートの開発については，耐酸化性向上のため，

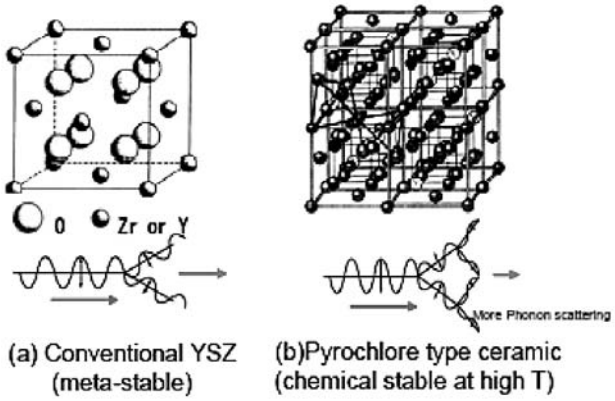


図21　TBCトップコートの結晶構造

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

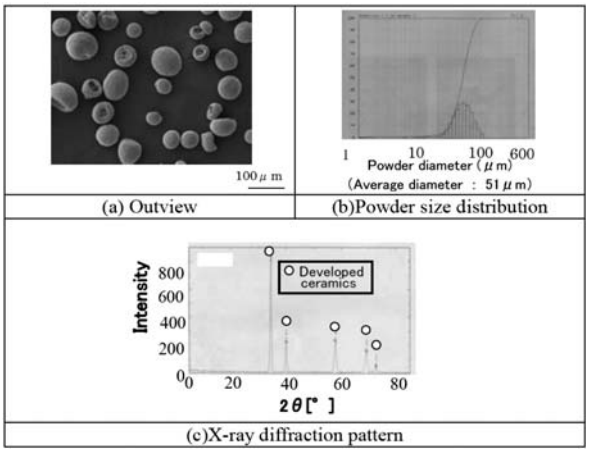


図22　TBCトップコート試作材のスプレーパウダー

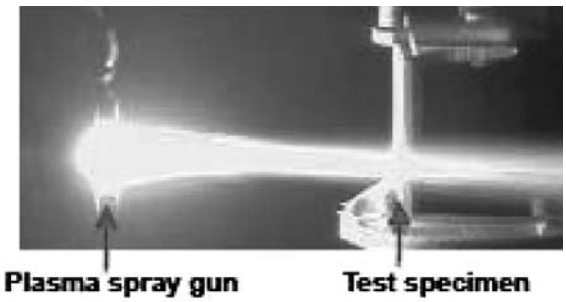


図23　TBC試作材のプラズマ溶射状況

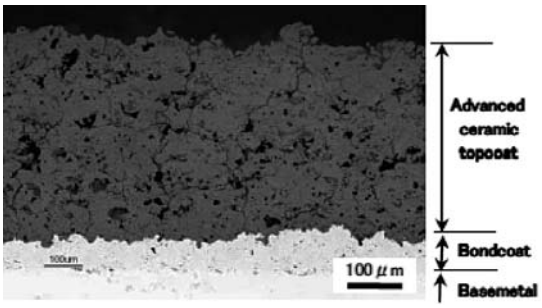


図24　TBC試作材のミクロ組織（疲労試験前）

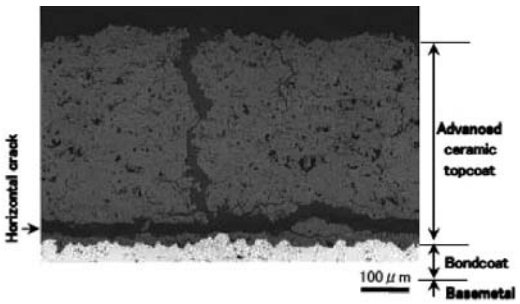


図25　TBC試作材のミクロ組織（疲労試験後）

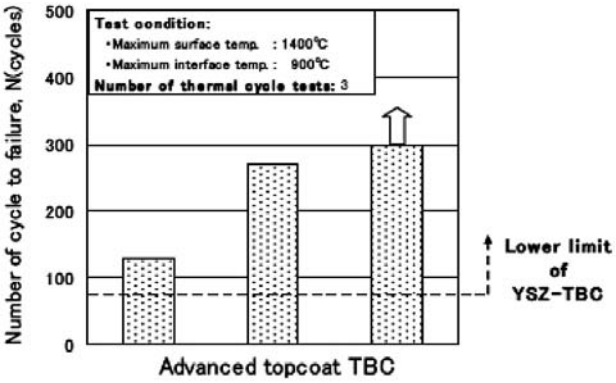


図26　TBC試作材の熱疲労試験結果

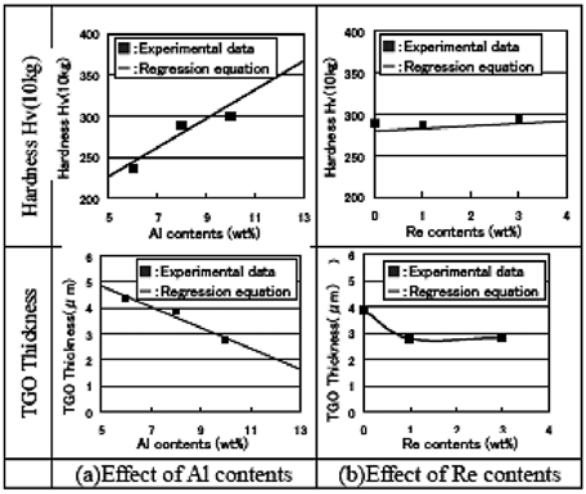


図27　TBCボンドコート試作アークメルト材の硬さ試験結果と酸化試験結果

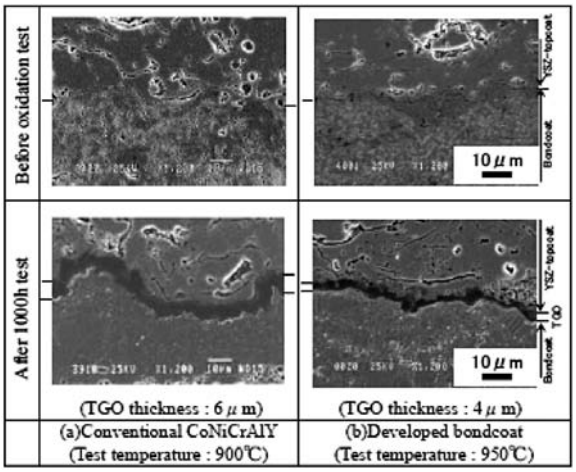


図28　TBCボンドコート試作材の酸化試験前後のSEM観察結果

ボンドコートの成分改良と表面処理の両面から検討が行われ，耐用温度が約50℃以上向上可能であることが確認されている。図27に，基礎的な試験としてAlおよびReの含有率を変化させたアークメルト材を用いて実施された硬さ試験の結果と，短時間での耐酸化性をボンドコート表面に生成されるThermally Grown Oxide（TGO）の厚さを計測した結果として示す。図28は，酸化試験の前後における，従来ボンドコート材のCoNiCrAlYと開発材のSEM観察の比較を示す。開発材については，従来材より50℃高い条件での試験とした。

これらの試験を実施した後，現在実用化要素技術の開発として，新しく開発されたTBCを実機の翼に施工する為のプラズマスプレーの施工条件の検討も実施してい

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

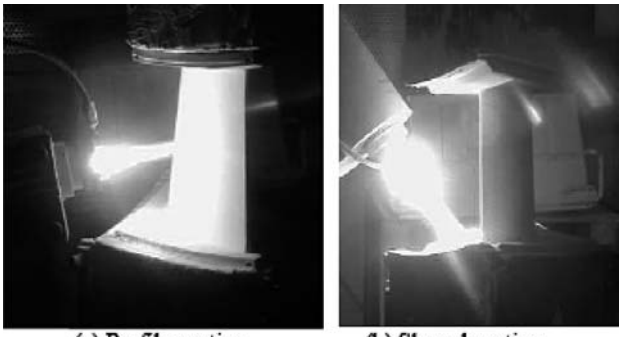


図29　TBC試作材のM501G第一段静翼への溶射状況

る。図29は，1500℃級ガスタービンM501Gの第１段静翼に開発中のTBCをプラズマスプレーで溶射している様子である。試作したM501G第１段静翼は，三菱重工業㈱高砂製作所内の実証発電設備に装着され，1500℃でのDaily Start and Stop運用条件で耐久性が調査される。

７．高温化を支える空力技術

1700℃級ガスタービンでは，ボトミングサイクルへの入口温度の制限から，サイクル圧力比も従来に比べ高くなるため，タービン及び圧縮機の空力負荷も従来を超えるレベルで設計することになる。タービンは，高温化と高圧力比化の両面から，圧縮機は信頼性確保の為の実績ある一軸構造を踏襲することによる運用安定性の観点から，設計条件が厳しくなり，このような条件下で性能向上が要求される。この要求に応えるために，タービン，圧縮機ともに新コンセプトの３次元空力設計技術の研究が行われている。また，タービンでは信頼性確保の為のガス温度分布の予測技術も重要であり，伝熱設計の基礎となる。

なお，1700℃級ガスタービンの要素技術開発と平行して，別途，700℃級蒸気タービン（A-USC）の検討が開始された。これが実現すると，ガスタービンの排気温度を700℃超とすることができガスタービンのサイクル圧力比を従来並みの30以下とすることができるため，設計条件としてのメリットが大きい。

８．まとめ

急速に高まった地球環境問題と自然エネルギーの伸張，グローバルな経済状況の変化などの影響を受けながら，ガスタービンは，安定且つ経済的で，かつ，燃料多様性や負荷吸収能力の高さなどから，エネルギー供給源としてますますその重要性が増している。本稿では，このガスタービンの高温化への取組みの一例として，現在国家プロジェクトして実施中の1700℃級ガスタービンの要素技術の開発について記述した。このプロジェクトは，経済産業省資源エネルギー庁と，物材機構の支援を頂き，国内大学のご協力を得て実施しているものであり，関係各位に心より感謝申し上げます。

参考文献

(1) Tsukagoshi, K. et al, 2007, “Development of 1700℃ Class Gas Turbine Technology”, Mitsubishi Technical Review, Vol44, No1
(2) Ito, E. et al., 2007, “Development of Key Technologies for the Next Generation Gas Turbine”, ASME Turbo Expo 2007 GT2007- 28
(3) Ito, E. at al., 2007,” Development of Advanced Technologies for the Next Generation Gas Turbine”, IGTC 2007 Tokyo TS-008

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

GT24/GT26「２段燃焼」ガスタービン：レヒートサイクルの採用による高効率，低エミッション，運転・燃料柔軟性の実証

Matthias HIDDEMANN*1　　Neven EREMIC*1　　扇原　弘嗣*2
OHGIHARA Hirotsugu

キーワード：高効率，低NOx，レヒートサイクル，２段燃焼，運転柔軟性，燃料柔軟性，超低負荷運転
（high efficiency, low emission, reheat cycle, sequential combustion, operational flexibility, fuel flexibility, low load operation concept）

１．はじめに

アルストムGT24/GT26ガスタービンは，レヒートサイクルを用いた「２段燃焼」という概念を採用した唯一の発電事業用大型ガスタービンである。この概念は弊社において長い歴史をもち，1948年に初めて商業運転用のガスタービンに採用されて以来の実績を有している。現在，２段燃焼は市場における地位を確立しており，この技術がもたらす確固とした優位性による恩恵を最大限に享受することができる。

現代の２段燃焼ガスタービンは，圧縮機，高圧燃焼器，高圧タービン，低圧燃焼器，低圧タービンを一軸上直列に配した構成になっている。ガスタービンに対する今日の要求事項である「NOxエミッションを減らしつつ高性能を追求する」という相反する要求に対して，２段燃焼ガスタービンは本質的な優位性を有する。これは，第１段の燃焼温度を比較的低く抑えることと，第２段の燃焼器で発生するNOx濃度が低いことに起因している。このため，タービン入口温度が相対的に低いにもかかわらず，低圧タービンでの２次膨張が行われることによって，高い出力密度とコンバインドサイクル発電における高い効率を得ることができる。

新技術のプラットフォームは安定するまでに長い期間を要することが多々あるが，アルストムは，飛躍的な手法ではなく発展的な手法を用いることで不確実性を伴わない成熟した信頼できる技術を段階的に導入し，完成させてきた。その結果，コンバインドサイクル発電における送電端効率は59％を上回るものとなっている。これまでに125基のGT24/GT26ガスタービンを受注しており，85基が商業運転を開始している。合計運転時間は約３百万時間に達する。このうち24基がアジアにあり，国内では2002年６月より千葉地区においてIPP事業用途として商業運転を続けている。

原稿受付　2009年２月17日
＊１　ALSTOM（Switzerland）Ltd. Turbomachines Group
＊２　アルストム株式会社　パワーサービス事業部
〒654-0046　神戸市中央区港島中町２丁目３－４

２．GT24/GT26ガスタービンの概要

1990年代中盤，アルストムは60Hz市場を対象とするGT24，50Hz市場を対象とするGT26という型式の２段燃焼ガスタービンを導入した。1995年の発売開始以来，アドバンスド・クラスに位置付けられるGT24/GT26ガスタービンは，この技術基盤の際立った優位性を実証してきた。（図１参照）。優れた運転と燃料に対する柔軟性，低エミッション，部分負荷における高効率に加えて，同クラスでは優れたリライアビリティとアベイラビリティが，このガスタービンの特徴として挙げられる。

アルストムGT24/GT26ガスタービンの代表的な技術的差別化要素は，２段燃焼の採用である。この方式は，ほかのサイクルと組み合わせることによって，タービン入口温度を低く抑えながら効率を改善する手法として1948年より市場に導入されている。その燃焼システムは，実証を積み重ねてきたアニュラ形燃焼器とEV（EnVironmental）バーナを採用した第１段と，同じくアニュラ形燃焼器とSEV（Sequential EnVironmental）バーナを採用した第２段で構成される。乾式低NOx型のEVバーナは，長期にわたる運転実績を有しており，アルストムのガスタービン全機種に標準採用しているバーナである。また，レヒートサイクルを用いた２段燃焼を一軸ガスタービンに採用する方式は，サイロ形

ガスタービン発電端性能

GT26	288.3 MW	38.1 %

コンバインドサイクル性能		KA26-1 一軸配置 GTx1, STx1	KA26-2 多軸配置 GTx2, STx1	KA26-2 ICS™ 多軸配置 GTx2, STx1
送電端出力	MW	424.0	850.3	857.7
送電端効率	%	58.3	58.5	59.0

（全てのデータはISO基準による）

図１　GT26性能緒元

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

燃焼器を用いた過去のガスタービンで既に実用化している。乾式低NOx型のEVバーナと２段燃焼方式を組み合わせることで，出力密度が高く，設置面積の小さなGT24/GT26ガスタービンが開発された。

３．２段燃焼の概念

２段燃焼システムは，GT24/GT26ガスタービンの要となる技術である。30：1を超える高圧力比の圧縮機は，従来型の約２倍の圧力で燃焼用空気を送り出す。定格負荷においては，約半分の燃料を使用して第１段燃焼器（EV燃焼器）において圧縮空気を加熱する。燃焼ガスは，高圧タービン（HPタービン）で膨張して圧力は約半分に減少する。燃焼ガスは，残りの約半分の燃料を用いて第２段燃焼器（SEV燃焼器）において再加熱され，４段落の低圧タービン（LPタービン）で大気圧まで膨張する（図２参照）。２段燃焼ガスタービンは，従来サイクルのものと同じ比出力をより低いタービン入口温度とより少ない燃焼用空気量で得ることができる。

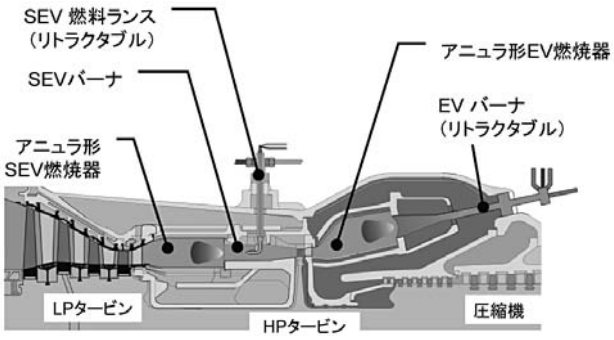


図２　GT24/GT26ガスタービン ２段燃焼の概念

3.1　燃焼システム（EVバーナ）

GT24/GT26ガスタービンに採用している燃焼システムは，弊社のガスタービンで実証を積み重ねた２つの技術要素，すなわちアニュラ形燃焼器を用いたEVバーナとこれに続くSEVバーナで構成している。

EVバーナは，強力な旋回流の渦崩壊を活用することで，独立したスワーラや芯部を必要とせずに予混合炎を安定させるバーナである。その形状は，円錐形のシェルを２つに分割したうえで，軸に対して平行にずらすことで２つのスリットを設けているもので，スリットから導入した圧縮空気は内部で高速旋回流を形成し，バーナ出口付近で渦崩壊が発生する。これは，火炎の安定にとって重要なことであり，混合気が着火する領域にスワーラを設ける必要がないため，自然着火やフラッシュバックといった事象に対しても本質的な安全性を確保することができる。燃料ガスは，スロット上に一列に配置している穴から圧縮空気流れ方向に直交する形で噴射するため，混合効率が良くエミッションが減少する。EVバーナは２種類の燃料に対応するよう設計しており，ディーゼル油の場合は円錐状バーナの中心部より噴射する（図３参照）。また，バーナ本体およびランス部分は，ケーシングを開放せずに外部から取り外しが可能なリトラクタブル構造となっており，点検時の良好なアクセス性と工期短縮に配慮した構造としている。

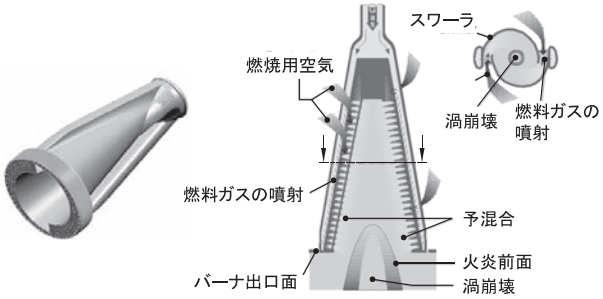


図３　EVバーナの原理

現在のGT24/GT26には，EVバーナで生成されるNOxを更に減少させる手法として，内部ステージ燃料噴射という概念を採用している。これは，燃料ガスをバーナのスロット部からと中心部からとに分割して供給するもので，どちらのステージも点火から定格負荷までの全運転範囲で使用する。これによって，高濃度NOxが生成される拡散火炎とならざるを得なかった点火直後の低負荷領域におけるパイロット運転モードを不要とすることに成功しているほか，火炎前面における予混合気の均質性を確保する制御精度を向上させることによって，NOx生成を最小限に抑制することが可能になった（図４参照）。さらに，負荷に関係なく両ステージから連続的に燃料を供給することにより，ガスタービンの運転制御も単純化できるというメリットがある。燃料供給システムを空気や窒素でパージする手順が不要になったほか，負荷遮断や周波数応答といった遷移状態での運転に対して明らかな優位性を持つことが実証されている。

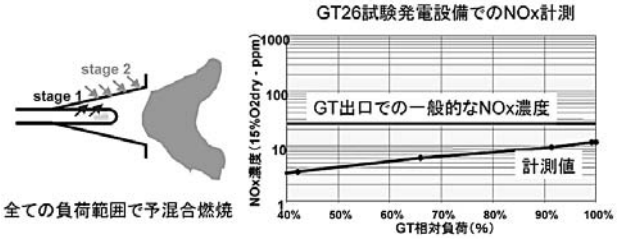


図４　内部ステージ燃料噴射の概念とNOx濃度

3.2　燃焼システム（SEVバーナ）

アニュラ形のSEV燃焼器では，希薄予混合燃焼方式がEV燃焼器の場合と同じように（渦の形成→燃料噴射→予混合）繰り返される。この燃焼器も環状配置バーナと，それに続く単一のアニュラ形燃焼器により構成している。高圧タービンから排出されたガスは，ディフューザを通ってSEV燃焼器に入る。SEV燃焼器内の燃焼温度の均一性は，EV燃焼器内におけるそれと同様に，混合気の空間的な均質性によって決定付けられるため，ここ

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

でも渦を利用している。各SEVバーナは4個のボルテックスジェネレータを有しており，これによって排出ガス（燃焼用空気）は高速旋回流を形成する。

燃料は，燃焼前に完全な予混合気を形成するべく燃料ノズルよりバーナに噴射する。燃料噴流は，予混合気として燃焼器に到達するまでの自然発火を防止するために周囲をキャリヤ空気で囲まれている。高温の予混合気は，着火に関する安定化を一切必要とせず，SEVバーナ出口での自然発火によって火炎を形成する。このことは，安定した運転と完全燃焼がすべての負荷範囲で保証されることを意味する。なお，燃料ノズルおよびランス部分は，ケーシングを開放せずに外部から取り外しが可能なリトラクタブル構造となっている。

HPタービンの排出ガスを用いるSEVバーナにおいては，NOxを生成する酸素濃度が通常の大気より少ないほか，燃焼用ガス（空気）のバーナ入口温度がが高温であるため，火炎温度に達するために必要な入熱は相対的に少ない。これらは何れもNOx生成を抑制する手段として，排ガス再循環方式等の燃焼技術で知られているものである。

4．運転・燃料の柔軟性

4.1　運転柔軟性

今日の発電事業において，運転柔軟性は極めて重要であり，長期にわたる商業的成功に不可欠な要素となっている。運転に関する要求事項の変化への適応力は，既に多くのGT24/GT26ガスタービンを用いた発電所で実証されており，その主たる特徴として，下記が挙げられる。

- 優れた部分負荷効率
- 深夜起動停止（DSS）運用からベースロード運用に至るまでの高い運転柔軟性
- 極めて広い運転負荷範囲における低エミッション
- 燃料に対する高い柔軟性（天然ガス組成およびディーゼル油）
- 非常に短いコンバインドサイクルでの起動時間
- 超低負荷運転（LLOC）によるコンバインドサイクルでの夜間運転維持が可能であること

現在運転中の多くの発電所が面している環境の変化は，数年前とは相当状況が異なってきており，出力や効率といった性能面に対して依然として重点が置かれる一方で，運転や燃料に対する柔軟性や環境面でのより一層の配慮についても重要視されるようになってきている。このため，発電事業者は現在の運転のみならず，将来の市場変化にも対応できるガスタービンおよび発電所を模索している状況にある。

今後，さらに多くの発電所が様々な運転形態に対応することを求められるようになるとみられ，季節毎の需要変動への対応を，部分負荷と深夜起動停止（DSS）等を組み合わせてさらに短いサイクルで求められる場合や，市場の変化による長期的な運転形態変更への素早い対応が求められることも考えられる。コンバインドサイクル発電に対するGT24/GT26の技術基盤は，これらの柔軟性を既に備えている。

4.2　燃料に対する柔軟性

今日の発電事業用大型ガスタービンに対しては，C2+（複数の炭素原子を有する炭化水素）濃度の高い天然ガスを使用できること，またC2+濃度の大幅かつ急速な変動への適応性に対する要求が世界的に高まっている。パイプラインネットワーク整備の遅れやガス供給の安定性に対する懸念より，LNGの流通が世界的に拡大しており，この傾向は今後も続くものと思われる。アルストムの燃料柔軟性パッケージ（Fuel Flexibility Package）は，これらの要求に対して迅速かつ確実に応じることができるため，高濃度C2+燃料をスポット市場等において有利な条件で取引できる場合に，発電事業者は利益拡大を図ることができる。

ガスタービンに使用される天然ガスは，その組成，ウォッベ指標（WI）および発熱量（LHV）の観点から適応範囲の拡大が続いているが，それは同時に上記の高級炭化水素類や不活性成分（CO2，N2）の濃度が高く，かつ安定していない燃料への対応が求められている，ということでもある。したがって，燃料に対する柔軟性で重要なのは，ガスタービンが以下の条件を満たすことである。

- 機器を交換せずに各種燃料ガスに対応すること
- 広範囲のC2+濃度に対応すること
- 広範囲の不活性成分濃度に対応すること
- 組成の急速かつ広範囲な変動に対応すること

燃料に対する柔軟性は，本質的には組成が均一ではないガス井から供給される天然ガスに対して，コスト抑制の目的で付加的処理を施さずに使用する場合に必要なものであるが，一方でガス供給者によるガス井の変更やLNGの利用等によって，燃料組成の急激な変動に見舞われる可能性もある。近い将来，この傾向は多くの発電事業者の収益性に対して非常に重要な要因となることが見込まれるため，ガスタービンはそういった変動に対して発電を中断せずに対処できなければならない。ガスタービンメーカは，低エミッションを維持したうえで柔軟性を最大限担保する燃焼システムの開発・改善の必要性に迫られている。

GT24/GT26ガスタービンの燃焼システムは，オンラインで迅速に反応するガスセンサの採用によって運転の安全を確保することによって，高級炭化水素類や不活性成分に対応できるだけでなく，ガス組成の急速な変動にも対応することができる。これは，ガス組成の急速な変動を検出するのに最適な高速応答型赤外線センサを使用して燃料中のC2+含有量の変化を検出するもので，一般のガスクロマトグラフの応答時間が15分程度であるのに対して，赤外線センサの応答時間は約20秒である。これにより，変動する燃料組成に対してほぼリアルタイム

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

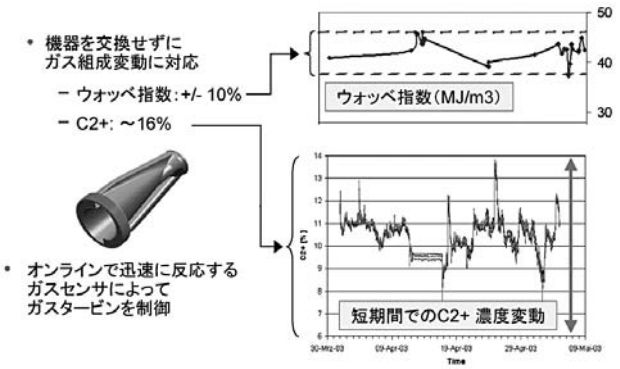


図５　GT24/GT26ガスタービンの燃料に対する柔軟性

で運転制御を最適化することができる。GT24/GT26ガスタービンは，これまで６年以上，合計22基にわたる高級炭化水素類の燃焼経験を通じ，16％を上回るC2+濃度の天然ガス組成に対応する運転制御システムを確立しているほか（図５参照），不活性成分についても20％という高濃度のものに対応している。タイ国にある３基のGT26が12万時間にわたる運転実績を持つのを筆頭に，GT24/GT26ガスタービンは，合計80万時間を越える高級炭化水素類の燃焼実績を有する。

５．PLANT INTEGRATOR™（プラント・インテグレータ）

今日，世界の発電事業者は包括的な視点，すなわち発電所全体に対して，その耐用期間を通じた機能的要求事項に注目して投資を行なう傾向にある。アルストムは，これら機能的要求に応えるため，発電所の設計・建設・保守に対するアプローチの再評価を行なった。その結果，Plant Integrator™を通じて，付加価値創出に最適化した手法を提供することができる。

5.1　発電所設計に対する異なったアプローチ

まず，世界のあらゆる発電所は，システムや機器を取り纏めるインテグレータによって建設されてきたという点を挙げたい。それは，往々にして発電事業者自身（主要な電力会社の場合）だが，大手エンジニアリング会社（Architect Engineers～A/E）やメーカ各社，あるいは大手建設会社の場合もある。

発電所の建設に関しては，主に２つのビジネスモデルがある。１つ目は，詳細仕様書を準備したうえで，これに基づいて各機器に対する入札を行なうものである。２つ目は，全体的な機能を定めた仕様書を準備したうえで，発電所全体または一部に対する入札を行うことで，発電事業者ができるだけ低価格で機器，システム，サービスを購入し，最低コストでプロジェクトを実施するものである。

Plant Integrator™によるアプローチは，両ビジネスモデルの利点を組み合わせるものであり，１つ目の手法で担保される優れた機器品質と，２つ目の手法が目的とする事業効率をともに実現する。その基本理念は，機能面における顧客要求事項（すなわち，投資から最大限の価値を得る方法で最適化を支援すること）を発電所全体に対して検討し，達成することである。

例えば，発電事業者が発電所の耐用期間を通じて各システムや機器をトレースして行くと，付加価値として数値化できる耐用期間に関連したメリットが多数存在することがわかる。Plant Integrator™のアプローチによって，事業者はこれらのメリットを発電所全体に対して計画段階で確定することができるため，プロジェクト開発期間の短縮，性能改善，リスク低減，コスト削減等が可能となる。

5.2　総合的プラント手法によるメリット

発電所の価値を評価・算定するには，正味現在価値（NPV）計算によって行うことが一般的である。NPVを高める主な要因は６つあり，投資，リードタイム，性能，アベイラビリティと運転柔軟性，改造，寿命延長である。このほかに，環境関連法規への遵守や準備，燃料の柔軟性に対する適応力等の質的要因もあるが，これらは全て上記６要因に転換する事ができる。

投資：Plant Integrator™のアプローチにより，条件を揃えたうえで投資額を抑える事により価値を創出できる。すべての主要機器に対する設計・製造・供給に関わる技術者のほかに，建設エンジニアリングの能力を有しているため，プロジェクト開発段階におけるコストを低減することができる。また，部門間での調整によって，各種資機材を同時購入することができることも，コスト低減に効果がある。

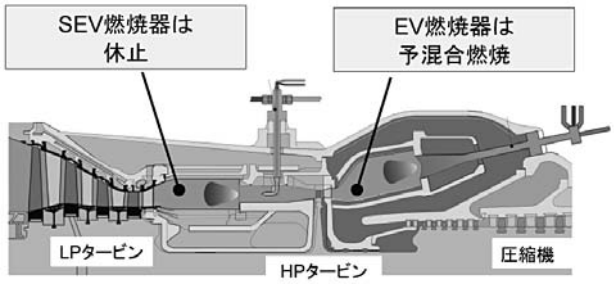
リードタイム：各発電所は顧客固有のニーズに合わせて設計されるが，Plant Integrator™のアプローチにより，各機器をどのタイミングで据付・調整するのかを事前に正確さをもって把握することが可能となるため，受注後の着手指示（NTP）を待たずに各部最適化を開始できる。例えば，出力1,200MWのスペイン国Cartagenaコンバインドサイクル発電所の建設では，極めて狭い用地であるにも係わらず，土建着工から２年を経ずに完工し，同規模のプロジェクトと比べて約３ヶ月の工期短縮を達成した。

性能：Plant Integrator™のアプローチは，機器供給契約の際にも発電所単位での検討を行なう。顧客からのデータ（ガスや原料のコスト，発電所から得られる収入等）を基に最大10万通りの異なる構成に対してNPV計算を行なうため，顧客にとって最も合理的な選択肢を提供することができる。このため，環境によっては初期投資を若干引き上げることで，事業期間中にわたる収益性を改善できる場合がある。例えば，ドイツ国Emslandコンバインドサイクル発電所では，ガスに対する免税制度を最大限活用するために発電効率を最高レベルに引き上げた。効率改善は，貫流方式を組み合わせたHRSGに

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

よって得られるもので，これまで汽力発電や60Hz向けコンバインドサイクル発電で弊社が実績を積んできた手法である。貫流方式の採用によって，HRSGのコストは上昇するものの，燃料コストを考慮すると，発電事業者であるRWE Power社にとって20年間という事業期間において相当な発電原価低減効果がある。現在のビジネスモデルにおいては，ほとんどの事業者は最低入札価格で所定の性能を獲得することを望んでいるが，特定の機器（タービン等）においては，最低入札価格ではなく，最高性能を得ることが重要であることも多い。そのためには，各機器間でのやり取りや調整が必要となることが多い。弊社では，「システム全体の最適化は，個々の最適化部品の組み合わせより有効である」として，総合的なシステムアプローチを行なっている。それは，必ずしも「機器市場」から「プラント市場」へ軸足を移すことを意味するのではなく，顧客のニーズによって規定される発電所の全体仕様に各機器を合わせることで，より高い性能と出力が得られることを意味する。

アベイラビリティと運転柔軟性：アルストムは，自社の機器およびプラントのアベイラビリティにおいて優れた実績を持つ。これは，発電所の運転データとリライアビリティに関する各種事象の管理システム採用により得られたものである。例えば，スペイン国Castejonコンバインドサイクル発電所では，運開から4年半にわたるアベイラビリティが，実に97%に達している。実績から保証される高いアベイラビリティ（発電所停止期間の短縮）は，発電所の耐用期間にわたって定量化できる大きなメリットである。アルストムは，機器やシステムのみならず発電所全体の設計を行うことで，発電所単位での保守計画についてサポートできるというユニークな立場にある。一方，規制緩和が進んだ市場を中心に運転柔軟性がますます求められており，場合によっては頻繁な負荷変更や停止が求められる。ほかの例として，ヨーロッパのある800MWのコンバインドサイクル発電所では，上記の要求に対して，GT26ガスタービンの2段燃焼システムの特徴を利用した画期的な解決方法を採用した。それは，コンバインドサイクルでの超低負荷運転（LLOC）を可能にするもので，20%未満の負荷でも低エミッションでの運転が可能であるため，顧客は夜間においてもコストのかかるプラント停止（深夜起動停止～DSS）を回避することができる（図6参照）。



- EV燃焼器のみ予混合燃焼で運転することによって NOx濃度を定格負荷と同程度に維持
- コンバインドサイクルモード蒸気タービンを運転 全体負荷は20%未満まで低減
- 通常の負荷取り速度での定格負荷復帰

図6　GT24/GT26ガスタービン 超低負荷運転の概念

改造および寿命延長：発電所改造の決定は，通常電力需用の増加や環境規制の強化に起因するが，しばしば耐用期間の延長要求もその要因となる。Plant Integrator™のアプローチにより，顧客は改造後のアップグレードした機能面の保証とともに新たに設定された耐用期間を通じて一定以上の性能を維持することができる。発電所の状態評価には，その発電所を包括的視点で捉えることが必要であり，弊社はすべての主要機器を評価する能力を有し，発電事業者と協力して評価することができる。

6．GT26ガスタービンの性能

6.1　GT26のアップグレード

現在のGT26ガスタービン定格性能は，圧縮機の風量増加とリーク低減という2つの手段によって向上している。これらの施策は，弊社がスイス国Birrに所有する試験発電設備において2005年に妥当性確認を行ない，その後に市場へ投入した。現在までに2基の新造機と1基の改造機が運開しており，さらなる妥当性確認がなされている。

性能向上目標の達成度合を検証した結果，このアップグレードによってISO定格出力は281MWから288.3MWに向上し，効率は38.1%となっている。

6.2　圧縮機アップグレード

圧縮機のアップグレードは，若干の風量増加を目的として，低圧段動翼の迎角を変更するとともに，冷却用抽気圧力を確保するために中圧段動翼の迎角をあわせて変更している。この他，主に起動時の運転上特性を維持するために，段落あたりの翼枚数を一部増加している。しかし，外部車室とロータ外形で決定される流路部分は変更していないため，このアップグレードは，以前のGT26ガスタービンに対しても改造パッケージとして適用できる。

6.3　リーク低減

性能改善を図るためのもうひとつの手段が，ガスタービン内部のリーク低減である（ここでは，動静翼先端のリークではなく，タービンおよび燃焼器における冷却空気のリークを採り上げる）。

改善項目には，シール材の寸法調整，設計変更および一部シール材の追加が含まれるが，その目的は，リークにより冷却に利用されないまま浪費される冷却空気量を低減することである。これにより，圧縮機からの抽気量を減らし，燃焼用空気量を増やすことができるが，各部

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

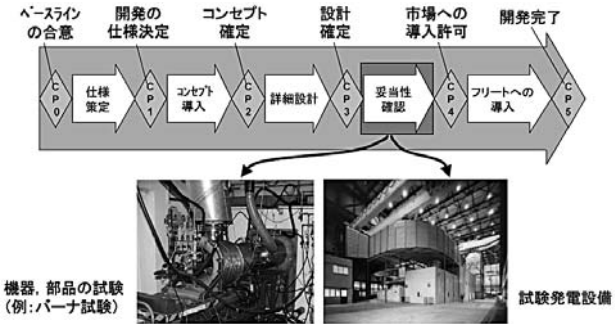


図7 アルストムの品質管理型開発プロセス

の冷却に利用する空気量は変わらないため，冷却効果には変化が発生しない。

ガスタービンの性能向上に際して，燃焼器出口温度に代表される高温ガス温度は変更していないが，シール改良によるリーク低減によって，ISO定義のタービン入口温度（TIT）は上昇する。これは，ISO2314（1989）によるTIT定義が，冷却空気とリーク空気がすべて燃焼器からの高温ガスと混合されることを前提とした計算によって算出される，仮定の温度であることによる。したがって，TITは上昇しても各部の冷却状態が以前と変わらないため，点検・保守間隔へは影響を及ぼさない。

7．ガスタービンの開発方針

ガスタービン開発に関するアルストムの方針は，実績のある高いアベイラビリティとリライアビリティおよび運転と燃料に対する柔軟性を維持しつつ，最新の技術を提供することである。新技術の基盤は，安定するまでに数年間を要する場合があるが，弊社は，不確実性を伴わない成熟した信頼できる技術を段階的に導入し，完成させるという手法を採用している。また弊社は，実績のある技術基盤を段階的に進化させながら，性能向上とエミッション低減を達成してゆく過程で，コンバインドサイクルでの送電端効率60％超を実現できると考えている。

アルストムは，ガスタービンの全アップグレードに対して品質管理型開発プロセスを導入している。これは，仕様確定から市場導入までの各段階（図7参照）において徹底的な技術検証を行なうことを柱としており，その妥当性確認のプロセスにおいて重要な役割を果たすのが，GT26試験発電設備である。電力系統に接続されたガスタービンを社内に保有しているメリットは，いかなる制約も受けずに通常の許容限界を超えた条件における負荷試験を行うことができ，かつアップグレードについての包括的な妥当性確認，ならびに将来の技術的展開についての検証を行なえることにある。

先に紹介したアップグレードは，上記の妥当性確認作業の成功例である。圧縮機アップグレードは，その第1段階の妥当性確認を2002年夏にGT26試験発電設備にて行なったが，この段階でこの技術基盤の可能性を完全に引き出された訳ではない。GT24/GT26ガスタービンを更に進化させるべく開発を継続し，2005年4月に第2段階の妥当性確認を行なうことで，更なるアップグレードが可能であることが実証されたのである。

8．まとめ

GT24/GT26ガスタービンは，現在85基が商業運転を行なっている。国内では，千葉地区においてJFEスチール㈱殿所有のGT26が2002年6月より深夜起動停止（DSS）を基本とした運転を続けており，その高い信頼性が実証されている。

コンバインドサイクル発電所の長期にわたる商業的成功には，高い出力と優れた効率という定格性能に加えて，運転・燃料の柔軟性が不可欠であるという認識が確立されている。アルストムGT24/GT26ガスタービンは，その柔軟性をすでに実証しているばかりでなく，Plant Integrator™のアプローチにより，コンバインドサイクル発電での性能は非常に競争力のある水準に達しており，ISO条件における送電端効率はすでに59％を上回るものとなっている。

弊社は，今後も実績のある技術基盤を段階的に進化させることで，コンバインドサイクル発電の送電端効率60％超への道を着実に歩んでゆく所存である。

参考文献

(1) Eckardt,D., Rufli,P., Advanced Gas Turbine Technology - ABB/BBC Historical Firsts, ASME TURBO EXPO 2001
(2) Steele,R.F., Licata,K.P., DellaVilla,S.A., ALSTOM GT26 - An Availability and Reliability Assessment, Power-Gen Asia（2004-10）
(3) Doebbeling,K., Hellat,J., Hans Koch,H., 25 Years of BBC/ABB/ALSTOM Lean Mix Premix Combustion Technologies, ASME TURBO EXPO 2005
(4) Philipson,S., Ladwig,M., Razza,M., Schubiger,R., ALSTOM's GT26 Advanced Gas Turbine: What this technology platform can offer for both today's market and the future, Power-Gen Middle East（2006-1）
(5) Riccius,O., Flohr,P., Combustion Control in the GT24/GT26 - Combustion Technology for low-emission operation with High Hydrocarbon（"C2+"）Fuels, Power-Gen Asia（2005-9）
(6) Schubiger,R., Philipson,S., Experience with the improved turbine blading of the ALSTOM GT13E2, Power-Gen Middle East（2006-1）
(7) Hermanson,K., Pfeiffer,A., Koerbacher,H., Kuhn,W., Advanced Gas Turbine Testing at the ALSTOM Test Power Plant in Switzerland, Power-Gen International（2004-12）
(8) Parneix,S., Lindvall,K., Philipson,S., A New Rating for the GT26 Sequential Combustion Gas Turbine, Power-Gen Middle East（2007-1）
(9) Zajadatz,M., Lachner,R., Bernero,S., Motz,C., Duckers,J., Flohr,P., Development and Design of Alstom's Staged Fuel Gas Injection EV burner for NOx Reduction, Power-Gen Europe（2007-9）

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

先進超々臨界圧（A-USC）石炭火力発電ボイラ用耐熱材料の開発動向

五十嵐　正晃*1　IGARASHI Masaki
仙波　潤之*1　SEMBA Hiroyuki
岡田　浩一*1　OKADA Hirokazu

キーワード：A-USC，石炭火力，ボイラ，HR6W，Fe-Ni基合金

1．はじめに

2007年12月，地球温暖化防止国際会議（COP13）[1]において，ポスト京都議定書[2]として各国が温室効果ガス削減目標を大幅に増加，前倒しすることが決定された。欧州連合（EU）は既に2020年までに20％のCO_2排出量削減を提唱して実行しつつあり，また，京都議定書を離脱している米国でもオバマ新大統領がグリーンニューディール政策を経済再生の柱に掲げて，独自のCO_2排出削減に取り組む姿勢を鮮明にした。一方，我が国では，経済発展と環境問題の両立を主要議題とした洞爺湖サミット[3]において，議長国として京都議定書の目標であった2012年末までに６％（対1990年）のCO_2排出削減の必達を明言すると共に，CoolEarth50[4]実現に向けて新エネルギー技術開発について各国が連携して取り組む必要性を強く訴えた。

この様な状況下で我が国においても種々の取り組みがなされているが，特に発電分野では経済性と供給安定性に優れながらもCO_2排出量の最も多い石炭火力発電の高効率化が喫緊の課題である[5],[6]。図１は石炭火力発電の各種燃料・システムの詳細別にライフサイクルCO_2排出量を比較したものである[7]。従来の微粉炭（石炭）焚き火力発電プラントでは超臨界条件（SC；Super Critical，主蒸気温度538℃，圧力24.1MPa）が主流であるが，その場合，石油（重油・原油）焚き火力や，LNG複合発電に比べて明らかにCO_2排出量が多い。この微粉炭焚き火力の蒸気条件を超々臨界圧にまで高温高圧化することで発電効率の向上が可能となりCO_2排出量を低減できるが，例えば，既設の石炭焚き火力発電で最も効率の良い微粉炭焚き超々臨界圧発電[8]（Ultra Super Critical，蒸気条件が600℃，25MPaが主流）よりもさらに蒸気条件を一気に100℃以上高めて，700℃級USC発電（例えば，主蒸気700℃，35MPa，二段再熱720～750℃）が実現すれば，発電効率（HHV，送電端効率）は既存SCプラントの39％程度から，46～48％にまで一気に向上可能と試算されている[9]。これは，石炭ガス化複合発電（IGCC）[10]や，石油火力に匹敵する高効率プラントであり，石炭火力の重要な柱として慎重なFS（フィージビリティスタディ）を継続した結果，昨年より先進超々臨界圧（A-USC）発電プラントの要素技術開発が開始されることとなった[5],[7],[11]。

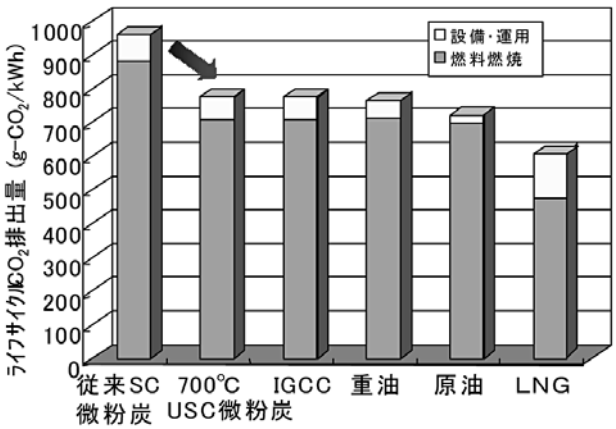


図１　火力発電のライフサイクルCO_2排出量の比較[7]

しかしながら，この様な高温高圧プラントの実現には，これまでプラント用構造材料として用いられてきた種々の材料の使用限界温度を飛躍的に向上させることが不可欠であり，特に主蒸気管や管寄せ等で使用される大径厚肉管には，これまでの高Crフェライト鋼だけではなく，火力発電ボイラでは全く使用経験の無い高強度Ni-Co基超合金の適用が必要と考えられている[12]-[14]。本稿では，発電プラントの主要機器であり，プラントの使用限界条件を左右するボイラとタービンのうち，主にボイラ用先進耐熱鋼管について，700℃超級A-USC発電プラントの実現に向けた新しい材料開発の課題とその可能性について概説する。

2．ボイラ用耐熱鋼管

図２に微粉炭火力発電所の構成模式図を示す[7]。火力発電プラントはその機能から大きく分けて，石炭等の燃料を燃焼させて，高温高圧の蒸気を発生させるボイラと，

原稿受付　2009年２月４日
＊１　住友金属工業㈱　総合技術研究所　鋼管研究開発部
〒660-0891　尼崎市桑扶町１－８

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

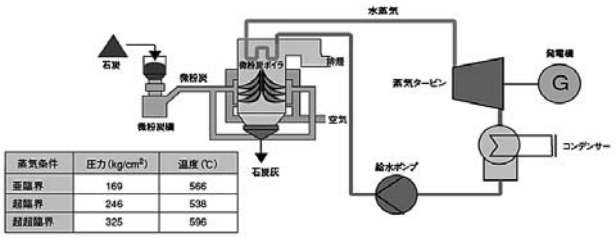


図２　微粉炭火力発電所の構成模式図[7]

得られた高温高圧の蒸気を機械エネルギーに変換して電気を得るタービンから成る。ボイラでは，火炉において石炭等の燃焼によって水を蒸気へ転換するが，気密を保つために管を互いに溶接して一体としたパネル構造とする。鋼管の到達温度は現状の600℃級超々臨界圧プラントでは450℃～550℃程度であるため，炭素鋼から２%Cr鋼までが使用されているが，従来よりもより高強度でかつ溶接施工が容易な材料が開発されている[15]。蒸気はさらに過熱器で高温・高圧化され，プラントの発電効率を決定する最高蒸気条件（例えば600℃，25MPa）に到達する。その後，蒸気は管寄せに集められ，主蒸気管で高圧タービンへ送られて発電する。ここから蒸気は再び再熱蒸気管を通って再熱器へ戻され，再度高温に加熱されて，その後主蒸気同様に次段のタービンへ送られて発電する。従って，過熱器管，再熱器管は，高温においてクリープ強度が高く，同時に内部は水蒸気酸化，外部は石炭等燃料による高温腐食に耐える必要があり，そのため高強度・高耐食の高Crステンレスボイラチューブが使用されている[16]-[18]。管寄せ・主蒸気管，再熱蒸気管は大量の高温・高圧水蒸気をタービンへ供給するため，大径鋼管が使用される。従って高強度材が必要であるが，同時に火力発電プラントが日常的に起動・停止を繰り返す負荷変動運転に対応するため，靱性や耐熱疲労特性も要求される。そのため熱膨張・熱伝導特性に優れるフェイト系の高強度９～12%Cr鋼が種々開発・実用化されている[19]。

ボイラ用耐熱材料は，フェライト系耐熱鋼とオーステナイト系耐熱合金に大別されるが，両者はそれぞれ独自の開発の歴史を辿ってきた。図３はボイラ用フェライト系耐熱鋼の開発系統図の一例である[15]。フェライト系耐熱鋼の高温強度の向上は，(1)転位強化（C，Nなどによるマルテンサイト・ベイナイト変態），(2)固溶強化（Mo，Wなど），(3)析出強化（Cr，V，Nb炭窒化物，Cuなど）によって実現された。一方，耐食性の向上はCr，Siによる効果が大きい。これらのフェライト系耐熱鋼はそれぞれの強度・耐食性能に応じて様々なプラント構造部材として使用されている。図４はオーステナイト系耐熱合金の開発系統図の一例を示す[15]。オーステナイト鋼はフェライト鋼に比べて，種々の合金元素を多量に固溶できることと，高温での元素拡散が遅いという決定的な利点を有することから，高強度，かつ高耐食性を発現可能である。しかしながら，フェライト鋼のようなマルテンサイト組織として転位強化を利用することはできないため，高温強度の向上には(1)固溶強化（Mo，Wなど），(2)析出強化（Cr，Ti，Nb炭窒化物，Cu，金属間化合物など）が主に用いられてきた。また，高Cr化によって優れた耐食性が得られる反面，σ相等の粒界析出による脆化懸念があるため，Ni，N等の添加で相安定化が図られている[16]。

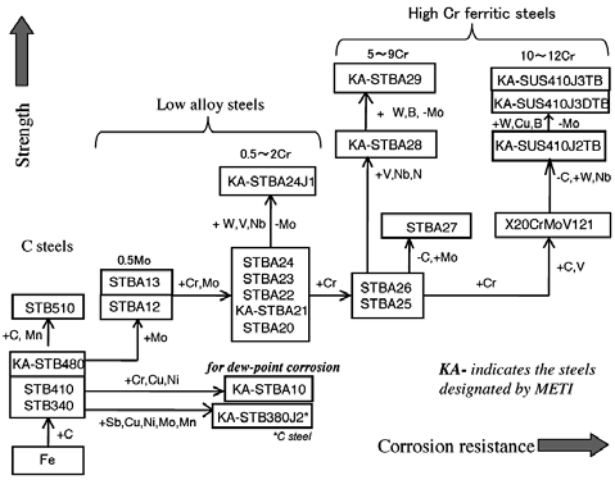


図３　フェライト系耐熱鋼の開発系統図[15]

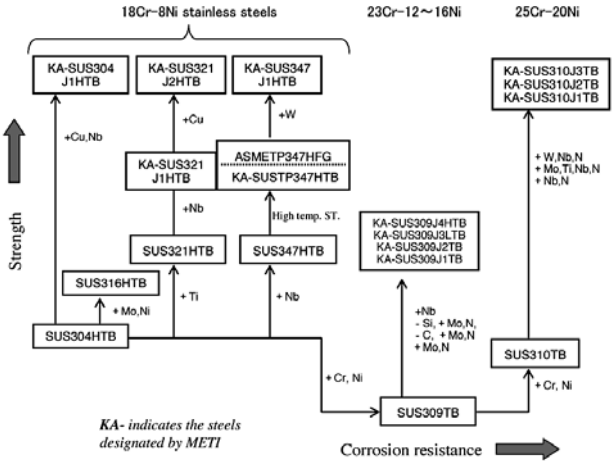


図４　オーステナイト系耐熱合金の開発系統図の一例[15]

３．A-USC発電プラントの実現に向けて

図５は昨年から開始された先進超々臨界圧火力発電実用化要素技術開発プロジェクトが目指す700℃超級A-USCプラント二段再熱システムの構成例で，主蒸気700℃，35MPa，再熱蒸気720℃/720℃で熱効率は46％（HHV，送電端効率）が可能となる[7],[9],[11]。このプラントでは，ボイラ，タービンそれぞれについて，想定される材料候補を掲げているが，前節で紹介した従来材料に加えて，より高温まで強度，耐食性に優れる新材料の開発が不可欠であることが示されている。図６は米国Vision21プロジェクトにて候補材料のクリープ強度（文献データ）を比較したものである[13],[20]。仮に700℃級

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

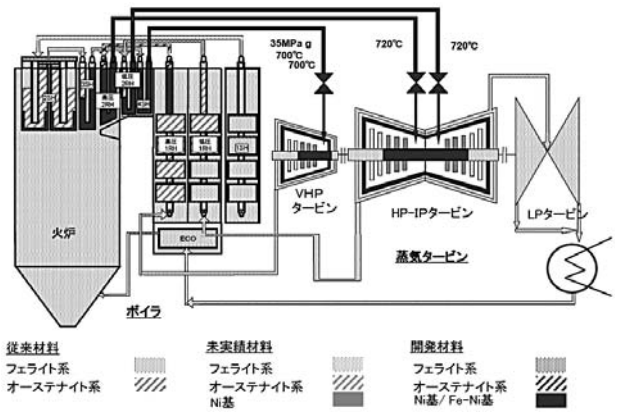


図５　700℃級A-USCプラント二段再熱システムの構成例と材料適用区分[12],[15]

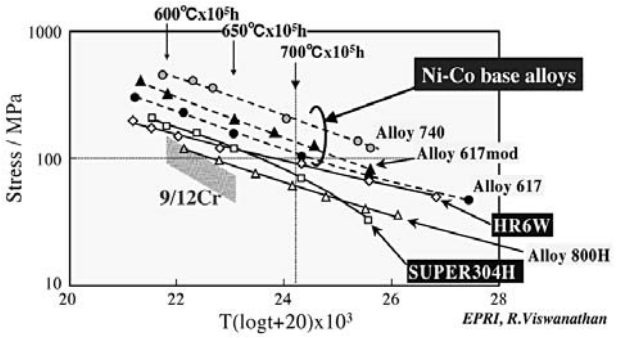


図６　A-USC発電プラント候補材のクリープ強度の比較[13],[20]

A-USCプラントの主蒸気管用大径厚肉管に700℃x10万hクリープ破断強度が100MPa必要であるとすると，現在の600℃級USC発電プラントで使用されている９/12Cr系フェライト鋼では全く役に立たず，候補材の中では，アロイ740，617といったNi-Co基γ/γ'超合金のみが目標強度を満足していることとなる。しかしながら，これらの超合金はボイラ用大径厚肉管としての使用実績がないばかりか，靱性，疲労特性，加工性等が十分でないと考えられ，A-USCプラントへの適用には未だかなりのリスクを伴うことになると推察される[14],[21],[22]。一方，前節で詳述してきたオーステナイト合金（図中ではSUPER304Hの表記；火SUS304J1HTB）はこれまで600℃級USCプラントで過熱器管等として世界で広く使用されているが，700℃超級となると，図からも明らかなようにクリープ強度が不十分であり，また，大径厚肉管への適用は熱膨張が大であるため，やはり難しい。これに対して，その中間的存在であるFe-Ni基合金（図中ではHR6Wの表記；23Cr-45Ni-7W）は強度的にはやや劣るが，Ni-Co基超合金に比較して，靱性，疲労特性，加工性に優れ，また，オーステナイト合金に比較した場合には，熱膨張が小さい等の利点を有する。そこで次節では，700℃超級A-USCプラント用ボイラ材料の要求特性を明らかとして，その開発の方向性を示すこととした。

表１　A-USCボイラ材料の特性評価項目[15]

材料特性		評価内容
高温強度特性	クリープ	母材および溶接継手の長時間強度
	熱疲労	大径管の起動・停止に伴う非定常熱応力対象
	クリープ疲労	配管系の起動・定常運転・停止に伴う熱膨張応力対象、クリープ疲労重畳効果と寿命評価法（設計法）
耐食性	高温腐食	過熱器管材料としての石炭灰腐食特性
	水蒸気酸化	腐食量、スケール剥離などの水蒸気酸化特性
溶接性		高温割れ性（凝固割れ、液化割れ、延性低下割れ）
加工性		熱間曲げ性
補修性		経年劣化材の溶接性
欠陥検出性		UT等非破壊検査法の適用性
経済性		素材価格、加工費

3.1　A-USC発電プラント用ボイラ材料に要求される特性

表１にA-USCボイラ材料の特性評価項目を纏めて示す[7]。まず高温強度特性では，蒸気温度を700℃とした場合，大径管（主蒸気管，再熱蒸気管）では700℃程度，炉内の過熱器管ではさらに高い温度，すなわち750℃程度のメタル温度になることが予想され，それらの温度域で蒸気圧力（例えば35MPa）に耐える十分なクリープ強度が要求される。また，再熱蒸気温度は720～750℃が想定されていることから，再熱器管では圧力は低くても，さらに高温度に曝される可能性がある。また，ボイラの起動，停止，負荷変動に対応するためには熱疲労，クリープ疲労特性が要求され，これには熱膨張が小さく，かつ，延性，靱性に優れた材料が望ましい。次に耐食性については，過熱器管としては耐石炭灰腐食特性，配管材料でも耐水蒸気酸化特性が要求されるが，特に600℃級USCプラントでも近年問題となった水蒸気酸化スケールの剥離によるタービンの損傷，管閉塞によるオーバーヒート問題は，同様に避ける必要がある。さらに溶接性については，溶接継ぎ手の健全性，長時間クリープ強度の安定性はもとより，溶接時の高温割れ，液化割れ，低延性割れ等は施工上回避されるべきである。また，補修の必要性から，経年劣化材の溶接性についても注意が必要である。大径管の製造，小径管の量産技術など，製管時の加工性も十分考慮する必要があるが，例えば，熱間曲げ加工や溶接後に長時間時効処理が必要になる，などの特殊な加工・熱処理の必要な材料は，実機適用が難しいと考えざるを得ない。その他，欠陥の検出性や最終的には素材価格，加工費も考慮した材料の選定が必要である。

3.2　Fe-Ni基合金；23Cr-45Ni-7W（HR6W）

23Cr-45Ni-7W合金（HR6W）は強化相として既存のNi-Co基超合金とは異なり，γ'相の析出強化ではなくFe_2W型のLaves相を活用したFe-Ni基合金で，当初は650℃級USCボイラの伝熱管への適用を想定して開発されたものである[23]。A-USC発電技術開発においては，高い材料コストに加え，前述の延性，靭性等の面で改善の

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

余地が大きいNi-Co基超合金を補完し得る主蒸気・再熱蒸気管用材料として近年注目されている。

HR6Wの主要な化学組成は0.08C-23Cr-45Ni-7W-0.1Ti-0.2Nb-Bであり，700～800℃におけるクリープ強度，耐食性，相安定性を考慮して成分設計された[23],[24]。WはFe_2W型のLaves相を安定化し，クリープ強度を向上させる。一般にWと同様の高温強度向上作用を有すると考えられているMo添加の場合にはLaves相（Fe_2Mo型）が安定になるのは低Cr側のみであり20%以上のCr含有量ではσ相が析出して脆化が不可避であることが明らかとなった[24]。一方，W添加では適量のNiを添加するとσ相が析出することなく，Laves相を高温長時間微細安定化してクリープ抵抗の向上に寄与する。さらにHR6Wには微量のTi，NbおよびBも添加されている。これらの元素は$M_{23}C_6$炭化物の微細均一析出を促進し，析出強化効果を増大させている。図７はThermo-Calcによって計算したHR6Wの析出物と析出量であるが，Laves相は800℃以上でも安定に析出すると予想され，700～800℃の温度域でもクリープ抵抗に十分寄与することが示唆される[24],[25]。

HR6W小径管および板材のクリープ破断強度を図８に示す。650～800℃において最長59000h程度の破断データが蓄積されており，いずれの温度域においても長時間側まで安定したクリープ破断強度を示すことが確認されている[24]。10万h推定平均破断強度は88MPa（700℃），64MPa（750℃），46MPa（800℃）である。800℃におけるクリープ破断強度はアロイ617[26]に匹敵する。特筆すべきはHR6Wのクリープ破断延性が良好なことである。すなわち，γ'相により析出強化されたアロイ617や740，263等のNi-Co基超合金と比較して長時間側でも極めて良好な破断延性を有する。図９にHR6Wのクリープ曲線の一例を示す（750℃，108MPaにて試験，1047.4hで破断）。クリープ速度は遷移域で約１桁低下して最小クリープ速度を示し，その後徐々に増大して加速クリープへ移行する。加速クリープの開始ひずみは0.01程度であるが，加速クリープ域が比較的長く，最終的には0.4という大きなクリープ破断ひずみを示している。HR6Wの良好な延性はこのような均一クリープ変形特性によってもたらされたものであり，高温長時間側での脆化の懸念が小さいことが良く理解される。図10に700～800℃クリープ破断材の抽出レプリカ組織を示す。写真の黒色相がLaves相であるが，700℃，58798hクリープ破断後においても微細安定であることがわかる。さらに750℃，800℃ではやや粗大化が認められるが，析出密度の低下は顕著でなく，高温側でも強度低下が顕著とならない所以と推察される。さらに，σ相等の粗大な脆化相は長時間クリープ破断後

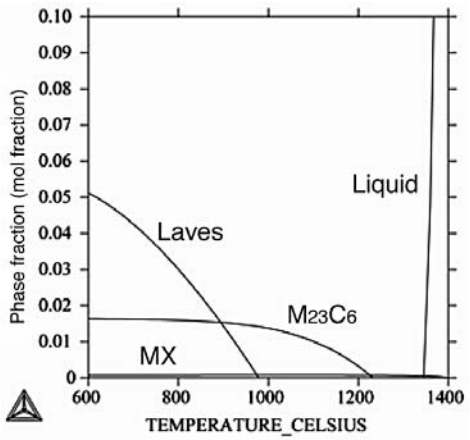


図７　HR6Wの計算相分率[24]（0.08C-23Cr-45Ni-7W-0.1Ti-0.2Nb）

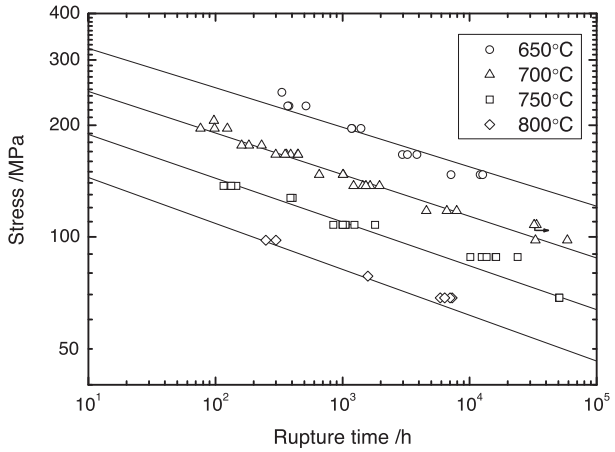


図８　HR6W小径管および板材のクリープ破断強度[24]

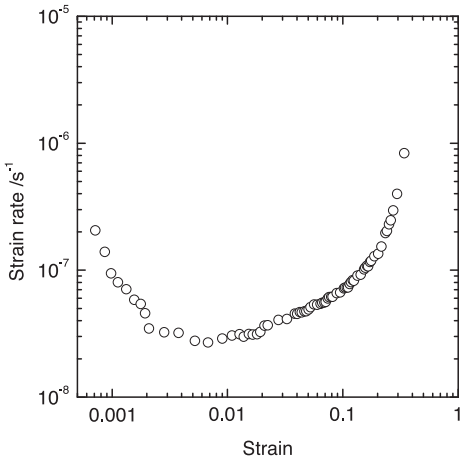
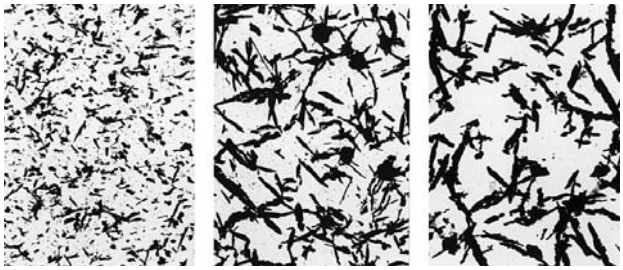


図９　750℃，108MPaにおけるHR6Wクリープ曲線（歪速度－歪曲線）[25]



(a)700℃，98MPa，58798h　(b)750℃，88MPa，16039h　(c)800℃，69MPa，7306h

図10　HR6Wの700～800℃クリープ破断材ネジ部の抽出レプリカのTEM像[25]

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

も観察されていない[24]。

3.3　Ni-Co基超合金のクリープ強度と組織[25]

欧米で検討が進められているNi-Co基超合金についてもクリープ強度・変形挙動と組織について，基礎検討を実施した。図11は617相当合金のクリープ破断強度を示す。実験室規模溶解材の700℃および750℃におけるクリープ破断強度は先のFe-Ni基合金HR6Wを大きく上回っている。しかしながら750℃以上ではクリープ破断強度は急激に低下し，800℃ではHR6Wとの強度差はほとんど認められなくなった[25]。図12は617相当合金のクリープ速度－ひずみ曲線の一例を示す（750℃，180MPaで1256h破断）。617相当合金では，遷移クリープ域においてクリープ速度は急激に低下するが，加速クリープ開始ひずみが約0.004と小さく，加速域に入ると急激にクリープ速度が増加して，HR6Wとは対照的に0.07という小さなひずみにて破断した。これは，γ'相析出強化によるクリープ強度の上昇が顕著である反面，クリープ延性は小さいことを示唆している[25]。図13は750℃および800℃におけるクリープ破断材ネジ部から採取した抽出レプリカのTEM組織を示す。非水溶媒を用いてほぼγ'相のみを抽出しているが，800℃においてはγ'相は750℃と比較して急激に粗大化し，析出密度も極めて低いことが明らかとなった[25]。以上の結果は温度の上昇とともにγ'相の析出量が減少し，分布状態が変化するために750℃以上でクリープ強度が急激に低下したものと推察される[24],[25]。

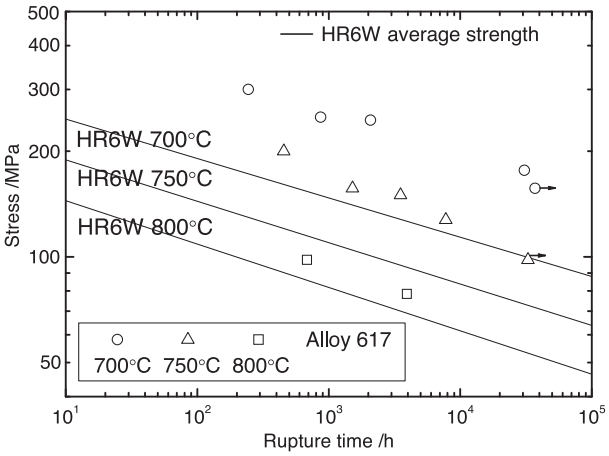


図11　617相当合金のクリープ破断強度[25]

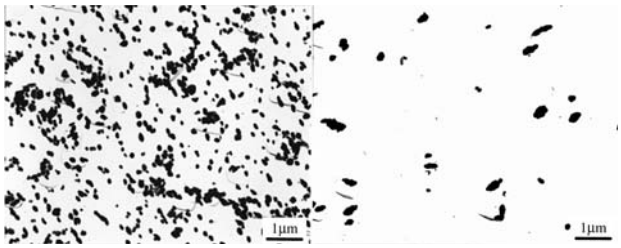


図13　617相当合金の750℃（7770h）と800℃（3928h）破断材ネジ部の抽出レプリカTEM像[25]

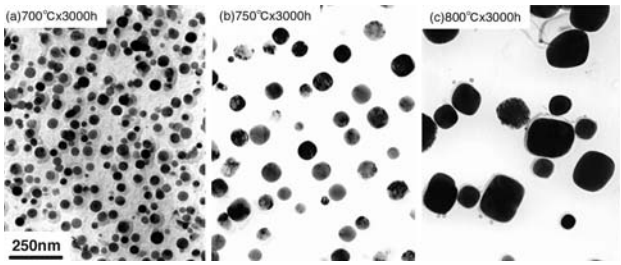


図14　263相当合金時効材の抽出レプリカTEM像[25].

ボイラ最高温部となる過熱器管，再熱器管には，さらにγ'析出量を増加させたアロイ740や263が必要と想定されている。そこで，263相当合金についても，同様にクリープ変形挙動と組織について検討してみた。263相当合金においては，γ'，$M_{23}C_6$，η相が析出する。図14は700～800℃時効材で観察されたγ'相である。γ'相の析出密度は617相当合金に比べて多いが，やはり温度の上昇と共に急激に減少し，かつ，粗大化していることがわかる[25]。図15は263相当合金のクリープ速度vs.ひずみ曲線（750℃，180MPaで4598h破断）を示すが，617相

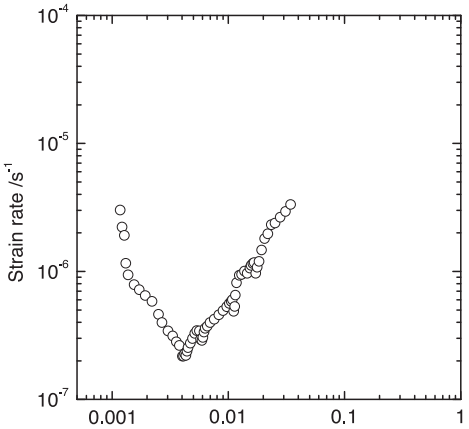


図12　750℃，180MPa.における617相当合金のクリープ速度－ひずみ曲線[25]

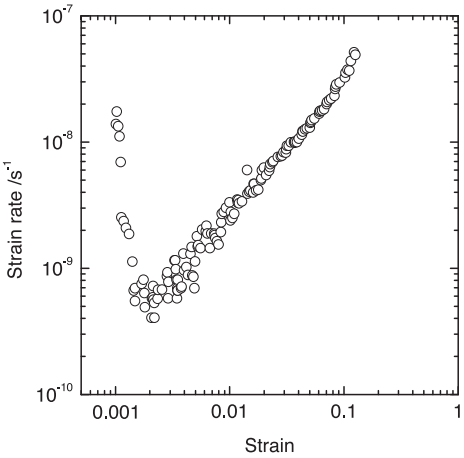


図15　263相当合金のクリープ速度vs.ひずみ曲線（750℃，180MPa）[25].

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

当合金に比べてクリープ速度は２桁以上低下し，γ’析出強化が顕著であることが明らかであるが，617相当合金の場合と同様に加速クリープ開始ひずみが極めて小さく，クリープ変形が不均一で脆性的であることが示唆される[24],[25]。

3.4　A-USCボイラ材料としてのFe-Ni基合金の可能性

前節の要求特性を踏まえた上でFe-Ni基合金HR6WのA-USCボイラ材料としての可能性を検討した。まず，各種耐熱鋼，耐熱合金の熱膨張係数を比較すると，熱疲労の観点からは熱膨張係数は小さいことが好ましいが，18～25Cr系オーステナイト鋼の熱膨張係数はGr91フェライト系耐熱鋼より約50%大きい。一方，HR6Wの熱膨張係数はNi基であるアロイ617と比較すると大きいがオーステナイト系耐熱鋼よりも約15%程度小さく，熱疲労の観点からは18～25Cr系オーステナイト鋼よりも有利である。650～800℃で300～10000h時効後のシャルピー衝撃値を図16に示す。アロイ617の靭性が時効後，急激に低下するのに対し，HR6Wの衝撃値は750～800℃で10000h時効後も50J/cm^{2}程度以上であり，長時間時効後も極めて良好な靭性を有することが分かる。また，クリープ破断延性が良好なHR6Wのクリープ疲労寿命は図17に示す通り617相当合金と比較して非常に長い[27]。実用化，特に大径厚肉管を製造する際には熱間加工性が重要である。グリーブル試験結果（高速高温引張試験による絞り値）によるとHR6Wの熱間加工性は617相当合金と比較して非常に良好であり，粒界溶融によるゼロ延性温度はSUS316Hより多少低いものの，1150～900℃の延性はSUS316H並であることが明らかとなった[28]。実際，５ton鋼塊から実規模にてエルハルト・プッシュベンチ法により直径457mm，肉厚60mmの大径厚肉管を試験製作した結果，十分な加工性を確認している（図18）[28],[29]。先に述べた非常に良好なクリープ特性と組織安定性に加えてこれらの特徴を総合評価すると，HR6Wはクリープ破断強度ではNi-Co基超合金617等には及ばないが，蒸気温度650～700℃級USCの大径管（主蒸気管，再熱器管）や伝熱管として非常に有望であると考えられる[28]-[30]。

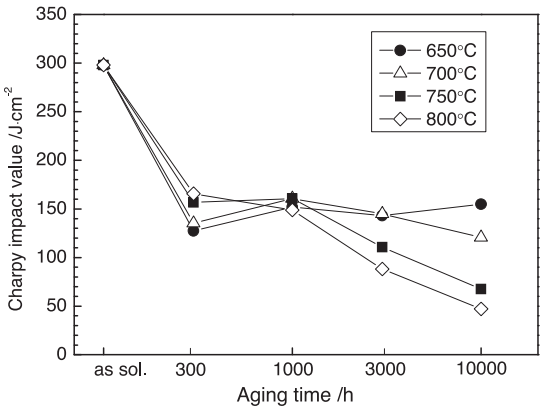


図16　HR6W時効材のシャルピー衝撃値（０℃）[25]

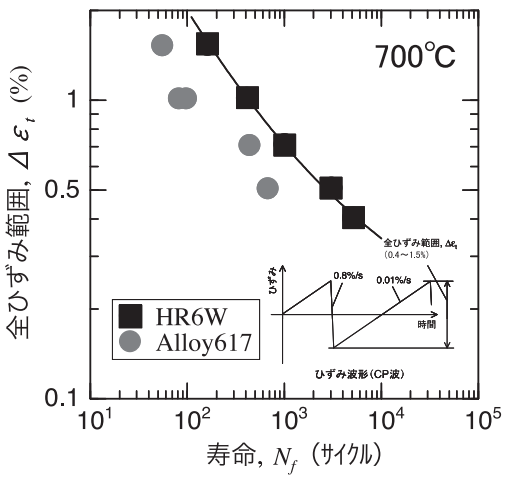


図17　クリープ疲労試験結果[27]

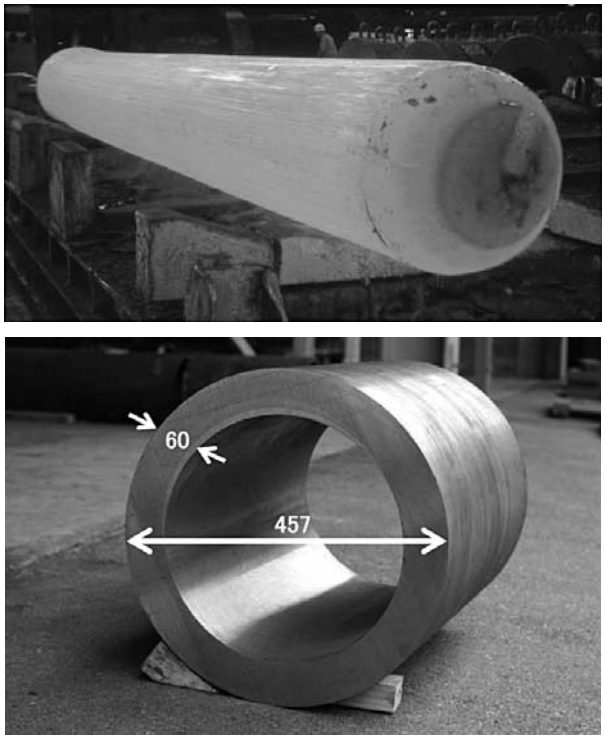


図18　HR6W試作大径厚肉管の外観（上：製管後，下：切削後）

4．おわりに

CO_2排出削減に向けて高効率化への取り組みが進んでいる石炭火力発電について，先進超々臨界圧発電プラントの実現に必須のボイラ用耐熱鋼，耐熱合金の課題と今後の開発の可能性について概説した。700℃超級A-USC発電プラントの実現には，これまでプラント用構造材料として用いられてきた種々の材料の使用限界温度を飛躍的に向上させることが不可欠であり，特に主蒸気管や管寄せ等で使用される大径厚肉管には，これまでの高Crフェライト鋼だけではなく，火力発電ボイラでは全く使用経験の無い高強度Ni-Co基超合金の適用の可能性について，総合的な要求特性を満足できるのかを検証してい

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

く必要がある。Fe-Ni基合金についても，Ni-Co基超合金にない経済性，良加工性等を有することから，同様にその適用可能性を追求していく必要がある。

本稿にてボイラ用耐熱材料の開発の現状とその重要性について理解が深まり，今後，先進超々臨界圧発電プラントの開発・実用化が加速されることを念願している。

謝辞

HR6Wの大径管適用に関する検討の一部は㈶地球環境産業技術研究機構の京都議定書目標達成産業技術開発促進事業を活用して実施された。

参考文献

(1) 例えば，環境省 平成19年12月17日 報道発表資料 気候変動枠組条約第13回締約国会議（COP13）概要と評価
(2) 例えば，環境省HPから http://www.env.go.jp/earth/ondanka/cop.html
(3) http://www.kantei.go.jp/jp/summit/index.html
(4) http://www.kantei.go.jp/jp/abespeech/2007/05/24speech.html
(5) 日本機械学会，「700℃級超々臨界圧（A-USC）発電技術に関する調査研究分科会」成果報告書，P-SCD353，(2007.12)
(6) 先進超々臨界圧プラント技術開発調査委員会，「先進超々臨界圧プラント（A-USC）技術開発」に関する技術評価報告書，(2007.5)
(7) 渡辺和徳：第22回環境工学連合講演会「地球温暖化対策－省エネルギー技術による貢献」，平成20年4月15日，日本学術会議講堂.
(8) K. Muramatsu：Proc. Advanced Heat Resistant Steels For Power Generation, edited by R. Viswanathan and J. Nutting, The University Press, Cambridge, (1998), 543.
(9) 先進超々臨界圧プラント技術開発調査委員会，「先進超々臨界圧プラント（A-USC）技術開発」に関する技術評価報告書，(2007.5)
(10) http://www.ccpower.co.jp/igcctoha/tokucho.html
(11) M. Fukuda, H. Sone, E. Saito, Y. Tanaka, T. Takahashi, A. Shiibashi, J. Iwasaki, S. Takano and S. Izumi: Paper No. 1-05, presented at the 5th International Conference on Advances in Materials Technology for Fossil Power Plants, Marco Island, USA, EPRI, (2007).
(12) R. Blum and R. W. Vanstone, Materials for Advanced Power Engineering 2006, Proceedings of the 8th Liege Conference (2006), p.41.
(13) R. Viswanathan and R. Purgert: Proceedings of 8th International Conference on Creep and Fatigue at Elevated Temperatures, July 22-26, 2007, CREEP2007-26826.20)
(14) 岩崎淳，椎橋啓，高野伸一，佐藤恭，岡田浩一，阿部冨士雄：火力原子力発電，58（2007），649.
(15) 伊勢田敦朗：配管技術，48（2006），26.
(16) Y. Sawaragi, N. Otsuka, H. Senba and S. Yamamoto: Sumitomo Search, 56 (1994), 34.
(17) Y. Sawaragi, N. Otsuka, K. Ogawa, S. Kato and S. Hirano: The Sumitomo Search, No.48 (1992), 50.
(18) Y. Sawaragi, Y. Teranishi, A. Iseda, K. Yoshikawa: Sumitomo Search, No.44 (1990), 146.
(19) A.Iseda, Y. Sawaragi, S. Kato and F. Masuyama : Proc. of the Fifth International Conf. on Creep Materials, Florida, (1992), 389.
(20) M. Igarashi, H. Okada and H. Semba: Proc. 9th Workshop on the Innovative Structural Materials for Infrastructure in 21st Century, NIMS, Tsukuba, (2005), 96.
(21) 岡田浩一，五十嵐正晃，小川和博，野口義隆，松尾弘，山本里美：CAMP-ISIJ，19（2006），1230.
(22) Y. Noguchi, M. Miyahara, H. Okada, M. Igarashi and K. Ogawa: Paper No. CREEP2007-26471, presented at the 8th International Conference on Creep and Fatigue at Elevated Temperatures, San Antonio, Texas, (2007).
(23) Y. Sawaragi, Y. Hayase and Y. Yoshikawa, Proceedings of International Conference on Stainless Steels, Chiba, ISIJ (1991), p.633.
(24) 仙波潤之，五十嵐正晃，山寺芳美，伊勢田敦朗，椹木義淳：学振123委員会研究報告，44（2003），119.
(25) H. Semba, H. Okada, M. Yonemura M. Igarashi：Paper No. 14-1, presented at the 34th MPA-Seminar, Stuttgart, Germany, (2008).
(26) ECCC Creep Datasheets 2005.
(27) Y. Noguchi, M. Miyahara, H. Okada, M. Igarashi and K. Ogawa: Paper No. CREEP2007-26471, presented at the 8th International Conference on Creep and Fatigue at Elevated Temperatures, San Antonio, Texas, (2007).
(28) 岡田浩一，五十嵐正晃，小川和博，野口義隆，松尾弘，山本里美：CAMP-ISIJ，19（2006），1230.
(29) A. Iseda, H. Okada, H. Semba, M. Igarashi and Y. Sawaragi: Proceedings of Symposium on Heat Resistant Steels and Alloys for USC power Plants 2007, July 2-6, 2007, Seoul, Korea, 229
(30) 五十嵐正晃：第194回・195回西山記念技術講座，(2008)，77.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

論説◆解説

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

酸素燃焼技術を利用した石炭火力発電所におけるCO_2排出削減 —カライド酸素燃焼プロジェクト—

山田　敏彦*1　YAMADA Toshihiko
三澤　信博*2　MISAWA Nobuhiro
氣駕　尚志*3　KIGA Takashi

キーワード：発電プラント，石炭，CO_2，CCS，酸素燃焼

1．はじめに

最近のCO_2排出削減に向けた世界の政治的および社会的な動きが激しい。国内に目を向けただけでも，まず，昨年７月に日本で開催された洞爺湖サミットでは地球温暖化対策が主要テーマとなり，長期目標として，Ｇ８は，環境・気候変動に関わる議論の中で，2050年までに世界全体の排出量の少なくとも50%削減を達成する目標を，国連気候変動枠組条約（UNFCCC）のすべての締約国と共有し，採択することを求めることで合意した。国内では，本サミットに先立ち，日本政府から環境・気候変動抑制に向けた数々の関連メッセージが出されている。

まず，一昨年５月には，「Cool Earth 50」構想を発表，これを受けて資源・エネルギー庁は，昨年３月に「Cool Earth－エネルギー革新技術計画」をとりまとめ，2050年の温室効果ガス排出量大幅削減に向けて，我が国が重点的に取り組むべき革新技術として「21」の技術を図１に示すとおり選定した[1]。この中には，エネルギー供給分野における効率向上および低炭素化の一つとして，高効率石炭火力発電，二酸化炭素回収・貯留（CCS：CO_2 Capture and Storage）が含まれており，高効率かつCO_2の分離・回収が可能な石炭利用技術の実用化が急務となってきている。さらに同年６月には，「福田ビジョン」が発表され，日本における2050年までの長期目標として現状の温室効果ガス排出量から60～80%削減する低炭素社会へ志向することが掲げられた。この中でもCCSは革新的技術の１つとして取り上げられ，将来的に経済的で，高効率なCO_2を回収および貯留が可能な発電システムの必要性を示したものである。

このような状況の下，我々が参画し日豪共同で実施しているカライド酸素燃焼プロジェクト（Callide Oxyfuel Project）は，昨年３月に関係者間にて合意が得られ，世界に先駆けて既設の石炭火力発電設備からCO_2の回収・貯留を実証しようとするものである。

図１　重点的に取り組むべきエネルギー革新技術
（「Cool Earth－エネルギー革新技術計画」から）[1]

本稿では，このカライドプロジェクトの概要を紹介するとともに，本技術の商用化に向けた取組みを紹介する。

2．酸素燃焼システム

2.1　酸素燃焼からのCO_2回収システム

発電プラントからのCO_2回収が可能な石炭利用技術の実用化への取組みとして，石炭ガス化システムからのCO_2回収，従来の発電システムに付加する形での従来排ガスからのCO_2回収，そして酸素燃焼を利用したCO_2回収の３種類が大きく分けてある。これらについては，実用化および商用化に向けた取組みが，多くは国のサポートなどを得て，それぞれ進展しているところである。

図２には，酸素燃焼発電システムからのCO_2回収および貯留の全体システムを示した。本システムのコンセプトは，炭化水素系燃料（石炭）を酸素（O_2）のみで燃焼することである。これにより，燃焼後発生する排ガスはCO_2とH_2Oが主成分となり，排ガス中のCO_2濃度を理論的には90dry%以上まで高めることができるものである。そして，排ガスをそのまま冷却および圧縮することで，CO_2を回収する方法が酸素燃焼からのCO_2回収システムである。酸素燃焼技術の発電システムへの適用では，

原稿受付　2009年２月３日
＊１　株式会社ＩＨＩ　電力事業部　開発部
〒135-8710　江東区豊洲３－１－１　豊洲ＩＨＩビル
＊２　電源開発株式会社　技術開発センター
＊３　財団法人石炭エネルギーセンター　技術開発部

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

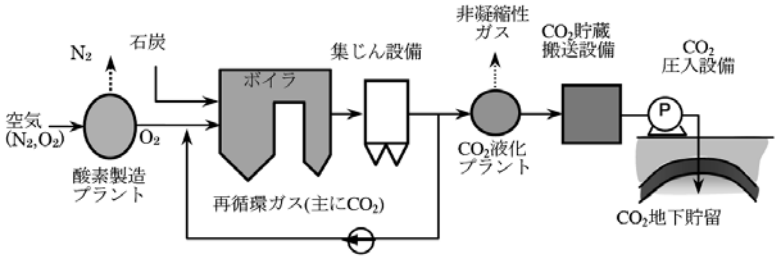


図２　酸素燃焼を用いたCO_2回収・貯留全体システム

現在のところ従来ボイラ技術の使用を考えていることから，火炎温度上昇を抑制するために，発生した排ガスを脱じん後再循環し，O_2と混合するシステムとしている。本システムでは，そのプロセス的特長から，NOxなどの排出量が減少することが確認できている[2]ものの，本システムの商用化実現には，これからの実証運転による確認ならびに評価が必要な段階である。

CO_2地下貯留においては，発電所内で一時貯蔵されたCO_2が，輸送され，貯留サイトにて昇圧，地下の貯留層へ注入されるものである。

我々は，本技術開発に関し，1990年代から検討を開始し，基礎的な燃焼に関わる検討[3]，パイロット設備を利用し燃焼および伝熱特性確認のための各種燃焼試験[2]，バーナやボイラ火炉の燃焼流動解析[4]，実機を想定した発電システム構成や経済性の検討[5]を実施してきており，有用な成果を得てきている。

2.2　世界におけるプロジェクト動向

本システムは，石炭火力発電所からのCO_2回収のための重要なオプション技術として現在世界的に注目を集めており，各国で研究および実証開発が行われている。その動向を表１にまとめた[6],[7]。本技術の大容量化および実用化に向けたステップとして，現在比較的小規模（～50MWe）の実証が進められており，また，2015年を一つのターゲットとして更なる大容量化への取組みが試されているのが確認できる。本表内Callideプロジェクトが日豪共同で実証を進めているものであり，初めて発電プラントにおけるCO_2回収，そしてCO_2貯留を実証するものである。

表１　海外における石炭からの酸素燃焼を用いたCO_2回収プロジェクト[6],[7]

プロジェクト名	実証サイト	設備容量	タイプ	運転開始時期	備考
Oxy-coal	英	40MWt	パイロット	2008	
Vattenfall	独	30MWt	パイロット	2008	CCS付
Pearl Plant	米	22MWe	PCF	2009	
Cuiden	スペイン	20MWt	パイロット(PCF)	2010	?
Cuiden	スペイン	30MWt	パイロット(CFB)	2010	?
Callide	豪	30MWe	PCF	2011	CCS付
Jamestown	米	50MWe	CFB	2013	CCS付
Vattenfall	独	～250MWe	PCF	2015	?
Youngdong	韓	～100MWe	PCF	2016(?)	?

注）MWt：熱入力，MWe：発電機出力

3．豪州における実証：カライド酸素燃焼プロジェクト

日本にて，本酸素燃焼技術に関し，1990年代から取り組んできた研究成果を背景に，現在，既設プラントを対象とした酸素燃焼適用実証に向けたプロジェクトを実施している。

本プロジェクトは，酸素燃焼技術を適用し，実際の石炭火力発電プラントから，CO_2を回収，そして，その地下貯留まで実施することを目的としたものである。以下にその概要を示す。

3.1　プロジェクト背景および今後の計画

実証プロジェクトを進めるに当たり，2004および2005年度と日豪共同で本技術の対象発電プラントへの適用性検討を既に実施してきている[8],[9],[10]。その結果を踏まえ，2006そして2007年度とプロジェクト体制の明確化と予算の確保を進め，日本と豪州の両政府の支援のもと，日豪の参加各社にて，2008年３月にプロジェクト実施母体であるJV（Joint Venture）が組織された[11]。日本からは，電源開発㈱，三井物産㈱，㈱ＩＨＩの３社が参加メンバーとなっており，さらに財団法人石炭エネルギーセンターが技術的支援を行う体制となっている。現在2011年初頭のプラント完成を目指しており，その後酸素燃焼実証運転を行うこととなっている。

CO_2貯留については，これからのサイト選定および試掘を経て，2011年中を目処に，実際に発電所から回収されたCO_2をローリーにて貯留サイトまで輸送し注入することとなっている。そして，計約３年間CO_2貯留を実証し，CO_2挙動のモニタリングを行う計画となっている。現在，貯留サイト選定に関わる詳細な検討が試されているところである。

3.2　対象発電所および貯留サイト

豪州クイーンズランド州東岸に位置するCS Energy社保有のカライドＡ発電所No.4ユニットが対象発電システムである。表２に発電プラント概要を示す。本ユニットは実証プラントとして適正な容量であること，現在休止

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

表２　対象発電プラント概要

項　　目	内　　容
名称	カライドＡ発電所No.4ユニット
定格発電出力	30MWe
使用石炭	山元石炭
蒸気条件	主蒸気流量：123,410kg/h 主蒸気圧力：4.1MPa 主蒸気温度：460℃
主要設備	ミル　　３台 バーナ　　６本（前面） FDF/IDF　各２基 熱交換器　１基（管型） 脱塵装置　１基（バグフィルタ）

表３　既設適用検討条件概要

項　　目	内　　容
定格出力	1,000MW級
使用石炭	瀝青炭（豪州炭）
主蒸気条件	蒸気圧力：25.0MPa 蒸気温度：600℃
酸素製造装置	深冷分離法 出口酸素圧力：0.03MPa
CO2圧縮機	遠心多段型 出口CO_2圧力：７MPa
その他	• 空気燃焼での運用可能 • ベースロード運用

図３　カライドA発電所の全貌と主な酸素燃焼適用改造範囲

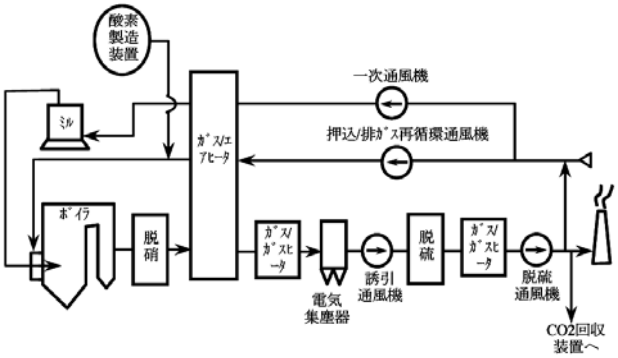


図４　酸素燃焼適用後の系統

プラントであり改造することが可能であることから選定されたものである。図３は，発電所内における改造内容の全貌を示したものであり，酸素製造装置の追設，ボイラシステムの改造，排ガス圧縮・冷却によるCO_2回収設備が備えられる予定である。

貯留サイトは発電所の西約250kmに位置するエリアを候補として計画している。本候補サイトは，発電所により近く，必要なCO_2貯留容量を確保できること，また，浸透率，空隙率など貯留層に関する特性が適していることから選定されるものである。

４．既設1000MW級発電プラントへの適用

4.1　1,000MW級発電プラントへの適用検討

国内において，1,000MW級の既設微粉炭燃焼発電プラントに酸素燃焼技術を適用した際の，システム構成，効率・経済性などについて検討を実施した。適用検討時の条件を表３に示す。

⑴システム構成

図４に酸素燃焼適用改造後のプラントの概略系統図を示す。本システムは，排出規制の厳しい国内におけるものを対象としている。主な特徴として以下が挙げられる。

- 排ガスは電気集塵器（EP）にて煤塵を除去した後，再循環される。また，排ガス再循環系統の低温腐食防止のため，ガスの乾き度が高い脱硫通風機（BUF）出口からガスを分岐する。
- O_2は，酸素製造設備の設備容量ミニマムを考慮し，ガス／エアヒータ（GAH）出口にて再循環ガスと合流される。石炭粉砕（ミル）系統には，酸素を導入しないように考慮する。
- ボイラにおいて，耐圧部（蒸気・水系統の高圧力部）の改造はなく，非耐圧部（ガス系統のダクトなど）の改造が主となる。
- 空気燃焼での運用を可能とするため，環境対策設備（脱硝および脱硫装置）は現状を維持することとする。

⑵ボイラ

酸素燃焼発電システムでは，排ガスを再循環する特徴から，石炭は高濃度CO_2およびH_2O下で燃焼することとなり，必然的に空気燃焼下での燃焼や伝熱と違った特性を示すこととなる。

既設発電プラントへの適用においては，設備面や運用性などを考慮し，ボイラにおける火炉収熱量など，従来の空気燃焼運用と同等とする必要がある。

そこで，ボイラ火炉の３次元燃焼流動解析を使用し，火炉壁における熱収熱量を評価するため，空気燃焼をベースとし，酸素燃焼にて実施，確認した。解析結果を図５に示す。酸素燃焼では，ボイラへの持込酸素濃度を変化（計３ケース）させ，比較検討したものである。持込酸素濃度が低い（ケース２）ということは，排ガス再循環量が多いことを表し，火炎温度が他に比べ低下，付随して火炉壁での輻射伝熱量が低下しているのが分かる。そして，ほぼ空気燃焼と同等の火炉収熱量を表している

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

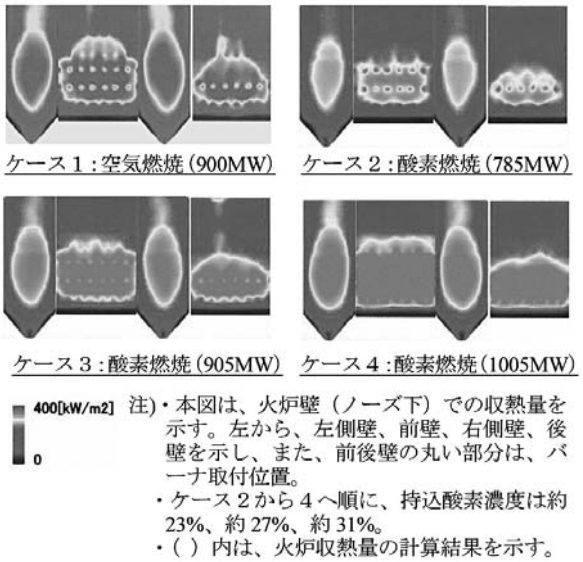


図５　ボイラ燃焼流動解析結果

のが，ケース３（持込酸素濃度が約27%）であることが確認できる。これは，燃焼雰囲気ガス主成分であるCO_2の熱容量が大きいことが大きく影響している。既設発電プラントへの酸素燃焼適用においては，本検討結果により排ガス再循環量が決定され，システムを構築していくこととなる。

⑶効率・経済性

酸素燃焼を既設1000MWe級発電プラントに適用した場合の諸言を表４にまとめた。現在の高効率プラントを対象としている。

設備利用率を同等の80%，石炭消費量は変化しないということを前提に，空気燃焼と酸素燃焼で比較した。従来の空気燃焼システムでは，所内動力が５%程度，送電端効率40%であるところ，酸素燃焼適用では，従来の必要動力に加えて酸素製造動力およびCO_2回収動力が必要となり，所内率が30%まで上昇し，送電端効率が30%となる。一方，CO_2回収率を95%とすれば，CO_2は約800t/h（年間約500万tonレベル）で回収されることとなる。

次いで，既設発電プラントへ酸素燃焼を過用した場合の必要なCO_2分離回収コストの試算を行った。その結果，設備費や消費動力分など，CO_2回収にかかるコスト

表４　酸素燃焼既設適用プラント諸言

項目	単位	空気燃焼	酸素燃焼
定格出力	MWe	1050	1050
送電端効率（HHV）	%	40	30
所内率	%	5	30
設備利用率	%	80	80
石炭消費量（豪州炭）	t/h	330	330
酸素供給量	km^3N/h	480（空気として）	430
CO_2回収率	%	−	95
CO_2回収量	t/h	−	802

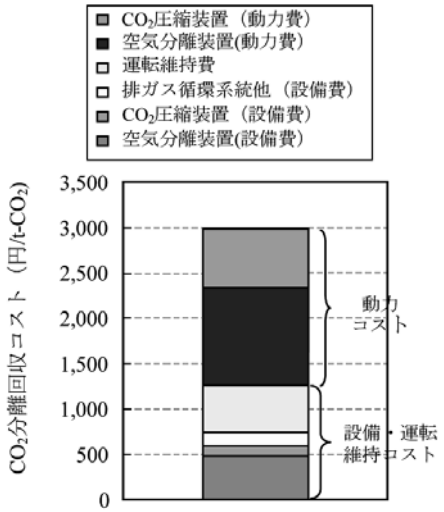


図６　既設発電プラントへの酸素燃焼適用における回収コスト

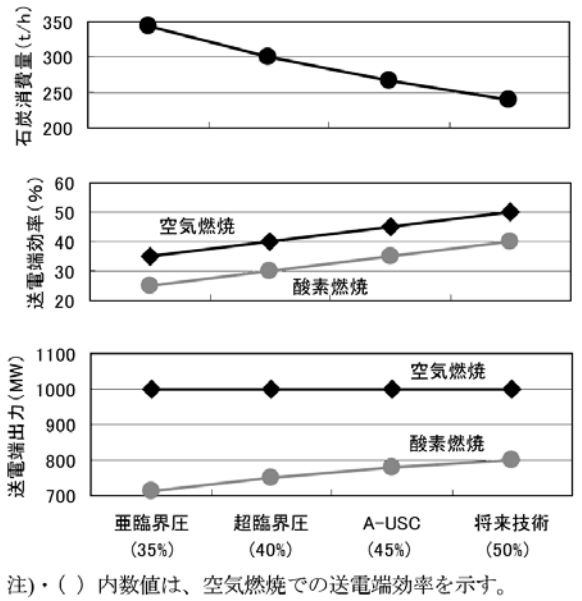
増加分を試算し，CO_2 1 ton当たりの分離回収コストとして，3,000円台であることが分かった。図６に結果を示す。内訳を見てみると，酸素燃焼プラントでは，酸素製造に関わる初期設備コストおよび運用（消費動力）コストが，全体コストの半分以上を占める結果となっており，今後の革新的な酸素製造技術開発（高効率化，大容量化など）が待たれるところである。

また，将来的にはCO_2貯留までを含んだCO_2回収・貯留全体コストとして，現在のところ2000円/CO_2-tonレベルが目標とされており，酸素燃焼全体システムの最適化および統合化，貯留サイトにおける注入ガス（CO_2）性状制限に関わるCO_2回収設備の最適化検討などが必要であり，今後のさらなる課題となっている。

4.2　商用化に向けて

本システムの商用化に向けて，技術的な課題はクリアしたとしても，依然大きな課題は前述したように経済性を満たすことである。本酸素燃焼からのCO_2回収システムは，CO_2を回収するために，酸素製造動力やCO_2回収動力が必然的に必要になってくる。これら所内動力による送電端での減少動力分を発電プラントの高効率化により，改善できれば，酸素製造装置およびCO_2回収装置に対する負荷が軽減され，経済性を確保できる。さらに高効率発電により所内動力の燃料原単位が低下するため，この所内動力を利用するこれらの装置は，結果的に省エネ運転が可能となる。これらの効果について，1000MWe級プラントを例にとり概略検討した結果が図７である。発電プラント側の高効率化，つまり石炭使用量の低減とともに酸素燃焼の適用による総合効率の低下を少なくすることができることが分かる。また，超々臨界圧プラントに酸素燃焼を適用した場合，亜臨界圧プラント程度の効率でCO_2を回収できることが分かる。すなわち，高効率化だけでは，CO_2の大巾な排出削減は困難であり，将来の発電プラントからの大規模CO_2排出削減

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.



注)・( ) 内数値は、空気燃焼での送電端効率を示す。

図7 酸素燃焼におけるプラント高効率化の効果

実現のためには，高効率化とCO_2回収が協調していくことが必要なことを示している。

4.3 現状の技術的課題

図8には，本技術を適用した発電プラントのイメージ図を示す。将来の本技術の実現のためには，前述した高効率化を視野に入れるのに加え，まずは以下の課題を実証し，信頼を得ることが第一であると考えている。今後，これら課題を今後の検討，開発過程の中で確認していく必要がある。

(1)酸素燃焼発電プラントの安定運転・信頼性

本技術は発電プラントを前提としており，発電プラントとして安定運転に根ざした高信頼性のプラントでなければならない。運用特性などを含めて，今後の検討が必要である。

(2)CO_2回収システムとしての安定運転・信頼性

本技術を適用するからには，CO_2は安定して，安定した性状で回収できなければならない。システムとして最適なかつ信頼性の高いシステムが望まれる。

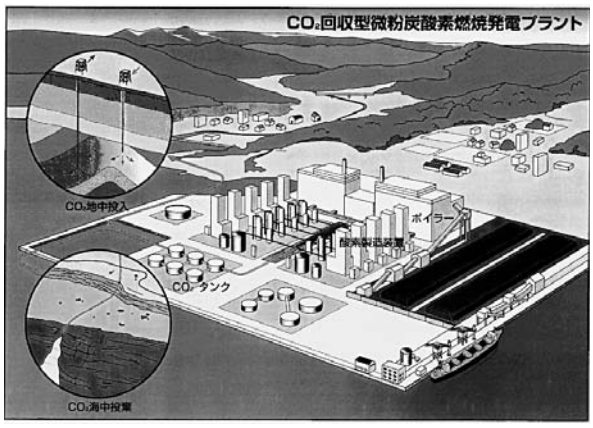


図8 酸素燃焼適用発電プラントイメージ図

(3)各機器の高効率化，コスト低減

本技術の適用では，酸素製造装置やCO_2圧縮冷却装置における動力消費が多く，これらの機器の効率化の検討が必要である。また，CO_2回収としての全体最適なプラントとするとともに，CO_2輸送や貯留側機器および制限などとの最適マッチング検討も必要となる。

5．おわりに

本稿では，既設石炭火力発電所からのCO_2回収および貯留を目指したカライド酸素燃焼プロジェクトの概要，また，将来の本技術の商用化に向けた検討内容を紹介した。我々としては，本プロジェクトにおいて，本技術の十分な検討，評価を行い，希望的観測として2015年頃までには，信頼性のあるCO_2回収発電システムを実証することを目指している。また，将来的には，経済的に有効な貯留と組み合わせた高効率のCO_2回収システムとして実現できるよう，今後の研究・開発・実証を進めていきたい。

謝 辞

本検討および調査は，経済産業省資源エネルギー庁，独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構，およびCS Energyをはじめ日本ならびに豪州側の多数のプロジェクト関係者のサポートを得て実施したことを記し，謝意を表す。

参 考 文 献

(1) 経済産業省ホームページ
(2) T. Yamada et al., JSME Int. J. Ser. B, vol 41, No. 4, 1998, “Characteristics of Pulverized-Coal Combustion in CO_2-recovery Power Plant Applied O_2/CO_2 Combustion”
(3) K. Kimura et al., JSME-ASME Int. Conf. On Power Eng.-93, Sep., 1993, Tokyo
(4) S.Watanabe et al., Proc. 6th Int. Joint Power Generation Conference (IJPGC-97), Nov., 1997, Denver.
(5) H. Shimoda et al., Proc. Sixth Int. Conf. on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July, 2001, Portugal.
(6) Sho Kobayashi, Presentation of 3rd Meeting of the Oxy-Fuel Combustion Network, Mar. 2008, Yokohama.
(7) Terry Wall et al., Proc. of CCSD Annual Conference 2008, April, 2008, Gold Coast
(8) NEDO,「平成16年度成果報告書 クリーン・コール・テクノロジー推進事業 既設微粉炭火力発電プラントへの酸素燃焼技術の適用に関する調査」
(9) NEDO,「平成17年度成果報告書 クリーン・コール・テクノロジー推進事業 既設微粉炭火力発電プラントへの酸素燃焼技術の適用に関する調査」
(10) C. Spero, Proc. Clean Coal Day in Japan 2004, Advanced Clean Coal Tech. Int. Symp. 2004, Sep. 2004, Tokyo
(11) 電源開発株式会社，株式会社ＩＨＩ，三井物産株式会社の各社ホームページ，プレスリリース，2008年３月

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

石炭ガス化複合発電（IGCC）実証プラントの開発

長井　輝雄*1
NAGAI Teruo

キーワード：石炭ガス化複合発電（Integrated gasification combined cycle），空気吹き噴流床ガス化炉（Air-blown entrained-flow coal gasifier），ガス精製（Gas cleanup）

1．はじめに

地球温暖化対策のために，原子力，あるいは風力や太陽光といった新エネルギーの導入が進められているところであるが，エネルギー安定供給のためには，埋蔵量が豊富で世界中に広く分布している石炭に頼らざるを得ないのが現実である。発電電力のなかで石炭火力の占める割合は，日本では25％程度であるが，米国では50％強，中国では約80％であり，世界的に見れば，石炭は今でも発電用燃料の主流である。特に，米国や中国では，古くて発電効率の低い石炭火力が数多く稼動し多くのCO_2を排出しているのが現状であり，高効率な石炭火力の開発は急務と言える。

現在日本で建設される微粉炭火力は，ほとんどが蒸気温度600℃程度の超々臨界圧（USC）ボイラを採用し，世界でもトップクラスの熱効率を誇っているが，送電端効率は42％程度（LHV）であり，さらに蒸気温度を上昇させても大幅な効率向上は望めない。そこで，石炭をガス化し，ガスタービンと蒸気タービンを組み合わせた複合発電，すなわち石炭ガス化複合発電（IGCC）を採用することができれば，商用段階で送電端効率48～50％が可能となり，微粉炭火力に対して約２割の効率向上が可能となる。

㈱クリーンコールパワー（CCP）研究所は，日本がこれまで開発してきた空気吹きIGCC技術を完成させるため，開発の最終段階である実証プラントの建設，運転試験を行うために設立された。実証プラントは，福島県いわき市の常磐共同火力㈱構内にて，昨年９月に建設が完了し，既に運転を開始してほぼ１年間を経過した。運転試験は計画通り順調に進捗しており，2008年９月には，IGCC信頼性検証のための長期連続運転試験が成功裏に終了し，IGCCの商用化にむけて大きく前進したところである。

原稿受付　2009年１月16日
＊１　株式会社クリーンコールパワー研究所　研究開発グループ
〒974-8222　福島県いわき市岩間町川田102－３

2．海外IGCCとの比較

欧米においても，IGCCの実証プロジェクトが，1990年代から進められており，その概要を表１に示す。海外プロジェクトの共通の特徴は，ガス化炉の方式が酸素吹きだと言うことである。石炭をガス化する際に酸素を使うが，この酸素を製造するのに多くの動力を要するため，所内動力が大きくなり，送電端効率が低くなるのが難点である。図１に酸素吹きと空気吹きIGCCの効率比較を示す。

また，石炭を圧力の高いガス化炉に供給する際，ヨーロッパのIGCCは，乾いた微粉炭のままドライフィードするが，米国のIGCCは，水に溶いてスラリーにしてポンプで送り込む方式を採用しているので，さらに効率は低下する。

これに対し，日本のIGCCは，技術的難度は高くなるが，空気で石炭をガス化する「空気吹き」を採用し，さ

表１　海外IGCCとの比較

プロジェクト名 立地点	Buggenum オランダ	Puertollano スペイン	Wabash River 米国	Tampa 米国	勿来 日本
ガス化炉形式	酸素吹き ドライフィード (Shell炉)	酸素吹き ドライフィード (Plonflo炉)	酸素吹き スラリーフィード (E-Gas™炉)	酸素吹き スラリーフィード (GE炉)	空気吹き ドライフィード (MHI炉)
ガス化炉容量	2,000 t/d	2,600 t/d	2,500 t/d	2,500 t/d	1,700 t/d
発電端出力 (適用GT)	284MW 1100℃級GT	335MW 1300℃級GT	296MW 1300℃級GT	322MW 1300℃級GT	250MW 1,200℃級GT
実証試験 開始時期	1994年1月 1998年商用運転	1997年11月 現在商用に移行	1995年10月 2000年商用運転	1996年9月 2001年商用運転	2007年9月

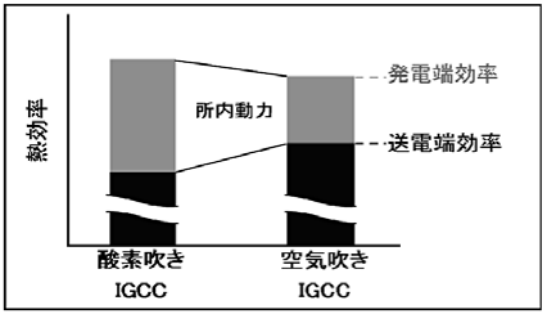


図１　IGCCの効率比較

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

らに，石炭の供給方式はヨーロッパと同様のドライフィードを採用しているので，世界のどのIGCCより高い送電端効率が得られるIGCCと言える。

3．IGCCの特徴

3.1　高い発電効率

図２に石炭火力発電の熱効率の推移を示す。日本の微粉炭火力では，効率向上のために，早くから超臨界圧ボイラを採用し，40％程度（LHV）の送電端効率で運転を行っていた。最近では，さらに蒸気の圧力と温度を上昇させた超々臨界圧（USC）条件を採用し，42％程度の効率となっている。さらに蒸気の圧力と温度を上昇させれば，効率は向上するが，材料の制約からなかなか難しいのが現状である。

ここにIGCCを適用すると，1200℃級のガスタービンと組み合わせて42％程度，1300℃級のガスタービンと組み合わせると45～46％程度，1500℃級のガスタービンと組み合わせれば48～50％の送電端効率を得ることが出来る。

我々の実証プラントは，出力規模を商用機の半分の25万kWに抑えるために，1200℃級のガスタービンを採用しているため，送電端効率はUSCプラントと同等の42％程度に留まっているが，商用機段階では，現在LNG火力で採用されている1500℃級ガスタービンと組み合わせて，出力50～60万kW，送電端効率48～50％程度が達成できる見込みである。

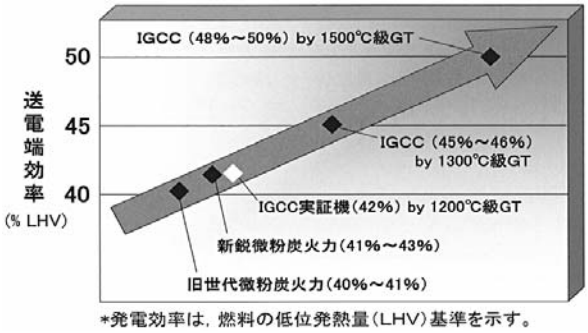


図２　石炭火力発電の熱効率推移

3.2　適用炭種の拡大

微粉炭ボイラは，燃焼温度が1400℃程度であるため，石炭灰は溶融せずにフライアッシュとして回収される。微粉炭ボイラに，灰融点の低い石炭を使用すると，ボイラ壁に溶融灰が付着して伝熱障害を起こす。

一方，IGCCのコンバスタでは，燃焼温度が1800℃程度と高いため，石炭灰は溶融状態となり，ガラス質の水砕スラグとして排出される。従って，IGCCの場合は，微粉炭火力とは逆に，灰融点の低い石炭の方が使い易い。図３に示すとおり，IGCC向きの灰融点の低い石炭は，北米，中国，インド，インドネシア等に広く分布している。

このように，IGCCでは，微粉炭火力で使い難い石炭

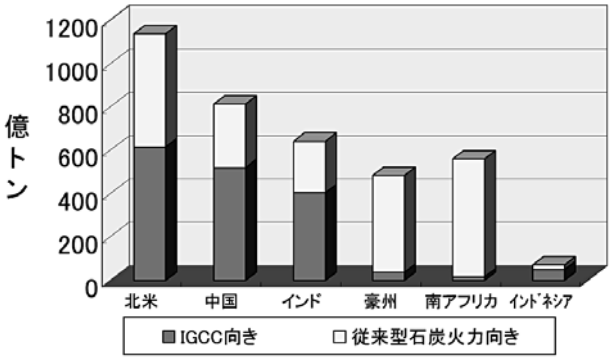


図３　灰溶融点別の石炭埋蔵量

が使えるため，IGCCの導入により，日本全体で使用できる石炭の種類が拡大できるメリットもある。

3.3 スラグ（石炭灰）の有効利用

図４の写真に示すようにIGCCのガス化炉から排出されるスラグは，灰が溶融することによる容積の減少と，熱効率が高いことによる発生量の減少により，発電電力量当たりの石炭灰の容積は，微粉炭火力のフライアッシュの半分程度となる。

また，溶融スラグは，ガラス化しているため，微量物質の溶出がほとんど無く，有効利用した際の環境影響も少ない。溶融スラグは，砂あるいは小石状であるため，従来のセメント原料としての利用の他，路盤材や，アスファルト，コンクリートの骨材など，土木材料としての有効利用も期待される。

図４　スラグの有効利用

3.4　環境特性の向上

高効率化に伴い，SOx，NOx，ばいじんの排出原単位が低減される。また，複合発電のため微粉炭火力に比べ温排水量は約３割低減される。さらに，微粉炭火力では排煙脱硫装置で多量の用水を使用するが，IGCCはガスタービンの燃料である石炭ガスの段階で脱硫するため処理量が少なく，用水の使用量が低減される。

このようにIGCCのメリットは様々あるが，課題は，設備が複雑となり安定運転が難しいことである。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

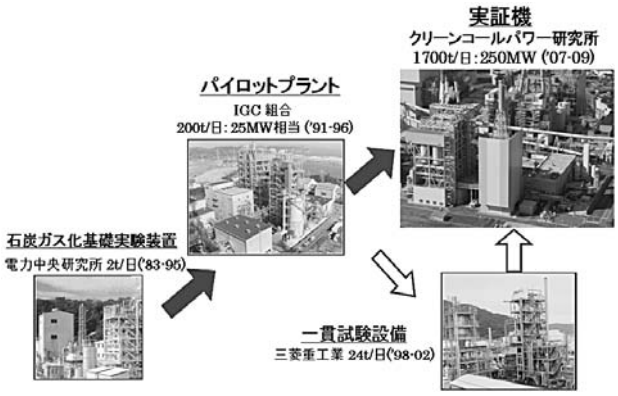


図５　空気吹きIGCCの開発の歴史

４．空気吹きIGCCの開発の歴史

空気吹きIGCCの開発の歴史を図５に示す。空気吹きIGCCの開発のスタートは，1983年，電力中央研究所に設けられた石炭処理量２t/日のプロセス・ディベロップメント・ユニットであり，次に200t/日，2.5万kW相当のパイロットプラント，そして今回の1700t/日，25万kWの実証プラントと，段階的にスケールアップを行いながら開発を進めてきた。この間，実に25年間という歳月がかかった。

パイロットプラントでは，ガス精製設備は，より効率の高い乾式を採用していたが，実証プラントでは，信頼性を重視して湿式ガス精製に変更した。そこで，一旦，24t/日規模にスケールダウンをして，湿式ガス精製を含めた一貫試験設備で確認試験を行い，ここでの知見も含めて，実証プラントの設計に反映した。

商用機の規模は，50～60万kWであるので，実証プラントからは約２倍のスケールアップとなる。

５．IGCC実証機の概要

5.1 実施体制

㈱クリーンコールパワー研究所は，IGCC実証プラントの試験研究を実施する目的で，北海道から九州までの日本の９電力会社，そして電源開発株式会社の出資により，2001年６月に設立された。

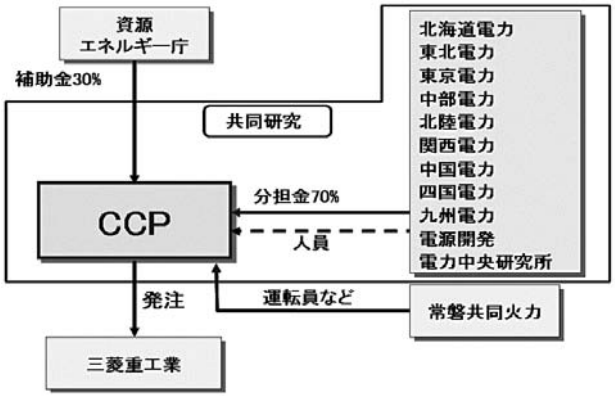


図６　IGCC実証試験体制

実施体制は図６に示すとおり，出資会社に電力中央研究所を加えた11法人から試験費用の70％と必要な要員の提供を受け，CCPを含めた12法人で共同研究契約を結び，CCP研究所が代表して試験を推進している。

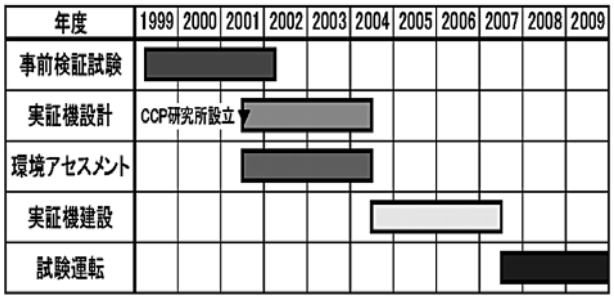
また経済産業省から30％の補助金を受け，設置場所である常磐共同火力からは運転要員等の提供を受け，さらに設備の設計，建設は三菱重工業に発注して試験を実施している。

5.2　実証プロジェクト全体スケジュール

表２に示すとおり実証機プロジェクトは，CCP研究所が設立した2001年６月からスタートした。　全体として９年間のプロジェクトであるが，最初の３年間が設備の設計と環境アセスメント，次の３年間が建設，最後の約２年半が運転試験のスケジュールである。

建設は2007年の９月20日に完了し，そこからガス化炉を点火して運転試験が始まった。試験開始からまもなく１年以上になろうとしているが，運転試験は計画通り順調に進捗している。

表２　IGCC実証プロジェクトスケジュール



5.3　実証機の設備構成・仕様

IGCCのシステム構成を図７に示す。ガスタービン燃料である石炭ガスを製造する「ガス化炉」，石炭ガス中の不純物を取り除く「ガス精製」，ガスタービン・蒸気タービン・排熱回収ボイラ（HRSG）を用いた発電設備の「複合発電」から構成される。

IGCC実証機の仕様は，表３のとおりである。出力規

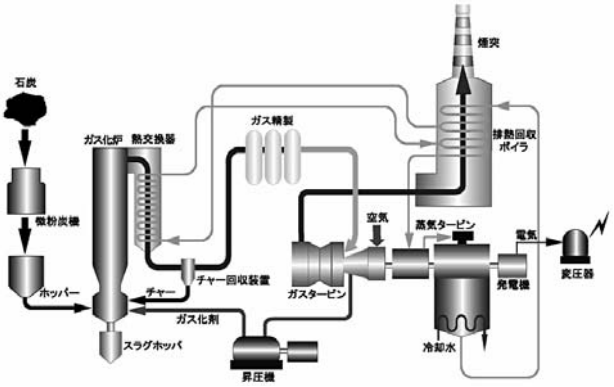


図７　IGCC実証機の系統図

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

表３　IGCC実証機の仕様

出　　力	250MW	
石炭使用量	約 1700 t/日	
方　　式	ガス化炉	乾式給炭空気吹き加圧二段噴流床
	ガス精製	湿式ガス精製＋石膏回収
	ガスタービン	1200 ℃級
目標熱効率	発電端	48 %
	送電端	42 %
環境特性（目標値）	SO_x 排出濃度	8 ppm
	NO_x 排出濃度	5 ppm
	ばいじん排出濃度	4 mg/m_N^3

※ 熱効率は低位発熱量(LHV)基準 、排出濃度は(O_2 16%換算)

模を25万kWに抑えるために1,200℃級のガスタービンを使用しており，このため送電端熱効率は42％とやや低目であるが，商用段階では1,500℃級ガスタービンの採用により，送電端効率は48％を超える見込みである。

実証機の全景概観図を図８に示す。中央の高い架構がガス化炉設備で，高さは約60mである。その手前の一段低い架構がガス精製設備で，左側の建屋内に中央操作室，ならびにタービン，発電設備がある。HRSGは直上煙突方式を採用しており，煙突直下の架構内にある。

図８　IGCC実証機の全景

5.3.1　ガス化設備

ガス化炉には大きく分けて空気吹きと酸素吹きがある。両者を比較すると，酸素吹きの方が高温でガス化反応の進行が早く，ガス化炉として成立しやすい。しかし，炉内温度が高いことに起因して，逆にガス化炉の耐久性や信頼性に課題が残る。さらに，酸素吹きでは所内動力の大半を占める大型の空気分離設備が必要で，空気吹きの方が所内率を小さくすることができる。

図９に空気吹き二段噴流床ガス化炉の原理を示す。ガス化炉には，石炭のガス化，石炭灰の溶融排出という２つの重要な機能がある。石炭灰を安定して溶融排出するためには，炉内を灰の溶融温度以上の高温に保つ必要があるが，炉内温度を上昇させるために空気（酸化剤）の供給を増やすと燃焼条件に近づき，冷ガス効率（＝生成ガスの化学熱/投入石炭の化学熱：ガスタービンなどの後流機器で使える熱量）が低下する。そこで，ガス化炉をコンバスタとリダクタの二段式としている。

コンバスタでは，石炭とチャーを高温で燃焼させ，リ

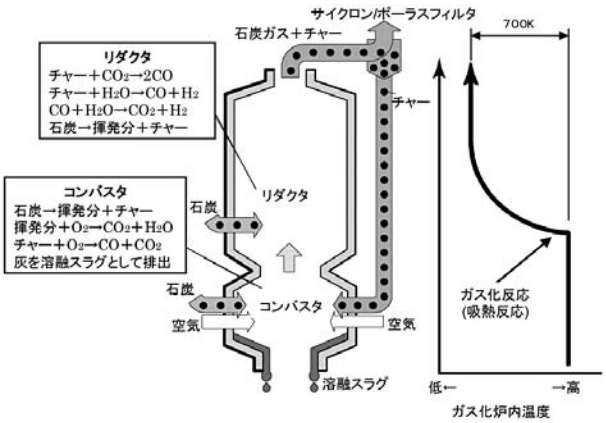


図９　空気吹きガス化炉の原理

ダクタでのガス化に必要な高温熱源を発生させるとともに，石炭灰を溶融排出する。コンバスタ内では強い旋回流が形成されており，これによって溶融した石炭灰はコンバスタ壁面に捕捉され壁面に沿って流下し，コンバスタ底部中央のスラグホールから溶融スラグとして排出される。一方，リダクタでは，コンバスタから上昇してくる高温ガスに石炭を吹き込みガス化させる。このとき，ガス化の吸熱反応を利用して炉内温度を低下させることで，炉内のスラッギングや後部伝熱面への灰付着トラブルを防止している。このように，コンバスタのみを高温状態とすることで空気の供給を抑えることができ，溶融スラグの良好な排出と高い冷ガス効率を同時に達成することが可能となる。

また，空気吹きガス化炉では酸素吹きよりもガス化温度が低いため，リダクタからは未反応炭素を含むチャーが多く生成される。そこで，チャーは全量回収し，コンバスタへ戻してリサイクルすることにより，システム全体としては高い炭素転換率（＝生成ガス中炭素流量/ガス化炉投入石炭中炭素流量）となる。

次に，ガス化炉設備全体について述べる。石炭は，微粉炭機で微粉砕後，ロックホッパを通じて約３MPaの加圧系内に入り，気流搬送でコンバスタバーナおよびリダクタバーナからガス化炉内に投入される。微粉炭の搬送には，空気分離設備で製造した窒素が使用され，微粉炭ハンドリングの安全確保を図っている。ガス化炉は水冷壁構造となっており，水冷周壁管により圧力容器を高温から保護するとともに蒸気として熱回収する。ガス化炉後流の熱交換器では，ガス化炉で発生した生成ガスや生成チャーを冷却し，ガスやチャーの顕熱を高圧蒸気として回収する。生成ガスは約５MJ/m^3（Normal）の低カロリーガスである。石炭ガス中のチャーは，チャー回収装置で全量分離回収され，気流搬送によりチャーバーナでコンバスタに投入され，リサイクルされる。従って，投入石炭中の可燃分はすべて石炭ガスに，灰分はすべてスラグに転換する。チャー回収装置はサイクロンとポーラスフィルタの２段階から成る。ポーラスフィルタは精密脱じんが可能であり，ガスタービン排ガスにはガス化

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

に起因するばいじんはほとんど含まれない。

コンバスタから排出された溶融スラグは，ガス化炉下部のスラグホッパで水砕され，ガラス状のスラグとして，ガス化炉下部から排出される。このスラグは，微量成分の溶出がなく吸水性も小さいため，土木分野での有効利用が期待される。当社でも，アスファルト舗装用の骨材およびコンクリート成型製品の骨材の代替として有効であることを検証している。

5.3.2　ガス精製設備

ガス精製設備では，ばい煙原因物質である硫黄化合物やアンモニア等を石炭ガスから除去する。ガスタービン燃焼前の燃料ガスを加圧状態で精製するため，微粉炭火力における排煙処理と比較して設備がコンパクトとなる。200t/日パイロットプラントでは乾式ガス精製の試験を実施したが，実証機ではIGCCの早期実現を重視し，開発要素の少ない湿式ガス精製を採用した。

湿式ガス精製の原理を図10に示す。ガス精製設備は，石炭ガス中の不純物を除去することでガスタービン機器を硫黄分や金属分等から保護するとともに，ガスタービン燃焼での大気汚染物質の発生を防止する機能を受け持つ。後者の機能は従来型微粉炭火力の排煙処理に相当するものであるが，燃料ガス量が燃焼ガス量に比べて数分の１である上に，高圧であるため実体積流量は大幅に少なく，IGCCでは効率的なガス処理が可能でコンパクトな設備になる。

石炭ガス中の主な不純物には，石炭中の硫黄分に由来する硫化水素（H_2S）や硫化カルボニル（COS），窒素分に由来するアンモニア（NH_3）などがある。石炭ガスを湿式脱硫するには，石油化学工業で実績のあるアミン系やアルコール系の脱硫液に硫黄化合物を吸収させる方法がある。それらの中で，所内動力や熱損失が少ないことからアミン水溶液（メチルジエタノールアミン：MDEA）が最も適しており，脱硫液にはこれを採用した。

ガス精製設備は，COS変換器，冷却塔，洗浄塔，H_2S吸収塔から構成される。石炭ガス中の硫黄分はH_2S吸収塔でMDEAに吸収され，使用済みのMDEAは吸収液再生塔で再生され，再び脱硫に使用される。ただし，一般にMDEAはH_2Sの除去には有効であるが，COSはほとんど吸収しない。そこで，COS変換器を上流に設置し，加水分解反応によりH_2Sに転換する。MDEAの再生過程で回収する硫黄分は，従来型微粉炭火力と同様に石膏として回収する。IGCCでは微粉炭火力のようなフライアッシュの混入が全くないため，きわめて純度の高い高品位な石膏となる。NH_3やハロゲン等は冷却塔，洗浄塔で除去される。

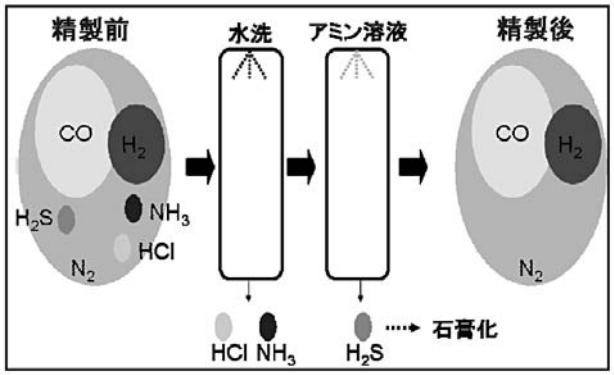


図10　湿式ガス精製の原理

5.3.3　複合発電設備

ガス精製設備により精製された石炭ガスは，ガスタービンで燃焼され発電を行う。ガスタービン後流の排熱回収ボイラ（HRSG）にて熱回収された蒸気は，ガス化炉後流の熱交換器で熱回収されたものと共に蒸気タービンを駆動し，複合発電を行う。このように，IGCCではHRSGだけではなくガス化炉からも蒸気が発生することが，LNG火力にはない特色である。また，ガスタービン空気圧縮機の圧縮空気の一部をガス化炉へ抽気することで，設備の簡素化と所内動力の低減が図られている。

空気吹きガス化炉の石炭ガスは，LNGと比べて発熱量が１/10程度の低カロリーガスではあるが，水素が多いことからLNGよりも可燃範囲が広い。また，ガス精製設備でNH_3を除去するためガスタービンでフューエルNOxはほとんど発生せず，また，低カロリーガスであるためサーマルNOxの発生も少ない。

６．約１年間の運転試験の結果

6.1　運転試験（RUN）の推移

2007年９月20日に建設を完了し，まず初めは，ガス化炉を灯油で点火し，灯油焚での調整試験を行った。その後，10月10日にガス化炉に石炭を投入し，ここからRUN1を開始した。

その後，RUN2にてガス化炉の単独調整を行い，12月に入ってRUN3でガスタービンに石炭ガスを送り，石炭ガス化複合発電を開始し，RUN4にて50％負荷運転，および50％負荷遮断試験を行った。

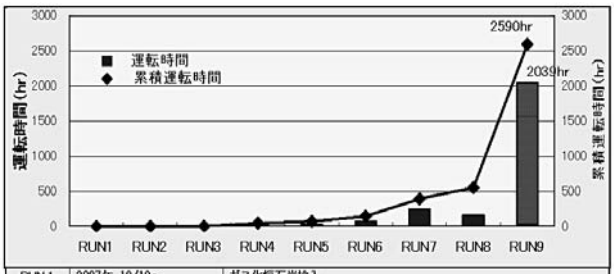
ガス化炉の初期調整段階では，微粉炭流量の変動が大きく，ガス化炉トリップを２度経験したが，微粉炭供給ホッパへの窒素供給方法の調整，微粉炭流量制御弁の調整等により微粉炭の安定搬送が可能となり，その後はガス化炉の安定運転が可能となった。

2008年に入って，１月にはRUN5で75％負荷運転，75％負荷遮断試験を行った後，３月にはRUN6で100％負荷運転，および100％負荷遮断試験を終了させ，当初計画どおり，2007年度中の定格出力運転を達成した。

そして４月にはRUN7にて，各負荷帯での静特性，動特性試験を行い，性能確認も行った。この段階では，期間もそれ程かけられないため，簡易な制御調整に留めた。

その後，設備点検および若干の設備改造を行い，５月末にRUN8で健全性確認試験を行った後，６月10日からRUN9として，2000時間を目標とする長期連続運転試験に入った。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.



RUN 1	2007年 10/10～	ガス化炉石炭投入
RUN 2	11/29 ～ 11/30	ガス化炉単独調整
RUN 3	12/ 5 ～ 12/ 7	GT燃料切替(灯油→石炭ガス)
RUN 4	12/18 ～ 12/21	50%負荷運転、負荷遮断
RUN 5	2008年 1/ 9 ～ 1/11	75%負荷運転、負荷遮断
RUN 6	3/ 3 ～ 3/ 7	100%負荷運転、負荷遮断
RUN 7	3/28 ～ 4/ 7	各負荷静特性、動特性試験、性能確認
RUN 8	5/26 ～ 6/ 2	健全性確認試験
RUN 9	6/10 ～ 9/17	長時間連続運転

図11　RUN項目と運転時間の推移

図11において，棒グラフの高さは，各RUN毎の石炭ガス複合発電を行った運転時間を示しているが，RUN9において一気に運転時間を伸ばし，2,039時間の長時間運転を達成した。なお，1,568時間連続運転の後，１度停止・再起動を行っているが，これはIGCCの信頼性とは全く関係のない事象による停止であったことから，我々の所期目標である「IGCCが夏場の３ヶ月間（約2,000時間）を連続運転できる信頼性の検証」はできたと判断している。

6.2 プラント性能データ

表４は，RUN7において，25万kW，100％負荷運転時の性能データを示す。

表４　プラント性能データ

大気温度		13.1 ℃
発電機出力		250.0 MW
ＧＴ出力		124.2 MW
ＳＴ出力		125.8 MW
送電端効率		42.4 % (LHV)
冷ガス効率		75.3 %
炭素転換率		99.9 %以上
生成ガス発熱量LHV		5.2 MJ/m^{3}N
生成ガス組成	CO	30.5 %
	CO_2	2.8 %
	H_2	10.5 %
	CH_4	0.7 %
	N_2&others	55.5 %
排ガス環境値	SOx	1.0 ppm
(16% O_2 換算)	NOx	3.4 ppm
	ばいじん	< 0.1 g/m^{3}N

ガスタービンと蒸気タービンの出力は，それぞれ124.2MWと，125.8MWであり，ほぼ１：１の出力比である。一般にLNG火力では，ガスタービンと蒸気タービンの出力比は２：１になるが，IGCCでは１：１になるのが特徴である。

送電端効率は，42.4%（LHV）であり，ほぼ目標値を達成した。その他の性能データ，あるいは環境データは表４に示す通りであり，いずれの数値も，計画通り，あるいは計画を上回る数値が得られている。

なお，送電端効率については，まだ粗調整の段階でのデータであり，今後の運転最適化試験の中で，さらに高い数値を目指すこととしている。

6.3　今後の運転試験スケジュール

長期連続運転試験後は，設備の開放点検を行っているが，2009年の１月より，試験運転を再開し，それ以降は，下記の運転試験を予定している。

①運転最適化試験（2009年１月）
運転パラメーターを変化させ，送電端効率の向上を目指すと共に，負荷変化率の向上試験等も実施する。

②炭種変化試験（2009年１月～２月）
現在使用している中国の神華炭に加え，北米のPRB炭，インドネシア炭によるガス化試験も行う。これらはいずれも亜瀝青炭であり，空気吹きIGCCで亜瀝青炭もガス化できることを実証する。

③耐久性確認試験（2009年５月～12月）
約5,000時間の運転を行い，設備の耐久性確認を行う。

７．まとめ

日本が開発を進めている空気吹きIGCCは，世界でも最高の送電端効率が得られるIGCCである。この技術が完成すれば，石油火力と同等のCO_2発生量で石炭火力発電が可能となり，資源の節約と同時に，地球温暖化対策にも大きく貢献することができる。

実証機の運転試験を開始してから１年以上が経過したが，既に定格出力での安定運転が可能となり，さらにIGCCの信頼性を確認するための長時間連続運転試験も成功裏に終了し，商用化に向けて大きく前進している状況にある。

今後も，予定されている運転試験を計画どおり進め，高効率，高信頼性，かつ価格的にも国際競争力のある空気吹きIGCCを完成させていく予定である。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

日立H-25油焚きガスタービン

永井　信一*1　NAGAI Shinichi
笹尾　俊文*1　SASAO Toshifumi
井上　　洋*2　INOUE Hiroshi
吉田　正平*2　YOSHIDA Shohei

キーワード：産業用ガスタービン，タービン，圧縮機，燃焼器，油焚き

1．はじめに

地球温暖化などの環境問題に対応するため，CO_2に代表される温室効果ガスの削減が必要となっている。火力発電の中でも石油火力のCO_2排出量は，他の発電方式に比べ多く，油焚きガスタービンにおいてもCO_2削減への取り組みは非常に重要であると考える。

日立ではCO_2の削減のため独自開発したH-25ガスタービンの圧縮機やタービンの効率向上を図るとともに，従来ガスタービン燃料として使用できなかった燃料を，燃焼器の開発によって効率の良いガスタービンに使用することで，結果的にCO_2を削減する取り組みを進めている。本稿ではこのような日立における油焚きガスタービン燃焼器の開発状況を中心に紹介する。

2．H-25ガスタービン

1988年に25MW級として開発したH-25ガスタービン[1]は効率向上[2]と出力を増加し，現在30MW級までの対応が可能である。図1にはその一例として30MW用のガスタービンを，表1にA重油を用いた場合の仕様を示す。

H-25ガスタービンでは燃料種，排気ガス性能の要求に応じて拡散燃焼および予混合燃焼方式の燃焼器を開発した。図2に油･ガスいずれの燃料も対応可能な拡散燃焼器の断面図を示す。拡散燃焼器は燃料ノズル，燃焼器ライナー，トランジションピースの主要部品で構成される。燃料ノズルには燃焼器ライナー内部に燃焼空気を噴出し，循環流を形成させる旋回器を設置し，旋回器の空気流路にガス燃料を噴出する噴出孔を形成した。また，旋回器の軸中心部には油燃料を燃焼場へ供給するための空気噴霧式の油燃料ノズルが設置してある。さらに，排気ガスの窒素酸化物（NOx）の低減は，蒸気や水を噴霧し火炎温度を低下させ対応している。

原稿受付　2009年2月23日
＊1　㈱日立製作所　日立事業所
〒312-0034　茨城県ひたちなか市堀口832番地の2
＊2　㈱日立製作所　エネルギー・環境システム研究所

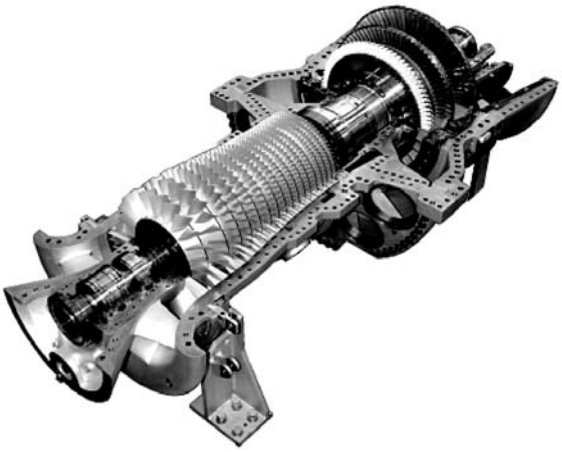


図1　H-25ガスタービン

表1　H-25ガスタービン仕様（A重油の例）

性能	出力	30,000kW
	熱効率	33.6LHV%
圧縮機	型式	軸流17段
	吸込空気量	92.4kg/s
	圧力比	14.7
	回転数	7280min^{-1}
タービン	型式	軸流3段
	回転数	7280min^{-1}

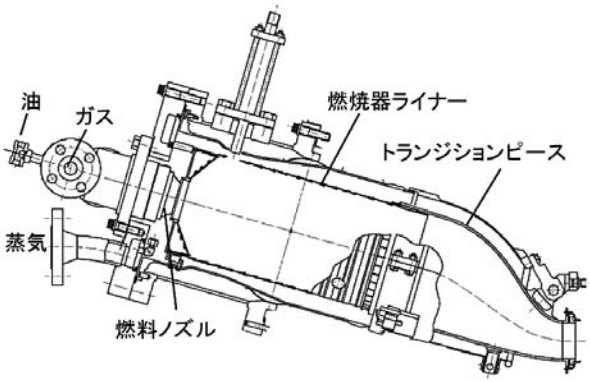


図2　H-25燃焼器（油・ガス）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

拡散燃焼器の油焚きについては，国内外でA重油，軽油，灯油の納入実績が多数あり，ナフサやLCO（Light Cycle Oil）についても対応が可能である。次節ではこの拡散燃焼器による低質油への取り組みについて紹介する。

3．低質油に対する取り組み

近年，ガスタービンにおいて，石油精製過程で副生される残渣油などのいわゆる低質油の使用が検討されている。このような低質油は，従来はボイラーなどで使用されているが，これを高効率ガスタービンで使用できれば，資源の有効利用および発電コストの低減，さらに高効率化によるCO_2削減に貢献できると期待されている。

低質油をガスタービンへ適用する際の課題として，低質油に含まれるNa，K，Vなどの微量金属分による高温腐食が挙げられる。これに対しては燃料供給系統において微量金属分を除去するか，もしくは，部分負荷運転，高温部品の材質選択およびコーティングにより対策する。

低質油は従来からガスタービンで使用されてきた灯油，軽油などに比べ，水素含有率が少なく残留炭素分を多く含んでいる。燃料中の残留炭素が多くなるとガスタービンから排出される煤塵濃度も高くなる傾向があり，規制値を超過する場合には煤塵低減対策が必要となる。これまでは排気側に集塵装置を設置し対応してきたが，これはコスト的な観点から課題が多かった。

日立ではこのような低質油焚き燃焼器から排出される煤塵の低減技術の確立を目的として，低煤塵燃焼技術に関する研究開発を進めている[(3),(4)]。

3.1　低質油の煤塵発生メカニズム

低質油の燃焼では，燃焼過程において燃料中の残留炭素の一部が噴霧された液滴の表面に殻を形成する。これにより燃料中の軽質分の蒸発が遅れ，さらに残留液相に重質分が残り，熱分解および重縮合により，煤に比べて粒径の大きなセノスファと呼ばれる煤塵粒子が形成される。このようなセノスファの形成，および軽質分の蒸発の遅れにより，煤塵濃度が増加すると考える。

3.2　低煤塵ノズル

低質油からの煤塵発生を抑制するためには，以下の燃焼技術がキーポイントとなる。

(1)噴霧液膜（液柱）の分裂促進による液滴微粒化の促進
(2)燃料噴霧内部の低酸素濃度領域の改善

このため，図３に示す低煤塵ノズルを提案した。図には低煤塵ノズルと標準ノズルのモデルを比較して示す。標準ノズルは噴霧空気により燃料を微粒化する空気噴霧方式で，ノズル中心に油噴霧ノズルを配置し，その周囲には微粒化に必要な噴霧空気を供給する噴霧空気流路を設けた。燃料ノズルの最外周部には火炎を安定に保持するための空気旋回器を設置した。標準ノズルの燃料噴霧の中心部は，ノズルの外周から供給される噴霧空気との混合が緩慢となるため，燃料と空気のせん断力が弱くなり，低質油に対して微粒化性能が低下する場合がある。また，一般に噴霧中心部は燃料濃度が高く，空気不足となるため残留炭素を多く含む低質油燃焼では，煤塵排出量が増加する傾向にある。

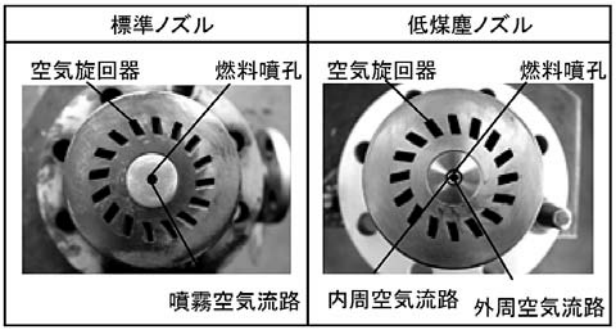


図３　標準ノズルと低煤塵ノズル

これに対し低煤塵ノズルは，燃料を環状に噴霧し，燃料液膜を薄くして微粒化を促進している。また，噴霧中心部の酸素濃度増加を目的に，燃料噴孔の外周側の噴霧空気流路に加え，ノズル中心部にも噴霧空気流路を設けることで，油燃料と噴霧空気の接触面積を増加させ微粒化を促進するとともに，噴霧内部へ空気を供給して低酸素濃度領域を減らし，煤塵発生を抑制している。

3.3　低煤塵ノズルの煤塵排出特性

低煤塵ノズルの煤塵低減効果を確認するため，大気圧のモデル試験装置で煤塵特性を確認した（図４）。燃料には，軽油と低質油の残留炭素濃度に着目し軽油とC重油を混合した残留炭素分0.2wt%の模擬燃料（以下，低質油）を用い，標準ノズルの煤塵特性と比較した。なお，図の縦軸の煤塵濃度は，ノズル端面から燃焼器軸方向距離500mmの計測結果である。

いずれのノズルも，軽油に比べ低質油の煤塵濃度が高いことがわかる。これは，残留炭素分を多く含む低質油の場合，粒子径の大きなセノスファの発生によって増加した煤塵が，従来と同じ位置では完全に燃え切らないた

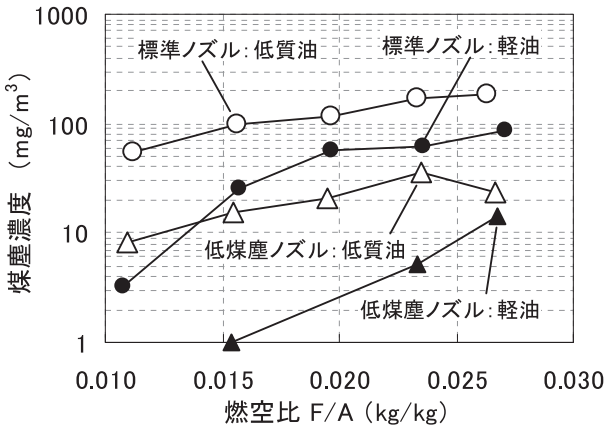
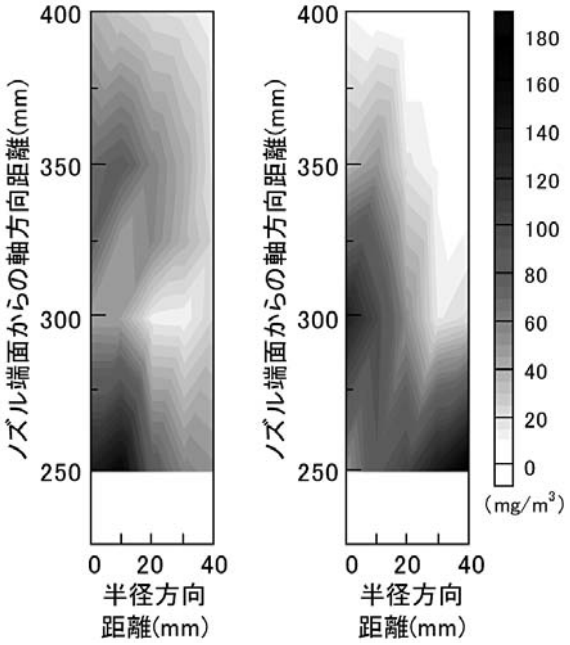


図４　煤塵濃度の比較（大気圧条件：モデルバーナ試験）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

めと考える。次に，標準ノズルと低煤塵ノズルの煤塵濃度を比較すると，低質油および軽油のいずれの燃料も標準ノズルに比べ低煤塵ノズルの方が，煤塵濃度が減少しており，低煤塵ノズルの煤塵低減効果を確認した。

低煤塵ノズルの煤塵低減メカニズムを調べるため，軽油燃焼時における燃焼器内部の煤塵濃度分布を計測した。図５は燃料ノズルの下流の計測点で燃焼ガスをサンプリングし，ELPI（Electrical Low Pressure Impactor）で分析した計測結果である。標準ノズルでは煤塵濃度の高い領域が上流側から下流側まで広く分布しているのに対し，低煤塵ノズルでは，上流側に濃度の高い領域が存在するものの，ノズルから400mmの下流位置近傍で煤塵濃度が急激に低下している。低煤塵ノズルの煤塵濃度が低下したのは，燃料を環状に噴霧し微粒化を促進させたことにより，燃焼器の上流側において標準ノズルよりも煤塵の酸化反応が進んだことによるものと考える。



(a) 標準ノズル　　(b) 低煤塵ノズル

図５　煤塵濃度の空間分布の比較

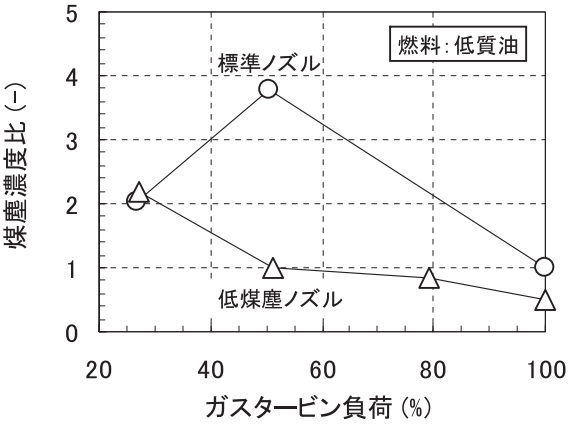


図６　低煤塵ノズルの煤塵低減効果（実圧条件：実寸燃焼器試験）

次に，大気圧のモデルバーナ試験と同様に残留炭素分0.2wt%の低質油を用いた実圧条件の実寸燃焼器における単缶燃焼試験結果を図６に示す。

図の縦軸は，標準ノズルの100％負荷条件の計測値で規格化した煤塵濃度比を示す。低煤塵ノズルはガスタービン負荷の上昇に伴って煤塵濃度が低下し，100％負荷条件においては標準ノズルに比べて約50%にまで低減しており，実圧条件における煤塵低減効果を確認した。

以上のように，低質油の低煤塵燃焼技術として，燃料を環状に噴霧する微粒化促進型のノズルを試作し，実圧条件でその煤塵低減効果を確認した。今後さらに低煤塵燃焼技術に関する研究開発を進め，低質油を高効率のガスタービンで使用することによってCO_2削減に貢献したいと考える。

４．燃焼器システムにおける効率向上策

本節では，油焚きガスタービンの燃焼器システムにおける効率向上策について簡単に説明する。油燃料を燃焼する場合，燃料ノズルで油の微粒化が必要となり，その手段として空気噴霧式の燃料ノズルを主に用いている。しかし，この方式は，油を微粒化するのに圧縮機の吐出空気を水冷式の熱交換器により冷却し，噴霧空気圧縮機で加圧した噴霧空気が必要である。このため噴霧空気の冷却や噴霧空気圧縮機の運用がガスタービン全体の効率を低下させる要因となっている。このため，日立では油の供給圧力を利用した圧力噴霧式の燃料ノズルを開発し，種々の油焚き燃焼器へ適用しており，ここでは，その一例を紹介する。

4.1　デュアル燃料対応低NOx燃焼器

近年，海外の天然ガス（LNG：Liquefied Natural Gas）や石油を処理するプラントで主燃料にLNGを用い，バックアップ用に油も使用可能なガスタービンが必要となっている。日立では，従来のLNG焚き低NOx燃焼器をベースに，油焚きも可能なH-25デュアル低NOx燃焼器[5]を開発した（図７）。この燃焼器はLNG運用時には，拡散燃焼による安定燃焼と予混合燃焼による乾式低NOx燃焼にて，油運用時は，燃焼器中心に設置した圧力噴霧式の油燃料ノズルで点火から全負荷の運用が可能である。以

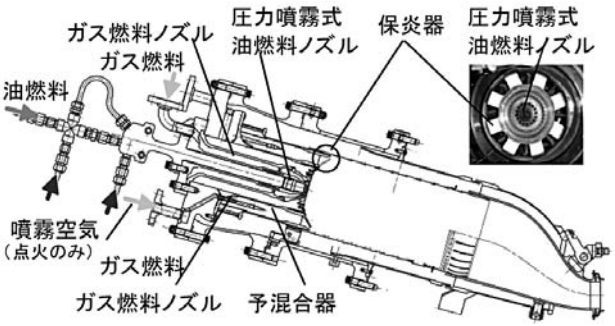


図７　H-25デュアル低NOx燃焼器

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

下，デュアル低NOx燃焼器の主要構成部品を説明する。

4.2　圧力噴霧式油燃料ノズル

H-25デュアル低NOx燃焼器には，効率向上とコスト低減を狙った噴霧空気が不要な圧力噴霧式の油燃料ノズルを採用した。図８に圧力噴霧式油燃料ノズルの構造図を示す。油燃料ノズルは，大小二つの渦巻室で構成したデュアルオリフィス型の圧力式渦巻噴霧ノズルである。二つの渦巻室には，チェック弁を介して油を供給する構造となっており，チェック弁に設定値以上の油供給圧力が作用すると油が流れ始め，二つの渦巻室に供給される油の流量を制御する。燃焼器の点火時にはチェック弁の作用により，小渦巻室に接続されたパイロット流路のみに油(実線)が供給され，点火燃料流量における供給圧力を増加して燃料液滴の微粒化を促進させる。さらに，点火時のみ，大渦巻室に接続されたメイン流路に噴霧空気（一点鎖線）を供給することで微粒化を促進させ点火特性の向上を図った。ガスタービンの負荷上昇により燃料供給量が増加してチェック弁の設定圧力以上になると大渦巻室にも油（点線）が供給されるため，広範囲な負荷に対応できる。

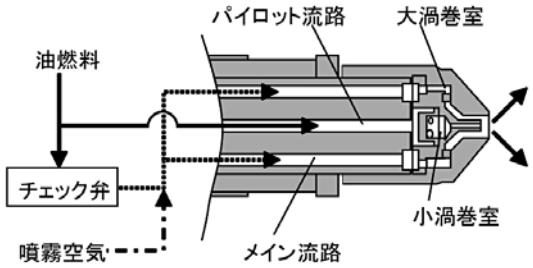


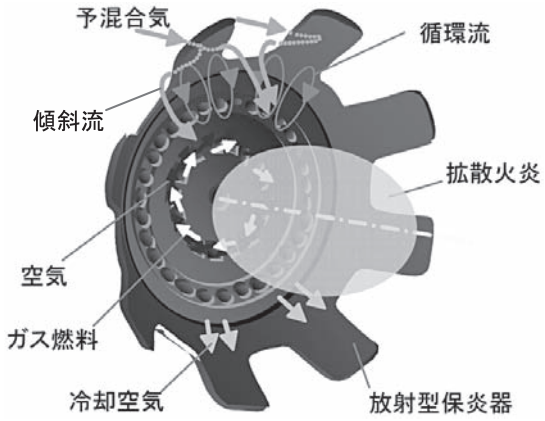
図８　圧力噴霧式油燃料ノズルの構造

4.3　放射型保炎器

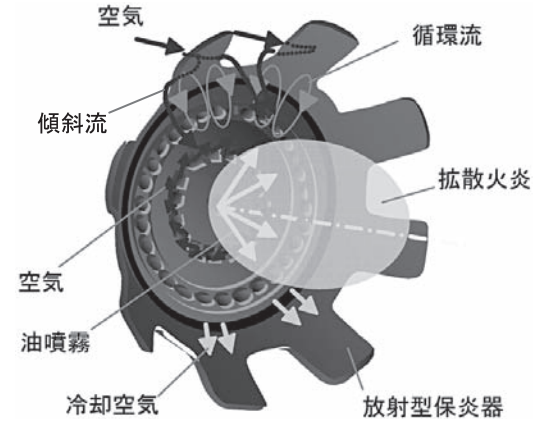
図７に示した保炎器には，ガス焚き時の低NOx化，油焚き時の安定燃焼が可能な放射型保炎器を採用した。この放射型保炎器の機能を図９に示す。８枚の傾斜した板で構成された放射型保炎器は，予混合器出口を８箇所閉鎖する放射状構造であり，保炎器下流に循環流を形成するとともに，燃焼器中心部へ向かう傾斜流を形成させる。ガス焚き時は，この循環流に予混合火炎を保炎させ，さらに高温の拡散火炎が巻き込まれるため，予混合火炎の安定性が強化される。また，予混合気が燃焼器中心軸に向かって供給されるため，高温燃焼場を形成する拡散バーナの拡散火炎をこの予混合気が希釈することにより，拡散火炎の長炎化を防止し低NOx化を図っている。

油の拡散燃焼に対しては，放射型保炎器の下流に形成される循環流に沿って油燃料が広がり，さらに予混合器から供給される空気の傾斜流が，燃焼場で油と空気の混合を促進し，油拡散火炎の長炎化を防止している。

図10に燃焼器下流側から観察したガス焚き，油焚きの火炎写真を示す。保炎器における多くの構造パラメータの最適化によって，圧力噴霧式油燃料ノズルによる油燃焼時の安定燃焼が確保されている。

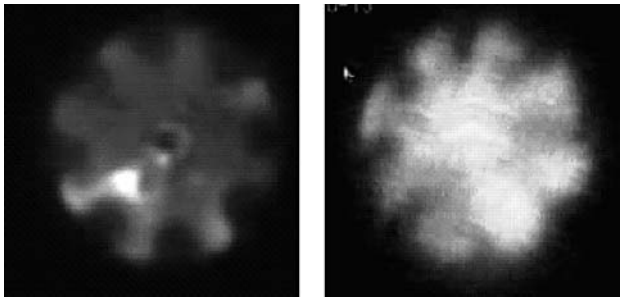


(a) ガス焚き



(b) 油焚き

図９　ガス･油焚きにおける保炎機構



(a) ガス焚き　　(b) 油焚き

図10　ガス・油焚きの火炎写真

4.4　性能試験結果

ガスタービンの性能確認試験で実施したガス焚き，油焚きの負荷変化おけるNOx，CO排出特性を図11に示す。尚，本試験では，油焚き時に蒸気，水噴霧等によるNOx低減手段は用いていない。ガス焚き時のNOx排出濃度は，負荷55%以上にて25ppm以下となり低NOx性能を確認した。また，ガス焚き時のCO排出濃度は，65％負荷以上で100ppm以下であり，定格負荷近傍においては10ppm程度となる。油焚き時のNOx排出濃度は，定

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

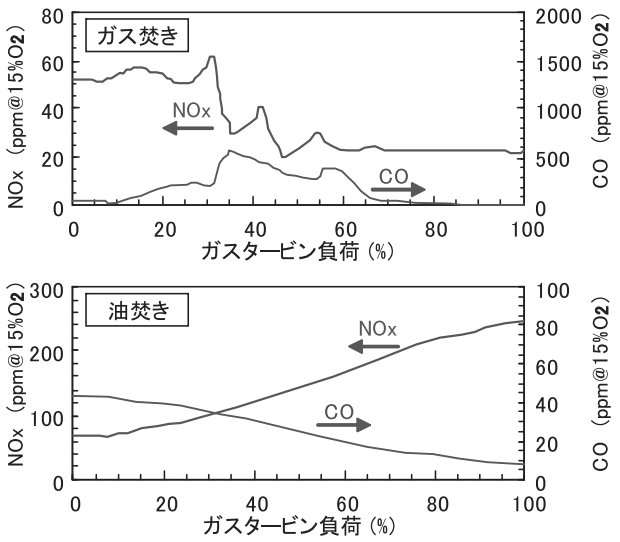


図11　NOxおよびCOの排出特性

格負荷において250ppmであり，CO排出濃度は10ppm以下（燃焼効率99.99%以上）となった。

圧力噴霧式油燃料ノズルと放射型保炎器の採用によりガス焚き，油焚きともに燃焼器の点火からガスタービン定格負荷に至るまでの運用で安定燃焼を確認した。また，本圧力噴霧式油燃料ノズルの採用により，空気噴霧式油燃料ノズルの油焚きガスタービンに比べ，定格負荷での熱効率を約１％改善することができた。

以上によりCO_2削減に貢献できたものと考える。今後，圧力噴霧式油燃料ノズルの性能改善を図り，適用範囲を拡大してさらなるCO_2削減に貢献したいと考える。

5．油焚き燃焼器の低NOx化に対する取り組み

ガス焚きでは，低NOx化のために空気とガスを予め混合してから燃焼させる予混合燃焼方式が多く採用されている。しかし，油焚きではそのほとんどが拡散燃焼方式であるため，油焚きガスタービンからは多量のNOxが排出される。このため，燃焼場に蒸気や水を噴霧して高温燃焼域を低減し低NOx化を図っているが，蒸気や水を噴霧するとガスタービン全体の効率が低下する。そこで日立では，油焚きガスタービンの低NOx化に対する取り組みを進めている。

5.1　予蒸発予混合式モデルバーナ

油燃料の低NOx化には，油燃料を噴霧し蒸発させてから空気と混合させる予蒸発予混合燃焼方式（以下，予蒸発式）が有効である。図12に予蒸発式モデルバーナの基本構造[6]を示す。モデルバーナは燃料と空気の混合を促進させる混合室，液体燃料の蒸発を促進させる蒸発室で構成される。バーナ上流の混合室は下流に向かって拡開する中空円錐形状で，その壁面には複数の空気孔を軸方向，周方向に形成し，混合室に多量の空気を導入して，燃料と空気の急速混合を図るよう構成した。上流側

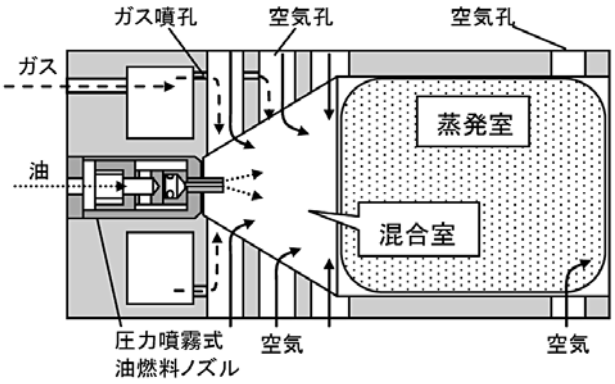


図12　予蒸発式モデルバーナ断面図

の空気孔は，空気流による油の微粒化や燃料と空気の混合促進を目的に，混合室壁の周方向に傾斜して形成した。バーナ上流の軸中心には，圧力噴霧式の油燃料ノズルを配置し，ガス焚きにも対応するため，空気孔の壁面にガス噴孔を形成した。油燃料ノズルから噴出した油は高温の燃焼空気によって蒸発し空気と混合してバーナの下流で予混合燃焼するため，低NOx燃焼が可能となる。

5.2　モデルバーナのNOx排出特性

燃料にＡ重油を用い実機の圧力条件でモデルバーナのNOx排出特性を確認した。図13に燃焼ガス温度に対するNOx排出量を示す。実寸燃焼器は図12に示したバーナを複数本集合して構成するが，図13はバーナ単体の試験結果である。バーナのガス温度が高くなるにつれてNOx排出量は増加する傾向を示す。しかしながら，ガス温度1800K近傍でNOx排出量は25ppm，1700K近傍では10ppm程度まで低下しており，予蒸発式モデルバーナが油燃料の低NOx化に有効であることを確認した。

今後さらにこの予蒸発式モデルバーナを低質油などの燃料へ適用するとともに，カーボンフリーと言われるバイオエタノール焚きにも展開し，CO_2削減に貢献したいと考える。

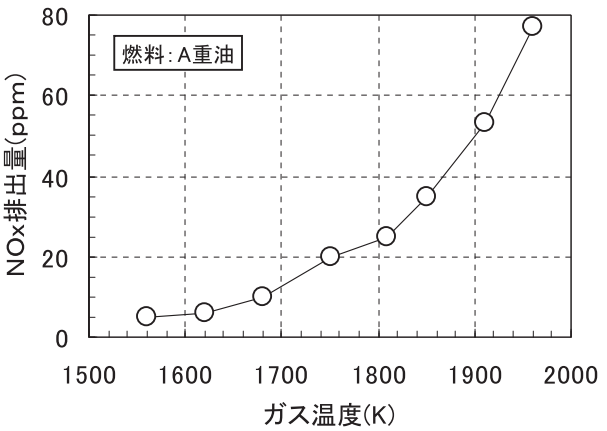


図13　モデルバーナのNOx排出特性

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

6．おわりに

日立の油焚きガスタービンにおける効率向上策やCO_2削減の取り組みについて紹介した。日立では，これまでの火力プラント開発の経験を生かし，最先端技術を駆使することにより開発製品の信頼性を高め，今後も地球温暖化抑制のために高効率発電機器の開発およびCO_2削減に積極的に取り組んでいく考えである。

参考文献

(1) 井上，“日立におけるガスタービン開発の歩み”，日本ガスタービン学会誌Vol.36, No.3（2008），pp199-205

(2) 伊藤，齋藤，Christain Bergins，千野，圓島，呉，“火力発電におけるCO_2削減技術”，日立評論 Vol.90, No.5（2008），pp20-25

(3) Asai, T., Koizumi, H., Inoue, H.,“An Experimental Study on Characteristics of Carbonaceous Particulate Matter Emissions from Combustion of Fuel Oil Including Carbon Residue.”IGTC 2007 Tokyo,TS-150,（2007-12）

(4) Asai, T., Koizumi, H., Yoshida, S., Inoue, H., Proceedings of ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50351,（2008-6）

(5) Sasao, T., Takehara, I., Hayashi, A., Inage, S., “Development of The New Dual Fuel Type Low NOx Combustor and The Results of Its Performance Test.” IGTC 2007 Tokyo, TS-130,（2007-12）

(6) 平田，吉田，関口，井上，渡邊，“デュアル燃料焚き低NOx燃焼器用モデルバーナの燃焼特性”，第35回タービン定期公演会 講演論文集（2007），pp57-62

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

中間冷却器付きガスタービンLMS100の発電市場への適用

Thomas B. Walker*1　　Marc J. Horstman*1　　福岡　伸行*2
FUKUOKA Nobuyuki

キーワード：ガスタービン，中間冷却器，航空転用型

はじめに

世界の電力エネルギー業界の課題は，その地域ごとの電力システムに求められる個々の要求を満たし，高効率かつ柔軟性のある電源を提供することにあり，この要求は近年益々大きくなってきている。2005年に中間冷却付きLMS100®を導入してからも，業界において競合製品，システムニーズおよびこの新技術の応用においていくつかの変化があった。現在，LMS100が世界各地で導入され始めた結果，この中間冷却付きガスタービンがもたらす利点が多くの発電事業者に認識されてきた。その間並行して，この柔軟性のあるガスタービン発電技術が長期にわたり産業界のニーズに応えるように，いくつかの製品改良も行われた。

より柔軟性のある発電は，今日では世界共通の要求であるが，2005年のプログラム開始発表当時はそれほどではなく，開発プログラムが最初に検討された1992年当時は定義さえされていなかった。その後の10年にわたって，設計チームは熱モデルおよびSAC燃焼器（Single Annular Combustor，以下SAC）を開発し，これが2003年に実施された最初のタービンリグ試験に結びついた。2004年に最初のコアエンジン試験を完了し，66時間以上の試験で機械および熱性能を検証した。翌年，ヒューストンの工場内に設置した実証試験設備において発電プラントレベルでのシステム検証を行い，各種運転試験により発電プラントとしての機能および性能を確認した。ガスタービン，発電機，補機類をまとめた標準パッケージを図１に示す。

LMS100ガスタービンで最も注目に値する機能は，可変抽気システムおよびシェル＆チューブ熱交換器で構成される中間冷却システムである。このシステムによって，エンジンの低圧圧縮機出口空気を約149℃冷却して，高圧圧縮機に戻すことにより，従来のサイクルと比較してより大きな出力を得ることができる。中間冷却システムがもたらす，もう一つの大きな利点は，図２に示すように高温日における性能である。この利点は，高いシンプルサイクル効率，10分間の起動時間，すぐれた部分負荷性能および速いランプ率と相俟って，発電用ガスタービンの中でベンチマーキングとなった。

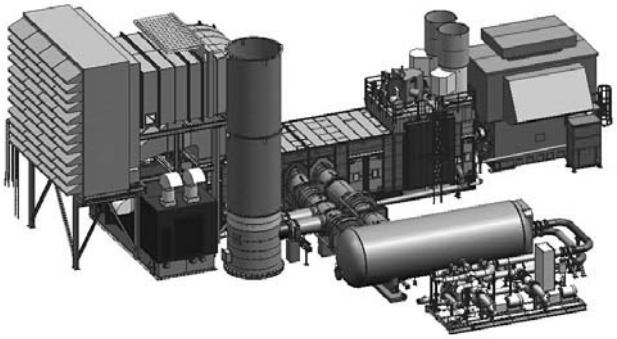


図１　LMS100ガスタービン発電装置外観

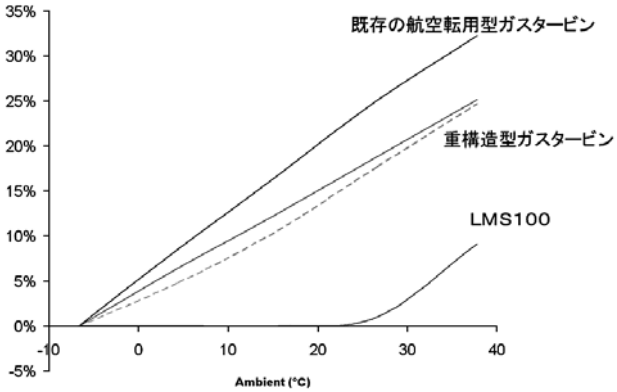


図２　大気温度の上昇に伴う出力の低下割合

図３に示すように，これらの柔軟性のある発電設備としての利点により，LMS100ガスタービンは高い需要を示しており，これらの運転実績を通じて，製品としてのより早い成熟化を可能にしている。導入の初期段階では，北米，南米および欧州においてピーク負荷，中間負荷運用および常用電源へ適用されている。最初のLMS100は，2006年７月に米国のサウスダコタにおいて発電を開始しその後順調に運用されており，この初号機の実績の結果，これまでに新たに35台以上のユニットを受注した。これらのユニットは，多様な環境および市場情勢の中でこ

原稿受付　2009年１月19日
＊１　General Electric Co.
＊２　GE International Inc.
〒107-6111　東京都港区赤坂５－２－20　赤坂パークビル

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

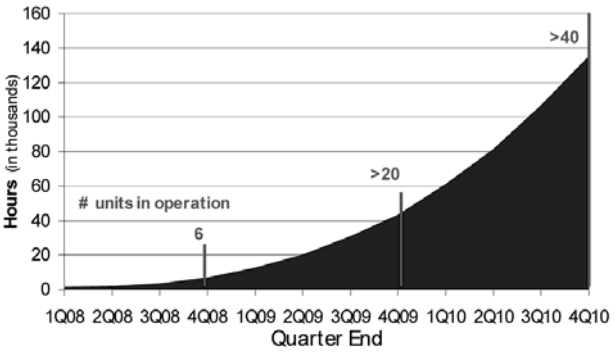


図３　LMS100予想累積運転時間

の製品のユニークな特徴を発揮するであろう。既存の旧式蒸気タービン設備よりすぐれた効率をもち，また旧式の複合サイクルプラントと同等の出力レベルであることから，今後LMS100ガスタービンが主要電源のひとつとして一翼を担うことが期待される。また，不安定な電源ネットワークを備えた地域の設備においては，頻繁な起動・停止サイクルの運用や，10分間の高速起動は有用である。そのような運用においても，保守費用が発停頻度によらず運転時間にのみ依存するという特徴は大きな利点である。

LMS100ガスタービンの系譜

LMS100ガスタービンは，電力エネルギー業界および航空機エンジン業界において実績があり，成功を納めたGE製品のサブシステムおよびコンポーネントを革新的な中間冷却サイクルと組み合わせることにより，産業界で最高のシンプルサイクル熱効率を実現した。さらに，既存のLM6000ガスタービンの運転経験に基づき，LMS100については，99.2%の信頼性および97.1%の稼働率が期待されている。ORAP（Operational Reliability Analysis Program）に報告された233件のデータによれば，LM6000発電パッケージは現在，12ヶ月移動平均で98.8%の信頼性と97.4%の稼働率を示している。LM6000発電パッケージは，累計運転時間が100,000時間を超え成熟期に達した。LMS100についても同じレベル以上の信頼性が期待できる。

低圧圧縮機（LPC）は，20,000,000時間を優に超える運転時間を誇るGE社6FAガスタービンの圧縮機の最初の６段から派生している。

高圧圧縮機（HPC）は，800台以上のユニットが稼働中で，14,000,000時間以上の運転時間を誇るLM6000ガスタービンから派生している。また，LM6000 HPCは，稼働中のユニットが3600台以上で運転時間が135,000,000時間以上のCF6-80C航空機エンジンから派生した。LMS100 HPCは，LM6000 HPCと空力的に同等であり，中間冷却システムにより増加した空気流量および圧力を考慮して高強度材を使用している。

単一環状燃焼器（SAC）は，設計，容積および材料において，LM6000に類似しているが，LMS100中間冷却サイクルによる多量の燃料，水および空気流量に対応するために強化された。LMS100燃焼器は，広範囲なLM6000の経験および他の航空機エンジンプログラムから得られた教訓に基づき信頼性が向上している。

高圧タービン（HPT）は，10,000,000時間以上の運転時間を誇るCF6-80E航空機エンジンのHPTから派生しており，高温ガス流路の設計および材料はLM6000と類似している。

中圧タービン（IPT）は，LPCを駆動するためにLMS100用に新しく設計されたものであり，HPTと同様の材料，設計基準および手法を用いている。

出力タービン（PT）もLMS100用に新たに設計されたものであるが，設計については，LM6000の LPTと同じ材料を用い，入口温度および出口マッハ数を含め設計はLM6000 LPTに類似している。

LMS100発電パッケージは，実績のあるLM6000パッケージの設計手法，要素技術を使用し，できる限り，パッケージ補機も共用にしている。さらに，稼働率を高めるため，LMS100には高性能三重化コントロールシステムTMR（Triple Modular Redundancy）を採用している。

LMS100の開発および試験プログラム

LMS100ガスタービンは，1992年の米国エネルギー省技術研究計画から始まり，16年にわたって開発されてきた。この間，GEは中間冷却システムを開発・実証し，航空機エンジン試験設備でリグ試験を行った。

2004年には，最初のコアエンジン（HPC，燃焼器，HPT）試験がGEの航空機エンジン高空試験設備で行われ，66時間以上におよぶ試験において機械的性能および熱的性能を検証した。

前述のごとく，2005年には，トータルの発電設備としての検証を行うために，ガスタービンおよびシステムを運転するために必要な補助機器類を含む設備をヒューストンの工場内に設置し，最初の全負荷試験を行った。GE社にとって最初となるこの種の完全な機能的プラントであるLMS100試験設備は，500時間以上の試験から成る最初の製品検証試験に使用された。それ以来，この試験設備は製品の改良および改善を検証するために継続して使用されている。

燃焼器技術

GEの航空転用型ガスタービンの設計手法に従い，はじめに，NOx制御のために水噴射を装備した単一環状燃焼器（SAC）を導入した。同時に，燃焼器開発チームは，水噴射をせずに25ppmvd@15％O_2のNOxを可能にするため，乾式の低NOx燃焼器（DLE）の開発を続けてきた。この開発には，GEの他の航空転用型ガスタービンモデルLM1600，LM2500およびLM6000で実績のあ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

る多重環型燃焼器の技術を活用している。現在，これらの低NOx燃焼器（DLE）を装備したガスタービンが世界で450台以上稼働しており，1000万時間以上の稼働実績を有する。LM6000-PFおよびLM2500+G4で既に使用されている熱遮蔽設計および燃料と空気の予混合を向上させるための最適な燃料配分など，最近の開発から得られた教訓がこのLMS100用DLEの設計に応用されている。LMS100 PBの試験計画の中で確認されるべきいくつかの重要な機能は，ヒューストンにあるGEのLMS100発電試験設備を使用して確認される。この試験設備では，起動から最大出力までの全範囲の動作条件で試験することができ，急な負荷変動下での燃焼安定性および燃焼振動を含む燃焼システム全体の運転性能が検証される。

図4に示すように，LMS100 PA（SACモデル）からLMS100 PB（DLEモデル）への変更に必要な部品はそれほど多くない。LMS100 PBは，他の航空転用型ガスタービンと同様に，高効率，低NOxを実現するため，最適な予混合及び燃焼制御を可能にするように容積を確保する必要があり，LMS100 PAより大きな燃焼器となる。このDLE燃焼器は，これまでのDLEの運転経験を活かして，ステージングプロセスを簡素化し性能要件を満たすために必要なハードウェアも減らせるように，二重環状燃焼器としている。パッケージ機器および燃焼器部分を除くエンジンハードウェアは，LMS100 PAと同様であり，LMS100 PAの運転経験と実績は活用される。

LMS100 PBは，水噴射なしで25ppmvd@15%O_2のNOxを達成し，LMS100 PAで既に実証された業界最高の熱効率，柔軟性を維持しつつ，環境にやさしい解決策を提供する。

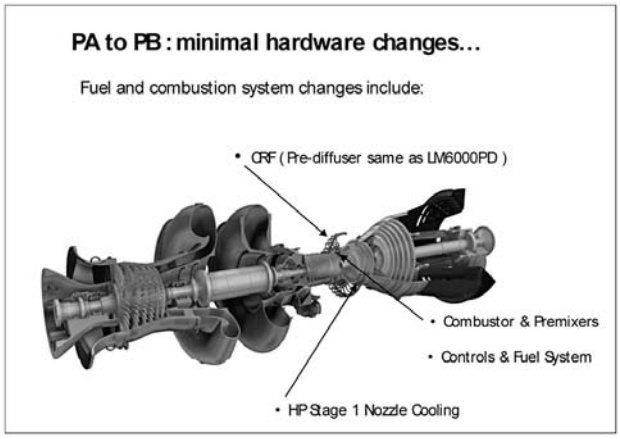


図4　LMS100 PAモデルとPBモデルの相違点

LMS100 PAとLMS100 PBの大気温度に対する出力特性を図5に示す。

LMS100 PBの最初のエンジンは，2009年の初めに製造され，今後12～18か月以内に出荷する予定である。LMS100 PBの検証プログラムの一環として，GEは，イーブンデールの航空機エンジン試験設備を使い，マルチノズルおよび燃焼器の試験に成功した。LMS100 PBの性能は，水噴射のないLMS100 PAと同様のレベルの性能を示すと期待される。

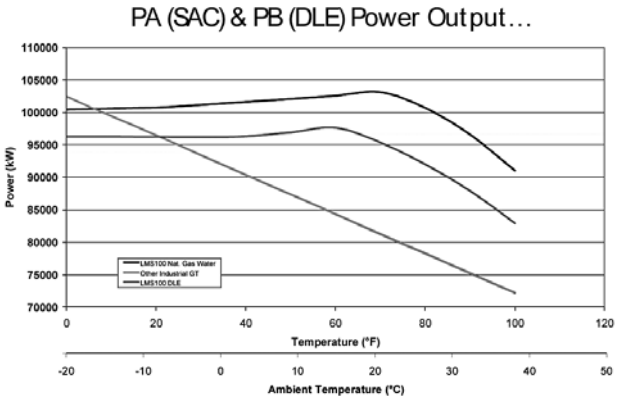


図5　大気温度vs出力の比較

結論

LMS100は，最初の製品導入とその実証で成功を収め，本製品に対する関心が世界中に広がった。44%を超えるシンプルサイクル熱効率を持った100MWの電源を提供することができ，また，他の航空転用型ガスタービンと同様，Modular Maintenanceの採用によりオンサイトでの保守作業が簡素化され短期間で済む。更に大気温度の上昇に伴う出力の低減も小さく，これらの特徴は多くの発電事業者に利点をもたらすであろう。ピーク発電からグリッド安定化，淡水化設備との組み合わせ，また，石炭火力の給水加熱への排熱の利用等，多様な応用が検討されており，ガスタービンによる発電技術に新たな選択肢を与えている。DLEを含む燃焼技術の進歩は，この製品をさらに進化させ，応用範囲を拡げるであろう。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

特集：火力プラントにおける高効率化技術とCO_2削減の取り組み

ガスエンジンの高効率化への要件と川崎重工における取り組み

徳岡　哲夫[*1]
TOKUOKA Tetsuo

キーワード：ガスエンジン，高効率化，ノッキング，空燃比，点火システム，サイクル効率

1．はじめに

地球温暖化防止のためCO_2排出量を抑制することが喫緊の課題となっている今，液体燃料を使用する他の熱機関に比べCO_2排出量が少ない環境に優しいガスエンジンの需要が高まっている。

ちなみに図1に示すようにガスエンジンは液体燃料を使用するディーゼルエンジンより使用燃料の違いによりCO_2排出量が約30％少ない。

図2に世界のガスエンジンの市場動向を示す。単機当たりの出力の大きいガスエンジンの需要の伸びがとくに著しい。

近年，ガスエンジンの効率は著しく改善されてきている。図3にガスエンジンの効率推移を示す。

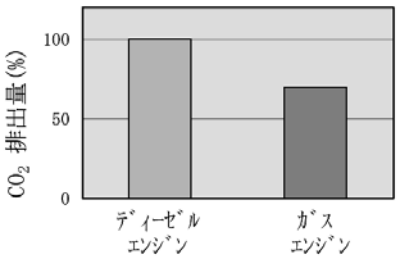
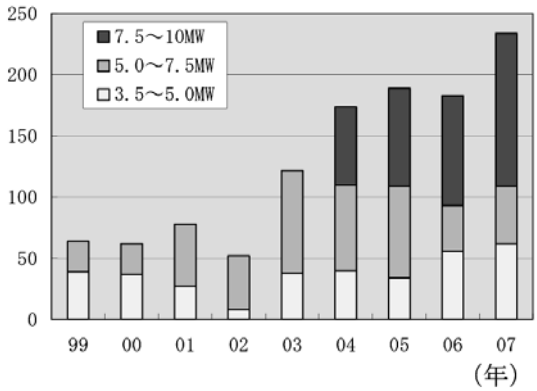


図1　ディーゼルエンジンとガスエンジンのCO_2排出量比較



出展：Diesel & Gas Turbine Worldwide

図2　世界のガスエンジン市場動向

原稿受付　2009年1月20日

＊1　川崎重工業㈱　機械ビジネスセンター
〒650-8670　神戸市中央区東川崎町3－1－1

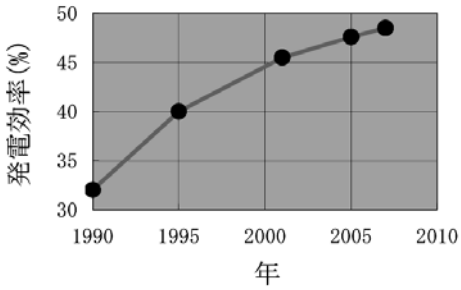


図3　ガスエンジンの効率推移

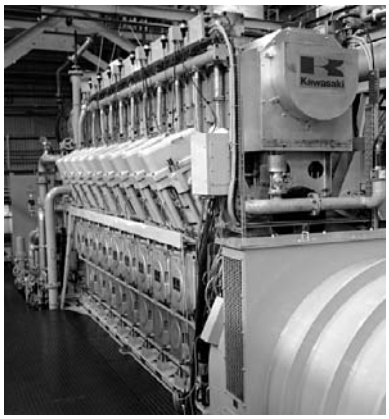


写真1　川崎「グリーンガスエンジン」

この様な背景の下，川崎重工（以下川重と略）は，2007年，出力7.8MWの大型ガスエンジン－川崎「グリーンガスエンジン」（写真1）を開発し，2007年末から実証試験を開始した。

以下，大型ガスエンジンの高効率化への要件と川重における取り組みについてその概要を述べる。

2．ガスエンジンの基本的特性と高効率化への要件

2.1　ガスエンジンの燃焼方式

ガスエンジン[注)]は給気と燃料ガスの混合気体をシリン

注) ガスエンジンにはシリンダ内で圧縮された給気に高圧のガスを投入する拡散燃焼のエンジンがある。このエンジンは通常高圧ガスエンジンと呼ばれ，その燃焼特性はディーゼルエンジンに酷似している。これに対し，ここに扱うガスエンジンは，低圧ガスエンジンと呼ばれ，その燃焼特性は高圧ガスエンジンと大きく異なる。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

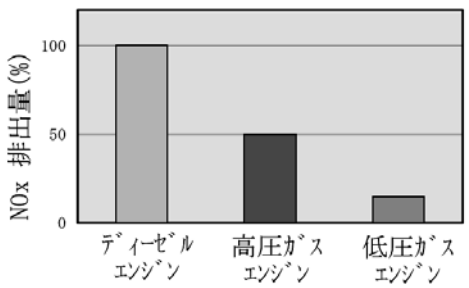


図４　ディーゼルエンジン，高圧ガスエンジンおよび低圧ガスエンジンのNOx排出量比較

ダ内に供給する予混合燃焼を採用している。

低圧ガスエンジンはその燃焼特性の違いからディーゼルエンジンや高圧ガスエンジンと比べNOx排出量が圧倒的に低い。図４にディーゼルエンジン，高圧ガスエンジンおよび低圧ガスエンジンのNOx排出量を示す。

2.2　ガスエンジンの燃焼特性

ガスエンジンの燃焼は，ディーゼルエンジンと異なり，ノッキングと呼ばれる特異燃焼を伴う。ノッキングは火炎伝播によらず未燃領域から着火する現象で，そのレベルは通常ノッキング強度で表される。強いノッキングが頻発するとエンジンの信頼性は著しく損なわれる。

ガスエンジンの効率は強いノッキングが発生する近傍程高くなる。ガスエンジンの高効率化には強いノッキングを回避しつつ，かつその近傍で如何に安定的に運転するかが重要である。図５にノッキング強度と効率との一般的関係を示す。

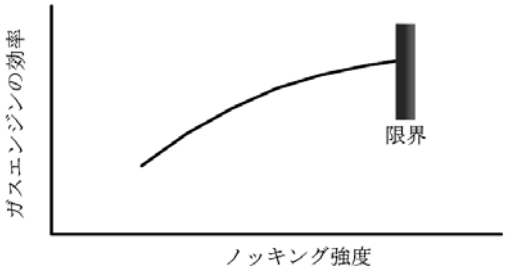


図５　ノッキング強度とガスエンジンの効率との関係

ノッキングに関係する大きな要素として空燃比がある。空燃比は，給気量と燃料を完全燃焼させるために必要な空気量との比として表される。図６によく知られたガスエンジンの空燃比と運転可能範囲との関係を示す。空燃比が小さい程ノッキングが発生しやすく，逆に大きくなりすぎると失火現象が発生する。ノッキングを抑制するため空燃比は常にある一定範囲内になるよう制御する必要がある。大型ガスエンジンでは，空燃比は通常２程度である。

2.3　過給システムおよび空燃比制御

ガスエンジンでは，一般に，平均有効圧力を高くするほど機械損失の比率が小さくなり効率は高くなる。平均有効圧力を高くすればするほど運転可能範囲が狭くなるので，安定的運転のための工夫が必要となる。

給気は過給機により供給される。必要な給気量を得るための過給機の仕事量は季節により大きく変動するので，空燃比を常に最適にするための制御が必要となる。空燃比制御の方法として，１）余剰給気をバイパスさせる方法，２）余剰排気をバイパスさせる方法　がある。図７に両方式を合わせて示す。１）の方式は簡便であるが，エネルギーを無駄に捨てるので，エネルギーの有効利用の観点からは不利である。２）の方式は余剰排気エネルギーを有効に活用できることから多くのガスエンジンで採用されているが，バイパス量が少なくなる夏季においてもエンジンに必要な給気量を確保できるよう過給機の要目選定には十分留意する必要がある。また，外気温度が極端に低くなる場合にはブロアのサージングにも注意が必要である。

シリンダ毎の空燃比を均一にすることも効率向上の重要な要素である。各シリンダに供給される給気量を均一にするよう給気管の設計に留意する必要がある。各シリンダには同一のガス量を供給することが基本であるが，

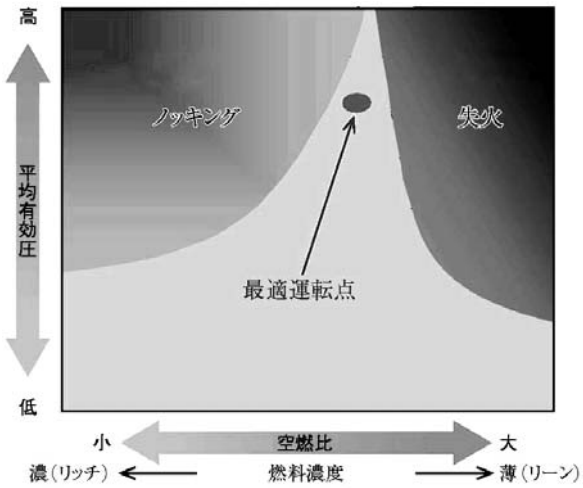


図６　ガスエンジンの運転可能範囲

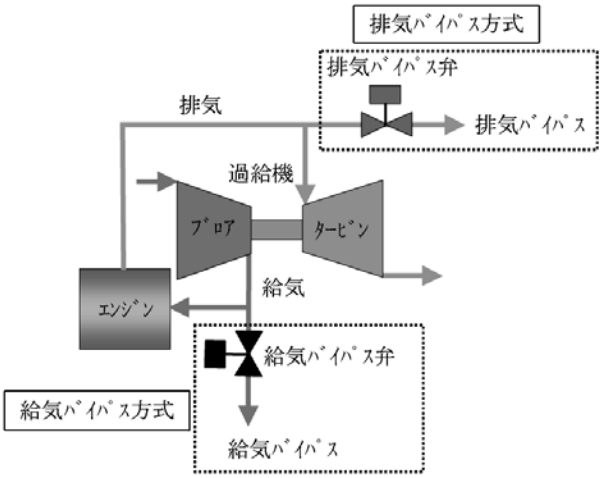


図７　空燃比制御システム

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

各シリンダに供給される給気量のばらつきを考慮し，各シリンダの空燃比が均一となるよう各シリンダのガス量を制御する方法も効率向上の観点から有効である。その具体的方法として，各シリンダの排気温度が均一になるよう各シリンダのガス弁を制御する方法がある。

過給機自身の効率もエンジンの効率に大きく影響する。過給機効率を改善すればエンジンのサイクル効率が改善され，ガスエンジンの効率向上につながる。

多くのエンジンで，排気ガスをバイパスすることにより空燃比を制御しているが，過給機のタービンノズル面積を変化させることにより排気ガスのバイパス量を極小化すれば，サイクル効率をさらに改善できる可能性がある。

また，エンジン本体外での効率改善策として，余剰排気エネルギーを利用するターボコンパウンドシステム（TCS）の開発も行われている。TCSシステムには，1）余剰排気ガスによりパワータービンを駆動しエネルギーを回収する方法，2）過給機軸に直接発電機を結合してエネルギーを回収する方法　がある。2）は一部のメーカで既に採用されている。図8に過給機軸発電機直結型TCSシステムを示す。いずれの場合も過給機の高効率化が重要である。

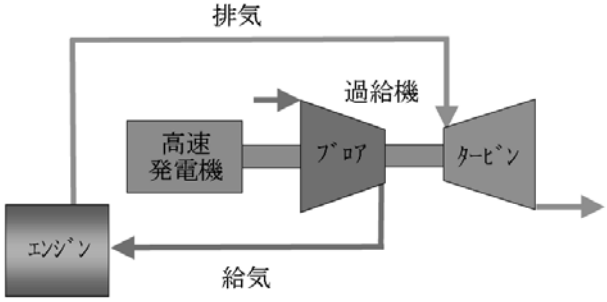


図8　過給機軸発電機直結型TCSシステム

2.4　点火システム

ガスエンジンの点火システムを図9に示す。代表的な点火方式として，1）電気点火方式，2）パイロット点火方式　がある。1）は古くから採用されている確実な点火方法である。後述のパイロット点火方式に比べ，耐久性(寿命)が短いが，最近，寿命はかなり向上している。一方，2）の方式は，点火エネルギーが高く，着火性に優れていることから国内のガスエンジンメーカ各社で採用されている。この方式には点火のために液体燃料が必要であり，海外では，その入手性に留意する必要がある。

大型ガスエンジンでは多くの場合，燃焼室（主室）に副燃焼室（副室）を設け，最初に副室内のガスに点火し，副室の燃焼ガスを主室に噴射し，主室のガスに点火するシステムを採用している。

副室のガス状態は副室の点火およびその後の主室の燃焼状態に大きく関係し，効率にも大きく影響するので，

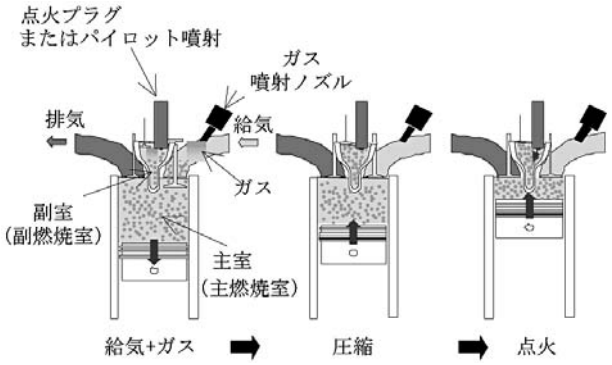


図9　ガスエンジンの点火システム

各社共CFD解析や種々の試験を実施し，安定燃焼を実現するよう工夫している。なお，副室内の空燃比は，各方式の点火特性から，1）の方式では約1，2）の方式では約2　が採用されている。

2.5　ノッキング制御

点火角を早める程（通常進角と表現）効率は改善するが，ノッキングが発生しやすくなるので，点火角には進角限界がある。効率を極大化するためには，進角側限界近傍での安定的運転を行うための制御が必要となる。

ノッキングを制御するためには各シリンダのノッキング強度を検知する必要がある。検知方法は大別して，1）エンジン外に出てくる振動を検知する方法，2）シリンダ内の圧力波形を計測する方法　に分けられる。1）は簡便ではあるが，シリンダの状態監視としては間接的なので，不具合が発生した場合の対応や，失火検知が難しいなどの問題がある。2）はシリンダ内の圧力波形を直接計測しノッキング強度を検知する方法で，失火検知やシリンダ内最高圧力の検知も同時に可能であり，より高度な制御が可能なシステムと言える。いずれの場合も，検知された信号を即時に周波数分析しノッキング強度を把握し，点火タイミングを制御することになる。

点火タイミングを制御する方法としては，1）複数のシリンダのタイミングを一括して制御する方法，2）それぞれのシリンダのタイミングを個別に制御する方法　がある。現実のエンジンでは，全シリンダの点火タイミングを同一とするとシリンダ毎にノッキング強度にばらつきが生じ，効率低下の一因となるので，効率向上の観点からは，システムは若干複雑となるが，全シリンダを個別に制御し，それらのノッキング強度が均一になるよう制御することが望ましい。

2.6　サイクル効率の向上

ガスエンジンでは燃焼特性から圧縮比をディーゼルエンジンより小さくせざるを得ないが，膨張比を圧縮比より大きくしたミラーサイクルを採用することにより，サイクル効率を改善しエンジンの効率改善を図っている。図10にその模式図を示す。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

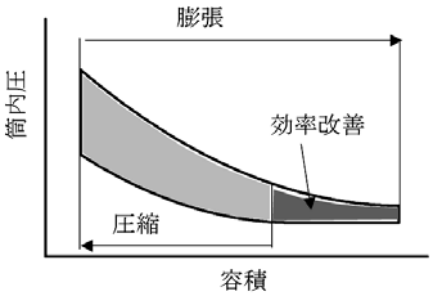


図10　ミラーサイクル模式図

3．川崎重工における取り組み

以下に川重で開発した大型ガスエンジンについてその概要を紹介する。

3.1　呼称

優れた環境性能をアピールするため「グリーンガスエンジン」と呼称している。

3.2　開発行程

「グリーンガスエンジン」の開発行程を図11に示す。2004年度に単筒機の設計を開始し，2005年度に性能改善，基本性能の確認を行い，2006年度に単筒機による耐久試験を行った。2007年度には7.8MWの実証機を完成し，種々性能確認試験を実施した後，2007年末から実証試験を開始し，現在に至っている。

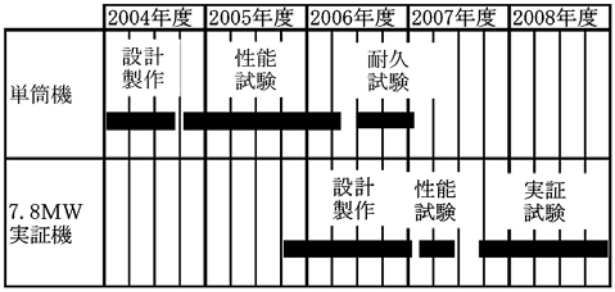


図11　「グリーンガスエンジン」開発行程

3.3　「グリーンガスエンジン」の主要目，性能

主要目を表１に，発電装置の外形寸法を図12に示す。シリンダ径は300mmで，シリンダ数が12，14，16，18のガスエンジンをラインアップし，発電出力は5.0～7.8MWの範囲をカバーしている。

表１　「グリーンガスエンジン」の主要目

型　式	KG-12		KG-14		KG-16		KG-18	
シリンダ径（mm）	300		300		300		300	
シリンダ数	12		14		16		18	
周波数（Hz）	50	60	50	60	50	60	50	60
回転数（rpm）	750	720	750	720	750	720	750	720
発電出力（kW）	5,200	5,000	6,070	5,830	6,930	6,670	7,800	7,500
全　長（mm）	11,370		11,960		12,750		13,340	
質　量（t）	104		109		125		139	

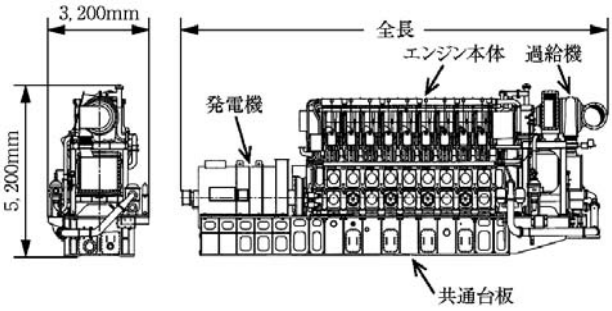


図12　発電装置の外形寸法

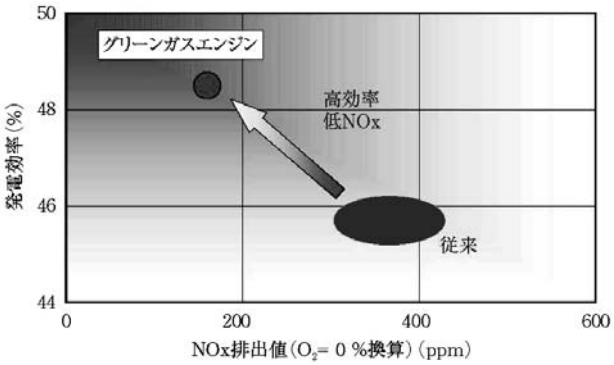


図13　性能

性能を図13に示す。発電効率は48.5%，NOx排出値は160ppm（O_2= 0 %換算）を達成した。いずれも世界最高レベルの値である。

負荷特性を図14に示す。部分負荷においても高い発電効率を維持している。

図15に総合熱効率を示す。低温水の熱を活用すれば，総合熱効率は85%を超える。

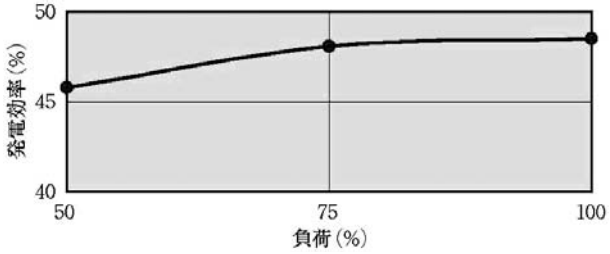


図14　負荷特性

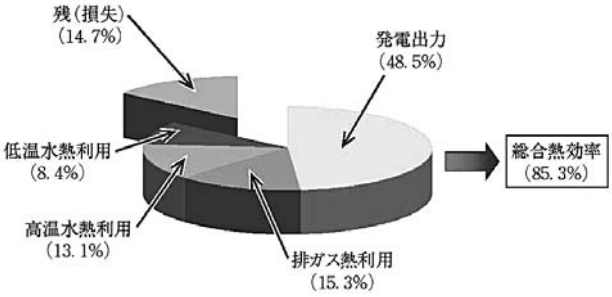


図15　総合熱効率

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

3.4 「グリーンガスエンジン」の特長および高効率化への取り組み

3.4.1 ガス供給および点火システム

「グリーンガスエンジン」のガス供給および点火システムを図16に示す。各シリンダの主室および副室に個別に電磁弁を配置し，主室，副室のそれぞれの空燃比が最適になるようにガス噴射タイミング，ガス噴射量を個別に制御している。点火方式としては，液体燃料の不要な点火プラグによる電気点火方式を採用した。

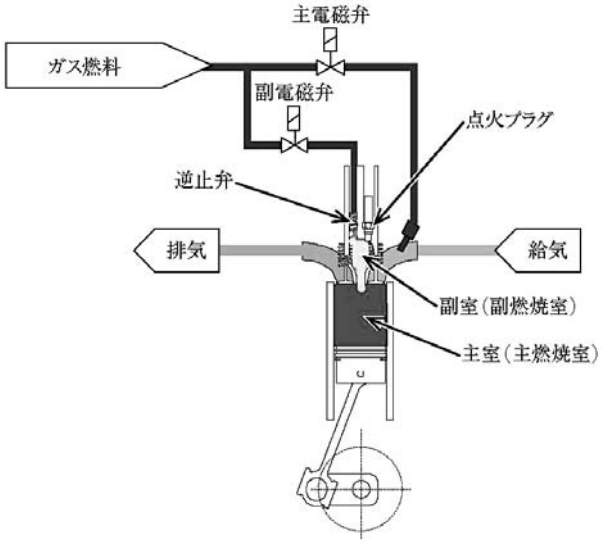


図16 「グリーンガスエンジン」のガス供給および点火システム

3.4.2 制御システム

全体構成を図17に示す。主制御装置によりガス噴射量およびガス噴射タイミング制御，点火タイミング制御，空燃比制御を一括して行っている。

①ガス噴射量・ガス噴射タイミングはガス弁制御装置を介して制御している。全シリンダの主室，副室用ガス弁を個別に制御して性能の最適化を測った。

②点火タイミングは，ノッキング検知装置によるノッキング判定結果に基づき，点火タイミング制御装置を介して制御している。

③空燃比制御は過給機を駆動するエンジンの排気量を排気バイパス弁により制御する排気バイパス方式を採用して，冬季における排気エネルギーの有効活用を図った。

「グリーンガスエンジン」の点火タイミング制御の詳細を図18に示す。グリーンガスエンジンでは，全シリンダの筒内波形からノッキングに関する高周波成分を抽出して，この高周波成分によりノッキング判定を行うノッキング検知装置を装備している。そのノッキング判定結果に基づき，全シリンダが最適の状態になるよう点火タイミングを個別に制御している。

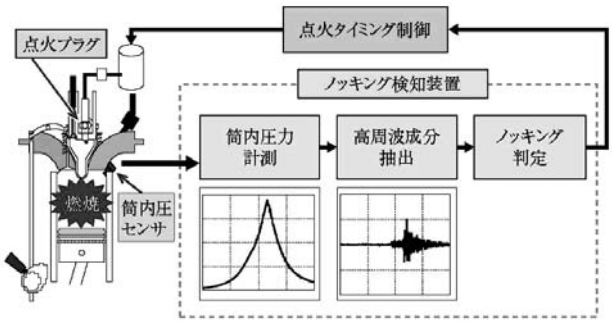


図18 「グリーンガスエンジン」点火タイミング制御

3.4.3 副室および主室の形状最適化

副室および主室に対し流体解析（CFD）を行った。副室および主室のCFD解析例を図19に示す。これらの解析例は副室および主室へのガス流入過程におけるガス濃度分布を示している。これにより，点火直前のガス濃度分布がより均一になるよう副室および主室形状の最適

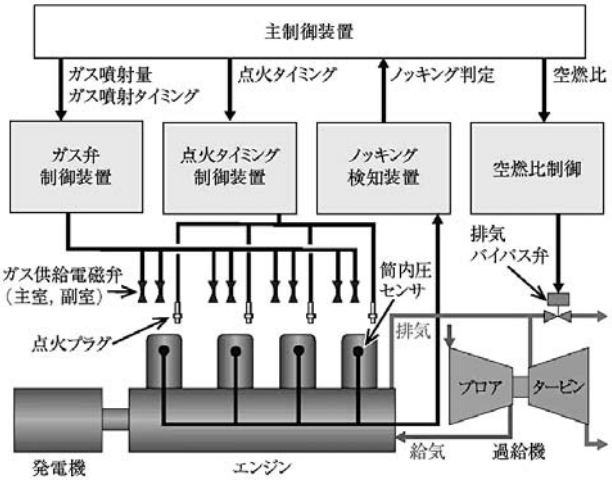


図17　全体構成

図19　燃焼室CFD解析例

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

化を図った。さらに，CFD解析により選定された種々の副室および主室に対し，単筒機での性能試験を行い，最適な形状を決定した。

3.4.4　サイクル効率の向上

サイクル効率向上のため，ミラーサイクルを採用した。ミラー度選定に当たっては単筒機による要目変更試験を行い最適化を図った。グリーンガスエンジンでは従来のエンジンよりストロークのシリンダ径に対する比を大きくとっており，燃焼室形状の最適化を容易にすると共に，ミラー化にも有利な設計を採用している。同時に副室容積の極小化も実現し低NOx化も図っている。

3.4.5　実証試験状況

実証試験の発電プラントの外観を写真２に示す。2007年末から，実証試験を開始した。2008年末現在運転時間は4000時間に達しており，高い環境性能を発揮しつつ，現在も良好に運転を続けている。

図20にノッキング制御の様相を示す。各シリンダの点火タイミングが常時個別に適正に制御されていることが判る。点火プラグは2000時間以上問題なく継続使用できることが判った。

写真２　発電プラントの外観

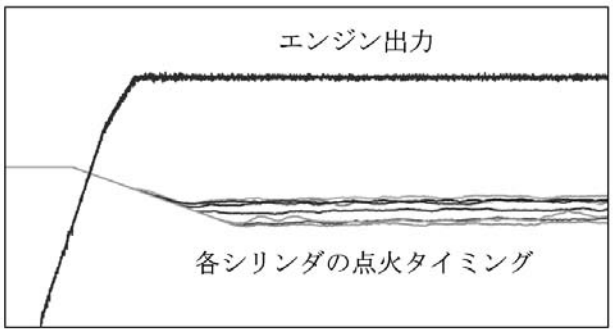


図20　ノッキング制御の様相

3.4.6　コージェネ対応

グリーンガスエンジンでは発電効率を重視した標準モードと熱利用を重視したコージェネモードを準備している。コージェネモードの発電効率は標準モードより若干低いが排熱をより多く利用できるよう配慮している。

ガスエンジンは発電重視のプラントであるが，熱を特に重視する顧客に対しては既に市場投入しているガスタービン（「グリーンガスタービン」と呼称）との組み合わせによる対応を考えている。図21に当社「グリーンガスタービン」と「グリーンガスエンジン」とのラインアップを示す。

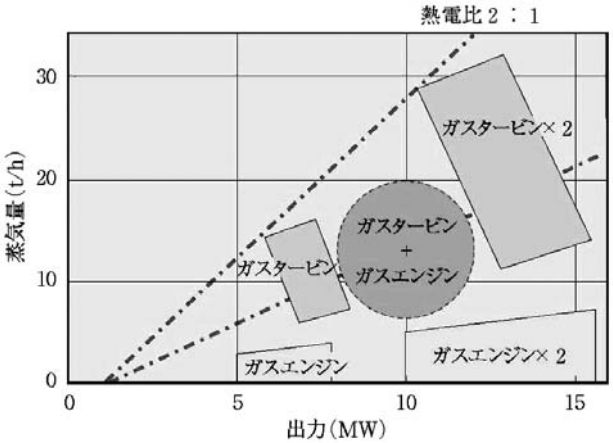


図21　「グリーンガスタービン」と「グリーンガスエンジン」とのラインアップ

４．おわりに

ガスエンジンの高効率化のためエンジンメーカ各社で様々な取り組みがなされている。当社も地球温暖化防止に向け，ガスエンジンの更なる高効率化を目指す活動を継続していきたい。

参考文献

(1)　桜井，杉本，徳岡，野中，橋本：“世界最高の発電効率と環境性能を達成　－カワサキグリーンガスエンジン－”，川崎重工技報，No.167,pp.6-11（2008）

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

プラズマ溶射TBCのランプリングしたTGO層中の局所応力分布

Local Stress Distribution of Rumpled TGO Layer in Air Plasma Sprayed Thermal Barrier Coating

田中　誠*1　TANAKA Makoto
香川　豊*1　KAGAWA Yutaka

ABSTRACT

Local stress distribution of rumpled thermally grown oxide (TGO) layer in air plasma sprayed thermal barrier coating has been measured using Cr^{3+} luminescence spectroscopy. The stress distribution in a polished transverse section of heat-exposed TBC material is successfully measured considering free surface effect as correlation factor. Near TBC layer, the stress is lower than that near the bond coat layer. The distribution also shows dependence of concave and convex shapes. The experimental result suggests that the stress distribution within a thin TGO layer should be considered to understand the effect of undulation behavior in TGO layer.

Key Words：Thermal barrier coatings, Stress measurement, TGO, Luminescence spectroscopy

1．緒言

熱遮蔽コーティング（TBCs：Thermal Barrier Coatings，以下TBCsと記す）は，超合金基材を高温燃焼環境下から保護する目的としてガスタービンの構成部材には欠かせないものである[(1)-(3)]。実際の使用条件で，TBCsは高温環境下で使用されるため，様々な種類の損傷や劣化が生じる。この内で，TBC層とボンドコート層の間にAl_2O_3を主成分とするTGO（Thermally Grown Oxide）層が生成するとTGO層に凹凸を生じるランプリング現象が生じるとともに，TGO層とボンドコート層間の熱膨張係数の差を緩和するために，材料中に熱応力が発生する[(1)-(3)]。この現象により，TBC層とTGO層あるいはTGO層とボンドコート層の界面近傍に大きな局部的ひずみが発生し，発生したひずみが微視破壊を引き起こす要因になることが知られている[(1)-(3)]。

ランプリングを生じたTGO層及びその近傍の応力に関しては有限要素法を用いた解析などが行われている[(4),(5)]。しかし，これらの解析では解析に用いる材料中の不均一性や材料特性が必ずしも現実的とは考えられない場合が多い。したがって，凹凸を生じたTGO中の応力分布を実験的に求めることは重要であると考えられる。

TGO層の応力測定方法として，多結晶Al_2O_3を主成分とするTGO層に含まれるCrから発光する蛍光スペクトルを用いた手法は，大気中，非接触で非破壊測定が可能である[(6)-(8)]。蛍光分光法を用いればTBC層がコーティングされたままの状態により非破壊で応力を測定することができる。実際に，この手法はTGO層の局所的な応力を実験的に測定することにも利用されている[(9),(10)]。本論文では，プラズマ溶射TBCsのTGO層の局所応力分布を蛍光分光法を用いて求め，ランプリングが生じた部分での応力分布を明らかにすることを目的とした。

2．実験方法

2.1　TBC材料

川崎重工業㈱において大気中プラズマ溶射法によって作製された材料を用いた。TBC層は8 mass%Y_2O_3-ZrO_2であり，厚さは～250 μmである。ボンドコート層は厚さ～150 μmであり，減圧プラズマ溶射法にて22-Co，17-Cr，12.5-Al，0.6-Y，残りはNi（mass%）をコーティングしたものである。基材には厚さ≈3 mmのInconel 738LCを用いた。基材の化学組成（mass%）は16-Cr，8.5-Co，3.5-Al，3.5-Ti，残りはNiである。

この材料を，10×10×3.5mmに切断し，高純度Al_2O_3板上に置き，大気中1150℃で熱暴露を行った。昇温速度は5℃/minとし，1150℃でt_h=100h熱暴露後，炉内にて室温まで≈13.5ksの間冷却を行った。熱暴露前後の組織観察及び次節で述べる応力測定のためにTBC材料をエ

原稿受付　2009年1月26日
＊1　東京大学先端科学技術研究センター
〒153-8904　東京都目黒区駒場4－6－1

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

ポキシ樹脂に埋め込み，板厚方向の断面を0.5μmのダイヤモンドペーストまで研磨した。

2.2　TGO層の応力測定

TGO層の応力測定には，図1に示す応力測定用に設計された顕微レーザー蛍光分光システムを用いて室温（20℃）にて行った。分光システムは，焦点面であるTGO層から発光した蛍光を対物レンズにより集光し，対物レンズの焦点位置の光のみがアパーチャを通過する共焦点方式の集光系を採用している。本実験では，100倍の対物レンズ及び直径50μmのアパーチャを用いたことにより，直径≈2μmの空間分解能となる。分光にはエシェル型分光器を用いた。励起に用いたレーザーは波長532nm，出力100mWのグリーンレーザーであり，試料に用いたTBC層表面での照射部分の直径は≈1μmである。レーザーの照射方向はTGO層の膜厚方向に垂直な方向とした（y方向：図2参照）。測定は，TGO層内のTBC層及びボンドコート層の界面近傍に沿って測定した。測定した波数範囲は14363～14449cm^{-1}であり，波長に換算すると692～696nmに相当する。この波数領域で分光装置の波数分解能は0.2cm^{-1}なので，応力に換算すると≈26MPaに相当する。

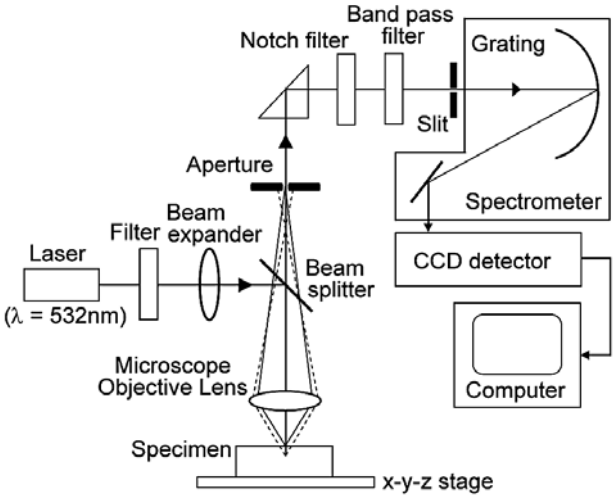


図1　Confocal type micro-focus laser luminescence spectroscopy system.

得られた蛍光スペクトルから日本分光製のスペクトルマネージャーソフトウェアを用いてR2ピーク波数を求めた。測定したTGO層のCr^{3+}蛍光スペクトルのR2ピークシフト$\Delta\nu$は，応力σ_{tgo}との間に直線関係が成立することが知られている[6]。このとき，$\Delta\nu$とσ_{tgo}の関係は，

$$\Delta\nu = \Pi_{ij}\,\sigma_{tgo} \tag{1}$$

で与えられる。ここで，Π_{ij}は三軸の応力状態であるTGO層に対するピエゾスペクトロスコピック定数である。熱暴露により生成したTGO層は，微量のCr（<0.5 mass%）を含む多結晶Al_2O_3で等方性材料であると仮定すると，Π=7.61cm^{-1}/GPaである[11]。なお，TGO層の蛍光スペクトルの測定条件と同一の条件下で標準試料としたルビー（Cr含有量：0.2mass%）の蛍光スペクトルを測定し，得られたR2ピーク位置を応力がゼロとして応力への換算を行った。

TGO層の応力成分のx，y及びz軸座標を図2に示すように定義した。試料端部では応力緩和が生じるため，蛍光分光法により自由端から測定するTGO層の応力とR2ピークシフト$\Delta\nu$の関係は，

$$\Delta\nu = \Pi(1-\Omega)\,\bar{\sigma}_{tgo} \tag{2}$$

で表わされると考えることができる。ここで，$\bar{\sigma}_{tgo}$はTGO層中の三軸応力の平均応力（σ^x_{tgo}，σ^y_{tgo}，σ^z_{tgo}の平均値）であり，Ωは端面近傍での応力特異性を考慮するための補正係数である。試料端部でレーザーを膜厚方向（z方向）に照射してTBC層を透過させてTGO層からの蛍光スペクトルを測定した。対物レンズを5倍，アパーチャ直径は200μmとした。端部から端面に垂直な方向に100μm間隔で試料ステージを移動させて測定した。

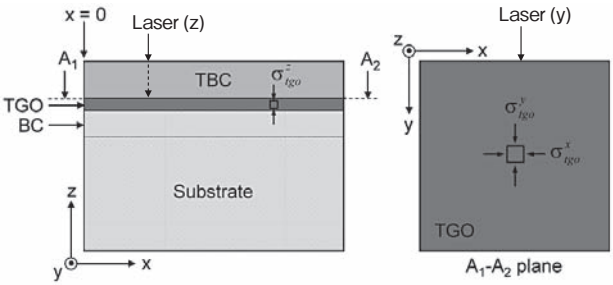


図2　Definition of x-y-z coordinates and stress components: σ^x_{tgo}, σ^y_{tgo}, and σ^z_{tgo}.

3．実験結果及び考察

図3に熱暴露前後のTBC層の断面の光学顕微鏡写真例を示す。TBC層内ではコーティングした後に観察されたスプラット間のクラック及び気孔が減少している。また，TGO層の生成も明瞭に観察される。図4にTGO層及び標準試料としたルビーから得られた蛍光スペクトルの代表例を示す。TGO層から得られたスペクトルのピークは，標準試料に比較して低波数側にシフトしている。このことより，TGO層には圧縮応力が働いていることがわかる。また，標準試料及びTGO層のR2ピークの半

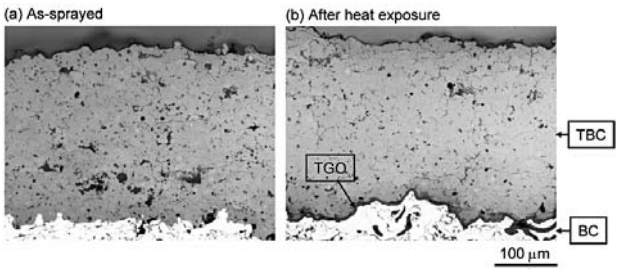


図3　Polished transverse sections of TBC specimen: (a) as-sprayed, (b) after heat exposure.

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

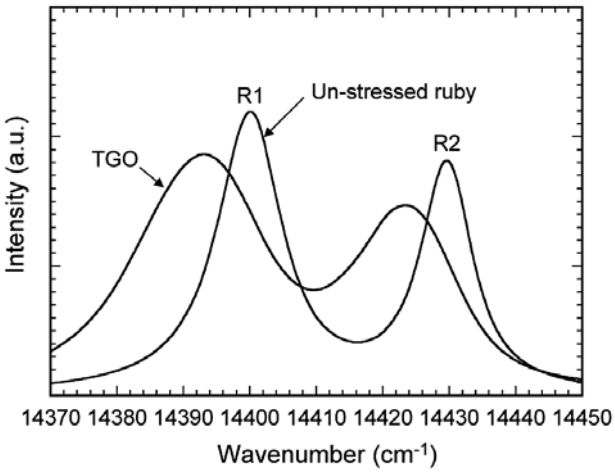


図4 Luminescence spectra from TGO layer (polished section) and un-stressed ruby.

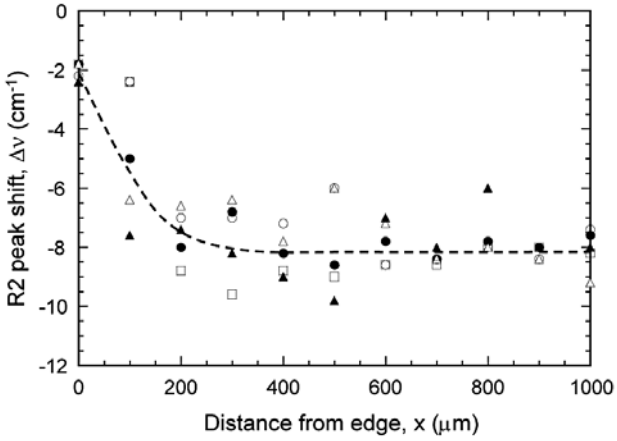


図5 Change of luminescence R2 peak shift measured through TBC layer with a distance from free cut edge.

値幅はそれぞれ7.8cm^{-1}及び11.6cm^{-1}であり，標準試料に比べTGO層のスペクトルの方が大きいことがわかる。測定領域内における応力の勾配が増加するにつれてピークの半値幅が増加することが知られており[7],[12]，本実験での空間分解能≈2 μmの空間内で標準試料よりもTGO層の方が応力の勾配が大きいと考えることができる。

試料端部近傍でのR2ピークシフトを図5に示す。試料端部近傍ではR2ピークシフトが減少する現象が見られた。端部効果による応力緩和が生じた領域は端部から～300 μmの領域であることがわかる。R2ピークシフト量は試料端部において≈－2 cm^{-1}を示し，端部から十分離れた領域では≈－8 cm^{-1}を示した。これより試料断面の自由端からの応力測定時に用いる式(2)中の補正係数は Ω=0.75とした。

図6にTGO層の局所的な応力分布とその測定箇所を示す。TGO層の応力はTBC層側で0.3～2.5GPa，ボンドコート層側で1.0～3.2GPaの範囲の圧縮応力を示し，TGO層の凹凸とともに周期的に変化する傾向を示している。また，TBC層側とボンドコート層側では異なる応力値を示し，すべての場所においてボンドコート層側

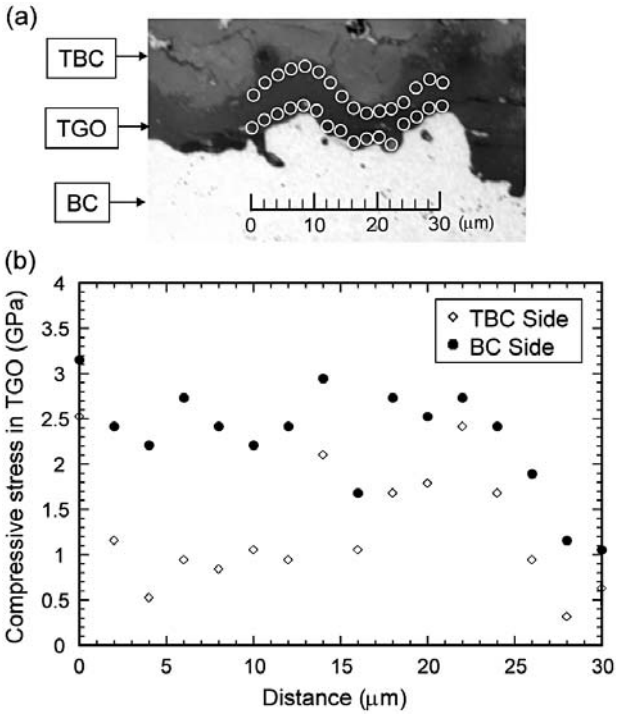


図6 A typical example of stress distribution in TGO layer of heat-exposed specimen on cross section (x-z plane). Circles in photograph indicate measured location.

の方が相対的に大きい圧縮の応力値を示した。TBC層の熱膨張係数は α_{tbc} ≈11×10^{-6}/℃，TGO層の熱膨張係数は α_{tgo} ≈8 ×10^{-6}/℃であり，ボンドコート層の熱膨張係数は α_{bc} ≈15×10^{-6}/℃である[9]。したがって，TBC層とTGO層間の熱膨張係数の差は $\alpha_{tbc}-\alpha_{tgo}$ ≈3 ×10^{-6}/℃であり，TGO層とボンドコート層の差は $\alpha_{bc}-\alpha_{tgo}$ ≈7 ×10^{-6}/℃である。この結果から，TBC層とTGO層間の熱膨張係数の差はTGO層とボンドコート層間の熱膨張係数の差より小さいためにTBC層側とボンドコート層側で異なる応力値を示したことが考えられる。

有限要素法を用いたTGO層が下に凸の形で変形している部分のTGO層の面内方向の応力解析によると，室温において，変形部分のTGO層の面内圧縮応力は平滑な形態部分に比較して小さい値を示し，下に凸の谷部ではボンドコート層側よりもTBC層側の圧縮応力が大きくなる傾向を示すことが報告されている[4]。また，同様な変形部分での膜厚方向の応力解析によると，変形部分の山部から谷部にかけて引張応力が働き，谷部ではTBC層側で～1 GPaを示し，ボンドコート層側で～400MPaの引張応力を示すことが報告されている[5]。本実験結果では，図6の距離30 μmの位置から谷部に近づくにつれTGO層の圧縮応力がTBC層側及びボンドコート層側ともに増加していることがわかる。また，距離ゼロの位置から山部に近づくにつれTGO層の圧縮応力はTBC層側及びボンドコート層側ともに減少している。本実験の結果より，TGO層の応力はTGO層の面内変形形状に伴う不均一性を示すことが明らかとなった。

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

TGO層中の応力は，冷却過程において生じる熱応力が大部分を占めると考えられている。曲げの影響を無視すると，各層が完全に接着している場合の面内方向のTGO層の熱応力は，平面ひずみ状態で次式のように表わせる[13]。

$$\sigma_{tgo}^{T} = \frac{E_{tgo}^{*}\Delta T[E_{tbc}^{*}h_{tbc}(\alpha_{tbc}^{*}-\alpha_{tgo}^{*})+E_{s}^{*}h_{s}(\alpha_{s}^{*}-\alpha_{tgo}^{*})]}{E_{tbc}^{*}h_{tbc}+E_{tgo}^{*}h_{tgo}+E_{s}^{*}h_{s}} \quad (3)$$

ここで，ΔTは材料に熱応力が発生する温度差（ΔT=−1125℃），α^{*}は熱膨張係数，hは厚さ，E^{*}はヤング率であり，$E^{*}=E/(1-\nu^{2})$，$\alpha^{*}=(1+\nu)\alpha$で表わされる。なお，νはポアソン比であり，計算に用いたTBC層の材料定数はE_{tbc}=12GPa，$\alpha_{tbc}=11\times10^{-6}$/℃及び$\nu_{tbc}$=0.2，TGO層は$E_{tgo}$=380GPa，$\alpha_{tgo}=8\times10^{-6}$/℃及び$\nu_{tgo}$=0.2，基材は$E_{s}$=200GPa，$\alpha_{s}=15\times10^{-6}$/℃及び$\nu_{s}$=0.3である。各層及び基材の厚さは実験時の条件と同じh_{tbc}=250 μm，h_{tgo}=9 μm及びh_{s}=3 mmとした。

実験で得られたTGO層の平均応力は最大で3.3GPaであり，式(3)から得られた熱応力は4.3GPaである。式(3)から得られる応力はTGO層の面内応力$\sigma_{tgo}^{x,y}$であり，実験から得られる応力は平均応力$\bar{\sigma}_{tgo}=(\sigma_{tgo}^{x}+\sigma_{tgo}^{y}+\sigma_{tgo}^{z})/3$である。したがって，TGO層の変形に伴いTGO層の応力は，面内応力のみならず膜厚方向の応力も変化すると考えることができる。

4．結論

(1)自由端面からの蛍光分光法を用いたTGO層の応力測定は，TGO層中の平均応力分布を求めるのに有効である。この場合には，自由端の影響を考慮した補正係数を測定する装置及び材料系で決定する必要がある。

(2)TGO層の局所的な応力は，各層の熱膨張の差による熱応力だけではなく，TGO層の変形幾何学形態及びTGO層近傍のTBC層内のクラックなどの微細組織変化に強く依存し，これらに伴う応力の不均一性を示している。ランプリングを生じたTGO層中の応力分布を議論する場合には注意が必要である。

参考文献

(1) Padture N.P., Gell M., Jordan. E.H., Science, 296 (2002), p. 280.
(2) Clarke D.R., Levi C.G., Annu. Rev. Mater. Res., 33 (2003), p. 383.
(3) Evans A.G., Mumm D.R., Hutchinson J.W., Meier G.H., Pettit F.S., Prog. Mater. Sci., 46 (2001), p. 505.
(4) Karlsson A.M., Evans A.G., Acta Mater., 49 (2001), p. 1793.
(5) Busso E.P., Wright L., Evans H.E., McCartney L.N., Saunders S.R.J., Osgerby S., Nunn J., Acta Mater., 55 (2007), p. 1491.
(6) Christensen R.J., Lipkin D.M., Clarke D.R., Appl. Phys. Lett., 69 (1996), p. 3754.
(7) Selçuk A., Atkinson A., Acta Mater., 51 (2003) p. 535.
(8) Tanaka M., Hasegawa M., Kagawa Y., Mater. Trans., 47 (2006) p. 2512.
(9) Tomimatsu T., Zhu S.J., Kagawa Y., Acta Mater., 51 (2003), p. 2397.
(10) Selçuk A., Atkinson A., Mater. High Temp., 20 (2003), p. 487.
(11) He J., Clarke D.R., J. Am. Ceram. Soc., 78 (1995), p. 1347.
(12) Peng X., Clarke D.R., J. Am. Ceram. Soc., 83 (2000) p. 1165.
(13) Kim S.S., Liu Y.F., Kagawa Y., Acta Mater., 55 (2007), p. 3771.

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

技術論文

ガスタービン燃焼器の低エミッション化に関する研究（燃焼条件の最適化と燃焼特性に関する考察）

Study on Low Emission Combustor for Gas Turbine (Optimization of Combustion Characteristics for Minimum Emission)

岩井　保憲[*1]　IWAI Yasunori
前田　福夫[*2]　MAEDA Fukuo
山田　正彦[*1]　YAMADA Masahiko
太田　正廣[*3]　OTA Masahiro

ABSTRACT

In order to meet the demands for stringent NOx regulations for gas turbine, the refined design of Dry Low Emission (DLE) combustor with lean premixed flames have been required. In this paper, the experimental and numerical studies were conducted to establish combustion design criteria for minimizing NOx, CO emissions from DLE combustor. The relations between instability limit of lean premixed flames and emission characteristics of DLE combustor were presented, and a concept for perfect premixed combustion is suggested.

Key Words：Gas Turbine, Lean Premixed Combustion, Emission, Combustion Instability

1．緒言

近年，ガスタービン燃焼器に蒸気，水噴射法[(1)]に替わり，希薄予混合燃焼法を適用したDLEC（Dry Low Emission Combustor）が開発され，大幅なNOx低減が実現されつつある[(2)~(5)]。一方で希薄予混合燃焼法は逆火の発生や燃焼振動の増大[(6)]，燃焼効率の低下及び燃焼不安定性の増大等を伴い易い問題点があり，これらは主に燃焼実験により，燃焼器形状や燃料ステージングによる火炎の複数化及び燃焼条件の最適化等の工夫により検証，評価され改善されてきた。しかし現状，DLECで達成されているNOx，CO排出レベルは，理論や基礎研究等から予測されるその排出レベル（Minimum Emission）にまで至っていない状況にある。また他方でガスタービンの高温，高圧化によるNOxの増加傾向や厳しくなる環境規制への対応等今後の環境の本質的な保全対策の必要性を考えるとNOx等排出レベルの最少化は必須と考えられる。そのため筆者らは，複数の供試燃焼器（DLEC）を用いて多段予混合燃焼時の排ガス特性[(7)]，吹消えや燃焼不安定特性[(8)]について検証し，Minimum Emission化の可能性評価を試みた。

以上の観点より本研究は，DLECの更なるMinimum Emission化を目的とし，そのために必須となる完全予混合燃焼化の条件，それに伴う排ガス特性及び吹消えや燃焼不安定特性と燃焼条件の相互関係に注目し，燃焼の最適化に関する設計指針を得るため再評価を行った。以下にその成果を報告する。

原稿受付　2007年11月１日
再原稿受付　2008年１月21日
校閲完了　2009年１月16日
＊１　㈱東芝
〒230-0045　横浜市鶴見区広末町２－４
＊２　元㈱東芝　首都大
＊３　首都大

2．供試燃焼器および試験方法

2.1　供試燃焼器の構成と仕様

評価に用いた缶型供試燃焼器（Model-A，C）の構成，仕様をそれぞれ図１，表１に示す。Model-Aは上流よりRegion-1，2，3で構成されRegion-1はパイロット火炎用の拡散燃料Gfd，空気Gadがそれぞれ燃料ノズル，スワラより流入する。Region-2は燃焼用空気Gam又は予混合ガスGam＋Gfmが軸方向３列，周方向８個，計24の噴射口より燃焼器内に流入混合する。Region-3は４個の噴射口より希釈空気Galが流入する。又Region-1，2，3の燃焼器壁面からはフィルム冷却空気がスロット冷却

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

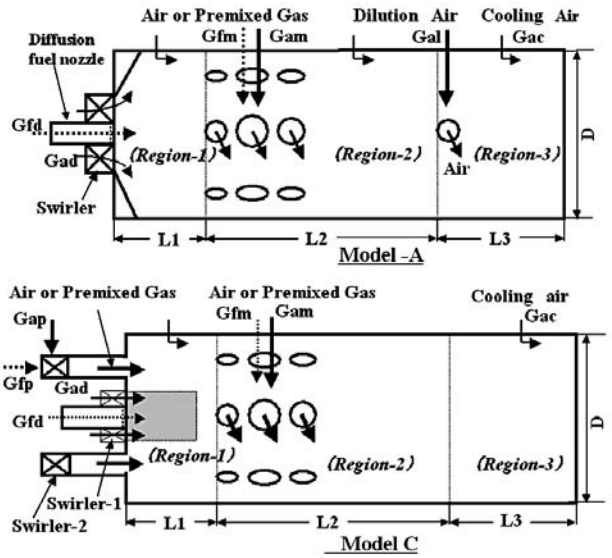


図１　供試燃焼器の構成と空気，燃料の流れ

表１　供試燃焼器の仕様

Specifications (mm)	Combustor model	
	Model-A	Model-C
D:Inner diameter	360	360
L:Combustor length	930	930
L1 : (Region-1)	170	170
L2 : (Region-2)	510	760
L3 : (Region-3)	250	0

構造等を経由して燃焼器内に供給される。Model-CはModel-Aとほぼ同形状であるがRegion-1においてパイロット予混合ガスGfp+Gapをスワラ２から供給する機構が追加されている。Region-3においては次節2.2で示す理由により希釈用空気が無く，少量のフィルム冷却空気がRegion-1，3に供給される。Model-A，C共に燃焼試験範囲における燃焼器圧力損失は約５％，滞留時間は約25msである。ここでModel-Cは，Model-Aの高温化対応を図ったモデルで図１，表１に示すように仕様，構造概念がほぼ同じであり，評価データの相互関係の簡明化を図るために選定したものである。

2.2　供試燃焼器の設計環境の特徴

Model-A，Cを含め高温化と希薄予混合化，更には完全予混合化に伴う特徴のひとつは，燃焼器内の状態量の均一化傾向である。その特徴の要因となる流量配分の変化傾向を図２に示す。横軸は燃焼器出口温度Tex，縦軸は燃焼ガス（Gt＝Ga＋Gf）に対する冷却空気の割合Gac/Gt，パラメータは当量比φmである。この図は高温化（Tex→大），希薄予混合化（φm→小）により，冷却空気Gac（リーク，希釈空気等含む）の減少する傾向を示したものである。又，図は高温化，希薄予混合化により燃焼器上流側における予混合燃焼用空気Gamが増大し，逆に下流側で流入する空気（Gac）が減少する

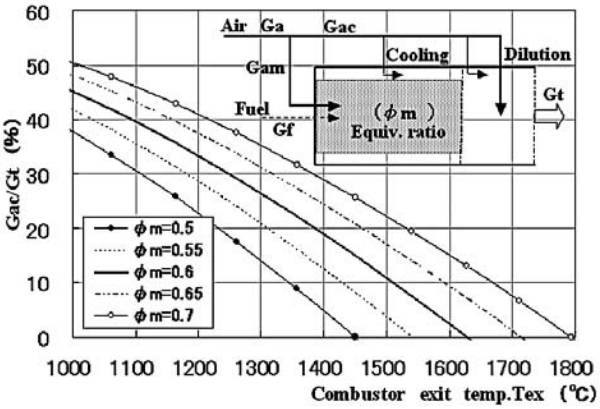


図２　高温化，低NOx化に伴う冷却空気の変化例

様子も示しており，燃焼器上流から下流にわたり，流量等が均一化する傾向がわかる。

2.3　試験方法

図３に燃焼試験装置を示す。供試燃焼器は試験装置内に実機とほぼ同じ条件で取り付けられ，表２，表３に示す試験条件に空気，燃料，水蒸気がそれぞれ制御，供給される。水蒸気は空気中の絶対湿度を変化させる場合

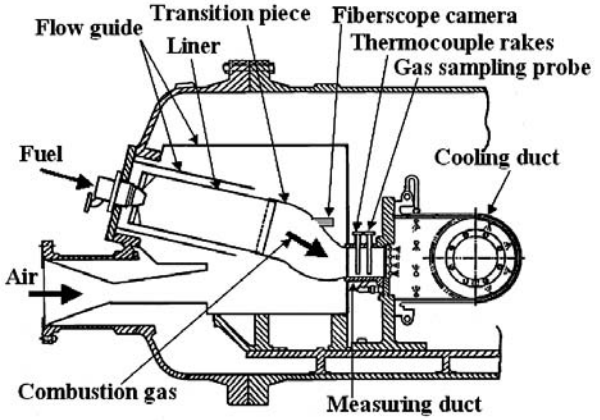


図３　燃焼試験装置

表２　試験条件(1)

Test conditions	Combustor model	
	Model-A	Model-C
Inlet air temp.　Ta(℃)	300～350	300～400
Inlet air press.　Pa(MPa)	0.8～1.2	0.8～1.2
Inlet air humidity ha(kg/kg)	～0.048	
Exit gas temp.　Tex(℃)	～1200	～1450
Typical fuel composition (Vol.%) (City gas 13A)	CH4	88.6
	C2H6	4.5
	C3H8	5.4
	C4H10	1.5
Fuel temp.	Room temp.	

表３　試験条件(2)

Exit temp. Tex (℃)	1260	1360	1430
Inlet air temp.　Ta (℃)	341	347	385
Absolute humidity, ha (kg/kg)	0.048	0.048	0.048
			0.033
		0.015	0.015

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

に空気に注入，混合して供給される。排ガス成分はサンプリングプローブよりガス分析計に導かれNO又はNO_2，CO，CO_2，THC，O_2が連続，自動計測される。燃焼振動は燃焼器に取り付けられた圧力センサーにより，また火炎の変化や不安定燃焼の発生等は尾筒に装着されたファイバースコープによりそれぞれ計測，観察できる。表２に示す試験条件の中で試験圧力PaはNOx，CO等の排ガス特性に対する圧力の影響を回避して評価パラメータの簡明化を図るため概略0.8～1.2MPaの範囲に設定している。表３に示す試験条件は，Model-C燃焼器を用いた火炎の吹消えや不安定燃焼発生条件の検証，評価時の設定条件である。温度（Tex）一定，又は湿度（ha）一定でそれぞれの影響を比較できる。条件の中ha=0.048kg/kgは大気温度40℃，相対湿度100％に対応する空気中の絶対湿度に相当する。

３．試験結果および考察

3.1　NOx，CO，THCの排出特性の予測

実験データとの比較，評価のためNOx，CO，THC排出特性の予測計算を行った。計算は，燃料CH_4と空気（大気圧15℃，60％相対湿度の組成）の完全予混合ガスを圧力1MPa，燃焼温度一定（但し対応する燃空比は混合気温度350℃で設定）で，ChemkinのPLUGにより，GRI-mechの反応機構[9]を用いて行った。図４にCO，THCの排出特性，図５にNOxの排出特性を示す。図４よりCOはその生成，消滅特性により燃焼温度が1,100℃未満の場合，燃焼器出口までの滞留時間に相当する$\tau \fallingdotseq 25$msにおいては残留COが予測される。更に滞留時間$\tau < 1$msにおける反応が完了したと仮定しても，燃焼温度が1,400℃未満の場合，それ以降の燃焼器内において，高濃度のCOが存在しており，複雑な流れや燃焼条件による反応凍結等によって残留COとして排出される可能性が伺える。又THCはCOに比較し反応速度が大きく1,000℃であっても$\tau \fallingdotseq 25$msにおいて残留はほとんど無いと予測されるが，COと同様の仮定をすると，1,100℃

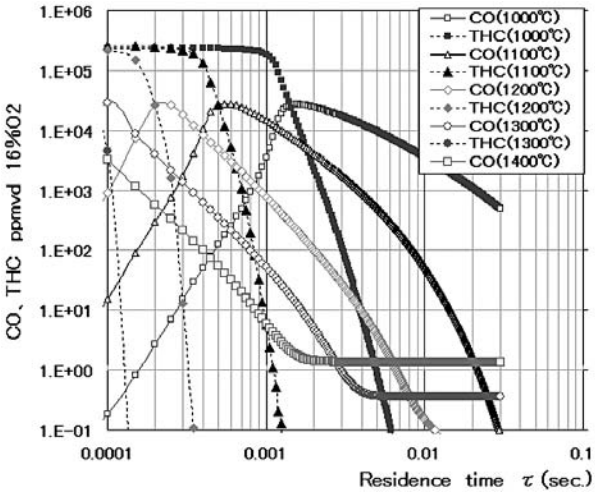


図４　CO，THC予測値

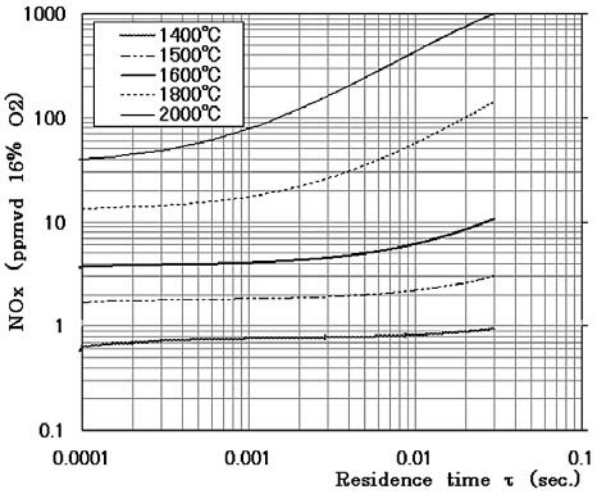


図５　NOx予測値

未満の場合は高濃度のTHCが残留しており，燃焼器出口で残留THCとして排出される可能性が伺える。図５からNOxの排出特性は，燃焼温度が1,600℃未満の場合，その排出レベル，滞留時間の影響，共に小さい。NOxの排出レベルは燃焼温度が支配的で，1,600℃を超える場合に排出レベル及び滞留時間の影響が共に実際の燃焼器においても大きくなることが予想される。

3.2　計測CO，THC，NOx排出特性の評価

供試燃焼器Model-A，Cは共に，低燃焼温度域（低負荷運転域）においては拡散燃料Gfd（図１参照）単独（又は主体）で運転され，燃焼温度（Tex）の上昇と共に予混合燃料（Gfm＋Gam），又は（(Gfp＋Gap)＋(Gfm＋Gam)）が供給され拡散及び予混合の併用燃焼状態になる。又温度上昇と共に予混合燃料割合が増加し，予混合燃焼が支配的となる。このような状態において排ガス特性は燃焼条件により大きく変化する。そこで排ガス特性と燃焼条件との対応，及び理論的な予測値との対応を図り，評価の簡明化を図るため，2.2で述べた燃焼域の均一化の傾向を考慮して以下の考え方（モデル）により計測値を比較，評価する。図１のModel-A，CにおいてRegion-1＋Region-2＋Region-3を完全予混合ガス反応器とみなし，その反応温度を実験時の燃焼器出口温度Texと対応させる。即ち燃焼温度Tex，滞留時間τexの予混合燃焼とみなす。このモデルによりCO，THC，NOx排ガス特性の評価を試みた結果を図６～図９に示す。先ず図６にModel-AのCO排出特性を示す。図中における計測値（Exp.）のパラメータは予混合燃料当量比ϕmで，ϕm＝０は拡散単独燃焼を示し，他は予混合燃焼との併用燃焼を示す。図６より拡散単独燃焼（ϕm＝０）の場合CO特性は低レベルで温度上昇と共に減少するが，Tex＞900℃において予混合燃料（Gfm+Gam）の供給開始に伴い急上昇し，温度上昇と共に予測カーブに沿って急減少している。このCO排出量の急上昇は，拡散単独の時のCO濃度を考慮するとその大部分は予混合

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

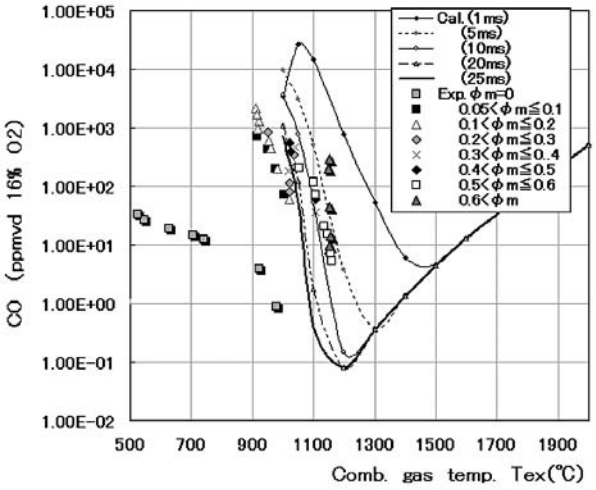


図６　CO 排出特性（Model-A）

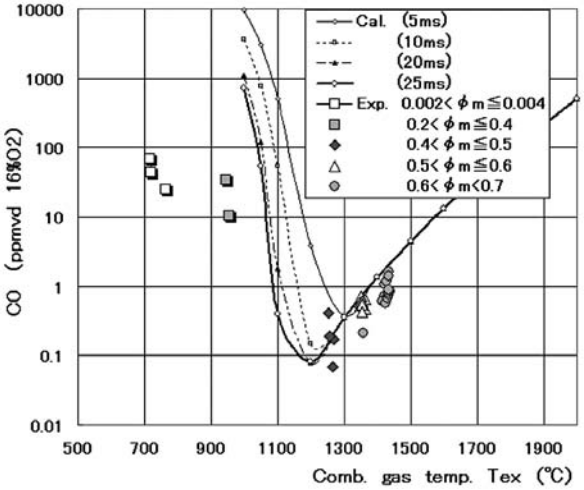


図８　CO 排出特性（Model-C）

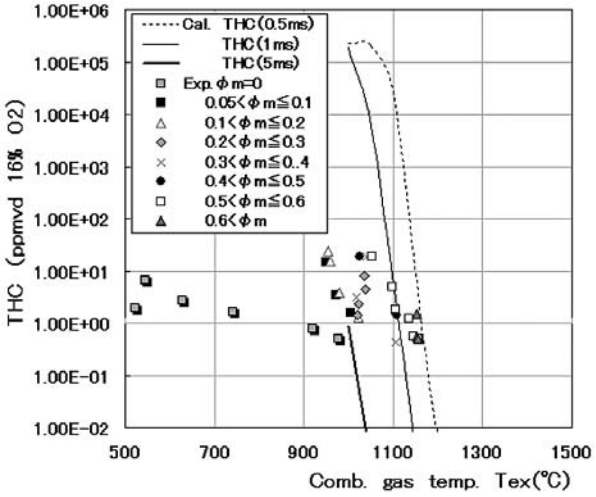


図７　THC 排出特性（Model-A）

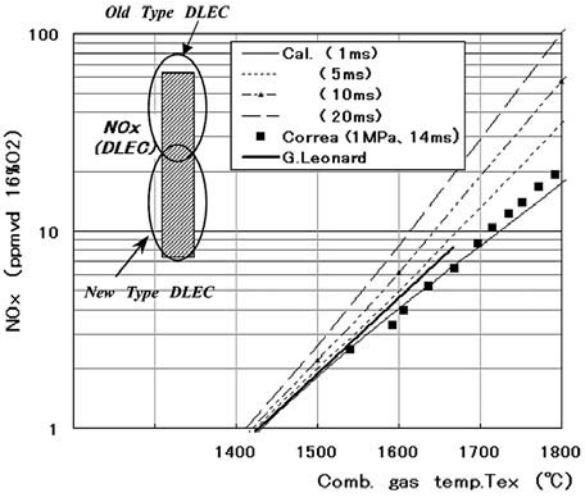


図９　NOx排出特性比較

燃焼に起因していると考えられる。又，予混合燃焼併用時のCOレベルは温度Texが同一の場合，当量比φmの大きい程，高レベルを示している。これは燃焼の最適化の観点からは空気配分変更によりCO低減が出来ることを示唆している。図７にTHC排出特性を示す。排出レベルはCOに比較して低いが同様の傾向を示している。図７でTex＞1,100℃においても低レベルの残留THCがあることは，図４の特性からは考え難く，前述の2.2で述べた冷却空気による反応凍結の可能性も推察される。又，図６に示す予混合燃焼併用時のCO排出にも同様の可能性が考えられる。図８にModel-CのCO排出特性を示す。図中Tex≒950℃における予混合燃焼併用時におけるCOレベルがModel-A（図６）の予混合併用燃焼時の場合に比較して著しく低いのは，パイロット予混合燃料（Gfp＋Gap）が拡散火炎の下流近傍領域で比較的高温で燃焼するよう多段燃焼化されていること，即ちステージングによる効果と考えられる。又，Tex＞1,200℃の領域におけるCO計測値は予測値に漸近するトレンドを示し，ほぼ平衡濃度を示している（Model-Cの滞留時間は約25ms）。

以上よりCO排出特性は図６，８から以下のように要約できる。燃焼温度Tex≒1,200℃近傍で最小値となり，Tex＜1,200℃では温度の影響を強く受け僅かな温度等の条件変化で大きく変動し，その変化傾向は予混合燃焼に対する予測特性トレンドに類似である。又この温度領域における排出濃度の低減にはステージング等が有効である。しかし，僅かな燃焼条件の変化でのCOの急増減は，燃焼効率を低下させ，燃焼を不安定化させる要因も示唆している。一方Tex＞1,200℃の領域では，燃焼温度のみで決まる平衡濃度トレンド（予測値）にほぼ類似の特性を示す。

次に図９に理論的に予測されるNOxレベルと希薄予混合燃焼の適用によりDLECによって達成されてきたNOx排出レベル例[7],[10]～[12]について示す。DLECの適用によるNOxレベルは図の左側にハッチングした帯で示したが，当初50ppmvd程度であったNOxも燃焼法の工夫により徐々に低減が進み，10ppmvd未満の例も報告されている。しかし図の右側に示した計算例，G.Leonard,

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

S.Correaの実験例[13]の最小NOxレベルまでには至っていない。報告例[10]～[12]でも明らかなようにこれらは主に拡散燃料の存在，予混合の不均一性，燃焼の不安定性等に起因していると考えられる。一方で目標の最小NOxレベルについては予測値と実験・評価結果[13]では滞留時間に若干の食い違いが見られる。又G.Leonard等[14]は，Texが1,630℃未満であれば実質上圧力，滞留時間の影響は無視可能としており，図中に示すように予測値より低レベルを示している。更にNOx生成の圧力依存性についても検討の必要性が指摘[15]されており，燃焼法の改善のみによって得られるこれらNOx排出レベルは，NOx削減のための設備の仕様や経済性を左右する重要な目安になると考えられ，今後の予測精度の向上が望まれる。

3.3 吹消え及び不安定燃焼の評価

図１に示す供試燃焼器の中で，より高温化と低NOx化対応（予混合燃焼割合が大）の図られているModel-Cについて，吹消え又は不安定燃焼（以後「吹消え等」と略記する）の発生条件を計測した。これら吹消え等の発生条件と前述3.2に示した排ガス特性との関連付け及び考察・評価を行う。図10，11に計測結果（試験条件は表３）を示す。以後「吹消え」は火炎が完全に消えた状態を，「不安定燃焼」は拡散燃料による火炎は存在しているが予混合火炎が変動し，ヘルムホルツ振動や気柱振動モードで経験される50～3000ヘルツ程度の燃焼振動とは異なり，更に低周波の圧力変動が観察されたり，予混合火炎が短時間で消火・着火を繰り返す状態を示す。これらはモニタ画面にて観察し，判断している。また，αdd，αpはそれぞれαdd＝Gfd/Ga，αp＝Gfp/Gaにて定義される。先ず図10，11より大気湿度一定の場合は燃焼温度Texが高い程安定燃焼域が拡大し（αdd，αpの減少に対応），燃焼温度Texが一定の場合は大気湿度haが高いほど不安定燃焼域が拡大（αdd，αpの増加に対応）していることがわかる。次に図12に拡散燃料単独燃焼時の吹消え燃空比（αdd）と図10，11に示した吹消え燃空比との関係を示す。図より拡散予混合燃焼併用時の吹消え特性は，拡散燃料単独燃焼時の特性と同等であり，併用燃焼の影響を受けないと推察される。更に図10，11における吹消え等の全計測点及びそのトレンドを，燃焼器内の燃焼条件と対応させるため，図１の供試燃焼器（Model-C）に対応した反応器モデル図13を仮定する。図中Region-1及びRegion-2，3は図１のそれらに対応する。Region-1は反応器p，dd，rcで構成され，それぞれパイロット予混合域，拡散燃焼域，循環域に対応し，dpがRegion-1全体の平均値を示す。同様にRegion-2，3は反応器m，exで構成され，exが燃焼器全体の平均値

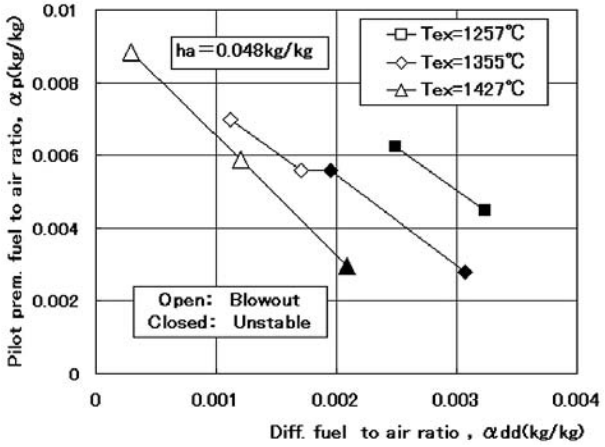


図10 吹消え等に対する燃焼温度Texの影響

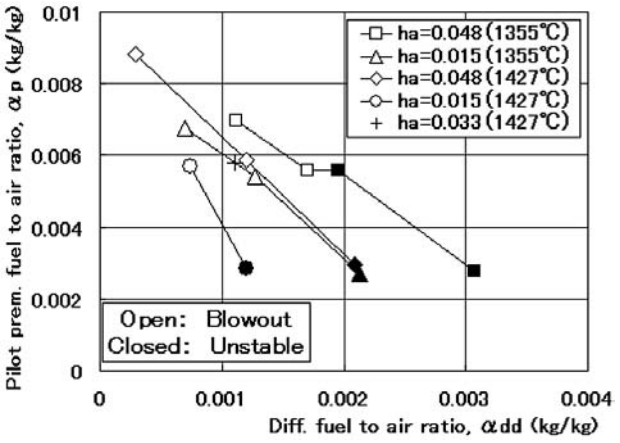


図11 吹消え等に対する湿度haの影響

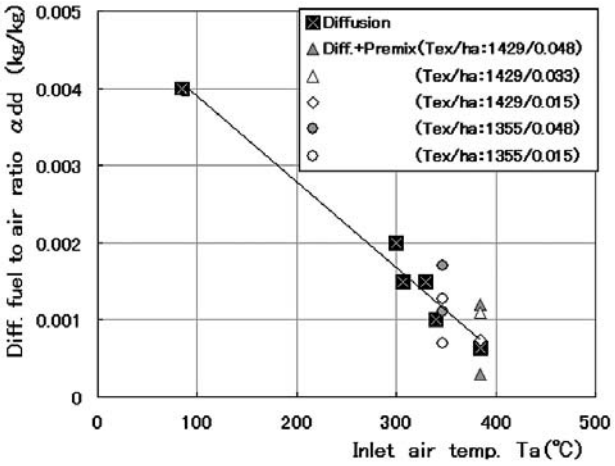


図12 吹消え燃空比

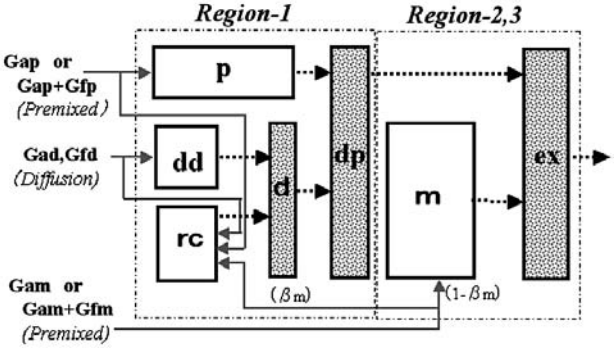


図13 Model-Cの反応器モデル

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

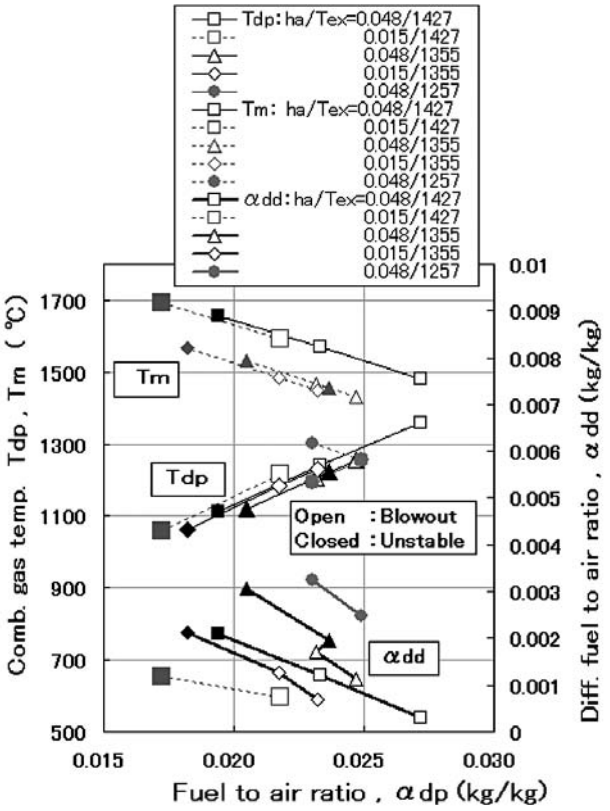


図14　吹消え等近傍におけるTdp，Tm，αdd比較

又は出口状態を示す。ここで反応器mに流入するGam＋Gfmはβm，1−βmの割合に分割され，βm割合がRegion-1の反応器rcに再循環すると仮定する。ここでβmは，図示していないが供試燃焼器の1/2スケールの水流可視化モデルを用いて，Gamに対応する噴流流れ観察結果から0.15に仮定した。この反応器モデルを用いてRegion-1の反応器dpに注目し，その燃空比αdpに対するTdp，Tm，αddのトレンドを求めた結果を図14に示す。尚，全ての反応器では完全燃焼すると仮定している。図中のTdp，Tm，αddの増減のトレンドは，燃焼温度Tex＝一定（又はGfd＋Gfp＋Gfm＝一定）の実験条件による。先ず燃焼温度Tdpに注目する。Tdpの減少傾向に伴い不安定燃焼は1,050～1,250℃の範囲で発生しており，図6に示したCO増大傾向等による不安定燃焼の発生温度範囲を含んでいる。逆にTdpが上昇する場合は安定傾向ではあるが，αddの減少が伴うため，図12に示す吹消え特性により適宜吹消え状態になると考えられる。又，反応器dpの下流にある反応器mの燃焼ガス（温度Tm）は，常に高温（Tm>Tdp）であるが，燃焼安定化には寄与しておらず，保炎領域を有しRegion-1を代表する反応器dpの燃焼ガス（温度Tdp＝1,050～1,250℃）が安定，不安定性を左右していると推察される。同様に，燃焼温度Tdpが不安定性に影響している例として大気湿度haとの関連について考察する。図14に示すTdpは，本来その燃空比αdpに対しては一本の線になる筈であるが表3の試験条件における空気温度Ta，

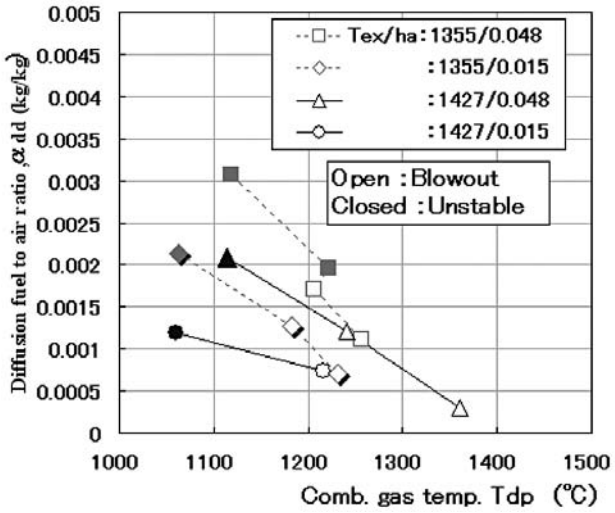


図15　拡散燃空比αddの減少傾向

空気湿度haの違いにより，燃空比αdpに対する燃焼温度Tdpが異なるため複数本になっている。この温度差は，図14に示すαdp燃空比で概略60℃（計算値）であるが，その影響は次の様に考えられる。先ず燃焼を不安定化させる燃焼温度（例えば1,050～1,250℃）があると仮定し，燃空比αdpの低下に伴い，最初にこの温度に到達する条件から不安定化すると考える。試験条件で燃焼温度は低い順にha/Tex＝0.048/1,257，0.048/1,355，0.048/1,427，0.015/1,355，0.015/1,427であり，図11，14に示す結果はこの温度順に不安定化している。即ち空気湿度haの不安定燃焼への影響はTdpへの温度変化に対応していると推察される。

次に完全予混合化（又は拡散燃空比αdd→O）の条件について考察する。図15に拡散燃空比αddとRegion-1の代表温度Tdpとの関係を示す。図14からも推察できるがTdp≒1,400℃でαdd≒0となる傾向が伺える。J.A.Lovett, N.Abuaf等[16]によるスワラ等各種保炎器を用いた希薄予混合燃焼時の吹消え燃焼温度としてほぼ同程度の温度1,370～1,480℃（計算値）が報告されている。反応温度が1,400℃を超える領域では，図4，6のCO，THCの反応，減衰の特性より，スワラ等保炎器により十分な滞留時間が確保されれば予混合燃料のみで燃焼可能と考えられる。以上より，安定燃焼と完全予混合燃焼化の可能性を示す温度（範囲）Tdp（>1,400℃），及びCOの急増により燃焼を不安定化する可能性のある温度（範囲）Tdp（<1,200℃）は，燃料や空気配分調整により設定又は回避可能な燃焼条件（範囲）であり，Minimum Emission化のための最適燃焼（設計）法を示唆する重要な指標と言える。

4．結論

DLECの高圧燃焼試験から得られた排ガス及び吹消え等の特性の相互関連について，Minimum Emission化の観点から評価，考察を行い，燃焼最適化のための設計指

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

針等について得られた主な知見を以下に示す。

(1)拡散，予混合併用燃焼時のCO排出濃度は燃焼温度Tex≒1,200℃近傍で極小となる傾向を示し，Tex＜1200℃では温度が低いほど大きく，僅かな温度等の条件変化で大きく変動する。又この領域においてはステージング等による燃焼条件の変化でCO濃度を大幅に低減できる。Tex＞1,200℃では，燃焼温度でほぼ決まる平衡濃度（計算値）特性に沿って増大する。全体として予混合併用燃焼時のCO排出濃度の燃焼温度に対する変化傾向は予混合燃焼の予測特性に類似の特性を示す

(2)拡散，予混合併用燃焼時において，大気絶対湿度の増大等，燃焼条件の変化によって燃焼が不安定化する場合がある。この不安定化する条件は例えばModel-C（図１）のRegion-1の平均温度（Tdp）が概略1,200℃未満の場合であり，CO排出濃度の急増する温度条件に相当する。

(3)拡散，予混合併用燃焼時（例えばModel-C）において，保炎領域又はその機能を担うRegion-1の平均温度Tdp＞1,400℃に設定することにより拡散燃料を無くし，完全予混合燃焼に移行できる可能性がある。

(4)上記(1)，(2)，(3)より，完全予混合化と不安定燃焼発生に関係する燃焼温度，即ち約1,400℃，1,200℃を指標にステージング，燃焼器形状等含め燃焼条件を最適化することによりDLECの更なるMin.Emission化が可能と推察される。

以上の知見は，限定された供試燃焼器や試験条件（≒１MPa）を前提に得られた結果であるが，理論的な予測特性とも類似，又は関連付けられており，一般的なMin.Emission化に向けた燃焼設計指針の一部として有用な結果と考えられる。一方で，燃焼振動等との関係が未解決であり，今後の検討が望まれる。

（注）本論分に掲載の商品の名称は，それぞれ各社が商標として使用している場合があります

参考文献

(1) G.L.Touchton,Influence of Gas Turbine Combustor Design and Operating Parameters on Effectiveness of NOx Suppression by Injected Steam and Water, Trans. of the ASME, 706/Vol.107,July, 1985

(2) J.C.Solt,J.Tuzson,Status of Low NOx Combustor Development, ASME-Paper 93-GT-270

(3) H. Okamoto, F. Maeda, Y. Iwai, M. Ito, T. Takahara, Development of Dry Low NOx Combustor for 1300℃ Class Heavy-Duty GasTurbine, 95-YOKOHAMA-IGTC-138

(4) L. B. Davis, Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines, 95-YOKOHAMA-IGTC-139, 1995

(5) D. W. Bahr, Gas Turbine Combustion and Emission Abatement Technology Current and Projected Status, IGTC-99 Kobe KS-3

(6) 塩田和則，山中矢，前田福夫，岩淵一徳，土屋利明，岡本正範，共鳴器による燃焼振動の低減法に関する研究（第２報，音響振動抑制の数値解析），機論（B編）71巻，706号，2005-6

(7) 前田福夫，岩井保憲，軸方向に複数の火炎配置を有するガスタービン用低NOx燃焼器の排ガス特性，日本ガスタービン学会誌 Vol.32，No.2，2004.3

(8) 前田福夫，岩井保憲，山田正彦，軸方向に複数の火炎配置を有するガスタービン用低NOx燃焼器の燃焼安定性，日本ガスタービン学会誌 Vol.32，No.2，2004.3

(9) http://www. me. berkley. edu. / gri-mech/

(10) K.J. Bauermeister, B.Schetter, K.D.Mohr, A 9.25 MW Industrial Gas Turbine with Extreme Low Dry NOx and CO Emissions, ASME Paper 93-GT-307, 1993

(11) J.D.Willis, I.J.Toon, T.Schweiger, Industrial RB211 Dry Low Emission Combustor, ASME Paper 93-GT-391, 1993

(12) L.B.Davis, Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbine, GER-3568F

(13) G. Leonard, S. Correa, NOx Formation in Premixed High Pressure Lean Methane Flames, 2nd ASME Fossil Fuel Combustion Symposium, New Orleans Jan.1990

(14) G.Leonard, J.Stegmaier, Development of an Aeroderivative Gas Turbine Dry Low Emission Combustion System, ASME-Paper, 93-GT-288

(15) 佐野妙子，NOxとその生成，日本ガスタービン学会誌，Vol.21，NO.82，1993

(16) J.A. Lovett, N.Abuaf, Emissions and Stability Characteristics of Flameholders for Lean-Premixed Combustion, ASME-Paper, 92-GT-120

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

技術論文

燃焼器カウル部流れの数値解析：重合格子法適用の妥当性と形状の最適設計

CFD Analysis of Complex Flows in Combustor Cowl Region: Validation of the Use of Overset Grid Method and Design Optimization.

三宅　慶明[*1]　MIYAKE Yoshiaki
牧田　光正[*2]　MAKIDA Mitsumasa
中村　直紀[*3]　NAKAMURA Naoki

ABSTRACT

The complex flow field in a combustor cowl region is analyzed numerically by using the Overset Grid Method. The computed profiles of the total pressure loss are compared with the corresponding experimental data obtained in the basic combustion tests in the Eco-engine national project. It is seen that their discrepancy is tolerable for practical applications, so that the application of the Overset Grid Method to the present complex flow field is validated. In addition, it is confirmed that the method provides a powerful tool for the parametric study in the optimization of the structure of the combustor cold flow field.

キーワード：燃焼器，カウル，CFD，重合格子，UPACS，試験，解析，設計，圧力損失，Combustor，Cowl，Computational Fluid Dynamics，Overset Grid，UPACS，Experiment，Analysis，Design，Total Pressure Loss

1．はじめに

ガスタービンエンジンの燃焼器の設計において，数値シミュレーション技術の向上・発展は著しい。しかし現状において，数値シミュレーションを実行する計算機の能力は，設計に利用するという観点からは，まだまだ非力である。

設計においては，迅速かつ確実に，その設計の適否を判断しやすい形式で出力する必要があるが，それは格子生成から本体の解析計算を経由し，ポスト処理までを含めた全工程として実現されなければならない。これらの工程の内，格子生成には通常多くの時間を要し，このため格子生成が容易である非構造格子が多くの汎用パッケージソフトにおいて利用可能となっている。

一般論として，非構造格子は構造格子に比べて解析計算時間は長く，必要なメモリ空間も大きい。しかし，現状ではそのデメリットに比べ，歪の少ない格子生成の困難さという構造格子のデメリットの方が上回っている。

近年，ロバスト設計という概念が広まり，一つの計算格子において非常に多くの境界条件で計算し，ロバストな意味での最適解（少しぐらい環境条件が変化しても性能低下が少ない解）を得ることが求められている。

従って，歪の少ない構造格子により複雑な形状の計算格子を生成することができれば，計算速度が早くメモリ資源が少なくて済む等のメリットがある点で，設計レベルにおいても構造格子計算が優位になる余地があると考えられる。

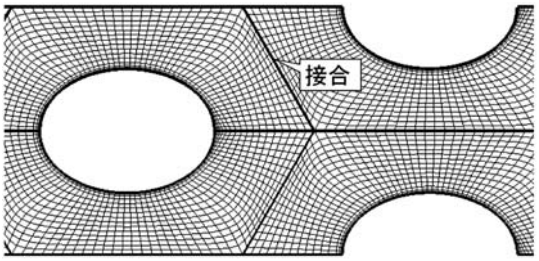
その対応策の一つとして，重合格子を用いる方法がある。ここではそのイメージを図１に示すのみとし，詳細は文献[(1),(2)]を参照いただきたい。

重合格子の場合，通常のマルチブロック構造格子（図１(a)）のように境界で格子を一致させる必要が無く，適度に領域を共有（図１(b)）することでブロック間の接続を行うことが可能である。このため格子生成上の制約が緩和され，歪が少なく数値計算誤差が少ない格子の生成が原理的には容易である。

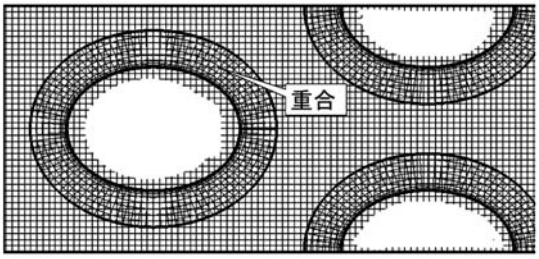
本報告では構造が複雑な燃焼器頭部のカウルを中心とした，燃焼器筒の外部流の大規模粘性流れ解析に重合格子法を適用し，数値計算結果と試験結果との比較を行う。

原稿受付　2008年９月29日
校閲完了　2009年１月27日
＊１　三菱重工業㈱　名古屋誘導推進システム製作所
〒485-8561　愛知県小牧市東田中1200番地
＊２　㈱宇宙航空研究開発機構　航空プログラムグループ
＊３　㈱エイ・エス・アイ総研　科学技術グループ

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.



(a)　マルチブロック構造格子



(b)　重合格子

図１　マルチブロック構造格子と重合格子の比較

なお解析対象の燃焼器は「環境適応型小型航空機用エンジン研究開発（第２期）」プロジェクト（以後　エコエンジン）において三菱重工業株式会社が開発した部分過濃型（RQL型とも言われる）の燃焼器[4]である。

また数値計算に用いたCFD解析ソルバは「独立行政法人宇宙航空研究開発機構研究開発本部」が開発したUPACS（Unified Platform for Aerospace Computational Simulation）[2],[3]である。UPACSは公開形式のCFD共通基盤プログラムであり，多重重合も可能な重合格子による数値解析計算機能を有している。また，自動的に格子ブロック間の重合の関係付けを行うことができる機能，およびその不良性の検査を行う機能を有しており，利便性が高い。

２．解析対象と研究目的

解析対象は，前述のエコエンジン燃焼器の燃焼器頭部のカウルを中心とした，燃焼筒外部の非燃焼領域（図２参照）の流れである。また，その目的はカウルと呼ばれる部品（図２参照）の形状を最適化することである。RQL型燃焼器の特徴は，一次燃焼域では流入空気を抑制して酸素不足な状態で燃焼させることでNOxの発生を抑制し，途中で急速に希釈空気を吹き込むことで一気に混合及び希薄燃焼させ，NOx発生を抑えたままタービンに送り出すことである。

以上を踏まえ，最適化の評価要素を最終的に以下に絞った。紙面都合上，導出の経緯は省略させていただく。

○　急速希釈用の流れの圧力損失を小さくする為には，図３に示すような全体に丸みを帯びたカウル形状とし，燃焼器の角を曲がる時の圧力損失を小さくした方が総合的にみて損失が小さいのか，

○　それとも図４に示すように殆ど平面カウル形状として燃焼器室への入口部空間を大きくしてダンプディフューズ効果を期待すべきか，

の選択を行うことである。

製造コストを考慮すれば平面カウル形状に優位性があるが，ここでは圧力損失特性に焦点を絞り検討する。

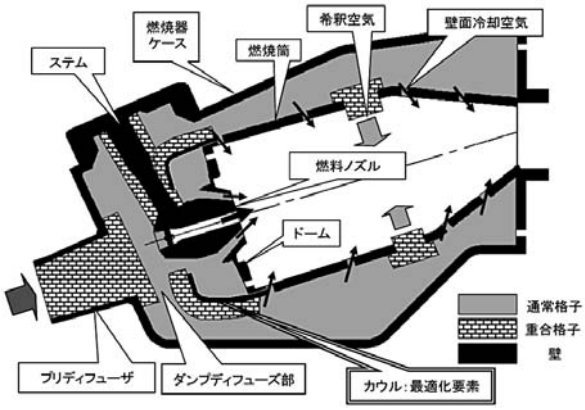


図２　エコンエジン燃焼器

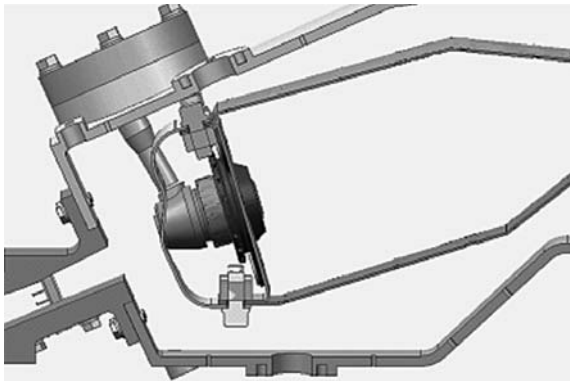


図３　曲面カウルタイプ燃焼器

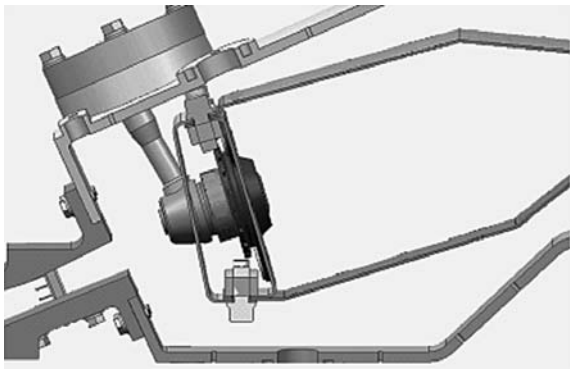


図４　平面カウルタイプ燃焼器

３．重合格子と流れ場

図５と図６にそれぞれの形状に対して生成した重合格子の３次元図を示す。なお，重合格子の規模は表１に示すとおりであり，約500の格子ブロックに分割し合計約1200～1500万の格子点を用いている。

UPACS標準の乱流モデルはSA（Spalart-Allmaras）モデル[5]であり，壁関数を用いないので，壁の計算格

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

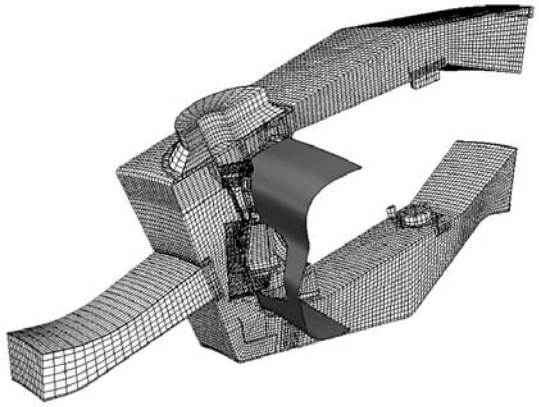


図５　曲面タイプ計算格子（25%間引き表示）

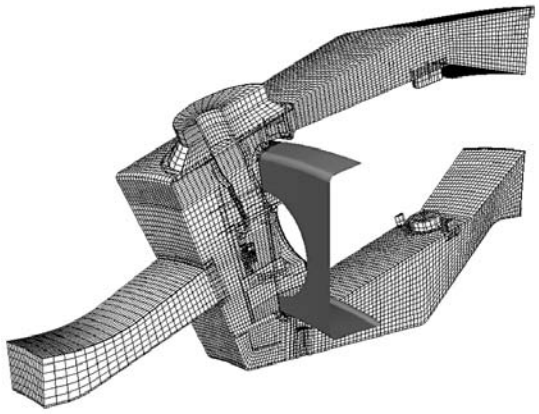


図６　平面タイプ計算格子（25%間引き表示）

表１　カウル部流れ解析重合格子規模

項目	曲面カウルタイプ	平面カウルタイプ
総格子点数	約１５００万点	約１２００万点
作成格子ブロック数	４９４	４２５
最適化後ブロック数	５４６	４７６
最大ブロック	約２２２万点	約２２２万点
最小ブロック	３０点	３０点
概要図	図５	図６

子厚みは粘性底層に届くようy+において10以下とした。ただし，その基準を適用したのは剥離の発生が重要であるとともに剥離位置が微妙な部位のみである。すなわち，プリディフューザの壁面と肩部の壁面である。壁面付近の非常に細かい格子と，他の部分の粗い格子の繋ぎは，重合格子を用いることで容易に行うことが出来た。

解析対象とするのは燃焼器入口から燃焼器筒にあけられた各種の孔に至るまでの非燃焼部分（以後カウル部と呼ぶ）の流れであり，その範囲での燃焼器の主要構成要素は上流から並べると以下である。（図２参照）

⑴プリディフューザ
⑵燃焼器ケース・ダンプディフューズ部
⑶カウル
⑷燃料ノズル
⑸燃焼器ドーム／燃焼筒
⑹燃焼筒上下の希釈空気孔／壁面冷却空気孔

高圧圧縮機を出た流れはプリディフューザで一部減速して圧力回復し，さらに燃焼器ケースに入ってダンプディフューズする。さらにカウルに衝突して，カウルの穴を通過して燃料ノズルへ入る流れと，カウルに塞き止められ上下に分かれて燃焼器筒と燃焼器ケースの間を流れる流れに大きく３分される。

後者の上下への流れは，その後各々燃焼器筒上の壁面冷却空気孔や希釈空気孔（以後希釈孔）を通過して，燃焼筒内部へ吹き込む流れとなる。

４．重合格子の構成法

本解析では多重重合格子を用いているが，接合格子による格子の構成が困難な部分のみに適用し，通常の格子構成法で作成可能な部分は接合格子により生成している。重合格子を用いた部分は数箇所あるが，ここではその構成方法の一端を紹介する。即ち，構成が単純な希釈孔部分（図２参照）の重合格子構成方法を，図７により解説する。

本計算では希釈孔付近の流れ場は希釈孔の出口までとし，出口境界として静圧を与えることとした。希釈孔の付近の流れを考えた時，孔の付近は急激な流れの変化があるので，希釈孔の上流（流入側）部分に燃焼器ライナ板厚の約５倍の厚さの円盤状の格子ブロック１層を追加し，流れの内部，希釈孔より少し離れたところで格子の接続（重合）を行っている。このため，希釈孔の格子は図７に示すように基本的には２層の円盤ないし円筒の格子ブロックで構成されている。

なお，燃料ノズルとドームの干渉部分はここで説明するには複雑であり割愛するが，ノズルを通すためにドームにあけた孔を表現する格子が２層から３層となっていることを除き，用いている手法・方針は同じである。

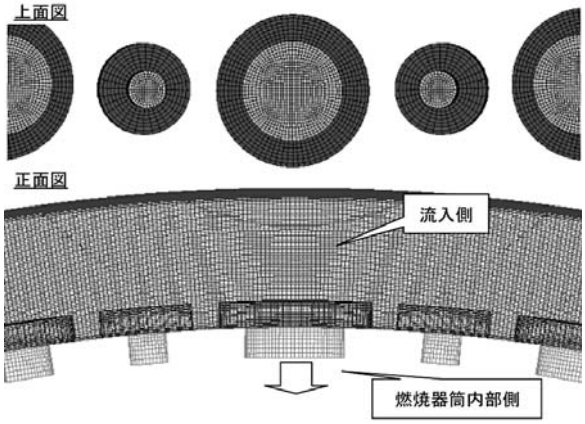


図７　希釈孔付近の重合格子の構成法

５．境界条件

UPACSの基本的な境界条件は，入口で総圧と総温を，出口で静圧を与えるというもっともシンプルなものであるが，今回の目的として所定の空気流量が流れた時の圧力損失を比較する必要があるため，燃料ノズル，冷却空

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

気，希釈空気など出口条件の流量を設計に合わせるように，出口静圧を計算の収束過程で調整した。

ただし，完全に一致するように調整するにはかなり計算時間を要するので，若干のずれは許容し，最終的には，修正流量を合わせるように計算結果を換算した値を用いて検証した。これは，実験値の検証の場合も同様である。

また，周方向に関しては，燃料ノズル１ピッチ分の格子（ケーキカットモデル）を作成し，周期境界条件を適用し，フルアニュラーとして計算した。なお，実験に供したモデルは燃料ノズル３ピッチ分のセクタータイプの燃焼器（図８）であり，数値シミュレーションの観点からは若干の相違がある。

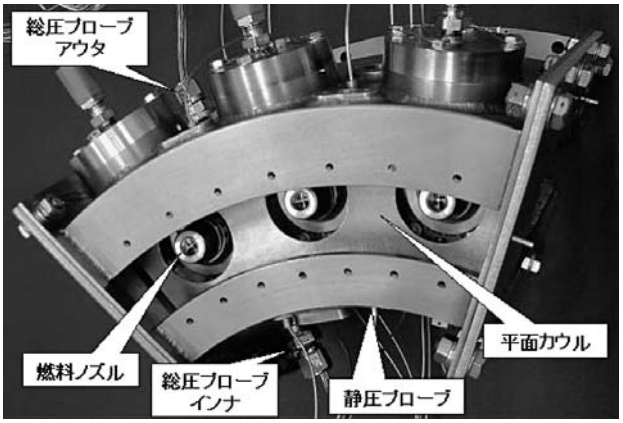


図９　NOx排出特性比較

６．CFD計算環境

CFD解析コードとしてUPACS（RANS解析）を用いた。計算機はJAXAの最新のシステムであるJSS（JAXA Super Computer System）（第一期）である。乱流モデルはUPACS標準装備のSAモデルである。SAモデルは１方程式モデルであり，計算量が少なくかつ計算の安定性がよい。

また，最新のJSSではJSSwans（JSS Web Access System）として，インターネット経由で外部から計算を投入したり，フロントエンド計算機で処理をしたりすることができる。宇宙航空研究開発機構調布宇宙センターまで出張することなく研究が可能であり，非常に便利なシステムである。

因みに，フラット並列計算でCore数：64を用いて計算した場合，収束（残差）：保存量～10e-9, SA変数～10e-4まで収束させるのに要する計算時間は約27時間程度であった。今回使用できたJSSは第一期（2008年４月）の状態（512Core）である。JSSのホームページ[6]によれば順次システムは拡張されてゆく計画（2009年４月に12032Core，120TFlops）となっており，今後が期待される。

７．数値解析結果

複雑形状の数値計算結果は非常に多くの情報を含んでおり，全容を示すには限りがある。従ってここでは，図12，図13に各カウル形状タイプの場合における総圧分布の図のみを示し，次の実験との比較検証の節において精密な検討を行うこととする。

両図ともエコエンジンの要素試験と同じ３セクタ分を示（図の視認性を考慮しノズルは１個のみ図示）したが，実際の計算は周期境界条件を用いて１セクタのみで実施している。また，これらの図における総圧値：PT（%）は，プリディフューザ入り口の総圧を100%としてスケーリングした値である。

いずれの場合も，プリディフューザから噴出した流れはカウルにほぼ垂直に衝突し，90度転向してカウルに沿って上下に吹き分かれてゆく。この後，流れはさらに希釈孔に向かって90度転向しなければならないが，平面カウル（図13）の場合，流れは肩部の屈曲に追随できず，カウルから剥離してさらにケースに衝突している。

一方，カウルから燃焼筒への屈曲部の曲率半径を可能な限り大きくとった曲面カウルタイプでは，ノズルのある位置を除き，比較的付着したままカウルから燃焼筒への屈曲部を通過する流れが得られた。これは曲面カウルタイプ案の意図するところとほぼ合致したものである。ただし，総圧損失の大部分はカウルに衝突した時点で発生しており，希釈孔出口における総圧損失に対する曲面カウルによる改善効果は予期したほどではない。

８．実験結果による検証

エコエンジンの試験においては，プリディフューザ部の総圧および燃焼器肩部を過ぎた辺りの総圧分布を，45度ベベルタイプの総圧レークプローブで壁面静圧とともに計測している。およその位置は図12，図13より読み取ることが出来る。アウタ側総圧レークはラジアル方向に総圧プローブ３本＋ケース側壁面静圧１口，インナ側総圧レークはラジアル方向に総圧プローブ５本＋ケース側壁面静圧１口で構成されている。

45度ベベルタイプの総圧計測精度は流れ方向とプローブの方向が20度ずれたとき，動圧の１％減程度であるが，この角度を超えると急激に悪化する。計算された流れは肩部においてかなり渦巻いており，以下の比較における数値計算による総圧値は，文献[7]に示された特性の総圧プローブとしての計測値を算出した値である。

結果を図９，図10に示す。インナ側は曲面カウルタイプ，平面カウルタイプともに実験値と数値計算結果が総圧分布，ケース壁面静圧のいずれも良く一致している。

即ち，総圧分布を見れば分かるように，平面カウルタイプでは燃焼器筒に近い側（半径Rが大きい側）での圧損が非常に大きく，剥離して偏った流れになっていることが確認された。

アウタ側は曲面カウルタイプで一部傾向の異なる結果となっているが，いずれのタイプも傾向としてはおよそ捉えているといえる。アウタ側は途中に燃料ノズルのス

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

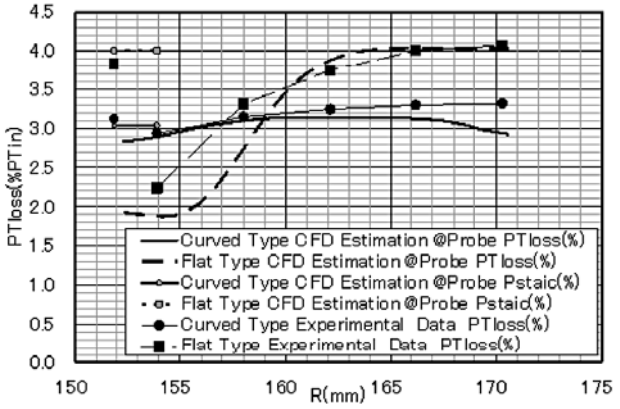


図９　インナ側肩部通路総圧分布比較（R：半径位置）

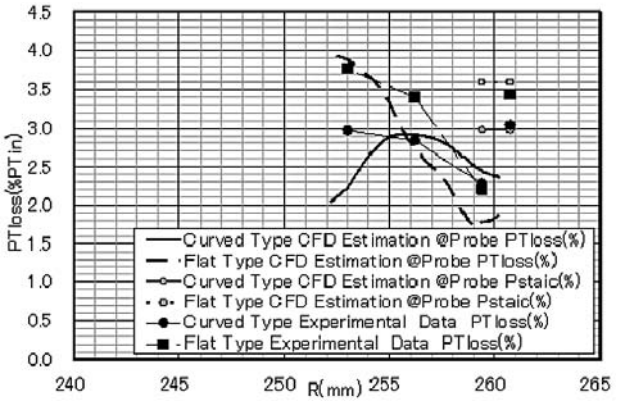


図10　アウタ側肩部通路総圧分布比較（R：半径位置）

テムがあり，これが流れを乱している。その部分での数値シミュレーション誤差がアウタ側での精度を低下させているものと思われる。

以上より，数値計算結果はほぼ信頼できる精度があると考えられる。この数値計算結果を用いて，試験での計測が困難な希釈孔における総圧損失（流量平均）を計算した結果を図11に示す。図中のバッフル付タイプに関しては次節で述べるのでここでは無視いただきたい。

アウタ側の希釈孔では，平面カウルタイプ，曲面カウルタイプいずれも３％程度の圧損を示し，大差なしとの判定となる。なおこの３％はプリディフューザ出口での

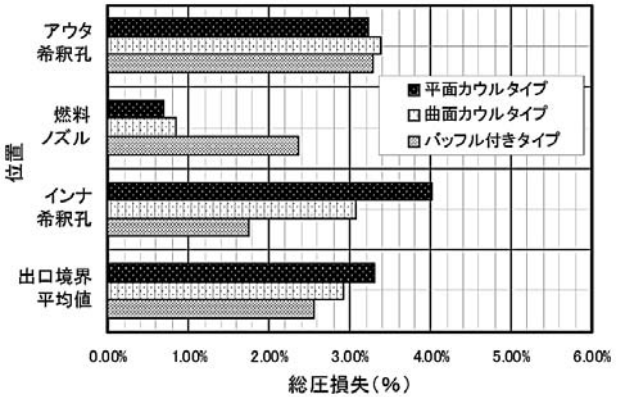


図11　数値計算による総圧損失比較評価

動圧を完全に喪失したことにほぼ相当している。

一方，インナ側では平面カウルタイプにおいて４％の圧損を示しており，ダンプディフューズ部で流速は低減しているものの，肩部での剥離により２度目の総圧損失が発生しているためであると考えられる。

総合すると，燃焼器出口で0.4％ほど曲面カウルタイプが優れていることが確認された。ちなみに図８に示したエコエンジン燃焼器供試体は初期のものでカウルは平面であるが，最終形態は曲面タイプとなっている。

９．アイデア検証

８節で示したように，少なくともカウル部のコールドフローに対して，UPACSによる現格子サイズでの数値シミュレーション計算は信頼できると考えられる。

燃焼器における圧損はこれまである程度必要悪として認められてきたが，燃料高騰の昨今燃費を考慮して少しでも削減したい項目でもある。RQLタイプ燃焼器の場合，燃焼用空気の大部分は燃焼器頭部ではなく，上下２派に分離し，燃焼器中央の上下希釈孔から流れ込む。従って，現状のカウルに衝突し，90度転向するような流れはRQL燃焼器にとっては不利であり，通常はプリディフューザより減速させて燃焼器室に導入する。しかし，エコエンジンの燃焼器に与えられた構造的境界条件よりこれを回避することは困難である。よって，その制限から若干の逸脱を許すこととし，圧損改善が期待できる形態を検討した。これがバッフル付タイプである。

このタイプは，プリディフューザの出口をラッパ状に広げるとともに，いずれにしてもカウルへの衝突が避けられないのなら，積極的に燃焼器の前方であってプリディフューザ直後の噴流中央部で円弧状のバッフル板（図14参照）に流れを衝突分岐させ，希釈孔へ向かっての流れ転向角の総量を減らすことで圧損が改善されないかと考えた形状である。なお，計算格子は図14の右図に示す部分だけを新たに生成した。その際，流れの性質に着目し，格子の品質を優先して粗密度を配分し生成しており，既存の格子とは無関係に生成した。重合格子であるためそのようなことが可能であり，設計段階でいろいろな形状を少しずつ変えながら試行する場合には，非常に効率的な手法であった。

図15は図12，図13と同じ設定でポスト処理した総圧分布図である。バッフルのないタイプに比較し，インナ側の希釈孔付近の総圧が高くなっていることが分かる。数値的にも図11に示すように，インナ側では曲面カウルタイプよりさらに１％以上圧力損失が改善している。残念ながらアウタ側では改善は見られないものの，燃焼器出口の総合で，平面カウルタイプに比較し0.8％の圧力損失の改善が見られる。また，検証の結果からこの数値計算結果の実現度はかなり高いと考えられる。

現実にはバッフル板を取り付けるステーの影響や，想定範囲とは言え悪化させた燃料ノズル部での圧力の低下

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

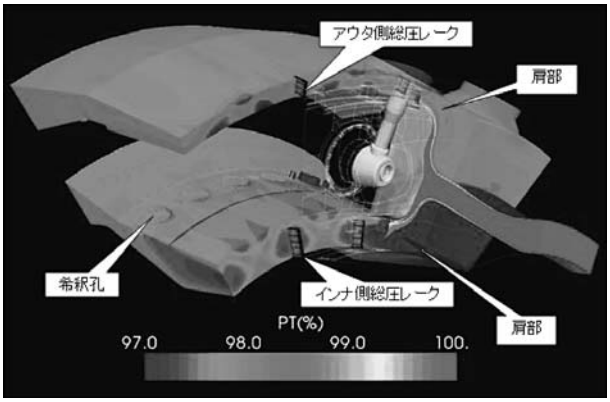


図12　曲面カウルタイプ総圧分布の数値計算結果

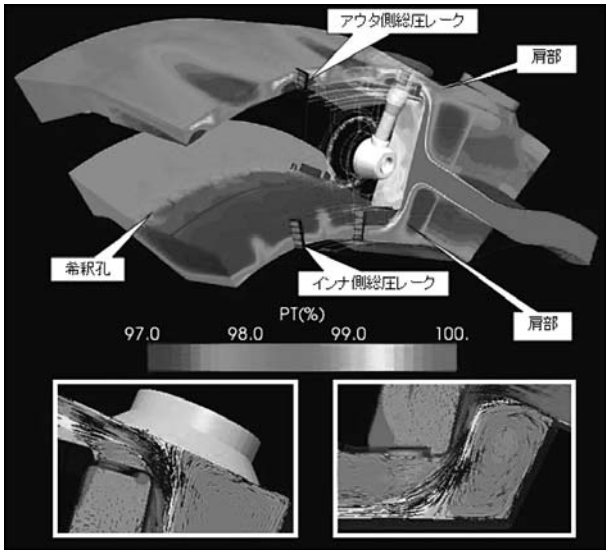


図13　平面カウルタイプ総圧分布と各肩部速度ベクトルの数値計算結果

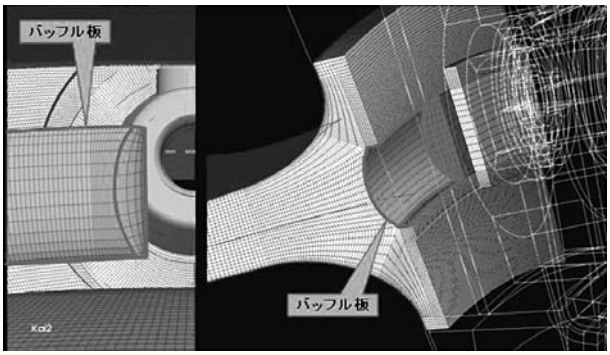


図14　バッフル付タイプ形状と計算格子
左図：プリディフューザ側より覗く
右図：新規生成の計算格子

の燃焼への影響の評価，改善されていないアウタ側の更なる改善（図16に示すようにまだ総転向角が大きいので，燃焼筒の改修まで遡る必要あり）等，本アイデアの実際の適用には課題が残されている。が，重合格子が各種アイデアを検証し，試験で確認するケースを削減できる効果が大きいことに力点を置き，ここに紹介した。

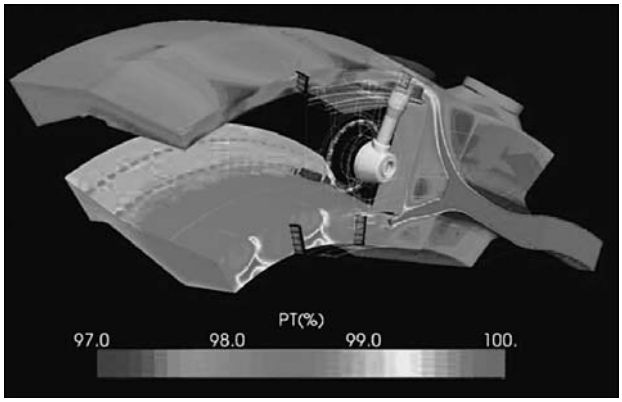


図15　バッフル付タイプ総圧分布の数値計算結果

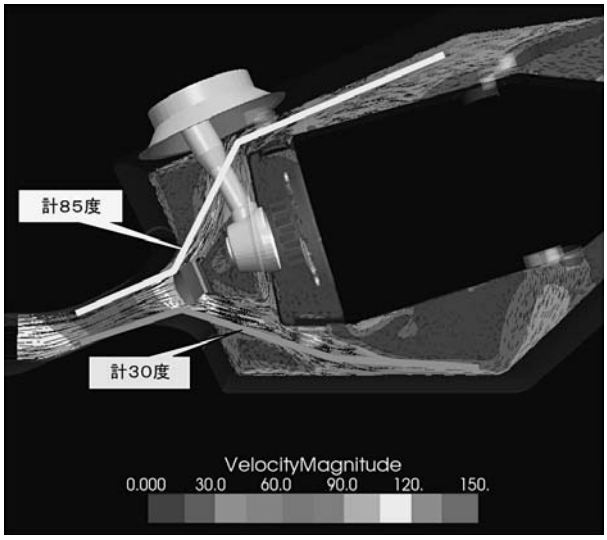


図16　バッフル付タイプにおける流れの転向角

10. 結論

CFDシミュレーション

⑴CFD計算結果によれば，カウルを曲面とすることにより肩部における剥離は抑制できるものの，RQL型燃焼方式において重要なアウタおよびインナの希釈孔位置における総圧の損失として評価した場合，アウタ側では大差なかった。一方，インナ側では１％の改善が得られ，かつ，上下のバランスが良いことが判った。図11

⑵総圧損失性能の面から判断した場合，平面タイプよりも曲面タイプが若干優れていることが判明した。加工の容易性すなわちコストの面や組み立ての容易性から言えば平面タイプも捨て難い程度の差であるが，環境にやさしいことが重点であるエコエンジンの燃焼器用としては総圧損失性能を重視して曲面タイプを採用することとした。これは特にRQLタイプの燃焼方式の場合，低NOx化性能向上のためには希釈孔からの希釈空気による急激かつ一様な希釈が重要であり，損失の少ない方が有利であるからである。また，昨今の燃料高騰を考えあわせると燃焼器における圧力損失低減分を燃費の向上に回すという選択肢も今後考えてゆかなければならないだろう。

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.

⑶プリディフューザ出口から燃焼器希釈孔にかけての圧力損失が３％ほどあるが，通常の燃焼器に比較し大きいと言わざるを得ない。これはプリディフューザ部での減速量が小さく，かつ燃焼器室の大きさの制限からプリディフューザ出口から燃焼器ドームまでの距離が取れず，プリディフューザの延長が困難なためである。さらに結果としてプリディフューザの出口高さ（巾）が小さいため，プリディフューザからの高速流は燃焼器頭部のカウルに垂直に衝突し，ほぼ90度直角に曲がり，所謂曲がりダクトの圧損係数がほぼ１であるように，動圧分を完全に喪失している状態である。さらに肩部において，既に減速しているので程度は低いものの，再度90度屈曲することにより更なる動圧全損が発生して損失を増加させているといえる。

重合格子の効果

⑴重合格子を用いると，カウル部の形状を形成する計算格子のみを入れ替えることで数値計算を行うことができるため，平面タイプの格子と曲面タイプの格子を容易に生成することができる。このため，燃焼器プリディフューザから燃焼器希釈孔にかけてのコールドフローの圧力損失の比較計算作業を効率的に行うことができ，設計作業において重合格子は便利な道具であると考えられる。

⑵流れの剥離を捉えることが重要である「肩部」や「プリディフューザ壁面」に対して非常に細かな境界層格子を適用している。このうち「肩部」は構造が非常に複雑であり，ベースとして存在している疎な格子に重畳する形で，壁面に沿ってシップを張るように壁面y＋を考慮した境界層格子を別途任意に生成して貼り付けている。このような格子生成が可能なところも重合格子の便利なところである。

⑶しかし，全ての第一ステップである格子を生成する時点において，作業は非常に非効率的であった。これは本質的な問題ではなく，歴史的に非構造格子が先行したため格子生成ツールおよびその利用技術・ノウハウが熟成しており，相対的に非構造格子に比べて重合格子作成のハードルが高かったことが原因である。複雑な形状の流れ場の格子を切る場合，現状では非構造格子のほうが全作業工程としてみた場合に有利であるが，今後のツールの開発とノウハウの蓄積により，有用な設計ツール・手法となり得ると考えられる。

11. まとめ

エコエンジン用の燃焼器の上部構造であるカウルの最適形状の選定を，宇宙航空研究開発機構が開発している汎用CFD解析ソフトであるUPACS，およびWEB経由で外部から容易に利用可能なスーパーコンピュータ利用システム（JSSwans）を用いて実施した。また，エコエンジン用燃焼器の試験データと比較した。

CFD解析結果と計測値は良く一致しており，重合格子の便利さと合わせて設計ツールとして有効であるという結論を得た。

その結果，エコエンジンの燃焼器頭部カウル形状として曲面タイプを選定したが，圧損の点では良い選択であったことが確認された。

燃焼器における圧損はこれまである程度必要悪として認められてきたが，燃料高騰の昨今少しでも削減したい項目でもある。RQLタイプ燃焼器の場合，流れの大部分は燃焼器頭部ではなく，２派に分離して燃焼器中央の上下希釈孔から流れ込む。このことは，高圧圧縮機出口から希釈孔までの距離が長いということであり，これを単に長い通路とせず，緩やかなディフューザとすることで圧損を減少させうる可能性があることが，極端な形状（考案）によってではあるが示せた。

そのようなアイデア検証の際，UPACS重合格子が非常に便利な格子生成方式であること，JSSwansにより会社のPCから居ながらにしてスパコンを利用できるようになったこと，および今後３年でJSSが大幅に増強される計画であることは，今後の日本の航空エンジン開発・設計に大きく貢献することになると考えられる。

謝辞：本研究にあたってUPACSの使用法やノウハウを初歩的な質問にもめげず親切にご指導・伝授いただいたJAXA招聘研究員の飯野淳氏に厚く感謝する。

なお，本共同研究は，NEDOの助成を得た「環境適合型小型航空機エンジンの研究開発」の成果の一部である。

参考文献

⑴　高木亮治，山本一臣，牧田光正，榎本俊治，山根敬，向井純一，山崎裕之（航技研），CFD共通基盤プログラムUPACSの現状と今後課題，第15回数値流体力学シンポジウムB05-1，2001年

⑵　牧田光正，高木亮治（航技研），UPACSの重合格子対応法と適用例，航空宇宙技術研究所特別資料53号，航空宇宙シミュレーション技術シンポジウム2001論文集

⑶　山本一臣，高木亮治，山根敬，榎本俊治，山崎裕之，牧田光正，岩宮利幸（航技研），CFD共通基盤プログラムUPACSの開発，第14回数値流体力学シンポジウムB05-1，2000年

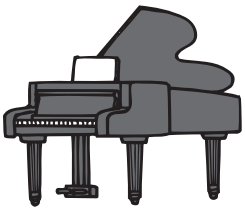
⑷　森合秀樹，中江友美，三宅慶明，藤本洋平，稲田満，島内克幸（三菱重工業株式会社），小型エコエンジン用部分過濃形態燃焼器の開発，第47回 航空原動機・宇宙推進講演会，2007年３月

⑸　Spalart, P.R. And Allmaras, S.R., A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, AIAA Paper 92-0439, 1992.

⑹　JAXA統合スパコン利用ガイド／JSSシステム紹介 https://www.jss.jaxa.jp/jss_h1.html

⑺　2000～2004 Annual Technical Report, Center for Integrated Turbulence Simulations, in Collaboration with the Computer Systems Laboratory, Stanford University

Download service for the GTSJ member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.



シミュレーション

村尾　麟一*1
MURAO Rinichi

シミュレーター・CFD・バーチャルリアリティ・・・シミュレーションを専門用語と受け取るエンジニアが多いかもしれないが，本来シミュレーション－“真似ごと”－であってその対象は広い。真似ごとの対語は本物である。しかし本物でないからといってシミュレーションの値打ちが落ちるとは限らない。特に事故・災害などのシミュレーションは事後対策以上の価値ある場合があるであろう。

私自身の55年の研究生活を通してシミュレーションとのかかわりを振り返ってみたい。

1953年運輸技研〔運輸省〕に入所して最初に手がけたのはディーゼルエンジンの過給であった。排気ターボチャージャーの効率を排気管内の平均値から割り出すと100%を超えることがある。脈動流のエネルギーを考慮していないからであろう。当時非定常流の早い温度変動を計測することは困難であった。数値解析も図式計算のほかなく専門熟練者によって１ケース１ヶ月を要した。これでは設計への利用は困難である。当時輸入され始めた科学用電子計算機に適した計算法はないか？　それがシミュレーションモデル開発の面白味を味わった最初であった。

発明されたばかりのホーバークラフトの研究に取り掛かったのは1960年であった。ホーバークラフトから双胴のSurface Effect Shipへ，空中プロペラから水ジェットへ大型化を追及した開発動向に伴って基礎研究も風洞実験から水槽実験に軸足を移し，抵抗分離の成果を総合して水ジェット推進航洋エアクッション船を提案した。1982年英国の会議で発表して反応は好評であったがホーバークラフトの発明者Sir Cockerelから日本ではなぜ基礎研究ばかりやって試作をしないのかと批判された。三井造船の小沢宏臣さんも一緒だったが，本物でやらないと分からないことがあるという技術の本質を突いたコメントに改めて感銘を受けた。〔小沢さんはその後テクノスーパーライナーの開発で批判に応えた結果になっている〕

シミュレーションの効用は技術分野に限らない。

中学時代から音楽は趣味であったが，高校でピアノを始めた。悩みは弾きたい曲と弾ける曲のギャップにあった。こけの一念でベートーベンに挑戦したが，20年の後あまりにも遅く限界を悟って，いまや末端神経刺激健康法にすぎない。それはシンセサイザーがアナログの頃であったが，チェロの音を出してアコースティック奏者との合奏でピアノ三重奏が出来ないかと思いついた。その頃は情けない電子音であったがその後15年デジタルサンプリング技術の進歩の予想が的中して，音色はアコースティックに格段に近づいてきた。シンセサイザーでコントラバスを担当し，本物の演奏者に混じってシューベルトの“鱒の五重奏”で違和感を覚えないレベルに達したと自画自賛している。

パソコンのフライトシミュレータの進歩は驚嘆に値する。模型飛行機の経験もあった所為か初めてセスナの操縦桿を任されたときに全く違和感がなかった。それに気をよくして本格的にモーターグライダーの操縦をはじめ，本物とシミュレーションの類似と相違を実感した。年齢の所為で操縦はやらなくなったがフライトシミュレータの仮想現実の世界で操縦を楽しんでいる。

大学定年後Wing In Ground-effect Craft（WIG）の研究を開始した。これまでの民間WIGは水面すれすれにしか飛べない。地面効果外も自由に飛べるWIGでなければ実用性がない。ラジコン模型で実験しながら設計シミュレーションによって地面効果外飛行と地面効果内飛行を両立させる条件を探りつつある昨今である。

顧みればシミュレーションがキーワードであった。シミュレーション研究の面白味はモデル化にある。確立されていない段階の技術の方向を探るのに最も適しているように思われる。趣味の世界でもアマチュア的アプローチの領域で楽しめる。プロの世界は厳しいものである。楽しんでばかりはいられない。しかしシミュレーションの効用で趣味が実益につながることを体験出来るのは楽しい。

原稿受付　2009年１月６日
＊１　㈳日本ガスタービン学会名誉会員
〒184-0011　小金井市東町２－29－27

Download service for the GTSJ　member of ID , via 216.73.216.196, 2025/07/12.