

特集：中小容量ガスタービン技術

中小容量ガスタービン特集号によせて

武石 賢一郎*1
TAKEISHI Kenichiro

本特集号は、産業用および航空機エンジン転用の中小容量ガスタービンの最近および将来に向けての動向を展望したものである。

ガスタービンの歴史を振り返ると、その開発は20世紀前半にさかのぼる。産業用ガスタービンでは、1939年スイスの Brown Boveri & Cie 社（現 Alstom 社）が Neuchatel 市に納めた製品が世界初の発電用ガスタービンである。このガスタービンは、軸流圧縮機20段、圧力比4.4、軸流タービン7段で構成され、出力は4,000kW、タービン入口温度537℃、熱効率は17.4%であった⁽¹⁾。一方航空用はよく知られているように、英国のパイロットであった F. Whittle 卿がターボジェットエンジンを設計し1930年に特許を取得した。しかし研究開発への政府の支援もない状態で、彼は独力で単段の遠心圧縮機と単段の遠心タービンからなる“the Whittle Unit”（WU-1）と称すエンジンの試験に1937年成功した。その後 W1 ジェットエンジンを完成させそのエンジンを搭載したジェット機（グロスター機）は、1941年世界初の飛行に成功している。W1エンジンの推力は1000lbであった。

産業用ガスタービン、航空用ガスタービンが開発されてから約65年が経ち、産業用は単機334MWタービン入口温度1500℃（M701G形ガスタービン）、航空用は127,900lb（GE90-115B）にまで発展し、出力レベルで比較すると開発当時の約100倍に増加している。本特集号で取り上げる中小容量ガスタービンは、出力的にはガスタービンの開発当初の出力をカバーする物であるが、ガスタービンの開発以来約65年の経緯の中で研究開発の成果としての先進技術が取り入れられ、より高性能、よりコンパクト、そしてより信頼性が高い製品になっている。

中小容量ガスタービンの技術動向を記述する前に、まず著者と中小容量ガスタービンとの関わり合いについて述べてみたい。三菱重工業社のガスタービン開発の歴史と動向については文献(2)にまとめられている。この文献に詳細が記されているが、その中で、国家プロジェクト

「ムーンライト計画」（タービン入口温度1300℃のリヒートガスタービン）に参画等で蓄積した技術を下敷に、産業界での電力/蒸気比率改善に役立てるべく開発したのが出力13～17MWのMF-111ガスタービンである。MF-111ガスタービンにおいては、1983年に開発に着手し1985年に初号機の営業運転を開始している。三菱重工業社は1961年から米国ウエスティングハウス社と技術提携により産業用のガスタービンをライセンス生産してきたが、それらは大型の産業用ガスタービンすなわち501A、501B、501Dなどであり、MF-111は純粋な自主開発機であった。佐藤氏の随筆⁽³⁾に記載されているように、圧縮機・タービン・冷却・燃焼・材料・腐食・軸翼振動の七人の侍がこの研究開発に携わった。MF-111ガスタービンは当時としては産業用で世界最高のタービン入口温度1250℃であり、タービン動静翼の冷却方法としても、1150℃級でM501D形の一段動翼に採用しているマルチホール冷却手法を適用することが出来なかった。三菱重工業社としては初めてのサーペントイン冷却手法をタービン動翼に採用した。小型のタービン動翼の製作に関してはムーンライト計画高効率ガスタービンの高圧タービン第一段動翼の製作経験より製作可能なセラミックコアの精度を把握していたので、MF-111ガスタービンの第一段動翼でも可能との判断で設計した物である。ところが、精密鑄造メーカが異なったため製作されたタービン動翼のピンフィン部は精密鑄造メーカのセラミックコア割れを防ぐためフレットアールを大きくとった予想外の精密鑄造品が出来てきた。すなわちピンフィン部の流路面積が、高効率ガスタービンで製作できた物よりもかなり小さく出来てきたわけである。初号機を製作する上で、大型機の鑄造経験のあるメーカで製作される小型のタービンは製作精度が異なることを知った次第である。

MF-111ガスタービンは、燃料の多様化にマッチし複合サイクル運転での高効率かつ熱電併給が出来ることから当時ヒット商品となった。1250℃級のガスタービンの自主開発に成功したことから、三菱重工業では自主技術開発をさらに進め大型産業用の1350℃級M501F形ガスタービンの開発に着手し1989年初号期の運転に成功して

原稿受付 2005年12月21日

*1 大阪大学大学院 工学研究科 機械工学専攻
〒565-0871 大阪府吹田市山田丘2-1

いる。以上の三菱重工の産業用ガスタービンの開発の歴史は文献⁽²⁾より引用した図1に明白に記述されている。さらに中小容量ガスタービンに関連してMF-111ガスタービンをベースに1350℃級の技術を投入して約1.5倍スケールのMF-221ガスタービンの開発を行った。このMF-221ガスタービンのプロマネをしたため思いがあるが、1350℃級の技術に支えられた1250℃運用のMF-221は全く大きなトラブルが無く運転されている。

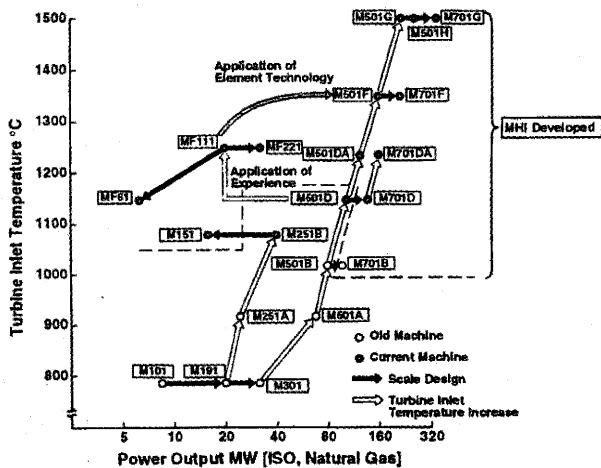


Fig.1 Development History of MHI Gas Turbines⁽²⁾

さて、本特集号では航空転用形ガスタービンとしてLMS100, LM6000の2機種が、また純自主技術で開発された産業用としてH25, MF-111, L20A, M1A-13の4機種が紹介されている。

本号で紹介された中小容量ガスタービンに採用されている新技術としては、LMS100では航空エンジンCF6-80C2/80Eをコアエンジンとして、LPCとHPC間にインタークーラを採用してHPCの圧縮仕事を低減し、圧縮機出口温度を下げて冷却性能を増し、比出力を増加させることが出来、これにより定格出力104,500kW、熱効率47.6% (LHV基準) また50%負荷で熱効率39%の高い熱効率を達成している⁽⁴⁾。一方産業用ガスタービンの注目すべき新技術として、M1A-13形ガスタービンでは、米国のCESI社が開発した触媒燃焼システム(XONON)を採用した触媒燃焼器を世界で初めて実装しNOx値9ppm以下を達成している。

中容量ガスタービンへの再生熱交採用も動向であり、Mercury50は米国DOEのATSプロジェクトの成果を反映し5ppm以下のNOxと、出力4600kW、38.5%の

熱効率を達成している⁽⁴⁾。

MF-111ガスタービンの初号機の運転開始から20年以上になるが、タービン動翼への冷却空気の供給方法を、最新の1500℃級ガスタービンM501G形あるいは航空用ガスタービンで採用されているPre-Swirlノズル(航空用ではトビチューブ)を採用して、冷却空気の温度を下げ、合わせて一段静翼にはシャワーヘッド冷却を用いた最新の冷却翼にレトロフィットすることによって熱効率の改善、出力の増加を図っている。新しいアフターサービス事業の形態である。

本号では、これら以外に、中小容量ガスタービンの適用事例も紹介されている。

中小容量ガスタービンは、大型に比べ一般に熱効率が悪いが、航空転用ガスタービンのシンプルサイクル運用では非常に高い熱効率を達成するものが出てきている。中小容量ガスタービンは熱電併給が可能であり、総合熱効率が高く、燃料の多様性があるため石油価格の高騰が続く今後も大きな需要が期待できる。さらに将来の技術動向としては、燃料電池と組み合わせた複合サイクルが有望である。また小容量では、燃焼器・タービン動静翼にセラミックスの採用により冷却空気量の低減および高温化による熱効率の改善が考えられる。

中小容量ガスタービンは先進的な技術を取り入れていく上でも開発リスクが低く、その技術は大型ガスタービンに反映することが出来る特徴を有する。次世代の1700℃級のガスタービンを開発する上でも中小容量ガスタービンで実証した技術を大型産業用あるいは航空用ガスタービンに適用していく形が、日本が世界にガスタービン技術でリードできる形であると考えられる。

以上、本号では中小容量ガスタービンについての近況・展望を紹介したが、中小容量ガスタービンが多方面に採用され、またガスタービン本体には新技術が採用され、さらに発展することを心から願うものである。

参考文献

- (1) Rappard, A.: Gas Turbine Development, More than 50 Years ago, Proceeding of GT2005 ASME Turbo Expo 2005, Paper GT2005-68966 (2005).
- (2) 秋田栄司: 三菱ガスタービン開発の歴史と今後の動向, 日本機械学会関西支部第76期定期総会講演会論文集 No.014-1 (2001) pp.3.13-3.15.
- (3) 佐藤友彦: 高温ガスタービンの開発とCFD, 日本ガスタービン学会誌, Vol.31 No.1, (2003) pp1-2.
- (4) Gas Turbine World 2004-5 GTW Handbook Vol.24 (2005)

特集：中小容量ガスタービン技術

H15発電設備の紹介

森脇 文治*1
MORIWAKI Fumiharu

三島 信義*2
MISHIMA Nobuyoshi

キーワード：ガスタービン、コージェネレーション、吸気冷却システム、低NO_x燃焼器
Gas Turbine, Co-Generation, Inlet Air Cooling System, Low NO_x Combustor

1. はじめに

近年、省エネルギーや地球温暖化防止、CO₂削減の観点から、また電力自由化、分散化の観点からガスタービンの高効率化およびそれを用いたシステムの高効率化が求められている。

海外および国内のガスタービンメーカーにおいて高効率化の技術開発が盛んであり、日立製作所においても、これまでの数百台に及ぶガスタービンの発送台数の中で培われた技術を自主開発ガスタービン（H15/25）に適用してきている。

ここでは、最新のガスタービン技術を用いたH15発電設備の適用例として、現在国内に建設中のコージェネレーション設備の紹介をする。

2. 設備概要

本設備は、化学繊維工場を対象とした15,000kW級天然ガスコージェネレーション排熱利用設備導入による省エネルギー事業として計画されたものである。事業概要としては15,000kW級のガスタービンコージェネ1台を導入し、蒸気は排ガス追焚設備で加熱して既設の蒸気ター

ビンに供給して電力回収することにより省エネを図るものであり、本設備のガスタービンとしてH15（図1）が適用されている。

本設備は、化学繊維工場向けコージェネ発電設備として建設され、2005年4月に土建着工、同年12月にガスタービン運転試験開始しており、2006年4月の営業運転開始に向けて現在運転試験実施中である。

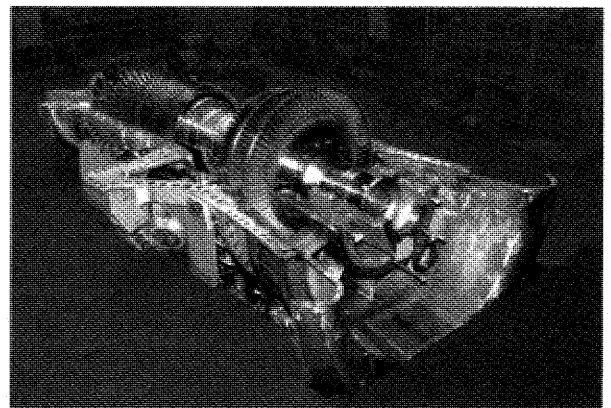


図1 H15ガスタービン

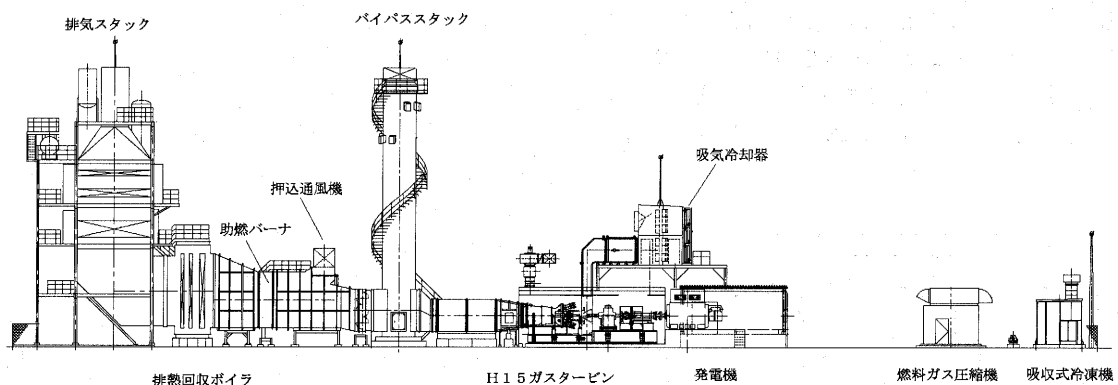


図2 プラント全体配置

原稿受付 2005年12月8日

- * 1 株式会社日立製作所 電力グループ 日立事業所 タービン設計部
〒317-8511 茨城県日立市幸町3-1-1
- * 2 株式会社日立製作所 電力グループ 日立事業所
火力システム計画部

3. 全体構成

3.1 全体配置

本発電設備の全体配置を図2に示す。ガスタービン側に発電機を配置し、下流側は排気ダクトを介して、バイパススタック、排熱回収ボイラ (HRSG)、排気スタックの順で軸方向に配置される。また排熱回収ボイラには助燃バーナおよび押込通風機 (FDF) を備える。

さらに燃料ガス圧縮機および吸収式冷凍機も同一敷地内に備えている。

3.2 プラント性能

本プラントの性能諸元を表1に示す。

表1 プラント性能諸元

ガスタービン発電端出力	14,950kW (@15°C)
ガスタービン発電端効率	31.4% (@LHV)
コージェネレーション効率	84.3%
ボイラ出口 NOx	100ppm 以下 (@ 5% O ₂)
最大連続蒸発量	
HRSG 追焚運転時	45t/h
HRSG 単独運転時	35t/h

HRSG 単独運転時はガスタービン排気ガスをバイパスし、隣接した押込通風機 (FDF) と助燃バーナで蒸気を発生させるため、送気量が減少する。

3.3 システム構成

本設備のシステム構成を図3に示す。

特徴として、吸気冷却システムを採用しており、ガスタービン空気取入室入口に水冷式の吸気冷却器を備えている。これにより夏季など高気温度時でもガスタービン出力低下を抑制できるシステムとなっている。冷水の冷房源としては吸収式冷凍機を採用している。

また HRSG との連係運用があり、ガスタービン出口のバイパススタックおよびダンパを用いた、HRSG 単独運転モードとコージェネ運転モード、双方を連続的に切替える機能を有している。これは、HRSG で発生し

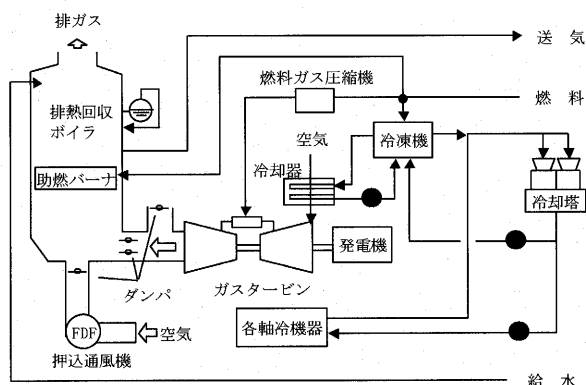


図3 システム構成

た蒸気を工場に対して連続送気可能とする目的で実施するもので、ガスタービン停止時には、助燃バーナのみによる HRSG 単独運転への移行、さらにバイパススタックから排気ガスを大気にバイパスさせながらガスタービン単独起動、最終的に、再度 HRSG と接続してコージェネ運転モードに戻すという運用を可能としている。

ガスタービン燃料は都市ガス (13A) であり、本設備内の燃料ガス圧縮機によって所定の圧力まで昇圧して使用している。

4. H15ガスタービン

4.1 ガスタービン仕様

本発電設備に適用される H15ガスタービンの断面図を図4に示す。また主要項目は以下のとおりである。

型式	開放サイクル1軸形
空気圧縮機	軸流17段
タービン	軸流3段
燃焼器	乾式低 NOx 型6缶

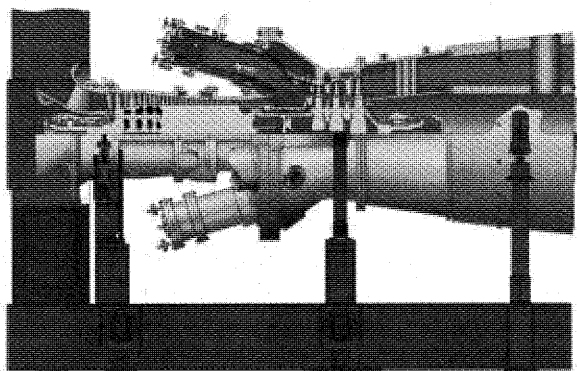


図4 H15断面

構造は信頼性の高いヘビーデューティー型を採用し、車室は水平分割方式によりメンテナンス性を向上させている。

圧縮機は軸流17段で圧力比約15としており、前段側は流入マッハ数も高いことからスーパークリチカル翼、多重円弧翼、二重円弧翼等を採用している。

タービンは衝動式の3段で構成されている。1段動翼はマルチパス型冷却翼であり、内部にはタービュレンスプロモータを採用、1段静翼はフィルム冷却とインピンジ冷却を採用し、冷却効率向上とともに冷却空気流量を低減し性能向上を図っている。2段、3段動翼にはシュラウドカバー付翼を採用し、翼先端のリーク性能を向上させている。

燃焼器は多缶型で、H15ガスタービンでは6缶の燃焼器を備える。燃料はガス、液体、多重燃料が使用可能であり、燃料種も天然ガス、軽油、重油、オフガスなどの他、近年ではコークスガスなど中カロリー対応タイプ

もある。NO_x 低減対策として蒸気噴射、水噴射の他、乾式低 NO_x 燃焼器がある。本設備では都市ガス (13A) を使用した乾式低 NO_x 燃焼器を採用している。

4.2 納入実績

H15/25型ガスタービンの国内・海外納入台数実績を表2に示す。1988年の初号機運転開始以来、累積77台を数え、現在では世界各地で運転され、高い信頼性が確認されている。適用形態は事業用/産業用ともに、シンプルサイクル (S/C)、コンバインドサイクル (C/C)、コージェネなど多岐に渡る。

表2 H15/25納入実績

	海外	国内
産業用コージェネ	19	10
産業用 C/C	2	13
産業用空気圧縮機駆動	-	1
産業用 S/C	9	-
事業用 C/C	7	-
事業用 S/C	16	-

5. 低 NO_x 燃焼器

5.1 燃焼器構造

本設備に適用される低 NO_x 燃焼器の構造図を図5に示す。バーナ配置としては、拡散バーナ (F1) を燃焼器の中心に配置し、その周囲を予混合バーナ (F2-1~4) で囲んだ構造となっている。

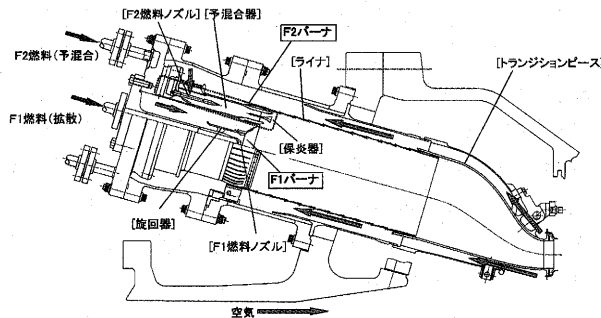


図5 低 NO_x 燃焼器構造

F2-1~4バーナは周方向4セクタに分割され、ガスタービン負荷に合わせて計5系統の燃料系統を制御し、着火セクタ数を調整する。

1) F1バーナ (拡散燃焼用バーナ: F1)

F1燃料ノズルと旋回器で構成。バーナ先端から直接燃焼ゾーンに燃料噴射し、拡散火炎を形成する。

2) F2バーナ (予混合燃焼用バーナ: F2-1~4)

F2燃料ノズルはペンシル型ノズル先端から予混合器内部へ燃料噴射し、予混合器内部で燃焼用空気と F2燃料を混合し、燃焼ゾーンへ導入する。予混合火炎はブラフボディ型の保炎器によって保炎される。

3) ライナ, トランジションピース

ライナは内部で燃焼領域を形成し、壁面にはフィルム冷却用の空気孔がある。トランジションピースでは高温燃焼ガスをタービン1段静翼へ導く。

5.2 燃料制御

本燃焼器の燃料切替スケジュールを図6に示す。燃焼安定化のため常時 F1バーナは点火し、低 NO_x 化のためガスタービン運転状態に応じて F2バーナの点火状態を図6の順序で切替える。

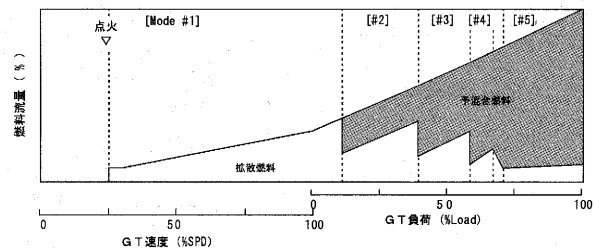
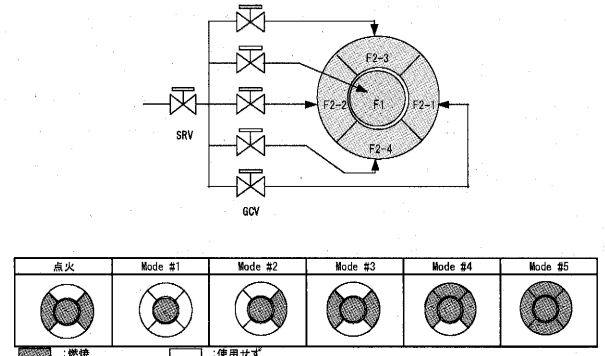


図6 燃料切替スケジュール

5.3 NO_x 特性

図7にガスタービン出口の NO_x 予想特性 (@16% O₂, 大気15°C) を示す。部分負荷においては F1バーナの燃空比上昇に伴い、燃料切替ポイントごとに NO_x 値のピークが生じる。本プロジェクトではベース負荷でガスタービン出口35ppm 以下を計画している。

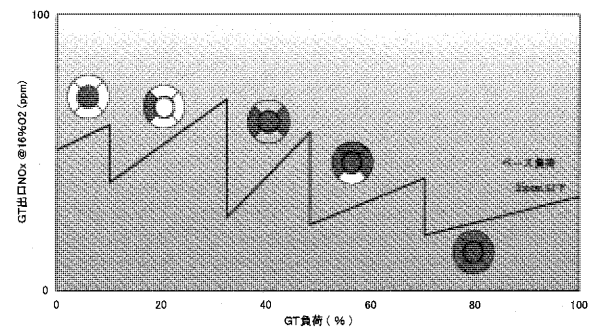


図7 ガスタービン出口 NO_x 予想特性

6. 吸気冷却システム

6.1 系統構成

次に本設備で採用している吸気冷却システムを紹介する。図8は吸気冷却系統概略である。また吸気冷却性能計画点は下記である。

空気温度 GT 入口/出口	: 35°C/15°C
冷水温度入口/出口	: 7°C/12°C (@冷却器)
冷却水温度入口/出口	: 32°C/37.2°C (@冷凍機)
冷凍機冷房容量	: 770USRT

まず、吸収式冷凍機でガスタービン吸気を冷却する冷水を所定の温度まで冷却し、吸気冷却器に送り、吸気冷却器ではガスタービン吸気を冷却後、冷水ポンプで吸収式冷凍機に戻す。冷却媒体は水であり、本冷媒の配管系統を冷水系統と呼ぶ。また吸収式冷凍機には冷却水系統もあり、内部の凝縮器および吸収器で使用される。冷却水は冷却塔から冷却水ポンプで送り込まれる。

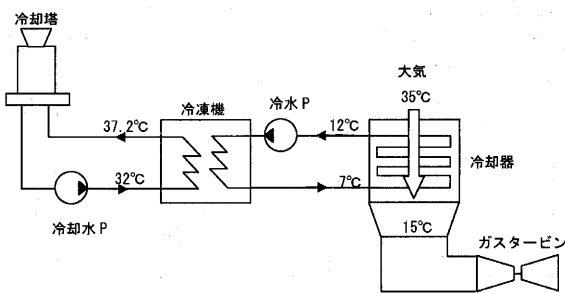


図8 吸気冷却系統概略

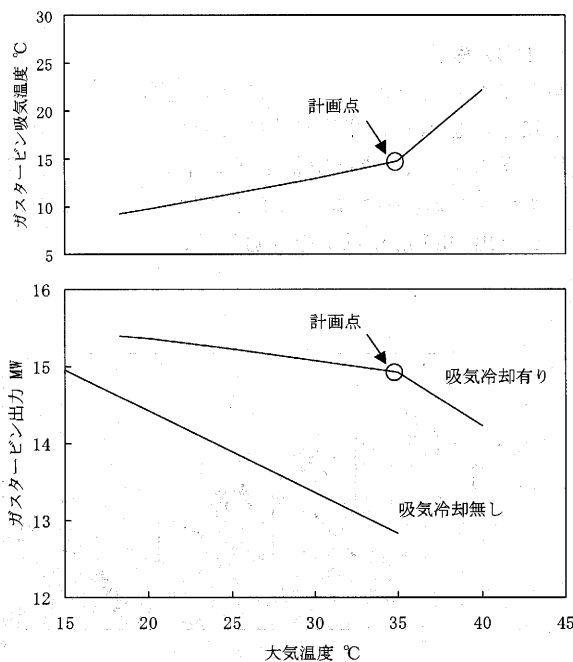


図9 大気温度に対するガスタービン吸気温度および出力計画特性

6.2 吸気冷却特性

図9に吸気冷却運転時の大気温度に対するガスタービン吸気温度、出力の計画特性を示す。大気温度約20～35°Cにおいては、吸気温度10～15°Cまで低下させることができるため、出力も、吸気冷却無しに比較して約1000～2000kW大きく取ることができる。大気温度約20°C以下では冷房負荷が冷凍機の最低負荷を下回るため冷凍機が自己インターロックにより停止する。また大気温度35°C以上では冷房負荷が冷凍機定格を上回るため冷房効率が落ちている。

6.3 各機器説明

1) 吸気冷却器

ガスタービン空気取入室の入口前面に6基の冷却器が設置される。また吸気冷却運転時には結露によるドレンが大量に発生するため冷却器および空気取入室下部にドレン対策を施している。

2) 吸収式冷凍機

吸収式冷凍機は、中・大型ビル空調や、都市の大規模地域冷暖房の分野でも幅広く採用されている冷暖房機器で、数多くの使用実績に基づく高い信頼性を有している。本設備でも汎用の吸収式冷凍機(770USRT)の標準パッケージを採用し、冷房用の冷水を供給する。今回は燃料に都市ガス(13A)を使用し、冷凍機内部の冷媒には水を使用し、吸収液として臭化リチウムを用いている。

3) 冷水、冷却水ポンプ

吸気冷却運転中のガスタービンは吸収式冷凍機にとって冷房負荷に相当する。そのためガスタービン負荷急変が発生した場合、冷凍機は追従できず内部溶媒凍結に至る可能性がある。よって、本条件を監視するとともに冷凍機に対する保護インターロックを設けている。

具体的には、吸気冷却運転開始/停止のほか、ガスタービン通常停止/負荷遮断/緊急停止などの状態を判別して、冷凍機自身への緊急停止指令のほか、冷水および冷却水ポンプとの運転協調(連動起動/停止)をとるシステムとしている。

7. HRSG との関係運用

7.1 系統構成

HRSG との関係運用について、系統概略を図10に示す。運転モード切替用のダンパは全部で5つある。

DP-1	HRSG 入口ダンパ
DP-2	FDF (押込通風機) 出口ダンパ
DP-3	バイパスダンパ
DP-4	FDF 放風ダンパ
DP-5	FDF 入口ダンパ

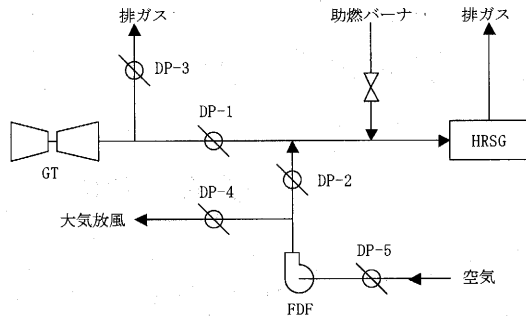


図10 排気系概略系統

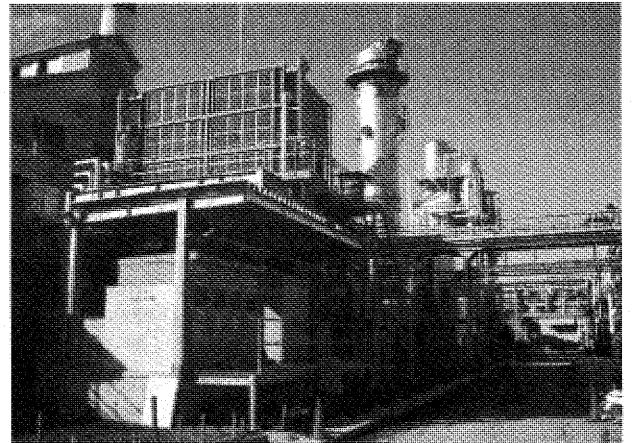


図11 バイパススタックおよび排気スタック (ガスタービン前側より見る)

7.2 運用説明

ここでは排気系切替の主要なダンパ (DP-1, DP-2, DP-3) 動作と運用について述べる。

① コージェネ運転モード

通常運転モードであり、ガスタービン定格負荷到達後、HRSG 助燃開始した後の状態を指す。

(DP-1開, DP-2閉, DP-3閉)

② GT 停止による HRSG 単独運転への移行

- イベント発生の要因としては、主に緊急停止など計画外停止のケースを想定している。
- HRSG 入口ダンパ (DP-1) 閉し、HRSG 単独で助燃バーナにより既設蒸気タービンへの送気を行う。この際に助燃バーナが失火しないように助燃量および FDF の風量制御と、DP-3開動作に合わせた DP-1, 2の連動動作を行う。なお、FDF は上記イベント発生時の急速な風量増加指令に应答させるため、常時アイドリング状態で待機運転させている。

(DP-3急開, DP-1閉, DP-2開)

③ GT 追加起動およびコージェネ運転モードへの復旧

- バイパスダンパ (DP-3) 開のままガスタービン起動し、ガスタービン単独とする。

(DP-3開, DP-1閉, DP-2開)

- GT 起動完了後、バイパスダンパ (DP-3) を閉じながら HRSG 入口ダンパ (DP-1) を開き、ガスタービン排気ガスを HRSG 側に戻す。この際にはガスタービン後流側閉塞による排気圧上昇によりダクト損傷の恐れがあるため、DP-1と DP-3同時に全閉とならないための保護インターロックを組んである。ダンパ開度制御は DP-3開度を基準として、ダクト内圧を監視しながら DP-1, 2の連動動作を行う。

(DP-3閉, DP-1開, DP-2閉)

バイパスおよび排気スタック全景を図11に、上記ダンパ運用概略を図12に示す。なお、これらダンパ制御は全て自動で行われる。

8. おわりに

以上、H15発電設備の適用例として、国内コージェネレーション設備の紹介をさせて頂いた。

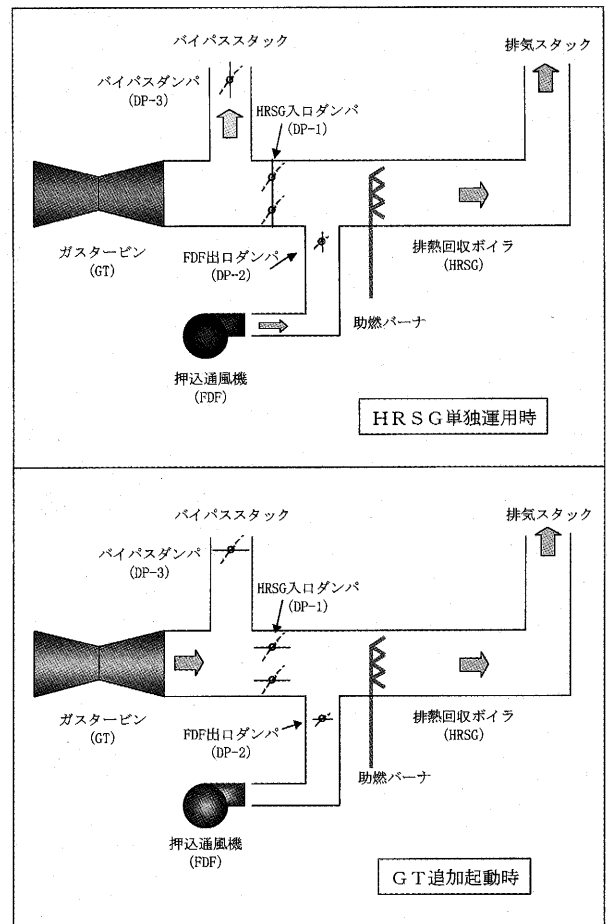


図12 ダンパ運用概略

H15/H25クラス市場は多様なユーザ、多様な地域からのニーズがあり、また要求仕様も多種多様である。コア技術としてのガスタービンはもとより、発電システムとしてトータルパッケージの品質の高さ、信頼性が今後とも重要になってくる。当社としてもこれらのニーズに対応するべく今後とも更に性能、信頼性、品質の向上を図っていく所存である。

特集：中小容量ガスタービン技術

100MW 級最新型ガスタービン LMS100™ の開発

高野 利博*¹

TAKANO Toshihiro

キーワード：ガスタービン，航空機エンジン転用型，フレーム型，航空機エンジン，インタークーラ，シンプルサイクル，コンバインドサイクル，高効率，高速起動，高頻度起動停止

1. はじめに

世界的に電力の規制緩和が進展する中，将来の電力市場のニーズのひとつとして，広範な電力供給状況に経済的に対応可能な柔軟性を備えたガスタービンがあげられる。具体的な要求項目としては，高効率，高頻度起動停止対応，高速起動，信頼性，低負荷能力（50%負荷），燃料に対する柔軟性，負荷追従性，環境性能および系統への接続が容易な出力規模などがある。出力規模については100MW 級への関心が高い。

このような市場のニーズに対応するために，ゼネラルエレクトリック社（以下 GE）100MW 級の新型ガスタービンの開発を行うこととし，その形式としてインタークーラ・サイクルを選択した。

開発計画を策定するにあたり基本的な考え方として，航空機転用型ガスタービンを設計製造する航空機エンジン事業部門（以下 GEAE）と重構造型のフレーム型ガスタービンを設計製造するエネルギー事業部門（以下 GEE）が保有する既存のかつ実証された技術を用い，それらをシステムとして組み合わせることとした。インタークーラ・システムを含むすべてのコンポーネントならびに材料は，同等あるいはより厳しい条件下で成功裏に運転されている。このような既存のコンポーネントやシステムを商用ガスタービン向けに組み合わせるといふのは新しい開発手法である。

新型ガスタービンの名称は，航空機転用型記号の LM，フレーム型の MS および出力から LMS100 とした。

GEAE の CF6-80C2/80E ガスタービンは新型ガスタービンの基盤となった。本エンジン転用の LM6000 ガスタービンおよび航空機エンジンを合わせて1億時間を越える運転実績を有する CF6 ガスタービンは，目標とする出力帯に最適である。一方，LMS100 システムを現在の LM ガスタービンの能力と比較すると，インタークーラにより質量流量が大幅に増加する。そこで，GEE のフレーム型ガスタービンを，その高質量流量設計を考慮して，低圧圧縮機（LPC）の候補として検討した。フレーム型の MS6001FA（6FA）ガスタービン

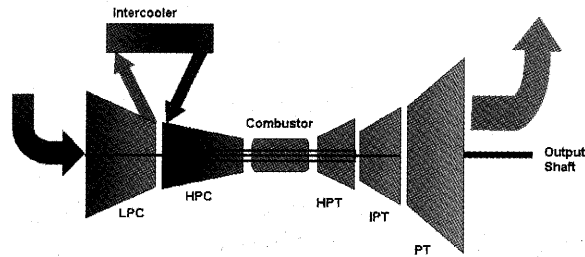


図1 LMS100の構成

の圧縮機は210kg/秒で運転されるが，サイクル上の要求を満たす上で CF6-80C2 の高圧圧縮機（HPC）と最適な組み合わせとなる。

LMS100 システムは，図1に示すように3軸構成のガスタービンで，LPC と HPC の間にインタークーラを有する。インタークーラは，HPC における圧縮仕事を軽減し，結果高圧縮比が可能となり，したがって総合熱効率が向上する。LMS100 システムの圧縮比は42：1である。また，HPC 入口温度が低下することにより，質量流量が増加し比出力が高くなるが，同時に，低い圧縮機出口温度により，タービン冷却空気温度が低くなり，その結果，LM6000 ガスタービンと同等のメタル温度を保ちつつ燃焼温度を高くすることが可能となるため，相乗的な効率の向上が期待できる。HPC，燃焼器および高圧タービン（HPT）から成るコア・エンジン部は CF6-80C2/80E 航空機エンジンの転用であり，LM6000 型ガスタービンとの共通性が高い。新設計の中圧タービン（IPT）は LPC を駆動するために設計された。また，パワータービン（PT）は，航空機転用型ガスタービンで使用されてきている航空機エンジン設計によるものである。これは，フレーム型ガスタービンの設計実績に基づく後部出力軸に接続される。

LMS100 システムはピークおよび中間負荷運用に対して特に好適であり，また，保守性に影響を及ぼすことなく高頻度起動停止が可能である。

2. LMS100システムの概要

2.1 ガスタービンの設計

LMS100 システムは，GEE のフレーム型 FA ガスタービン圧縮機と GEAE の CF6 航空機エンジン/LM6000

原稿受付 2005年11月4日

*1 ゼネラル・エレクトリック・インターナショナル・インク
〒107-8453 港区赤坂1-14-14 第35興和ビル

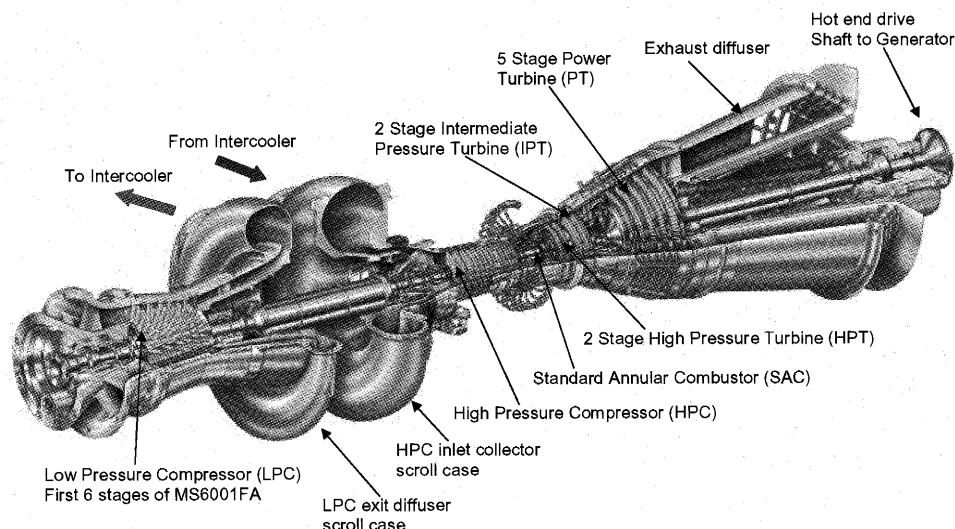


図2 LMS100ガスタービン

航空機転用型ガスタービンの2系統の技術を組み合わせたものである。図2に本ガスタービンの構造を示す。

LPCは6FAガスタービン圧縮機の初6段から成り、LM6000の1.7倍に相当する209Kg/秒の空気を圧縮する。LMS100システムのLPCは6FAの設計速度にて運転されるため、開発要素ならびにリスクを低減することができる。LPC排気は出口案内翼、ディフューザを経てスクロール・ケーシングに導かれる。スクロール・ケーシングは圧力損失を最小化するように設計されており、1/6スケールのモデル試験により検証を行ったもので、その後空気はステンレス製のダクトを経てインタークーラに到る。

インタークーラにより冷却された空気は、HPC入口スクロール・ケーシングに導かれる。コアエンジン部とはエキスパンションベローズを介して機械的に切り離しており、コアエンジンが熱伸びによる荷重を受けないようにしている。

燃焼器に到るHPC出口空気温度は約140℃で、これはLM6000より低温である。これらから、現行材料の使用限界に対し十分なマージンを確保することができる。HPCの翼とケーシングは高圧化に伴い強度を向上させた。

燃焼器には2種類の仕様がある。ひとつはシングル・アニュラ型燃焼器(SAC)で航空機エンジンと同様のシングル・ドーム・システムで、水噴射あるいは蒸気噴射により25ppmのNO_x(O₂=15%)が可能である。もうひとつは、乾式低NO_x燃焼器-2(DLE2)で、マルチドーム希薄予混合方式により25ppmのNO_x、COで運用できる。DLE2は、実績のあるLMシリーズ用のDLE燃焼器技術およびGE90、CFM56といった最新のGEAEの低NO_x技術を元に新設計したものである。GEのグローバル・リサーチ・センター(GRC)は技術的知見の提供ならびにDLE2燃焼システムのリグ試験の実施により本開発プログラムを支援した。

HPTモジュールはCF6-80C2ならびにCF6-80Eから

の、最新の翼、ロータ、冷却設計ならびに材料技術により設計されている。これによりHPT重要部への冷却効果が向上し、低い冷却空気温度とあまってより高い燃焼温度が可能となる。

IPTは、中間軸とフレキシブル継ぎ手を介してLPCを駆動する。中間軸は、CF6-80C2/LM6000と同じ設計である。フレキシブル継ぎ手は、米国海軍のDDG-51駆逐艦に使用されているLM2500船用ガスタービン用のものと同じ設計である。

IPTのロータ、ステータ・アッセンブリと中間軸をコアエンジンに組み付けたものを、スーパーコアと称する。このスーパーコア・アッセンブリは、発電所現場において24時間以内に交換が可能である。

パワータービン(PT)は、LM6000、CF6-80C2の設計に基づく5段設計である。タービン後部フレーム(TRF)は、PTのロータ/ステータ・アッセンブリとパワータービン・シャフト・アッセンブリ(PTSA)を支持するものであるが、GEEのフレーム型ガスタービン技術に基づいている。PTSAはロータと、ティルティング・パッド型のスラスト軸受けを含むハイドロ・ダイナミック軸受けから構成されており、GEEの有する広範なフレーム型ガスタービン技術に基づき設計された。PTロータ/ステータ・アッセンブリは、PTSAに接続され、空力的にスーパーコアと連結するフリー・パワー・タービンを形成し、これはフレキシブル継ぎ手を介して発電機に接続される。ディフューザと排気コレクタの組み合わせは、GEAEによる空力設計とGEEによる機械設計の共同作業によった。GEAEの船用モジュールの経験とGEEのE型およびF型ガスタービン用のディフューザ/コレクタの設計経験が組み合わせられた。

2.2 インタークーラ・システムの設計

インタークーラ・システムは、熱交換器、配管、エク

スパンション継ぎ手、湿分分離機および可変ブリードバルブ (VBV) システムにより構成される。湿り空気の流れにはすべてステンレス鋼を用いている。LMS100システムにはインタークーラ用として、フィン・チューブ熱交換器による空冷方式とシェル・アンド・チューブ熱交換器による水冷方式が適用可能である。

空冷インタークーラ・システムでは、管寄に接続されたフィン・チューブのパネルを用いる。これは、空冷システムとして用いられている一般的なものと同様である。主な違いは、本システムでは、これらのパネルを A フレーム構造に架装する点にあるが、この構成は蒸気コンデンサに一般的に用いられており、スペース上また凝縮水の排出上有利である。本システムの材料選定、設計および構造は、API661に準拠しており、同様の条件で数百万時間の運転実績を有するものである。

空冷システムの利点は、水を使わないことから、寒冷時対策が不要なことである。稼動部が少ないので、保守も簡便である。実際、4℃以下の気温では、ファンの運転を要しないので、その分の動力を低減できる。高気温時に、空冷熱交換器と一体設計となる蒸発式冷却システムと組み合わせることにより、本空冷システムの性能を強化することも可能である。これにより、水冷システムと同等の性能が得られる。この場合、冷却水は高気温時のみに使用されるので、その消費は少なくまた間欠的であり、結果として年間消費量はごく少なくなる。

冷却水方式は横置きシェル・アンド・チューブの設計であり、その設計条件は同等の熱交換器の実績の範囲内にある。この設計は、API660および TEMA C に準拠している。

水冷システムは、プラント配置上有利である。たとえば、複数のユニットを有するプラントであれば、冷却塔を並べて建設でき、もしプラント配置上必要であれば、それらをガスタービンから離して設置することができる。河川、湖または海の近くであれば、その水を冷却水として使用できるし、オプションとして空冷熱交換器による閉ループ 2 次冷却を適用することも可能であり、これは、寒冷から温暖な気候に適する。

2.3 パッケージの設計

本ガスタービンは図 3 に示すようにエンクロージャ内に設置される。これにより、周囲の環境から保護されるとともに騒音を低減できる。LM6000のパッケージ設計の経験からの知見や英国バグランベイ発電所で稼動中の 1500℃ 級 9 H 型ガスタービン設計の経験を、LMS100のシステムパッケージ設計に適用した。GT のドライバー・パッケージはトラックでの出荷が可能である。

付属システムは GT ドライバー・パッケージ前方のスキッドに設置される。このスキッドは、工場ですべて組み立てられ、出荷前に試験される。付属システム・スキッドは、短く柔軟性のある接続部品を介して基礎プ

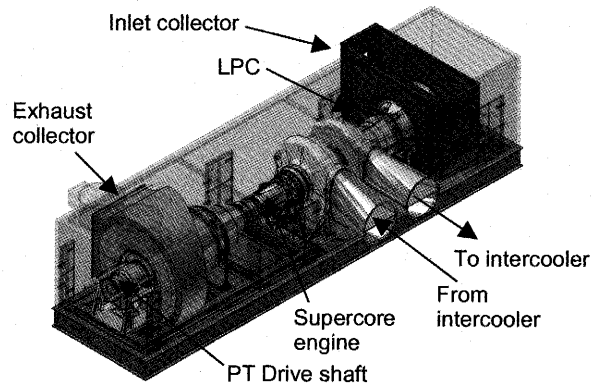


図 3 LMS100システム GTドライバー・パッケージ

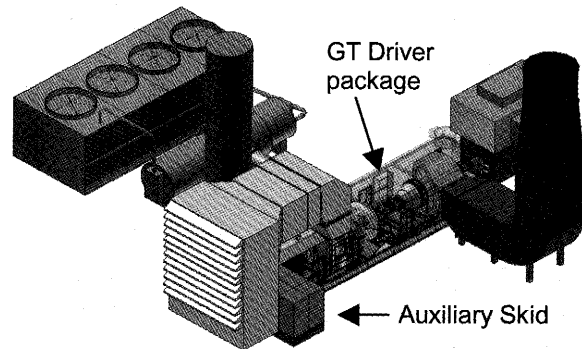


図 4 LMS100システム 補機配置

レートに接続される。この設計により、信頼性の向上ならびに接続部位と現場での据え付け費用の低減が見込まれる。図 4 に補機配置を示す。

制御部と計装品は冗長化されている。さらに、航空機エンジンに使用されている Full Authority Digital Electronic Control (FADEC) を基本とする GEAE の統合モデルを適用することにより、第 3 のレベルの冗長性を付与している。制御システムは自社製最新型の Speedtronic Mark VIe であり、すでに LMS100 に先行して LM6000 に適用されている。

吸気システムは MS6000FA のものに、前面に発電機がないこと、また換気条件が違うことから、所要の改造を施したものである。排気システムとインタークーラ・システムは左右どちらにも設置可能であるが、双方が反対側に位置する必要がある。

2.4 信頼性および保守性

本制御システムではリモート I/O を採用し、パッケージと制御装置間の信号伝送には光ファイバーを適用した。金属製の信号ケーブルは電磁的障害 (EMI) によるユニット停止の原因となることがある。LMS100 では、光ファイバーの適用により現場での接続部位を 90% 低減するとともに、EMI の可能性を排除した。また、付属システムの設置位置に配慮することにより、機械的な接続部位を 25% 削減し、さらに信頼性の向上を得た。

LMS100システムの保守は、航空機転用型ガスタービン同様、発電所現場で部品交換を行うモジュラ・メインテナンス方式である。設計保守間隔は高温部品補修が25000時間、オーバーホールが50000時間である。

LPCはコアエンジンと同時期にボアスコープによる点検を要するのみで、保守作業はごく限られたものであり、他に特別な保守作業は要しない。

スーパーコアに関しては燃焼器、高温部翼およびIPT翼の点検と、25000時間時には状態に応じて補修あるいは部品交換を行う。この作業は現場で4日程度で実施できる。燃焼器、高温部翼およびIPT翼の交換用モジュールと当該機のハードウェアとを交換する。スーパーコアとPTのロータ/ステータ・モジュールは50000運転時間で工場に返送しオーバーホールを行う。この期間プラントを運転するため、当該コンポーネントをリースにて提供可能である。

PTロータ/ステータ・アッセンブリは、50000時間において状態に応じた保守を行うのみである。このモジュールは、スーパーコアを取り外した後に取り出し可能で、修理期間中は新品あるいはリース品が適用される。

2.5 システム構成

LMS100システムはインタークーラ・システムを含むガスタービン発電機のセット (GTG) として提供される。GTGは燃焼器とNOx対策の種類により、種々の選択が可能である。本機は50Hz、60Hzとも減速機を必要としない。

空冷または水冷の両インタークーラ・システムは、どの仕様にも適用可能であり、サイトの条件に応じ最適なものを選択できる。寒冷地対応および空冷インタークーラを適用する場合の高温時の出力増強用のオプションも提供可能である。

発電機は空冷または水冷式が選択可能で、それぞれデュアルレーティング設計としている (50Hz、60Hz 共用)。騒音については、機側1mで85dBAが標準、オプションで80dBAも提供できる。

2.6 性能

LMS100システムの特徴であるインタークーラ・システムによってサイクルの比仕事は、150kW/ppsから210kW/pps以上に向上する。図5に示すように、このことからLMS100システムは現在の発電用ガスタービンと一線を画する性能を発揮する。比仕事の向上によって、より小型のガスタービンで同等の出力を得ることができ、結果的に発電所コストの低減に寄与することができる。

サイクルの設計は既存のGEAE CF6-80C2の圧縮機と適用可能なGEEの圧縮機とを適合させることに基本を置いた。燃焼温度はインタークーラにより冷却された高圧圧縮機出口空気による冷却を勘案し、LM6000ガスタービンと同程度のメタル温度を維持できる程度まで増

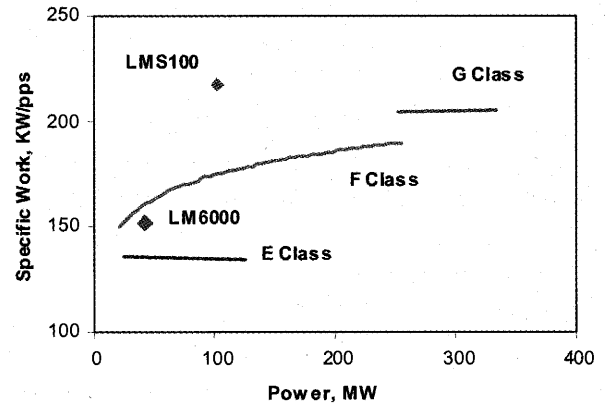


図5 LMS100システムの比仕事

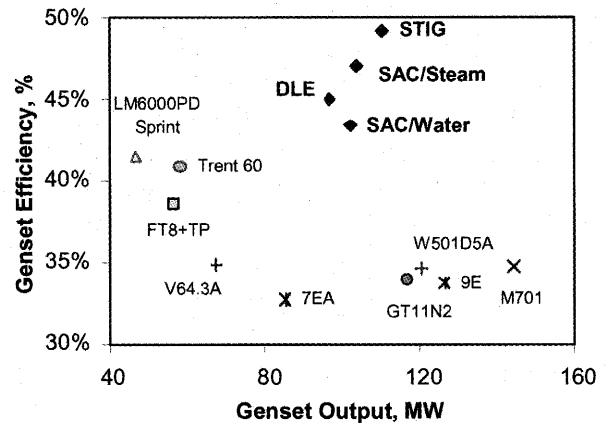


図6 LMS100システムと他のガスタービン⁽¹⁾

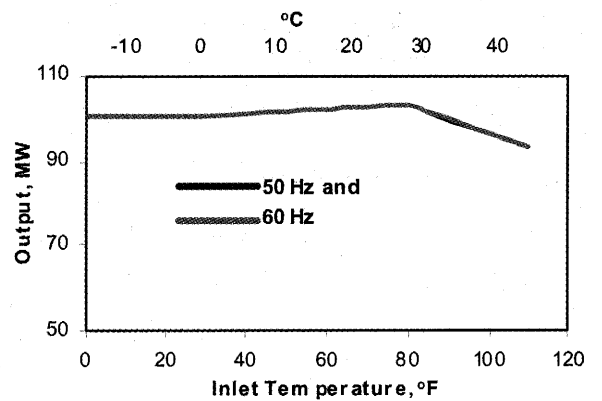


図7 LMS100システムのSAC燃焼器での性能

加させた。前述のとおり、設計圧縮比は42:1、燃焼温度は1380℃とし、シンプルサイクルで46%以上の効率を達成し得るものとなった。これは、今日最も高いシンプルサイクル効率のGE製ガスタービンであるLM6000の42%を10%上回るものである (図6)。

インタークーラにより、大気温度によらず、HPC入口空気を制御できることから、運用上の柔軟性とより高い性能が期待できる。SAC燃焼器付きのLMS100システムでは図7に示すように大気温度27℃程度まで高出力を維持できる。大気温度の15℃から32℃までの上昇

に伴う出力降下は、一般的な航空機転用型ガスタービンやフレーム型ガスタービンに比べきわめて少なく、わずか2%である。

LMS100システムは減速機無しで50Hzおよび60Hzに対応するよう設計されている。これは、スーパーコアとPTの間に設置されるPTの第1段静翼を周波数に応じたものとすることによっており、PTの設計点は3000rpmと3600rpm両方で最適となるようにしている。図7に見るとおり、両回転数での性能差はごくわずかである。

今日では多くの国で環境への関心が高まっている。高燃焼温度、高圧縮比であってもLMS100システムはNOx25ppm (O₂=15%換算, 乾ガスベース)が可能であり、これは、発生原単位 (kg-NOx/kWh)で見ると、LM6000に比べ30%の低減に相当する。また、排ガス温度が低いので、脱硝装置の適用にも有利である。

また、部分負荷運転時の効率が高いことも特徴のひとつで、50%負荷であっても効率は40%程度であり、他の多くのガスタービンの定格負荷での効率よりもすぐれている。負荷特性も50Hzと60Hzで同等であり、たとえば、大気温度15度および32度における負荷-効率特性カーブはおおむね重複する。

LMS100システムには蒸気噴射による出力増強 (STIG)

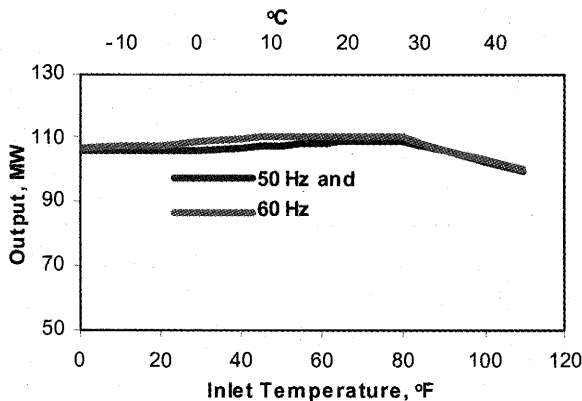


図8 STIG適用時の大気温度-出力特性

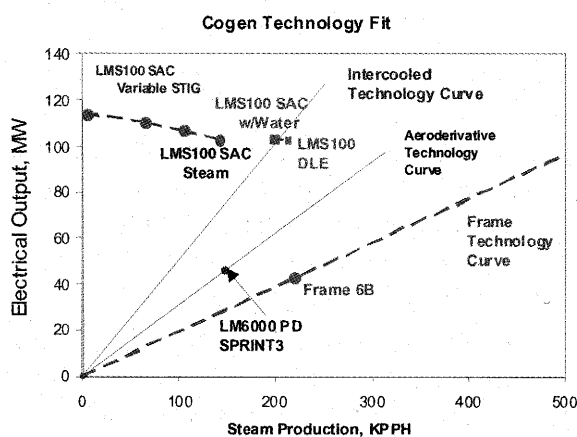


図9 LMS100システムでのSTIG運用

が適用可能であり、これにより効率および出力が向上する。図8にSTIG適用時の大気温度-出力特性を示す。

STIGの運用は蒸気を全量出力増強のために使用するモードからNOx対策としての蒸気噴射まで変化させられる。後者の場合は余剰蒸気をプロセス用に供給することが可能である。図9にLMS100システムのSTIGを種々変化させた場合とその他のガスタービンについて電気出力と蒸気発生量 (11.3Bar, 185°Cの例)の関係で比較して示す。LMS100システムでは、LM6000ガスタービンに比べ2倍の電気出力が得られるがそのときの蒸気発生量は同等である。プロセス用の蒸気量を調整することにより、冬季の暖房用蒸気あるいは夏季の冷房用電力のバランスを取ることができる。たとえば、電力需要が多い季節には蒸気をより多くガスタービンに供給し電気出力を増加させる。一方、電力需要の少ない時期には蒸気をプロセスによる多く供給することができる。この特性により、電気、蒸気を柔軟に調整しつつ経済的な運転をすることが可能となる。

表1にLMS100システムの種々のシステム構成と性能諸値を取りまとめて示す。

3. 適用例

LMS100システムはその特徴により種々のプラント条件に適用可能である。シンプルサイクルのピーク運用、コジェネレーションあるいはコンバインドサイクルプラントなど広範な要求に対応できる。

3.1 シンプルサイクル

LMS100システムは主としてシンプルサイクルの中間負荷運用機を想定して設計されたが、ピーク機にも適している。

近年では、米国においても多くの発電プラントで、NOx 5 ppm以下 (O₂=15%換算)が要求される状況である。これには脱硝装置が必要であるが、シンプルサイクルの場合、ガスタービン形式によらず、一般に排気温度を脱硝装置の許容温度以下とするための調整ファンが必要である。LMS100システムの排気温度はかなり低いため調整ファンの設置を要しないかあるいは小さい容量のもので十分温度調整ができる。

3.2 熱併給発電

熱併給発電 (Co-gen)にもガスタービンはよく用いられる。排気エネルギーは製造プロセス用の蒸気や空調

表1 LMS100システムの性能緒元

	Power (MW) 60 HZ	Heat Rate (KJ/KWh) 60 HZ	Power (MW) 50 HZ	Heat Rate (KJ/KWh) 50 HZ
DLE	96.0	8,015	99.0	7,921
SAC with Water Inj.	103.0	8,225	102.8	8,173
SAC with STIG	112.0	7,224	110.8	7,263
DLE with CC	116.0	6,644	116.0	6,700

用吸収式冷凍機に利用される。LMS100システムでは、図9に示したように、電気出力／蒸気発生量比が高いため、40-50MW 級ガスタービンの排気エネルギーで2倍以上の電気出力が得られる。これは、蒸気需要が少ないプラントでより高い経済性を発揮し得ることを意味する。

また、水冷インタークーラ・システムでは、この熱エネルギーを低温低圧蒸気や他の形態で回収することが可能で、排気エネルギーとインタークーラからのエネルギーを回収利用した場合、85%以上の総合熱効率が達成可能である。

3.3 コンバインドサイクル

フレーム型のガスタービンは排気温度が高いため一般にコンバインドサイクルで高効率が可能である。80-160MW の出力レンジでは概ね51-54%のコンバインドサイクル効率が得られよう。LMS100システムでは、コンバインドサイクル時53.5%の効率で120MW の出力となる。

フレーム型ガスタービンによるコンバインドサイクルでは、ガスタービンが全プラント出力の60-70%、蒸気タービンが30-40%を発生するが、LMS100システムによるコンバインドサイクルでは、85-90%がガスタービン、10-15%が蒸気タービンの出力となる。

4. 検証試験

4.1 コアエンジン試験

コアエンジンの試験は米オハイオ州にある GEAE の高高度試験設備で実施した。この施設では、コアエンジンの吸気条件近くの2 Bar の圧力で所要の空気流量を供給することができる。圧縮機、タービンロータおよび翼には約1500点の検出器を設置した。燃焼器は SAC 型の2燃料式で、NO_x 対策として水噴射仕様である。2004年に実施された一連の試験により、HPC と HPT の空力性能、燃焼器特性、起動および中間負荷特性、ロータの機械設計、空気熱力学的状況を機械性能とともに検証し、所期の成果が得られた。

4.2 全負荷試験

製品と同等のエンジン機器構成でガスタービン／インタークーラ・システムを総合的に検証するため、試験設備を米テキサス州ジャシントポートにある GEE の施設内に建設した。図10に試験設備全景を示す。

試験では、シンプルサイクルの発電所設備として設計条件での諸特性を定常状態、遷移状態で把握する。発電電力は試験実施上の自由度を確保するため空冷負荷装置により消費させる。燃焼器は水噴射つき SAC 燃焼器である。

LPC、中間軸、IPT と PT のロータおよび翼には十分な計装を施しており、インタークーラ・システム、パッケージおよびサブシステムを含めて3000点以上の検出器

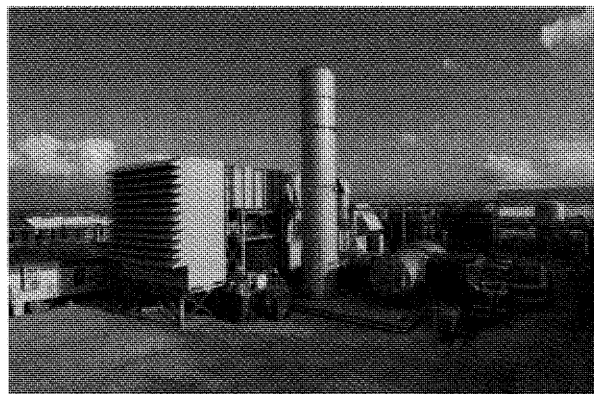


図10 試験設備全景

を設置し、設備内に隣接して建設したデータセンタおよび通信回線を介して遠隔監視する技術拠点で、総合的な設計の検証を行う。

試験設備の建設を完了後、各種試運転を経て、2005年7月18日に初点火を迎えた。その後、負荷試験を実施し、9月には100MW の出力を達成した。10月現在、点火からの起動目標時間10分を含む各種の試験、確認を実施中で、2005年12月末までに各種試験を完了する予定である。

本試験後、エンジン部分はシンシナチの工場に輸送して分解の上、各部品の状態把握等を行うこととしている。

本試験と平行して、商用初号機は10月にサイトへ向け出荷された。2006年に営業運転を開始する予定であるが、そこでは、長期運転にかかわる試験を行い、初期的な信頼性評価も行う予定である。

5. まとめ

LMS100システムは、発電事業に大きな優位性を提供する革新的発電技術である。フレーム型ガスタービンの技術と航空機エンジン／航空機エンジン転用型ガスタービンの技術を組み合わせることにより、比類のないシンプルサイクル効率と運用上の柔軟性を実現した。

実機工場試験に引き続き、実サイトでの長期試験等により本機の確証を行っていく予定である。

参考文献

1. Gas Turbine world (GTW); "2003 GTW Handbook," Volume 23
2. LMS100™ - GE's New Gas Turbine Power Generation System, GER-4222, 2003

注 記

LMS100およびMS6001は、GE エナジーの商標である。

GE90、CF6、LM2500およびSPRINT は、ゼネラル・エレクトリック・カンパニーの登録商標である。

LM6000は、ゼネラル・エレクトリック・カンパニーの商標である。CFM56は、仏スネクマ社およびゼネラル・エレクトリック・カンパニーの合弁企業であるCFM インターナショナルの登録商標である。

特集：中小容量ガスタービン技術

LM6000発電プラントの技術仕様及び運用実績の紹介

田中 敦士*¹
TANAKA Atsushi

キーワード：LM6000, コンバインドサイクル, シンプルサイクル, 発電パッケージ, DLE, 航空転用型, ガスタービン

1. 緒言

近年、航空転用型ガスタービン（航転型ガスタービン）を使用した発電プラント（特にコージェネレーションシステム、コンバインドサイクルシステム）が国内外において多く設置されている。当社は、エンジン単機出力1MWから50MWまでの航転型ガスタービンを使用した発電プラントを製品として取り扱っており、これまで数多くの実績を蓄積してきている。

本稿では、その中で最新型の出力45MW級LM6000ガスタービンを採用した発電プラントについて、技術仕様及び実用プラントへの適用例を紹介する。

2. 航転型 LM6000PC/PD ガスタービン

2.1 航転型ガスタービンの特長

LM6000は航空機エンジンを母体とする航転型ガスタービンである。航転型ガスタービンは一般に次の特長を持っている。

(1) 高効率

エンジン単体での出力軸端熱効率が低い。LM6000の場合42%以上の効率を持つ。

(2) 軽量・コンパクト

航空機エンジン用として開発されているので、重構造型一般産業用ガスタービンと比較して、徹底的に軽量化が図られている。本稿で紹介するLM6000PCは総重量7.8t、全長4.9m、LM6000PDは総重量8.9t、全長4.9mと極めて軽量かつコンパクトである。

(3) 保守の容易性

モジュール単位での整備と換装が可能であるため、作業が迅速にできる。このことはオーバーホール時の停止期間を短くすることに寄与する。

(4) 急速起動及び停止

エンジン自体が薄肉構造なので、急速起動及び停止時の熱衝撃に強い。起動指令から10分程度で全負荷運転が可能である。

2.2 LM6000ガスタービン

LM6000は米国 General Electric 社（以下 GE とする）製45MW級ガスタービンで、航空機用CF6-80C2ターボファンエンジンを産業用に転用した、現在実用化されているガスタービンの中では、単機最高効率の機種の一つである。航空機用CF6系列エンジンの産業用への転用は、25MW級LM2500(CF6-6)、35～50MW級LM5000(CF6-50)が既に多くのプラントに実用化されており、LM6000はこれらの使用実績を基に、構造の簡素化と高効率化を図って開発されたものである。

LM6000の高効率性は、高圧力比化、タービン入口温度の高温化、圧縮機及びタービン部等の要素効率の改善に加え、従来は航空機用エンジンのコア部分をガス発生器とし、別構造として新設計した出力タービンと組み合わせていたところを、低圧圧縮機を駆動する低圧タービンから直接出力を取り出すというコンセプトを採用することにより達成されている。また、2軸式の構造を採用することにより、瞬低^注に強く、部分負荷性能が優れているという特長を併せ持つ。

LM6000PDの構造図を図1に示す。また、主要目は以下の通りである。

(注) 瞬時電圧低下。

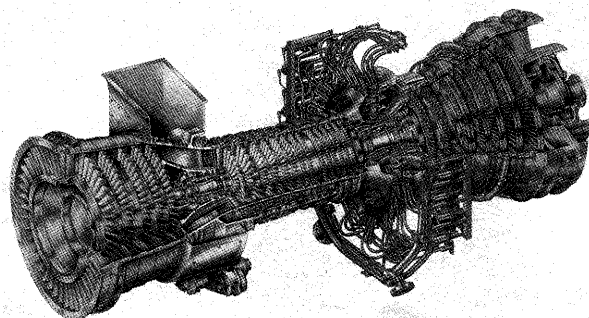
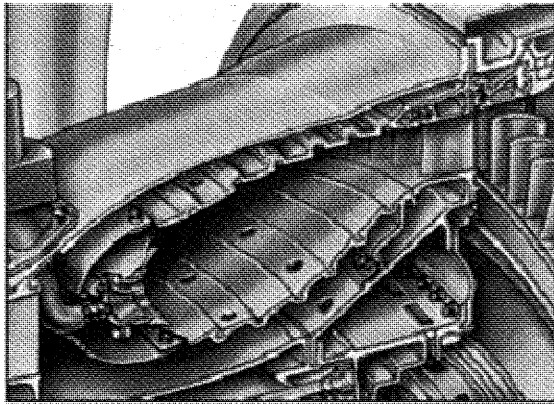


図1 LM6000PD 構造図

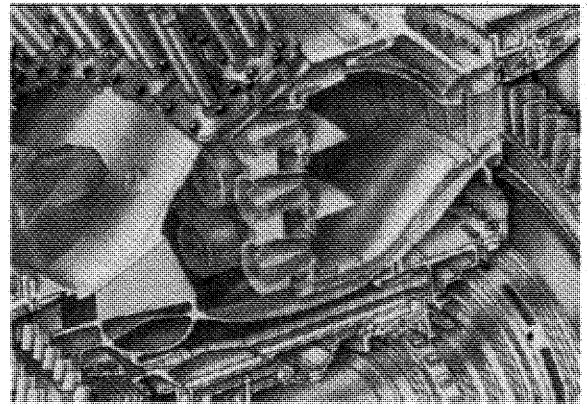
型式	開放サイクル2軸式
圧縮機	低圧圧縮機 (LPC) 軸流5段 高圧圧縮機 (HPC) 軸流14段
燃焼器	環状式
タービン	高圧タービン (HPT) 軸流2段 低圧タービン (LPT) 軸流5段

原稿受付 2005年11月2日

*1 IHI(株) 東京エンジニアリングセンター別館
原動機プラント事業部 プロジェクト部
〒135-8731 東京都江東区豊洲2-1-1



SAC 燃焼器



DLE 燃焼器

図2 DLE 燃焼器

現在製造されている LM6000ガスタービンには、従来型の燃焼器を持つ LM6000PC と、低 NO_x 型燃焼器を持つ LM6000PD の 2 種類がある。LM6000PC と LM6000PD はエンジンの基本構造は同じであるが燃焼器部分が次のように異なっている。

(1) LM6000PC

SAC (Single Annular Combustor) と称する環状燃焼器を有して、ガス焚、液焚、両焚が可能であり、水又は蒸気噴射により NO_x を 21ppm (残存 O₂: 16%換算) まで低減可能である。

(2) LM6000PD

DLE (Dry Low Emission) 型 3 層環状燃焼器を有し、水又は蒸気噴射無しで NO_x を 21ppm (残存 O₂: 16%換算) 以下に抑制可能である。DSAC 及び DLE 燃焼器の断面図を図 2 に示す。

なお、当社はこの LM6000ガスタービンの開発、生産分担 (RSP: Revenue Share Partner) も担っており、圧縮機後部フレーム及び後部出力軸アダプター部品を生産している。

3. LM6000発電パッケージ

当社は LM6000発電パッケージメーカーとして GE 社の認定を受け、設計・製造を行っている。

当社の LM6000標準パッケージを図 3 に示す。

当社 LM6000発電パッケージの特徴

(1) オールインワンパッケージ

ガスタービンエンジン、減速機のみではなく、始動油圧装置、潤滑油システム等の関連補機についてもパッケージ内に収納している。これら関連補機は、コンパクト化するとともに設置位置を熟慮し、パッケージの中でも十分なメンテナンス性を確保している。

(2) 自社製デジタル制御装置

当社では制御装置を自社開発し、GE 社の認証を受けて使用している。これにより、制御装置及び制御ロジック双方ともブラックボックスではなくなり、信頼性が高く、かつ的確なアフターサービスを提供できる。また、制御装置の二重化を行うことで、高度な信頼性を達成している。

(3) 高品質

オールインワンパッケージとすることで、当社工場で

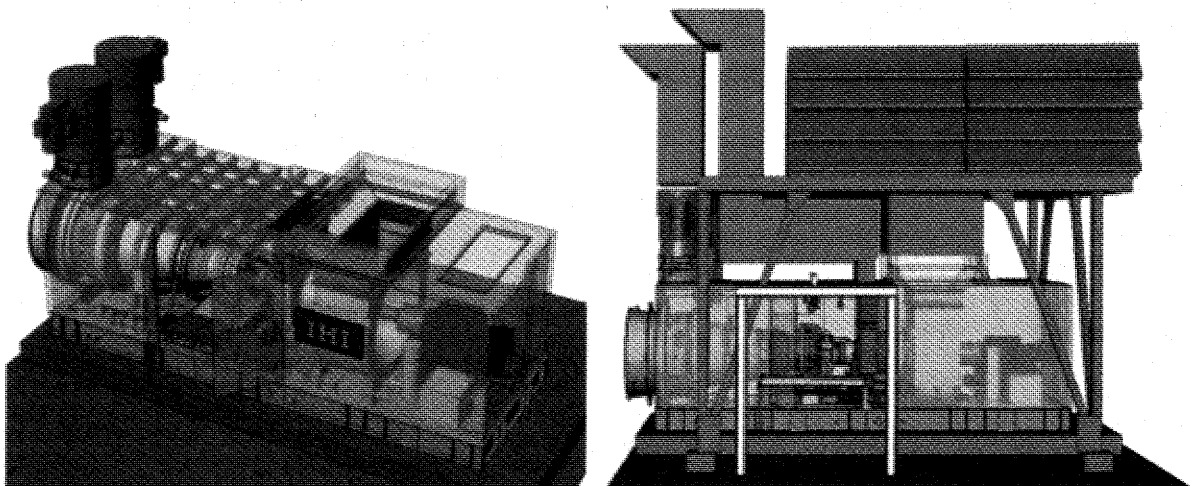


図3 LM6000発電パッケージ

組立を完成させることができるため、行き届いた品質管理を行うことが可能である。また、当社工場にはLM6000発電パッケージの運転設備を有しており、必要に応じて出荷前運転を行うことが可能である。

(4) 省スペース

パッケージ周辺に補機類を設置しないため、設置スペースが小さい。また、据付工事も簡素化され、短期間での設置が可能である。

4. LM6000コンバインドサイクル発電プラント

4.1 LM6000を採用したプラントの特徴

(1) 設置面積が小さい

航転型ガスタービンの場合は、ガスタービン発電装置がコンパクトである。これに加えて、高効率のLM6000を採用することにより、排熱回収ボイラおよび蒸気タービンが相対的に小型のもので済むため、コンバインドサイクルプラント全体の設備総重量と設置面積が小さくなり、バージ上に設置した事例もある。

(2) 短納期に対応

設置面積が小さく機器が小型であることから、設置工事期間を短縮することができる。それに加えて、航転型ガスタービンは、多くの部品が航空機用エンジンと共通の量産品であり、タイムリーにエンジンを入手することが可能である。当社では契約後の納期をシンプルサイクルプラントで12ヶ月、コンバインドサイクルプラントで24ヶ月を標準としている。

(3) DSS (Daily Start & Stop) への対応

急速起動・停止が可能な航転型ガスタービンの特性を生かし、DSSへの対応が可能である。プラント起動指令からガスタービン発電機は30分以内に、蒸気タービンも含めたプラントの全負荷運転には約2時間で到達することができる。

日本国内のように電力インフラが整備された市場において、LM6000で対応できる40MW～100MW級の発電所はピークカット用としてDSS運用が要求されることが多いが、ユーザーの多様な運用要求に対応可能である。

(4) NO_x 低減対策が容易

LM6000PCに水又は蒸気噴射を行う、もしくはDLE燃焼器を持つLM6000PDを採用することにより、ガスタービン出口NO_xを21ppm(残存O₂:16%換算)に抑制可能である。アンモニアによる脱硝装置を設置することで更にNO_xを低減することも可能であるが、この場合にもアンモニアの消費量を少なく抑えることができる。

(5) メンテナンスが容易

LM6000ガスタービンは軽量かつコンパクトであり、モジュール単位での整備を可能としているため、メンテナンスが容易である。

それに加えて当社は、GEの認定するLMエンジン整備工場を保有し、パッケージおよび制御装置についてもGE社の認定を受けて独自に設計・製造している、世界

でも数少ないメーカーの1つである。これらの利点を生かし、客先のメンテナンスを強力にバックアップすることが可能となっている。

(6) 多様な燃料を選択可能

LM6000ガスタービンはガス燃料としてLNG、BOG、13A等を、液体燃料として灯油、軽油、ナフサ、NGL(Natural Gas Liquid)等を使用可能である。また、これらのガス燃料、液体燃料を切り替えて使用することも可能である。

4.2 100MW コンバインドサイクルプラント

当社ではLM6000PDガスタービンを用いた100MWコンバインドサイクルプラントの標準化を実施した。プラント機器の最適化を行い、かつ現地工事の期間及びコストの低減を考慮した機器配置とすることで、低コストで高効率なプラントを実現している。

(1) 性能

表1にLM6000PDコンバインドサイクルプラントの性能を示す。

発電端効率51%以上の高効率発電プラントである。

表1 LM6000PDコンバインドサイクルプラントの性能

周波数	Hz	60		50	
		MW	50	100	50
クラス(注)					
ガスタービン発電電力(発電端)	kW	40,720	81,440	40,160	80,320
蒸気タービン発電電力(発電端)	kW	11,800	23,960	11,700	23,700
合計値	kW	52,520	105,400	51,860	104,020
発電端総合効率	%	51.6	51.7	51.1	51.2

条件

大気温度15℃、相対湿度60%、大気圧力1013hPa
燃料：都市ガス、LHV 49054kJ/kg

(注) 50MW：ガスタービン1台、蒸気タービン1台
100MW：ガスタービン2台、蒸気タービン1台

(2) 構成機器

ガスタービン：LM6000PD × 2台

排熱回収ボイラ：2圧式水管ボイラ × 2基、

高圧蒸気 圧力4.6MPa 温度420℃

蒸発量40t/1基

低圧蒸気 圧力0.7MPa 温度189℃

蒸発量13t/1基

蒸気タービン：混圧多段復水型(水冷) × 1台、
発電電力23.7MW

燃料ガス圧縮機：ウェットスクリー式 × 1台、
吐出圧力4.7MPa

水処理装置：混床式純水装置 × 2系列

排水処理装置：中和装置

計装空気設備：給油空冷式スクリー圧縮機 × 2台

冷却水設備：開放型冷却塔

ガスタービン吸気冷却用冷凍機：ターボ冷凍機

(3) 標準機器配置

125.5m × 122mの敷地に100MWコンバインドサイクルプラントの設置が可能である。また、冷却水設備など必要補機をガスタービン1系列ごとに個別に設置するこ

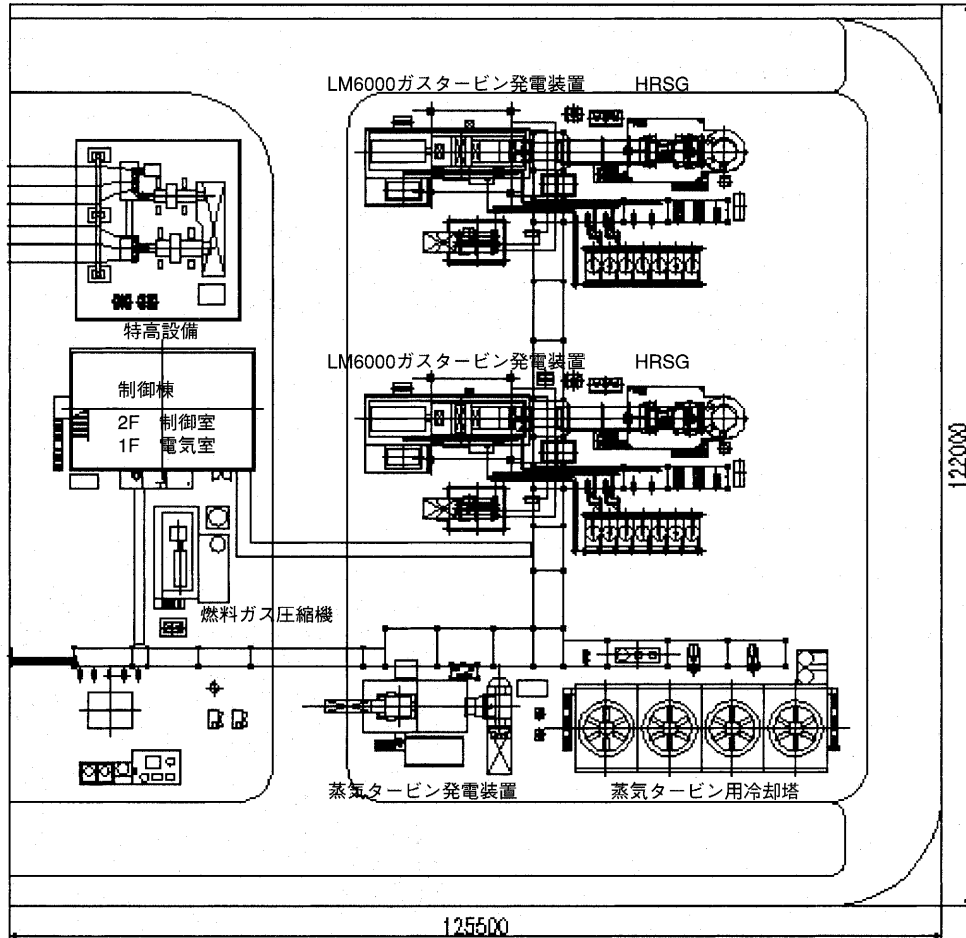


図4 LM6000コンバインドサイクル発電プラント機器配置図

とで、系列数の増減による配置変更が容易であり、保守点検時も1系列ずつ行うことが可能である。

図4にLM6000コンバインドサイクルプラントの標準機器配置図を示す。

5. 実用プラントへの適用例

5.1 タイ・ロジャナパワー向けガス焚コージェネレーション増設工事

本発電設備は、バンコク北部、ロジャナインダストリアルパーク内工場設備へ電力を供給するために、コンバインド発電設備（LM6000PC×2台、HRSG×2台、蒸気タービン1台で構成。LM6000PC×2台は1999年3月に当社より納入）が設置されていた。最近の電力需要の増加ため、本プラントを増設することとなり、発生蒸気は既設蒸気タービンに送気される。当社は、2004年1月、総送電量43MW、プロセス蒸気供給38tクラスのコージェネレーションプラントを納入した。

主要構成機器は以下のとおりである。

- ガスタービン×1台
LM6000PC ガスタービン
天然ガス焼き
- 排熱回収ボイラ×1台

2 圧式水管ボイラ

高圧蒸気：6.9MPaG, 393℃, 38t

低圧蒸気：0.48MPaG, 215℃, 8t

- 吸気冷却設備×1台 (2,238USRT)
ターボ式冷凍機

冷水温度 入口：12.8℃/出口3.9℃

本プラントは、ターボ式冷凍機を使った吸気冷却装置を採用しており、ガスタービンの吸気温度を6.7℃まで冷却し、ガスタービン発電機は出力約46MWで運転される（図5）。

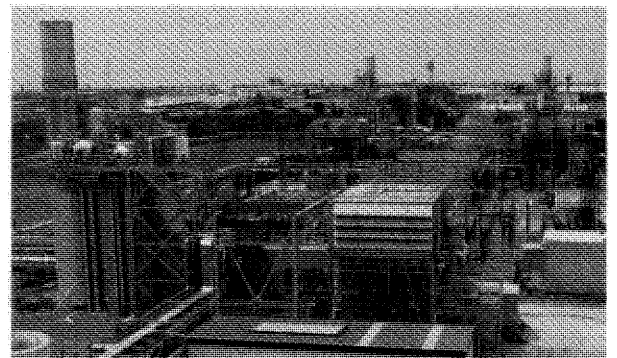


図5 タイ・ロジャナパワー向け
ガス焼きコージェネレーション増設工事

5.2 株式会社ベイサイドエナジー市原発電所

ガスタービンコンバインドサイクル発電設備

本プラントは千葉県市原市の五井海岸に、特定規模電気事業者（PPS）向け電気供給事業として建設した出力100MWクラスのコンバインドサイクルプラントである。航転型でDLE燃焼器をもったLM6000PDガスタービン2台に、排熱回収ボイラ、蒸気タービン1台を組合せて構成されており、2005年4月より商用運転が開始されている。

本プラントは、夏場の吸気冷却のための冷水をターボ式冷凍機を使って生成している。7℃の冷水を供給することで、夏場でもガスタービン発電機は出力約41MWで運転される。

主要機器の仕様は次のとおりである。

- ガスタービン×2台
LM6000PD ガスタービン
燃料：天然ガス
- 排熱回収ボイラ×2台
2圧式水管ボイラ
高圧蒸気：5.7MPaG, 425℃, 43.2t
低圧蒸気：1.1MPaG, 200℃, 15.0t
- 蒸気タービン×1台
混気復水式タービン（24MW）
- 復水器×1台
水冷式（表面冷却式）
- 吸気冷却設備×2台（1,750USRT）
ターボ式冷凍機

本プラント以外に、国内 PPS 向け100MW コンバインドサイクルプラントを2件納入済みであり、順調に運用されている（図6）。

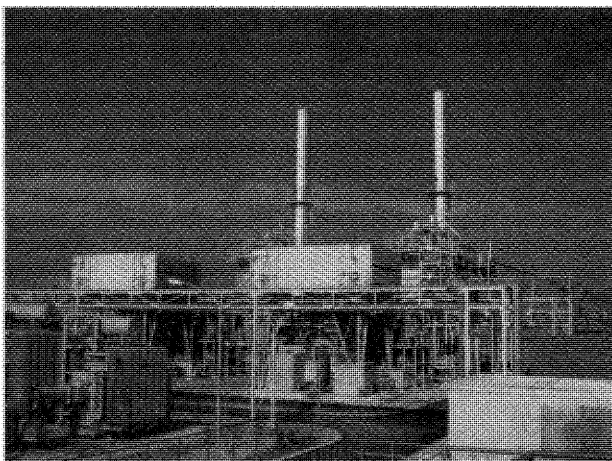


図6 株式会社ベイサイドエナジー市原発電所
ガスタービンコンバインドサイクル発電装置

5.3 株式会社ジーティーエフ研究所

ガスタービンシンプルサイクル発電設備

本プラントは茨城県鹿島臨海工業地帯に、特定規模電気事業者（PPS）向け電気供給事業として建設した出力40MWクラスのシンプルサイクルプラントである。2003年4月より商用運転が開始されている。

本プラントは、夏場の吸気冷却のための冷水をターボ式冷凍機を使って生成している。4℃の冷水を供給することで、夏場でもガスタービンの吸気温度を7.2℃まで冷却し、ガスタービン発電機は出力約46MWで運転される（図7）。

主要機器の仕様は次のとおりである。

- ガスタービン×1台
LM6000PC ガスタービン
燃料：軽油または灯油

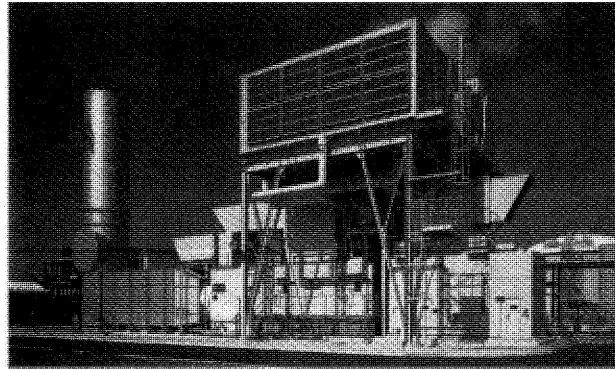


図7 株式会社ジーティーエフ研究所
ガスタービンシンプルサイクル発電装置

6. 結 言

LM6000ガスタービンプラントは、シンプルサイクル、コンバインドサイクルとも高効率な発電プラントとして実績を積み重ねてきた。今後は、余剰電力の商取引が可能となったことで、これまで小型クラスが中心であった自家発用コージェネレーション設備としての需要も増加してくると予想される。最適な排熱回収システムと組み合わせることにより、高効率・低コストのコージェネレーションプラントを国内外に提案し、拡販を図っていく所存である。

参 考 文 献

- (1) 石川島播磨重工業株式会社カタログ
IHI-LM Engine Series Gas Turbine Power Plant
- (2) 野崎明, 佐藤敏明, 石川島播磨技報
1998 Vol.38 No.5, p.291

特集：中小容量ガスタービン技術

MF-111ガスタービン出力回復プログラムの開発

荒木 勝人*1

ARAKI Masato

キーワード：ガスタービン，シャワーヘッド冷却タービン1段静翼，Pre-Swirlノズル

1. まえがき

三菱重工業(株)が開発したMF-111形ガスタービンは、主にコージェネレーションプラントの主機として国内で40台以上の納入実績を有しており、その排ガスのエネルギーを熱回収することで蒸気を発生させ、プロセス蒸気や蒸気タービンの駆動源として活躍している。MF-111形ガスタービンの組立断面図を図1に、性能表を表1に示す。一方で、その初号機が1986年に運用開始してからこの2006年8月で20年を迎え、長期間の運転による経年的な劣化の影響で多くのユーザが出力低下を経験している。図2に圧縮機汚れによる最大出力低下のトレンドを示す。容量の小さなガスタービンほどその影響は顕著となり、この対策として圧縮機吸込部からオンラインナツツシエルクリーニング（乾式洗浄）を実施することで効果が得られることも確認されているが、完全に出力を回復する事はできない。

表1 MF-111ガスタービン標準性能

	MF-111A	MF111-B
発電機端出力 (kW)	12610	14570
熱消費率 (LHV 基準) (kcal/kWh)	2836	2778
排ガス流量 (kg/h)	174600	202900
排ガス温度 (°C)	547	530
圧力比	13	15
比出力 (kW/kg/s)	260	259

(大気温度15°C, ドライ, 天然ガス焚き, 標準吸排ロスを含む)

圧縮機汚れのように、洗浄すればある程度の出力回復が見込めるものと異なり、出力低下の回復が難しい経年劣化の要因として、圧縮機翼及びロータの表面粗度増加や、経年的な翼環・車室の変形等に起因する隙間拡大による洩れ空気量の増大及びクリアランスの増大等が考えられる。

2. MF111ガスタービン出力回復プログラムの特徴

この経年的な劣化によって失ってしまった出力を取り戻すために、弊社大型ガスタービンで実績のあるシャワーヘッド冷却タービン1段静翼とPre-SwirlノズルをMF-111形ガスタービン用に開発した。これにより、出力としては相対的に4%増大させることが可能となる。MF-111形ガスタービンでは、出力増大の為に車室へ蒸気を投入する運用も可能であり、お客様によってはこの

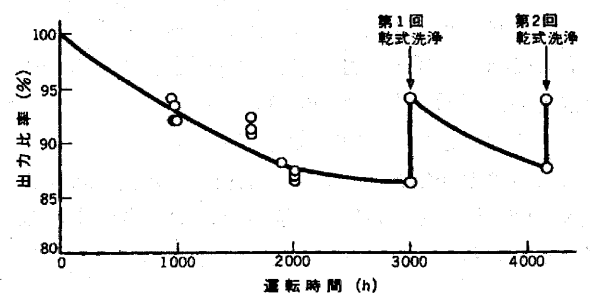


図2 圧縮機汚れによる出力低下と乾式洗浄の効果

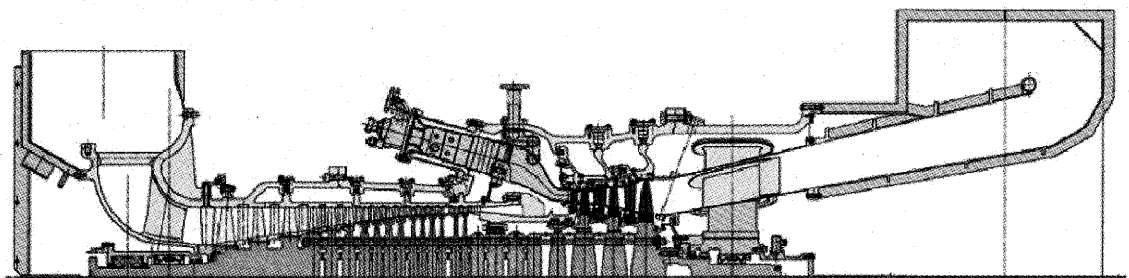


図1 MF-111形ガスタービン組立断面図 (MF-111B)

原稿受付 2005年11月4日

*1 三菱重工業(株) 高砂製作所 タービン技術部
ガスタービン統合開発グループ
〒676-8686 高砂市荒井町新浜2-1-1

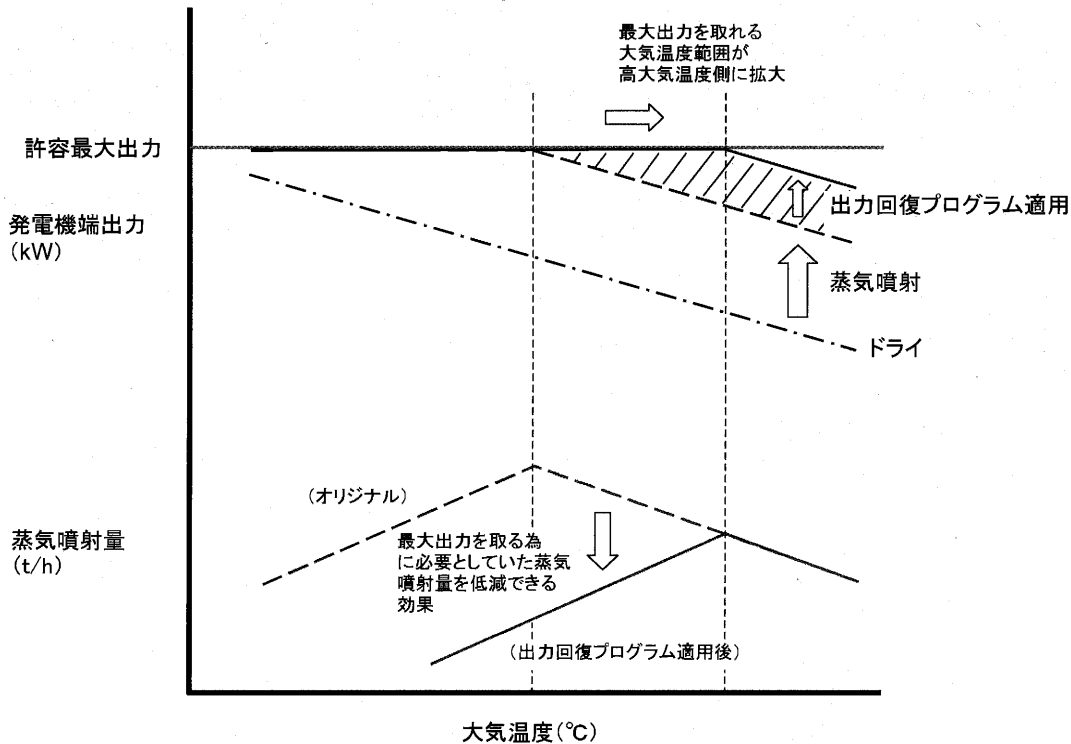


図3 出力増大による運用性向上

出力増大分のメリットを投入蒸気量低減に置き換えることも可能である。図3に、今回の出力増大による運用性向上のメリットを整理した。

なお、このシャワーヘッド冷却タービン1段静翼とPre-Swirlノズル適用の為の本体改造工事は、弊社工場にて行うタービン1段静翼取替・組込み・芯出し工事及びPre-Swirlノズル取付工事に10日間を要するものの、通常定検工事期間中に実施できるといった点も、ユーザにとっては大きなメリットであるといえる。

これらはH16年秋、新日本石油精製(株)水島製油所殿納入 #2GT (MF-111B) に適用済みで、良好な結果を確認している。

2.1 シャワーヘッド冷却タービン1段静翼

従来のタービン1段静翼は、その前縁部冷却をインピンジメント冷却に頼っていたが、冷却効率の良いシャワーヘッド冷却を採用する事により、従来と比べて金属材料温度を同等かそれ以下に保ちつつ、冷却空気量を削減した。MF-111ガスタービン初号機の開発時にはまだ実績が無く、実機での採用には踏み切れていなかったが、その後弊社実証発電設備 (T地点) において1500℃級ガスタービンに装着し、その健全性が確認された事を踏まえてMF-111ガスタービンに出力回復プログラムの一環として適用する事となった。

前縁部分は熱負荷が高く、従来はインピンジメント冷却方式に従って内側のインサート板に開けられたインピンジ穴から強烈に冷却空気を噴き付けていたが、このインピンジ穴前後で差圧を大きく取る必要があり、必然的

に流量も過大に流れてしまい、この空気は背側のフィルム穴から排出されていた。これをシャワーヘッド冷却方式とする事により、高温の主流ガスと翼金属前縁部との間に適量の空気でカーテンをする為、前縁のシャワーヘッド冷却穴から少ない差圧で冷却空気を供給して、必要冷却空気量の低減を実現している。(図4)

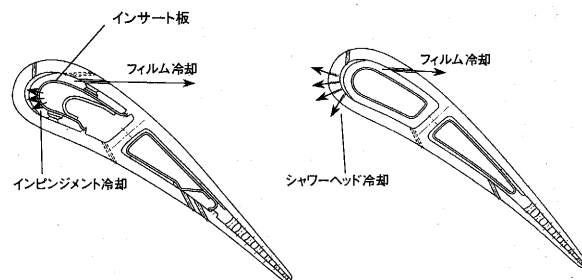


図4 タービン1段静翼冷却構造の比較

2.2 Pre-Swirlノズル

1段静翼で冷却空気量を削減したことにより、1段静翼上流側で定められるタービン入口温度一定とすると1段静翼下流側でのガス温度が相対的に上昇する。これに伴って、1段動翼の冷却条件が厳しくなるが、これを相殺する為Pre-Swirlノズルの動翼冷却空気温度低減効果によって、改造前後における1段動翼の平均金属材料温度は同等とする設計としている。Pre-Swirlノズルの配置を図5に示す。

Pre-Swirlノズルとは、回転するタービンディスクに静止場からタービン冷却空気を導入する際にタービン静

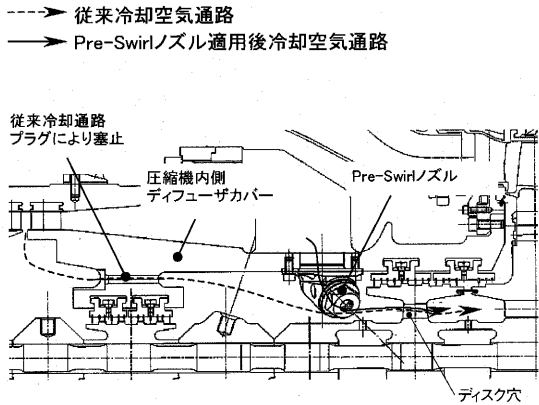


図5 Pre-Swirl ノズル配置

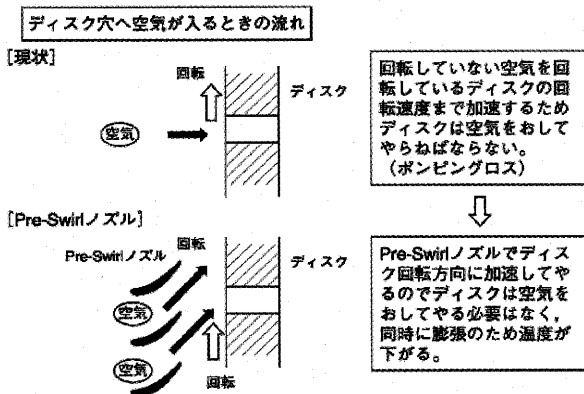


図6 ディスク穴へ空気が入るときの流れ

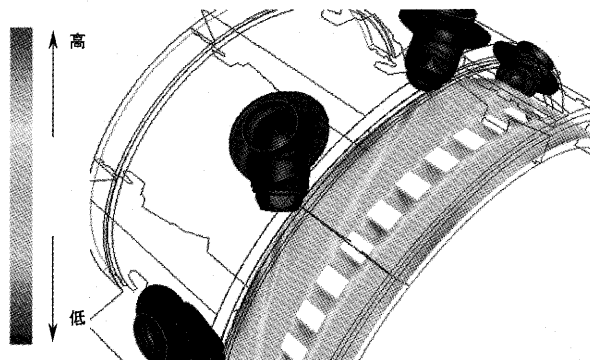


図7 CFDによるPre-Swirlノズル周りの空気流速分布

翼のようなノズルで空気にディスクと同レベルの周速を与えることでポンピングロスを減らし、且つその際の膨張によりタービン冷却空気温度を下げてタービン動翼の信頼性向上を図るもので、ジェットエンジンで開発され弊社1500℃級大型ガスタービンでも実績がある。

従来のようにPre-Swirlノズルが無い場合、タービン冷却空気に対して積極的に周方向成分速度が与えられず、ディスクに流入する際にはその空気をディスクの回転速度まで加速する為にディスクは空気を押しやらないと、結果としてタービン仕事をロスする事になり、これをポンピングロスと称している。(図6)

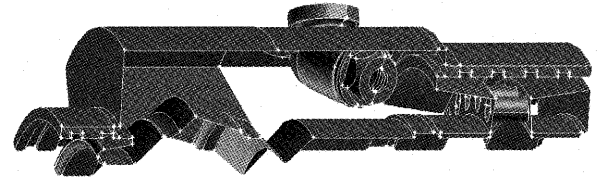


図8 CFD解析モデル

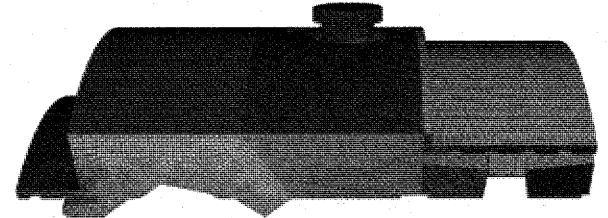


図9 解析用グリッド

一方で、MF-111形ガスタービンへの適用にあたっては大型ガスタービンで実績のある翼形ノズルとした場合、製作コスト、納期が増大する懸念と、本体に装着するための改造工事範囲が大きくなり、通常定検工事期間で取まらない懸念とがあった為、簡易的な丸穴ノズルを周方向離散的に配置させる構造を採用している。丸穴で離散配置のPre-Swirlノズルはこれまでに実績が無かった為、その性能についてCFD解析と回転リグ試験とで検証するステップを踏んで、実機に適用した。

2.2.1 CFD解析 周方向に8本離散的に配置されたPre-Swirlノズルから流出したタービン冷却空気が、全周40穴を有するディスクに流入する際に均等に分配されるかどうか等の懸念があったが、図7に示される非定常CFD解析による流速分布でも周方向で特異な分布は認められず、問題の無い見込みを確認した。本非定常解析は、Fluentで実施し、乱流モデルには $rk-\epsilon$ を使用している。図8に解析モデルを、図9に計算グリッドを示すが、グリッド数は550K、合計メッシュ数は620Kに達する。解析領域は全周に対して1/8周分を取った。

2.2.2 回転リグ試験 ポンピングロス低減量及び周方向離散的な噴き出しにおけるディスク穴流入時の圧損係数を確認する為に、弊社高砂研究所にて回転シール試験装置を用いて、1/1スケールモデルでリグ試験を実施した。(図10)

図11に試験装置のレイアウトを示す。試験ではタービン冷却空気とシール空気を各々圧縮機及びタンクから供給し、流量はオリフィスで計測した。実機的设计回転数9660rpmに対して、試験装置の最大回転数は4000rpmと実機に満たないが、ディスク穴部における回転レイノルズ数は実機でおおよそ 1×10^7 に対して、試験条件は $1 \times 10^6 \sim 10^7$ の範囲でほぼ同等とした。Pre-Swirlノズル適用前後での軸トルクの変化はトルクメータで計測した。ノズル適用後は、ポンピングロスが削減される分軸トル

クが増大することになり、この軸トルクの変化量がノズル適用により削減されたポンピングロスと等価となる。リグ試験での計測点を図12及び表2に示す。

リグ試験はノズル噴出し角度、ノズル本数、ノズル前後圧力比、軸回転数、排圧 (Pex) を様々に変化させた条件で実施した。

ポンピングロス削減量の計測値と理論値の比を今回Pre-Swirl ノズル効率と定義した場合、リグ試験の結果を整理すると図13に示す通りディスク境界層流量とPre-Swirl ノズル通過流量との比を取った値との相関が確認された。

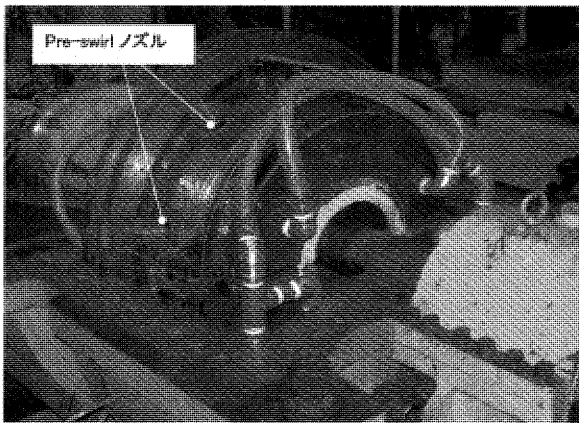


図10 スケールリグモデル

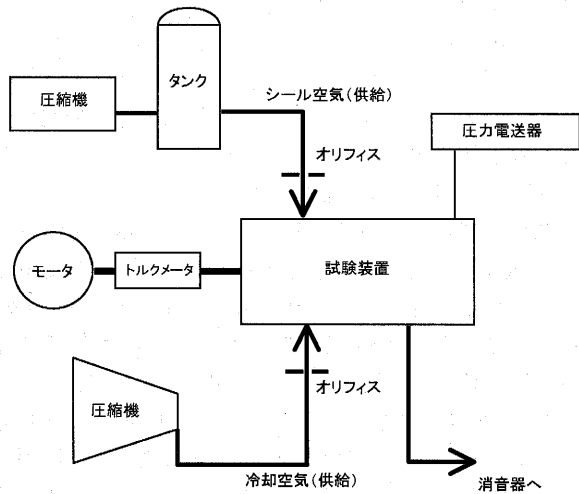


図11 試験装置レイアウト

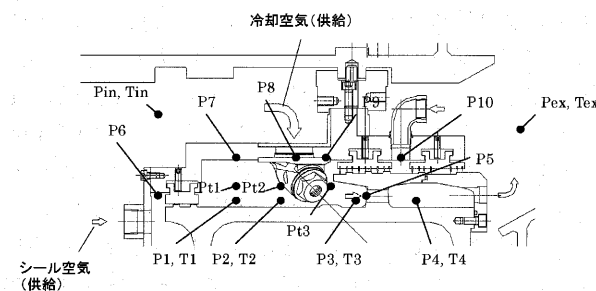


図12 リグ試験計測点

ディスク境界層流量は、動粘性係数、回転レイノルズ数、評価位置半径と係数の関数で表される。(参考文献(5))なお、ノズル出口からタービンディスク穴入口に至るPre-Swirl ノズル出口空気の周方向成分速度変化はCFD解析結果から補正した値を用いて評価している。

また、タービン冷却空気のディスク流入時圧力損失についても、下図14に示す通りタービン冷却空気の周方向成分速度がタービンディスク周速と同等となるところで最小となる特性を確認した。これについても前述の通り、タービンディスク穴入口におけるPre-Swirl ノズル出口空気の周方向成分速度はCFD解析結果から補正した値を用いて評価している。

ポンピングロス削減量、タービン冷却空気の温度低減量及び圧力損失に関して、この試験結果を反映して実機で必要タービン冷却空気量を供給するPre-Swirl ノズルシステム設計を実施した。図15にMF-111向けに適用したPre-Swirl ノズルを示す。

表2 計測点リスト

計測項目	点数	備考
静圧 (P)	44	静止側：23 回転側：21
全圧 (Pt)	7	
全温	14	
流量	3	オリフィスによる計測
軸トルク	1	トルクメータによる計測

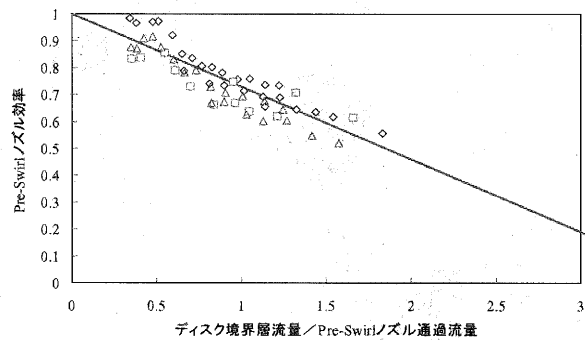


図13 Pre-Swirl ノズル効率計測結果

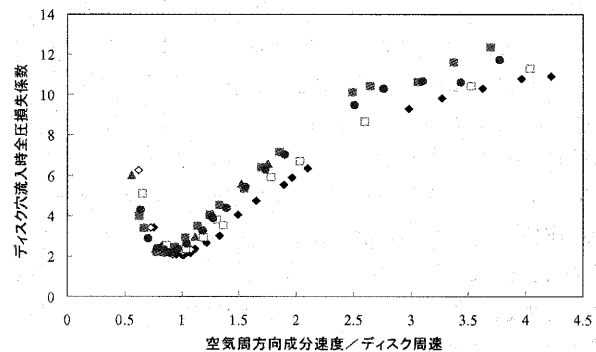


図14 空気・ディスク周速比と圧損係数の相関

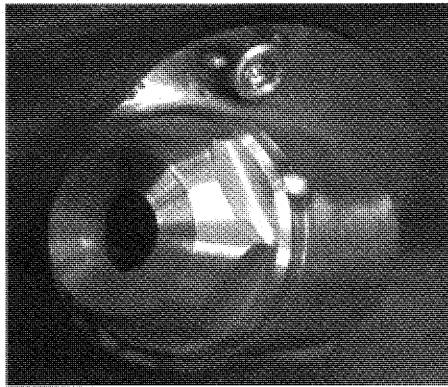


図15 MF-111向け Pre-Swirl ノズル

表3 MGA2400/X-45の化学成分表

	Co	Cr	Ni	W	Ta	Ti	Al
MGA2400	19	19	Bal.	6	1.4	3.7	1.9
X-45	Bal.	26.5	11.5	8	-	-	-

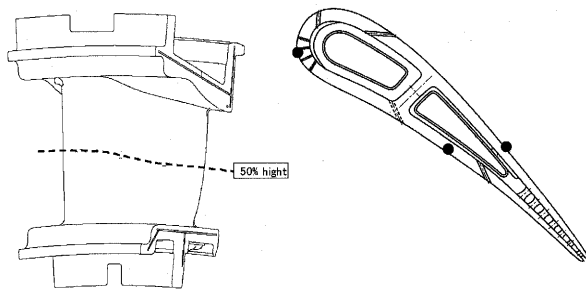


図16 タービン1段静翼メタル温度計測位置

2.3 タービン第1段分割環

シャワーヘッド冷却タービン1段静翼の採用によって後流ガス温度が上昇する影響で、分割環にとっても従来に比べて厳しい環境下にさらされることとなる。今回、実機には従来材であるCo基のX-45からNi基のMGA2400に変更して耐高温酸化性を向上させた分割環を試験的に数枚装着しており、次回定検開放時にその状態を確認する予定である。表3にMGA2400とX-45の化学成分表を示す。

2.4 実機特殊計測結果

特殊計測の結果、タービン1段静翼及びタービン第1段分割環に関しては計画のメタル温度と比較して、同等かそれ以下であり、またPre-Swirlノズル前後圧力比についても計画値とほぼ一致しており、今回の出力回復プログラムの健全性を確認することができた。図16, 17にはタービン1段静翼メタル温度、図18, 19にはPre-Swirlノズル周り圧力の計測位置及び結果を示す。

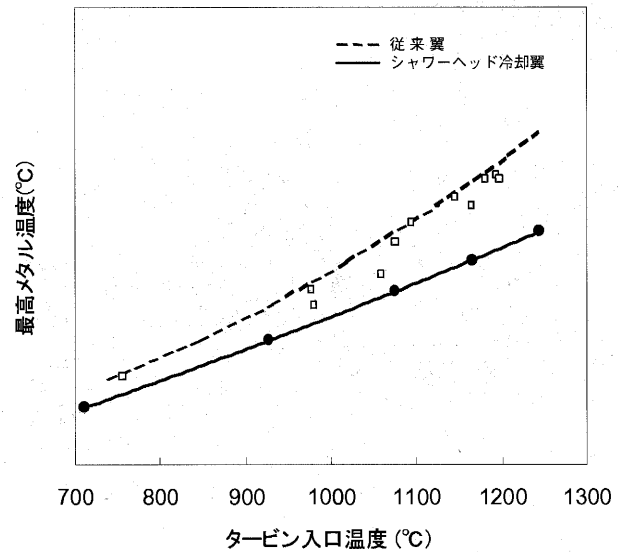


図17 タービン1段静翼メタル温度計測結果

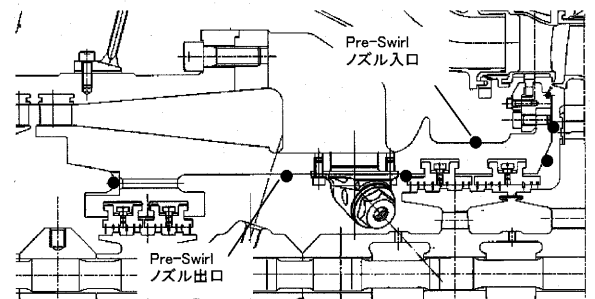


図18 Pre-Swirlノズル周り圧力計測位置

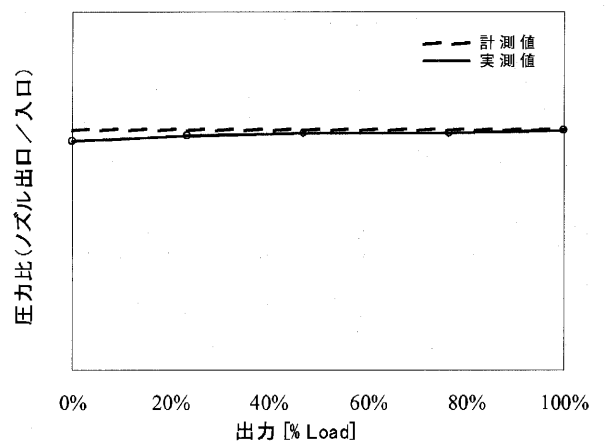


図19 Pre-Swirlノズル前後圧力比計測結果

3. あとがき

新日本石油精製(株)水島製油所殿 納入 #2GT (MF-111B) において、H16年秋に本アップレイトングプログラムを御採用頂いてから2年後の本H18年秋の定検時開放点検時にその健全性について確認される予定となっている。なお、約1年が経過した現在においては問題無く御運用頂いている。



図20 新日本石油精製株式会社水島製油所殿納入
MF-111B形ガスタービン

経年劣化による出力低下は、吸気フィルター仕様等による程度の差こそあれ避けられないものであり、冒頭にも触れた通り中小型ではその影響が顕著となる。これに

対してレトロフィットで改造範囲最小として期待通りの出力向上効果が得られる本プログラムは、出力増大を期待する既ユーザにとって魅力的なもので、既設プラントの稼働力強化と、また新規プラントの運用範囲拡大による競争力強化に貢献できるものと期待している。

参考文献

- (1) E. Akita, et al., "Development and Testing of the 13MW Class Heavy Duty Gas Turbine MF-111", ASME Paper No.87-GT-37.
- (2) 池上, 佃ほか, 12~16MW級高性能ガスタービンMF-111形, 三菱重工技報 Vol.26 No.4 (1989) p.311
- (3) J. Masada, et al., "Operating Experience in Refinery Application of the 13MW-Class Heavy Duty MF-111 Gas Turbine Engine", ASME Paper No.90-GT-182.
- (4) TANAKA et al., "MF-111 GAS TURBINE UPRATING PROGRAM", Bulletin of GTSJ 2005
- (5) Th. V. Karman, Ueber laminare and turbulente Reibung. ZAAM 1, 233-252 (1921); NACA-TM-1092 (1946)

特集：中小容量ガスタービン技術

カワサキ L20A ガスタービンの開発と適用事例

寺内 晃司*1

TERAUCHI Koji

キーワード：L20A, ガスタービン, 効率, エミッション, 信頼性, 点検, ライフサイクルコスト
L20A, Gas Turbine, Efficiency, Emission, Reliability, Maintenance, Life Cycle Cost

1. はじめに

エネルギー有効利用の観点からエネルギー分散配置およびコージェネレーションの重要度が高まる中、中小型ガスタービンによるコージェネレーションおよびコンバインド発電システムはその優れた総合熱効率により高い関心を集め、国内外で導入が進んでいる。また、中小型ガスタービンの高性能化によるプラント総合熱効率の更なる向上が期待されている。

当社では1983年以来、自社開発の産業ガスタービンを主機とする常用発電設備 PUC シリーズを販売し400台を超える実績がある。ガスタービンの高性能化に対する社会的ニーズと、当社の中小型ガスタービン開発の豊富な経験を背景に、最新鋭の20MW 級高効率ガスタービン「L20A」を開発し2001年に市場投入した(図1)。以

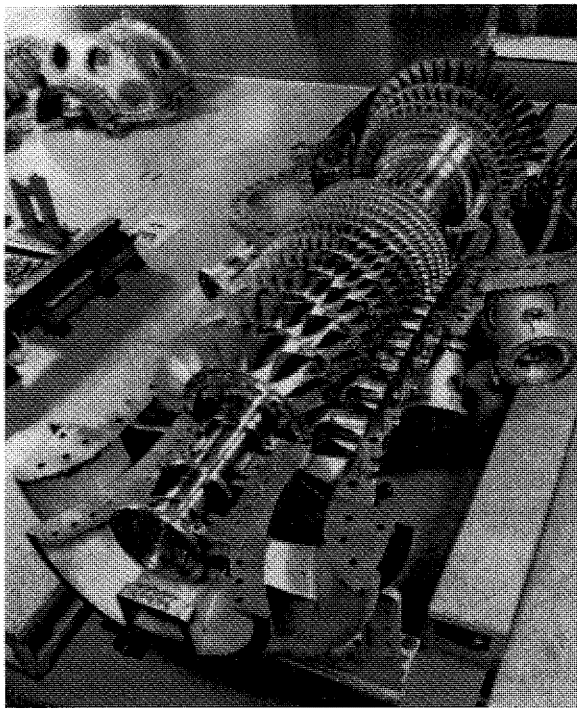


図1 L20A ガスタービン

原稿受付 2005年11月14日

*1 川崎重工業(株) ガスタービン・機械カンパニー
ガスタービンビジネスセンター 産業ガスタービン技術部
〒673-8666 明石市川崎町1-1

表1 L20A 主要諸元

出力	18,000 kW
熱効率	35 % (LHV)
回転数	9,420 rpm
圧力比	18
排気温度	545 °C
エミッション	NOx < 23 ppm (O2=15%) CO < 25 ppm (O2=15%)

*ISO 条件、減速機軸端、天然ガス

来、順調に販売および運用の実績を積み重ねている。

L20A は自社開発の Kawasaki ガスタービンとしては最高出力かつ最高効率機であり、これまでのガスタービン開発から得た知見と、要素開発による最新技術を積極的に採用している。また、開発試験では先進の計測評価技術を適用し信頼性を高めている。

ここでは L20A の技術的特徴およびその適用事例について紹介する。

2. L20A ガスタービンの技術的特徴

L20A は発電用に適した重構造型の1軸式ガスタービンで、以下の特徴がある。表1に主要諸元を示す。

a) 低ライフサイクルコスト

中容量ガスタービンとして最高水準の単体熱効率と排熱回収に適した排気ガス温度により、コージェネレーションシステムで総合熱効率81%以上、コンバインドシステムで発電端効率47%以上の高いプラント効率が得られる。また、部品点数を減らしてイニシャルコストを抑えると同時に、部品の長寿命化を図り点検容易な構造と相まってメンテナンスコストを低減している。これらにより、低いライフサイクルコストを実現した。

b) 低エミッション

当社の希薄予混合燃焼方式による燃焼器の実績をベースに開発した DLE (Dry Low Emission) 燃焼器を標準採用し、50~100%負荷で低 NOx、CO 排出を実現した環境に優しいガスタービンである。

c) 高信頼性

L20A は、国内外に60台を超える販売台数と170万時間以上の累積運転時間の実績がある7MW 級ガスタービン「M7A」をベースに開発した。ガスタービンの基本

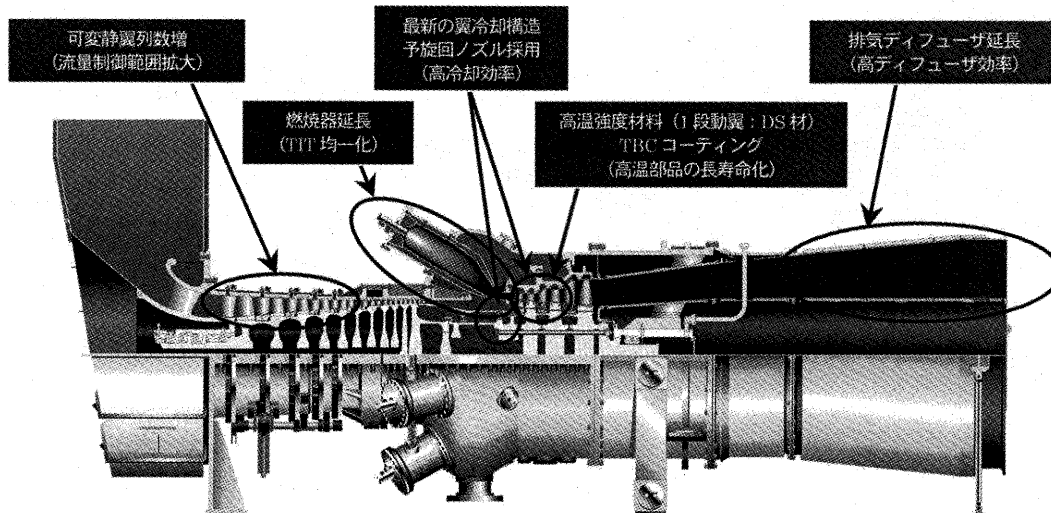


図2 L20A の設計上の特徴 (M7A との対比)

構造, 設計開発手法, 製造工程, 品質管理を同一とすることで豊富な実績を継承し L20A の信頼性を高めている。

L20A は豊富な実績のある M7A をベースにしているが, 新技術を積極的に採用している。M7A との対比という観点からみた L20A の設計上の特徴を図2に示す。

2.1 基本構造

M7A と基本構造を同一とした相似設計をベースとしており, 寸法比は約1.5倍に相当する (図3)。シンプルかつ頑強な産業用重構造で, 信頼性の高さメンテナンス性の良さを踏襲している。

排気ディフューザは圧力回復特性が最も良くなるように流れ解析により設計した。その結果, 相対的に長いディフューザとなったが排気流れの圧力損失を小さくすることができ, ガスタービンの性能向上に貢献している。

2.2 圧縮機

軸流圧縮機は M7A で実証した遷音速圧縮機技術に加え, 多段流れ解析 (図4) など最新の解析技術を適用し, 高効率を維持しつつも M7A と同じ11段構成でより高い圧力比18を実現した。同時に可変静翼列数を増やして流量制御範囲を広げている。

また, 実機動翼振動計測に従来の歪みゲージによる手法に加え, 光学式の非接触動翼振動計測手法 (図5) を適用し動翼共振回避に対する信頼性を高めている。

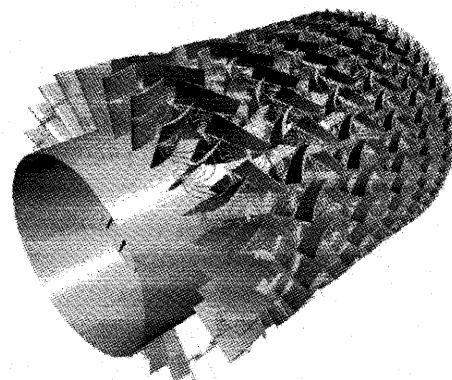


図4 軸流圧縮機 多段流れ解析の例

モデル	L20A	M7A
形式	単純開放一軸式	
外形寸法 [m]	L6.6 x H2.7 x W2.2	L3.7 x H1.7 x W1.5
重量 [ton]	14	4.7
圧縮機	11 段軸流	
燃焼器	8 缶型	6 缶型
タービン	3 段軸流	4 段軸流

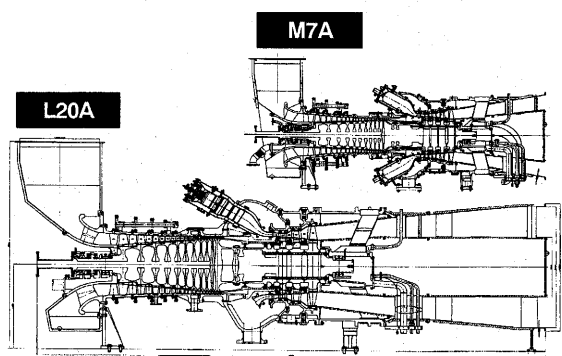


図3 L20A と M7A の構造比較 (同一スケール)

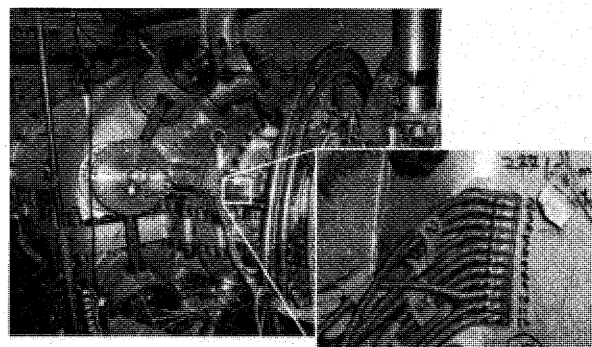


図5 軸流圧縮機 光学式非接触動翼振動計測

2.3 タービン

圧縮機と同様に多段流れ解析などにより高負荷設計を進め、タービン段数を3段に減らし部品点数の少ない設計とした。また同時に、クラス最高の単体効率とプラント効率を実現するため、タービン入口温度を1,160℃から1,250℃に高めた。

タービンの高温化を実現するため、動静翼材料に、より高温強度の優れた耐熱合金を採用し、中でも1段動翼はよりクリープ強度の高い方向凝固 (DS) 材を採用した。さらに、冷却翼の1, 2段動静翼には最新の冷却構造を適用、ガス通路表面にはセラミック系の遮熱コーティング TBC を施工し、冷却効率を高めている。また、ロータへの冷却空気には予旋回ノズルを設け、冷却空気温度を効果的に低減する構造を採用している。

冷却翼のメタル温度は冷却通路内部や主流の流れによる熱伝達と熱伝導現象が複雑に相関する現象のため予測が難しかったが、L20Aには熱・流体の一体解析 (図6) を設計に適用することにより詳細な事前検討が可能となった。また、実機計測には、高い精度での温度計測が可能なパイロメータによる手法 (図7) を適用し、冷却の最適化を図っている。

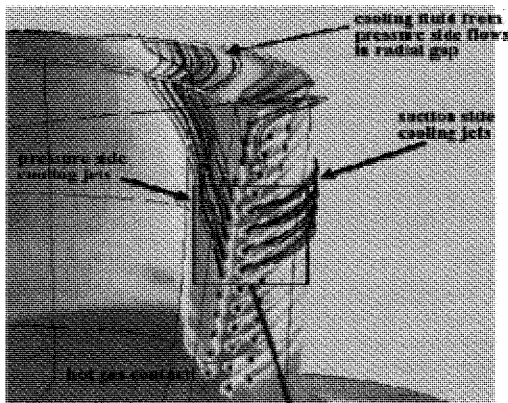


図6 タービン動翼 熱・流体一体解析の例

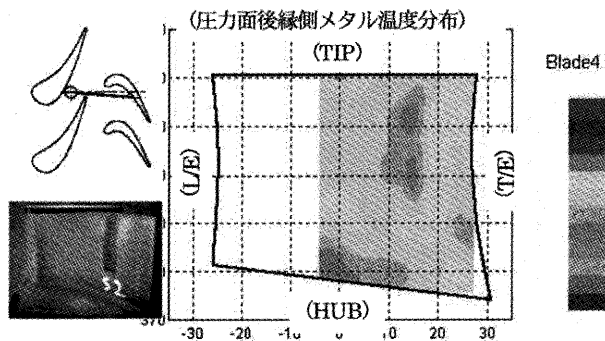


図7 タービン動翼 パイロメータ温度計測の例

2.4 燃焼器

L20Aの燃焼器は、M7Aと同形式の低エミッション性能と耐久性を備えた当社独自の希薄予混合燃焼方式のDLE

燃焼器を標準装備する。ライナ上部に中央に始動・低負荷時用の拡散ノズルを一体化した軸流スワラ式予混合ノズルとその外側同軸上にラジアルスワラ式予混合ノズルが配置されている。また下流に装備された追焚き燃料ノズルにより予混合希薄燃焼の適用可能負荷範囲を拡大している。図8に各燃料ポートの切替えイメージを示す。

燃焼器缶数は、メンテナンス性を考慮し6缶から8缶に増した構成だが、2つの電気火花式点火栓と伝播管による着火方式はM7Aと同じで高い着火信頼性を継承した。また、タービンの熱負荷を軽減するため燃焼ガスのタービン入口温度分布が均一になるよう設計している。

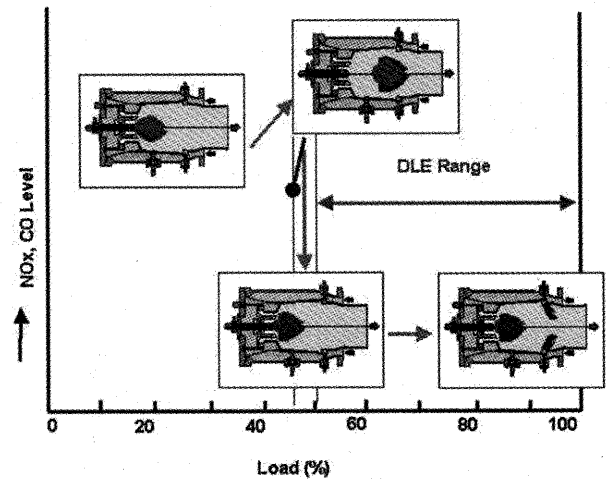


図8 DLE 燃焼器 燃焼ステージ

2.5 制御・監視

L20Aでは始動制御に、燃料スケジュール、加速制御、排気ガス温度制御の3つの制御ループの出力を連続的に切り換えるファジー制御を新たに採用し、温態始動での排気ガス温度の過度な上昇を抑制するとともに、冷態時、温態時にかかわらず常に一定の加速ラインでの安定した始動が行なえるようになった (図9)。

また、圧縮機可変静翼機構による空気流量制御を積極的に活用し、部分負荷で空気流量を減らし排気温度低下を抑え、プラント熱効率を高める制御を適用している。

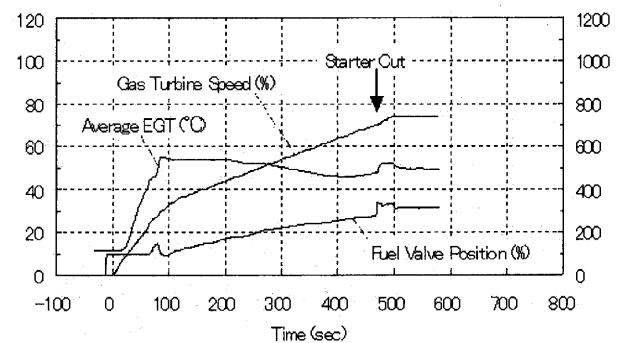


図9 始動ファジー制御 (温態始動)

なお、制御系は信頼性、冗長性を高めるための多重化対応が可能である。

3. L20A ガスタービンの適用事例

L20A ガスタービン開発完了により、コージェネレーションシステム PUC180およびコンバインド発電システム PUCS250/PUCS500を2001年に市場投入し、当社のコージェネレーションラインナップを500kW から50MWまでに広げた。市場投入以来、標準システムをベースに顧客の電力・蒸気デマンドに柔軟に対応した最適な発電システムを提案し、様々な適用形態でL20Aの採用実績を重ねている。ここでは、標準システムを説明の上、適用事例を紹介する。

3.1 標準システム

PUC180はL20A発電パッケージと単圧式排熱回収ボイラを標準構成としたコージェネレーションシステムである。システムフローと主要目を図10および表2に示す。また、PUCS250/500(図11)はPUC180の1系列/2

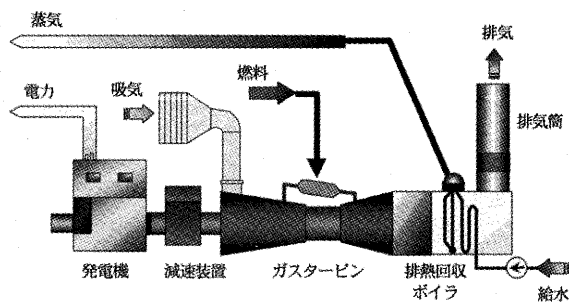


図10 PUC180コージェネレーションシステム

表2 PUC180主要目

項目	PUC180
発電出力(吸気温度 15℃)	17.3 MW
送気蒸気量	36,000 kg/hr
総合熱効率	81.3 % (LHV)
送気蒸気条件	1.96MPaG、飽和

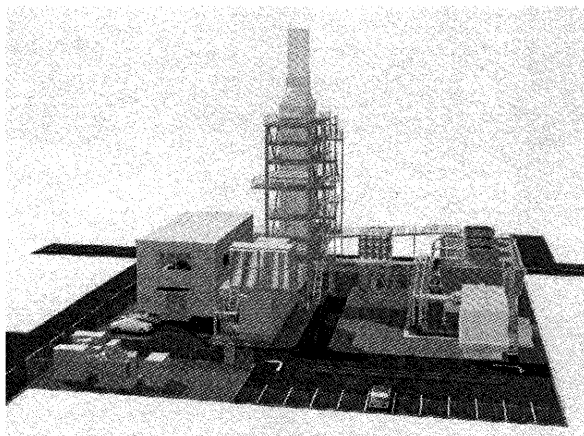


図11 PUCS250標準配置概観

系列にボトムリングシステム用蒸気タービン発電装置1系列を加えたもので、この場合排熱回収ボイラは複圧式を標準としている。システムフローと主要目を図12、図13および表3に示す

これらのシステムは、クラス最高水準の単体熱効率だけでなく排熱回収に適した排気温度を持つL20Aを用いることにより、クラス最高のプラント効率を実現している。

また、システムの主要構成機器は自社開発技術をベースとしており、かつ、国内外における産業用ガスタービンの豊富な実績と大型発電プラント建設経験を活かし、システム全体の信頼性を高めている。

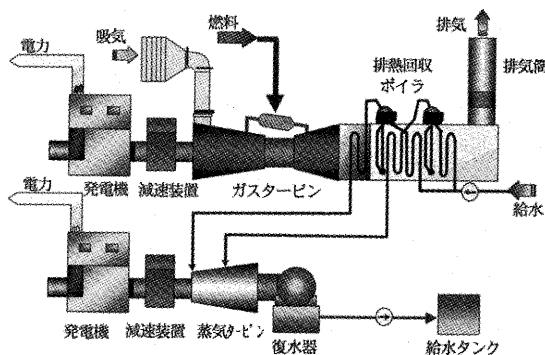


図12 PUCS250システム (GT1系列+ ST1系列)

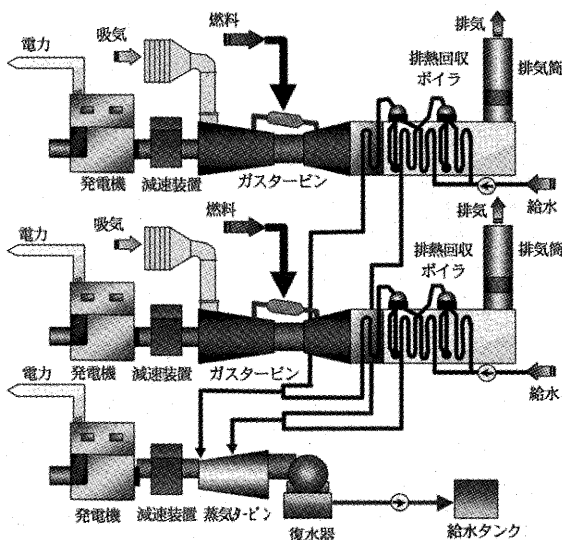


図13 PUCS500システム (GT2系列+ ST1系列)

表3 PUCS250/PUCS500主要目

項目	PUCS250	PUCS500
ガスタービン台数	1 台	2 台
蒸気タービン台数	(LHV) 1 台	1 台
CCPP 発電出力(吸気温度 15℃)	25.0 MW	50.2 MW
発電端効率	47.5 % (LHV)	47.6 % (LHV)

3.2 適用事例

L20A ガスタービンの適用事例を以下に2つ紹介する。

1) 川崎重工 明石工場 PUC180/PUCS250

当社明石工場の自家発電設備の一つとして、排熱回収ボイラを備えた PUC180 コージェネレーション設備を 2001年10月より運用開始した (図14)。プラント能力は、当工場のエネルギー需要の電力で約半分、蒸気でほぼ全量に相当する。DLE 燃焼器による低エミッションに加え脱硝設備を設けることにより NOx 濃度は 2.3ppm (O₂=16%) と極めて低く、地方自治体による厳しい総排出量規制に対応している。

明石工場のエネルギー需要は変動が大きく、週日労働日の昼間のエネルギー使用量は多く休日および夜間は少ない。このため運用は図15に示す運転パターンのような Daily Start and Stop (DSS) であることが多い。

運用開始以降、順調に安定した稼働を続けており、定期的な点検により健全性を確認してきた。図16に2005年5月のプラント定期点検時に実施したオーバーホールでのガスタービン主要部品の状況を示す。詳細な検査の結果、特に問題のある事象はみられず、製品の健全性が確認された。また、高温部品については一部をサンプリングして破壊検査による母材の内部組織やコーティング等の分析を行ない、耐久性が良好であることを確認している。

なお、本発電設備は、当工場の更なるエネルギーコスト削減および総合的環境保全を目的として、蒸気タービン

を追加してコンバインドサイクル発電システム PUCS250 にすると共に、出力増加用に蒸気注入のできる M7A ガスタービンを使った PUC70PLUS を系統に加え、2005年8月より運用を開始した (図17)。この設備改造により、総発電電力 32,450kW、供給蒸気量 20t/hr となり、新設の貫流ボイラと組み合わせて、季節による電力・熱の需要バランスが大きく変化する当工場のエネルギー要求に柔軟に対応したより経済的な運用を行なうことができるシステムとした。

2) 関東某所 PUCS500

大きな電力・蒸気デマンドの変動に対応できる、PUCS500を適用したコンバインド型コージェネレーションシステムを2004年6月に関東某所に納入した (図18)。本システムは、混気抽気式蒸気タービンを採用すること

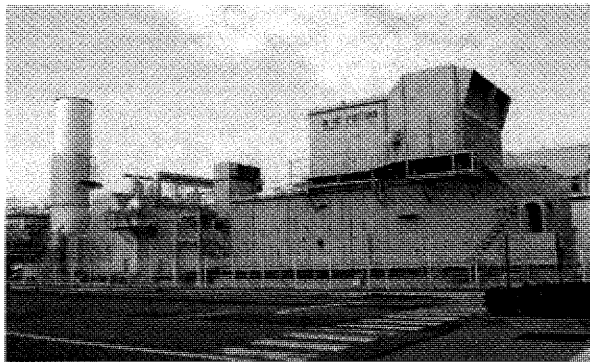


図14 川崎重工明石工場 PUC180

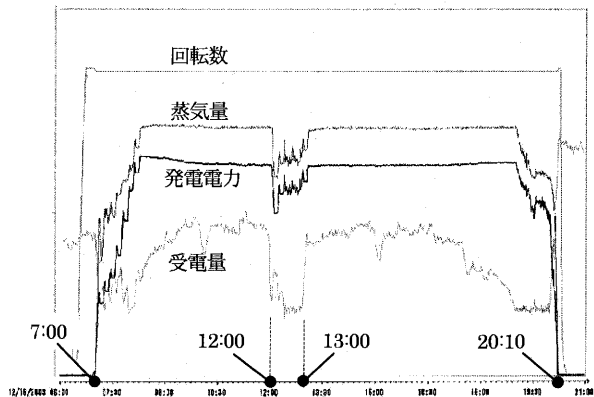


図15 川崎重工明石工場 PUC180運転パターン例

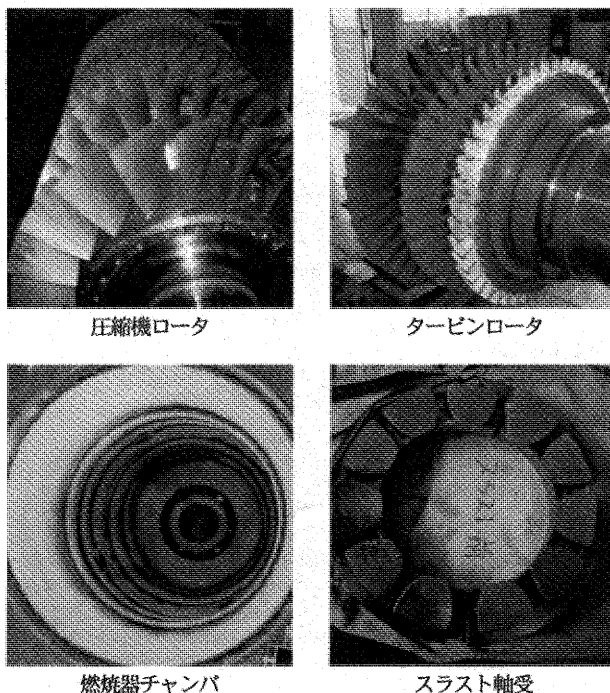
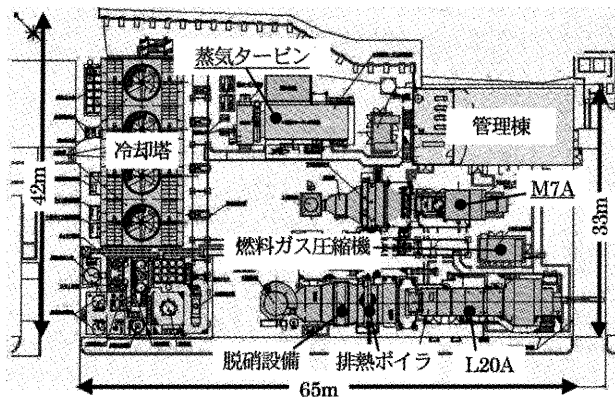


図16 川崎重工明石工場 L20A ガスタービンオーバーホール 主要部品状況 (2005年5月)



(下線付設備は、2005年追加設備)

図17 川崎重工明石工場 PUCS250レイアウト

により熱需要に合わせた発生蒸気の有効活用が可能で、熱電可変範囲が広くかつ広い運転範囲において高効率であることを特長とする。プラント能力は総発電電力49,540kW、発電効率47.4%、送気蒸気量は最大60t/hrである。

また、複雑な運用パターンに対する高度なプラント制御を、本格導入された分散制御システム DCS により少数の運転員で対応可能としている。

4. おわりに

当社が開発した20MW 級高効率ガスタービン L20A は、コージェネレーションシステム PUC180およびコンバインド発電システム PUCS250/PUCS500として順調に適用および運用の実績を積み重ねている。今後も自社技術に基づく高性能製品と充実したサービス体制を基に、多様なニーズに柔軟に対応した顧客満足度の高いシステム提案を行なう。

地域分散型発電システムに最適なコアとして開発した20MW 級ガスタービン L20A は、その効率の高さと低公害性から今後も地球環境問題の解決に貢献していくことが期待される。

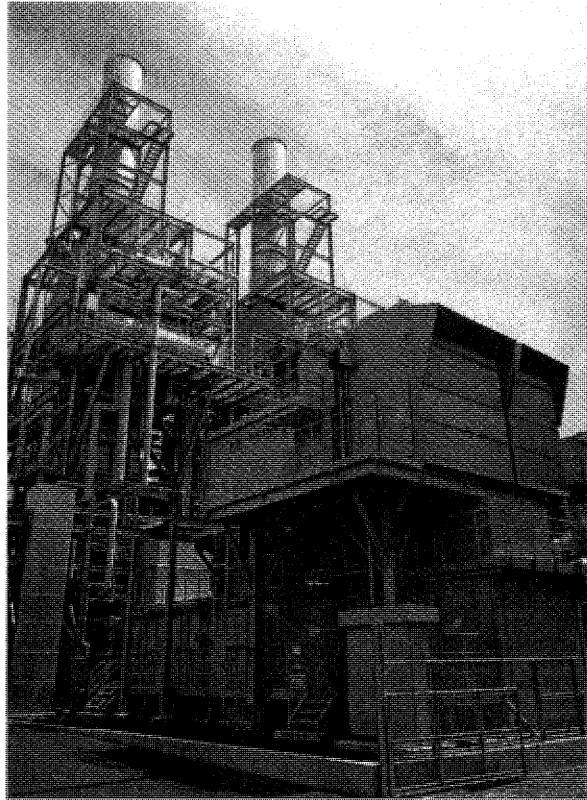


図18 関東某所 PUCS500

参考文献

- (1) 笠 正憲, 20MW 級ガスタービン「L20A」の開発, 川崎重工技報148号
- (2) Sugimoto, T., Development of A 20MW-class High-Efficiency Gas Turbine L20A, ASME GT-2002-30255

特集：中小容量ガスタービン技術

カワサキガスタービン M1A-13シリーズの開発・技術仕様、 運転実績等の紹介

細川 恭史*¹
HOSOKAWA Yasufumi

キーワード：ガスタービン，コージェネレーション，希薄予混合燃焼，触媒燃焼，トルクリミッタ

1. はじめに

近年，大地震や台風など自然災害が増え，非常用発電設備が稼働する機会が少なからずある。非常用発電設備では，冷却水が不要であることや回転体であるため振動が小さいという点などからガスタービン発電設備の需要が増えている。また，半導体製造分野など電力の安定供給が必須である工場の常用発電設備として，環境負荷の小さいガスタービンが注目されており，ビルや病院などにおいては，非常用兼用機としての常用ガスタービン発電設備も多く納入されている。

川崎重工業では，これらの市場に対応すべく1976年に国内初の純国産ガスタービン S1A-01を駆動源とする非常用発電設備 PU200を量産化し，それ以降様々な出力・用途に対応すべく開発を重ねてきた。現在，非常用発電設備では最大出力5200kW，常用発電設備では18MWまでを商品化している。本報では，常用発電設備の原動機として，開発以来順調に納入実績を伸ばしている M1A-13の開発・技術仕様，環境対応型及びトルクリミッタ搭載型の M1A-13シリーズ，最後に M1A-13の運転実績について紹介する。

2. M1A-13シリーズ開発経緯⁽¹⁾

当社では，S1A-01の開発以降，出力を増加させた M1A-01，M1A-03など非常用発電設備を主要ターゲットとして相次いで開発，市場投入してきたが，1980年代半ばから省エネルギー対策の一つとしてガスタービンを利用したコージェネレーションシステムが注目されはじめた。そのため，非常用ガスタービンとして実績を積んでいた M1A-03をベースに1500kW級常用ガスタービン M1A-13の開発に1987年から着手し，1989年に市場投入を開始した。

M1A-13は，従来機の各部の要素効率を改善することにより効率を向上させ，常用機として十分な寿命を持たせられるよう材料の変更，当時の最新技術による空冷異

の採用などにより，産業用ガスタービンとして世界トップクラスの性能を誇った。

当社では，1989年に市場投入した M1A-13をベースに，様々な用途や各地の環境規制に対応できるよう改良・開発を進めてきた。M1A-13の開発着手から1年後には，チェンサイクル方式ガスタービン M1A-13CCの開発に着手し，国内初の実証プラントを当社明石工場内に設置，工場内へ電気・蒸気の供給を行った。1995年には，環境負荷低減を目的とする希薄予混合燃焼器を搭載した M1A-13Dを市場に投入し，2001年には米国で最も厳しいカリフォルニア州の排ガス規制値をガスタービン単体でクリアする世界初の触媒燃焼器搭載ガスタービン M1A-13Xを量産化した。

3. M1A-13の諸元

M1A-13は，M1A-13シリーズの基礎となるガスタービンである。高い各要素効率，冷却効率により高温部品の長寿命化，高信頼性を有したものである。M1A-13の外観及び断面構造図を図1，2に，主要諸元を表1に示す。

3.1 基本構造

メインロータは，圧縮機・タービンなどの回転体をカービックカップリングで連結し，1本の締結ボルトで

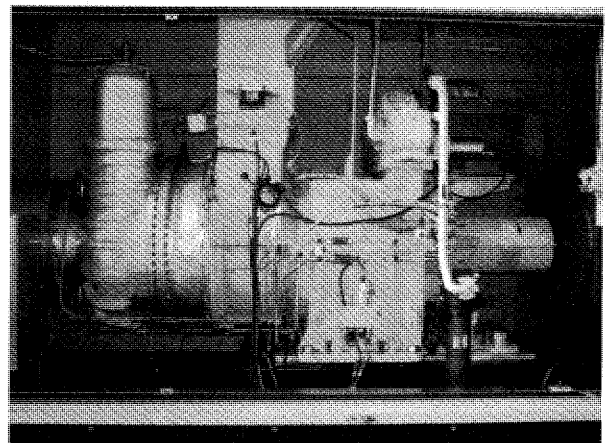


図1 M1A-13外観

原稿受付 2005年11月4日

*1 川崎重工業(株) ガスタービンビジネスセンター
産業ガスタービン技術部
〒673-8666 明石市川崎町1-1

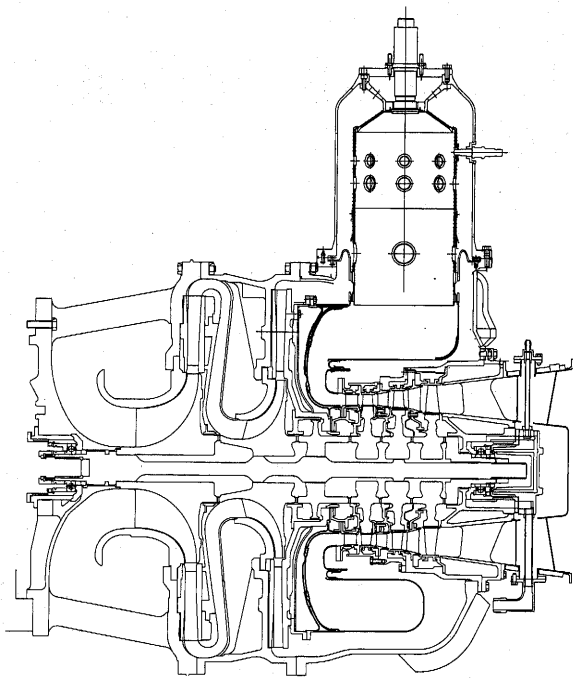


図2 M1A-13断面図

締め上げる簡素な構造である。圧縮機前側及びタービン最終段後ろ側に軸受を配置した2点の軸受支持構造である。軸受は、用途により転がり軸受、滑り軸受をそれぞれ使い分けている。

(1) 圧縮機

圧縮機部は、2段の遠心圧縮機およびディフューザによる構成であり、圧縮機インペラは鍛造チタン合金を用いた大径インペラであり、周速を上げ高効率を実現した。

(2) 燃焼器

単筒缶形拡散燃焼器を標準搭載し、水噴射・蒸気噴射により低NO_xを実現している。NO_x値は84ppm (O₂=0%)まで低減可能である。

(3) タービン

3段軸流タービン構成のうち、第1段静翼及び第1段動翼は冷却翼を採用し、第2段以降は静翼動翼とも無冷却構造とし、冷却空気を最小限に抑えるよう設計している。

3.2 M1A-13の様々な用途への適用事例

(1) 燃料多様化

M1A-13は、多種の燃料に対応可能である。都市ガス13A・A重油・灯油・軽油を標準として、これら以外に低カロリーガス(6Bガス等)・油田より発生する副製ガス・DME・コンデンセートなどの燃料が使用可能である。また、これら燃料のデュアル仕様も可能であり、非常時には液体燃料に自動的に切り替わり電力の供給を持続させることができる。

(2) 臭気・揮発性ガスの燃焼処理

臭気やVOC(揮発性有機溶剤)を含んだガスは、そのまま大気に放出できないため処理設備が必要となる。

表1 M1A-13主要諸元・性能 (ISO条件)

形式	開放単純サイクル1軸式
圧縮機	2段遠心式
タービン	3段軸流式
燃焼器	単筒缶形
減速機	2段遊星歯車式
燃料	ガス、液体 多種対応可
減速機端出力 kW	1570
減速機端熱効率 %	25.8
空気流量 kg/s	8.06
排気ガス温度 °C	520
圧力比	9.4
主軸回転数 rpm	22000

成分によってはメンテナンス周期が短くなるが、M1A-13ではこれらのガスを吸気と混合して、燃焼処理することが可能である。

4. 環境対応型ガスタービン

コージェネレーション設備は、非常用発電設備に比べ排ガス規制値が厳しく設定されている。特に東京、大阪、千葉などの都市部及びその周辺地域では、これまでの水・蒸気噴射による低NO_x方式では対処できないレベルまで規制が厳しくなっている。この排ガス規制値に対応すべく、当社では希薄予混合燃焼器搭載型ガスタービンM1A-13D及び触媒燃焼器搭載型ガスタービンM1A-13Xを開発し、販売を行っている。表2にそれぞれのガスタービンの諸元を示す。

(1) M1A-13D技術仕様⁽²⁾

M1A-13Dは、M1A-13をベースに開発され、希薄予混合燃焼器(DLE燃焼器)を搭載したガスタービンである。東京ガス(株)、大阪ガス(株)、東邦ガス(株)3社殿との共同開発により、1995年に初号機が出荷され、以後環境規制の厳しい都市部などで多く採用されている。図3にM1A-13D断面図を示す。

M1A-13Dは、マルチバーナ方式低NO_x燃焼器を採用することで、従来の水・蒸気噴射による低NO_x方式に比べ、システムが簡単になるため、コストダウンが可能とともに、システム全体の信頼性が向上した。燃焼器内筒は耐熱合金製の2重構造で、内面には速熱コーティングを施している。M1A-13の燃焼器と比べて、燃焼器取り付け部の形状は同じであるが、燃焼領域での滞留時間を長くして未燃成分の燃焼を促進するため、燃焼領域の直径を約1.3倍、全長を約1.5倍にしている。燃焼器頭部は、中心にパイロットバーナがあり、その周囲に8本のメインバーナを配置している。また主燃焼領域の下部には4本の追い焚きバーナを配置している。これらのバーナを5つのグループに分け、エンジン負荷の増加に伴い、それぞれ作動するバーナグループの数を増やすことで、広い負荷範囲にわたって低NO_xでかつ安定した

表2 M1A-13D, 13X主要諸元

	M1A-13D	M1A-13X
燃焼方式	希薄予混合燃焼	触媒燃焼
燃料	ガス	ガス
NOx (O ₂ = 0%) ppm	75 (75~100%負荷)	9 (70~100%負荷)
CO (O ₂ = 0%) ppm	-	35 (70~100%負荷)
減速機端出力 kW	1570	1495
減速機端熱効率 %	25.5	24.9
空気流量 kg/s	8.02	7.92
排気ガス温度 °C	530	524
圧力比	9.5	9.6
主軸回転数 rpm	22000	22000

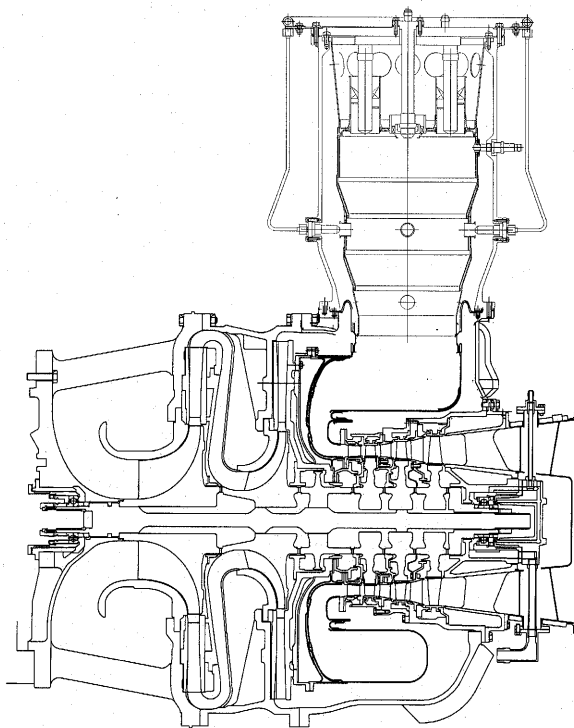


図3 M1A-13D断面図

燃焼が行えるよう制御している。

排出NO_x値は、都市ガス専焼時に75ppm (O₂= 0%) 以下 (75%負荷以上) である。また、灯油も使用可能であり、その際NO_x値は150ppm (O₂= 0%) 以下 (80%負荷以上) である。

(2) M1A-13X 技術仕様³⁾

M1A-13X は、米国の Catalytica Energy Systems Inc. (CESI) の開発した触媒燃焼システム (商品名: XONON™) を使用し、CESI 社と共同開発したガスタービン単体で超低NO_xを実現した。1999年より開発に着手し、2000年にフィールド試験を経て、2001年より量産化した。

排出NO_x値は、9ppm (O₂= 0%) 以下、CO値は35ppm (O₂= 0%) 以下 (それぞれ70%負荷以上) であり、世界トップの低エミッションを達成している。

触媒燃焼では、低濃度の混合気でも低温で完全酸化 (燃焼) が可能であるため、空気中の窒素と酸素が高温下で反応して生成するサーマルNO_xがほとんど発生しない。また、一酸化炭素 (CO) や未燃炭化水素 (HC) の発生もほとんどない。従って、触媒燃焼方式は環境に最も優しい燃焼方式の一つであると言っても過言ではない。

触媒燃焼については数十年前から研究されていたにも関わらず、ガスタービンの燃焼器として実用化に至らなかったのは以下の要件を満たす必要があったためであるが、XONON™ はそれらの問題をクリアしたシステムである。

①低温活性の高い触媒及び耐熱温度が高い触媒の開発

一般に低温活性の高い触媒は耐熱温度が低く、耐熱温度が高い触媒は低温活性が低い。XONON™ では多段触媒燃焼システムを採用し、混合気の温度が低い前段に低温活性の高い触媒、温度の高い後段に耐熱温度が高い触媒を配置し、理想的な触媒選択を可能とした。またこの多段燃焼システムでは、触媒部では投入した燃料を部分的に燃焼させるだけで、残りは触媒出口下流域で気相均一燃焼させる。これにより、触媒の作動温度を低く抑えることが可能となり、触媒の長寿命化が図れた。

②耐熱衝撃性が高い支持体の開発

触媒の支持体は、高温に耐えねばならないことからセラミックを用いるのが一般的であったが、セラミックは耐熱衝撃性が非常に低い。XONON™ では、触媒部を触媒流路と非触媒流路で構成することにより、支持体の過熱を防いでいる。つまり、非触媒流路を流れる混合気は反応しないため温度が低く、この混合気により支持体が冷却される。これにより、触媒の支持体として耐熱衝撃性に問題のない耐熱金属製支持体を採用することが可能となった。また、

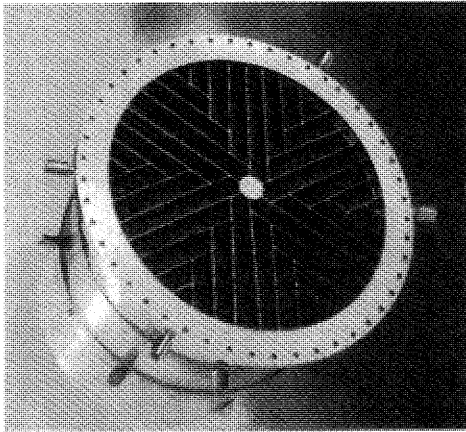


図4 媒体モジュール

非触媒流路を流れる混合気は、触媒流路を流れる燃焼ガスからの加熱により、気相均一反応に移行しやすくなる。

図4に触媒モジュールを、図5にM1A-13Xの断面構造を示す。触媒燃焼器は、出口形状をM1A-13の燃焼器と同形状にしているため、メインハウジングなどほとんどのエンジン部品が共用可能である。しかし燃焼器自体が大型であるため、M1A-13のように減速機での片持ち支持構造は取れず、燃焼器上部をパッケージ側にて吊り上げておく必要がある。図6にM1A-13Xのパッケージ搭載状態を示す。

触媒燃焼器は、予燃焼器、予混合部、触媒部、気相燃焼部、バイパス空気流入部から構成されている。触媒はある程度的高温でなければ活性化しないため、予燃焼器で2段燃焼方式の希薄予混合燃焼により混合気を予熱し、触媒部へ導入、触媒部は前述したような構造であるため触媒内部では混合気が部分的に燃焼し、触媒部で燃焼しなかった燃料が気相燃焼部において気相均一燃焼により、完全燃焼する。そのため、気相燃焼部の大きさは十分な反応時間が得られるよう設計されている。気相燃焼部下流域には、バイパス空気流入部が設けられており、部分負荷運転時に触媒出口で気相均一燃焼が可能な温度が得られるよう制御している。

ガスタービンから排出されるNO_xは、全て予燃焼器で発生するが、希薄予混合燃焼方式によりNO_xの発生

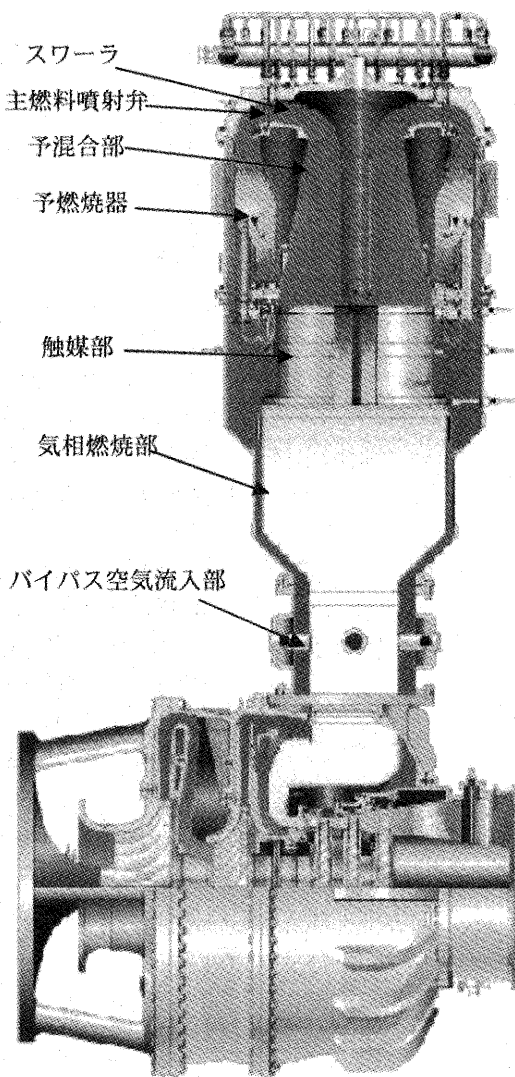


図5 M1A-13X 断面図

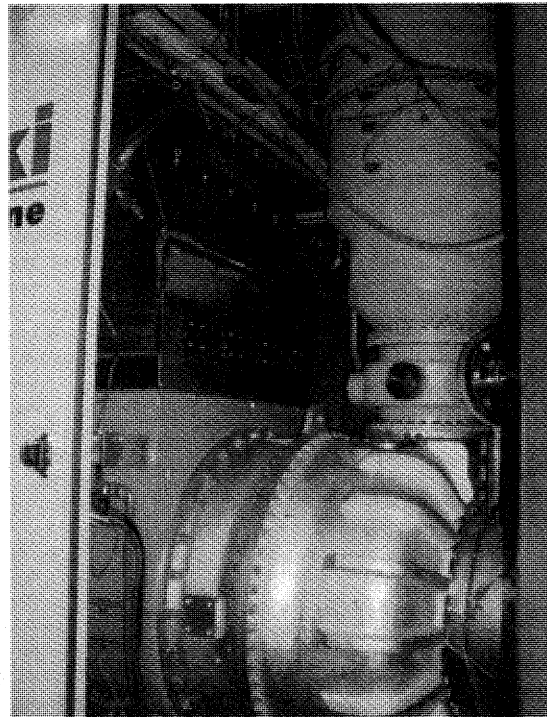


図6 M1A-13X 外観

を最小限に抑えている。

5. トルクリミッタを利用した商用停電対策ガスタービン

ガスタービン発電設備では、商用停電等の際に発生する過大トルクからガスタービンを保護するためシアピンが取り付けられ、過大トルク発生時にはシアピンが破断することでガスタービンへの過大トルクの伝達を防いでいる。しかし、この方式ではシアピンの復旧に相当な時間がかかり、その間は電力供給が行えないという欠点があった。

川崎重工では、東京ガス(株)、大阪ガス(株)、東邦ガス(株)、日立ニコトランスミッション(株)殿と共同で、このシアピン代替装置としてトルクリミッタ内蔵型減速機を開発し、M1A-13シリーズに量産適用し、販売を開始した。

5.1 トルクリミッタの動作概要

トルクリミッタには湿式多板クラッチを使用し、これを減速機内部に設置している。伝達トルクは油圧により決定する。過大トルク発生時のフローは以下の通りである。また図7にトルクリミッタの概略を示す。

- (1) 商用停電事故時に、設定した伝達トルク以上のトルクが負荷した場合、クラッチが滑り設定伝達トルク以上のトルクをガスタービンに伝達しない。
- (2) 事故発生から数十ms後、発電機過負荷等の事故検出により発電機遮断器52Gを開放し、系統との連系を遮断する。
- (3) 52G開放により連系が切れるため過大トルクが解消され、クラッチは自動的に再結合し単独負荷での運転状態となる。
- (4) 商用復電確認後、再度同期投入することにより元の連系状態に戻る。

5.2 トルクリミッタ作動時データ

図8に、発電装置に過負荷をかけた際のクラッチ入出力側それぞれの回転数の変化を示す。ガスタービンはM1A-13を使用し、水抵抗器により過負荷状態を作り、試験を行った。52Gはタイマーにより開放し、単独負荷は1200kW生き残りとした。

試験の結果、クラッチ入力側と出力側の回転数に差が生じており、クラッチが滑り、過大トルクを制限していることがわかる。過負荷発生から約0.2秒後、52Gを開放し過負荷状態から切り離し、停電事故発生から約1秒後に1200kWの単独負荷運転状態となる。

本装置を採用することで、安価な3サイクル遮断器を使用した停電対策が可能である。

6. 実績

(1) 納入実績

表3にM1A-13シリーズの納入実績を示す(2005年3月31日実績)。表中の数字はコージェネレーション設

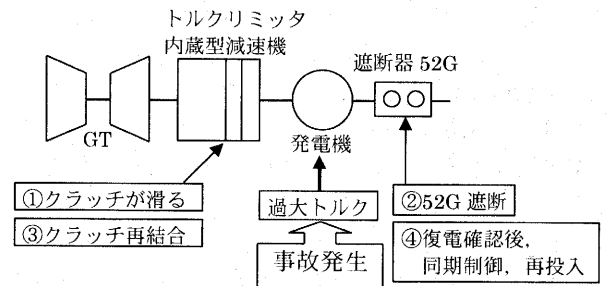


図7 トルクリミッタ概略

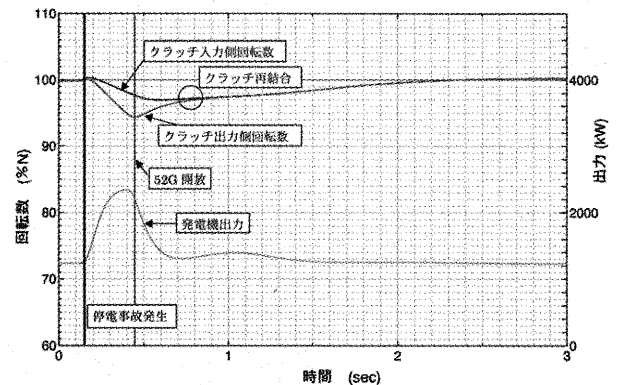


図8 トルクリミッタ作動時データ

備、ピークカット用発電設備、エンジン単体として納入された台数である。M1TはM1Aのツイン仕様であるため、エンジン個体の個数は全世界で400台を超えるM1A-13シリーズが運用されている。

(2) オーバーホール実績

M1A-13シリーズは、現地仕様によりオーバーホール周期が決定されている。最も長いものでHSIが16,000時間、O/Hが32,000時間である。これは連続運転仕様の物件で約4年間に一度O/Hが行われることになる。

回転体・高温部部品等は、時間管理部品であるためメンテナンス時に次回メンテナンスまでに管理時間を超えるものについて交換を実施している。

1990年初頭に納入した物件では、既にメンテナンス回

表3 M1A-13シリーズ納入実績

	国内	海外
M1A-13A	136	164
M1A-13D	20	9
M1A-13CC	6	1
M1A-13X	0	6
M1T-13A	33	2
M1T-13D	2	0
計	197	182
総計	379	

単位：台

数 (HSI を含む) が15回を超えるものがあり、総運転時間が100,000時間を超えるものも数台存在する。

(3) 現地運転データ

図9に某工場におけるM1A-13の1999年から2004年までの運転実績を示す。この物件は、都市ガスを燃料とする連続運転(年間数回から数十回の停止)仕様である。図は見やすさを重視するため、通常停止のデータを省いている。長い空白部は工場の長期休暇である。契約当初は8,000時間でのメンテナンス周期であったが、2002年より16,000時間へ変更している。この間、性能低下やトラブルもなく運用され続けており、現在も順調に運用中である。

7. おわりに

当社では、本報で紹介したM1A-13シリーズ以外にも、常用機種では最大18MW級のL20A、非常用機種では最大5200kWのM1T-33などを自社開発により量産化している。これらの機種についても性能改善、耐久性向上に向け日々研究・開発を続けている。

参考文献

- (1) 山下健悟, ジェット・ガスタービン事業50年史, (2004), p.185
- (2) 梶田真市, コージェネレーション, Vol.10 No.2 (1995), p.29
- (3) 梶田真市, クリーンエネルギー, (2002-5), 日本工業出版

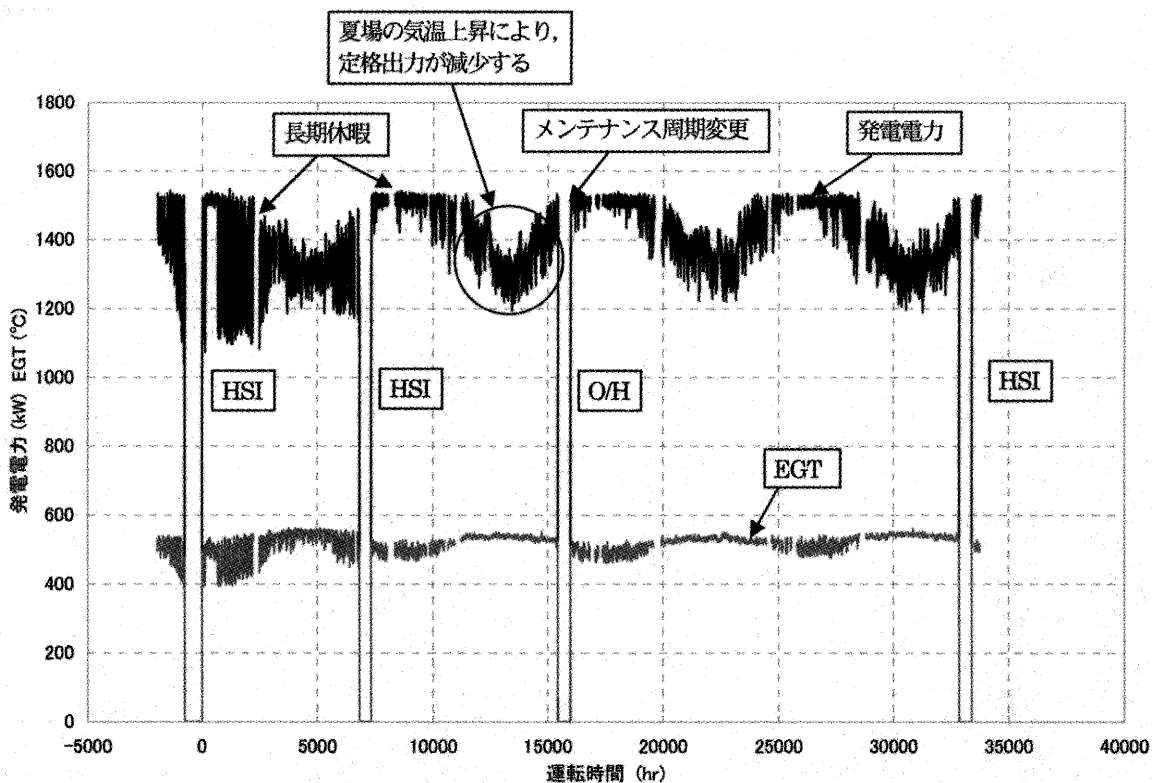


図9 某工場におけるM1A-13運転データ

マイクロガスタービンによる消化ガスコージェネレーション

Co-generation of Digestion Gas By Micro Gas Turbine

浜野 信彦*1
HAMANO Nobuhiko

大橋 洋一*2
OHASHI Yoichi

児玉 直樹*3
KODAMA Naoki

Abstract

Digestion gas derived from drainage is renewable in nature and thereby does not contribute to the net atmospheric concentration of the green house gas carbon dioxide. Digestion gas composition is 60% methane, 40% carbon dioxide, a small amount of siloxane, hydrogen sulfide in general. Especially, siloxane is harmful compound that is volatile organic silicone compounds derived from shampoo, hair rinse, etc. The conversion of organic silicone components to the abrasive inorganic solid in SiO_2 in combustion would cause damage on liner, turbine impeller, etc. MGT co-generation unit with de-siloxane unit was running under continuous maximum power up to 80kW. Operation pattern was DSS (Daily Start and Stop), or continuous running. Periodic inspections at each 500hrs by approx. 3000hr were conducted. No affect by siloxane were observed at each inspection.

Key words : Micro gas turbine, Digestion gas, Siloxane, Co-generation

1. はじめに

地球温暖化防止などを背景に、化石燃料の消費削減が叫ばれている。新エネルギーの導入は近年加速しており、下水汚泥消化ガスについてもカーボンニュートラルであるバイオマス資源としてその活用が大きな期待を集めている。

筆者らは、下水処理場の嫌気性消化プロセスにより得られる下水汚泥消化ガス（以下消化ガス）を燃料とするマイクロガスタービンコージェネレーションシステムを提案し、未利用エネルギーの有効利用により地球温暖化防止及びエネルギーコスト低減に貢献できるシステムの構築をめざしている。

消化ガスは都市ガスに比べ発熱量が約1/2と低く、また有害物質として硫化水素、シロキサンが含まれている。その影響及び問題点を明らかにする目的で、2003年9月より北海道某下水処理場に定格出力80kWのマイクロガスタービン（以下MGT）を設置し、実証試験を行っている。本稿では消化ガスの利用状況、下水処理場における実証試験の内容を紹介する。

2. 国内の消化ガス利用状況

現在、国内の既設下水処理場数は約1650ヶ所、消化槽

原稿受付 2004年8月25日

校閲完了 2005年12月10日

- * 1 株式会社原製作所 MGT 営業グループ
〒108-8480 東京都港区港南1-6-27
- * 2 株式会社原製作所 マイクロガスタービン技術室
- * 3 株式会社原エリオット プロジェクト部

を併設する処理場は約320ヶ所で全国に散在している。

消化槽を併設する処理場から発生する消化ガスは、消化槽の加温用熱源、焼却炉燃料および発電等に約60%程度が使用されている。残りの約40%は未利用のまま余剰ガスとして燃焼放出されている。その量は年間約9,600万 m^3 に及んでおり、処理場によっては発生量の70~80%程度を燃焼放出しているケースも存在する。

消化ガス発電の状況については、その多くが大規模な処理場に限定されている。これは中小規模の処理場の発生消化ガス量に対して小型の消化ガス発電設備が存在しなかったことが理由として上げられる。⁽¹⁾

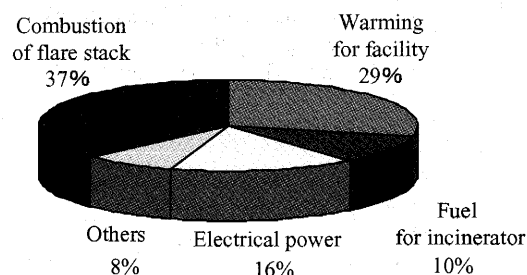


Fig.1 State of use of digestion gas in Japan

3. 消化ガス発電へのマイクロガスタービン導入

マイクロガスタービンによる消化ガス発電システムの一例を Fig.2に示す。

MGT 排ガスを熱回収して製造される温水の利用用途として①消化槽の加温②事務棟の暖房③温水焚冷温水機

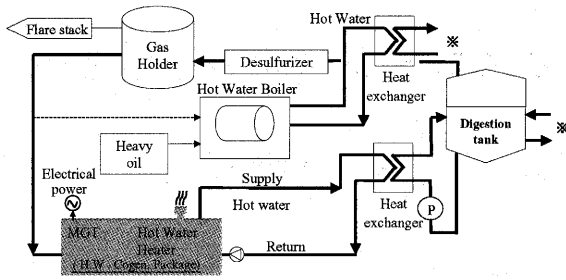


Fig.2 Sample flow sheet of digestion gas power generation

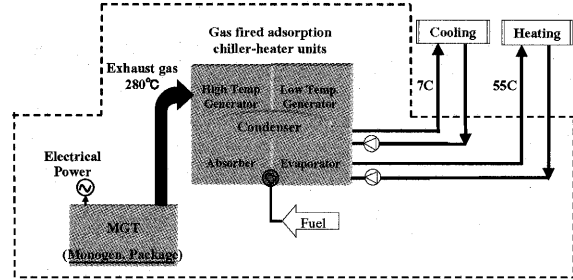


Fig.3 Sample flow sheet of MGT with gas fired adsorption chiller-heater units

へ投入し冷温水の製造（事務所棟の冷暖房），などがある。

Fig.2は消化プロセスにMGT温水を利用して消化槽を加温する熱交換器（間接加温）を設置したフローである。

消化槽の攪拌方式，加温方式の技術変遷は，①ガス攪拌・直接加温（蒸気）②機械攪拌・直接加温（蒸気）③機械攪拌・間接加温（温水）の順であり，高効率消化方式として機械攪拌・間接加温（温水）方式が10年程前から採用されている。

MGT コージェネレーションパッケージは熱出力として温水が基本なので機械攪拌・間接加温方式に組み込むのが最適である。また，直接加温方式との組み合わせも十分可能である。

消化温度の種別として，高温消化（消化槽温度55℃前後），中温消化（消化槽温度35℃前後）がある。各消化温度に対するMGT温水供給温度は高温消化で70～80℃程度，中温消化で50～60℃程度となる。

尚，温水ヒータを介さず排熱を有効利用する方法もある。一例としてFig.3に温水ヒータを介さずMGT排ガスを直接，排ガス直接投入形冷温水機に投入し冷温水の製造を行うフローを示す。この方式では処理場や地域に冷暖房熱源の供給が可能である。

4. 消化ガス発電試験

4.1 消化ガス試験フロー

Fig.4に北海道某下水処理場における消化ガス発電試験フローを示す。

ガスホルダより供給される消化ガスの一般的な成分として，メタン60%，炭酸ガス40%の他，微量の水分，微量の有害ガス成分（硫化水素，シロキサン）が含まれている。

シロキサンはシャンプーやリンス等に含まれる珪素化合物であり，燃焼により白いパウダー状の二酸化ケイ素（SiO₂）を生成する。二酸化ケイ素は燃焼器ライナー内面に付着して燃焼効率を低下させたり，タービン羽根のエロージョンや温水ヒータの効率低下の原因となる。

硫化水素は温水ヒータ部の低温腐食や水分結合により硫酸となり機器の腐食を引き起こす。また水分は圧縮機の作動不良を引き起こす原因となる。

そこで本試験では処理場設備の水取器にてガス中の水分と固形物を荒取りした後，脱硫塔にて硫化水素，シロキサン除去装置にてシロキサンを除去した。有害ガス成分を除去した消化ガスは，さらに除湿機にて水分を除去，ガス圧縮機にて約0.6MPaに昇圧された後，MGTに供給される。MGTは消化ガスを燃焼してタービン，発電

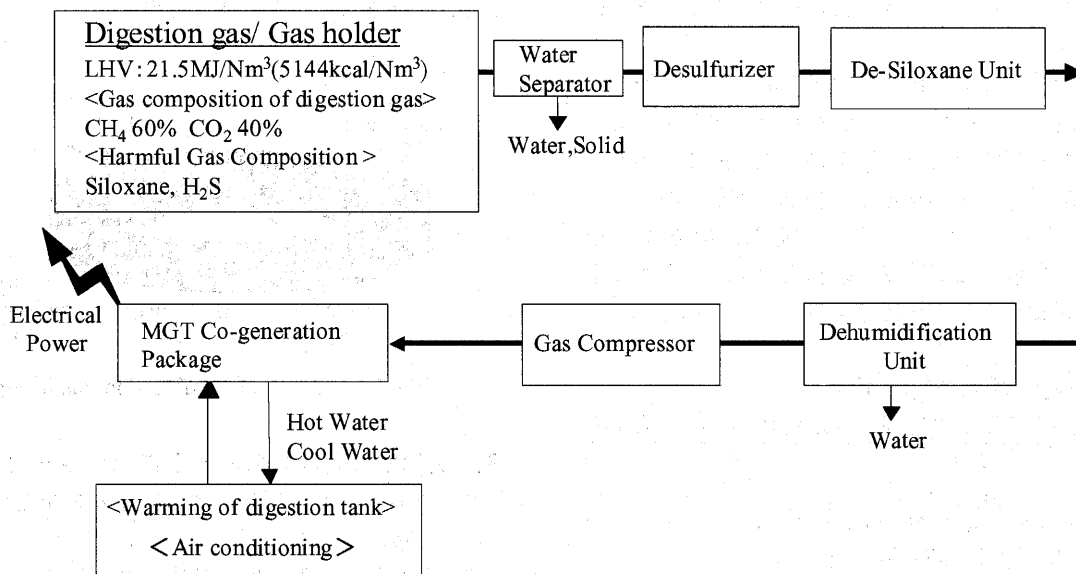


Fig.4 Test flow of digestion gas co-generation

機にて動力回収し発電する。

MGT 排ガス出口温度は約280℃程度とまだ高いため、排ガスエネルギーをパッケージ内の温水ヒータにて温水としてエネルギー回収を行う。発電と排熱利用により高い総合効率を得ることが出来る。

4.2 消化ガス成分分析

前処理装置（脱硫塔，シロキサン除去装置，除湿機）の効果を確認するため，消化ガスホルダ（生ガス）と除湿機下流（処理後ガス）にてガス成分分析を行った。Table.1に消化ガス成分分析結果を示す。処理後のガスは，有害ガス成分である硫化水素，シロキサン濃度は著しく減少しており，前処理装置の有効性が確認された。

Table.1 Componential analysis of digestion gas

		Raw gas	Treatment gas
Main component	CH ₄	Vol% 59.4	60.6
	CO ₂	Vol% 38.5	37.7
	CO	Vol% < 0.5	< 0.5
	O ₂	Vol% < 0.5	< 0.5
	N ₂	Vol% 0.8	1.1
	H ₂ O	Vol% 0.8	0.3
Harmful component	H ₂ S	ppm 149	< 0.1
	NH ₃	ppm 0.14	< 0.05
	SiO ₂	μg/m ³ < 20	< 20
	Siloxane	ppm 2.8	< 0.01

4.3 排ガス性能

Fig.5に排ガス性能グラフを示す。80kW 定格において NOx 濃度（酸素濃度16%換算）25ppm 未満，SOx 濃度（酸素濃度16%換算）1 ppm 未満であった。

4.4 運転試験

運転は負荷抵抗器により定格出力80kW での連続運転とし，積算運転時間500時間ごとにエンジンの高温部を

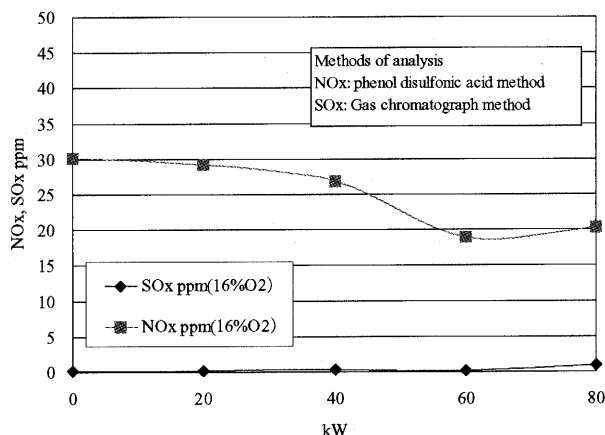


Fig.5 Performance of emissions

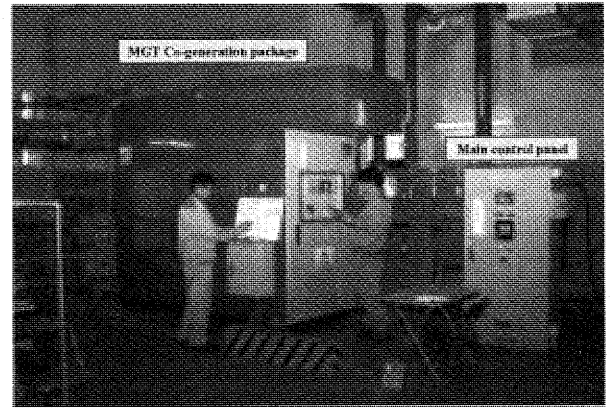


Photo.1 State of digestion gas test at water treatment plant

分解・点検し，消化ガス燃焼による影響を調査した。また，MGT パッケージ内臓の温水ヒータで排熱を温水として回収，熱消費試験装置にてコージェネレーション性能を確認した。Photo.1に試験状況写真を示す。

(1) 運転履歴

Fig.7に04年1月から7月までの運転時間，起動回数，発電量の履歴をしめす。4月末まで外気温度が低く消化槽からの消化ガスの発生が少なかった。このため，DSS (Daily Start Stop) の運用が主であったが，5月以降は外気温度が上昇して消化ガス発生量が上昇，24時間運転が可能となったので運転時間，発電量とも増加している。

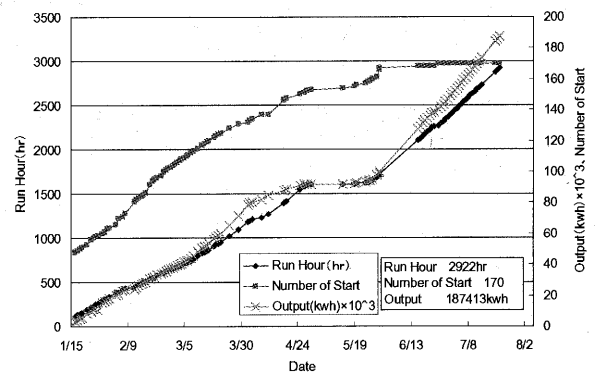


Fig.7 Operational history

(2) 連続運転試験結果

消化ガスの起動および80kW 定格出力での運転を実施した。消化ガス可燃成分であるメタン濃度の長期変動は Vol.55~60%の範囲であった。このガス成分変動に対してMGT の制御に影響は無く安定的に運転された。

Fig.6は定格80kw における吸気温度と発電効率，総合効率の関係を示すグラフである。発電効率約25%，総合効率70%程度を達成，長期間の運転においても効率はほぼ一定しており，性能劣化は見られていない。

(3) エンジン分解検査

2004年7月末現在，シロキサン除去装置なしで約

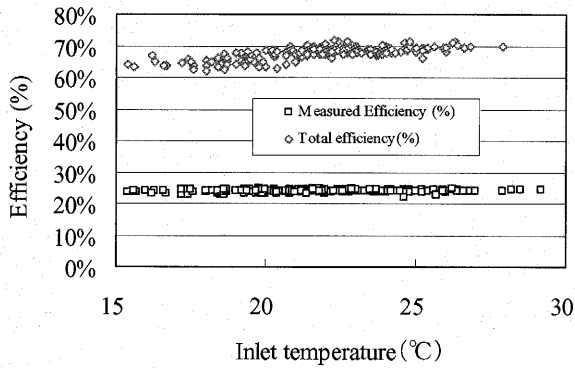


Fig.6 Inlet temperature vs. Efficiency

6. まとめ

これまでの現地試験により、適切な前処理を行うことで消化ガスによるMGTコージェネレーションシステムの長期運転が可能であることが実証された。さらに継続して長期運転を行い、耐用性を確認する予定である。

下水汚泥消化ガスのみならず生ごみバイオガス、ビール工場処理水発酵ガスもガス成分、有害ガス成分の種類は、下水消化ガスと比較的似ているため同じシステムが使用できる。

今後さらに製品の完成度を高め、環境貢献度の優れた製品として普及を図って行く所存である。

参考文献

- (1) 平成13年度版下水道統計, (社)日本下水道協会

1200hr, シロキサン除去装置ありで約1800hr, 合計約3000hrの累積運転を行い, これまで500hr毎に合計6回のエンジン分解点検を実施した。燃焼器, タービン, 再生器にシロキサン等による問題は発見されなかった。

5. 消化ガスコージェネレーションパッケージの環境性メリット

消化ガスコージェネレーションパッケージの対環境性メリットを示す。

前提条件は, 下水処理場は年間連続稼働, MGTは定期点検などで1年に約1週間の停止で年間8600hr運転, 発電効率25%, 総合効率72%と仮定した。

算出CO₂削減量は, 買電削減によるCO₂削減量約280ton/year, 燃料削減によるCO₂削減量約320ton/year, 合計で約600ton/yearのCO₂削減となる。参考までに算出に用いたCO₂排出係数を下記に示す。

電気の使用に伴うCO₂排出係数0.405kg-CO₂/kwh

燃料の使用に伴うCO₂排出係数2.51kg-CO₂/L

(CO₂排出係数に関する出典)

- 電気の使用に伴うCO₂排出係数については, 平成17年1月, 環境省平成16年度温室効果ガス排出量算定方法検討会の参考資料7・他人から供給された電気の使用に伴う二酸化炭素の排出係数(平成14年度)についての値(全電源平均の排出係数)を使用。
- 燃料の使用に伴うCO₂排出係数については, 平成14年8月, 環境省温室効果ガス排出量算定方法検討会に示された灯油の換算係数を使用。

低カロリーガス焼き Dual-Fuel 型燃焼器の開発

The Development of a Gas Turbine Combustor for Dual-Fuel of Liquid and Low-Calorific Gas

小山 正道*¹
KOYAMA Masamichi

藤原 弘*¹
FUJIWARA Hiroshi

Abstract

A dual-fuel single can combustor for the Niigata Gas Turbine (NGT2BC) developed as a continuous-duty gas turbine has been developed to apply to burn both digester gas and kerosene. The NGT2BC output is 920kW for continuous use with digester gas and 1375kW for emergency use with liquid fuel. Digester gas, obtained from sludge processing in sewage treatment plants, is known as a biomass energy resource that helps reduce CO₂ and save otherwise wasted energy. Design features for good combustion with digester gas included the good matching of gas injection and swirl air, and decreasing reference velocity. Niigata found out the good matching by CFD analysis and atmospheric rig testing.

Key words : Dual-Fuel, Digester gas, Combustor, Gas Turbine (Niigata Gas Turbine NGT2BC)

1. はじめに

下水汚泥の嫌気性消化工程で得られる消化ガスに代表される低カロリーガスは、CO₂削減や余剰エネルギーを有効利用できるバイオマスとして利用されてきている。全国では、下水処理場は1000箇所強あるが、この発電によりエネルギー回収を行っている個所は大都市の大規模処理場で約20箇所あり、そのほとんどが数百kWクラスの発電量である⁽¹⁾。しかし、その発電機関としては、ガスエンジンが一般的であり、国内では1000kW級のガスタービンによる消化ガス発電は無い⁽²⁾。下水処理場の消費電量は国内総電力使用量の約0.6%あり、汚泥消化ガス発電によりエネルギー自給率を高めることが期待されている⁽¹⁾。

本稿では、低位発熱量21MJ/Nm³以下の低カロリーガスおよび灯油の両方の燃料を良好な燃焼効率で燃焼できる1000kW級ガスタービン燃焼器の開発について述べる。

2. 消化ガスコジェネレーション

下水処理場での汚泥消化ガスを用いたコジェネレーションの一例を図1に示す。汚泥の嫌気性発酵から発生する消化ガスは、ガスタービンやガスエンジンの燃料として供給され、得られた電力は下水処理場に戻される。

このような未利用燃料の有効利用によりエネルギー消費量削減、二酸化炭素排出量削減および複数電源確保による処理場運営の信頼性向上などの利点が挙げられる。

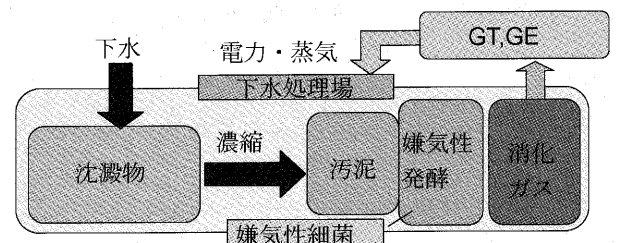


図1 汚泥消化ガスコジェネレーション

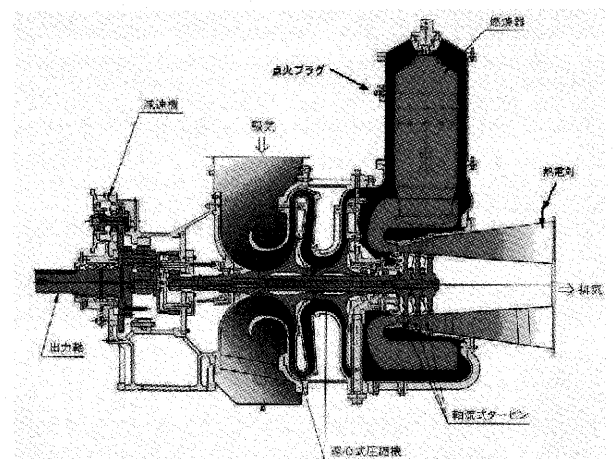


図2 NGT2BC 機関断面

原稿受付 2004年11月25日

校閲完了 2005年12月16日

*1 新潟原動機株式会社 技術センター 製品開発グループ
GT開発チーム

〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港5-2756-3

2. ガスタービン機関

ガスタービン機関は1500kW 級常用ガスタービンとして実績のある NGT2BC (Niigata Gas Turbine 2BC) のディレイト仕様 (消化ガス燃料による920kWe 常用運転および灯油燃料による1375kWe 非常用運転) である。また、NGT2BC は都市ガスと灯油の両方の燃焼に対応できる。ガスタービン機関断面図を図2に、燃焼器構造を図3に示す。

3. 汚泥消化ガスの性質

汚泥消化ガスは、燃焼に悪影響を及ぼす次の四つの特徴を持つ。第一に、発熱量が都市ガスの約半分である。ガス燃料増加によりガス燃料供給装置の大幅な変更が必要になる。第二に、比重が約1.0と重い。ガス運動量の上昇によりガス噴出方法の変更が必要である。第三に、燃焼速度が都市ガスの約半分であることから、保炎性の悪化が予想される。最後に、多量に含まれるCO₂などの不活性ガスは、燃焼領域の火炎温度を低下させる。化学反応解析による灯油と消化ガスの燃焼領域の平衡断熱火炎温度を図4に示す。燃焼領域の当量比において、灯油に比べ約200℃の断熱火炎温度の低下が予想された。従って、消化ガス燃焼の場合には、燃焼領域に流入する空気を少なくして、燃焼領域の当量比を上げる必要がある。

4. 開発概要

開発はCFDによる事前検討、大気圧燃焼試験および実機搭載試験によって行われた。消化ガスは、都市ガス13AとCO₂を混合して模擬し、低位発熱量18MJ/Nm³程度とした。開発における重要なポイントは下記二点である。

4.1 燃料ガス噴出方法と空気スワラのマッチング

CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析により燃料と空気の混合がより促進される適切なガス噴出方法を検討した。燃焼試験によりそのガス噴出方法と空気スワラのマッチングを変更し、高燃焼効率および高い保炎性となるマッチングを見出した。

4.2 燃焼器代表流速減少

消化ガスの燃焼速度は低いため、燃焼器直径を増加することにより、燃焼器内の滞留時間を従来よりも長くした。

5. 大気圧燃焼試験装置

燃焼試験装置系統図を図5に示す。電動プロアから吐出された空気は予熱用およびテストセクション用に分けられる。燃焼用空気は熱交換器により予熱され、テストセクションに導入される。燃焼ガスは、冷却塔にて水冷却され大気に放出される。テストセクション出口に設置されたサンプリングプローブよりNO_x、CO、CO₂、O₂、THCの排ガス成分を計測した。

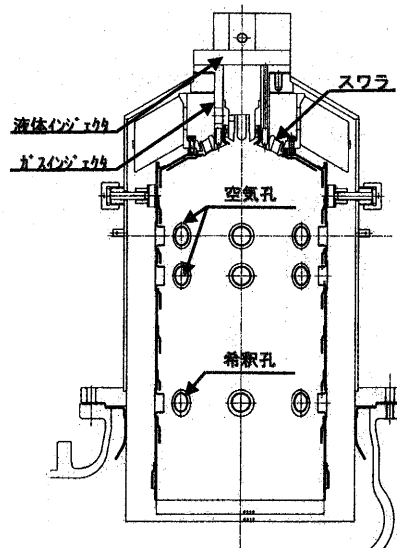


図3 燃焼器構造

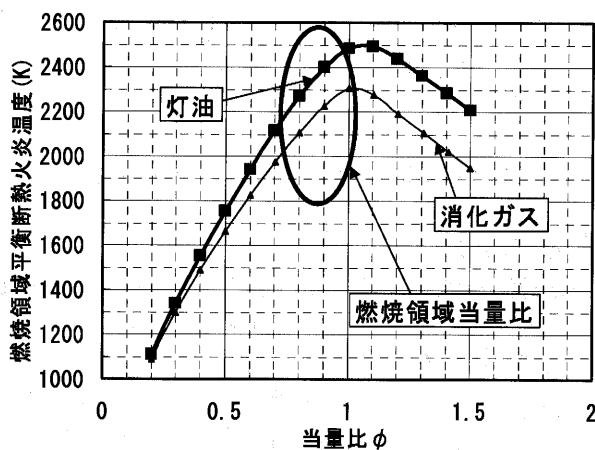


図4 平衡断熱火炎温度計算結果

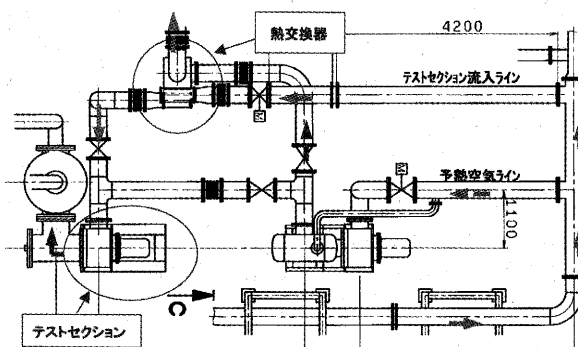


図5 燃焼試験装置系統図

6. 検討・試験結果

6.1 ガス噴出方法

三種類のガス噴出方向を供試した。一つは旋回成分を持たないもの（直進方向）、そして空気スワラ旋回方向に対して順方向および逆方向の旋回を与えた場合である。形状を図6に示す。三種類のガス噴出方向における燃料ガス濃度のCFD結果および燃焼試験時の火炎の様子を図7に示す。

直進の場合のCFD結果によると、ライナ中心部に非常に燃料の濃い領域が存在している。また、燃焼試験時の火炎も暗く不安定なものとなった。順旋回の場合は、ライナ外側に燃料が偏っており、火炎もまた外側で明るくなった。一方逆旋回の場合は、ライナ全体に均一に燃料が広がっており、火炎も明るく安定したものとなった。以上のことから、逆旋回のガス噴出方法は燃料と空気の混合を促進させる事が分かる。

燃焼試験における消化ガス燃焼時の燃焼効率を図8に示す。三種類のガス噴出方法における燃焼効率は、明らかな違いを示した。直進の場合、低負荷域での保炎性が悪く、全体当量比 $\phi = 0.17$ 付近から急激に燃焼効率の低下が見られた。順旋回と逆旋回を比較すると、低負荷域では逆旋回の方が効率も高く、吹消え限界も低負荷側へ移動している。以上のことから、直進のガス噴出方法は消化ガスには適さないと判断し、以降の試験では順旋回と逆旋回のガス噴出方法を採用した。

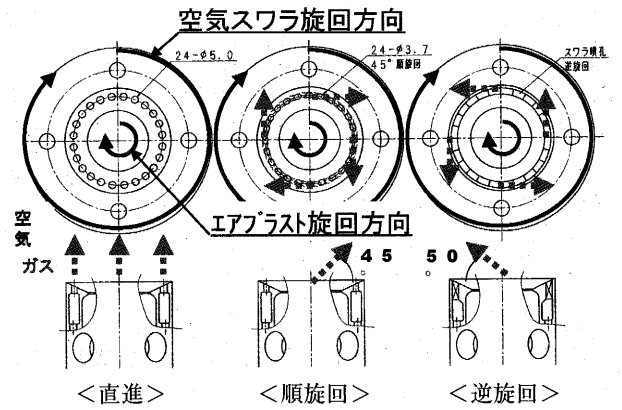
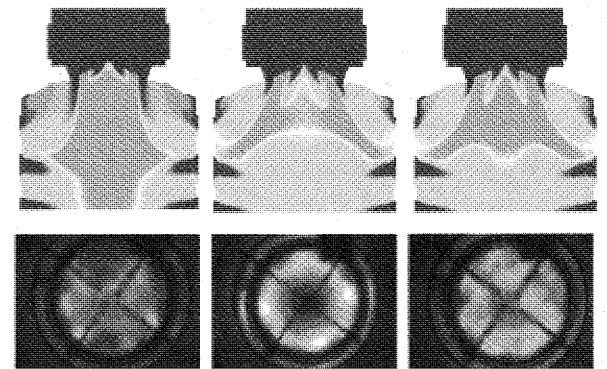


図6 供試ガス噴出方法



<直進 $\phi 0.16$ > <順旋回 $\phi 0.15$ > <逆旋回 $\phi 0.15$ >
図7 燃料濃度分布CFD結果および火炎写真

6.2 ガス噴出方法とスワラのマッチング

前章にて、消化ガス噴出方法は順旋回および逆旋回のように旋回成分を持たせて噴出することは、消化ガスの安定燃焼に有利であった。

ここでは、それらの噴出方法の場合に、より高い燃焼効率を得るスワラの組合せを燃焼試験にて確認した。スロート面積とスワール数の違う数種類のスワラを供試した。スロート面積とスワール数の関係を図9に示す。スワラのS, L, LLはスロート面積の大きさを示し、stは軸方向にストレート、数字は旋回角度を示す。stの付いていないものは 20° 内向している。試験はスワール数を固定してスロート面積を変化させた場合①およびスロート面積を固定してスワール数を変化させた場合②について実施した。スワール数を固定してスロート面積を変更した結果を図10に、スロート面積を固定してスワール数を変更した結果を図11に示す。

図10によると順旋回、逆旋回ともにスロート面積の大きいほど燃焼効率は高くなっている。ただし、逆旋回のスロート大の場合は希薄側で急激に効率が低下した。

図11では、順旋回の場合にはスワール数の大きい方が高効率であり、逆旋回ではスワール数の小さい方が高効率となった。逆旋回の場合の吹消え（×印）が順旋回より低当量比側にあることから、逆旋回の場合の保炎性は希薄側で良好であることを示した。

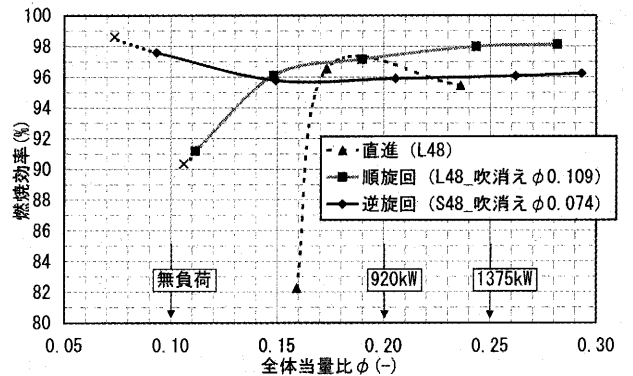


図8 消化ガス燃焼時の燃焼効率

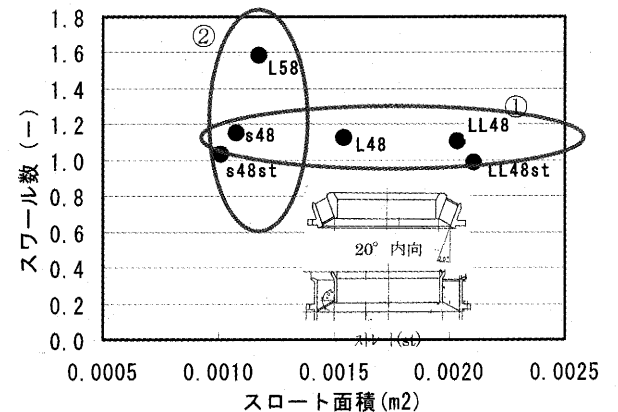


図9 供試スワラ

以上のように、ガス噴出方法と空気スワラの組合せは、燃焼効率や希薄側の保炎性に影響を及ぼすことが分かった。次の実機試験においては、順旋回の場合は、高い燃焼効率を示したスロート面積の大きいスワラ L58 との組合せを選んだ。また、逆旋回においては希薄側の保炎性および燃焼効率を考慮し、スワール数の小さいスワラ S48 を組合せた。

6.3 初回実機試験

初回実機試験結果を図12に示す。太線が実機試験結果でそれぞれに対応する燃焼試験結果は細線で示す。両者とも非常に似た傾向を示している。また、高圧状態下で燃焼反応が要素試験時より促進された為、実機の方が全体的に高い燃焼効率となった。実機試験において、順旋回と逆旋回の両方とも中負荷以上で燃焼効率は高い値を示しているが、無負荷では98%程度まで落ち込んでいる。この燃焼効率の低下を改善するため、ライナ径増大して滞留時間を長くすることを考えた。

6.4 燃焼器代表流速減少

代表流速を下げたことによる燃焼器性能への影響をCFD解析により検討した。解析結果として、軸方向速度分布および燃料濃度分布を図13、14に示す。燃料噴出方法は、低負荷側での保炎性の良い逆旋回とした。

軸方向速度分布によると、逆流を示す色の濃い領域はライナ径を増大した場合（太胴径）に広がっており、太胴径燃焼器は標準径よりも長い時間かけて燃焼することができることが考えられる。空気孔より下流の速度も全体的に減少していることもまた、消化ガス燃焼にとって有利である。

太胴径の場合の燃料濃度分布は、大きくなった空間に均一に広がっている。

従って、太胴径ライナは、標準径ライナに比べて、均一な火炎で、ゆっくり燃焼することが可能となったと考えられる。

ライナ内径の増大に伴う燃焼器性能への影響を燃焼試験にて確認した結果を図15に示す。燃焼領域空気配分を

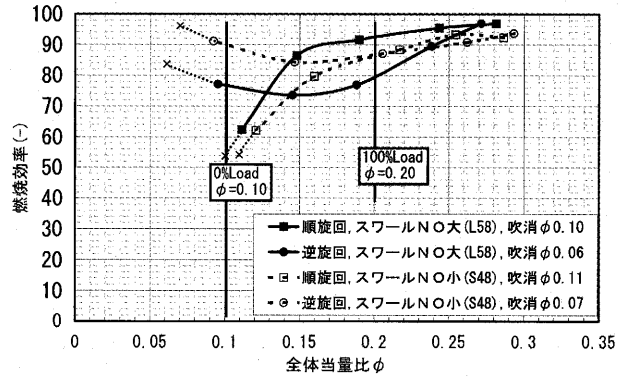


図11 スワール数の影響

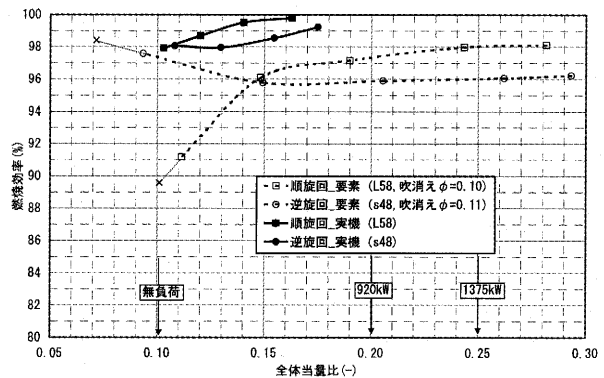


図12 初回実機試験結果

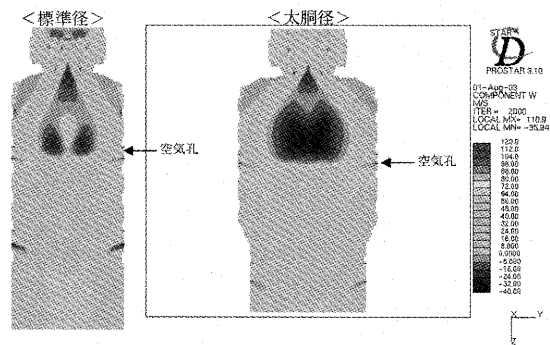


図13 軸方向速度分布

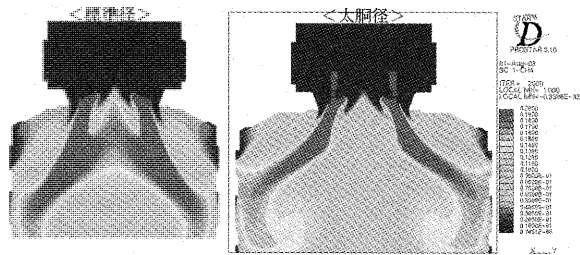


図14 燃料濃度分布

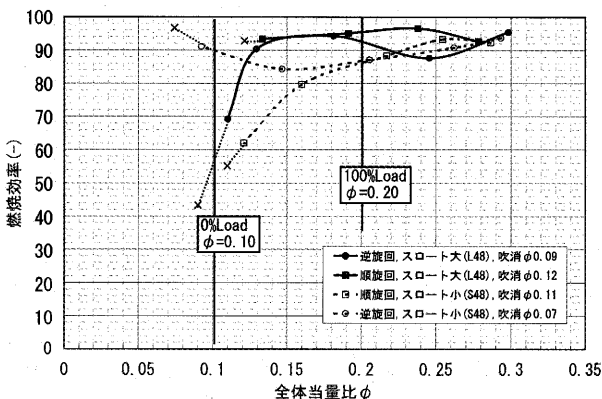


図10 スロート面積の影響

一定としてライナ径増大だけで、燃焼効率はおよそ3%上昇した。

6.5 太胴径ライナ実機試験

試験結果を図16に示す。燃焼試験の結果も点線にて併記した。初回実機試験結果と同様に実機試験の燃焼効率は燃焼試験よりも高くなった。また、太胴径燃焼器については、全範囲の負荷において99.8%以上の高い燃焼効率を得た。

6.6 デュアルフューエル仕様の検討

前項までにおいて、消化ガスの良好な燃焼が実現出来た。しかしこの燃焼器で灯油運転した時、スモーク排出量が過大となった。これは、消化ガスを良好に燃焼するため、燃焼領域の当量比を上げたことによるものである。スモーク排出を抑えるため、消化ガス燃焼性能の極端な悪化の無い範囲で、スワラの微調整により燃焼領域の空気配分を調整した結果を図17に示す。逆旋回ガス噴出で最も燃焼効率の良かったスワラ S48の場合、灯油運転時のスモーク排出量は非常に多かった。スモーク低減の為にスワラのスロート面積をL48に大きくすると、スモーク排出量は大幅に低減したが、中負荷域でスモークは上昇傾向を示した。そこで、さらにスワラのスロート面積を広げる調整を行ったスワラ LL48を製作し、実機運転を試みた。その結果、スモーク排出量は目標レベル以下となった。また、調整後のスワラ LL48における消化ガス燃焼効率は低負荷側でも約98%以上の高い値を維持した。

7. 下水処理場での実用化

今回開発した燃焼器を搭載した非発兼用常用ガスタービン発電装置は既に東京都の下水処理場に納入され、そこで発生する汚泥消化ガスを燃料とする常用運転および灯油での非常用運転時において良好な運転性能を達成した。現地で計測した燃焼効率、灯油運転時のスモークおよびNOx性能を図18, 19に示す。消化ガスの場合の燃焼効率は98%以上となった。また、灯油運転は全運転範囲において高燃焼効率および目視出来ない程度の低ス

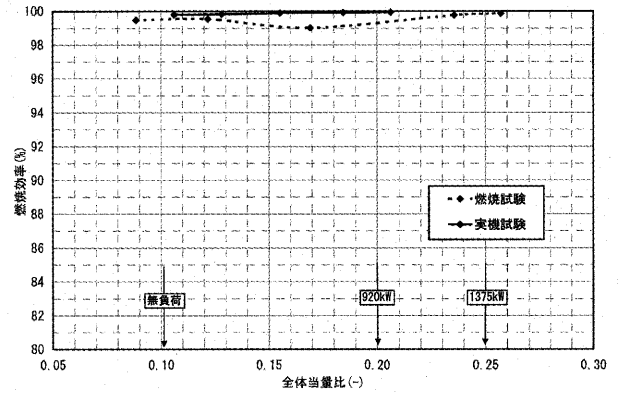


図16 太胴径ライナ実機試験結果

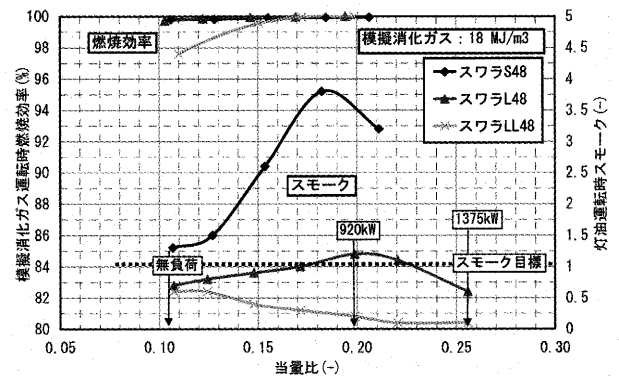


図17 太胴径ライナ実機試験結果

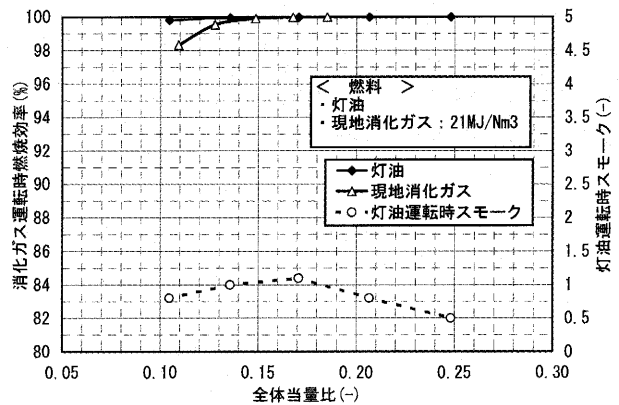


図18 燃焼効率, スモーク (実用運転)

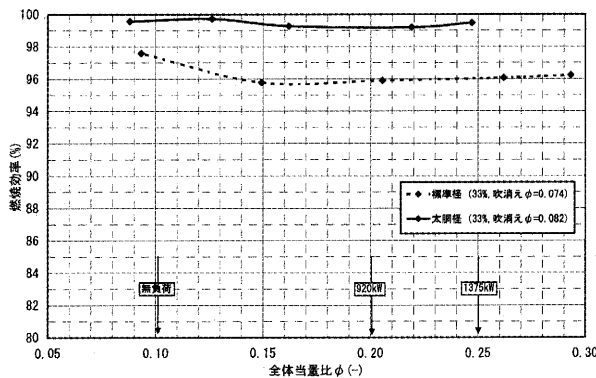


図15 ライナ径の影響

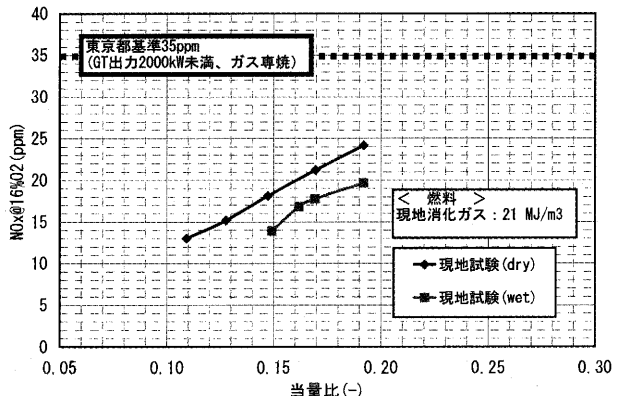


図19 NOx性能 (実用運転)

モーク排出を達成した。NO_x 性能については、東京都基準の35ppm@16%O₂以下を満足した。また、水噴射による更なる低 NO_x 化も実現できた。発電装置外観を図20に示す。

8. まとめ

本稿では、燃焼特性の大きく異なる低カロリーガスと灯油の両方を良好に燃焼できるガスタービン燃焼器の開発した結果を紹介した。開発におけるポイントは、下記の二点であった。

- ① 燃料ガスに空気スワラの旋回方向と逆向き方向の旋回を与えることにより燃料と空気の混合を促進した。
- ② 燃焼器径を増大することにより、燃焼器内の滞留時間を従来よりも長くした。大気圧燃焼試験によると、3%程度の燃焼効率の上昇が確認された。

従来の燃焼器は、灯油や天然ガスなどの標準的なガスタービン燃料を対象にした要素研究や設計法により検討されたものである。一方、低カロリーガスの場合、火炎の安定性が標準燃料と異なる為、従来の燃焼方法をそのまま適用することはできなかった。今回の開発により得られた低カロリーガス燃焼に対する知見を他のバイオマス燃焼にも生かして行きたいと考える。

謝 辞

本開発を進めるにあたり、貴重なご助言を頂いた石川島播磨重工業株式会社 技術開発本部 基盤技術研究所様に厚く御礼申し上げます。

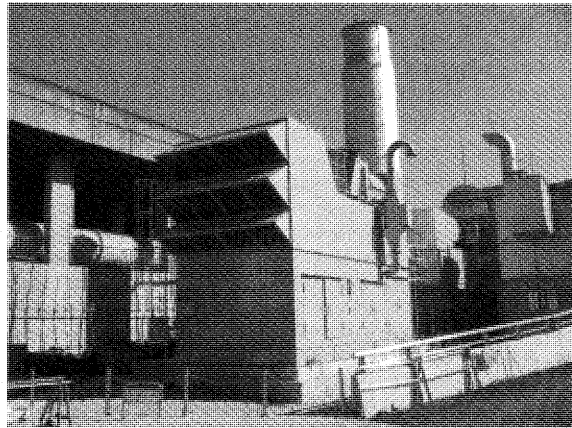


図20 消化ガス発電装置外観

参考文献

- (1) 小林英夫：低 NO_x 燃焼技術を用いたバイオガス燃焼について、ガスタービン学会誌，Vol.29，No.6（2001）pp.453-458.
- (2) 宇美史郎：汚泥消化ガスを利用したエネルギーシステムの開発と市場展望，汚泥消化ガスを利用したエネルギーシステムの開発事例講習会テキスト，(株)技術情報センター，pp.1-8
- (3) 吉田邦夫：油燃焼の理論と実際，(財)省エネルギーセンター，pp.75.
- (4) 佐々木正史：排気規制の動向 付録 規制値単位換算法，GTSJ，23-89（1995）pp.28-29.
- (5) A.H.Lefebvre：ガスタービンの燃焼工学，日刊工業新聞社，pp.569.

再生サイクル MGT 用液体燃料焚き DLE 燃焼器の開発

Development of a Dry Low Emissions Combustor for Niigata 300kW Class Recuperated Cycle Gas Turbine Engine

藤原 弘*¹
FUJIWARA Hiroshi

小山 正道*¹
KOYAMA Masamichi

Abstract

The authors have developed a liquid-fueled, low emissions, single can combustor for the RGT3R, Niigata's 300kW class industrial gas turbine engine, with the goal of satisfying the most stringent environmental requirements for distributed power generation systems in Japan. This paper describes these development efforts, which included non-reacting Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis and combustion rig testing results.

A lean premixed, pre-vaporized combustion concept is used to minimize emissions levels to meet the strictest emissions regulations in urban areas. This combustion system involves two pilot burners and two main burners. Each burner has a set of counter rotational axial swirlers to prevent flashback into premixing tubes. Main burners are axially staged from stable pilot burners' flames.

The emissions target is less than 20ppm nitrogen oxides (NO_x), 50ppm carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (UHCs) at dry 16% O₂ correction for kerosene, while operating above 50% load.

Key words : DLE, Combustor, CFD, low emissions, lean premixed, pre-vaporized

1. はじめに

近年電気エネルギーの安定供給及びエネルギー資源の有効利用の観点から、需要地に近接して設置される小型分散電源が注目されている。

小型のガスタービン需要に関する我々のスタディー結果では、200~300kW の出力、電気需要主体（高効率）のモノジェネ、液体燃料仕様であれば、ディーゼルエンジンやガスエンジンに対抗してある程度の需要が見込めると予測できた。

このような予測のもとで新潟原動機株式会社は、非常用として開発された300kW クラスの小型ラジアルガスタービン RGT3 をベースに高効率再生サイクルガスタービン RGT3R を開発した。このエンジンは比較的小型のコージェネレーションシステム用として、高効率（発電端熱効率目標値32.5%）の常用（年間運転時間8000時間）用途を目標として開発された。

環境面に関しては、都市部に導入されることを想定し、コスト競争力のある液焚き（灯油）で低 NO_x (20ppm 以下、ドライ、16%O₂換算) を達成する低エミッション燃

焼器（以下 DLE）を搭載している。実機におけるエミッション性能を図 1 に示す。この DLE 燃焼器（MOD15）は JAXA 殿との共同で開発されたもので、実機運転において既に NO_x20ppm 以下、CO 及び THC50ppm 以下を達成している。^{(1),(2)}

ここでは更にコスト低減、耐久性向上及び揮発性有機化合物（VOC）の処理⁽³⁾を狙った DLE 燃焼器（VOC 対応型 DLE）用ベース燃焼器（MOD16）の開発について述べる。この VOC の処理はガスタービンの新しい用途として、工場等の排出空気に含まれる低濃度の VOC を含む空気をガスタービンに吸気させ、燃焼器で燃焼分解することを狙っている。

2. ガスタービン機関

2.1 仕様

高効率を達成するため、本エンジンでは再生サイクルを採用している。再生サイクルガスタービン RGT3R のサイクル構成図及び仕様を図 2、3 及び表 1 に示す。再生サイクルは圧縮機（C）、パーナ（B）、タービン（T）及び熱交換器（X）の要素で構成され、それぞれのコンポーネントとして 1 段遠心圧縮機、逆流単筒カン型燃焼器、1 段ラジアルタービン及びプレートフィン型再生器を採用している。再生サイクルでの熱効率が最高になるよう低圧力比 4.01 で設計され、ガスタービン本体

原稿受付 2004年11月25日

校閲完了 2005年12月14日

* 1 新潟原動機(株) 技術センター 製品開発グループ
GT 開発チーム

〒957-0101 新潟県北蒲原郡聖籠町東港 5-2756-3



は実績のある既存コンポーネントを、CFD や FEM などの CAE ソフトを活用して性能改善し、適用している。

2.2 DLE コンセプト

ここでは検討した DLE 燃焼器のコンセプトを図 4 に示す。この燃焼器はパイロット予混合管 2 本とメイン予混合管 2 本を備えている。パイロットバーナは既燃ガスを発生し、メインバーナはパイロットバーナに対し、軸方向に 30mm ステージングしている。メイン予混合気流が、燃焼器の入口部ではパイロットバーナの火炎に干渉しないように予混合管を配置し、パイロットの燃焼が完結する下流側でパイロットの燃焼ガスと混合されるように、旋回方向の異なるスワラを組み合わせ、予混合管出口のスワルを調整している。液体燃料は圧力式燃料噴射弁のパイロット及びエアブラスト式の本メインに供給され、微粒化し、パイロット及びメイン予混合管を流れる空気流中に噴射される。

始動時及び低負荷時はパイロットのみで燃料が供給され、低 NOx モードになるとメインからも燃料が供給され、パイロット (2 個) とメイン片方から燃料を供給する。更に負荷が上昇すると 2 個のメイン両方から燃料が供給される。このように燃料ステージングは 2 回で、燃料供給系統及び制御が非常にシンプルに構成できる利点を持っている。

$W_a = W_{a1} + W_{a2} + W_{ac} + W_{ad}$: 空気量 g/s

W_{a1} : パイロット空気量 g/s

W_{a2} : メイン空気量 g/s

W_{ac} : 冷却空気量 g/s

W_{ad} : 希釈空気量 g/s

$W_f = W_{f1} + W_{f2}$: 燃料流量 g/s

W_{f1} : パイロット燃料流量 g/s

W_{f2} : メイン燃料流量 g/s

$\Phi_o = W_f / W_a \times 14.8$: オーバーオール当量比

$\Phi_1 = W_{f1} / W_{a1} \times 14.8$: パイロット当量比

$\Phi_2 = W_{f2} / W_{a2} \times 14.8$: メイン当量比

$\Phi_p = \Phi_1$: パイロット領域当量比

$\Phi_m = (W_{f1} + W_{f2}) / (W_{a1} + W_{a2}) \times 14.8$:
メイン領域当量比

T_a : 燃焼器入口温度 (= T_3) °C

表 1 ガスタービンの仕様

300kW 級再生サイクルガスタービン	
圧縮機	遠心式 1 段
燃焼器	単筒カン型
タービン	ラジアル 1 段
圧力比	4.01
定格出力	290kW
空気流量	2.5kg/s

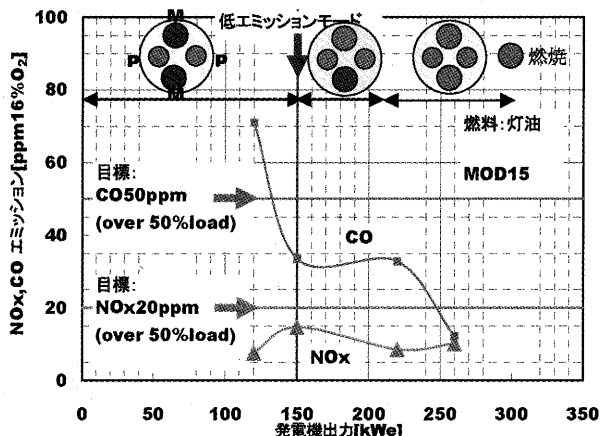


図 1 実機エミッション性能 (MOD15)

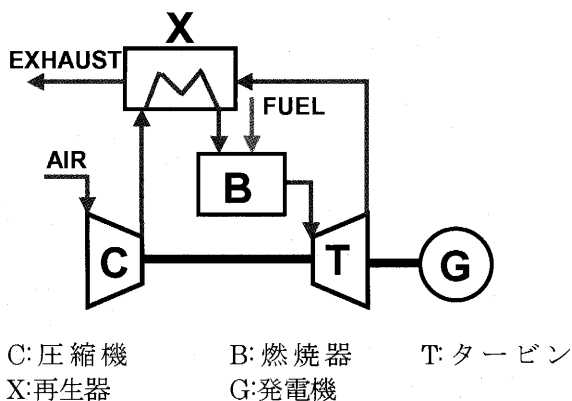


図 2 再生サイクルガスタービンの構成

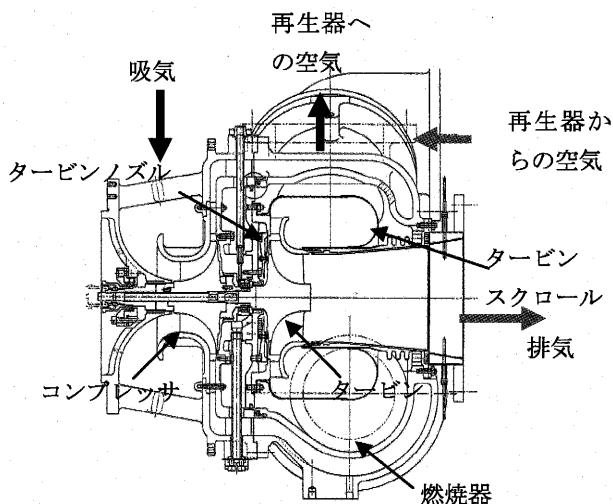


図 3 RGT3R ガスタービンの断面

T_p : Φ_p に対するパイロット領域火炎温度 K
 T_m : Φ_m に対するメイン領域火炎温度 K
 T_o : 燃焼器出口温度 K

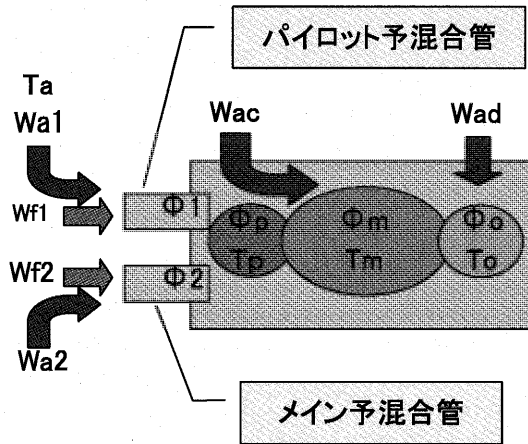


図4 DLE 燃焼器のコンセプト

2.3 DLE 燃焼器の開発目標

DLE 燃焼器の開発目標を表2に示す。日本国内の都市部における厳しい NOx 規制に適應するため、20ppm @16%O₂を達成することを目標にした。

また未燃成分については現在日本国内では規制値はないが、海外や将来の動向を踏まえ、目標値として CO 及び UHC は50ppm 以下とした。合せて燃焼効率も99.5%以上とした。

壁面温度は Hastelloy X の燃焼器の実績から800℃以下とした。燃焼器の圧力損失はエンジン性能からの要求により5%以下とした。

表2 DLE 燃焼器の開発目標

NOx	20 ppm*以下
CO	50 ppm*以下
THC	50 ppm*以下
燃焼効率	99.5%*以上
燃焼器圧損	5%以下
ライナ壁温	800℃以下

* ドライ残存 O₂16%濃度への換算値, 負荷率 50%以上

2.4 DLE 燃焼器の作動条件

再生サイクルにおける燃焼システムの運転条件の特徴は燃焼器入口温度 T3 及び全体当量比 Φ_o が大きく変化する点である。図5に燃焼システムの負荷に対する T3 及び Φ_o の変化を示す。

エンジン始動時は再生器が暖機されていないため、シンプルサイクル (SC) と同様に作動する。このため始動直後の無負荷時 T3は最低の約200℃, 燃料流量が最

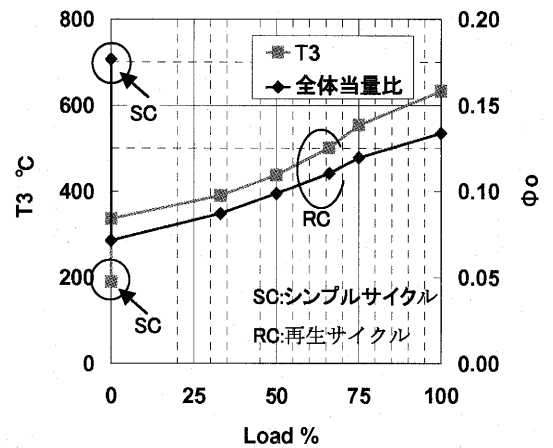


図5 作動条件

大になるため Φ_o は最大の約0.18である。再生器の暖機と共に T3 及び Φ_o が変化し、無負荷時の再生サイクル (RC) 条件へと大きく変わっていく。このとき T3は約300℃, 燃料流量は最少になり Φ_o は約0.07と最小になる。

その後は負荷の上昇と共に T3 及び Φ_o は徐々に上昇し、定格負荷で約600℃と0.14になる。

3. CFD による検討

3.1 予混合管の CFD

予蒸発・予混合希薄燃焼において、予混合管への逆火を防ぎ、十分な保炎領域を保つためには、予混合管内に逆流領域 (低速度領域) が発生せず、燃焼器内で逆流領域 (循環領域) ができるのが望ましい。本開発においては燃焼器設計に先行して、汎用 CFD ソフト (FLUENT, STAR-CD) を使い予混合管の流れ解析を実施し、予混合管形状、スワラ翼角度を適正化した。

予混合管形状はストレート、段絞り及びテーパの3種類、予混合管長さは140mm と70mm の単管 (テーパ)、スワラは1個及び2個 (内、外) の同方向旋回と逆方向旋回、スワラ翼角度25~60°について解析を実施した。図6-1に実施した CFD のモデルを示す。

3.2 CFD 結果

CFD 結果から以下のことが明らかになった。

- (1) スワラが1個の場合3種類の形状及び長さを変えても予混合管内に逆流領域が発生した
- (2) スワラ2個の場合も旋回が同方向では、逆流領域が発生した
- (3) 予混合管形状が先絞りで、旋回方向の異なる2個のスワラを組み合わせ、スワラ翼角度を適正に選ぶことで予混合管内の逆流領域が発生せず、燃焼器内に保炎のために必要な逆流領域ができる
- (4) 予混合管形状がストレートの場合、旋回方向の異なる2個のスワラを組み合わせても、予混合管内に逆流領域ができる

CFD による評価結果を表3に示す。また CFD 結果

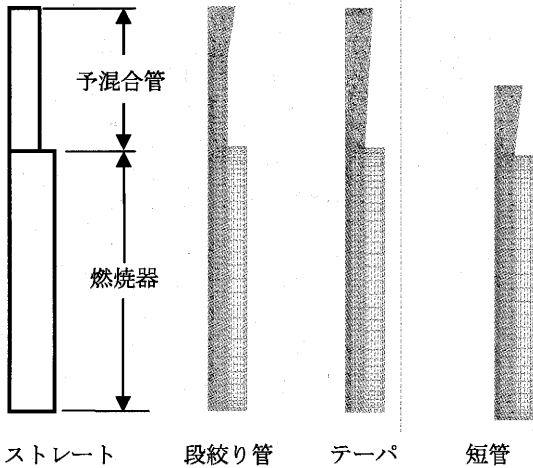


図 6-1 予混合管形状

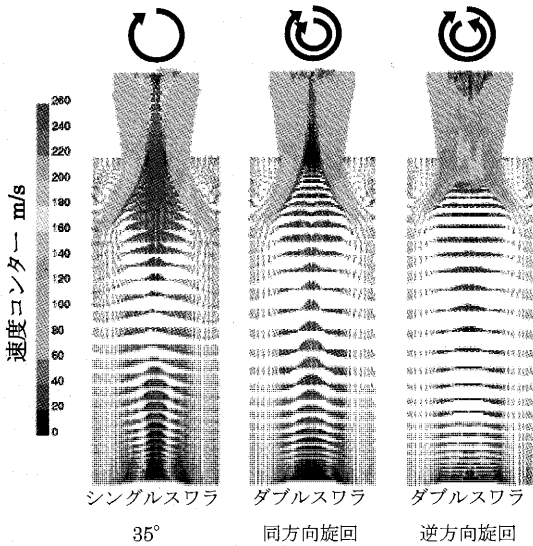


図 6-2 予混合管 CFD (単管) 結果 (速度ベクトル)

の一例として、予混合管長さ70mmの単管（テーパ）において、スワラ1個（翼角35°）、スワラ2個（外側35°、内側25°）で同方向旋回及び逆方向旋回の結果を図6-2に示す。この結果からテーパの形状で旋回の異なるスワラを組み合わせ、翼角度を適正に組み合わせることで予混合管内に逆流が発生せず、燃焼器内に十分な逆流領域が形成されることがわかる。

3.3 燃焼器全体の CFD

実機を想定した場合、パイロット2個及びメイン2個の予混合管4個を同一面内（軸方向）に配置したモデルについて CFD 解析を実施し、隣接する予混合管の流れの干渉を確認した。

図7-1に示すとおり内径Φ203、予混合管の位置が燃焼器中心より55mm オフセットした配置では、隣接する予混合管出口の流れが相互に干渉する。

一方、燃焼器内径Φ260、予混合管の位置が燃焼器中心より83.5mm オフセットした配置では、隣接する予混合管出口の流れは干渉しない。

この結果から予混合管を同一面内に配置した場合、燃焼器内径を増大するか、軸方向のステージングをしなければ予混合管出口流れの干渉を避けることができないことがわかる。

以上から本 DLE 燃焼器では燃焼器内径を増大し（図7-2）、メインを軸方向に30mm ステージングする方法を採用した。

3.4 メインステージングの CFD (燃焼器全体)

実機搭載用 DLE としてライナ径増大及び軸方向に30mm ステージングした燃焼器 (MOD16) の CFD を実施した。図8に既に実機に搭載され低エミッションの実績のある DLE 燃焼器 (MOD15) の CFD 結果と比較

表 3 予混合管 CFD の評価

解析 NO	形状	長さ		外スワラ翼角度(°)						内スワラ翼角度(°)						評価			
		140	70	35	40	45	50	60	25	0	-25	-35	-40	-45	-50	予混合管内	燃焼器内	良否	
1	段絞り	○		○															
2	テーパ	○		○															
3	↑	○	○	○															
4	↑	○	○		○														
5	↑		○			○													
6	↑		○						○										
7	↑		○	○						○							逆流なし	逆流領域大	◎
8	↑		○	○						○							逆流なし	逆流領域中	△
9	↑	○		○													逆流なし	逆流領域中	△
10	↑	○		○						○							逆流なし	逆流領域中	△
11	↑	○				○				○							逆流なし	逆流領域中	△
12	↑	○				○				○							逆流なし	逆流領域中	△
13	↑	○				○					○						逆流なし	逆流領域中	△
14	↑	○				○						○					逆流なし	逆流領域中	△
15	↑	○				○								○			逆流なし	逆流領域中	△
16	↑	○				○								○			逆流なし	逆流領域中	△
17	↑	○					○					○					逆流なし	逆流領域大	◎
18	↑	○					○					○					逆流なし	逆流領域大	◎
19	ストレート	○				○						○							
20	↑	○				○							○						
21	↑	○					○						○						
22	↑	○					○						○						

◎:問題あり(使えない)
 ○:少し問題(使用可)
 △:問題なし
 良否: ◎:優良、○:良、△:可、×:使えない

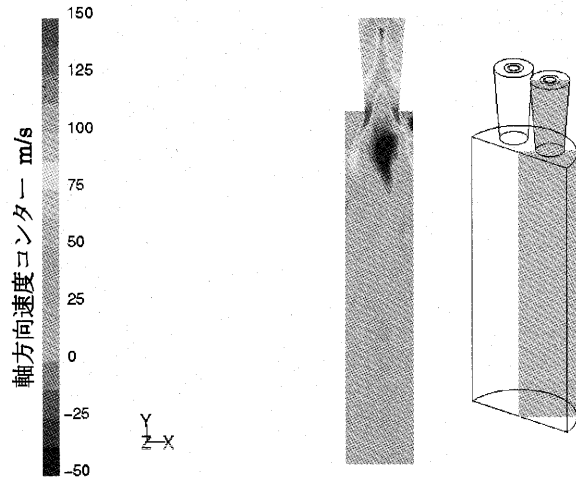


図7-1 燃焼器全体CFD結果(予混合管4本)
ライナ径203mm, 中心距離55mm

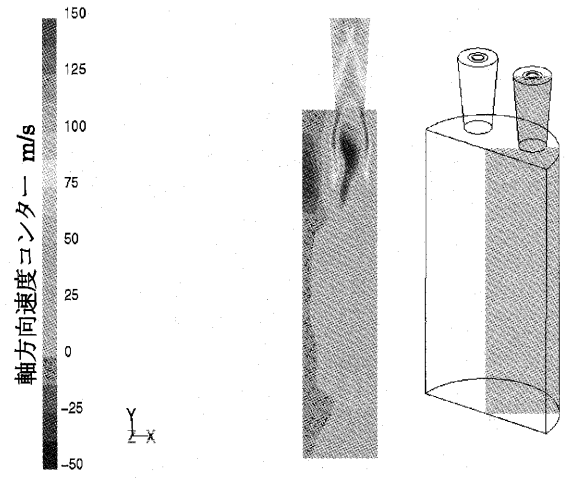


図7-2 燃焼器全体CFD結果(予混合管4本)
ライナ径260mm, 中心距離83.5mm

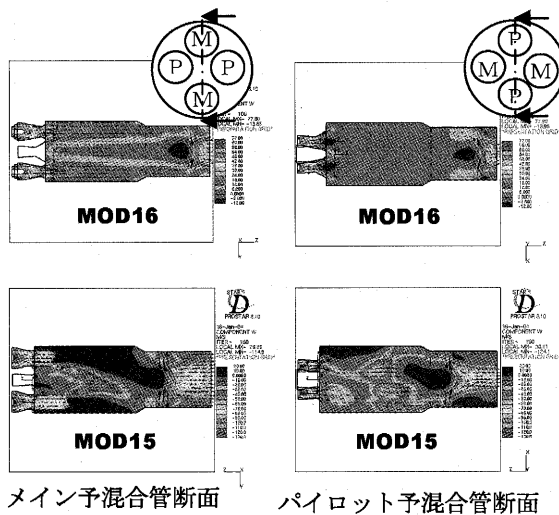


図8 実機搭載用DLEのCFD結果

して、MOD16のCFDの結果を示す。MOD16では、パイロットとメインの干渉が少ないことを確認した。

4. リアクタネットワークによる検討

本燃焼システムでは希薄予混合燃焼を適用しているためDLE燃焼器のパイロット領域、メイン領域及び希釈領域を完全攪拌燃焼器(PSR)と仮定して、化学反応解析ソフトCHEMKINのPSRを3個連結してリアクタネットワークとして、各燃焼領域の出口温度及びエミッションを推定した。

図9にリアクタネットワークの概要を示す。リアクタ1はパイロット領域を想定し、パイロット空気AIR1とパイロット燃料FUEL1の予混合気が供給される。リアクタ2にはパイロットの燃焼ガス及びメイン空気AIR2とメイン燃料FUEL2の予混合気供給される。リアクタ3にはメインの燃焼ガス及び希釈空気AIR3(冷却空気は全て希釈空気を含めると仮定した)が供給される。下流のリアクタから上流のリアクタへのバックフローは考慮して

いない。燃料はC7H16(n-Heptane)と仮定し、素反応データはEXGAS⁽⁷⁾のDATAを使った。パイロット、メイン、希釈の空気流量及び燃料流量をパラメータとして入力したデータを表3に示す。リアクタ1, 2の出口温度及びリアクタ3の出口NO及びCOモル分率の計算結果(MOD3を基準として%で表示)を図10と図11に示す。

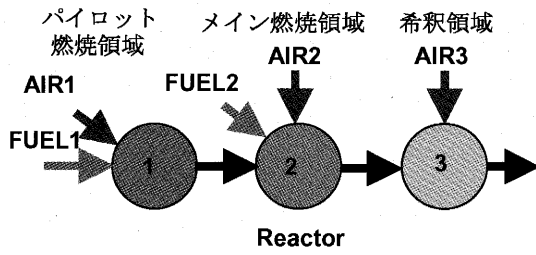
MOD3及びMOD4においては、リアクタ2の温度が2000Kを超えており、このためNOの濃度も高いことがわかる。燃焼器空気配分を変更したMOD6の結果から、パイロット:メイン空気流量=300:600のとき、リアクタ1及び2の温度が約1900Kとなり低NO_x化が可能であると推定した。

5. 単体燃焼試験(大気圧)

前述の解析及び単体燃焼試験から燃焼空気量をパイロット7%,メイン20%として、本DLE燃焼器(MOD16)の大気圧燃焼試験を実施し、エミッション性能を確認した。試験装置の外観を図12に、空気温度400及び450℃での試験結果を図13に示す。この結果、MOD16は、既に実機に搭載され低エミッションの実績のあるDLE燃焼器(MOD15)と同等の性能を示した。このことから実機の運転範囲においても20ppm以下のNO_x(dry16%O₂)を達成できる見込みを得た。今後実機搭載試験により確認する予定である。

6. まとめ

- (1) CFD解析により予混合管形状をテーバにし、旋回方向の異なるスワラを配置し、翼角度を適正化することで、予混合管内に逆流領域が発生しないことがわかった。この形状の予混合管を供試し、要素試験で逆火は発生せず、良好な保炎性を得ることができた。
- (2) CFDの結果から同一面上に4個の予混合管を配置した場合、パイロットとメインの流れに干渉が起こる。このことから干渉を避けるため、ライナ径UPとメイン



リアクタ 1 :パイロット燃焼領域
 リアクタ 2 :メイン燃焼領域
 リアクタ 3 :希釈領域
 AIR1 :パイロット空気 g/s
 FUEL1 :パイロット燃料 g/s
 AIR2 :メイン空気 g/s
 FUEL2 :メイン g/s
 AIR3 :希釈空気 g/s

図9 DLE 燃焼器のリアクタネットワーク

表3 リアクタネットワークの入力データ

		MOD3	MOD4	MOD5	MOD6	MOD7
AIR1	g/s	200	255	400	300	360
AIR2	g/s	330	380	350	600	690
AIR3	g/s	2020	1915	1800	1650	1500
FUEL1	g/s	8.0	8.0	10.0	8.0	9.0
FUEL2	g/s	18.0	18.0	16.0	18.0	17.0

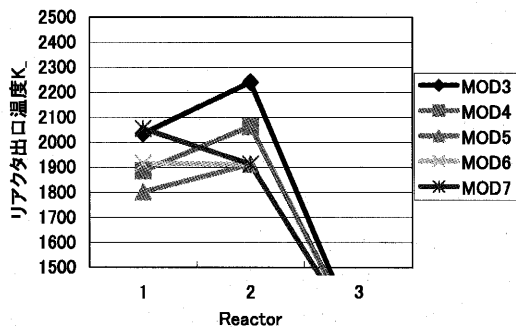


図10 リアクタ出口温度

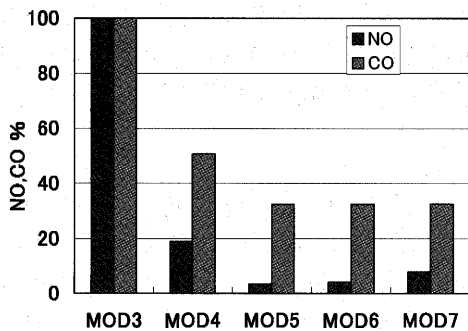


図11 リアクタ出口 NO・CO モル分率

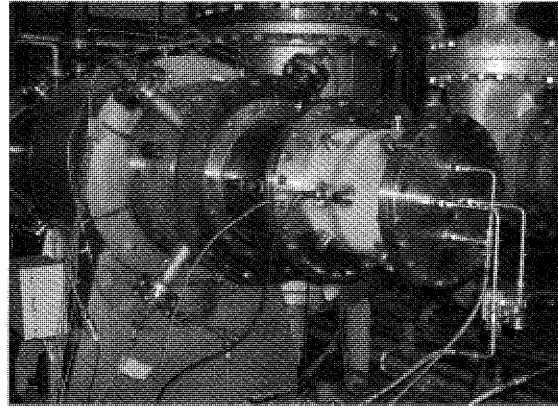


図12 燃焼試験装置の外観

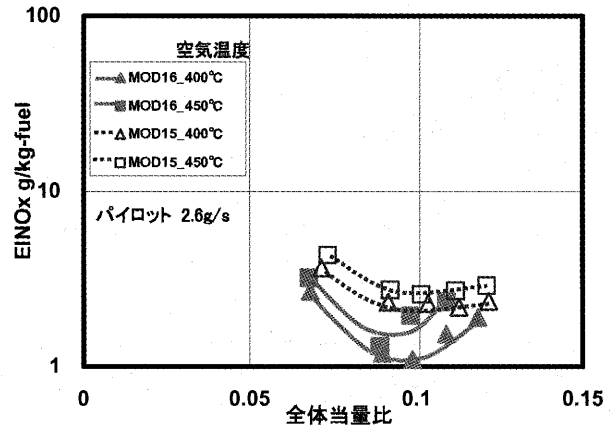
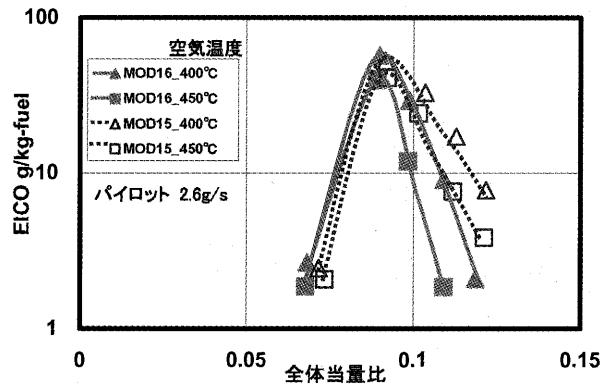


図13 燃焼器燃焼試験結果

- 予混合気を軸方向にステーキングした形状を採用した。
- (3) 燃焼空気量パイロット7%, メイン20%の条件で単体燃焼試験 (MOD16) を実施し, 低エミッションの実績のある DLE 燃焼器 (MOD15) と同等の性能を得た。この結果から VOC 対応型 DLE 燃焼器のベースとして使える目処を得た。
 - (4) CHEMKIN によるリアクタネットワークで排気エミッションを計算し, 相対的な傾向を把握することができ, 実機用燃焼器の空気配分設計に有効な情報を得ることができた。今後プレリミナリーな設計検討に活用できると考える。
 - (5) 今後実機搭載試験及びフィールドテストで性能及び耐久性を確認する予定である。

謝 辞

DLE 燃焼器の開発において助言頂きました JAXA 航空環境技術開発センターの林センター長、山田主任研究員に感謝申し上げます。

また、DLE 燃焼器の開発にご協力頂きました方々にも感謝申し上げます。

参考文献

- (1) Niigata advanced combustion technology, Diesel & Gas Turbine Worldwide (June 2004), pp38-40
- (2) Sibata, R et al: The Development of 300kW Class High Efficiency, Ultra Low Emission Micro Gas Turbine "RGT3R", CIMAC Congress 2004(2004), Paper NO.52
- (3) 柴田良輔他：超低公害型再生サイクルマイクロガスタービン RGT3R の開発, 石川島播磨技報, 第43巻第6号 (2003年11月), pp206-210
- (4) Maughan, J.R, Lusts, A. and Bautista, P.J: A Dry Low NOx Combustor for the MS3002 Regenerative Gas Turbine, ASME Paper (1994), 94-GT-252
- (5) Richard, P. North and Roger, E. Dawson: The Design and Initial Development of a Combustion System for The WR-21 Intercooled Recuperated Gas Turbine, ASME Paper (1995), 95-GT-361
- (6) Ogata, M., Kajita, S., Kimura, T., Okuto, A., Douura, Y., Hishinuma, M., Fukutani, N., and Asano, Y.: Development of a Dry Low-NOx Combustor for a 650kW-Class Gas Turbine, Proceedings of the International Gas Turbine Congress 1999 Kobe (1999), pp.767-773.
- (7) <http://www.ensic.inpl-nancy.fr/ENSIC/DCPR/Anglais/GCRecanismsdescriptionecaheptane.htm>

A Study of Performance on Advanced Humid Air Turbine Systems

HIGUCHI Shinichi* HATAMIYA Shigeo*

ARAKI Hidefumi* MARUSHIMA Shinya*

ABSTRACT

Comparative studies are presented to determine the effect of the turbine blade cooling method on the Advanced Humid Air Turbine (AHAT) system performance. In AHAT systems, two kinds of fluids can be used as a coolant: air extracted from the compressor and humid air. Three types of turbine blade cooling systems are evaluated using the in-house heat cycle simulator. As a result, the thermal efficiency is improved 1.7 percentage points by using the humid air cooling method.

The possibility of remodeling a typical mid-size simple cycle gas turbine for use in AHAT systems is examined. A remodeled AHAT system, which can be realized by adjusting the compressor intake flow rate, has 1.3 percentage points higher thermal efficiency than the combined cycle system using the same core gas turbine.

Keywords : Gas turbine, Humid air, HAT, AHAT, Blade cooling system, Water atomization cooling, Recuperator, Saturator

1. INTRODUCTION

Gas turbines play a big role in power generation; they may range from small-scale private power generation sources to large-scale combined cycle plants for electric utilities. In combined cycle plants, which are the most efficient of current technologies for power generation, the turbine inlet temperature is increased to enhance the thermal efficiency. However, gas turbines with a turbine inlet temperature of over 1,500°C are difficult to develop because of extensive increases in coolant consumption and NOx emissions.

This situation has led to promoting improvement of the heat cycle in recent years. Heat cycle using humid air is one change that can be made. Various novel cycles such as Humid Air Turbine (HAT)⁽¹⁾, Cascaded Humidified Advanced Turbine (CHAT)⁽²⁾, REVAP⁽³⁾, and TOPHAT⁽⁴⁾ have been proposed for highly effective operation by combining the regenerative

cycle with humid air.

The concept of the gas turbine system using high humidity air (HAT system) was reported two decades ago. It is thought to be suitable for distributed power supply to a combined cycle because of high efficiency, simplicity of the system, and applicability to co-generation. Many theoretical and practical feasibility studies were made, and a small pilot plant, EvGT in Sweden, has been put tests operation recently⁽⁵⁾. It seems that developing a new gas turbine with an intercooler would give the highest performance for the HAT cycle.

The AHAT system is a system which uses existing mutual technologies and aims at high performance equal to that of the HAT system⁽⁶⁾. It is suitable for a typical gas turbine, which is widely used for industrial small-size to large-size machines.

This paper presents comparative calculation results on the AHAT system performance and especially focuses on the influence of different turbine blade cooling systems. All results are evaluated by the in-house heat cycle simulator, which performs mass and energy balancing based on enthalpy calculations. All blade cooling systems are based on data for a

*この論文は2003年に開催されたIGTCで発表されたものの中で特にIGTC論文委員長より推薦のあったものを再度校閲したものです。

* Power & Industrial Systems R & D Laboratory,
Hitachi, Ltd.
7-2-1 Omika-cho, Hitachi-shi, Ibaraki-ken, 319-1121,
JAPAN

middle-size gas turbine. The basic AHAT system has a conventional turbine blade cooling system which uses compressed air extracted from the compressor as coolant. This system is compared with two other AHAT systems. One uses high humidity air as coolant, which is humidified in the saturator, for all turbine blades, and the other uses high humidity air for turbine nozzle blades and compressed air for turbine rotor blades.

Moreover, this paper discusses a remodeling method, which converts a typical gas turbine to the AHAT system. Comparison of performance for typical gas turbines (simple cycle and combined cycle) and the AHAT system are also described.

NOMENCLATURE

nN, nR	the n -th stage turbine nozzle, rotor blade
AHAT	advanced humid air turbine
G	mass flow rate
LHV	lower heating value
P	pressure
PR	pressure ratio
T	temperature
TET	turbine entry temperature (defined in ISO)
WAC	water atomization cooling
W_{sp}	specific work
η	efficiency or effectiveness

Subscripts

c	cooling or coolant
g	mainstream gas
th	thermal

2. SYSTEM DESCRIPTION

Figure 1 shows the conceptual plant scheme of AHAT system. The AHAT system is suitable for a typical gas turbine system, which is widely used from

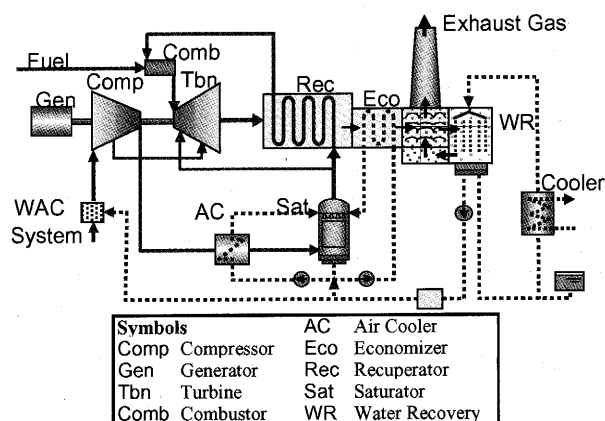


Fig.1 Conceptual Plant Scheme of AHAT System

industrial small-size machines to large-size machines for power generation. The compressor does not need to be divided for intercooling. The water atomization cooling (WAC) system is set in the air intake duct of the compressor, and fine droplets of water are sprayed there. Some of the water droplets evaporate at the compressor entrance and cool the intake air. The remainder evaporate while being compressed in the compressor, and they suppress the rise of the air temperature. The compressed air comes in contact directly with hot water in the saturator and it becomes humid air with 100% relative humidity. As a result, the flow rate and the specific heat of the working fluid increase, and the turbine generation power increases. High humidity air flows into the combustion chamber after it is pre-heated by the turbine exhaust gas with the recuperator. The high temperature combustion gas is discharged, after the turbine is driven and the recuperator and economizer collect the exhaust heat. The exhaust gas that exits the economizer contacts directly with cold water in the water recovery system to be cooled and the moisture is condensed. The exhaust gas that exited the water recovery system is discharged into the atmosphere from the stack after it is heated with the exhaust gas heater.

On the other hand, the air cooler and economizer collect heat from the hot gas and supply warm water. A part of the warm water evaporates by coming in contact directly with compressed air of the saturator. The temperature of the remaining warm water has dropped because it is deprived of the latent heat in the evaporation process when it was taken out of the bottom of the saturator. Finally the water is sent to the air cooler and economizer again, and used as a heat recovery medium by the high temperature gas.

Figure 2 shows the concept of the WAC system.

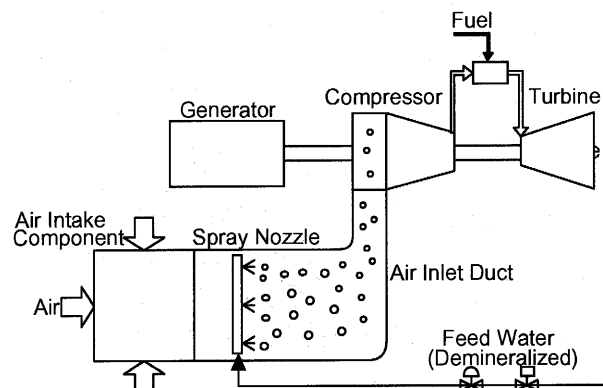


Fig.2 Water Atomization Cooling (WAC) System

The spray nozzle which provides atomization of the water (Sauter Mean Diameter: 10 microns or less) at ambient temperature is arranged in the air intake duct that is located in front of the compressor inlet. Some of the droplets evaporate in the air intake duct, and the air becomes humidified air of 100% relative humidity before it reaches the compressor inlet. This process and the density of air increase provide humidified cooling and the compressor intake air flow rate increases. Fine water droplets in the air evaporate in the compressor. As a result, the compression work

decreases, shifting from adiabatic compression to isothermal compression. This shift is promoted as the atomization flow rate increases.

In the AHAT system two fluids are considered as coolant for gas turbine hot parts. One is air extracted from the compressor which generates the compressed air the same as in the typical gas turbine system for combustion, and the other is high humidity air after the saturator. Three types of turbine blade cooling systems, which are comparatively studied here, are illustrated in Fig.3: (a) extracted air cooling, (b) hybrid cooling and (c) humid air cooling.

Figure 3(a) shows the extracted air cooling system. All turbine blades are cooled by compressed air extracted from the compressor. The coolant piping is the same as in the typical gas turbine. That is, coolant for the nozzle blades is extracted from slits facing the outer wall of the compressor gas path and it is fed to nozzle blades through external piping linked to the turbine casing. Coolant for the rotor blades is extracted from the slits facing the inner wall of the compressor gas path and it is fed to rotor blades through the path inside the rotor.

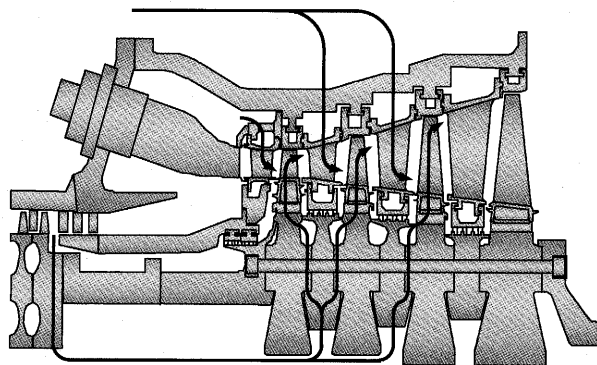
Figure 3(b) shows the hybrid cooling system. The turbine rotor blades are cooled by compressed air extracted from the compressor the same as in Fig. 3 (a). However, the turbine nozzle blades are cooled by high humidity air which is humidified in the saturator. This system can be realizable by remodeling the coolant piping for the nozzle blades.

Figure 3(c) shows the humid air cooling system. All turbine blades are cooled by high humidity air which is humidified in the saturator. In this system since the coolant for rotor blades is also humid air it is necessary to provide a supply means from a still system to a rotation system. Thus, the rotor structure differs from that of Fig. 3(a) or Fig. 3(b).

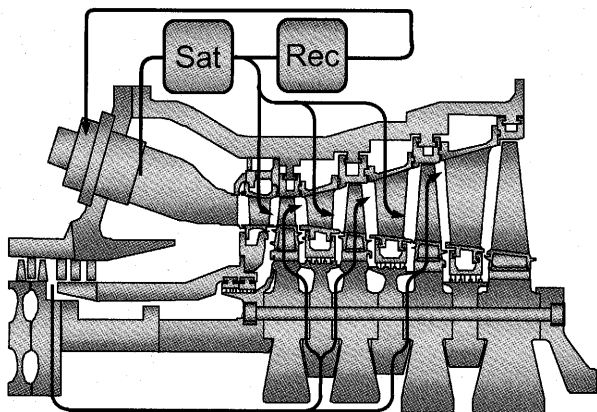
3. ANALYTIC METHOD

The in-house heat cycle simulator evaluates the performance of each system. It performs mass and energy balancing based on enthalpy calculations. The thermophysical properties of fluids are obtained by JSME^{(7),(8)}. The steam tables are based on IAPWS-IF97.

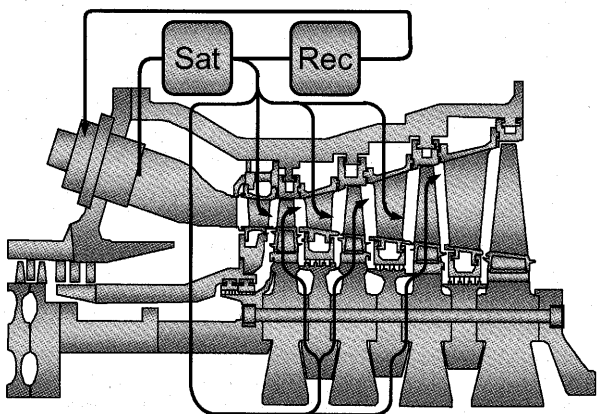
In many cycle analyses, turbine efficiency and coolant consumption were held constant for simplicity, but in fact the thermal efficiency of the gas turbine strongly influences the overall plant thermal efficiency. Thus in this study, the gas turbine performance is calculated in detail; the row-by-row turbine design



(a) Extracted air cooling



(b) Hybrid cooling



(c) Humid air cooling

Fig.3 Turbine Blade Cooling Systems

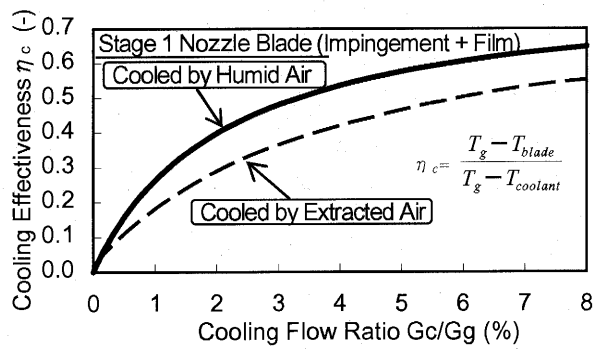
code considering aerodynamic analysis for the turbine performance, thermal analysis for the consumption of coolant flow and reliability analysis for stress.

3.1 Turbine aerodynamic analysis

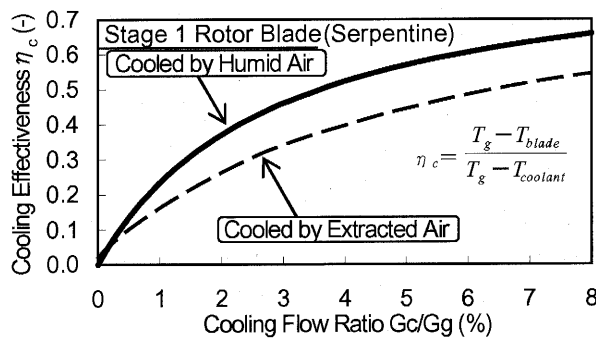
The aerodynamic performance of turbine cascades is calculated using the Ainley/ Mathieson/ Dunham/ Came and Kacker/ Okapuu (AMDC + KO) loss prediction method⁽⁹⁾. Additional total pressure and dilution losses due to mixing of the coolant flow with the mainstream are obtained from one-dimensional analyses for conservation of mass, momentum, and energy for each cooling and sealing flow ejection.

3.2 Turbine thermal analysis

The consumption of the coolant influences the gas turbine performance. Thermal analysis predicts the required coolant flow rate. The coolant flow rate is calculated from the given peak gas temperature and the maximum blade temperature, assuming the cooling effectiveness curve for the cooled blade, which is defined based on in-house experimental results. The peak gas temperature for the blades is calculated from the combustor traverse number which gives the temperature difference between the maximum and average gas temperatures at the combustor exit.



(a) Nozzle Blade



(b) Rotor Blade

Fig.4 Cooling Effectiveness Curves

The cooling effectiveness depends on the cooling scheme, the states of the flow field and the properties of both the mainstream gas and the coolant. The blade cooling effectiveness curves shown in Fig. 4 are defined using two assumptions: advanced cooling technologies such as V-shaped staggered turbulence promoter ribs and serpentine cooling passages are used; and cooling effectiveness for the high humidity air is obtained from the preliminary cooling design with the condition that it is about 20% higher than that for the compressed air extracted from the compressor due to the gas properties such as specific heat, gas constant, and thermal conductivity. Figure 4 (a) shows the cooling effectiveness curves for the first stage nozzle blade, which is made of single crystal superalloy and is cooled by impingement cooling in combination with film cooling system. Figure 4 (b) shows the cooling effectiveness curves for the first stage rotor blade. It is also made of single crystal superalloy and cooled by the serpentine passage cooling system employing V-shaped staggered turbulence promoter ribs. The solid lines in these graphs show the effectiveness curves for high humidity air as the coolant and the dashed lines show them for compressed air. The effectiveness curves for the other blades are also defined in the same way.

3.3 Compressor work analysis

To predict compressor work, the evaporation profile within the compressor gas path has to be calculated. This profile is calculated by using the CFD code. Details of the technique were reported by Utamura et al⁽¹⁰⁾. Figure 5 shows the evaporation profile within the compressor calculated. The simulator employs this profile to predict the compressor performance and the gas conditions.

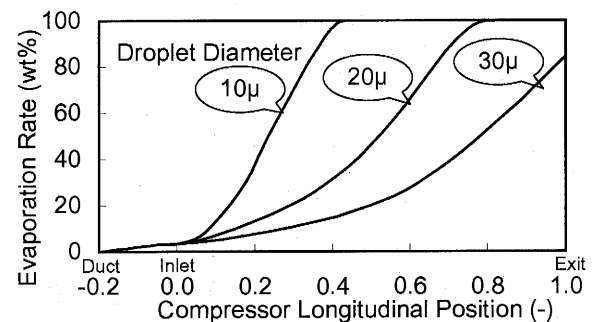


Fig.5 Accumulated Evaporation Profile within Compressor

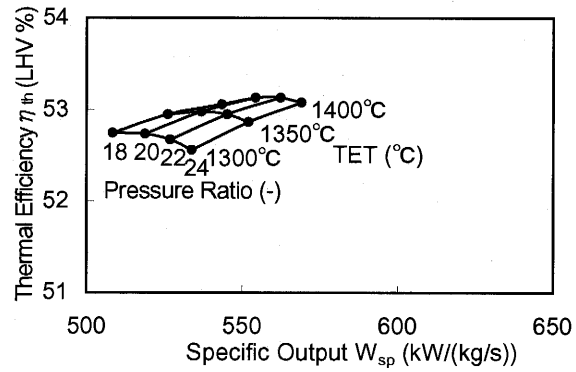
4. RESULTS AND DISCUSSION

4.1 Performance of the optimally designed AHAT systems

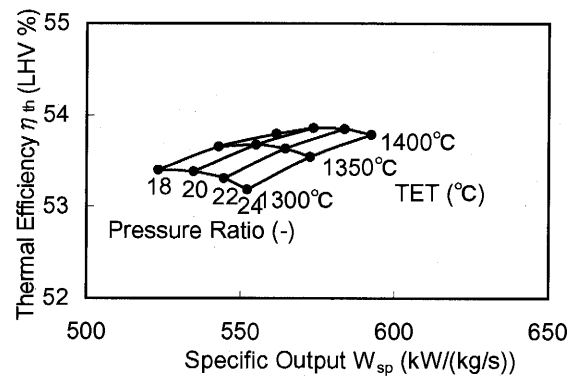
All results are calculated under the conditions for a mid-size gas turbine shown in Table 1. High grade superalloy is used for performance in this study. Figure 6 shows carpet diagrams of the thermal efficiency for AHAT systems with different types of turbine blade cooling. Each blade cooling system has a different turbine entry temperature (TET based on ISO) and pressure ratio, the components are optimally designed for performance. That is, the turbine cascades and the compressor cascades are designed to be suitable for each TET, pressure ratio, mass flow rate and etc. The thermal efficiency and specific output increase with TET in all turbine blade cooling systems. On the other hand, specific output increases as the pressure ratio increases. The optimal pressure ratio at which the thermal efficiency is the highest exists in the systems with the same TET. It becomes higher as the TET increases.

Table 1 Design Parameters of Main Components

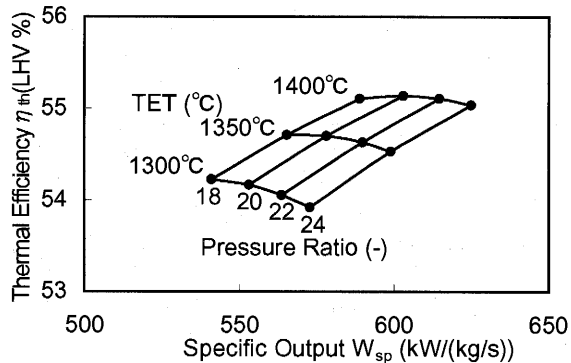
Gas Turbine	
Type	• Single-shaft, mid-size industrial
Inlet duct	• Ambient condition = ISO standard condition • Pressure loss $\Delta P/P = 0.009$
Compressor	• Inlet mass flow (excludes WAC) = 100 kg/s • Adiabatic efficiency = calculated • Pressure ratio = 18 - 24 (surveyed)
Combustor	• Fuel = natural gas • Combustion efficiency = 0.999 • Pressure loss $\Delta P/P = 0.04$
Turbine	• 7280 rpm, 4-stage • TET (ISO) = 1,300 - 1,450°C (surveyed) • 1N = single crystal (SC) • 2N, 3N & 4N = conventionally cast (CC) • 1R & 2R = single crystal (SC), unshrouded • 3R & 4R = directionally solidified (DS), shrouded • Adiabatic efficiency = calculated • Consumption of coolant flow = calculated • Diffuser pressure recovery factor = 0.75 • Exhaust gas temperature = calculated
Exhaust duct connecting to the recuperator	• Pressure loss $\Delta P/P = 0.003$
Utilities	
WAC system	• Flow rate = 3.5 wt% of compressor inlet mass flow • Droplet diameter = 10 μ m
Saturator	• $T_{inlet, gas} = 115^\circ\text{C}$
Recuperator	• Temperature effectiveness = 0.95 • $T_{inlet, high} - T_{exit, low} = 20^\circ\text{C}$ • Pressure loss $(\Delta P/P)_g = 0.022$, $(\Delta P/P)_{exhaust} = 0.035$
Economizer	• $T_{exit, water} = 200^\circ\text{C}$ • $T_{exit, gas} = 110^\circ\text{C}$ • Pressure loss $(\Delta P/P)_{exhaust} = 0.003$



(a) Extracted air cooling



(b) Hybrid cooling



(c) Humid air cooling

Fig.6 Performance of Optimally Designed AHAT Systems

It is clear that the humid air cooling system has the highest thermal efficiency and specific output among the three systems and that the gain in thermal efficiency for TET is the highest. The difference in coolant consumption causes these results. Figure 7 shows coolant consumption for each system with TET of 1,350°C and pressure ratio of 20. The consumption of the extracted air cooling system is nearly as twice that of the humid air cooling system. The consumption of the hybrid cooling system is between these two. Extracted air from the compressor has nearly as the same thermophysical property as dry air because the

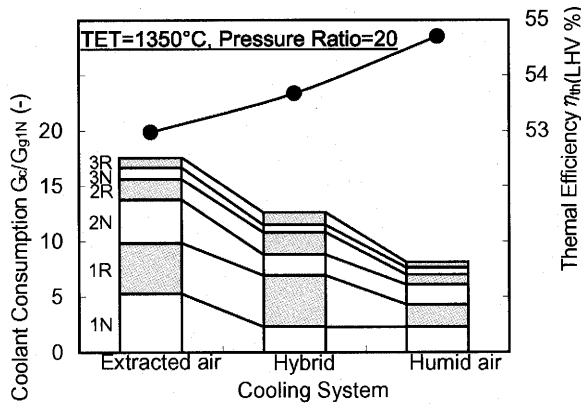


Fig.7 Coolant Consumption

compressor intake air is humidified with only 3.5wt% water by the WAC system. However, in any systems the mainstream gas is totally humidified with about 20wt% water by the WAC system and the saturator. Compared with the humid air cooling method, the extracted air cooling method requires a larger coolant flow rate because extracted air has lower heat transfer coefficient than humid air and the temperature of the extracted air is higher than that of the humid air. This fact means that the gain in thermal efficiency in the extracted air cooling system tends to level off at high TET. Figure 8 shows mass and heat balance diagram.

4.2 Remodeling the simple cycle gas turbine to the AHAT system

Consideration is given to whether the gas turbine, which was designed for a typical simple cycle system, can be remodeled to the gas turbine for the AHAT

Table 2 Remodeling Method

Compressor
- Add WAC system.
- Reduce intake air flow rate to adjust pressure ratio to the same value as the base gas turbine.
Combustor
- Modify the flow path to connect the utilities located outside of the gas turbine.
- Combust fuel with high humidity air.
Turbine
- Employ the blade cooling method.
- Tune up coolant flow rate.

systems. If that can be realized, cost and time of development for the gas turbine suited to the AHAT systems are saved. The performance and reliability need to be compared for the optimally designed systems.

Table 2 shows the remodeling method which converts a typical gas turbine to one for the AHAT system. The balance of mass flow rate between the turbine and the compressor in the AHAT systems differs from that in a typical gas turbine due to the humidification, which is amount of about 20wt% of the compressor intake flow rate. Thus either the turbine or the compressor has to be modified for the mass flow rate. When manufacturing cost is taken into account, in general, the turbine is more expensive than the compressor. From the viewpoint of cost as much of the present turbine as possible should be utilized.

Since the turbine cascades have already been decided, the pressure ratio will be decided by the mainstream gas flow rate based on the turbine characteristics (nondimensional mass flow rate is

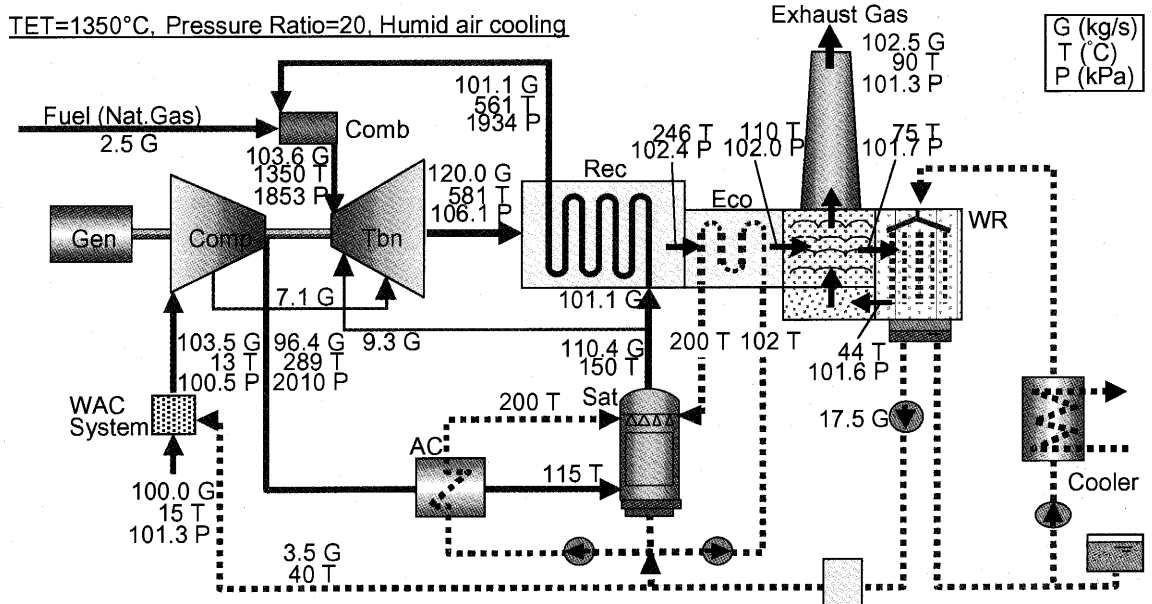


Fig.8 Mass and Heat Balance

Table 3 Base Gas Turbine Specifications

Gas Turbine	
Type	• Single-shaft, mid-size industrial
Inlet duct	• Ambient condition = ISO standard condition • Pressure loss $\Delta P/P = 0.009$
Compressor	• Inlet mass flow = around 120 kg/s (This value is suited for 100kg/s-AHAT system) • Adiabatic efficiency = calculated • Pressure ratio = 20
Combustor	• Fuel = natural gas • Combustion efficiency = 0.999 • Pressure loss $\Delta P/P = 0.04$
Turbine	• 7280 rpm, 4-stage • TET (ISO) = 1,350°C • 1N = single crystal (SC) 2N, 3N & 4N = conventionally cast (CC) • 1R & 2R = single crystal (SC), unshrouded 3R & 4R = directionally solidified (DS), shrouded • Adiabatic efficiency = calculated • Consumption of coolant flow = calculated • Diffuser pressure recovery factor = 0.75 • Exhaust gas temperature = calculated
Exhaust duct	• Pressure loss $\Delta P/P = 0.006$ (for Simple Cycle)

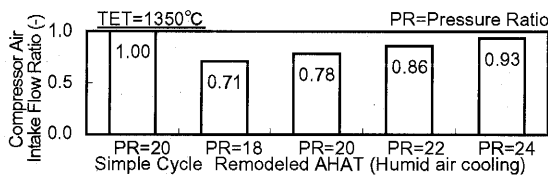


Fig. 9 Comparison of Compressor Intake Flow Rate

constant). In AHAT systems, the humid air humidified with about 20wt% water of the compressor intake air flow rate will flow into the turbine. It is necessary to reduce the flow rate equivalent to the amount of humidification to adjust the pressure ratio to the same value as the base gas turbine shown in Fig.9. In general, controlling the flow rate by the compressor inlet guide vane (IGV) decreases compressor efficiency due to the mismatch of the velocity triangles. Thus, the compressor of the base gas turbine cannot be used as it is. One of the methods to reduce the compressor intake air flow rate while maintaining high efficiency is to reduce the area of the gas path by cutting off the blade length.

Since mainstream gas and coolant conditions differ from those of the base gas turbine, the coolant flow rate must be reset up to prevent blade metal temperature from going over the limit.

4.3 Performance of the remodeled AHAT systems

Table 3 shows specifications of the base gas turbine. Figure 10 shows the performance of the remodeled

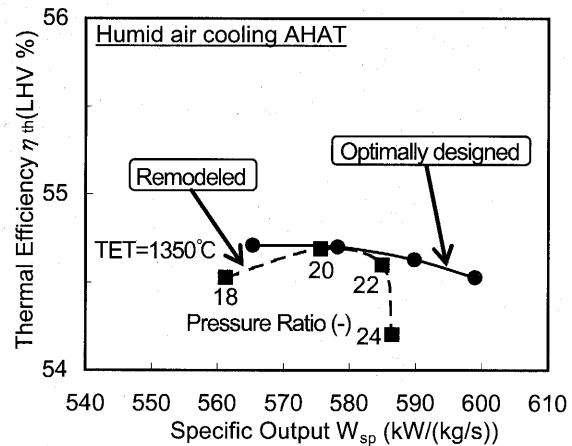


Fig. 10 Performance of Remodeled AHAT System

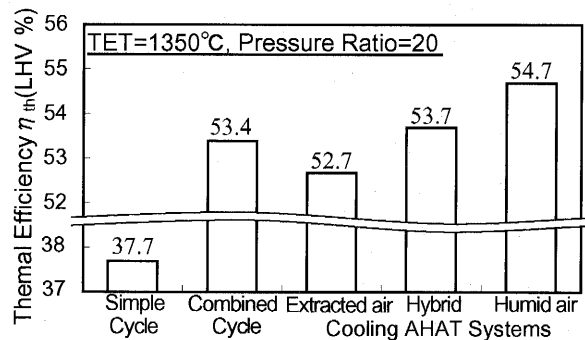


Fig. 11 Comparison of Performance

Table 4 Bottoming Cycle Specifications

Bottoming Cycle	
HRSG	• Non-reheat-double pressure • Natural circulation
Steam turbines	• Steam conditions : HPT = 5.0MPa, 505°C LPT = 0.6MPa, 165°C • Exhaust pressure = 4.9 kPa

system. The remodeled system is almost the same as the optimally designed system for the conditions of TET of 1,350°C and pressure ratio of 20. The difference in pressure ratio causes a mismatch between the blade angle and the gas flow angle and the drop in the turbine performance. The depression of the aerodynamic performance is a main factor affecting performance.

Figure 11 compares performance. Table 4 shows the combined cycle specifications. Triple-pressure reheat HRSG is not used because the system is mid-size. By remodeling the base gas turbine, which is designed for a simple cycle system, to a gas turbine for the AHAT system, raises thermal efficiency from 37.7% to 54.7%. On the other hand, combining the base gas turbine and the bottoming cycle gives a thermal efficiency of 53.4%. The humid air cooling AHAT system has 1.3

percentage points higher thermal efficiency. The remodeled AHAT systems have almost the same output as the combined cycle system.

4.4 Reliability of the remodeled AHAT systems

Compared with the base gas turbine system, the turbine work of the AHAT systems is almost the same. However the compressor work is less than 70%. The compressor work is reduced by the reduction of the compressor intake air flow rate and the effect of the WAC system, which decreases the temperature of the intake air. The difference between the turbine work and the compressor work is the output of the system. Of course, the loss and the work of utilities have to be taken into account. The difference between the turbine work and the compressor work in the AHAT systems is much larger than that in a typical simple cycle system and this characteristic makes the output of the AHAT systems larger. In general the stress which acts on parts is proportional to the work. For example, the stress on the turbine blade is proportional to the turbine work. Thus, when the turbine work becomes larger, the stress on the blade becomes larger. The increase in the work may make the stress over the design limit. However, the turbine work of the remodeled AHAT systems is almost the same as that of the base simple cycle system. Similarly the compressor work does not exceed that of the base. It follows from this that the typical simple cycle gas turbine can be remodeled to AHAT systems from the viewpoint of reliability. Moreover it seems that the remodeled AHAT system can use utilities for the combined cycle system because the system output is almost the same as that of the combined cycle system.

5. CONCLUSIONS

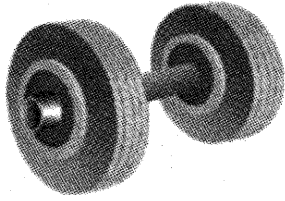
Three types of AHAT systems with different turbine blade cooling systems were simulated. The first type cools all turbine blades with air extracted from the compressor, the second cools all turbine blades with high humidity air and the third cools the turbine nozzle blades with high humidity air and the turbine rotor blades with extracted air. Moreover the applicability of the typical mid-size simple cycle gas

turbine to the AHAT system was examined. Main results are as follows.

- 1) The humid air cooling system had 1.7 percentage points higher thermal efficiency than extracted air cooling system. The advantage of the humid air cooling system tended to become larger as the turbine entry temperature became higher.
- 2) It was found preferable to adjust the compressor intake air flow rate to get the same pressure ratio when the simple cycle gas turbine is remodeled to the AHAT systems.
- 3) The AHAT system has 1.3 percentage points higher thermal efficiency than a combined cycle system using the same core gas turbine.

REFERENCES

- (1) Rao, A. D., 1991, "A Comparison of Humid Air Turbine (HAT) Cycle and Combined Cycle Power Plants," EPRI IE-7300, Final Report.
- (2) Nakhmkin, M., 1995, "The Cascaded Humidified Advanced Turbine (CHAT)," ASME Paper No. 95-CTP-005, ASME Cogen Turbo Power '95, Vienna, Austria, Aug. 23-25.
- (3) Ruyck De, J., et al., 1996, "REVAP Cycle: A New Evaporative Cycle Without Saturation Tower," ASME Paper. No. 96-GT-361, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 119, pp. 893-897.
- (4) Van Liere, J., 1998, "The TOPHAT cycle," IERE Workshop, Kobe, Japan, Oct.
- (5) Agren, N. D., et al., 2000, "First Experiments on an Evaporative Gas Turbine Pilot Power Plant," ASME TURBOEXPO 2000, Munich, Germany, May 8-11.
- (6) Hatamiya, S., et al., 2000, "Advanced Humid Air Turbine System," The 7th National Symposium on Power and Energy Systems of JSME, JSME, Tokyo, pp. 13-16 (in Japanese).
- (7) JSME, 1983, JSME Data Book: Thermophysical Properties of Fluids, JSME, Tokyo (in Japanese).
- (8) JSME, 1999, 1999 JSME STEAM TABLES, JSME, Tokyo (in Japanese).
- (9) Kacker, S. C., Okapuu, U., 1981, "A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency," ASME Paper No. 81-GT-58, International Gas Turbine Conference and Products Show, Houston, TX, Mar. 9-12.
- (10) Utamura, M., et al., 1999, "Effects of Intensive Evaporative Cooling on Performance Characteristics of Land-based Gas Turbine," PWR-Vol. 34, 1999 Joint Power Generation Conference, San Francisco, USA, Jul. 25- 28.



熱流体トレーニング (3)

刑部 真弘*1
OSAKABE Masahiro

流れが層流の状態においては、流れている流体の各層は整然と並んで流れる。このため、ある層中に着色液を混入させても、その層中のみを流れ、周囲の層と混じり合うことがない。乱流の状態においては、巨視的にみれば流体層が互いに並んで流れているように見えるが、微視的にみれば各流体粒子の塊は前後左右に移動し、周囲の層間を行ったり来たりしている。このため、ある層中に着色液を混入させれば、間もなく周囲の層と混じりあってしまう。この層流と乱流の状態はレイノルズ(Reynolds)が1883年に、流れにインクを流した可視化実験を行い明らかにした。この流れの状態を表すレイノルズ数 Re は、

$$Re = \frac{uD}{v_m} \quad (1)$$

で表される。ここで、 u : 流速, D : 代表長さ, v_m : 動粘性係数である。 Re 数は、流体の慣性力と粘性力の比を表し、この値が大きい程、粘性によって流れの乱れを抑制させようとする作用が少ないことを示す。このため、あるレイノルズ数(臨界レイノルズ数)で、流れは層流から乱流に遷移する。

このレイノルズの発見は、実験的な考察によって得られた貴重なものであるが、流れの運動およびエネルギー方程式の無次元化を行う過程でも容易に導かれる。そこでは、 Re 数が大きくなると粘性の影響が小さくなり方程式の解が暴走、すなわち乱流になることが示される。この解の暴走はカオス(混沌)現象として知られている。

米国ニューメキシコ州に九州の阿蘇山の次に大きなカルデラがある。このカルデラの脇に、1940年代にオープンハイマーが原爆計画のための研究所をつくったロスアラモスという小さな町がある。この町に住むロスアラモス国立研究所の研究員で、1日26時間で生活するとか、コーヒーだけで生きているといった噂の絶えない男、ファイゲンバウムが1970年代にこのカオスを考え始めた。彼は、一つの数の入力に対してその出力をまた入力とするような簡単な関数に集中して研究を行った。

一例として、ある系におけるネズミの繁殖をここでは考えてみる。図1に示したように、 n 世代のネズミの数を X_n とし、それから生まれる $n+1$ 世代の数を X_{n+1} とする。なお、ネズミの数 X は無次元化して0と1の間の数値で表す。前世代のネズミの数が多いほど次世代の数も多いと考えられるので、次世代の数 X_{n+1} は前世代の数 X_n に比例する。また、前世代の数が多すぎると食料が足りない等の環境悪化が起こるので、 $1-X_n$ にも比例すると考えると、以下の式が成立する。

$$X_{n+1} = \beta X_n (1 - X_n) \quad (2)$$

ここで β は定数であり、0と4の間の数をとる。 β が4以上では X は1以上となってしまふ。

図2に示したのは、初期世代のネズミの数 X_0 を0.5として、式(2)を用いて各世代のネズミの数を予測したものである。 β の値を0.8とすると、ネズミの数は急速に0に近づき絶滅状態となる。 β の値が1.2では、ある一定の数に近づく。 β の値を3.2まで増やすと、0.8と0.5の間で周期的に増えたり減ったりを繰り返す。 β の値を更にそれよりも少しだけ大きくすると、解はとんでもない暴走状態となる⁽¹⁾。 β のわずかな変化によって大きく挙動が変化するのは驚きであるが、これはこの単純な方程式が、流れの方程式と同様な非線型性をもつためである。

参考文献

- (1) 刑部真弘, エネルギー技術者の熱流体トレーニング, 海文堂出版, (2004)

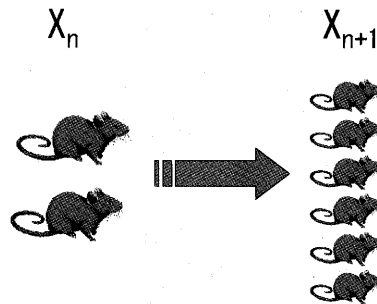


図1 ある系におけるネズミの繁殖

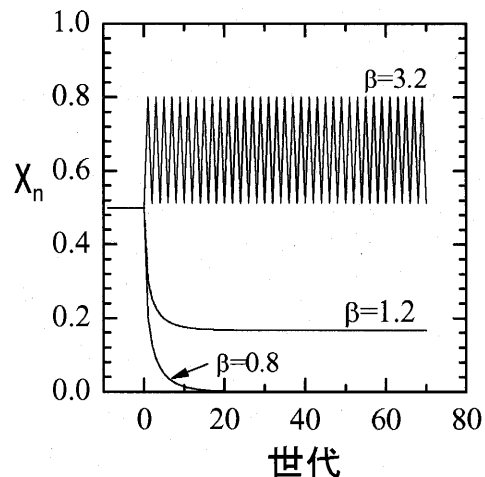


図2 各世代のネズミの数の予測

原稿受付 2005年11月30日

*1 東京海洋大学海洋工学部 海洋電子機械工学科
〒135-8533 東京都江東区越中島2-1-6

東京大学生産技術研究所におけるガスタービン関連研究の紹介

松浦 一雄*¹

MATSUURA Kazuo

キーワード：Gas turbine, Small-sized radial turbine, Large eddy simulation, Transition, Low Reynolds number

1. はじめに

筆者が所属する、加藤千幸研究室（加藤教授以下、職員5名、研究員8名、大学院学生8名、研究実習生7名の総勢28名から構成される）は、東京大学生産技術研究所（図1）の機械・生体系部門に属し、研究課題は超小型ガスタービンの要素研究や、流体騒音の予測と制御、非定常キャビテーション流れの数値解析などである。特にガスタービン関連の研究では、小型軽量の次世代モバイル電源としての用途を念頭においた出力数10W から数kW程度の超小型ガスタービンの開発に関する研究を行っている。本稿では、これらの中からガスタービンの内部流動に関する研究を中心に紹介する。

2. 遷移を伴う直線翼列流れ

超小型ガスタービンで用いられるタービンでは内部流れのレイノルズ数（Re数）は数千から数万のオーダーとなるため、境界層の遷移がタービンの空力性能に大きな影響を及ぼすものと考えられる。しかし、遷移を伴った流れを従来のレイノルズ平均モデル（RANS）に基づいた圧縮性乱流の数値解析により正確に予測することには限界がある。そこで、圧縮性遷移翼列流れの高精度な



図1 東京大学生産技術研究所

原稿受付 2005年10月21日

*1 東京大学生産技術研究所 機械・生体系部門
加藤千幸研究室 大学院学生
〒153-8505 東京都目黒区駒場4-6-1

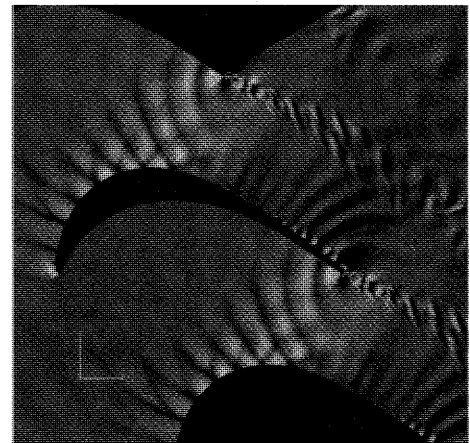


図2 速度場の瞬時発散（流入乱れ無し）

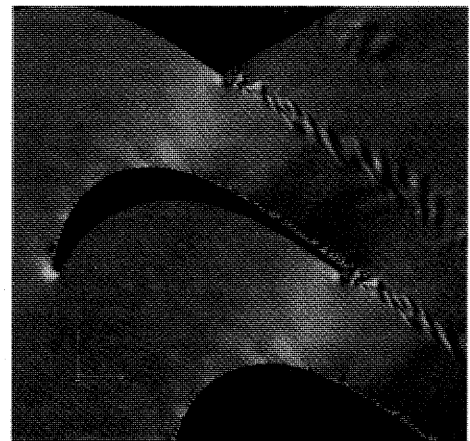


図3 速度場の瞬時発散（流入乱れ度5%）

予測と主流乱れが境界層のはく離や遷移に与える影響を明らかにすることを目的に、主流乱れを考慮した翼弦長および流出速度に基づくRe数が 5.0×10^5 のT106低圧タービン翼列流れのLarge Eddy Simulation (LES) 解析を実施した⁽¹⁾。設計点条件に対して主流乱れを考慮しない場合と、約5%の主流乱れを導入する場合の両者を比較した（図2，図3）。それにより主流乱れが遷移翼列流れに与える影響を明らかにするとともに、LESにより得られた瞬時の流れ場に対してProper Orthogonal Decomposition (POD) 解析を行い、乱流遷移に至る過

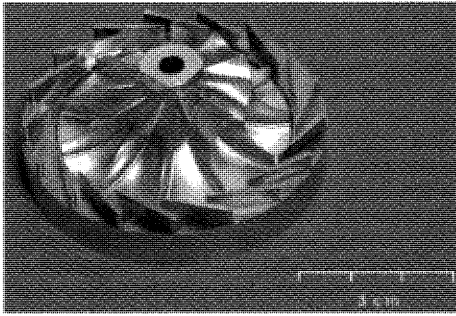


図4 パームトップ型タービン (羽根車外径46mm)

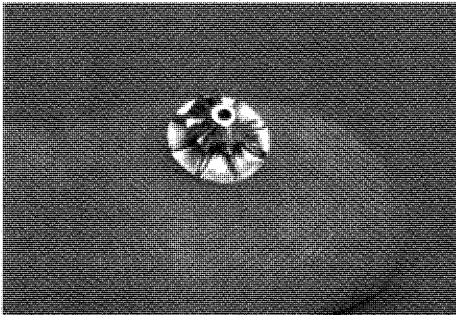


図5 フィンガートップ型タービン (羽根車外径8mm)

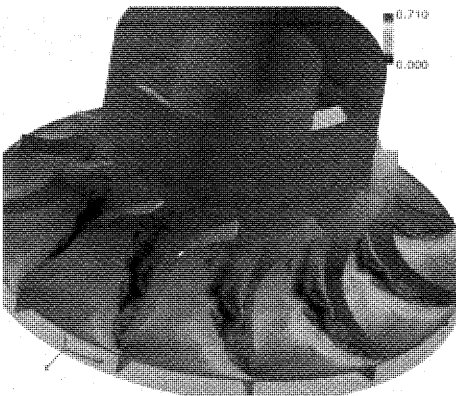


図6 瞬時マッハ数分布 (羽根車外径46mm)

程における支配的な非定常挙動を明らかにした。

その結果、主流乱れを考慮しない場合と、約5%の主流乱れを導入する場合とでは遷移メカニズムが本質的に異なることなど、圧縮性遷移翼列流れを高精度に予測できる見通しを得た⁽²⁾。

3. 超小型ラジアルタービン

LES解析を外径46mm (図4) および外径8mm (図5) の小型ラジアルタービン動翼内部流れに適用し、損失発生要因や、その予測に対する従来のRANS解析との相違、低Re数効果などの解明に取り組んでいる。これにより高効率化への指針獲得を目指している。一例として、図6にはLES解析により得られたミッドスパンの瞬時マッハ数分布を示す。

また、本研究では数値解析に併せて空気試験も実施し

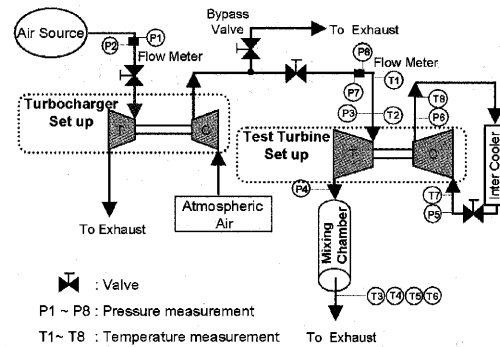


図7 実験装置

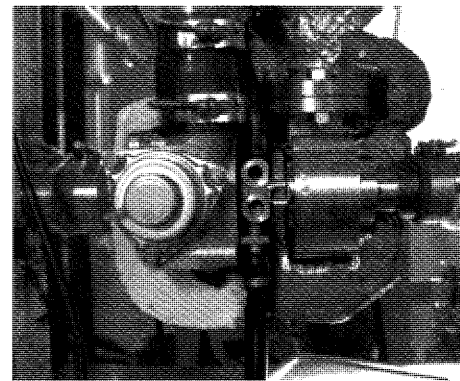


図8 テストセクション

ている⁽³⁾。図7には羽根車外径46mmのタービンに対する実験装置の概要を示す。実験装置は高圧空気源で車両用過給機のタービンを駆動し、その圧縮機から出る高圧空気を試験タービンに供給するシステムである。また図8にはテストセクションを示す。試験タービン (図8右) の動力吸収には圧縮機を利用しており、圧縮機出入口を結んだ閉ループ配管の途中に設けたバルブの絞りによって吸収動力の負荷を調節する。空気試験により、断熱効率や、効率に対する放熱やチップクリアランスの影響を評価し、取得したデータを数値解析結果と併せてタービンの高効率化に供している。

4. おわりに

今後、広範囲なRe数、速度比やチップクリアランス幅、静翼-動翼干渉などが小型ラジアルタービン内部流れや損失の発生に与える影響を解明し、超小型ラジアルタービンの正確な性能評価および、高効率化を図ってゆく予定である。

参考文献

- (1) 松浦一雄, 加藤千幸, 日本機械学会論文集B編, 70-700, (2004), p.3066
- (2) 松浦一雄, 東京大学博士論文, (2005).
- (3) 加藤千幸, 松浦一雄, 西村勝彦, 松尾栄人, 吉識晴夫, 日本エネルギー学会誌, 84-3, (2005), p.200

第17回エアブリージングエンジン国際シンポジウム (ISABE2005) に出席して

寺本 進*1

TERAMOTO Susumu

キーワード：航空推進機関，エアブリージングエンジン，国際シンポジウム，見聞記

2005年のエアブリージングエンジン国際シンポジウム (International Symposium on Air Breathing Engines) は、9月4日から9月9日までの6日間ドイツのミュンヘンで開催された。ISABEはターボジェット、ラム・スクラムやPDEなど、空気吸込み式の航空エンジン全般を扱う会議であり、エンジン各要素の空力・燃焼からエンジンシステム、エンジン開発に係わる論文など幅広い発表がある。AIAA Joint Propulsionでは宇宙推進、ASME Turbo EXPOでは地上ガスタービンに関する発表がそれぞれ多くなる中、航空エンジンをテーマとした発表を集中的に聞くことができるISABEは、航空エンジンに係わる者にとっては貴重な会議となっている。ISABEは基本的に隔年で開催されているが、筆者にとっては1993年の第11回東京大会以来、12年ぶりの参加となった。

国際会議というと、ホスト国の研究者が手弁当で実行委員会を組織することが多いが、ISABE2005はISOABE会長Dr.Steffens (MTU CEO)のお膝元で開催されたため、MTUが前面に出て運営を行っていた。会場内を取り仕切っていたスタッフも多くはMTUの所属であり、人員的にも資金的にも余裕を持って大変スマートに運営されている感じを受けた。

招待講演

月曜から金曜までのほぼ毎日午前午後各1回ずつと、バンケットでの講演で合わせて11件の特別講演が生まれ、米国 (P&W, GEAE, NASA), 独 (MTU, Eurojet, Europrop), 仏 (SNECMA), 英 (RR), 露 (CIAM), 中 (CARDIC), 日 (IHI 船渡川氏) と各国の研究機関、メーカーがそれぞれの国における研究・開発状況について講演を行った。

米英およびMTUの講演は主に将来技術の展望を述べたもので、SFC低減と並んで環境適合性 (ノイズ, NO_x, CO₂) に重点を置いていた。最初の講演を行ったMTUのDr.Broichhausenは、騒音の目標値として現用技術の延長で-25~30dB, さらにGeared Fanを用いることで

-35~40dB, また燃費については同じく現用技術の延長で-7%, Geared FanとIntercooled Recuperative Cycleを採用して-17%という数値をそれぞれ挙げていた。

一方、EJ200, TP400-D6という新エンジンを持つEurojet, Europrop両社は、実物大モックアップを会場のホテルに持ち込み (写真1), 講演でもこれらの開発について多くの時間を割いていた。EJ200のプリスクファン等エンジンに採用された要素技術も面白かったが、スピントレストや搭載兵器との適合性確認など実機開発ならではの試験映像は、日ごろ目にする事が少ないだけに興味深かった。

他の特別講演が将来の展望やプロジェクト紹介に重点を置いていた中で、船渡川氏の小型エコエンジンに関する講演では、プロジェクト全体像と並んでエンジン各要素に採用された個々の技術についても詳細に解説されており、「(ロゴにある) "Explore the Engineering Edge" というスローガンに違わない講演」と賞賛を集めていた。

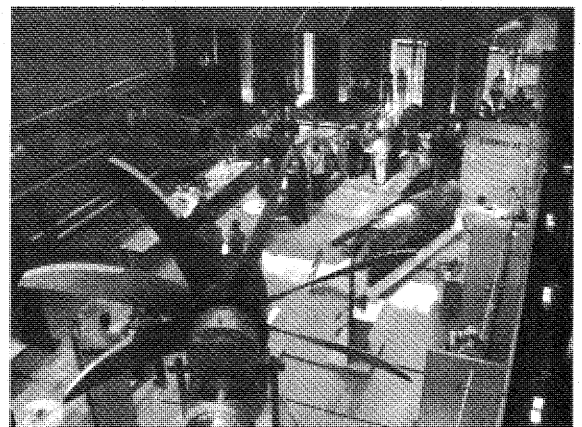


写真1 昼食会場に展示されたEJ200 (右奥) とTP400-D6 (手前)

一般講演

24ヶ国から257件の一般講演申し込みがあった。第14回に次いで過去2番目の多さだが、国別に見ると米国からの論文が33件と例年の半分以下に激減し、その分開催国のドイツ, 次回開催国の中国の論文が増えている。米国からの論文が少ない点は会議全体でも目立っており、

原稿受付 2005年10月5日

*1 東京大学 大学院工学系研究科

〒113-8656 東京都文京区本郷7-3-1

最終日の Closing Ceremony で分野ごとの総括を行った際にも「Hypersonic 分野で米国からの論文が少なかった」との指摘があった。

筆者が主に聞いていた空力関係では、圧縮機翼列のチップ流れ流れ及びそれに関連してケーシングトリートメントに関する発表が多くあり、ケーシングトリートメント内部にまで計算格子を張って定常・非定常の CFD で絞り側における流れ渦とケーシングトリートメントの干渉について論じられていた。失速点付近での流れ渦の挙動についてはこれまでも盛んに研究されているが、今回の ISABE で多くの発表があったことは、この現象がまだ完全には解明されていない事を示唆しているとも言える。その他興味深い発表としては、バードストライクの数値シミュレーションをおこなった論文 (ISABE-2005-1016) があった。市販コードでシミュレーションを行っただけで実験との一致については未確認の部分もあるようだが、ファンブレードでスライスされた物体が、LPC に吸込まれていく様子をシミュレーションしていた。

空力以外の分野では、水素燃料に関する論文があった (ISABE-2005-1212, 1231)。前者は航空ガスタービンに水素燃料を用いることの得失を、参考文献を挙げながら分かりやすくまとめていた。後者は水素燃料の航空機が排出する大気汚染物質が、燃焼器出口温度、バイパス比、圧力比を変化させたときにどう変化するか論じたものであり、NO_x とならんで H₂O も大気汚染物質に挙げていた。排出 H₂O により生じる飛行機雲が日射を遮ることで気候に影響が出る可能性があるとのことだった。

ソーシャルイベント関係

「昼間はエアブリージングエンジンに関する技術を語り、夜はエアブリージングエンジンにかける情熱を語る」のが ISABE の伝統とのことで、会期中は連日10時過ぎまでソーシャルイベントが設定されていた。

月曜日の現地実行委員会主催レセプションは、郊外の飛行場に併設されたドイツ博物館別館で行われた。ここはドイツ空軍の軍用機やベルリンの壁崩壊に伴いドイツのものとなった旧ソ連製の軍用機の他、ジェット、レシプロ、ロケットエンジン、ヘリコプタ、果ては X-31 など実に雑多な機体が直接触れられる状態で展示してある (写真2)。グライダー等日本であれば片隅に展示してあるようなものにもスペースが割いてあり、航空が一般の

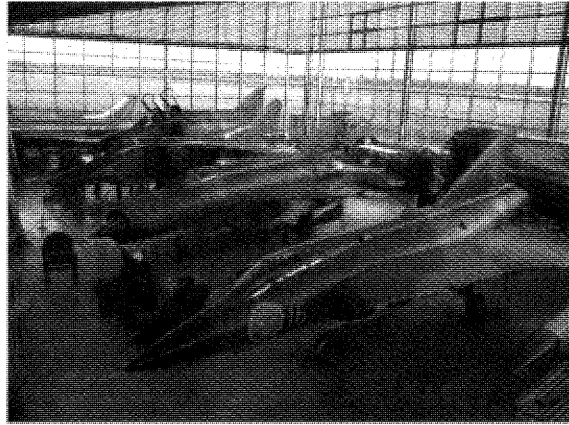


写真2 ドイツ博物館別館の展示 (手前から J35 Draken, Mig21, Mig23, F4E)

人の身近にあることが感じられた。

水曜日午後のテクニカルツアーでは、MTU の工場を見学した。運用を始めたばかりの EJ200 関連では、目玉のブリスクファンの製造法・修理法や、モジュールごとの整備方式に関する解説があった。ブリスクファンではブレードが損傷しても交換ができないため、損傷部を3次元計測して損傷形状に合わせたパッチを作成し、溶接、機械加工で仕上げるといふ、大変手間のかかる補修工程をとるそうである。EJ200の組み立てスタンドは、作業者が楽な姿勢で作業できるようにエンジンの高さ、向きが自由に変えられるようになっていた。工場そのものの見学では、部品ごとにライン化された製造ラインの説明が中心であった。日本で見る工場と比べ明るく、大型の工作機械が広々と配置されているのが印象的であった。

ソーシャル・イベント全体を通して、参加者を迎えるために現地実行委員会が昼間のセッションと同レベルの労力を割いていることが感じられた。参加者の立場としては大変有難く思った反面、将来日本で ISABE を開催する際同等の対応が取れるかを考えると、不安になることもあった。

次回開催地

今回の ISABE2007 は、2007年9月2～7日に中国北京で開催される予定である。

アジアガスタービン会議 (ACGT 2005) 報告

山根 敬
YAMANE Takashi

4年に一度、本学会主催で開催しているIGTCの中間にあたる年に、アジア域を中心とした小規模の国際会議を実施し、アジア各国の研究者・技術者間の人的交流を促進する目的で企画したアジアガスタービン会議 (Asian Congress on Gas Turbines: ACGT 2005) が、去る2005年11月16日から18日にかけて、韓国・ソウル国立大学ホアム国際会議場にて開催された。

1. ACGT2005の企画・運営について

ACGT 2005の開催にむけて、まず本学会から韓国流体機械協会 (Korean Fluid Machinery Association: KFMA) へ開催の提案を行い、両者の共催で実施することとなった。実際には会議場の運営、アブストラクト集およびCD-ROM講演集の作成、参加登録、ホアムでの宿泊など、大部分の作業を韓国側が担うこととなった。関係された方々の多大な努力に感謝したい。

参加登録費は、事前登録で25,000KW (約250USD) で、コンgresバッグ、アブストラクト集、CD-ROM講演集、レセプション、パンケット、3日間の昼食、コーヒー (茶菓) が含まれていた。なお、Samsung Techwin, Doosan Heavy Industries and Construction, およびソウル大学機械航空工学科から資金援助があった。また、日中韓の関係学協会から協賛いただいている (詳細は <http://www.acgt2005.org> を参照のこと)。

2. 参加状況および論文発表件数

国別の参加登録者数と論文発表数は以下の通りであった。

国	参加登録数	論文発表数
韓国	76	32
日本	60	40
中国	6	1
スイス	6	-
合計	143	78

(国別分類は参加者の所属組織に基づく)

一般講演は3つまたは4つのパラレルセッションの合計16セッションで行われた。各セッションの司会は1名で、日本が8セッション、韓国が7セッション、中国が1セッションを担当した。1件の発表に割り当てられた時間は質疑応答を含めて25分で、進行上も適度な時間配

分であった。全般的に質疑も活発で、日本および韓国からは比較的若手の発表も多かったが、英語によるやり取りにもほとんど問題なかったようである。

3. キーノート講演およびフォーラム

Plenary Sessionとして、3件のキーノート講演とそれぞれ4名の講演者が話題提供する2つのフォーラムが企画された。

○キーノート講演

“Future Trends in the Energy Sector”

(予定題目から変更された)

Prof. Dr. Reza S. Abhari

Swiss Federal Institute of Technology

“Management of Hot Gas Path Components in Gas Turbines”

Dr. Jung-Ho Lee

International Power Technology Ltd, Korea

“Challenges to Sustainable Society of Energy and Environment in the 21st Century”

Dr. Ayao Tsuge 柘植綾夫氏

総合科学技術会議 議員

○フォーラム1 (日本側が企画担当)

“Energy Strategies of Korea, Japan, and China”

小川紀一郎氏 エネルギー技術情報センター

Dr. Kundae Lee, Korea Energy Economics Institute

Prof. Hongde Jiang 中国清华大学

佐藤幹夫氏 電力中央研究所

○フォーラム2 (韓国側が企画担当)

“The Role of Gas Turbines in Distributed Generation and Possibilities for International Cooperation”

佐藤 浩氏 東京ガス

Mr. Joonsuk Kil, Samsung Corporation, Korea

近藤重雄氏 川崎重工業

Dr. Daiki Min, Korea Advanced Institute of Science

& Technology

各講演ともに密度の濃い内容で、将来のエネルギー問題の中でのガスタービンの役割、アジア域での発展への期待、石炭利用等の資源問題など、有益な情報交換、討論が行われた。

4. バンケット

韓国側を代表して ACGT 組織委員会委員長の Prof. Kang が、日本側からは GTSJ 川口会長がそれぞれスピーチを行い、韓国ガスタービンの父とも称されている Inha University 名誉教授である Okyong Yang 先生の乾杯の音頭によりバンケットが始まった。また、来賓の韓国経済産業局長、中国からの参加者を代表してフォーラム講演者の Jiang 教授からもスピーチがあった。出席者が着席でコース料理を楽しみ、食事後にはマジックショーが行われた。最後に、GTSJ から渡辺国際委員長が IGTC'07 のアナウンスを行った。

5. 研究室ツアー

会議最終日である18日のセッションは午前中で終了し、午後はソウル国立大学の関連研究室を見学した。参加者は日本および中国の約25人であった。大学はソウル郊外の山間に位置し、多くの建物が斜面に建っている。また大学付近は紅葉シーズンなどにはハイキングなどで人気があるとのことであった。機械航空工学科のターボ機械、ロケット推進（燃焼）、自動車研究棟を見学した。全般

的に産業分野との連携の強さがうかがえたが、特に自動車研究棟は Hyundai の寄附で建てられたもので、メーカーの研究部門の一部がそのまま引越してきたような立派なものであった。韓国の技術分野での勢いを感じさせられた。

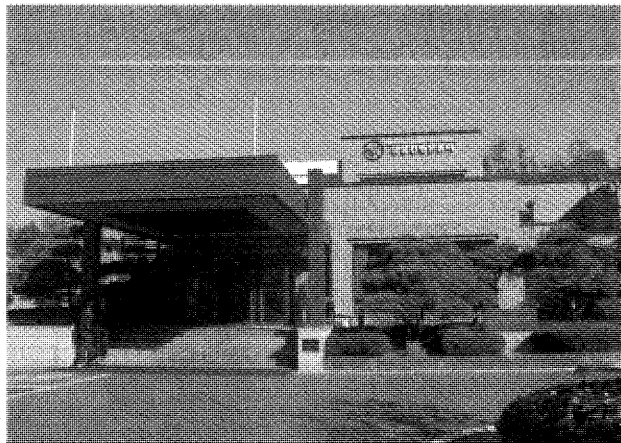
6. 今後の ACGT

現段階では次回開催について確定していないが、韓国と日本に加えて中国の然るべき団体が共同開催者となること、4年毎に開催すること、次回は日本で行うことが想定されている。また、今回は主に3カ国からの参加であったが、今後はアジアの他の国からの参加も期待したい。さらに IGTC や ACGT だけではなく、交流の機会がより増えることを期待したい。

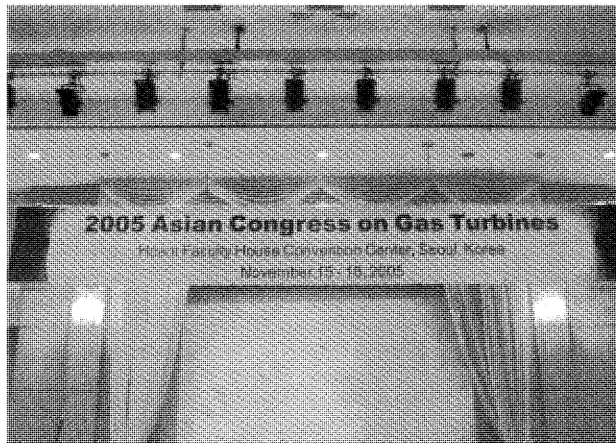
7. 最後に

ACGT2005は韓国側の実行委員をはじめとする運営にかかわった皆さんの多大な努力のおかげで盛大な会議となった。深く感謝したい。

(国際委員会)



Hoam 会議場



セッションルーム (Room A)



キーノート講演者 (左から Prof. Abhari, Dr. Lee, 柘植氏)



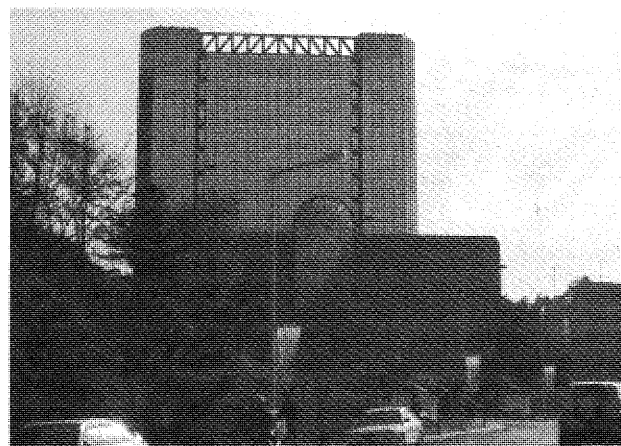
フォーラム講演者および司会者 (左：フォーラム1, 右：フォーラム2)



バンケットでのご挨拶 (左から Prof. Kang, 川口会長, Prof. Yang)



ソウル大学周囲の風景



機械航空工学科の建物の一つ

国立科学博物館展示 報告

「ガスタービンって何だろう？」

－ジェット機から発電所まで環境に優しいエンジン－

国立科学博物館展示ワーキンググループ

1. はじめに

「ガスタービンって何だろう？－ジェット機から発電所まで環境に優しいエンジン－」という表題で、東京上野の国立科学博物館において、日本ガスタービン学会と国立科学博物館との共催でガスタービンの紹介と展示を、夏休みを含む7月から9月までの3ヶ月間行った。これは一昨年秋に国立科学博物館から最新技術を展示する新館2階の一角を学会関連技術の展示場所としたので参加するよう打診があったのに呼応したものである。

わが国ガスタービンの歴史上の記録的製品とともに、現在の最新製品と技術を展示することにし、会員各社にご協力頂き、入場者も多く、有意義な展示が出来た。



オープニングセレモニー (7/5)

2. 全体説明

展示会は、7月5日(火)～10月2日(日)の79日間にわたり開催された。開催の目的は一般の方々にガスタービンとは何か、どんなところで使われているか、いかに環境に優しいかなどを理解して貰う事である。展示は常設部と入替え部に分け、常設部には歴史的意義を重視し、日本初の国産ターボファンエンジンであるFJR710 (JAXA所蔵)、及び高効率ガスタービンの模型と説明ビデオ (日本工業大学所蔵) を展示するとともに、ガスタービンの原理等を紹介するパネルを新たに作成し、また広報委員会のご協力により学会紹介のパネルも作成し、掲示した。入替え部では1～2週間ごとに最新/将来のガスタービンを紹介した。また、50インチの大型ディスプレイにFJRエンジンや入替え展示部分のガスタービンを紹介するビデオをエンドレスで上映した。入れ替え展示の内容は次のとおりである。

- 7月5日～7月19日 発電用ガスタービン、セラミックガスタービン、スーパーマリンガスタービン (KHI)
- 7月20日～8月1日 日本初のジェットエンジン「ネ20」と最新のジェットエンジン、発電用ガスタービン (IHI, 東芝)
- 8月2日～8月8日 発電用ガスタービン (日立)
- 8月9日～8月22日 発電用ガスタービン、小型及び超小型ガスタービン (MHI, ソフィアプレシジョン, 産総研, 東大, 他)

- 8月23日～9月4日 未来の航空用ガスタービン：ATREX とフライングカー (JAXA) (9月5日～9月12日の間は東芝130周年記念行事のため休止)
- 9月13日～9月19日 ターボチャージャー (ターボシステムズユナイテッド)
- 9月21日～10月2日 発電用ガスタービン実機、制御装置 (富永物産, 日本ウッドワードガバナー)

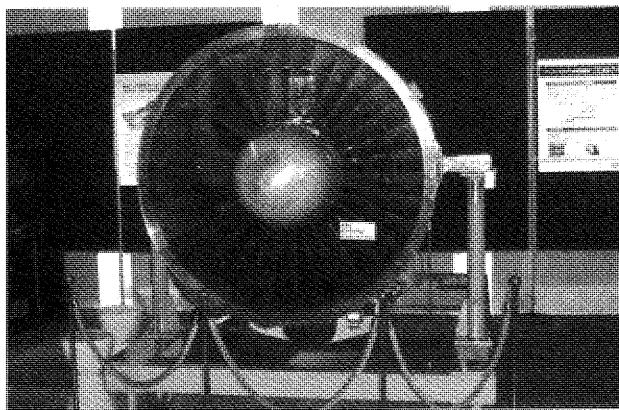
7月5日(火)9時の開館と同時に展示会がスタートした。オープニングセレモニーでは川口会長と松木委員長から挨拶があった。会場は国立科学博物館新館2階、科学と技術の歩みフロアの一角で、隣の「たんけん広場」(子供も楽しめる科学の体験ができるコーナー)と壁一つ隔てた場所にあり、子供たちが頻繁に「通過」する場所で、その通り道にちょうど面した位置に置かれたFJRに誘われるように来場者が展示会場に入り込むように展示物を配置した。FJRエンジンはカットモデルになっており、ジェットエンジンとロケットエンジンの違いを知らなかった人もそれが回転機械からできている事や、発電用ガスタービンと同じ原理である事を、学会ボランティアの説明を聞いて初めて知ってとても驚いていたようである。国立科学博物館には職員以外にボランティアの方々が常駐しており、たんけん広場で子供たちの相手をするのがほとんどだが、所々展示物の説明もしている。彼らにガスタービンの知識もつけてもらうために、特に展示開始直後はワーキンググループ委員たちがレクチャーしたが、中にはガスタービンに非常に詳しい方も

おられ、その鋭い質問に委員が即答できない場面もあったようである。

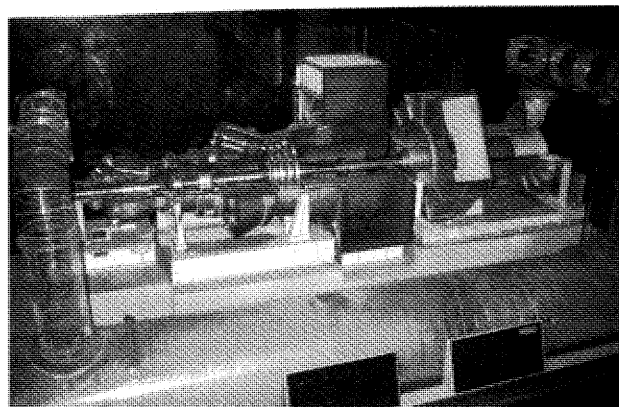
展示の最大の山場は「ネ20」であった。IHI から派遣していただいた方々の名調子の説明に来場者たちはじつと聞き入っていた。ネ20開発関係者のご家族の方々も何度かお見えになり当時は懐かしんでおられたようである。特にこの期間は、科学博物館に所蔵されていた図面等も同時に展示していただいたため、学会員にとってもきわめて新鮮な展示となったに違いない。広報に関しては、国立科学博物館と学会のホームページで展示会の紹介を行った。その甲斐あってか、一般の方から個人ホームページのための取材の申し込みがあったそうである。また、8月25日には中川昭一経済産業大臣がお立ち寄りくださった。東の間の出来事ではあったが、ちょうど説明していた学会員にとっては大変貴重な経験だったと思われる。

3. 出展者からのメッセージ

○FJR710エンジンは通商産業省工業技術院の大型プロジェクト制度の下で旧航空宇宙技術研究所（現 JAXA 総研本部）を中心として、石川島播磨重工業株式会社、川崎重工業株式会社、三菱重工業株式会社が共同開発した我が国初の高バイパス比ファンエンジンです。このエンジンの高空性能試験を英国国立ガスタービン研究所で行った事が契機となり、その技術力が国際的に



FJR710 (7/5~10/2)



高効率ガスタービン (7/5~10/2)

認められ、我が国を含む国際共同開発で V2500 エンジンが開発され実用化し、現在、世界のあらゆる空を飛行しております。また、FJR710エンジンは耐空性証明試験を実施し、旧航空宇宙技術研究所の短距離離着陸実験機「飛鳥」のエンジンとして搭載され、1985年の初飛行を成功させました。いわば、戦後の我が国の民間航空エンジンの魁となったエンジンとも言えるものです。今回の FJR710エンジンの展示を通じて、広く国民の皆さまに、我が国の航空技術・産業に興味を持って戴ければ幸甚です。

(宇宙航空研究開発機構 柳良二)

○高効率ガスタービン (AGTJ-100A) は100MW レヒートガスタービンで、これを蒸気タービンと組み合わせた複合サイクル発電システムとした時55%以上 (LHV) の熱効率が得られることを世界に先駆けて実証したパイロットプラントである。1987年以来10年に涉ってムーンライト計画 (省エネルギー技術研究開発) の中で行われたもので、実機は日本工業大学の工業技術博物館に展示してあるがその模型とビデオを展示した。

(日本工業大学 丹治明)

○川崎重工からは、自社開発の20MW 級発電用ガスタービンの「L20A」カットモデル模型を中心に、ナショナルプロジェクトの一員として参画したセラミックガスタービン及びスーパーマリングスタービンのパネル等を展示した。初めての国立科学博物館での展示であることに加え搬入日が小雨模様の天気だったために組立作業のスペース確保から心配しなければならなかったが、何とか無事に終了できたのは博物館の都川氏と藤田氏、更には WG 各委員と学生ボランティアの方々のご協力の賜物であり大変感謝している。トップバッターとしてオープニングセレモニーが開催されることもあり、ある程度見栄えのする展示にできるかが少々不安であったが、関係者からは好評をいただき面目を保てたのは幸いであった。

(川崎重工業 杉浦裕之)



KHI (7/5~7/19)

○IHIからは、日本初のジェットエンジン『ネ20』の実機及び小型の民間ジェット旅客機に搭載されている『CF34-8C』エンジンの模型を出展しました。また、一般の方や子供たちにジェットエンジンをより理解していただくためにIHI航空エンジン史料館長を説明者として派遣しました。なお、展示期間中に『ネ20』開発責任者の故種子島大佐のご令室がご家族と一緒に見学に来られ、初めて実機に手を触れられ身を震わされるという歴史的な出会いに立会い、感銘を受けました。

(石川島播磨重工業 西出重人)

○国立科学博物館におけるガスタービンに関する展示において、東芝は「コンバインドサイクル高効率発電システム」についてのパネルを展示した。展示したパネルでは、東芝が建設に関わった国内・海外での最近のコンバインド発電プラントの実績を紹介し、身近な日常の電力供給にガスタービンが使われていることを、広く一般の方々に理解して頂くことを目的としている。コンバインドサイクル発電システムはガスタービンを用いた発電システムであり、石油代替エネルギーとしてガス燃料（主にLNG）の利用が急速に進展する中で、1980年代から相次いで建設されてきた。ガスタービン、ガスタービンの排熱を回収する排熱回収ボイラ、および発生する蒸気で駆動される蒸気タービンとの組

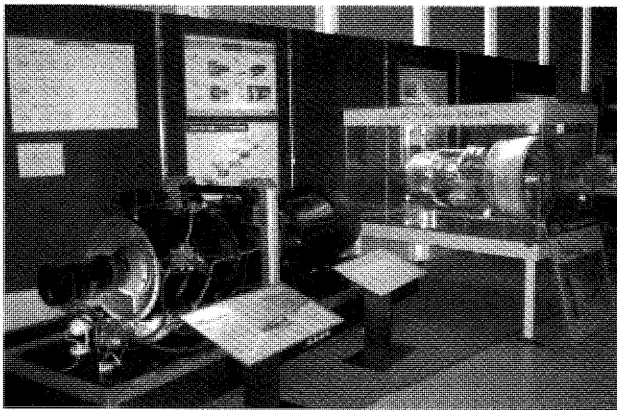
み合わせにより、熱効率を飛躍的に向上させるガス、蒸気複合サイクル発電プラントである。コンバインドサイクル発電システムでは、発電プラントとしては最も高い熱効率を実現し、1,300℃級では50%に達し、1,500℃級では52%以上の結果が報告されている。このようにコンバインドサイクル発電システムは、エネルギーの有効利用を実現し、環境に優しい発電システムであることを、この展示により一般の方々に広く知って頂けたら幸いである。

(東芝 飯島博光)

○日立は自社開発の「H-25」、「H-15」型ガスタービンの紹介と、その応用例であるコンバインドサイクルの模型を展示した。日立は1964年から据置型ガスタービンの製造を開始した。1981年からは2万5千キロワット及び1万5千キロワット級のガスタービン「H-25」と「H-15」を開発、販売している。これまでに納入したガスタービンは、全世界で300台になろうとしている。日立はこれらのガスタービンを販売するだけでなく、高性能化と多様な燃料（天然ガス、軽油、重油、DMEなど）に対応可能な製品とするべく研究と開発を行い、さらなる普及を目指している。日立がこれらのガスタービンを日本はじめ世界各地に納入した実績を、専門的な展示会で紹介しているが、一般の方々に紹介できる機会を作って頂いたことに感謝申し上げる。

(日立製作所 西村真琴)

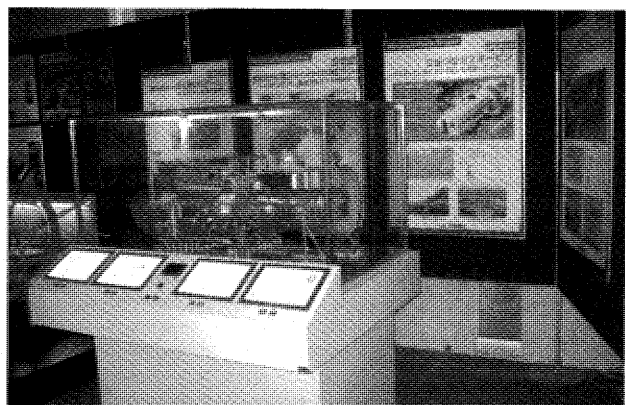
○三菱重工業からは、産業用の大型ガスタービンの紹介として、模型、パネル、ビデオによる展示を実施しました。M501Gガスタービンの模型とビデオにより、産業用ガスタービンでは最高の1500℃の燃焼温度の高温技術を中心とした高効率化技術の紹介を行いました。パネルでは、国内外のコンバインドを含むガスタービンプラントの紹介、世界最高水準の出力・効率の大型ガスタービンの運転実績の紹介とともに、エネルギー有効利用を目的として脚光を浴びつつある低カロリーガス燃料ガスタービンの紹介を行い、発電用の大型ガスター



IHIと東芝 (7/20~8/1)



日立 (8/2~8/8)



MHI (8/9~8/22)

ビン全般についての展示としました。また、併設の展示が、航空エンジン、セラミックガスタービン、マイクロガスタービンなどの展示であったため、ガスタービンの色々な種類、活躍の場を広く紹介する展示となり、展示期間がお盆を挟んだ夏休み中のこともあって、子供から大人まで世代を問わずに多くの方々にお越し頂き、興味を持ってご覧いただけたように思います。

(三菱重工業 潮崎成弘)

○ソフィア・プレジジョンと産総研でミニジェットエンジンに関連した展示を行った。J-850を用いたヘリコプター用パワーユニットとその図面、エンジン仕様表、J-850カットモデル、J-850をベースにして産総研で開発中のマイクロセラミックガスタービンのセラミックパーツを展示した。さらに、ミニジェットエンジンを用いたジャンボジェット模型飛行機のフライト、マイクロセラミックガスタービンの試験のダイジェストをビデオ上映した。フライトのビデオに立ち止まって見入っている親子連れも見られた。

(産業技術総合研究所 壹岐典彦)

○「超小型ガスタービン (UMGT)」関連の展示内容は、次のとおりでした。

- UMGT 総合解説 (どこまで小さく? どんな便利用

途? など)

- 東北大学+IHI: μ ターボチャージャと MEMS タービン試作品, 及び説明用パネル
- NEDO 関連: Finger-top マイクロ燃焼器 (湯浅研によるデモ用物品) 及び MIT 型 PowerMEMS 石膏模型+ウエハ試作
- IHI (日産): ダイナジェット・カットモデル, 及び説明パネル

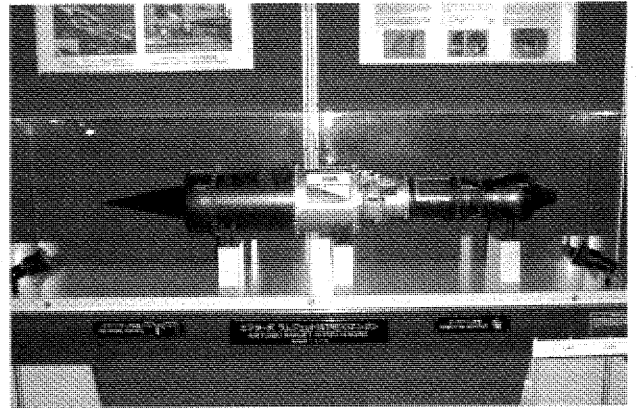
以上のほかに、会場のモニター TV により UMGT 総合解説ビデオを上映しました。来場者に UMGT 用途のアンケートを実施、多数の面白い回答が寄せられました。科学博物館の事情により、マイクロ燃焼器デモが中止となったことが少々残念でした。

(東京大学 長島利夫)

○JAXA からは、予冷ターボエンジン (ATREX) とフライングカーの模型を展示しました。予冷ターボエンジン (ATREX) は極超音速機や宇宙往還機に適用することを想定した、マッハ 0~6 で作動するエンジンです。このエンジンは液体水素燃料の冷熱で入口空気を冷却することで、空力加熱の厳しい極超音速飛行においても有効な推力を発生することができます。今回は、飛行マッハ数に合わせてインテーク形状が変化する様子を確認できるエンジン模型を展示しました。興



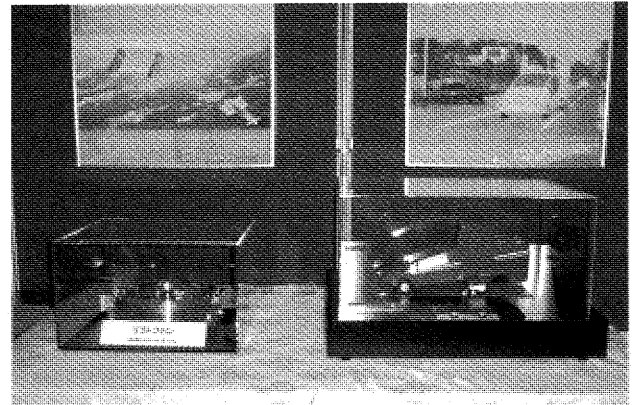
産総研-ソフィアプレジジョン (8/9~8/22)



予冷ターボエンジン (JAXA) (8/23~9/4)



超小型ガスタービン (東大, 他) (8/9~8/22)



フライングカー (JAXA) (8/23~9/4)

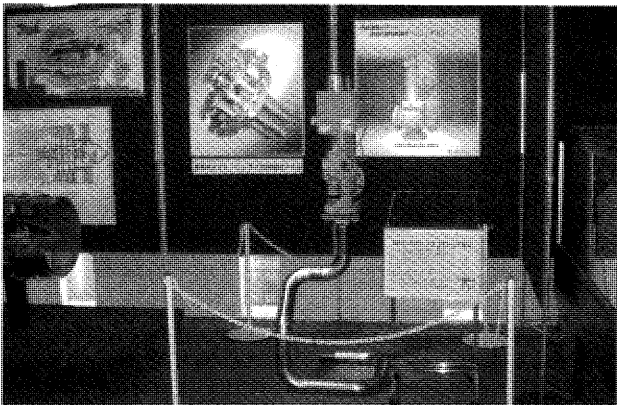
味を持っているご様子の方々の見学者の方々には、このエンジンの特徴を簡単に説明して、一定のご理解をしていただけたと思います。フライングカーは、JAXAが独自に研究を進めているクラスターファン・エンジンを搭載した、将来の個人用航空機です。クラスターファン・エンジンは、安全・低騒音・低価格を目指したジェットエンジンで、今回はエンジンの要素であるファンも併せて展示致しました。このエンジンを搭載するフライングカーは、滑走路がない場所からでも垂直に飛び立つことができ、目的地に到着後は乗用車と同じように地上を走ることでしょう。来館者の方々から数多くの御質問を頂き、身近な将来の航空機として御興味を持って頂けたのではないかと思います。

(宇宙航空研究開発機構 田口秀之、岩瀬識)

- 一般的にはなじみの薄い、過給機というエンジンのパワーアップ部品を数万人単位の目に触れる機会を与えていただき感謝しています。小学生まで対象にした展示は初めてでしたが、先行展示を参考にして準備をしたつもりです。まず、会場が暗かったこともあり、パネルによる詳細説明は極力抑えて実機展示とパンフレット配布による詳細説明にしました。次に機種説明は、構造・用途、環境問題対応、及びコンパクト化に中心をおくこととしました。そして、安全性の確保で



ターボシステムズユニテッド (9/13~9/19)



日本ウッドワードガバナー (9/21~10/2)

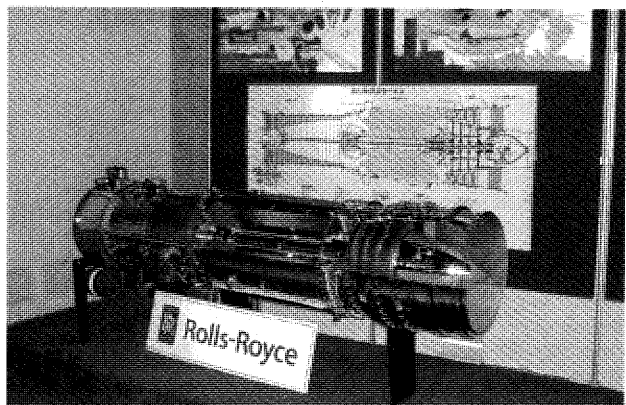
す。特に金属の羽根とケーシングに指など挟まれるような事故のないよう気を遣いました。反省点は多々ありますが、予想以上に外国人来場者が多く、英文資料を準備できなかったことなどです。ご関係者皆様のご協力で無事終了することができました。ありがとうございました。

(ターボシステムズユニテッド 伊藤毅)

- 博物館への展示ということで一般の人に分かり易くするには、どうすべきか考慮し、パネル等は従来のものではなく新規に作成した。また展示はウッドワードのコアの製品のひとつでチョークフローバルブ、呼称 SonicFlo™ Valve ひとつに絞った。当バルブは事業用ガスタービンのガス燃料制御弁として DLE ガスタービンで数多く使用されている。展示説明文は制御弁単体での説明が中心であった為、ガスタービンの何処に使われるかが判りにくかったと指摘を受けた。ガス制御弁に外部からの触れられる可動部はなかったが安全を考慮し、ボールパーティションを立てプラスチックチェーンで対策を施した。展示計画をさせて頂いた当初、入場者は小学生が多いかと想定していたが、年齢層が以外に広がった。多くの入場者のうち数人見てくれるかなというのが事前の予想であったが想定外に資料を持って行って載き英文の資料を切らしてしまったことがあったのは嬉しい誤算であった。2週間というロングランであったので人を立てる事が出来なかったがせめて初日、週末位は立てるべきであったと反省している。終わりに博物館への展示に参加させて頂いた事、感謝申し上げます。

(日本ウッドワードガバナー 前田志宣)

- 富永物産からは、ロールス・ロイス社のご協力を得、国内においてガスタービンエンジンでのコ・ジェネレーション設備の草分け的存在で20年以上の実績がある航空機転用型産業用ガスタービンエンジン501-Kシリーズのカットウェイモデルを展示させて頂きました。このカットウェイモデルは実機のエンジンを展示用と



富永物産 (9/21~10/2)

して製作されました。各部に於いてそれぞれ色分けされ内部からの照明も有り、今回の展示会では一般の方にとっては解かり易く興味を引かれたのではと思っています。実際にカットウェイモデルに手を触れている方々を見かけました。また一方ではパネル等での説明が不足していたと反省しています。今回、一般の方々にご紹介出来た事は有意義で有ったと感じております。
(富永物産 佐藤末春)

4. まとめ

今回の企画は学会にとって初めての経験であり、不慣れで行き届かぬ点は多々あったものの、学会と出展企業各社で協力した事により、一般の方々にガスタービンを理解して貰うという目的はある程度果たせたものと思う。これまでは専門家対象の展示が多かっただけに、子供や外国人の多い場での展示は出展企業にとっても貴重な経験となったようである。来場者の多い夏休みの時期に開催できた意義は非常に大きい。今回ほど大規模かつ長期間の展示をする機会には当分恵まれないかも知れないが、今後も一般国民にガスタービンを身近に感じて貰うための啓蒙活動を積極的に行う事により、ガスタービンのより一層の普及を目指して行きたい。

最後に、今回の展示で大変お世話になった、国立科学博物館の鈴木主任研究官はじめ入れ替えの度に現場でお

世話になった関係者及びボランティアの皆様、出展企業の皆様、さらに週末の説明員や搬入搬出作業等でご協力いただいた東大渡辺研、慶応大川口研、早稲田大太田研の皆様方、そしてこまめに会場に足を運んでいただいた事務局のご尽力に対して、心より感謝の意を表します。

展示期間中の中の入館者数

7月(7/5~7/31の26日間): 68,933人(2,651人/日)
8月(8/1~8/31の31日間): 185,127人
(5,972人/日)
9月(9/1~4, 13~30の20日間): 34,258人
(1,713人/日)
10月(10/1~10/2の2日間): 4,063人(2,032人/日)
合計292,381人
(参考: 東芝期間9/6~11 22,285人)

ワーキンググループメンバー

委員長: 松木正勝(日本工大)
幹事: 野崎理(JAXA), 壹岐典彦(産総研),
幸田栄一(電中研)
委員: 飯島博光(東芝), 潮崎成弘(MHI),
杉浦裕之(KHI), 西出重人(IHI),
西村真琴(日立)
オブザーバー: 渡辺紀徳(東大)

G T S J ガスタービンセミナー（第34回）のお知らせ

「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」をテーマに第34回ガスタービンセミナーを下記の通り開催いたしますので、奮ってご参加ください。

1. 日 時 : 平成18年1月26日(木) 9:40~17:20 (受付開始9:10)
1月27日(金) 9:30~17:00
2. 場 所 : 東京ガス(株)本社2階大会議室(地図参照)
港区海岸1-5-20 Tel.03-3433-2111 (JR浜松町駅徒歩3分)
3. セミナープログラム テーマ:「ガスタービンの最新技術動向と将来展望」

1月26日(木)「セッションⅠ:ガスタービン・航空エンジンの高効率化・高温化の最新技術動向」

※講演時間には質疑応答の時間を含む。

1	発電用ガスタービンの最新技術動向について	9:40-10:40	三菱重工業(株) 有村久登氏
2	航空エンジンの冷却技術の最新動向	10:40-11:40	石川島播磨重工業(株) 大北洋治氏
3	MGC材料の超高効率ガスタービン部材への応用について	13:00-14:00	ガスタービン実用性能向上技術研究組合 和久芳春氏
4	ガスタービン及びジェットエンジン用超合金開発	14:00-15:00	(独)物質・材料研究機構 原田広史氏
5	耐熱コーティングの最新技術動向	15:20-16:20	(株)日立製作所 児島慶享氏
6	1700℃級ガスタービンの開発	16:20-17:20	三菱重工業(株) 伊藤栄作氏

1月27日(金)「セッションⅡ:サイクルイノベーション」

7	サイクルイノベーション概論	9:30-10:15	(財)電力中央研究所 幸田栄一氏
8	化学再生ガスタービン	10:15-11:00	(株)東芝 中垣隆雄氏
9	加圧型MCFC/MGTハイブリッドシステムの開発	11:00-11:45	(株)豊田中央研究所 畦上修氏
10	レヒートサイクルを採用した事業用ガスタービン, GT24/GT26の技術的特徴	13:10-13:55	アルストム(株) 扇原弘嗣氏
11	パルスデトネーション・エンジン	13:55-14:40	石川島播磨重工業(株) 村山元英氏
12	「パネルディスカッション」 民間機用エンジンの国産化の課題と展望	15:00-17:00	(座長) 東京大学 渡辺紀徳氏 (パネリスト) (財)日本航空機エンジン協会 安達竹雄氏 全日本空輸(株) 杉浦重泰氏 (独)宇宙航空研究開発機構 林茂氏 (独)物質・材料研究機構 原田広史氏

4. 参加要領

1) 参加費	◆主催および協賛団体会員	2日間 25,000円	1日のみ 18,000円
	◆学生会員	5,000円	
	◆会員外	2日間 35,000円	1日のみ 25,000円
	◆資料のみ	1冊 5,000円	(残部ある場合)

2) 申込方法 : 学会誌11月号添付の申込書に所属、氏名、加入学協会名、G T S J会員は会員番号等必要事項を明記の上、下記事務局宛 までにお送り下さい。

(ホームページからも申込ができます)

また、参加費につきましては平成18年1月25日(水)までに以下の方法にてお支払い下さい。

- 郵便振替 00170-9-179578 (日本ガスタービン学会)
- 銀行振込 みずほ銀行 新宿西口支店 (普)1703707
(日本ガスタービン学会)
- 現金書留

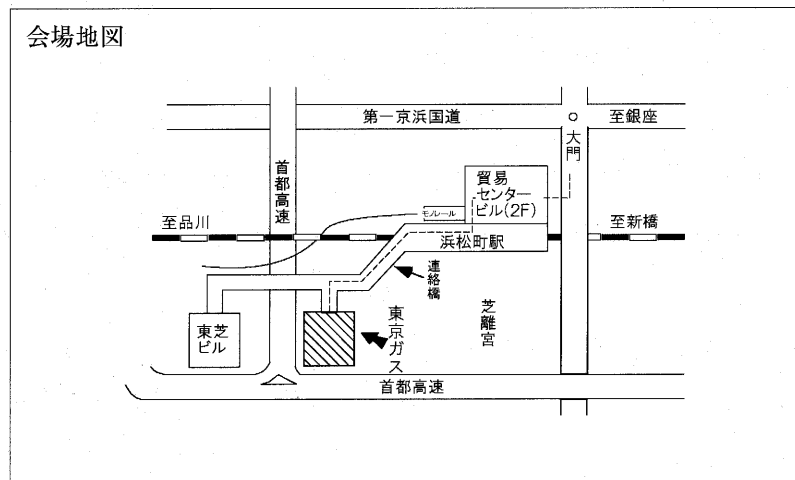
3) 事務局 : (社)日本ガスタービン学会

〒160-0023 東京都新宿区西新宿 7-5-13-402

Tel.03-3365-0095 Fax.03-3365-0387

URL. <http://wwwsoc.nii.ac.jp/gtsj/> E-Mail gtsj@pluto.dti.ne.jp

※ 資料集・ネームカードは当日受付にてお渡しします。



International Journal of Rotating Machinery (IJRM) について

第30期日本ガスタービン学会会長 川口 修

皆様ご存知のように、日本ガスタービン学会誌には和文論文の他に英文論文も掲載されています。しかし、大変残念なことに、同学会誌は、基本的には日本において日本人会員に配布されているため、たとえ論文が英文で書かれていても情報は世界に向けて発信されず日本国内にとどまってしまう。大変にもったいない話と言わなければなりません。

このような背景のもとに、学会員が英文で書いた論文を広く世界に向けて発信できる場を本学会としても用意すべきではないかとの議論が、主として昨年度から今年度にわたり、学会誌編集委員会および理事会でなされてきました。その結果、日本ガスタービン学会は、これまで国際学術誌 International Journal of Rotating Machinery (以下 IJRM) を発行してきている Pacific Center of Thermal-Fluids Engineering (PCTFE) と共同で装いを新たにした IJRM を発行し、これを日本ガスタービン学会の英文論文誌のひとつとして位置づけることとしました。(第30期第3回理事会で承認)。

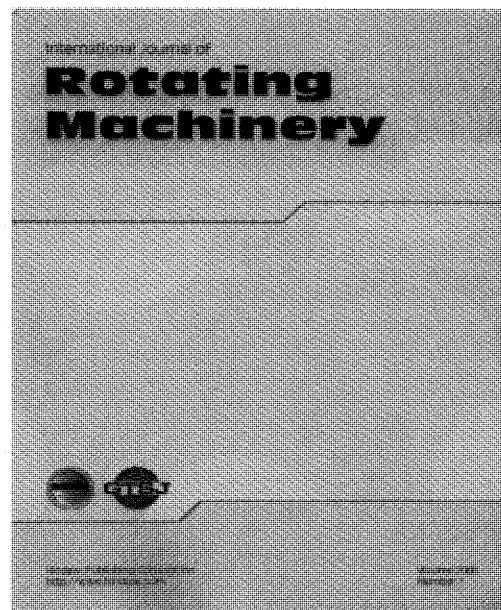
新たな IJRM は、いわゆる open access journal といわれるものです。これは、最近学術成果の出版に用いられるようになりつつある新しい方法で、これにより世界中どこからでも、誰もがいつでも自由に IJRM にアクセスし、電子ファイルとして掲載されている論文をオンラインで即座に無料で閲覧しコピーすることができます。出版にかかる費用は著者側が負担し、1ページあたり50ユーロの原稿処理料を出版社 (Hindawi Publishing Co.) に支払うことになっています。また、ハードコピー版も刊行 (図参照) され、年100ユーロで購読できます。詳細については次の WEB をご覧ください。

<http://www.hindawi.com./journals/ijrm/index.html>

これにより、著者は研究の成果を日本国内のみならず全世界に広くすばやく発信することが可能になります。

この他に、本学会では、英文論文集の発刊準備が同準備委員会にてなされつつあります。研究成果をどこに投稿すべきかは著者が選択すべきことです。学会が会員の皆様に複数の選択肢を提供することができれば、それは会員へのサービスの観点から意義があろうと考えます。

なお、今回の PCTFE との共同出版に関し、GTSJ から費用の持ち出しは一切ありません。ただし、IJRM の編集委員全25名のうち6名は日本からであり、さらにそのうちの5名は GTSJ の会員ですが、その方々 (のみならず編集委員全員) には無料奉仕をお願いすることになります。



IJRM 表紙。GTSJ と PCTFE のロゴマークが並べて記されている。

第34回ガスタービン定期講演会（弘前）・見学会のお知らせ

平成18年度のガスタービン定期講演会を以下のとおり青森県にて開催いたします。講演募集の内容、講演申込締切、見学会等の詳細につきましては、学会誌3月号及び学会ホームページにてお知らせします。

開催日：2006年10月25日(木)、26日(木)

開催場所：弘前文化センター

弘前市下白金町19-4

見学会を10月27日(金)に予定しています。

なお、講演申込締切は6月末頃、講演原稿締切は8月末頃の予定です。

訃 報

終身会員 大澤 浩 君 79才

2005年8月27日逝去されました

ここに謹んで哀悼の意を表します

訃 報

終身会員 田丸 成雄 君 90才

2005年7月逝去されました

ここに謹んで哀悼の意を表します

○ 本会共催・協賛・行事 ○

主催学協会	会合名	開催日・会場		詳細問合せ先
日本機械学会	基礎教育講習会 - エンジンにおける実験・計測の基礎と応用(その13)	H18/01/27 大阪科学技術センター	協賛	日本機械学会 事務局 URL : http://www.jsme.or.jp/kousyu2.htm ,
日本金属学会	セミナー「環境/エネルギー関連機器用高温耐食材料の保護被膜の生成と破壊 - 高温腐食メカニズムの解明と寿命予測技術はどこまで進歩したのか -」	H18/02/2-3 東京工業大学 百年記念館 フェライト会議室	協賛	日本金属学会 URL : http://www.sendai.kopas.co.jp/METAL/EVENTS/seminar/010.html
日本マリンエンジニアリング学会	平成17年度日本マリンエンジニアリング学会 技術セミナー	H18/02/17 三井造船(株)本社 本館7階	協賛	日本マリンエンジニアリング学会 http://www.jime.jp
日本航空宇宙学会	第46回航空原動機・宇宙推進講演会 Asian Joint Conference on Propulsion and Power, AJCPP2006	H18/04/20-23 中国 北京市 (Friendship Hotel)	共催	日本航空宇宙学会 URL : http://jsass.or.jp/propcom/AJCPP/index.html
Institute Engineering Thermophysics, Chinese Academy of Sciences, Beijing Society of Thermophysics and Energy Engineering	Asian Joint Workshop on Thermophysics and Fluid Science 2006	H18/06/26-28 Qufu, China	協賛	Prof. Toshiaki SETOGUCHI (Dept. of Mechanical Engng, Saga Univ.) E-MAIL : setoguchi@me.saga-u.ac.jp



▷ 入会者名簿 ◁

〔正会員〕

小林 文博(I H I) 村上 恵一(東工大) 村田 章(農工大) 三橋 章(三菱マテリアル)

読者の皆様、新年明けましておめでとうございます。昨年、テロの脅威が止まぬ中で原油高が進行する等の不安定な世界情勢のもと、国内ではJR福知山線脱線事故や耐震強度偽装等暗い事件が続く一方、年後半には景気回復の顕著な兆候が現れ、将来への明るい兆しも見えてきた一年でした。今年は、昨年より更に明るく、そして幸せに満ちた一年となって欲しいと心から思うものです。

さて、今1月号は、自家発、PPC、IPP等の発電設備の主役として今後も大きな発展が期待される中小容量ガスタービンをテーマに小特集号を編集しました。出力1~100MWの範囲の代表的な機種を例にとり、ガスタービン本体の最新の技術開発状況のご説明とともに、これらガスタービンを用いたコージェネ、コンバインドサイクル等の発電設備の内容についてもあわせてご紹介させていただきました。今回の小特集が読者の皆様の、中小容量ガスタービンに対して興味を持っていただけるきっかけとなれば、企画編集者の望外の喜びであります。

最後になりましたが、本号の発行にあたり、小特集の他にも、喫茶室、研究便り、見聞記、報告の各分野で、年末の多忙な時期に急な依頼原稿に対して快くお引き受

けいただきました執筆者の皆様に、企画編集者一同心より感謝の意を表したいと思います。

尚、本号は、加藤千幸委員（東京大学）、佐々木直人委員（IHIエアロスペース）、平田豊委員（IHI）、そして西嶋庸正（日立）が企画編集を担当しました。（西嶋）

〈表紙写真〉

カワサキL20Aガスタービン

説明；この写真は、川崎重工業(株)が開発した最新鋭の20MW級ガスタービン「L20A」の開放状態を示す。発電用にに適した重構造型の1軸式ガスタービンで、水平2分割ケーシング構造を採用しており、メンテナンス性に優れている。L20Aガスタービンの詳細については、特集記事を参照されたい。

（提供：川崎重工業株式会社）

だより
♣事務局 〆

山の樹々も赤や黄色に見事に染まりと書きたいところですが、今年はあまり紅葉がきれいではなかったとかで「紅葉狩り」もあっけなく終わったようです。

デパートのクリスマスソングが年末のあわただしさを伝えています。ここ新宿は余り賑やかではないせいか、年の瀬の切迫感がありません。

当学会もこれから評議員選挙の開票・シンポジウムと12月はまだまだ大仕事が残っていますので、年の瀬を感じるより目の前の仕事に気を取られているというのが現状です。

さて、今回の「事務局だより」も原稿を書いているのは12月ですが、1月20日の発行ですので、皆様のお手元に届くのは1月末ということになり今年度最後となりました。

そこで少しPRさせていただきますと今年度は通常行事に加え、韓国での共催学会「ACGT2005」も盛会のうちは無事終了し、残すところ1月27、28日の第33回セミナーと2月3日の見学会のみとなりました。

セミナーは巻末にもございますように「ガスタービンの最新開発動向と将来展望」をテーマに開催され、2日目にはパネルディスカッションも予定されています。2月3日の見学会は「大阪ガス・泉北製造所」で開催です。

HP等ご参照の上、是非ご参加くださいますようお願いしております。

学会のHPは広報委員会が担当し、できるだけ最新のものをと心がけておりますので是非時々覗いてみて下さい。

2006年が皆様にとってより良い一年となりますよう…。

[A]

読者の皆様、新年明けましておめでとうございます。昨年は、テロの脅威が止まぬ中で原油高が進行する等の不安定な世界情勢のもと、国内ではJR福知山線脱線事故や耐震強度偽装等暗い事件が続く一方、年後半には景気回復の顕著な兆候が現れ、将来への明るい兆しも見えてきた一年でした。今年は、昨年より更に明るく、そして幸せに満ちた一年となって欲しいと心から思うものです。

さて、今1月号は、自家発、PPC、IPP等の発電設備の主役として今後も大きな発展が期待される中小容量ガスタービンをテーマに小特集号を編集しました。出力1~100MWの範囲の代表的な機種を例にとり、ガスタービン本体の最新の技術開発状況のご説明とともに、これらガスタービンを用いたコージェネ、コンバインドサイクル等の発電設備の内容についてもあわせてご紹介させていただきました。今回の小特集が読者の皆様の、中小容量ガスタービンに対して興味を持っていただけるきっかけとなれば、企画編集者の望外の喜びであります。

最後になりましたが、本号の発行にあたり、小特集の他にも、喫茶室、研究便り、見聞記、報告の各分野で、年末の多忙な時期に急な依頼原稿に対して快くお引き受

けいただきました執筆者の皆様に、企画編集者一同心より感謝の意を表したいと思います。

尚、本号は、加藤千幸委員（東京大学）、佐々木直人委員（IHIエアロスペース）、平田豊委員（IHI）、そして西嶋庸正（日立）が企画編集を担当しました。（西嶋

〈表紙写真〉

カワサキL20Aガスタービン

説明；この写真は、川崎重工業(株)が開発した最新鋭の20MW級ガスタービン「L20A」の開放状態を示す。発電用にに適した重構造型の1軸式ガスタービンで、水平2分割ケーシング構造を採用しており、メンテナンス性に優れている。L20Aガスタービンの詳細については、特集記事を参照されたい。

（提供：川崎重工業株式会社）

だより
♣事務局 ㊟♣

山の樹々も赤や黄色に見事に染まりと書きたいところですが、今年はあまり紅葉がきれいではなかったとかで「紅葉狩り」もあっけなく終わったようです。

デパートのクリスマスソングが年末のあわただしさを伝えています。ここ新宿は余り賑やかではないせいか、年の瀬の切迫感がありません。

当学会もこれから評議員選挙の開票・シンポジウムと12月はまだまだ大仕事が残っていますので、年の瀬を感じるより目の前の仕事に気を取られているというのが現状です。

さて、今回の「事務局だより」も原稿を書いているのは12月ですが、1月20日の発行ですので、皆様のお手元に届くのは1月末ということになり今年度最後となりました。

そこで少しPRさせていただきますと今年度は通常行事に加え、韓国での共催学会「ACGT2005」も盛会のうちは無事終了し、残すところ1月27、28日の第33回セミナーと2月3日の見学会のみとなりました。

セミナーは巻末にもございますように「ガスタービンの最新開発動向と将来展望」をテーマに開催され、2日目にはパネルディスカッションも予定されています。2月3日の見学会は「大阪ガス・泉北製造所」で開催です。

HP等ご参照の上、是非ご参加くださいますようお願いしております。

学会のHPは広報委員会が担当し、できるだけ最新のものをと心がけておりますので是非時々覗いてみて下さい。

2006年が皆様にとってより良い一年となりますよう…。

[A]

読者の皆様、新年明けましておめでとうございます。昨年は、テロの脅威が止まぬ中で原油高が進行する等の不安定な世界情勢のもと、国内ではJR福知山線脱線事故や耐震強度偽装等暗い事件が続く一方、年後半には景気回復の顕著な兆候が現れ、将来への明るい兆しも見えてきた一年でした。今年は、昨年より更に明るく、そして幸せに満ちた一年となって欲しいと心から思うものです。

さて、今1月号は、自家発、PPC、IPP等の発電設備の主役として今後も大きな発展が期待される中小容量ガスタービンをテーマに小特集号を編集しました。出力1~100MWの範囲の代表的な機種を例にとり、ガスタービン本体の最新の技術開発状況のご説明とともに、これらガスタービンを用いたコージェネ、コンバインドサイクル等の発電設備の内容についてもあわせてご紹介させていただきました。今回の小特集が読者の皆様の、中小容量ガスタービンに対して興味を持っていただけるきっかけとなれば、企画編集者の望外の喜びであります。

最後になりましたが、本号の発行にあたり、小特集の他にも、喫茶室、研究便り、見聞記、報告の各分野で、年末の多忙な時期に急な依頼原稿に対して快くお引き受

けいただきました執筆者の皆様に、企画編集者一同心より感謝の意を表したいと思います。

尚、本号は、加藤千幸委員（東京大学）、佐々木直人委員（IHIエアロスペース）、平田豊委員（IHI）、そして西嶋庸正（日立）が企画編集を担当しました。（西嶋

〈表紙写真〉

カワサキL20Aガスタービン

説明；この写真は、川崎重工業(株)が開発した最新鋭の20MW級ガスタービン「L20A」の開放状態を示す。発電用にに適した重構造型の1軸式ガスタービンで、水平2分割ケーシング構造を採用しており、メンテナンス性に優れている。L20Aガスタービンの詳細については、特集記事を参照されたい。

（提供：川崎重工業株式会社）

だより
♣事務局 ㊟♣

山の樹々も赤や黄色に見事に染まりと書きたいところですが、今年はあまり紅葉がきれいではなかったとかで「紅葉狩り」もあっけなく終わったようです。

デパートのクリスマスソングが年末のあわただしさを伝えています。ここ新宿は余り賑やかではないせいか、年の瀬の切迫感がありません。

当学会もこれから評議員選挙の開票・シンポジウムと12月はまだまだ大仕事が残っていますので、年の瀬を感じるより目の前の仕事に気を取られているというのが現状です。

さて、今回の「事務局だより」も原稿を書いているのは12月ですが、1月20日の発行ですので、皆様のお手元に届くのは1月末ということになり今年度最後となりました。

そこで少しPRさせていただきますと今年度は通常行事に加え、韓国での共催学会「ACGT2005」も盛会のうちは無事終了し、残すところ1月27、28日の第33回セミナーと2月3日の見学会のみとなりました。

セミナーは巻末にもございますように「ガスタービンの最新開発動向と将来展望」をテーマに開催され、2日目にはパネルディスカッションも予定されています。2月3日の見学会は「大阪ガス・泉北製造所」で開催です。

HP等ご参照の上、是非ご参加くださいますようお願いしております。

学会のHPは広報委員会が担当し、できるだけ最新のものをと心がけておりますので是非時々覗いてみて下さい。

2006年が皆様にとってより良い一年となりますよう…。

[A]

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.1 2006.1

発行日 2006年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.1 2006.1

発行日 2006年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.1 2006.1

発行日 2006年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。

学会誌編集規定

2003.8.29改訂

1. 本学会誌の原稿はつぎの3区分とする。
 - A. 投稿原稿会員から自由に随時投稿される原稿。執筆者は会員に限る。
 - B. 依頼原稿本学会編集委員会がテーマを定めて特定の人に執筆を依頼する原稿。執筆者は会員外でもよい。
 - C. 学会原稿学会の運営・活動に関する記事(報告、会告等)および学会による調査・研究活動の成果等の報告。
2. 依頼原稿および投稿原稿は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説・解説、講義、技術論文、速報(研究速報、技術速報)、寄書(研究だより、見聞記、新製品・新設備紹介)、随筆、書評、情報欄記事、その他とする。刷り上がりページ数は原則として、1編につき次のページ数以内とする。

論説・解説、講義	6ページ
技術論文	6ページ
速報	4ページ
寄書、随筆	2ページ
書評	1ページ
情報欄記事	1/2ページ
3. 執筆者は編集委員会が定める原稿執筆要領に従って原稿を執筆し、編集委員会事務局まで原稿を送付する。事務局の所在は付記1に示す。
4. 会員は本学会誌に投稿することができる。投稿された原稿は、編集委員会が定める方法により審査され、編集委員会の承認を得て、学会誌に掲載される。技術論文の投稿に関しては、別に技術論文投稿規定を定める。
5. 依頼原稿および学会原稿についても、編集委員会は委員会の定める方法により原稿の査読を行う。編集委員会は、査読の結果に基づいて執筆者に原稿の修正を依頼する場合がある。
6. 依頼原稿には定められた原稿料を支払う。投稿原稿および学会原稿には原則として原稿料は支払わないものとする。原稿料の単価は理事会の承認を受けて定める。
7. 学会誌に掲載された著作物の著作権は原則として学会に帰属する。

但し、著作者自身または著作者が帰属する法人等が、自ら書いた記事・論文等の全文または一部を転載、翻訳・翻案などの形で利用する場合、本会は原則としてこれを妨げない。ただし、著作者本人であっても学会誌を複製の形で全文を他の著作物に利用する場合は、文書で本会に許諾を求めなければならない。

8. 著作者は、学会または学会からの使用許諾を受けた者に対し著作者人格権を行使しない。
9. 本会発行の著作物に掲載された記事、論文などの著作物について、著作権侵害者、名誉毀損、またはその他の紛争が生じた場合、当該著作者の著作者自身又は著作者の帰属する法人等を当事者とする。

付記1. 原稿送付先および原稿執筆要領請求先
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168
ニッセイエブプロ(株) 第二制作部デジタル編集課
E-mail: eblo_h3@eblo.co.jp
学会誌担当 佐藤孝憲

技術論文投稿規定

2005.12.8改訂

1. 本学会誌に技術論文として投稿する原稿は次の条件を満たすものであること。
 - 1) 主たる著者は本学会会員であること。
 - 2) 投稿原稿は著者の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 3) 投稿原稿は、一般に公表されている刊行物に未投稿のものであること。ただし、要旨または抄録として発表されたものは差し支えない。
2. 使用言語は原則として日本語とする。ただし、第一著者が日本語による論文執筆が困難な場合、および本学会主催の国際会議で発表した論文は英語による投稿を認める。なお、原稿執筆は日本語の場合に準拠するものとする。
3. 投稿原稿の規定ページ数は原則として図表を含めてA4版刷り上がり6ページ以内とする。ただし、1ページにつき16,000円の著者負担で4ページ以内の増ページをすることができる。
4. 図・写真等について、著者が実費差額を負担する場合にはカラー印刷とすることができる。
5. 投稿者は原稿執筆要領に従い執筆し、正原稿1部副原稿(コピー)2部を学会編集委員会に提出する。原稿には英文アブストラクトおよび所定の論文表紙を添付する。
6. 原稿受付日は原稿が事務局で受理された日とする。
7. 投稿原稿は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で採否を決定する。
8. 論文内容についての責任は、すべて著者が負う。
9. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権に関しては、学会誌編集規定7.および8.を適用する。

日本ガスタービン学会誌

Vol.34 No.1 2006.1

発行日 2006年1月20日
発行所 社団法人日本ガスタービン学会
編集者 望月貞成
発行者 川口 修
〒160-0023 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル402
Tel. 03-3365-0095 Fax. 03-3365-0387
郵便振替 00170-9-179578
印刷所 ニッセイエブプロ(株)
〒105-0004 東京都港区新橋5-20-4
Tel. 03-5733-5157 Fax. 03-5733-5168

©2006, (株)日本ガスタービン学会

複写される方へ

本誌に掲載された著作物を複写したい方は、(株)日本複写権センターと包括複写許諾契約を締結されている企業の方でない限り、著作権者から複写権等の行使の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

〒107-0052 東京都港区赤坂9-6-41 乃木坂ビル
(中法) 学術著作権協会
TEL: 03-3475-5618 FAX: 03-3475-5619
E-mail: jaacc@mtd.biglobe.ne.jp

著作物の転載・翻訳のような、複写以外の許諾は、直接日本ガスタービン学会へご連絡下さい。