



あるガスタービン屋の半世紀

次世代航空機基盤技術研究所 飯 島 孝

1. 戦前、戦中、敗戦、そして航空再開

小・中学校の頃から飛行機大好き少年で、ドイツから飛んできたツエッペリン飛行船を見て大きさに驚き、現れ始めた国産新鋭機九〇式（海）九一式（陸）戦闘機等や、初代航研機の周回航続世界記録（昭和13年）に胸を躍らせたりしていた。昭和16年頃、航空雑誌にイタリアのカプロニ社カンピニ噴流推進機の飛行中の大きな写真が載り、そのプロペラの姿を珍しく感じたことを鮮やかに覚えている。昭和19～20年頃の記事には、すでにイギリスなどで噴流推進機の研究や試作が行われているらしい事が載っていた。今にして思えば、その頃帝国海軍でも国産ジェットエンジン「ネー-20」の試作が行われていたわけであるが、一介の学生が知るはずもなかった。大学機械科の学生として敗戦を迎え、焦土と化した東京で職を得たのが、石川島重工業KKであった。日本の復興に必須であった石炭、食糧、化学肥料などの増産のための産業機械の設計に従事した。

そして昭和27年全面的に禁止されていた日本の航空機産業が再開されることになった。

2. ガスタービンの「とりこ」に（先進技術の学習から自主開発へ）

好きな航空機関係の仕事がやれるとは夢にも思わなかった私は、石川島で始めた米国製J33ジェットエンジンの調査、研究に飛びつき、その実務を担当し、当時の実用航空ガスタービンを自らの手で分解、組み立て、試運転し、構造や機能の詳細を学びとることができた。

ジェットエンジン開発を目的とした「日本ジェットエンジン会社」に出向して、合併各社の技術陣と共に研究部員として、戦後初めての国産ジェットJO1、J3エンジンの要素試験、運転試験などを行った。乏しい文献資料をたよりに、方法を自分たちで工夫し、計測装置は学者や装置メー

カーの方達の熱心な協力を得ながら開発を進めた。多くの失敗や困難な問題を克服しながらも、J3エンジンは昭和35年5月純国産T1F1練習機に搭載されて初飛行に成功し、ついでIHI社で量産に入った。

3. ガスタービン事業の展開と共に歩む

次々と採用または開発される自衛隊機の搭載エンジンとして、世界第一線級のエンジンを技術導入し生産し納入しこれの整備支援をする仕事がつづいた。J79ターボジェット、T64ターボプロップ、T58ターボシャフト、「アドア」ターボファンなどがそれである。新開発国産の機体の場合はエンジン選定の段階からエンジン屋の立場で積極的に技術的な提案や支援をすることが必要であった。

また「新エンジンの国内開発プログラム」も並行して、時代の要求に応じて垂直上昇機用の超軽量エンジン、省エネルギー用ファンエンジンなどの研究や試作を進め、XJ11、JRシリーズ、FJRシリーズ、F3と継続してきた。FJRは国際共同開発ファンエンジンにつながり、エアバス商用輸送機にV2500として搭載され世界の空を飛んでおり、F3ファンエンジンは新練習機T-4に採用されて活躍している。

「航空用ガスタービンの他目的応用」にも、その性能、信頼性、整備性の特色を生かして、船用、車両用、発電用の原動機として、応用範囲を広げることに早くから努めた。船用では、小型軽量性をハイドロfoil、ホバークラフトに利用し、そのため特別に防食処理などの海水対策、水ジェット推進システムなど技術開発も行った。魚雷艇の主機に採用されて活躍し、さらに現在では大型艦艇の主機に採用されて就役している。陸上プラント用では、小型性、起動容易性を生かして非常用発電装置として実用化し広く使われてきたが、さらに省エネルギーのためのコジェネレーションプラントに威力を発揮している。

また自社用に開発した「ガスタービンの防音設

（平成6年7月22日原稿受付）

備の技術」を基にエンジンの防音運転試験設備を製品として各基地、空港などに納めた。この部門はIHI全社の騒音・振動制御技術を統合して石川島防音工業KK (INC) として独立した。

以上、私はIHI社で技術部門、製造部門、統括部門に所属していろいろな角度から上記の事業に関与することができ、さらに今に至るまで航空エンジン分野にかかわりをもって来た。

4. いま思うこと

あらゆる産業が破壊し尽くされ廃墟となった敗戦直後の日本の中で私は社会人として出発し、ガスタービンを主軸とした職場で半世紀をすごしてきた。

私が主に携わってきた航空ガスタービンについては、先進技術を吸収しつつ長年自主技術による開発・生産の実績を積み、防衛上の国の期待に応え、さらに民間輸送機用エンジンの国際共同開発プログラムに参加して世界市場での活躍の場を拡げつつある。ゼロからの出発時に較べれば多くの優れた人材が育っており、官、学、産各界のこの分野のソフトウェア、ハードウェアのリソースは断然充実しているが、一流国際レベルに到達するために、これまでの経験を教訓として、今後も絶えず新しい挑戦を続けていってほしいと思う。

私個人としては、一旦は絶たれた航空関係への夢がよみがえり、長年にわたって自分の好きなガスタービンの仕事にいろいろな立場でたづさわ、ささやかながらこの分野で「一隅を照らす」ことを得たとすれば、最上の幸せだと思う。

ここで、これまでの体験を通して、感じていることを一二述べることにする。

(1) 技術移転、技術伝承について

日本の場合、戦後七年の空白の後、小型で単純ではあるがまとまったエンジンJ3の自主開発に成功し、エンジンシステム全般の総合技術、設計、製作、試験、機体搭載などに関わる基礎的な技術と経験をその過程で習得していたことが、世界の最新鋭エンジンの導入、生産をつぎつぎと円滑迅速にやり遂げる上で大きく役に立った。技術は図面や設備さえあれば容易に移転できるというものではなく、素材や要素機器メーカーなど関連工業のインフラも含めた受入基盤が熟成すること、これを支える人間が自主的で積極的であることが大

切なことを自らの体験として実感してきた。

いわゆる「技術」には、〈言語化や数式化図表化が可能で客観的情報として複数の人間や組織が共有できる「形式知」として「技術」〉の他に、〈人間と人間の信頼や理解を基に、共通体験や共感を通して個人に伝えられる「暗黙知」としての「技術」〉があり、この両者が互いに補間的に機能して組織的な技術活動が行われるわけである。そしてこの「暗黙知」技術の伝播や伝承についてこそ、日本人的発想や工夫が生かされるように私は思う。

(2) 失敗と挑戦について

一般に日本の社会は失敗に対して寛容でない傾向がある。ジャーナリズムを先頭とする情緒的な失敗批判、減点主義はややもすれば技術開発プロジェクトを遅らせたり、挫折させがちである。

「切花を買えば安くて安全」という議論が安易に罷り通るが、「土壌が枯れて、花も実もならぬ国」にならぬよう、先端技術分野での国際生存競争に生き残るために、為政者、ジャーナリズム、金融経済界、一般市民が英知を尽くして、技術関係者と共に次世代日本人のために「挑戦を大切にするよき土壌」を育み残して行きたいものである。

(3) 個人技とチームプレーについて

最近ではエンジンに関わる各要素分野で、設計手法が高度に電算化され、シミュレーションなどを駆使してかなり精度の高い予測ができるようになった。一方エンジンシステムとしてまとめる主設計者、戦略的プロジェクトを推進してゆくマネージャーらは幅広く卓越した統括総合機能を必要とする。これらは、あたかも近代サッカーにおける個人技とチームプレーの関係に似ている。基礎を徹底的に鍛えた世界の一流プロの試合振りに見られるように、日本の産業界、技術界においても、各専門分野の国際レベルの基礎技術(個人技)を徹底的に鍛え、優れたチーム戦略、戦術を駆使するプロジェクトリーダーを中心に、各メンバーの状況判断と頭脳的プレーによって行う連携作業(チームプレー)においても世界のレベルを目指すことが、これからの国際競争に生き残って行くための要諦であるとの感を深くする。また、つぎの世代の人達に魅力のあるテーマをゴールとしてねらう優秀な新しいチームが世界を舞台に活躍してほしいものである。



論説・解説 小特集「小型セラミックガスタービン」

小特集号の発刊に当たって

機械技術研究所 筒井 康 賢

現在、日本では2つの小型セラミックガスタービンのプロジェクトが遂行されている。88年10月に当時のムーンライト計画の一環として300kW産業用セラミックガスタービンの研究開発が9カ年計画として開始された。開発計画については89年12月号のセラミックガスタービン特集号に紹介されている。当初、300kW産業用セラミックガスタービンと同様にムーンライト計画での研究開発が検討されていた100kW自動車用セラミックガスタービンの研究開発は2年間のフィージビリティスタディを経て、90年度に資源エネルギー庁のもとで鉱石油産業活性化センターの事業として開始された。この2つのプロジェクトは共に通商産業省のプロジェクトであり、年に一度の合同成果発表会の開催に見られるように相互の交流を行いながら推進されている。

平成5年度には、両プロジェクトとも中間評価が行われたので、それらの成果と開発状況を紹介していただこうと「小型セラミックガスタービン」小特集号を企画した。

300kW産業用セラミックガスタービンと100kW自動車用セラミックガスタービンについて、プロジェクトの推進者からプロジェクトと中間評価結果の概要を、エンジン開発担当者からはそれぞれのエンジンの開発状況を紹介していただいた。

また、世界の小型セラミックガスタービンの開発動向についても紹介していただいた。開発動向の紹介をお願いした執筆者は、長らく自動車会社

で自動車用のガスタービン開発に従事され、昨年度まで100kW自動車用CGTのとりまとめを担当されていた。まとめに書かれている「そろそろ実用化の展望が開けないことには・・・しびれが切れてしまう」がすべてのセラミックガスタービンの開発担当者の心境と思える。

日頃、職務上から開発の現場を見せていただき、開発の苦労を直接お聞きする機会も多く、プロジェクトに関わる者として、ひいき目に見ているせいかも知れないが、一般にセラミックガスタービン開発の進展状況が関係者以外には十分に理解されていないように感じる。2つのプロジェクトが開始されて以来、ここ数年間にセラミックスをエンジン部品として作る技術は急激に進んでおり、エンジン開発担当者のセラミックス部品に対する信頼感も大きくなっている。エンジンとしては、まだまだ不十分な点もあろうが、300kWのエンジンを例にとれば、熱効率28.8%という実績も得られている。

本特集は、いずれもご多忙な専門家の方々に執筆をお願いしたところ、快く引き受けていただいき充実した内容の小特集号を発刊できることになった。あらためて執筆者の皆様に深く感謝申し上げる。また、今後の開発が順調に進みタービン入口温度1350°Cのエンジンが実現され、本特集号の執筆者を始めとする関係者の皆様の苦労が報われることを期待している。

(平成6年11月10日原稿受付)

300 kW 産業用セラミックガスタービンの研究開発

通商産業省工業技術院 村 山 拓 己

1. セラミック・ガスタービン・プロジェクト 発足の背景

本プロジェクトは、省エネルギー技術開発の必要性から、研究開発が開始されたものであるが、最近では、もうすっかりお馴染みになった地球温暖化問題を始めとする地球環境問題とも密接に関連している。この問題は、人類の経済活動やエネルギー利用に伴い不可避免的に発生する問題である。温室効果ガスの中で、炭酸ガスは寄与率が55%と言われており、大気中に約300 PPMの割合で存在しているが、堆積岩中の有機炭素として、或いは石灰石として固定されている炭酸ガスの量はその数万倍のオーダーである。しかも、地球45億年の歴史から見ると、200から3000 PPMの間を増減してきており、さほど重要な問題ではないとの見方もあるが、地球の気温の変化と二酸化炭素の濃度については正の相関関係があることは確認されており、しかも人工的に作り出される炭酸ガスのほとんどが化石燃料の燃焼によって放出されることを考えると、原因の発生と被害が数世代に及びかつ地球全体に影響を及ぼす問題については、予防的対応が求められるわけである。

しかし、環境負荷を低減すると言っても、国民生活や経済活動に直接影響を与える重要な問題であり、経済成長とエネルギーと環境保全を三位一体とした総合的視点からの取り組みが必要である。このような背景のもとに、通産省では、従来から進められていた新エネルギーに関する「サンシャイン計画」、省エネルギーに関する「ムーンライト計画」及び地球環境技術に関する研究開発計画を糾合した「ニューサンシャイン計画」を平成5年度からスタートさせた。現在は、エネルギー価格が低位安定しており、エネルギー関連技術の研究開発に対する理解が薄れがちではあるが、地球環境問題への意識の高まりの中でその重要性はますます

強いものとなってきている。

この新しい計画の中のプロジェクトの一つであるセラミック・ガスタービン・プロジェクトは、昭和62年度8月に開催された産業技術審議会省エネルギー技術開発部会において、省エネルギー技術開発の重要性の観点から大型省エネルギー技術研究開発(旧ムーンライトプロジェクトの一部)の新規プロジェクトとして昭和63年度から開始されたものであるが、環境負荷の低減にも大いに寄与するものであり、欧米諸国からも注目を浴びているものである。

2. セラミック・ガスタービン・プロジェクト の必要性

ガスタービンは基本的に多種燃料への適合性、低公害等優れた特徴を有しており、石油代替エネルギーを用いる熱機関として大きく期待されている。しかし、ガスタービンは出力規模が小さくなるに従い熱効率が急速に低下し、300 kW級の金属製ガスタービンでは現在のところ15~20%に過ぎない。このことは熱効率を除くほとんどの面で非常に優れた特性を有するにもかかわらず、小型エンジンにおいて普及が遅れている原因となっている。このガスタービンの熱効率の向上には、各構成要素の効率の向上とタービン入口温度の高温化が有効であるが、金属材料を使用する限りタービン入口温度の大幅な上昇は見込めない。この課題を解決する最も有効な方法が、セラミックスの採用である。セラミックスは高温構造材料として優れた性能を有し、冷却を行うことなくタービン入口温度の上昇が可能となり、この結果42%以上の高い熱効率を実現できる。さらに、ガスエンジン、ディーゼルエンジン等に比較して、NO_x、CO、ばいじん等の排出が極めて少なく、また、騒音及び振動についても問題が少ない等環境負荷の低減化という観点からも大きな効果が期待されている。

(平成6年9月20日原稿受付)

3. 研究開発計画及び研究開発体制

本プロジェクトでは、下記の3種類のCGTについて、研究開発が進められている。

- ・CGT 301 型: コージェネレーション用の1軸式CGT
- ・CGT 302 型: コージェネレーション用の2軸式CGT
- ・CGT 303 型: 可搬式発電用の2軸式CGT

CGTの実用化のためには、各々の研究課題の克服が不可欠である。そのため、3種類のCGTはそれぞれ、

①耐熱セラミック部材の研究開発、②要素技術の研究開発、③設計・試作・運転研究といった3つのカテゴリーにおいて体系的に進められ、更に次の3ステップに沿った形で進められている。

- (1) 基本型金属製ガスタービン（タービン入口温度（以下、TITという。）900℃）

CGTと空力的、基本構造的に相似形の金属製ガスタービンを設計・試作し、性能試験等により要素機器間の整合性及びエンジンシステムとしての妥当性を明らかにする。

- (2) 基本型CGT（TIT=1200℃）

TITを1200℃に設定してセラミック部品を組み込んだエンジンシステムを設計・試作し、

運転研究によって実機における諸問題点を抽出する。

- (3) パイロットCGT（TIT=1350℃）

セラミック部材の研究開発によって得られたセラミック部品を組み込んだエンジンの設計・試作及び運転研究を行い、目標に定められた性能を有するエンジンシステムの実証試験を行う。

上記計画は図1に示す体制によって進められており、最終的な目標は表1に示すとおりである。

4. 各CGTの特徴及び仕様

開発を推進している各CGTの特徴は、次のとおりである[表2参照]。参考までに代表例として301型のCGTのカット図を図2に示す。

CGT 301 型

CGT 301 型は定格出力での熱効率に重点を置き、圧縮機駆動用の軸と出力取り出し用の軸を1本にまとめた1軸式を採用している。また、熱交換器を除くほとんどの部品を同心軸上に配置しており、開発の主眼を、「従来構造にとらわれないセラミック化に適した構造・構成での研究開発」に置いている。構造がシンプルであり、製造、メンテナンスの容易さも狙っている。ガスタービンの心臓部といえる高温のタービンロータには、セラ

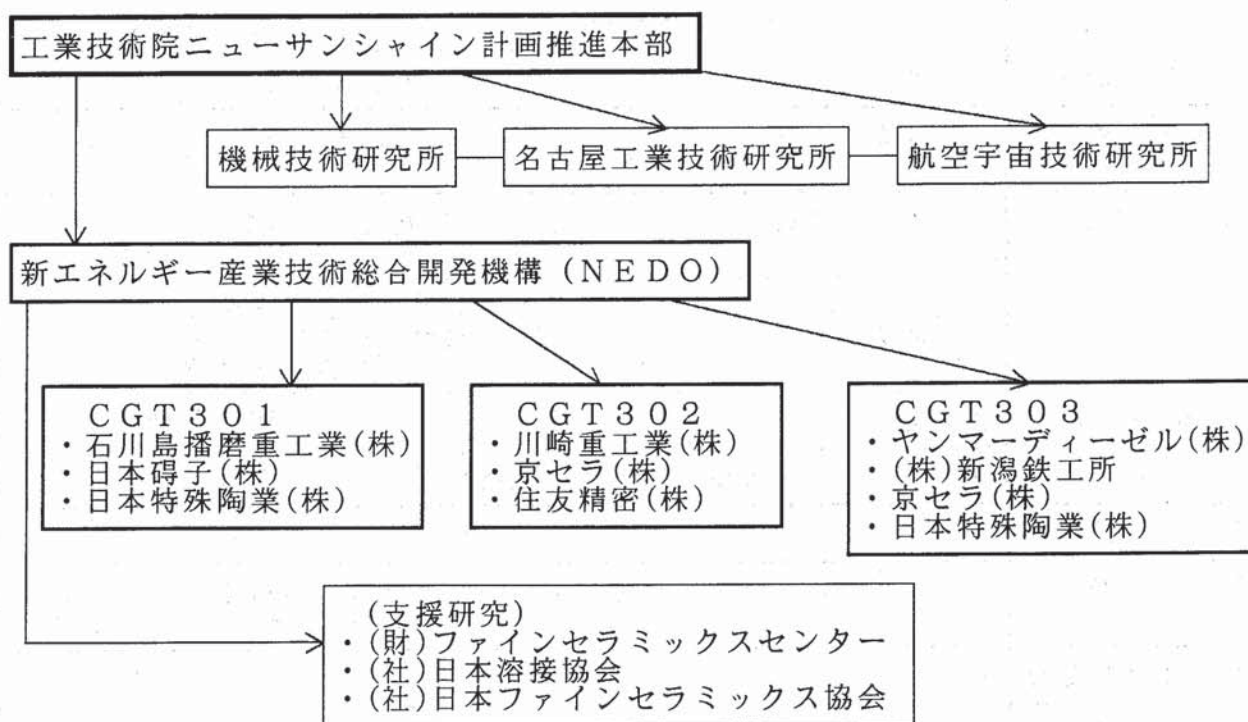


図1 CGT 研究開発体制

ミックス製動翼を金属製ディスクに植え込んだハイブリッドロータ方式を採用している。これは、より大型のガスタービンへの適用性を持った魅力的な形式であるが、世界でも成功例が殆どなく、高度な適用技術を必要とする。また、熱交換器に流れる排ガス量を調節することにより、広い範囲の熱電比可変特性が得られるように配慮されている。

CGT 302 型

この形式は、小電力・熱需要を含む様々な場面に対応することを目的に、1台のみでも変動負荷に対応できるように設計されている。従って、定格点以下の部分負荷の状態でも高効率が保てるよう2軸構造が採用され、さらに電力需要に比べて熱需要が多い、すなわち熱交換器バイパス比を大きくとり熱回収量を少なくした場合でも高効率

表1 CGT 開発目標

項 目	目 標			
	エンジン熱効率	タービン入口温度	軸 出 力	排ガス特性
セラミックガスタービン	42%以上	1350℃	300kW級	法令基準値以下
セラミック部品	高温強度 (1500℃)		破壊靱性 (室温)	
	最低保証強度	ワグネル係数(参考値)	15MPa・√m以上	
	400MPa以上	20以上		

(備考：熱効率は燃料の低位発熱量に基づく熱入力に対するエンジンのグロス軸出力の比とし、大気条件は気圧760mmHg、温度15℃を基準とする。)

表2 各CGTの特徴

項 目	CGT301	CGT302	CGT303
用 途	コージェネレーション		可搬式発電
エンジン形式	再生式1軸	再生式2軸	
圧 縮 機	軸流式1段 +遠心式1段	遠心式1段	
タービン	軸流式2段	GGT、PT：軸流	GGT：ラジアル PT：軸流
	セラミックブレード +金属ディスク	GGT：セラミックスーパ PT：セラミックブレード +金属ディスク	
熱 交 換 器	直交流型 シェルアンドチューブ (セラミックス+金属)	対抗流型 プレートフィン (金属)	回転蓄熱式 (セラミックコア)
圧 力 比	7.3	8.0	4.5
回 転 数	56,000	GGT:76,000 PT:57,000	GGT:55,000 PT:39,000
タービン入口温度	1350℃		
熱 効 率	42%		

(註) GGT：ガスジェネレータタービン PT：パワータービン

保てるよう、高回転型としている。圧力比も3形式中最も高い。CGT 302では、「従来の小型金属製ガスタービンで実績のある構造・構成を基にし、セラミックス化に主眼を置いた研究開発」を行っている。また、CGT 302の特徴として、静止部材をセラミック繊維により締結・一体化し、大型複雑形状部品とする技術を確認している。熱交換器にはプレートフィン型を採用している。材質は超合金製でロウ付け構造であるが、このエンジンはもともと高圧力比型で排熱温度が比較的低いため、実績のある金属構造とすることが可能となっている。軸出力取り出し用のパワータービンは、圧縮機を駆動するガスジェネレータータービンと同様1段軸流式であるが、径がより大きくなるため動翼はハイブリッド形式を採用している。

CGT 303 型

CGT 303 型は可搬式発電用を主眼に開発が進められている。工事現場での発電用や機械動力用の可搬型エンジンにとっては、部分負荷が一般的であり、負荷変動に対する追随性が必然的に要求される。また、本機では回転蓄熱式熱交換器を採用しており非常にコンパクトな設計となっている。このコンパクトさは、積載する車両も小型ですませることができるため、ガスタービンのメリットはさらに生かされることになる。CGT 303では、

「低圧力比型の構成を採用し圧力損失や圧縮空気のもれを最小限にするとともに、熱交換器での熱の回収によって高効率を得る」と言う設計コンセプトを採用している。従って、熱交換器技術が本エンジンの成功のキーポイントとなっている。その回転蓄熱式熱交換器は1000°C近い雰囲気下で機能するため、技術的困難度が高い。コア（蓄熱部）は低膨張性セラミックスのブロックを組み合わせ用いている。部材の熱変形を防止し空気漏れを防ぐことが重要で、多数のシーリング機構が試作適用されている。スクロールは、CGT 301, 302を含めた本プロジェクトでの最大の部品で最大径は440 mmもある。ガスジェネレータータービンは、これもセラミックス製としては世界最大級のラジアル型タービン（直径163 mm）を採用している。CGT 302と同様に軸との固定にはロウ付けと焼ばめを併用している。パワータービンは、直径が比較的大きくなるため、ハイブリッド型が採用されている。CGT 303では大型のセラミックス部品が多く、これらの製造技術、組立て技術が研究開発の上でかなりのウェイトを占めている。

5. これまでの成果

本プロジェクトでは、基本的CGTの開発から次のステップであるパイロットCGTへ移行する際に中間評価を実施することとなっており、その

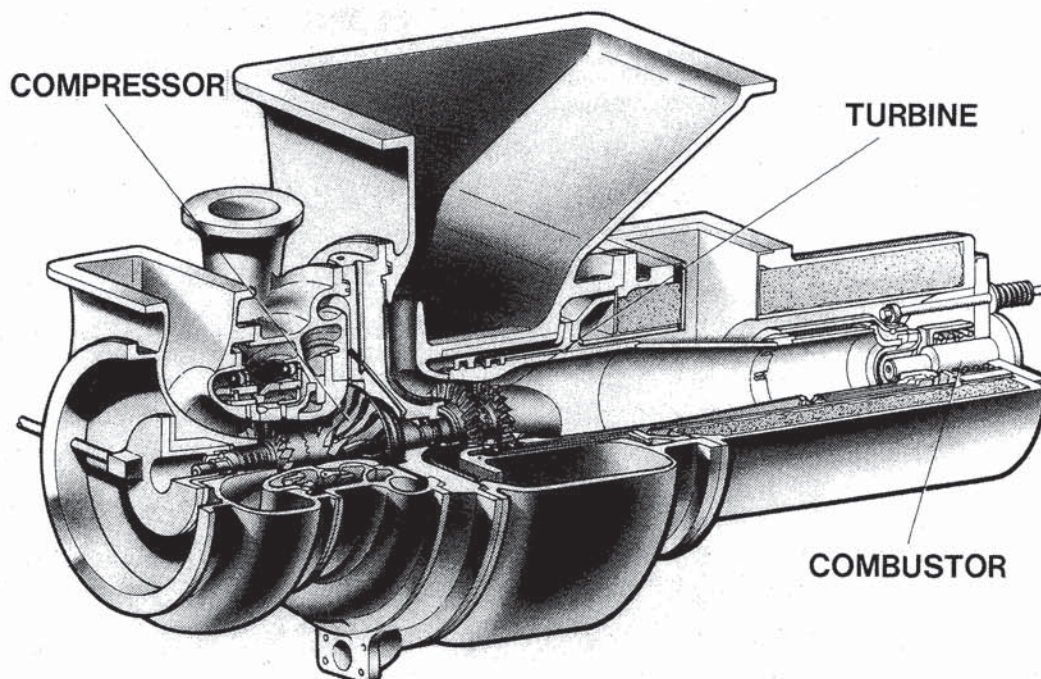


図 2

中間評価がこれまでの実績に基づいて実施され、平成6年夏にとりまとめられた。その中間評価の結論を簡単に紹介することとする。

中間評価の対象及び基準はそれぞれ事前に定められており、例えば部材については、全部品の寸法誤差、回転部品の保証強度、静止部品の熱衝撃、熱疲労に関する詳細な基準、また要素技術についても燃焼器、タービン、熱交換器、圧縮機について効率等が定められているが、やはり設計試作運転研究においては、エンジンシステムの性能試験ということで、セラミック部品を組み込んだ1200°Cでの運転実績を示すことが大きなポイントとなっていた。

部材の1200°C用に関して言えば、全部品の寸法精度、回転部品を対象とした保証強度試験、静止部品を対象とした熱衝撃・熱疲労試験、さらにこれらを組み付けての運転試験が実施されたが、個々の部品の寸法精度や強度については満足できる結果が出たものの、やはり運転実績の集積が必要であるとされた。1200°C用材料については、標準試験片と実体切り出し試験片の強度特性の差が測定されたが、両者の間で特性の差はほとんどなく、強度値自体についても良好な値が得られた。破壊靱性値については、約 $6.5 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$ と最終の目標値と比較すると低い、これは現存する値としては優れた値であり、回転部品に対する保証強度の達成度からみても、CGTの開発上大きな問題とはなり得ないものと思われる。1350°C用材料についても、ワイブル係数、クリープ特性等が測定されたが、全般的に良好な結果が得られた。但し、1200°C用及び1350°C用に共通したことであったが、一部 β サイアロン系材料については窒化珪素系への変更が適当との結論が得られた。

要素技術に関しては、301型については圧縮機、燃焼器、タービンの効率等は中間目標値を達成した。しかし、熱交換器については、最終的にはセラミックス1段と金属2段のシェル・アンド・チューブ型を採用することとなっているが、1/6部分モデルセラミック熱交換器を試作して構造強度や伝熱性能を調べた結果、強度や漏れといった課題がまだ残されていることが判明した。302型については、圧縮器機の断熱効率が中間目標値を未達であることを除いて、中間目標を達成してい

る。303型については、要素試験が実施されていない点があるが、熱交換器については、ペリフェラルシールやダイヤフラムシールなどのシール技術の開発に努力して相当の成果が得られたものの、空気漏れを低減する技術がまだ確立されていないと評価された。

設計試作運転研究については、1200°Cという高い温度で300 kW級のエンジンが回ったのは世界でも初めての快挙であったが、各グループともに慎重にセラミック部品を組み込んだ試験を順次実施していくという方法を取りかなり時間がかかったこと、またセラミック部品の製造コストがまだ歩留まり等からかなり高いことから、充分な時間をかけて運転されるに至らず、評価を実施できる段階に到達しているとは判断できないとされた。

以上結論としてまとめると、部材に関しては世界的にトップレベルの特性を有する部材の開発に成功しており、次の1350°CのパイロットCGTに対応した部材の開発を進めることとなった。しかしながら、エンジンシステムの性能試験については、要素技術はほぼ中間目標値を達成しているもののエンジンとして組み込んだ試験については、なかなか満足する実績を示すには至らず、一年後に再評価することとなった。結局1200°Cでの運転としては301型が4分、302型が12分、303型が34分であるが、302型はパワータービンを金属ではなくセラミックを組み込んだ運転時間に限定すると5分であり、また303型については、パワータービンは金属でしかも熱交換器なしでの運転時間である。従って、システムとしての構造健全性、信頼性、性能の向上を目指した運転実績を積み重ねることが必要であるとされた。この際には、各タイプのCGTについてそれぞれ以下のように独自の課題を抱えており、重点的な研究開発を行うことが指摘されている。

301型については、最初1200°Cで運転した際に3分間回ったが、燃料カットした直後ブレードが破損しており、この原因解明を充分に行い、ハイブリッドロータの開発を重点的に推進する必要がある。また、302型については、3グループの中では最も順調に開発が進んでおり、運転実績も多いが、定常運転の時間が少なく、セラミックパワータービンを組み込んだ運転も目標回転数に達して

いないので、今後さらに運転実績を積み重ねる必要がある。さらに、303型については、回転蓄熱式熱交換器及びセラミックパワータービンを取り付けた運転は実施されておらず、特にこのタイプの開発のポイントである回転蓄熱式熱交換器の開発を重点的に行う必要がある。

冒頭述べたように、セラミックガスタービンは熱効率の大幅な向上と共に環境負荷低減にも大きく資することから、その導入の意義は大きく潜在的市場も大きい。今回の中間評価において、CGTが民生用及び産業用のコージェネレーションシステムや可搬式発電装置として導入された場合、どれだけの省エネルギー効果や環境負荷低減の効果があるのか検討が合わせてなされたが、民生用ではホテル、病院、事務所等において、また産業用においても、かなりの導入効果があることが判明

した。さらに、303型は開発に成功すればトラック等のエンジンとしても利用可能であり、潜在市場は非常に大きいものと考えられる。特に、金属とセラミックスの接合部分に関して技術的ブレークスルーが得られれば、大型化も可能でありインパクトはかなり大きいものと考えられる。現在、コージェネレーションシステムは大きな伸び率で普及が進んでいるが、熱需要と電力需要の変動に応じて、熱伝比を大きく変えることができるのがCGTの大きな特徴である。本プロジェクトの推進によって、セラミック部材が構造材として実用化されれば、新規市場の創出等波及効果は非常に大きいものと言える。来年春に再度中間評価を行うことになったが、良好な運転実績を積み重ね、実用化に向けて大きな前進ができるよう関係者の努力に期待したい。

入 会 者 名 簿

正 会 員

祖父江 靖 (NAL)	須賀 信也 (川崎重工)	竹内 崇雄 (荏原製作所)
井口 和春 (荏原製作所)	酒井 潤一 (荏原製作所)	古田 昌也 (荏原製作所)
郡司 茂 (東芝プラ ント建設)	元屋 和則 (荏原製作所)	森 豊 (荏原製作所)
安藤 弘 (日産自動車)	関 美範 (川崎重工業)	鶴 蘭佐蔵 (京セラ)
辜 敬之 (日本電産 研究所)	松田 憲昭 (日立シニアクリア)	
川西 月波 (川崎重工業)	金子 秀明 (三菱重工業)	中野 嗣治 (IHI)
山下 巖 (東京電機大)		

学生会員から正会員へ

斉藤 武雄 (日立)

学生会員

住吉 圭司 (東京大学) 宮島 健次 (東京都立大) 皆川 和大 (東京都立大)

賛助会員

(株)竹綱製作所

三菱重工業(株)原動機・風力機械技術部プラント設計二課

いないので、今後さらに運転実績を積み重ねる必要がある。さらに、303型については、回転蓄熱式熱交換器及びセラミックパワータービンを取り付けた運転は実施されておらず、特にこのタイプの開発のポイントである回転蓄熱式熱交換器の開発を重点的に行う必要がある。

冒頭述べたように、セラミックガスタービンは熱効率の大幅な向上と共に環境負荷低減にも大きく資することから、その導入の意義は大きく潜在的市場も大きい。今回の中間評価において、CGTが民生用及び産業用のコージェネレーションシステムや可搬式発電装置として導入された場合、どれだけの省エネルギー効果や環境負荷低減の効果があるのか検討が合わせてなされたが、民生用ではホテル、病院、事務所等において、また産業用においても、かなりの導入効果があることが判明

した。さらに、303型は開発に成功すればトラック等のエンジンとしても利用可能であり、潜在市場は非常に大きいものと考えられる。特に、金属とセラミックスの接合部分に関して技術的ブレークスルーが得られれば、大型化も可能でありインパクトはかなり大きいものと考えられる。現在、コージェネレーションシステムは大きな伸び率で普及が進んでいるが、熱需要と電力需要の変動に応じて、熱伝比を大きく変えることができるのがCGTの大きな特徴である。本プロジェクトの推進によって、セラミック部材が構造材として実用化されれば、新規市場の創出等波及効果は非常に大きいものと言える。来年春に再度中間評価を行うことになったが、良好な運転実績を積み重ね、実用化に向けて大きな前進ができるよう関係者の努力に期待したい。

入 会 者 名 簿

正 会 員

祖父江 靖 (NAL)	須賀 信也 (川崎重工)	竹内 崇雄 (荏原製作所)
井口 和春 (荏原製作所)	酒井 潤一 (荏原製作所)	古田 昌也 (荏原製作所)
郡司 茂 (東芝プラ ント建設)	元屋 和則 (荏原製作所)	森 豊 (荏原製作所)
安藤 弘 (日産自動車)	関 美範 (川崎重工業)	鶴 蘭佐蔵 (京セラ)
辜 敬之 (日本自衛 隊研究所)	松田 憲昭 (日産自動車)	
川西 月波 (川崎重工業)	金子 秀明 (三菱重工業)	中野 嗣治 (IHI)
山下 巖 (東京電機大)		

学生会員から正会員へ

斉藤 武雄 (日立)

学生会員

住吉 圭司 (東京大学) 宮島 健次 (東京都立大) 皆川 和大 (東京都立大)

賛助会員

(株)竹綱製作所

三菱重工業(株)原動機・風力機械技術部プラント設計二課

300 kW 産業用セラミックガスタービン —CGT301・コージェネレーション用1軸式セラミックガスタービン—

石川島播磨重工業(株) 田 中 真 也
〃 佐 々 正

1. 緒 言

地球温暖化を始めとする近年の地球環境問題の顕在化に伴い、エネルギー・資源・環境の総合的な解決策が望まれている。このような背景のもと、通商産業省工業技術院のムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として1988年度に「セラミックガスタービンの研究開発」が開始され、300 kW級のセラミックガスタービンにおいて、TIT = 1350°C、熱効率42%以上を目標に、1996年度までの9年間の予定で進められている。

当社も日本碍子株式会社、日本特殊陶業株式会社の両社と共同でコージェネレーション用再生1軸式セラミックガスタービン（CGT 301）の研究開発を実施している^{(1),(2)}。

ここに、CGT 301の設計思想・基本構造、要素ならびにエンジンの試験結果及び今後の研究課題等について報告する。

2. 基本仕様ならびに構造の検討

セラミックスをエンジン部品に適用するには、強度及び性能に加え、成形性をも含めた検討が必要である。セラミックスは、大形部品を作るには高度な成形技術を必要とし、また大形化に伴い体積効果により平均強度が低下する。そこでCGT 301においては極力セラミック部品を小形化するとともに、不均一な変形を防止するために軸対称構造とすることを基本思想とした。このため、高温部品の内で大形で複雑な形状をしたスクロールを廃し、かつ流路部品を軸対称形状とするため、一般的なレイアウトとは異なり、燃焼器を圧縮機と反対側の軸端にタービンと同一軸上に配置する構造を採用した。

各回転部品は分解・組立時の再現性と位置精度に優れるカービックカップリングにより結合され、テンションボルトにより軸方向に固定される構造を採用した。また、燃焼器を圧縮機と反対側の軸

端に配置したことに伴い、タービンと圧縮機に作用するスラスト力が同一方向になるため、圧縮機とタービンの間にバランスピストンを設け、スラスト力の低減を図った。軸系はタービン部をオーバーハングとし、圧縮機側軸端に設けた玉軸受およびバランスピストンとタービンの中間に位置するコロ軸受で保持する構造とし、両軸受部にはオイルフィルムダンパを設けて軸振動に対する回転の安定性を確保する構造とした（図-1）。

以上の条件の下で性能シミュレーションを行い、主要目を決定した（表1）。

各要素に対しては、最終到達目標に加えて研究の進捗状況を把握するため、中間段階（TIT = 1200°C段階）の目標も併せて設定した。

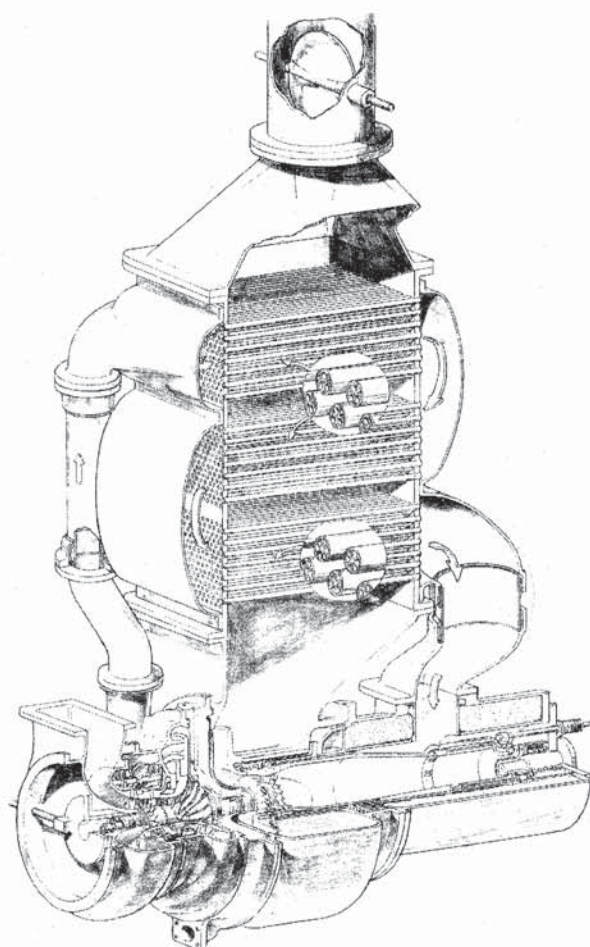


図1 CGT 301の概念図

（平成6年10月5日原稿受付）

表1 CGT 301 機関主要目ならび開発目標

項 目		諸元 及び 目標	中間目標
機 関 形 式		再生開放一軸式	――
タービン入口温度 (°C)		1350	1200
機 関 熱 効 率 (%)		42	(30)
最 大 出 力 (kW)		300	――
タービン	形 式	2 段 軸 流 式	――
	効 率 (%)	87.5	83
燃 焼 器	形 式	単 筒 缶 型	――
	燃 焼 効 率 (%)	99	99
	圧力損失	3	3
	NOx 排出量 (ppm)	35	70
熱 交 換 器	形 式	伝 熱 式	――
	温 度 効 率 (%)	84.5	84
	空 気 側 圧 損 (%)	1.5	1.5
	ガ ス 側 圧 損 (%)	3	3
圧 縮 機	形 式	軸 流 + 遠 心 式	――
	圧 力 比	7.3	――
	効 率 (%)	81.5	79

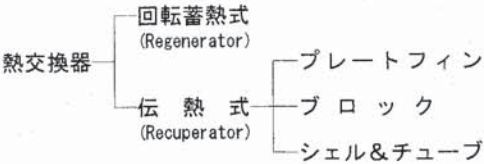


図2 ガスタービン用熱交換器の種類

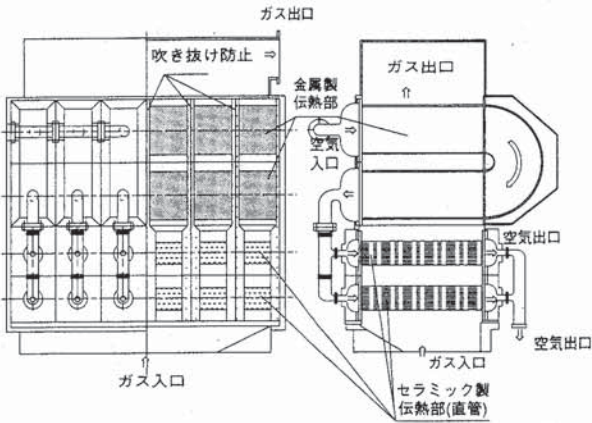


図3 CGT 301 用熱交換器の構造

2.1 タービン

タービンには軸流式と遠心式の2形式が有るが、セラミック部品を小形化すること、ならびに将来の大型エンジンへの適用も考慮して、軸流式を選定し、かつセラミック動翼を金属ディスクに植込むハイブリッドロータ方式を採用した。また、同様な理由からタービンノズルは単独翼を円周上に配置し締結する組立セグメント方式とした。

動翼のディスクへの植込部にはダブテイル形式を選定するとともに、植込部の主要寸法を種々に変化させてパラメータスタディを実施し、最適形状を決定した。更に、部品の加工精度等に起因する、ダブテイル部での片当たりを回避するため、セラミック動翼とディスクの間には金属箔を緩衝材として挿入する構造とした。

2.2 燃焼器

セラミックライナは、複合型⁽³⁾、一体型⁽⁴⁾、分割型⁽⁵⁾の3種類に大別されるが、

- ・分割位置の選定で熱応力が低減可能
- ・分割することで個々の部品は製造性に優れる
- ・(ある程度)複雑な形状のライナが実現可能

等の理由から分割型を選定した。また、燃焼方式としては、NO_x 排出量の低減と燃焼特性に優れ、熱負荷が低くセラミックス化に適した希薄予混合

燃焼方式を採用した。さらに、燃焼器ライナと金属製の燃焼器内筒に生じる熱膨張の差をバネにより吸収する構造とした。

2.3 熱交換器

一般に熱交換器は図2のように分類されるが、漏洩による性能低下の危険性がなく、回転動力を必要としないことから伝熱式を選定し、その中でもセラミックス化が容易であるシェル&チューブ式を採用した。また、伝熱要素としては3回流細管型とし、金属製U字管からなる2回流部分とセラミックス製の上下2段からなる直管部分より構成される。U字管部には管内にねじり板を挿入して伝熱促進を図り、金属製伝熱部とセラミックス製伝熱部との接続には伸縮管を設け熱膨張を吸収する構造とした。更に、製作上の観点から流量が1/6のモジュールを6個並列に配置し結合する構造とした。図3に熱交換器の構造を示す。

2.4 圧縮機

高い効率と広い作動域を両立させるために、軸流式と遠心式1段の組合せ方式とするとともに、起動時ならびに部分負荷時の制御性を確保するため可変静翼を採用した。

3. 研究ならびに試験結果

3.1 タービン

セラミックス化に伴い、動静翼後縁部は金属製に比較して厚くする必要が生じ、これを加味した空力設計を行った。また、セラミック動翼の翼部積重軸とダブテイルをオフセットさせ、遠心応力の低減を図った。図4にオフセット量と動翼の最大応力の関係を、図5には高圧段動翼の応力解析例を示す。また、動翼が緩衝材を介してディスクに挿入された状態を図6に示す。

本研究にて設計した動静翼を金属にて試作し、試験を実施した。高低圧2段を組合せた効率として83.2%が得られ、中間目標を満足した(図7)。

3.2 燃焼器

図8に本研究で製作した燃焼器の断面を、図9にはセラミックライナを示す。

エンジン定格条件でNO_x排出量を推定するために、NO_x排出量に及ぼす燃焼器入口空気温度ならびに空気圧力の影響試験を行い、以下の推定

式を得た。

$$\text{NO}_x = \text{NO}_{x_{\text{ref}}} \cdot (P / P_{\text{ref}})^{0.44} \cdot \exp\{(T - T_{\text{ref}}) / 609\}$$

ここに、 P : 燃焼器入口空気圧力

T : 燃焼器入口空気温度

$_{\text{ref}}$: 計測した状態量

更に、種々の条件で試験を実施し、1200°C定格条件でのNO_x排出量の推定を行った。その結果を図10に示す。同図から見るように、本燃焼器によるNO_x排出量はエンジンの1200°C定格条件において45 ppm以下と推定され、中間目標の70 ppmを達成する見通しを得た。

3.3 熱交換器

伝熱・流動特性試験は前述した流量が1/6のモジュールについて実施した。図11にセラミック伝熱ブロックの外観を示す。また、セラミック伝熱ブロックと等価な金属製ブロックも試作し、試験

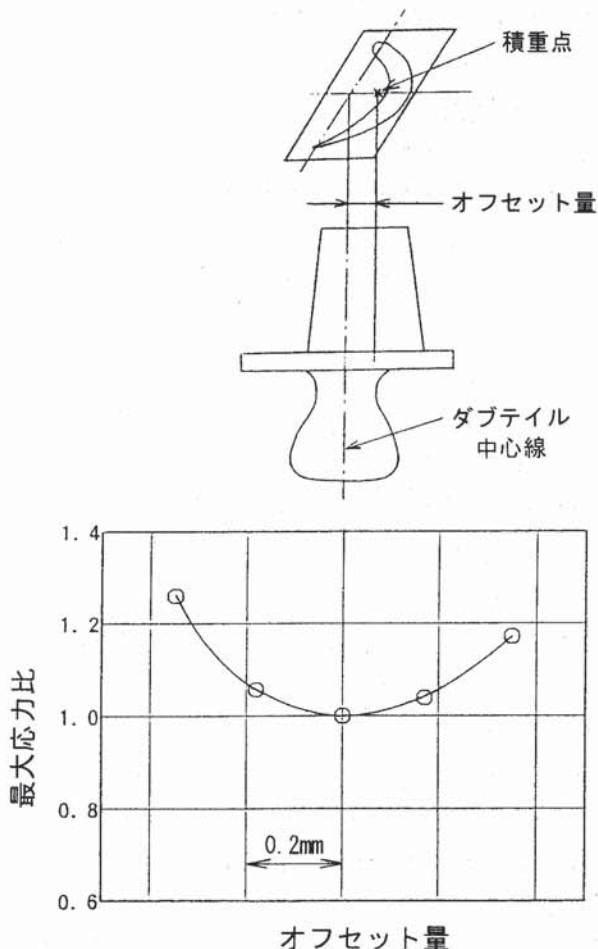


図4 動翼オフセットの最大応力に及ぼす影響

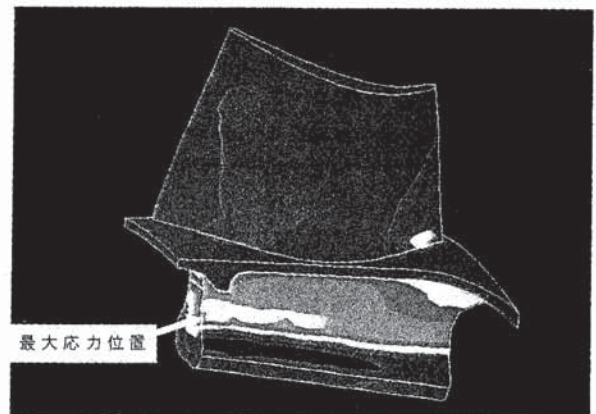


図5 高圧タービン動翼の応力解析例

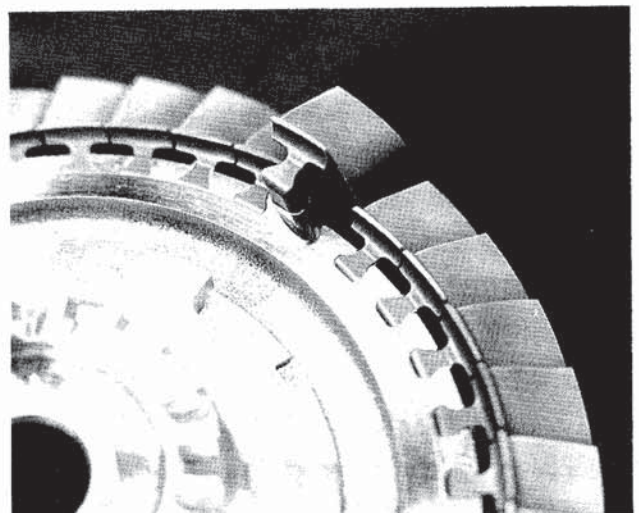


図6 セラミック動翼のディスクへの装着状況

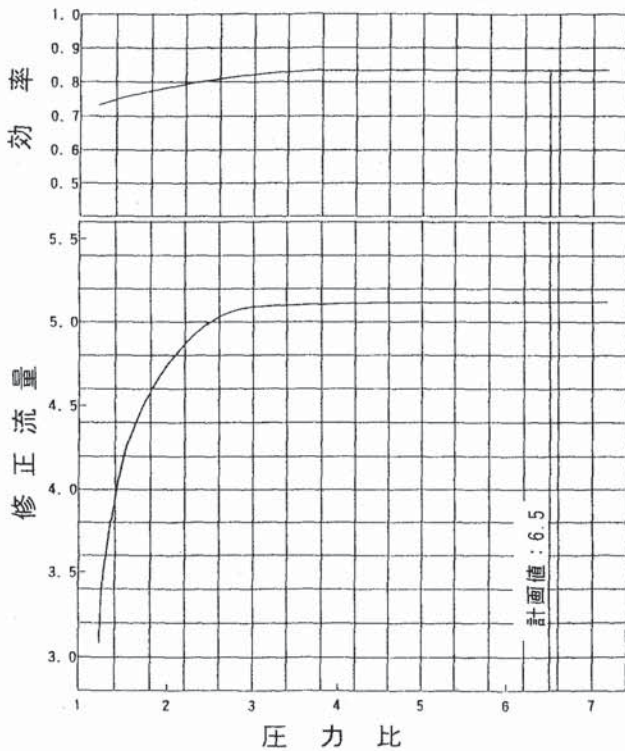


図7 高低圧タービンの組合せ性能

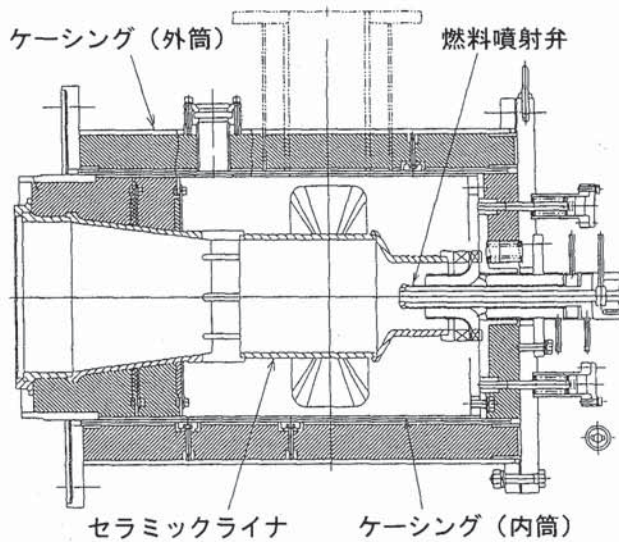


図8 セラミック燃焼器の断面

に供した。これらの試験の結果、温度効率ならびに圧力損失とも中間目標を満足することが確認された(図12)。

3.4 圧縮機

軸流圧縮機の動翼は遷音速域で良好な特性を示すMCA翼、静翼についてはCDA翼とし、また遠心圧縮機ではバックワードインペラに羽根付きディフューザを組み合わせることとし、種々の流

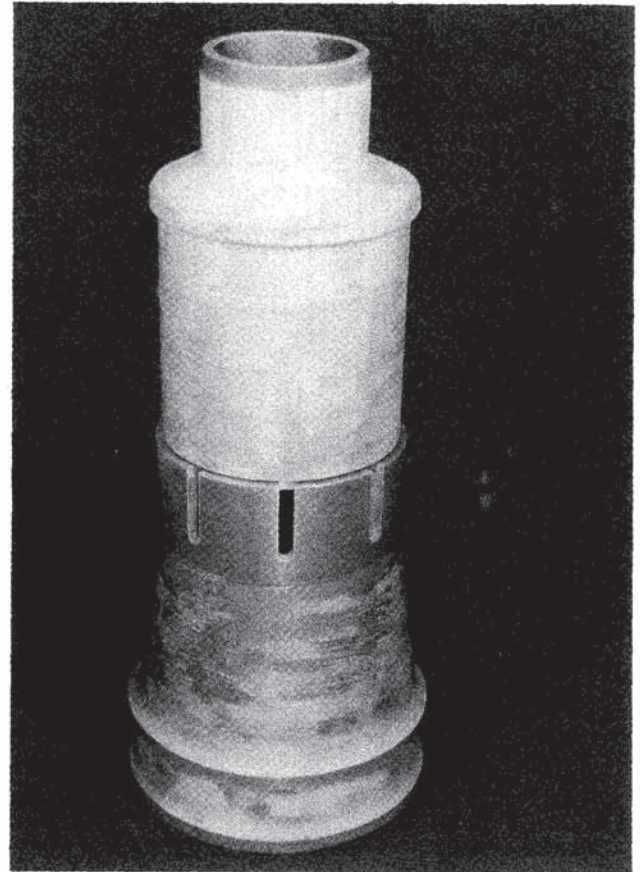


図9 セラミック燃焼器ライナ

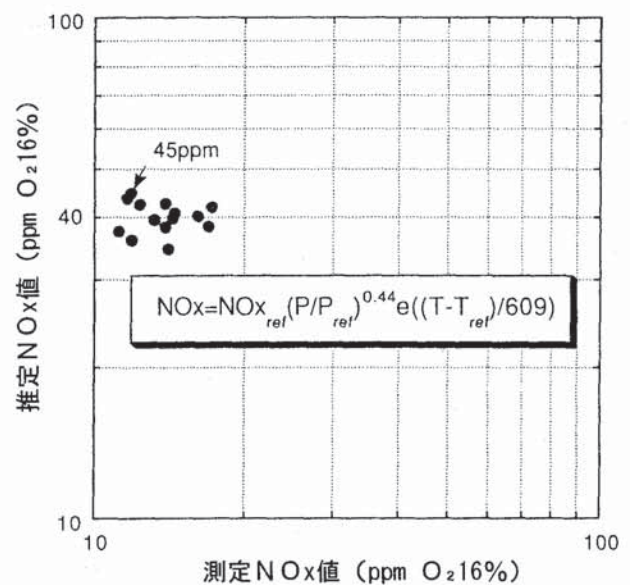


図10 1200°C定格条件でのNOx排出量

れ解析を実施した(図13)。

軸流+遠心圧縮機の試験結果の一例を図14に示す。

設計回転数での効率は79%と中間目標を満足

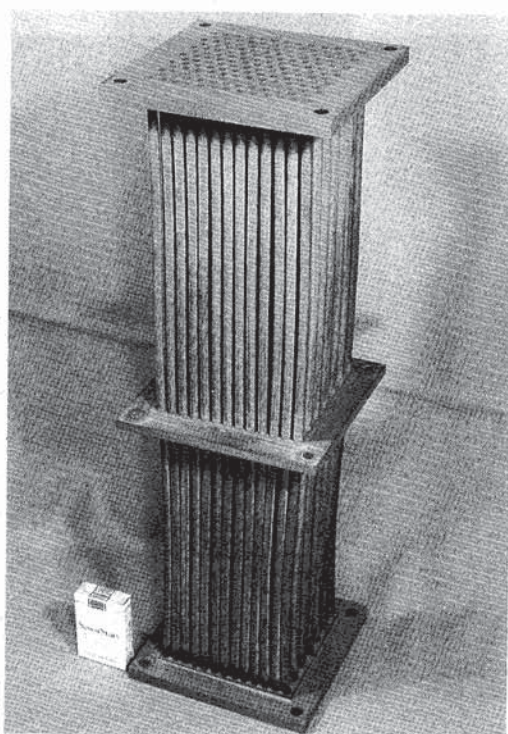


図11 セラミック伝熱ブロックの外観

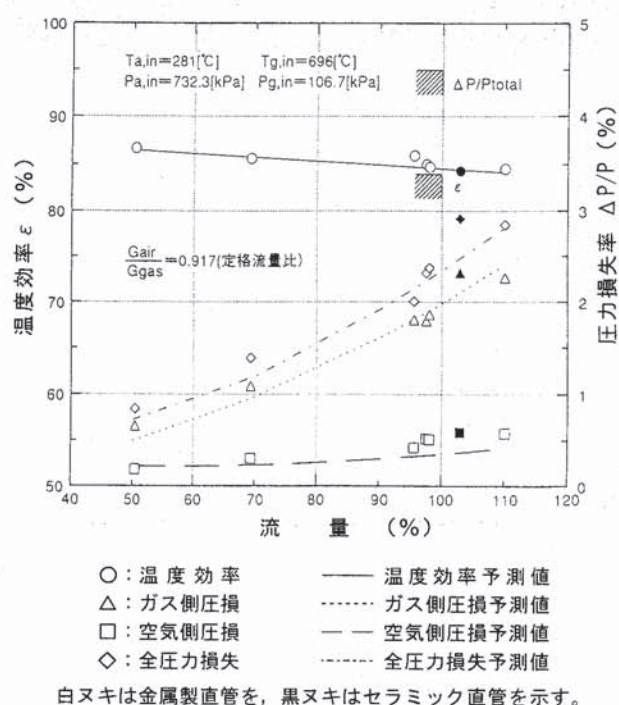


図12 セラミック熱交換器の伝熱・流動特性

し, また可変静翼により 10%以上の流量範囲で制御が可能であることが確認された。

3.5 エンジンシステム

図15にCGT 301の断面を示す。エンジン上では1つのセラミック部品が破損すると, ドミノ倒

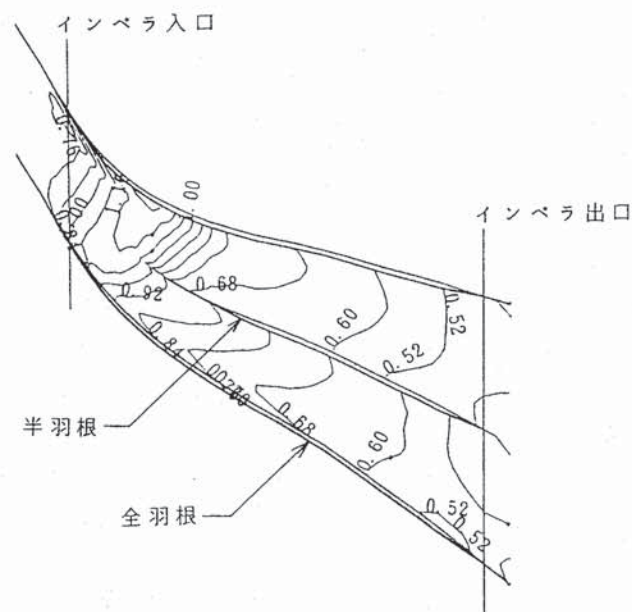


図13 遠心段インペラ内部の流れ解析例

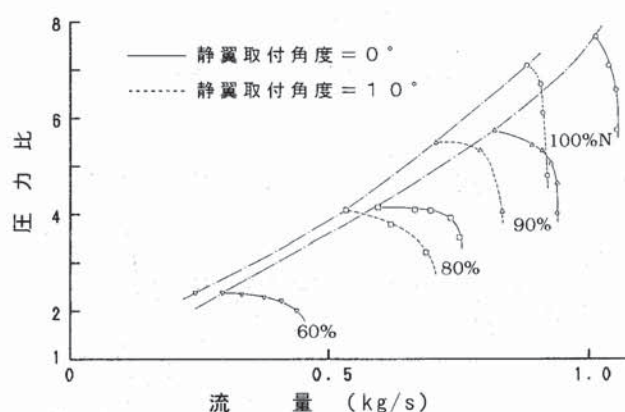


図14 軸流+遠心圧縮機の性能

しのように隣接するセラミック部品が次々と破損し, 最終的に全部品の破損につながる危険性が有り, また一旦破損を生じると各セラミック部品は微小な破片となるため損傷原因の特定が困難である。そこで, 各セラミック部品単体での健全性の評価を行った後, 順次エンジンに組込んで試験を実施する方法を採用した。

3.5.1 セラミック部品の健全性の評価・検証

静止部品については, 電気炉で加熱した後急冷をする熱衝撃試験, ならびにエンジン運転時の温度を模擬した試験装置を用いヒートサイクル試験により評価を行った。これらの試験後の開放点検において, 何等損傷は見られず, 全静止部品が健全であることを確認した。

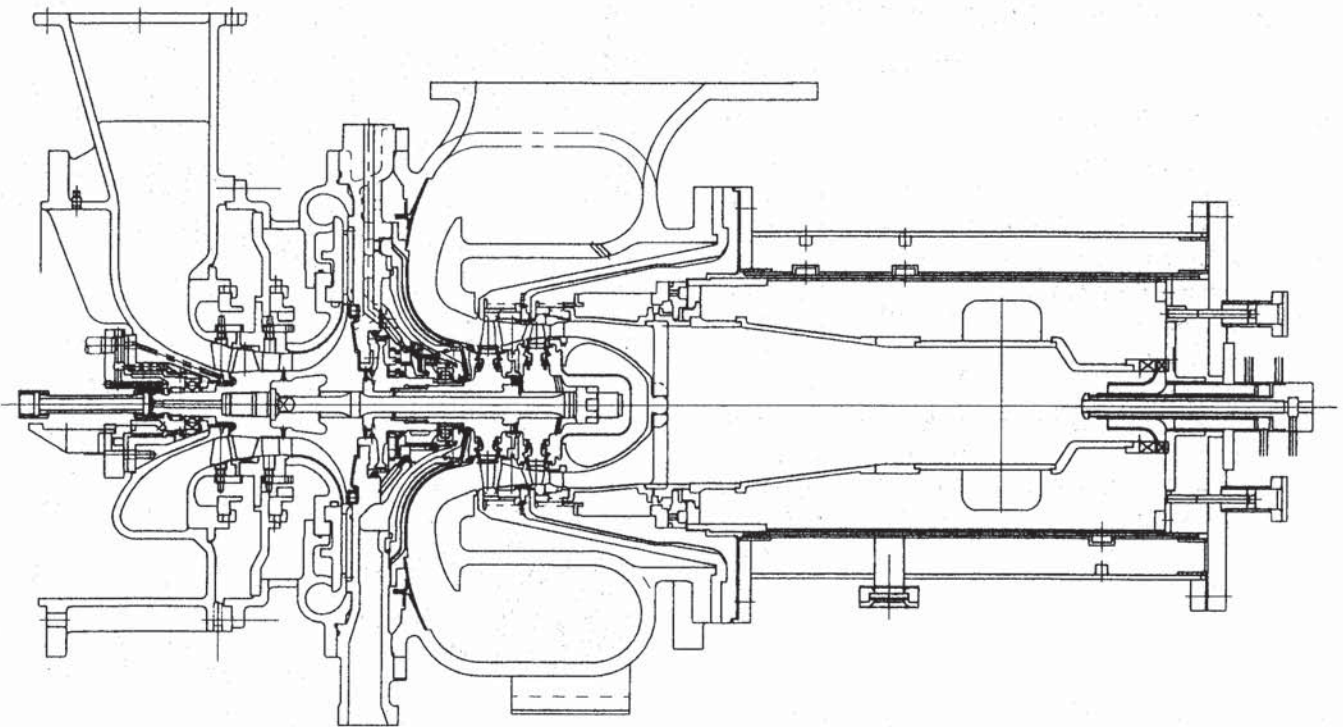


図15 CGT 301の断面

タービン動翼は、定格回転数の120%×室温でのコールドスピントテストならびに定格回転数の110%×実機相当ガス温度でのホットスピントテストを行い、健全性を確認した。図16にホットスピントテスト試験装置の断面を示す。動翼植込み部に使用される緩衝材についても同時に健全性の評価を実施した。

3.5.2 エンジン試験

研究を6段階に分け、セラミック部品を順次組込んで健全性を評価する積み上げ方式を採用した。表2に各研究段階で組込むセラミック部品・評価項目・試験条件を、図17には組込みセラミック部品の断面図上での位置を示す。

ステージ1～5の試験を終了後、引き続いて高圧タービン動翼ならびに全セラミック静止部品を組み込んでステージ6の試験を実施した。

試験に際しては過大な熱応力の発生を避けるため、起動後 TIT = 800°C に保持したままで増速し、定格回転数に到達した後 TIT を 1200°C まで徐々に昇温する方法を採用した。また同様な理由から、エンジンの停止に際しては、定格回転数に保持した状態で 1000°C までの冷却運転を実施し、その後回転数を急速に低下させる方法を採用した。運転後の開放点検でもセラミック部品には何等損

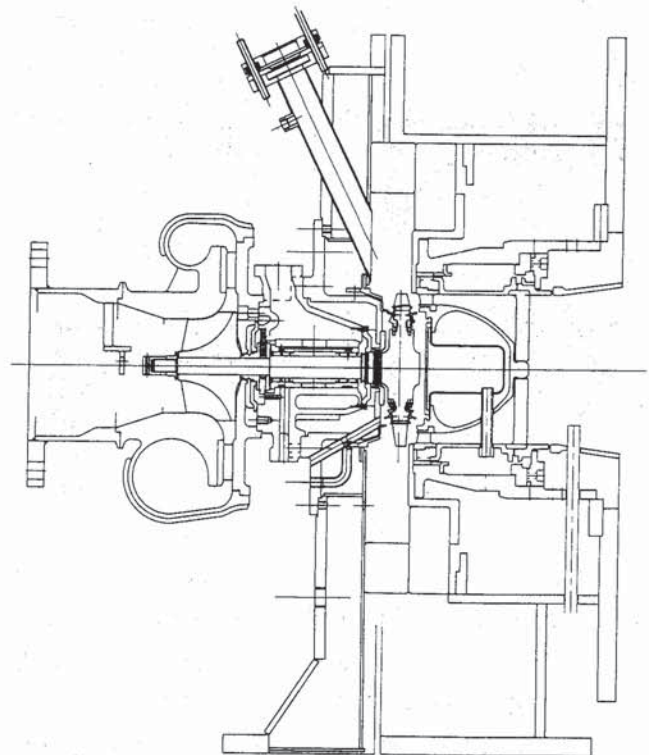


図16 ホットスピントテスト試験装置

傷は見られず、CGT 301 の基本構造の妥当性が確認された。図18に熱交換器搭載状態のCGT 301の外観を、図19には1200°Cでの運転記録の一例を示す。

表2 CGT 301 の健全性評価試験手順

回転数は全て定格 (100%)			
Stage	評価項目	組込みセラミック部品	試験条件
1	燃焼器ライナの健全性の確認	燃焼器ライナ	TIT: 900°C 熱交なし
2	セラミックロータの強度 軸系の回転安定性の確認	全セラミック部品	空気運転 熱交なし
3	セラミック静止部品の健全性の確認	全静止部品	TIT: 900°C 熱交なし
4	熱交換器付きエンジンシステムの検証	同上	TIT: 900°C 熱交付き
5	高圧タービン動翼の健全性の確認	燃焼器ライナ 高圧段動翼	TIT: 900°C 熱交なし
6	TIT=1200°CでのCGTの健全性の確認	全静止部品 高圧段動翼	TIT: 1000°C 熱交なし
			TIT: 1200°C 熱交付き

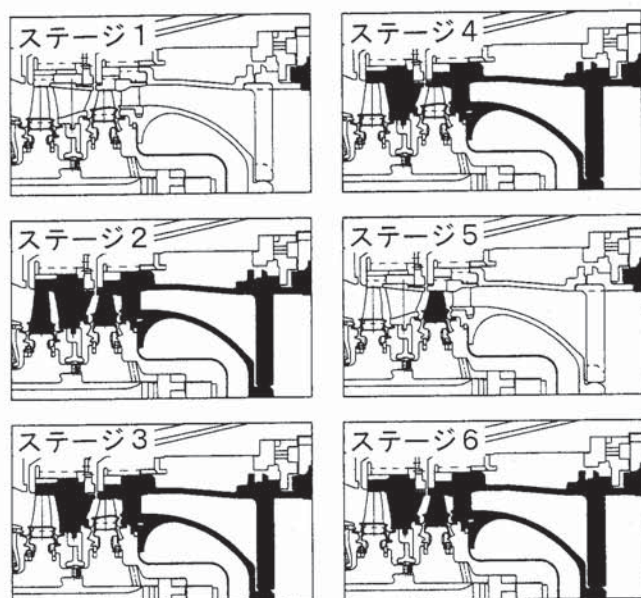


図17 組込セラミック部品の断面図上の位置

なお、本エンジンでは研究の主眼がセラミック化した場合の構造健全性の評価・確認に有ること、ならびに回転部と静止部が接触した場合にセラミック部品が全損する危険性が有ることから、タービン動翼の先端隙間を1.1 mm (計画値は0.3 mm) として試験を実施した。

4. 今後の課題

前述のように TIT = 1200°Cでの運転を実施し、一定の成果を上げたが、本プロジェクトの最終目標である TIT = 1350°C, 熱効率 42%以上を達成するには以下の課題が残されている。

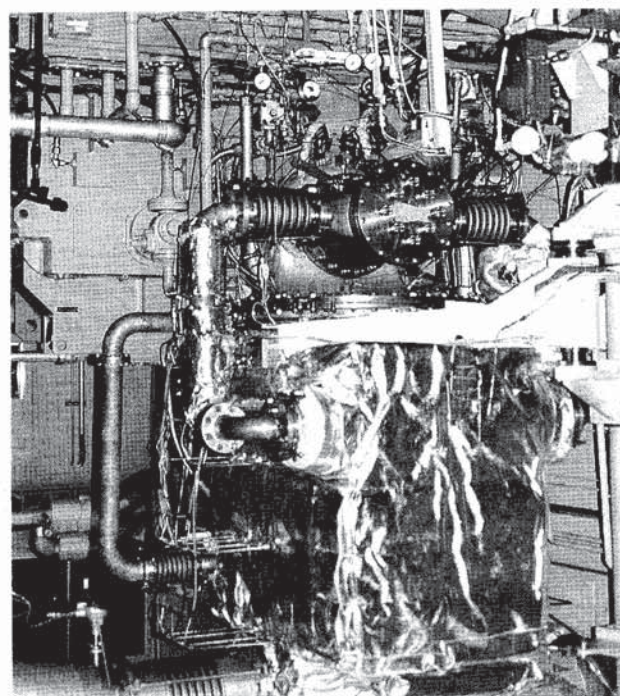


図18 熱交換器付 CGT 301 の外観

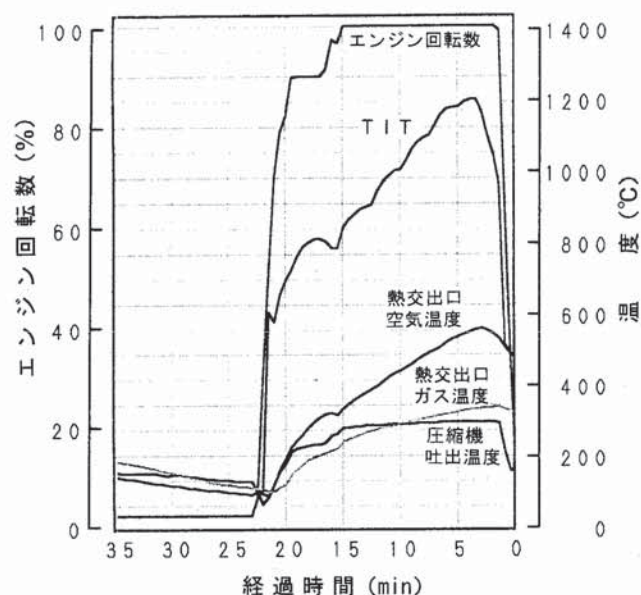


図19 1200°Cでの運転記録 (例)

4.1 信頼性の向上

TIT が更に 150°C上昇することに伴い、セラミック部品の耐熱性及び高温強度のみならずセラミックスと金属との締結部の信頼性の確保がより一層重要となる。特に、ハイブリッドロータにおいては動翼緩衝材の耐久性・耐熱化性等の向上の研究が必要である。

4.2 効率の向上

タービン・燃焼器・熱交換器・圧縮機の各要素

効率の一層の向上に加えて、エンジンとしても、タービン動翼先端隙間の適正化、タービンと圧縮機のマッチングの改善等の研究が必要である。

5. 結 言

一連の研究開発をとおして、CGT 301 の基本構造ならびに構造健全性を確認することができた。

特にタービンでは、セラミック動翼を金属ディスクに植込むハイブリッドロータ形式が成り立つことを確認した。また、セラミックスを適用する場合の留意点についても有効な知見を得ることができ、 $TIT = 1350^{\circ}C$ ・CGT の開発に向けて第1歩を踏み出すことができた。

更に研究開発を進めるとともに、材料技術の成果を取り入れて熱効率42%のセラミックガスタービンの実現を目指す。

—謝辞—

本研究は通商産業省工業技術院のニューサンシャイン計画の一環として、新エネルギー・産業

技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものであります。

本研究開発の実施にあたり、ご指導と御協力をいただいた NEDO ならびに多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) M. Saito 他: Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT 301) ASME 93-GT-49
- (2) M. Sakakida 他: 300kW Class Ceramic Gas Turbine Development (CGT301) ASME 94-GT-125
- (3) 原 之義: 東京電力におけるセラミックガスタービンの研究開発 FCreport 1990年8月 第8巻 第10号 pp. 406-411
- (4) 佐々木正史他: 反応燃結 SiC 製燃焼器ライナの開発と問題点 第16回ガスタービン定期講演会講演論文集 1988年6月 pp. 47-51
- (5) G. L. Boyd 他: AGT101 Advanced Gas Turbine Technology Update ASME 86-GT-305

会費納入のお願い

平成6年度もそろそろ終わりに近づいております。今年度会費(正会員 5000 円 学生会員 2500 円)を未納の方は至急事務局宛お送り下さいますようお願い申し上げます。

会費自動振替についてのお願い

以前よりお願い致しております「会費の自動振替制度」につき再度お願い申し上げます。
未だ手続きをされていない方は過日お送りしました振込依頼書又は巻末の会誌のとじ込み用紙にご記入の上、事務局宛お送り下さい。

以上、よろしくご協力の程、お願い申し上げます。

効率の一層の向上に加えて、エンジンとしても、タービン動翼先端隙間の適正化、タービンと圧縮機のマッチングの改善等の研究が必要である。

5. 結 言

一連の研究開発をとおして、CGT 301 の基本構造ならびに構造健全性を確認することができた。

特にタービンでは、セラミック動翼を金属ディスクに植込むハイブリッドロータ形式が成り立つことを確認した。また、セラミックスを適用する場合の留意点についても有効な知見を得ることができ、 $TIT = 1350^{\circ}C$ ・CGT の開発に向けて第1歩を踏み出すことができた。

更に研究開発を進めるとともに、材料技術の成果を取り入れて熱効率42%のセラミックガスタービンの実現を目指す。

—謝辞—

本研究は通商産業省工業技術院のニューサンシャイン計画の一環として、新エネルギー・産業

技術総合開発機構（NEDO）から委託を受けて実施したものであります。

本研究開発の実施にあたり、ご指導と御協力をいただいた NEDO ならびに多くの関係各位のご厚誼に対し、深く感謝の意を表します。

参考文献

- (1) M. Saito 他: Development of 300kW Class Ceramic Gas Turbine (CGT 301) ASME 93-GT-49
- (2) M. Sakakida 他: 300kW Class Ceramic Gas Turbine Development (CGT301) ASME 94-GT-125
- (3) 原 之義: 東京電力におけるセラミックガスタービンの研究開発 FCreport 1990年8月 第8巻 第10号 pp. 406-411
- (4) 佐々木正史他: 反応燃結 SiC 製燃焼器ライナの開発と問題点 第16回ガスタービン定期講演会講演論文集 1988年6月 pp. 47-51
- (5) G. L. Boyd 他: AGT101 Advanced Gas Turbine Technology Update ASME 86-GT-305

会費納入のお願い

平成6年度もそろそろ終わりに近づいております。今年度会費(正会員 5000 円 学生会員 2500 円)を未納の方は至急事務局宛お送り下さいますようお願い申し上げます。

会費自動振替についてのお願い

以前よりお願い致しております「会費の自動振替制度」につき再度お願い申し上げます。
未だ手続きをされていない方は過日お送りしました振込依頼書又は巻末の会誌のとじ込み用紙にご記入の上、事務局宛お送り下さい。

以上、よろしくご協力の程、お願い申し上げます。

300 kW 産業用セラミックガスタービン —CGT302・コージェネレーション用2軸式セラミックガスタービン—

川崎重工業株式会社 巽 哲 男

1. まえがき

本技術開発は、低公害原動機として優れた特性を持ちながらその熱効率の低さ故に産業用分野での広範な普及が遅れている小型ガスタービンに対し、高効率化、低公害化および燃料多様化を促進することを目的に、ムーンライト計画（現ニューサンシャイン計画）の一環として⁽¹⁾昭和63年度から開始された⁽²⁾。川崎重工業(株)は京セラ(株)、住友精密工業(株)と共に300 kW級「コージェネレーション用再生式2軸セラミックガスタービン」(略称、CGT 302)の研究開発を担当している。以下に現在までの研究開発の概要を紹介する。

2. 研究開発目標および開発スケジュール

本研究は、ガスタービンの高効率化にきわめて有効なタービン入口温度の高温化を、耐熱性に優

れたセラミック材料を採用する事によって、産業用小型無冷却タービンとしては画期的なタービン入口温度 1350°Cを実現し、熱効率 42%以上、出力 300 kW 級の低公害ガスタービンを開発することを基本的な目標としている。この実現のため、以下の3つの項目について、それぞれの開発課題を克服するべく、グループ各企業が分担あるいは協調して開発に取り組んでいる。

①「耐熱セラミック部材の研究開発」

- ・高温高強度材料を用いた成形・焼成等の部品製造技術の開発
- ・加工/検査/保証技術の確立
- ・金属軸とセラミックロータの接合方法の開発

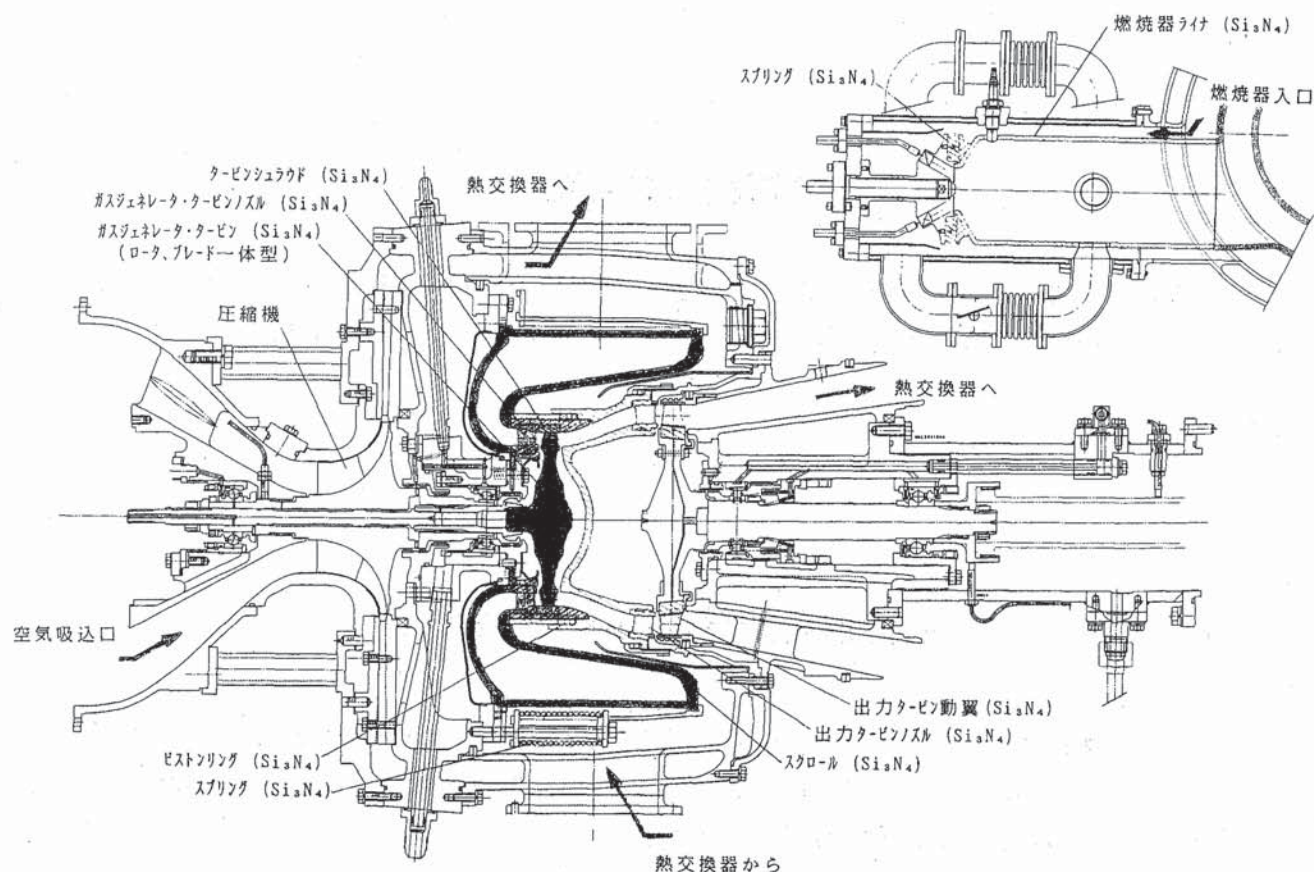


図1 CGT 302 構造図

(平成6年9月20日原稿受付)

②「要素技術の研究開発」

- ・圧縮機，タービン，熱交換器等の要素機器の目標効率達成
- ・低 NO_x 燃焼器の開発

③「設計試作運転研究」

- ・エンジンのシステム設計，試作，運転実証
- ・セラミック材料の特性を考慮した最適部品設計および最適保持構造設計
- ・強度/信頼性評価，最適設計技術の確立

上記の開発は，昭和 63 年度から平成 8 年度の 9 年間で，

①基本設計

②第 1 次設計試作運転研究・基本型 GT，900°C 級金属製ガスタービン

③第 2 次設計試作運転研究・基本型 CGT，1200°C 級セラミックガスタービン

④第 3 次設計試作運転研究・パイロット CGT，1350°C 級セラミックガスタービン

の段階を踏んで進めていく計画となっており，現在は基本型 CGT の運転試験とパイロット CGT 用先行技術開発に取り組んでいるところである。

3. CGT 302 の設計上の特徴

CGT 302 ガスタービン出力発生部の構造を図 1 に示す。このガスタービンは，要素機器の保守的なレイアウトや金属製熱交換器等，実績のある基本構造を採用する一方で，セラミックスの適用技術については，セラミックスとセラミック繊維との複合構造や，セラミックバネを用いた弾性支持構造等新しい技術を積極的に採用したところに設計上の特徴がある。

4. 耐熱セラミック部材の製造技術開発

(1) セラミック部品製造技術

成形・焼成・加工・検査等の製造技術開発から研究を開始して，単体評価試験用部品の試作，エンジン試験用部品の試作を経て，現在までに 1200°C 級基本型 CGT 用の全てのセラミック部品について，造形技術開発を行うとともに，設計の最適化を図り，エンジンテスト用として十分な形状精度と信頼性を有する部品の試作に成功した。セラミック部品を図 2 に示す。

中でも，一体型の軸流タービンとしては世界最大級の寸法（直径 144 mm）で，しかも世界最高レベルの周速度（外径で 570m/sec）で設計され，欠

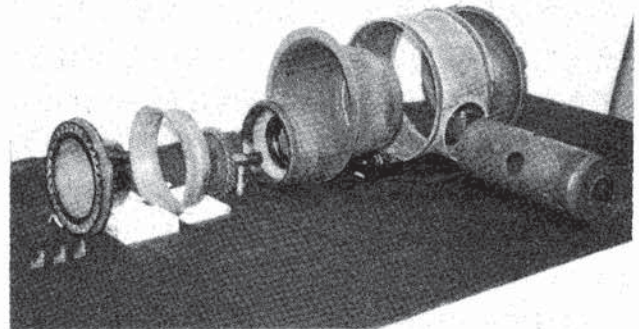


図 2 基本型 CGT 用セラミック部品

陥に対する許容度が非常に厳しいガスジェネレータタービン (GGT) ロータの製作に成功したことや，スクロール等の大型複雑部品の製造技術，翼形状精度確保技術，セラミックスの弾性を利用した高温バネの製造技術等の開発成果が得られた事は特筆に値する。

更に，パイロット CGT 用候補材料として，従来材料に比べて高温強度，耐酸化性に優れた材料を選定し，GGT ロータの造形研究を進めている。

(2) 接合技術

GGT ロータは，翼とディスクが一体のブリスケット型であり，セラミックロータと金属シャフトを接合する必要がある。1200°C 級基本型 CGT の実機運転試験の初期には，接合部の変形による振動発生等の問題が発生したが，その後の改良で克服し，1200°C での運転に耐えられることを実証した。

さらに，今後の 1350°C 級パイロット CGT への適用に向けて，より高温での信頼性に優れた接合体を開発するべく，HIP 処理による接合方法を開発中である。

(3) 複合成形体の締結技術および表面処理技術

スクロールやタービンノズルなどの大型複雑形状セラミック部品については，部材を分割構造とし，これをセラミックファイバーで締結して一体化する方法を採用している。これは，熱応力回避と部品の小型化を目的として，高温となるガス通路側（内側）に耐熱性の良いセラミックスを適用し，比較的低温の外側に靱性の高い複合材を利用したものである。

当初の小型 4 分割円筒モデルを用いた基礎研究から開始して，セラミックファイバーの評価・選

定、締結・複合化方法の検討・評価等を順次行い、締結特性に優れた締結・複合化方法を見いだした。

この構造を、スクロール外筒、ガスジェネレータタービン(GGT)ノズル、パワータービン(PT)ノズルの大型複雑構造部品に適用した。これらの部品は、後述するように、過酷な熱衝撃試験に合格し、また実機試験においても安定した機能を果たした。締結構造部品の一例としてPTノズルを図3に示す。

(4) 材料データ整備

セラミック材料の基本的な特性の把握、整備とともに、時間依存型破壊を考慮した強度設計(信頼性評価)手法を確立することを目的に、その基本となる時間依存型強度データの整備を行っている。常温4点曲げ繰返し疲労試験を初めとする評価手法の検討から開始し、現在までに基本型CGT用およびパイロットCGT用候補材料について、曲げ、引張-引張、引張-圧縮等の繰返し疲労試験を行い、データを取得した。

5. 要素技術の研究開発

目標熱効率を達成するためには、セラミックスの採用によるタービン入口温度の向上のみならず、圧縮機、タービン、熱交換器、燃焼器等の要素技術開発が必要であり、これらについて研究を実施している。目標主要性能諸元を表1に示す。

(1) 圧縮機

圧縮機は単段遠心式で、圧力比8.0、空気流量0.89 kg/sec、断熱効率82%を設計目標としている。空力解析、設計、試作を経て基本型GTおよ

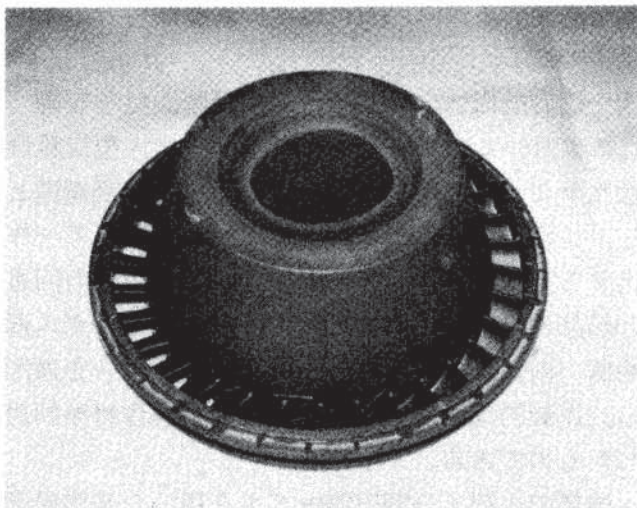


図3 PTノズル(締結構造部品の一例)

び基本型CGTに組み込み、運転試験を行うと同時に、要素試験装置を用いて圧縮機単体の広範囲の性能特性を計測した。中間評価の目標値に対して、圧力比と流量については満足な結果が得られたが、今のところ効率が約2%低い結果となっている。今後、インペラやディフューザ等の研究部品の組合せおよびチップクリアランスの最適化を図ることで目標を達成する。

(2) 燃焼器

燃焼器については、基本形CGT用低 NO_x 燃焼器として予混合希薄燃焼方式を採用しているが、再生式2軸ガスタービンであるため、燃焼器は広い作動範囲を要求され、空燃比制御のための可変機構が必要となる。まず中圧燃焼試験装置を用い、可変機構開度と入口空気温度を変化させて、供試燃焼器の特性を計測した。これらの実験結果を反映して空気配分や燃料の混合位置等を改良し、更に確認試験を行って来た。平成5年度には、4種類の燃焼器について中圧燃焼試験を実施し、その中で性能の良好であった燃焼器について、実圧燃焼試験装置を用いて基本型CGTと同じ燃焼器入口条件(圧力5.9 ata、空気温度678°C)での評価試験を行った。この結果、基本型CGTの目標を達成した。

(3) タービン

タービンロータは、GGT用として翼とディスク

表1 CTG 302 目標主要性能諸元

条件 … 標準状態 (気温15°C, 高度0m)		
項 目	単 位	目標性能
出力	kW	300
機関熱効率	%	42
排気ガス成分	NO_x	ppm 70以下 (O ₂ 16%)
	ばいじん	g/Nm ³ 0.05以下
圧縮機圧力比	—	8.0
空気流量	kg/s	0.885
タービン入口温度	°C	1350
圧縮機効率	%	82
ガスジェネレータタービン 効率	%	84
出力タービン効率	%	88
燃焼器効率	%	99
熱交換器効率	%	82
空気漏れ量	%	3
ガスジェネレータ軸機械効率	%	97
機械効率	%	97
燃焼器圧力損失	%	3
中間ダクト圧力損失	%	GT効率に含む
熱交換器(空気側)圧力損失	%	2
熱交換器(ガス側)圧力損失	%	3
排気ディフューザ圧力損失	%	熱交換器圧損に含む
吸気系圧力損失	%	圧縮機効率に含む
排気系圧力損失	%	熱交換器圧損に含む

クが一体のブリスク型を、PT用として金属ディスクにセラミックブレードを植込むハイブリッド型を採用している。いずれも目標効率達成のため、セラミックスの高い比強度を生かして極力高い周速を採用しており、基本型CGTで約520 m/sec、パイロットCGTで約570 m/secとなっている。

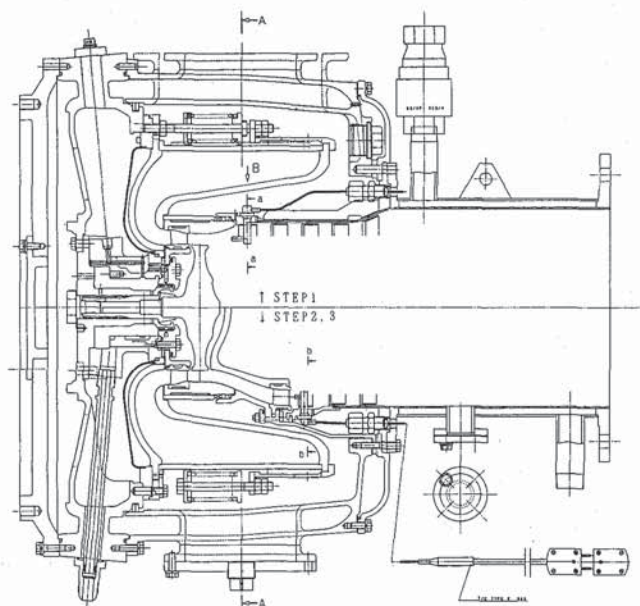


図4 熱衝撃試験装置

このため設計に際しては入念な応力解析を実施し、応力集中を避け最大応力の低減を図った。

試作したタービン部品については、以下の要素試験を実施し、耐熱強度や性能の確認を行っている。

- i) 静止部品の熱衝撃試験
- ii) ロータのホットスピントテスト
- iii) 性能試験

熱衝撃試験は、実機組込試験に先だって、静止部品の耐熱性、部品の熱膨張による干渉等設計の妥当性、着火・消火時の熱応力に対する信頼性等を評価しておく事を目的として実施した。熱衝撃試験装置の構造を図4に、熱衝撃試験中の温度記録の一例を図5に示す。実機で想定されるガス温度変化よりもはるかに過酷な $1200^{\circ}\text{C} \longleftrightarrow 100^{\circ}\text{C}$ 間の急激なガス温度変化にもかかわらず、100サイクルの試験後の部品には全く異常がないことを確認した。この成功には、セラミック材料の特性もさることながら、金属部品との熱膨張差を吸収する設計技術や、セラミック部品に適用した締結構造が大いに寄与したものとする。試験後のセラミック部品を図6に示す。

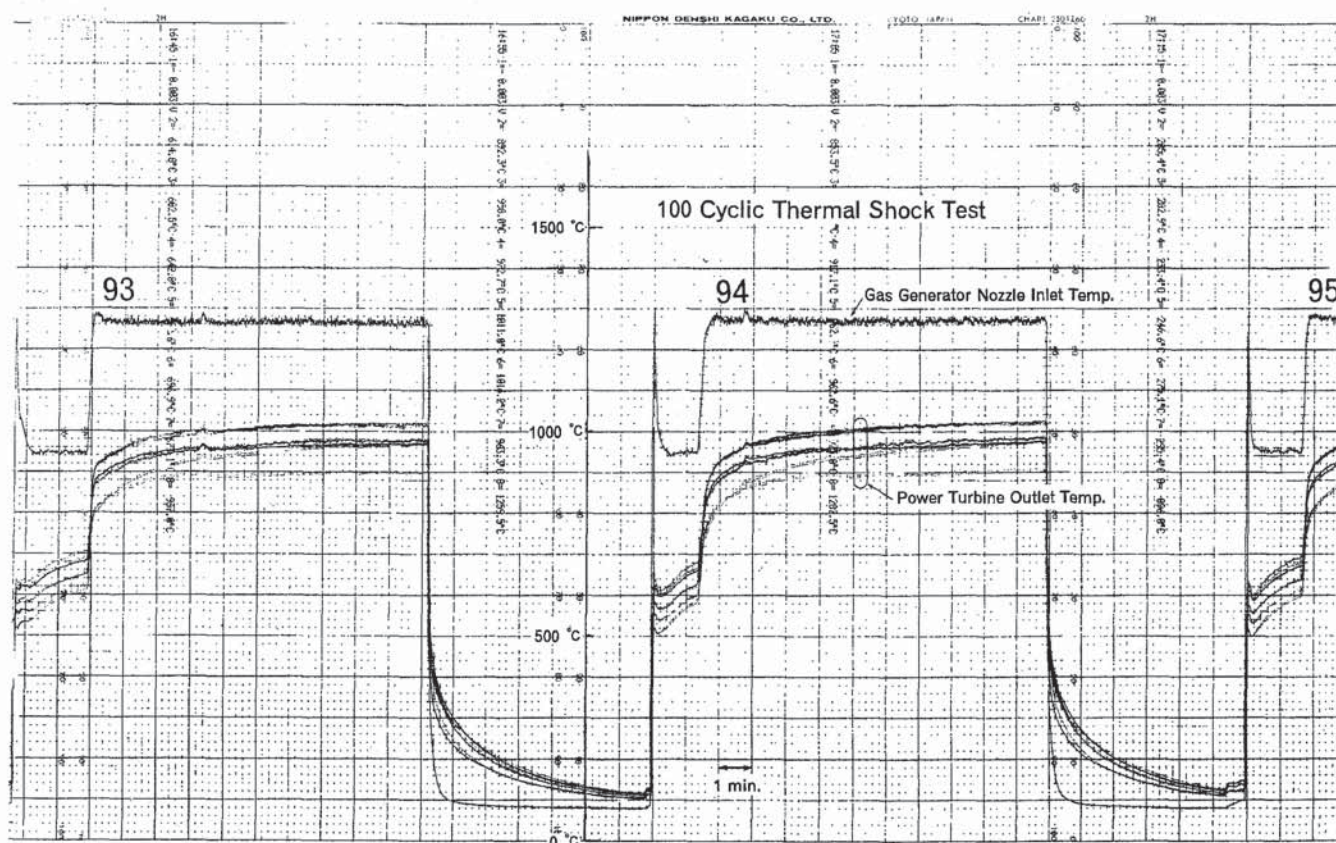


図5 熱衝撃試験時の温度記録

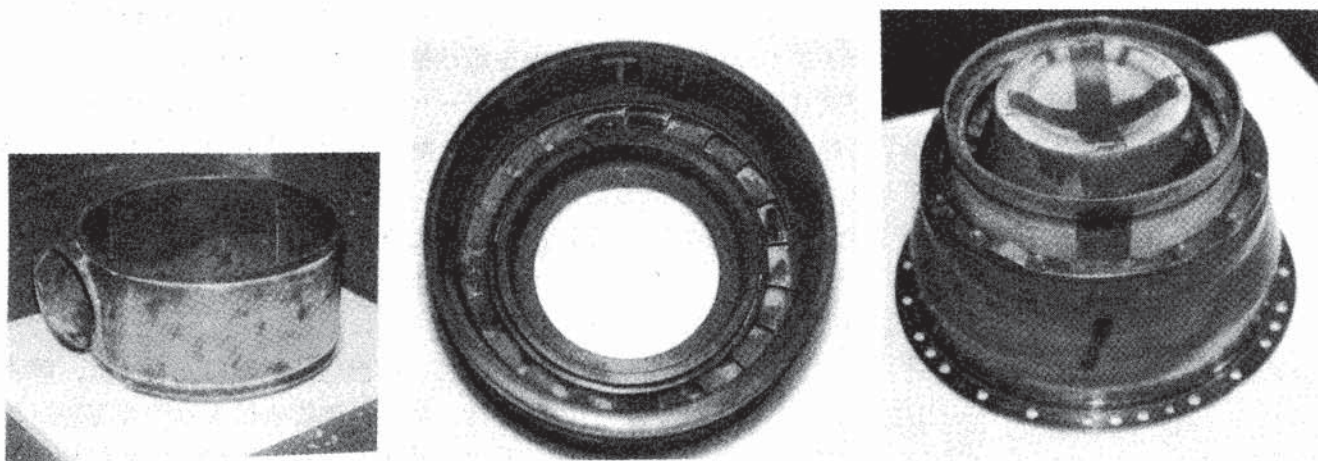


図6 熱衝撃試験後のセラミック部品

タービン性能については、基本型 CGT の運転試験において、エンジン上での性能を取得し、中間評価の目標効率 82.2% に対し、84% と目標値を上回る効率を得た。この理由として、セラミックスの熱膨張係数が小さいためチップクリアランスの変化が小さいこと、保持構造が適切で芯出し精度が良好なため、チップクリアランスを小さくできること、締結構造の採用によりノズルセグメント間の漏れがほとんど無いこと、および高い周速を採用したこと等が挙げられる。

(4) 熱交換器

熱交換器は、金属性プレートフィン型レキュペレータを採用している。

現在までに、基本型 GT 用としてステンレス鋼製熱交換器を、また基本型 CGT 用としてニッケル基耐熱合金製熱交換器を試作し、それぞれエンジンの運転試験に使用して、効率および信頼性の評価を行って来た。基本型 GT 用熱交換器は所定の効率と信頼性を示し、ニッケル基耐熱鋼製熱交換器も中間評価目標性能を達成したが、これについては信頼性をより向上させるため、新しい耐熱材料を用いて試作研究を行っている。現在までに部品試作に成功し、実機用熱交換器製作の目処が得られている。

6. エンジン運転試験

(1) 基本設計

基本設計においては、パイロット CGT の目標効率を達成するのに最適な熱サイクルパラメータや要素効率の設定およびその妥当性の検討を行い、ガスタービンの主要諸元を設定した。

(2) 第1次設計試験運転研究

(基本型 GT, 900°C)

基本設計を基に、セラミック部材を金属製に置き換えて基本型 GT を設計・試作し、延べ 97 時間、起動回数 282 回の運転試験を行った。この試験を通じて、基本型 CGT のテストベッドとして必要な基本的機能・性能を発揮できるよう、必要な改良を行った。主な成果としては、i) 出力が高々 70 PS、タービン入口温度も 900°C と、性能発揮には不利な条件ながら、21.2% という高い熱効率が実測され、基本設計の妥当性が確認できたこと、ii) 各要素のエンジン上での性能が把握できたこと、iii) 圧縮機とタービンのマッチング特性が確認できたこと、iv) 放熱・空気漏れ等が性能におよぼす影響の度合いが把握できたこと等が挙げられる。

(3) 第2次設計試作運転研究

(基本型 CGT, 1200°C)

基本型 CGT の運転試験については、基本型 GT をベースに、段階的に金属部品をセラミックに置き換えていく方法をとった。試験の段階を図 7 に、運転試験の状況を図 8 に示す。

これらの一連の運転試験の結果、いくつかの問題があったものの最終的に基本型 CGT の定格温度・回転数での運転に成功した。達成した運転実績値を表 2 に示す。基本型 CGT の定格点が本機の約 1/2 部分負荷状態であり、性能的には不利な条件であるにもかかわらず数 MW 級ガスタービンの定格点性能にも匹敵する熱効率を達成している。

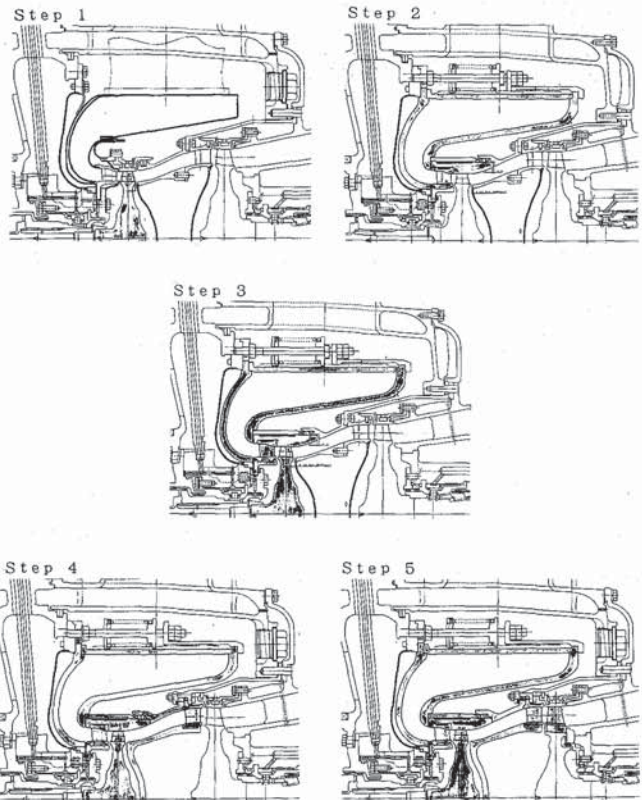


図7 基本型 CGT 運転試験段階毎の組込セラミック部品

また、本機は従来機に比べて比出力が非常に大きくタービンは小寸法・高負荷となり、高いタービン効率の実現には不利な条件であるので、極力周速を高くして高効率を得る方針としている。この目標についても、タービン入口温度が1,200℃で、かつ無冷却の条件下で、522 m/sec という金属製タービンでは実現し得ないセラミックならではの高温・高周速を実証した。

現在、パイロット CGT (TIT = 1350℃) に対応すべく、GGT ロータ接合部温度計測、バランス再現性検証、チップクリアランスの影響調査等を行い、得られた運転情報をもとに改良設計を実施して、組立・運転の信頼性向上と運転実績の積み上げを目指した運転試験を実施中である。現在までのCGTの累積運転時間は12時間である。

7. おわりに

開発の開始からおよそ6年を経て、「耐熱セラミック部材」、「要素技術」、「設計試作運転」の3つの研究のテーマにおいて、中間評価の目標をほぼ達成し、また、実機運転にて出力が130 kWで熱効率が28.8%という世界的にも例の無いデータを

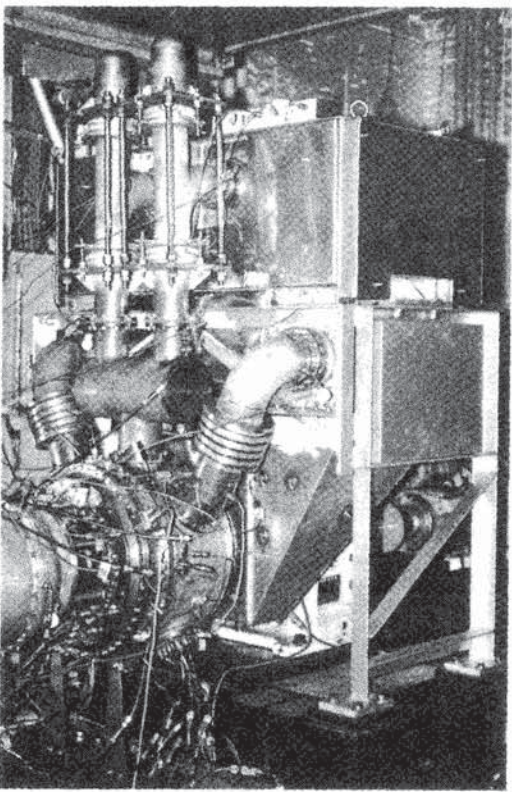


図8 基本型 CTG の運転状況

表2 基本型 CGT 運転達成実績値

	定格値	実績値	
		強度 (最高温度×回転数)	性能 (整定性能)
タービン入口温度 ℃	1, 200	1, 250	1, 117
タービン回転数 RPM (翼端周速度 m/s)	68, 400 (516)	69, 271 (522)	65, 000 (490)
熱効率 %	30 (参考値)	---	28.8
出力 kW	140 (参考値)	172	130

取得することができた。これもひとえに、新エネルギー・産業技術総合開発機構をはじめ、工業技術院、国立研究所の関係各位のご指導のたまものと感謝する次第である。今後は、更に運転実績を積んで、パイロット CGT へと進めていく予定であるが、開発の困難度はますます増して行くものと思われるので、関係各位の今後の更なるご指導、ご協力をお願いする次第である。本稿は新エネルギー・産業技術総合開発機構による「セラミックガスタービンの研究開発」の研究成果をまとめたものである。

参考文献

(1) 永松, 松田, 日本ガスタービン学会誌, 17-67 (平元-12), P2
(2) 星野, 日本ガスタービン学会誌, 17-67 (平元-12), P13

300 kW 産業用セラミックガスタービン —CGT 303 用セラミック静止部材の開発—

ヤンマーディーゼル(株)技術研究所 荒川 貞雄

1. はじめに

ヤンマーディーゼル(株)、(株)新潟鉄工所、京セラ(株)、日本特殊陶業(株)、日本鋼管(株)の5社が開発を進めている CGT 303 は可搬式発電用を用途とするものである。可搬式発電用エンジンはコンパクトであることが要求されるため、熱交換器には回転蓄熱式を採用することとした。回転蓄熱式熱交換器はコンパクトであると同時に約 90% の高い温度効率を得ることが可能である。この特性を活かして最高の熱効率が得られる圧力比を検討した結果、4.5 と設定するのが望ましいことが予想された。圧力比が 4.5 と低く設定された結果、エンジンを構成する部材が大きくなった。このことは、靱性の低いセラミックスを使用する点で不利であると思われたので、エンジン部材としての強度を確保することを再重要課題と位置づけた。これを受けて、セラミックス部材の熱サイクル試験を開発当初から実施することにした。

本稿では、熱サイクル試験の結果を中心にして、セラミックス部材に関して発生した不具合点とこ

れを解決したいいくつかの事例を紹介する。将来の高温材料として期待されているセラミックスをエンジン部材として適用する場合の参考にしていただきたい。

尚、これは工業技術院のムーンライト計画（後にニューサンシャイン計画となる）の一環として新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）から委託された研究における成果の一部である。

2. CGT 303 を構成するセラミックス部材

エンジンの断面図を図 1 に、構成部材を写真 1 に示す。また、部材の材質と成形法を表 1 に示す。

ガスゼネレータタービン（GGT）ノズル、シュラウド、バックシュラウドの 3 部材は当初 β -サイアロンとしたが、特に窒化珪素に変更した。他の部材は全て窒素珪素である。

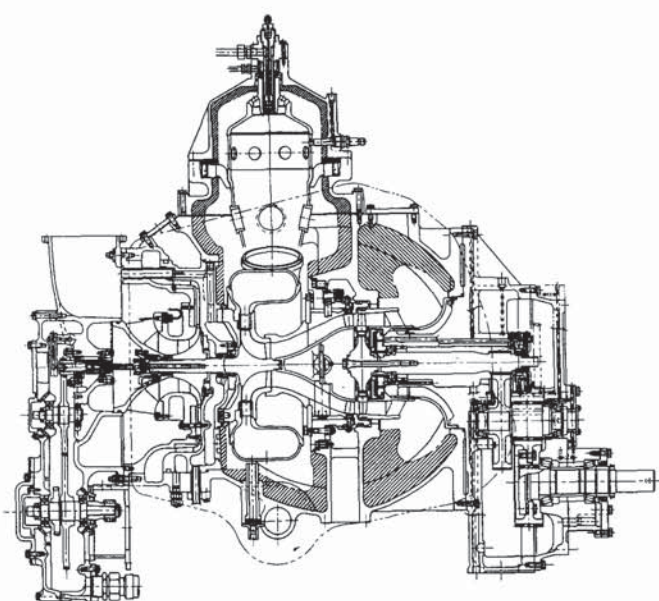


図 1 エンジン断面図

(平成 6 年 9 月 22 日原稿受付)

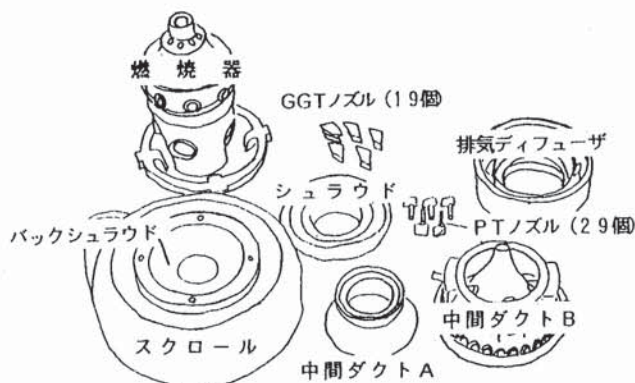
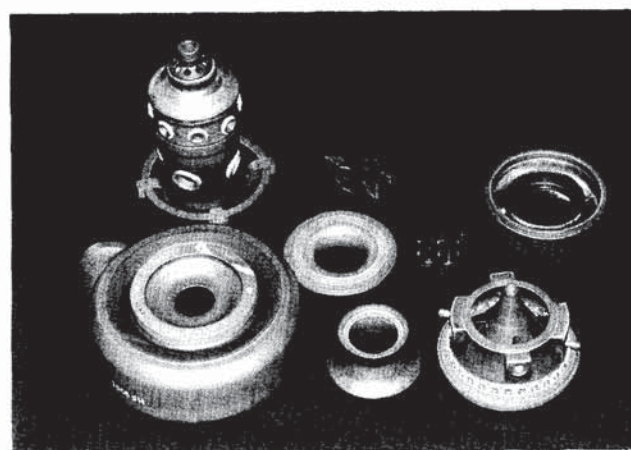


写真 1 CGT 303 用セラミック静止部材

3. 熱サイクル試験の方法

机上では予想出来ない現象が実機では起こることを考え、可能な限り実機の条件に近づけることとした。すなわち、セラミックス静止部材とそれらを納めるエンジンケースは写真2に示すように

エンジン部材そのものを用い、セラミックス部材の保持方法も実機の場合と同一にした。セラミックス部材の適用は2段階に分け、第1段階としてシュラウドまでの上流側部材をセラミックス化し

表1 セラミック部材の材質と成形方法

名 称	材 質	成 形 法
燃焼器	Si_3N_4	排泥法
スクロールA	Si_3N_4	CIP
スクロールB	Si_3N_4	排泥法
スクロールC	Si_3N_4	鑄込成形法
GGTノズル	β -サイアロン	低圧射出成形法
	Si_3N_4	鑄込成形法
シュラウド	β -サイアロン	低圧射出成形法
	Si_3N_4	CIP
バックシュラウド	β -サイアロン	低圧射出成形法
	Si_3N_4	CIP
中間ダクトA	Si_3N_4	CIP
中間ダクトB	Si_3N_4	CIP
出力タービンノズル	Si_3N_4	射出成形法
排気ディフューザ	Si_3N_4	鑄込成形法+CIP

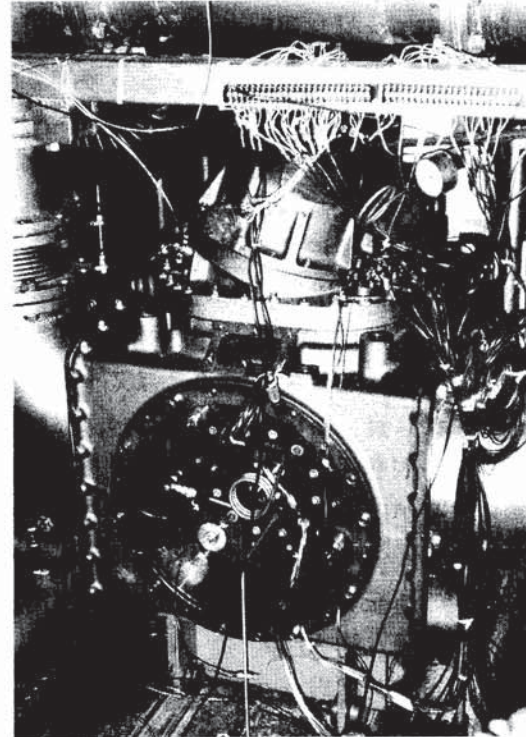


写真2 熱サイクル試験装置本体部の外観

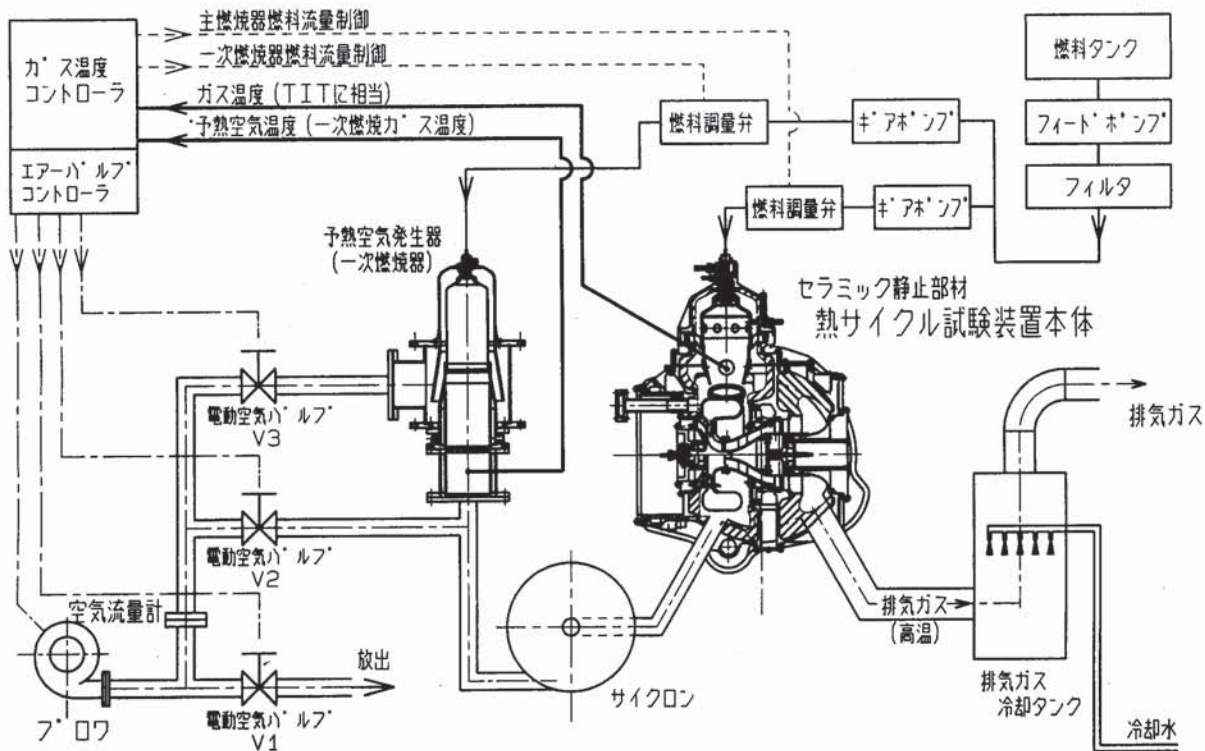


図2 熱サイクル試験装置システム図

た。上流側の問題を解決した後、第2段階として、中間ダクトから下流の部材をセラミックス化した。

図2に試験装置のシステム図を示す。熱交換器による空気加熱をシミュレートすることを可能とするため予熱用のバーナを空気側上流に持つ。しかし、初期のエンジン運転においては熱交換器を装着しない予定であったので、ここで報告する一連の試験では全て予熱用バーナを使用していない。すなわち、セラミックス部材の反ガス通路面はブローアから送られる約200°Cの燃焼用空気（実機では圧縮機出口温度）に接触することになる。燃焼ガス温度は600～1200°Cの範囲で変更した。このように温度場はほぼ実機と等価な条件を設定した。実機と等価な熱流束を得るにはヌッセルト数を同一にすれば良いとの考えに基づき、試験装置の空気流量を約900 m³/hrと設定した。これは両者のガス流速がほぼ等しくなる流量である。

温度スケジュールは先行的に実施したメタルガスタービンの運転データを参考にして設定した。

- ・立上り時間 約30秒
- ・アイドリング相当ガス温度 750°C
- ・立上げ後、150°C/分で昇温
- ・所定の温度を約10～15分間保持
- ・150°C/分で降温
- ・750°Cで2分間保持した後、停止
- ・2分間自然冷却した後、強制冷却

図3にガス温度1200°Cでの温度スケジュールを示す。

4. 試験結果

ガス温度600～1200°Cまでの熱サイクル試験を累計約600回実施した。この間、いくつかの部材

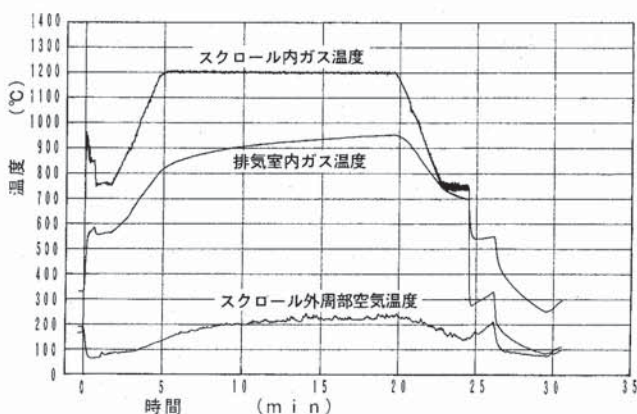


図3 熱サイクル試験の温度スケジュール

は破損し、形状変更や材質変更を必要とした。その一方では、信頼性が心配された燃焼器やスクロールは大形部材であるにもかかわらず破損することは無かった。セラミックス静止部材の主要なものについて実機に適用するまでの検討結果を以下に述べる。

(1) 燃焼器

初期のエンジンには確実な着火性と保炎性を優先して従来技術に基づく拡散燃焼器を使用し、低NO_x化をねらいとした予混合希薄燃焼器が開発された時点で換装することになっている。従って、ここでの記述は単筒缶型の拡散燃焼器に関するものである。

図4に燃焼器の構造と支持方法を示す。燃焼器上部に設けたスプリングで燃焼器を下方に押付け、燃焼器下部の傾斜部を4点で支える。燃焼器と支えの間には緩衝材としてセラミックス繊維を挟んでいる。燃焼器ライナーは過大な熱応力の発生を避けるために3分割されており、それぞれの合せ面は芯ズレを吸収できるように球面としている。

燃焼器ライナは取付に伴う機械的な応力と、内部に高温の炎を保持するために熱的にも過酷な条件下におかれる。特にエンジンが急停止した場合には、希釈孔を通して冷たい空気が流れ込むため、希釈孔回りに高い引張応力の発生が予想された。そこで、燃焼器ライナに関しては、形状や分割方

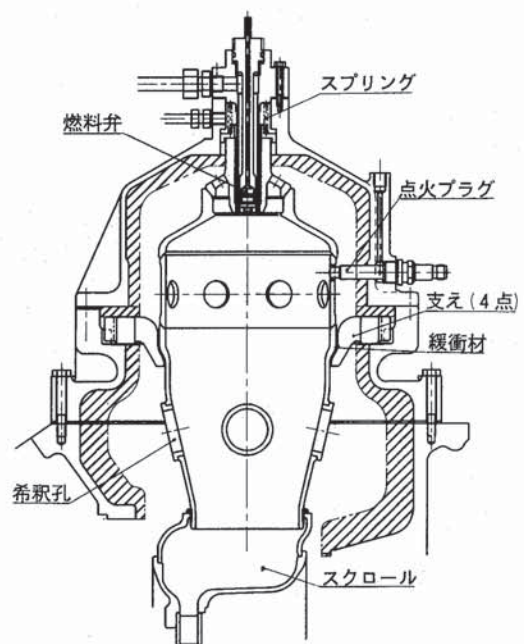


図4 燃焼器の構造と支持方法

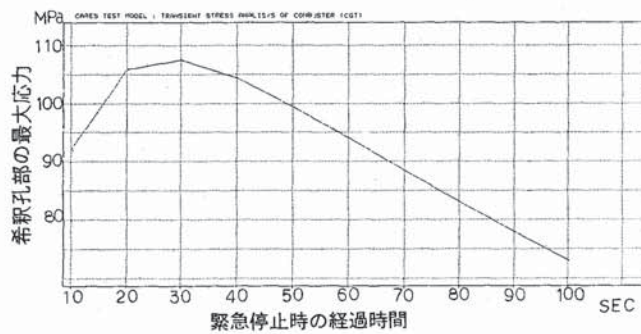


図5 燃焼器の熱応力解析結果

法の検討に併せ、熱応力とそれに基づく寿命の予測を行った。解析はエンジンが定格運転中 (TIT = 1350°C) に急停止した場合を想定し、瞬時に全てのガス温度を室温まで降下させた場合の非定常の熱応力解析を行った。その結果、図5に示すように非常停止後30秒で最大の引張応力が希釈孔の内縁に107 MPa生じると予測された。

以上の結果とテストピースで得られた材料特性値を用いて、NASA/CARESによる燃焼器の信頼性評価を行った。CARESはNASA Lewis研究所で開発されたセラミックスの即時破損に対する信頼性を計算するプログラムで、多軸応力下でクラックの分散、主応力方向に対する傾きおよび、剪断破壊に対する依存性を加味した評価ができる。

内部破壊と表面破壊を別々に評価し、トータルの破壊確率を計算した結果、図6に示すように燃焼器の破壊確率は 2.46×10^{-9} となり、セラミック燃焼器は十分に高い信頼性を持つと評価された。この予測を裏付けるように約600サイクルに及ぶ熱サイクル試験を通し、一度も破損することは無

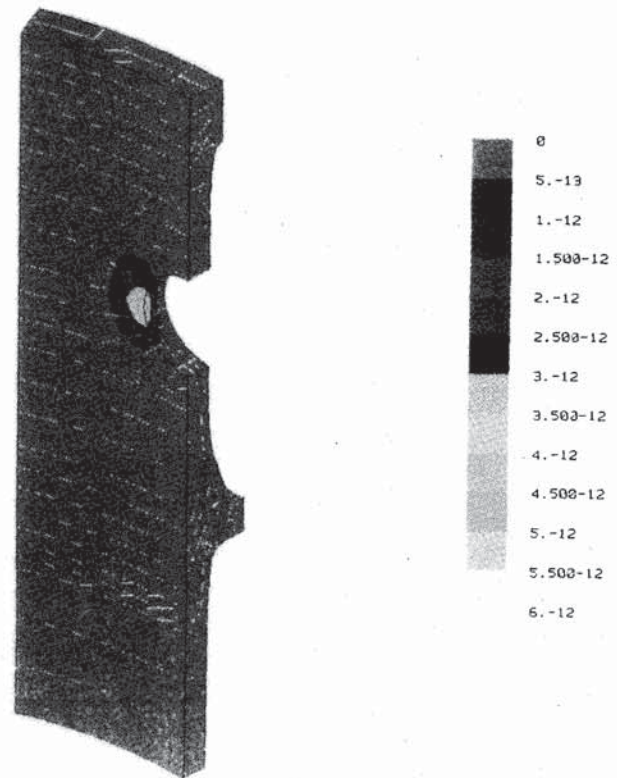


図6 燃焼器の信頼性評価結果

かった。

燃焼器に係わる問題点としては、希釈孔を固定する接着剤の脱落がある。熱応力の緩和をねらいとして円環状のカラーを燃焼器ライナーに嵌め込んでいるが、接着剤の脱落はFODの原因となる危険性がある。別ピース構造を採らなくても破損しない実績もあるので、今後は燃焼器ライナに直接希釈穴をあける構造に変更して行く。

(2) スクロール

スクロールは直径が400 mmを越える薄肉 (5 mm) の大形部材である。熱応力の低減と造形を容

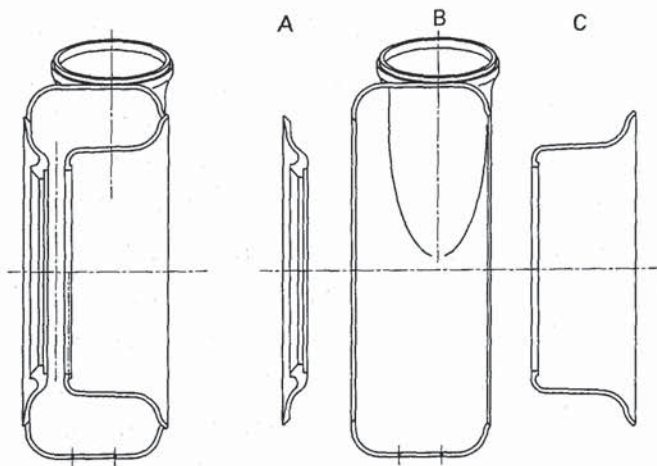


図7 3分割したスクロール

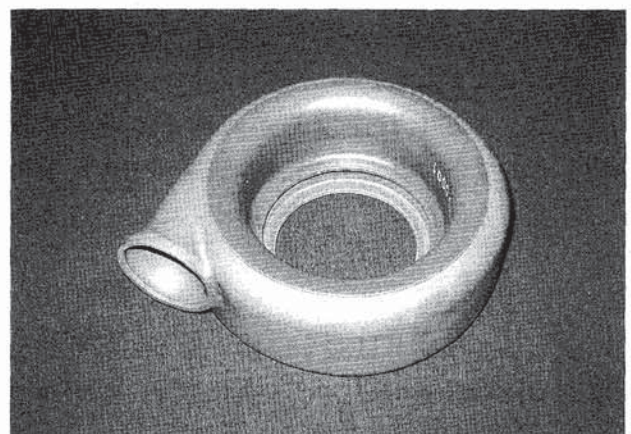


写真3 スクロール組合せ状況

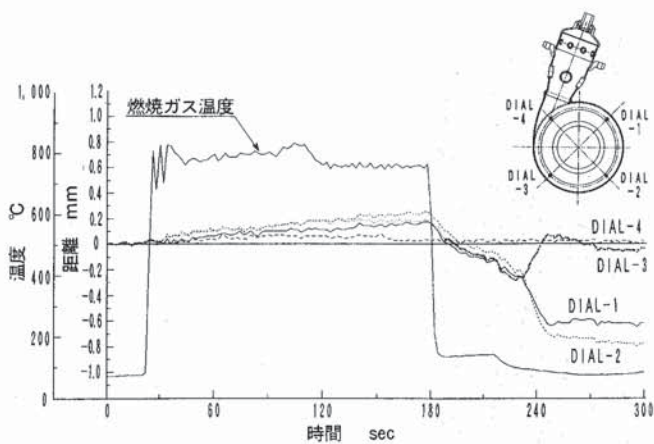


図8 スクロールBの動き

易にする点から分割する必要があった。分割箇所が種々検討されたが、結果として図7に示すような3分割構造を採った。造形当初の焼成品は変形の大きなものであったが、セラミックスメーカーの改善努力により、現在では写真3に示すような形状精度の高いスクロールが得られるようになった。

オリジナル設計ではスクロールの合せ面はテーパ合せとなっており、軸方向のスプリング荷重により、自動的にスクロール、GGTノズル、シュラウドなどの心が保たれることをねらいとしていた。しかし、スクロールの動きを実測してみると図8に示すように冷却過程においてスクロールBが傾くことが判った（この場合GGTノズルを装着していない）。スクロールBの燃焼器さし込み部分の剛性が高いために変形が不均一となり、この局所的な当り部分を中心にしてスクロールAが回転するように動くことが分解時に確認された。当初期待していたような心の保持機能が得られないばかりでなくGGTノズルにとって危険であることが明らかとなったので、突き合せ部はインロー構造に変更した。

スクロールCには燃焼器から出た高温ガスが衝突するので熱サイクル試験の結果が心配されたが、燃焼器と同様に一度も破損することは無かった。

(3) バックシュラウド

バックシュラウドは図9に示すように形状をして、背面の4本のピンでスクロール、シュラウド、GGTノズルなどを支える重要な部材である。当初の形状は図9・左に示すような周囲4箇所

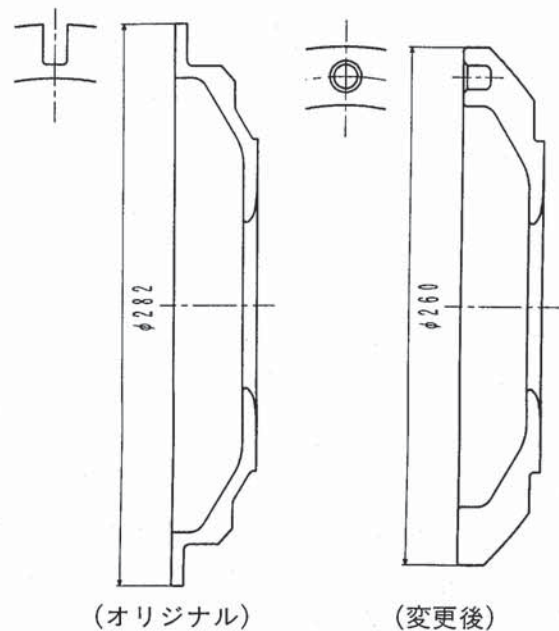


図9 バックシュラウド

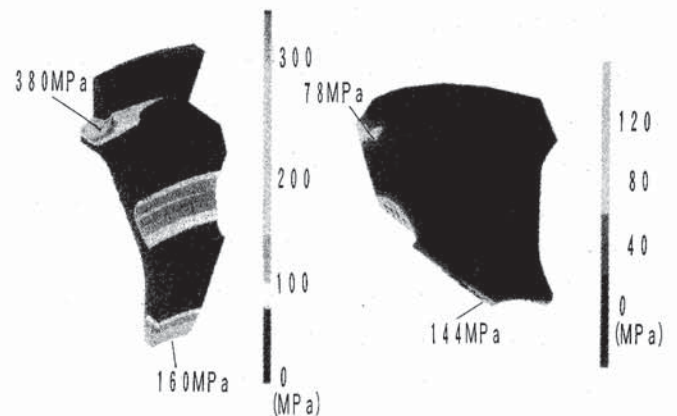


図10 バックシュラウドの熱応力解析結果

位置決め用ピンが納まるミゾがあったが、成形過程においてミゾ底を起点としてクラックが多発した。また、実機に装着した場合でも、ミゾ底に高い応力が発生することが予想された（図10）ので、図9・右に示すようにミゾをピン穴に変更した。これに伴って外径を小さくすることが可能となったため造形上及び応力上の問題が解決した。

バックシュラウド、シュラウド、GGTノズルの3部材は高温の高速ガスに晒されるので靱性は低い耐酸化性の高いβ-サイアロンを使用することで計画された。しかし、β-サイアロンは表面粗さによって強度が大きく影響を受けること、また、熱伝導率が小さいことから熱応力が高くなるなどの欠点が明らかとなった。従って、燃焼残渣物などの異物による衝突キズにつき易いGGTノズル

をはじめシュラウド、バックシュラウドに対して β -サイアロンを使用することは危険であると判断した。以後、材質を窒素珪素に変更し、1200°Cまでの熱サイクル試験をクリアした。

(4) 中間ダクト A

ガス%温度 1000°Cの熱サイクル試験において中間ダクト A が位置決め用ピン穴を起点として写真 4 に示すように破損した。ピン穴周辺に高い熱応力が発生し、これに位置決めに伴うピンの荷重が加わったものと思われた。この対策として図 11 に示すようにダクト部とツバ部を分離することにより熱応力を緩和するとともにツバ部をメタル (IN601, 内周部に断熱容射) として予期し

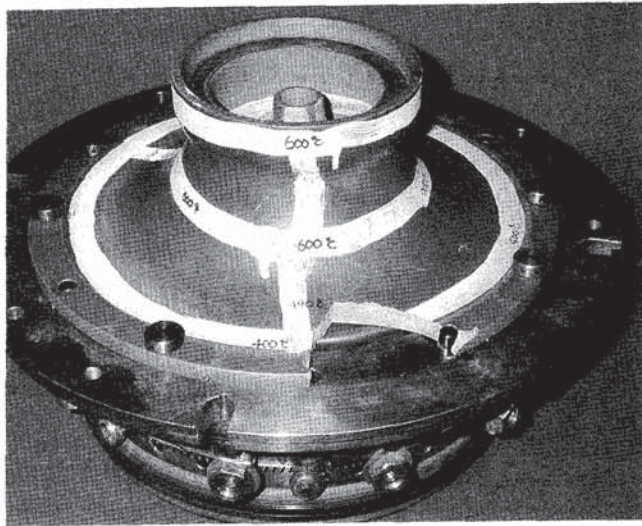


写真 4 破損した中間ダクト

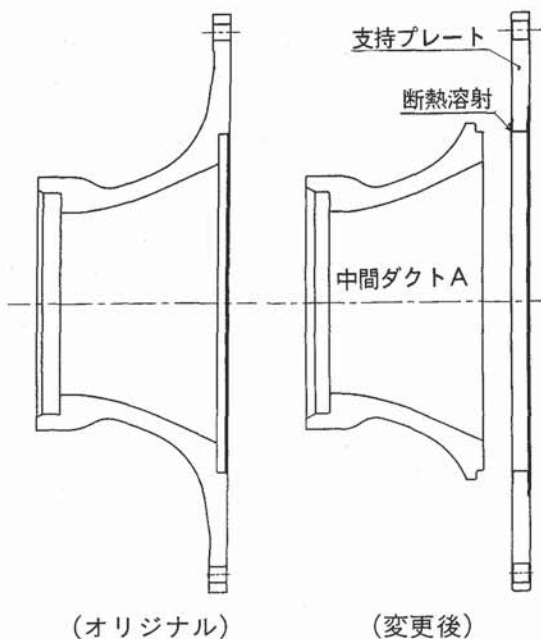


図 11 中間ダクト A

ない機械的応力に備えた。

これを機会に各セラミック部の温度を実測することとした。サーモペイントやサーモカップルシートによる計測も試みたが、信頼性に乏しいので、金属部材の場合と同様にセラミック部材に小穴をあけ (超音波加工) シース熱電対を埋め込む方法を試みた。写真 5 に熱電対を埋め込んだ様子を、また図 12 には中間ダクト A での計測結果の一例を示す。このようにして得られた実測データを用いて熱応力や変形の予測を見直し、改善につないだ。

(5) 中間ダクト B

図 13 に示すように中間ダクト B はメインサポート (メタル) に保持され、軸方向の位置決めは 2 本のセラミックピンでなされる。メインサポートはエンジンケースとの間で軸方向に摺動するようになっており、メインサポートのツバ部に設けたスプリングでセラミック部材をエンジン前

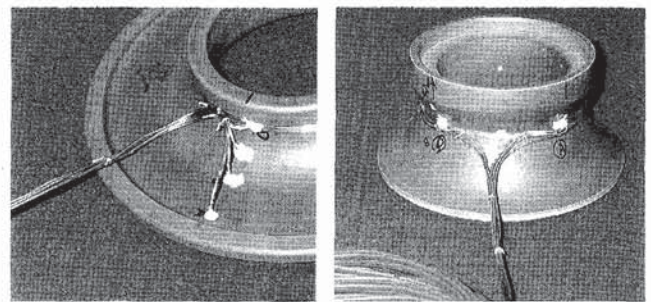


写真 5 熱電対を埋め込んだ状態

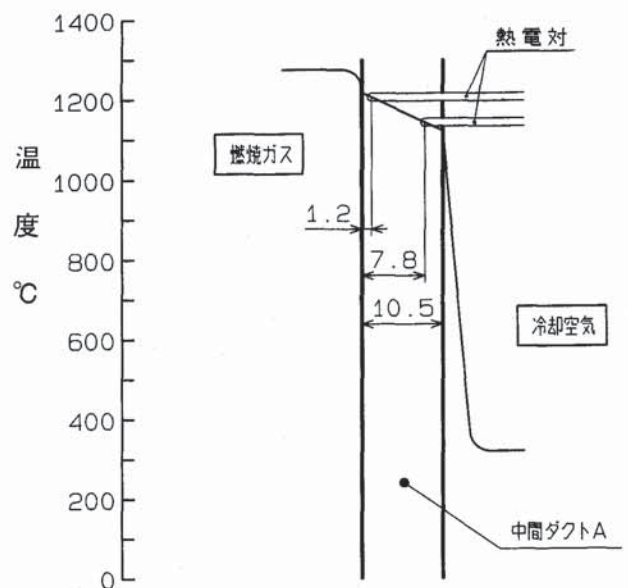


図 12 温度計測結果の一例

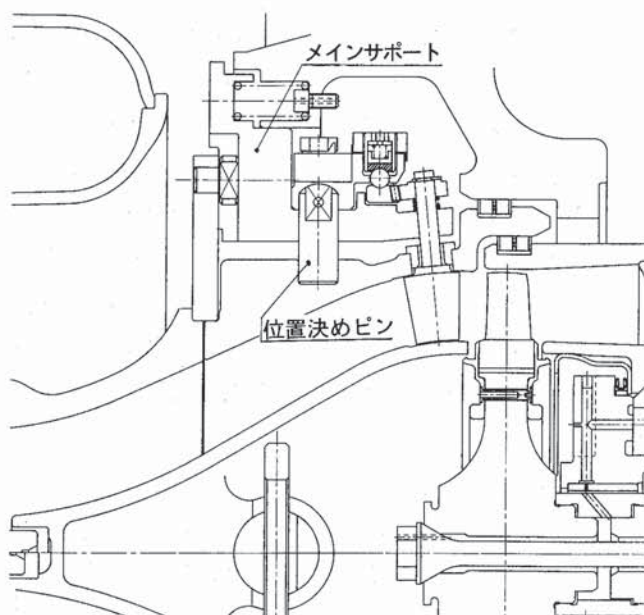


図13 オリジナル設計のメインサポート周辺部

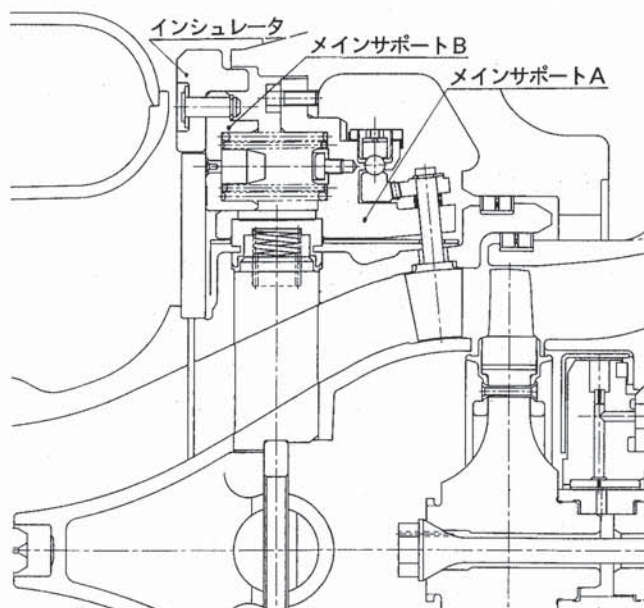


図14 新設計のメインサポート周辺部

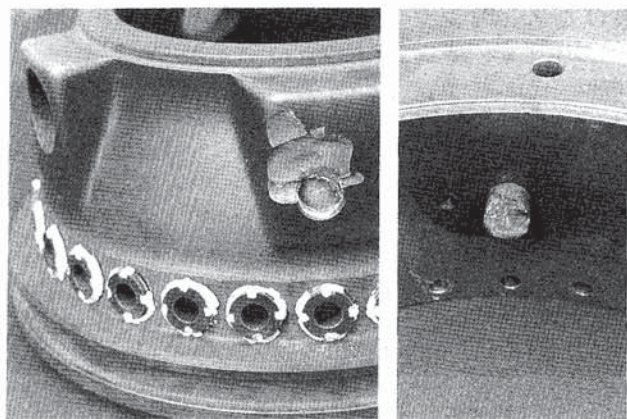


写真6 破損した中間ダクトB

方へ焼く 800 kgf で押付ける。セラミック部材などの熱膨張はメインサポートが摺動することで吸収する。

ガス温度 1200°C の熱サイクル試験で写真 6 に示すように中間ダクト B の位置決めピンが破損するとともにピン穴周辺が破損した。原因はメインサポートがエンジンケースとの間でスティックしたためセラミック部材の熱膨張を位置決めピンが直接受けたものと推測された。対策として中間ダクト B とメインサポートの間にインシュレータ（セラミック繊維）を入れて、輻射熱を防ぐとともに、メインサポート外周部に固体潤滑剤を入れてエンジンケースとの摺動を保った。これらの

経験を基に、メインサポート部の構造を見直し、図 14 に示すように変更した。すなわち、中間ダクト A までのセラミック部材をエンジン前方へ押つける機能を独立させ、中間ダクト B と出力タービンノズルの可変機構はメインサポート A を介してエンジンケースに固定する構造とした。

5. あとがき

種々の改善を加えながら最終的には 1200°C の熱サイクル試験において破損しないセラミック部材の形状とそれを保持するメタル部材の構造を確立することが出来た。また、これらのセラミック部材をエンジンに組込んで約 30 分間ではあるがタービン入口温度 1200°C での運転に成功した。

このように、大形セラミック部材に対してもエンジン部材として使用できる目処が得られた。温度計測用の穴を多数あけても壊れないことやクラックの進展が部材内で止まっているのを見るにつけ、セラミックスがエンジン部材として使える域に近づいているのを実感しているが、分解組立などを通して、もっと靱性が欲しいというのが偽らざる気持ちである。静止部材を対象として強度よりも靱性を追求した材料開発があっても良いのではなかろうか。

最後に関係各位の多大なご協力に対し深甚の謝意を表したい。

100 kW 自動車用セラミックガスタービンの研究開発

財石油産業活性化センター 渡 辺 誠

1. はじめに

次世代自動車用エンジンとしてのセラミックガスタービン (CGT) の開発が進んでいる。動力源としてのガスタービンは、高効率、多種燃料適合性、低公害性(排気ガスの清浄性、低騒音性)、エンジン構造の単純さと軽量等の面で、他のエンジンに比べ優れた特性を有しているため、航空用、発電用等に広く利用されているが、自動車用エンジンとしては、欧米では10年以上も前からエンジン部品のセラミック化によって将来のエンジンとして高温化、高効率化を図る研究開発が実施されてきたものの、技術課題が多く未完成となっている。

わが国における自動車用 CGT の研究開発は、わが国のエネルギー政策上、1990 年より通産省資源エネルギー庁の支援のもとに財石油産業活性化センター (PEC) の技術開発事業としてスタートした。この開発事業は、小型自動車エンジン用として、エンジン要素の開発とともに、高効率、優れた排気ガス特性を持つ自動車用燃焼器の開発、新しい素材である複合セラミックによる部品化の技術開発、耐熱性潤滑油の開発などの開発テーマを持ち、開発期間7年間と開発費150億円をかけた総合的なプロジェクトとなっている。1993 年は開発期間の中間点を過ぎた時期なので、これまでの技術成果と今後の見通しについて述べたい。

2. 石油資源と自動車

政府の1990年に発表した長期エネルギー需給見通しによると、2000年度のエネルギー供給量は、石油換算で、約5.97億キロリットル、うち石油は51.6%となっている。そして今後とも石油依存度は、依然として大半を占めると見通されており、経済性、利便性、安全性の高い石油は、21世紀においてエネルギーの主役であり、その有効かつ効率的な活用が日本の大きな課題となっている。

石油需要の伸びを油種別にみると、ガソリン、灯油、軽油などの軽質油の増加が著しく、石油製品需要構造の軽質化傾向が進んでいる。軽油の高い伸びは、トラック輸送や宅配便といった物流がとくに活発になったことによるものであるし、ガソリンの伸びはより便利な生活の要求に支えられている(図1)⁽¹⁾。

石油製品は、原油から精製過程で得られる石油製品の得率(生産割合)が、ほぼ一定である「連産品」である特徴があり、製品需要のバランスを取るため、原油の油種や蒸留装置の収率等の変更によって対応しているが、ガソリンや軽油などの特性製品だけを増産するということは大変困難なことである(図2)。もしガソリン、軽油に限ることなく自動車用燃料として他の油種が利用できれば、石油資源の有効活用にこれほど有益なことはない。

また、最近では、自動車を取り巻く環境問題が厳しくなっている。NO_x等の排気ガス、エンジンの騒音、特に軽油を燃料とするディーゼルエンジンを搭載したトラック、バスの対策は、新しいエンジンの開発によって速やかに解決されなければならない。

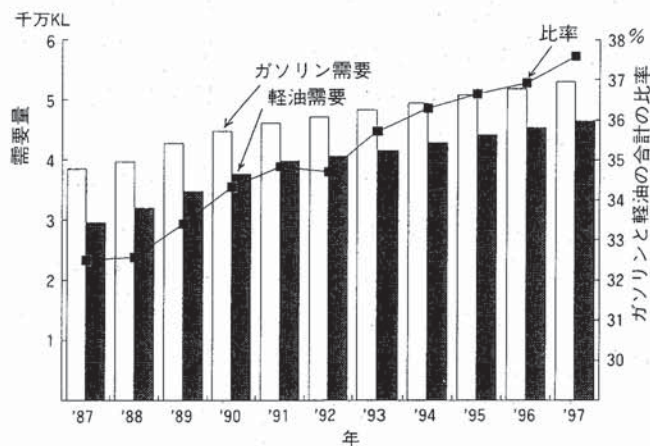


図1 ガソリン、軽油の需要推移

(平成6年9月21日原稿受付)

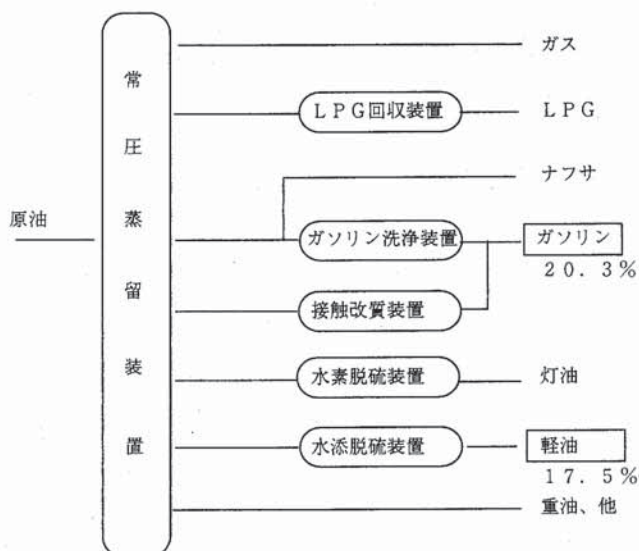


図2 石油の精製

□ は自動車用
 (数字は生産得率例)

3. 自動車とガスタービン

ガスタービンは、次のような特長を持つ。

- (1) 単位重量当りの出力が大きい
- (2) 連続燃焼であり排出ガスがよりクリーンである
- (3) 各種燃料の使用が可能
- (4) 排気音は高周波成分が多く消音が容易
- (5) 回転運動なので振動が少ない
- (6) 冷却水が不要で軽量化可能
- (7) 寒冷地の始動性がよい

しかし、現状では熱効率が低く、小型の自動車用エンジンとしてはピストンエンジンには対応できない。この解決には、タービン入口温度(TIT)をあげ、かつ排気熱回収を十分に行う必要がある。タービン入口温度を1350°Cに上げれば、熱交換器付で40%以上の熱効率が得られ、燃費を改善することが期待できる。

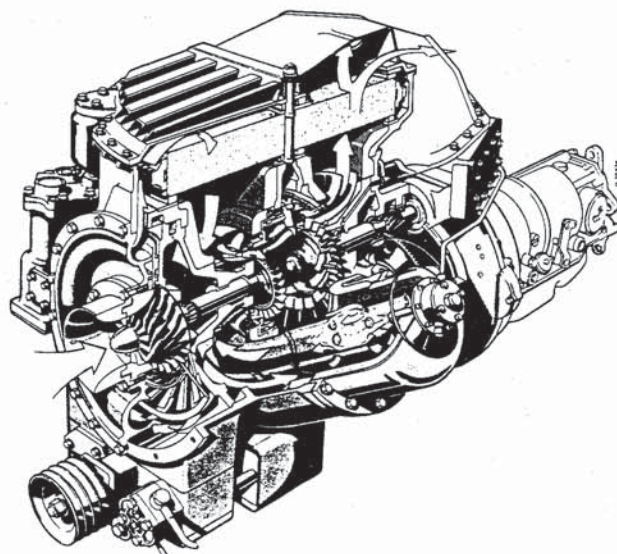
タービン入口温度を1350°Cにして冷却を行わずに熱を有効に利用するためのエンジン材料は、耐熱性のあるセラミック材料によらなければならない。ここにセラミックガスタービンの開発が必要となる理由がある。

ガスタービン（金属製）を自動車用エンジンに適用しようとの試みは、既に1940年代から英国Rover、米国のGM、Chrysler(後にFordも開発を開始)が競争用自動車、トラック、バス用とし

て開発を進め、一部のメーカーでは、1970年台初めには実用化一歩手前まで開発が進んだ。

その後、米国では、1976年に国家プロジェクトとしてセラミック材のガスタービンへの適用技術開発CATE (Ceramic Applications in Turbine Engine) プロジェクトを開始し、GMの開発したグレイハウンドバス用メタルガスタービンについて、その高温部品をセラミックス化する開発を行った。そして、1980年には先進的な自動車用セラミックガスタービンの開発をめざしたAGT (Advanced Gas Turbine) プログラムを発足させ、GMのチームとGarrett/Fordの2つのチームにその開発を委託した。さらに、1987年には、セラミックス適用技術の研究開発を中心としてATTAP (Advanced Turbine Technology Application Project) プロジェクトを発足させ、耐熱材料としてのセラミックを改良し部品適用技術の開発を行って、信頼性、耐久性に優れたCGTの技術開発を目指した。現在は、セラミック部材のコスト削減に重点をおいた開発プログラムとなっている。

欧州においても米国の場合と同様に、自動車用を中心にセラミックガスタービンの研究開発が続けられてきた。1974年より西独研究技術省の援助のもとに、Daimler Benz (図3)、Folks Wagen, MTUが開発に参加し、また、スウェーデンでは政府の援助のもと、3軸式のガスタービンを開発し、その後セラミックス化の研究を進めた。

図3 Daimler-BenzのCGT⁽²⁾

最近、ECのEUREKA計画の一環としてAGATA計画とよばれる自動車用セラミックガスタービンの開発計画がスタートし、フランスのPSA、スウェーデンのVOLVO等各社が参加して60 kwのCGTによるハイブリッド自動車の共同開発を進めている。

日本では、金属製ガスタービンを乗用車、バス、トラックに搭載する動きが1970年代からトヨタ、日産、三菱自動車において開始された。高効率化を図るためのエンジン全体をセラック化する計画は、1988年の調査から始まり、その結果以下の理由により自動車用セラミックガスタービン(CGT)の開発を、国家プロジェクトとして国の総合力を結集することになった。

- (1) 自動車の燃料経済性、環境適応性への対応は、一企業、一業界のレベルで解決できる問題ではなく、国として総合的に取り組むべきである。
- (2) 近年セラミック材料の技術進歩により、エンジン高温化の可能性が高まり、欧米では国家プロジェクトが発足し開発が進められている。日本のCGTの技術格差を解消し、互いに技術交流を深めることは国際協調の在り方として望ましい。
- (3) 国家プロジェクトとして開発を推進すれば、関連産業分野への波及効果がきわめて大きい。

そこで、1990年より石油業界、自動車業界、セラミック業界が集まり、通産省の補助のもとに(財)石油産業活性化センターの事業として、100 kW自動車用セラミックガスタービンの共同開発プロジェクトが発足することになった。

4. (財)石油産業活性化センターの役割

石油業界を中心にして石油開発、エンジニアリング、機械、電機、シンクタンク、金融など広範囲な関連産業の賛同を得て、石油全般にわたる調査研究および技術開発、石油産業の構造改善等を総合的に推進することにより、石油産業の活性化を促進するための中核的機関として1986年に設立されたのが、(財)石油産業活性化センター(英文名Petroleum Energy Center, 略称PEC)である。最近の技術開発事業には、石油製品利用の効率と快適性を向上するための技術開発、石油溜分を活用し、石油産業の多角化を推進するための技術開発、石油精製の高効率化に関する技術開発、リン酸型燃料電池の実証化研究、宇宙航空用石油ピッチ系複合材料の研究開発、自動車用セラミックガスタービン(CGT)に関する技術開発などがあり、1992年には、石油基盤技術研究所を千葉県に設置するなど活発な活動を展開している。

CGTの研究開発事業は、1990年9月に本センター内に設置されたCGT開発室を事務局として、参加会社、団体による研究室、委員会によって運営されている。図4にCGTの研究開発体制を示す。

5. 自動車用セラミックガスタービンの開発概要

自動車用セラミックガスタービンの研究開発基本目標を表1に示す。

そして想定しているガスタービンのモックアップモデルを写真1に示す。

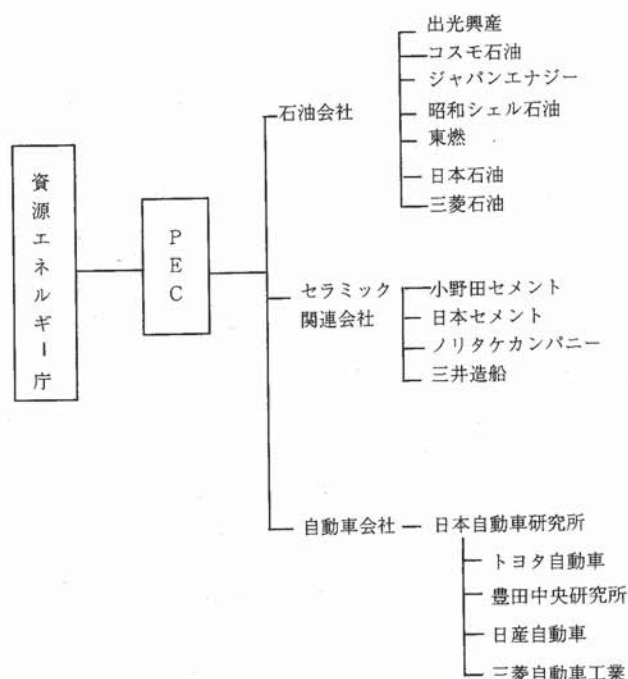


図4 開発体制

表1 自動車用CGTの開発基本目標

多種燃料燃焼技術の実証	低オクタン価軽質留分(ライトナフサ等)、低セタン価灯軽油留分(分解軽油等)を燃料とする自動車用CGT燃焼器を開発し、耐久性100時間以上を実証する。
自動車用CGTの実証	高温部材をセラミック化し、タービン入口温度1,350℃で下記の性能をもつ自動車用CGTを開発し、耐久性100時間以上を実証する。 出力 100kW 最良燃費点の熱効率 40%以上 ガソリン乗用車排出ガス規制値以下

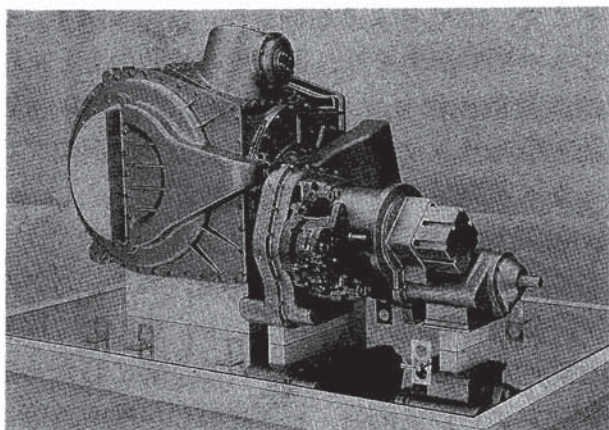


写真1 自動車用 CGT モックアップモデル

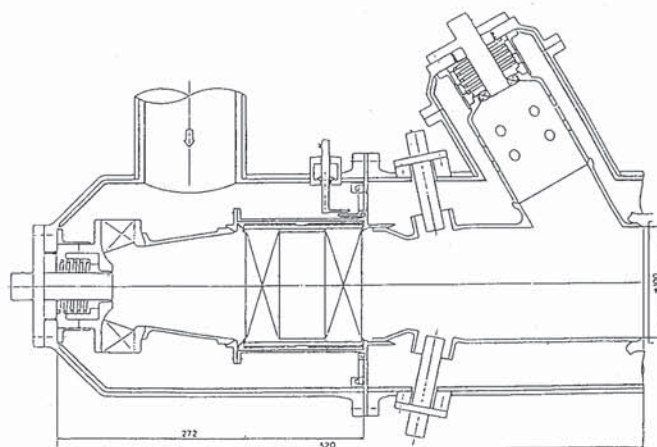


図5 複合型触媒燃料方式の例

基本目標を達成するための技術的課題と現在の開発状況は以下の通りである⁽³⁾。

(1) 多種燃料適用技術の開発

自動車用セラミックガスタービンの燃焼器としては、タービン入口温度が 1350°C であること、低公害燃焼を実現すること、燃焼に起因する異物によるローター等の損傷がないこと、激しい負荷変動、温度変動に耐え、応答性に優れていること、長時間の耐久性があること、そして自動車搭載用として小型であることなどの条件を満たす必要がある。

本プロジェクトでは、燃焼方式として触媒燃焼を取り上げ、自動車用としての技術開発を開始した。

触媒燃焼方式では、熱効率がよい上に、 NO_x の発生を低く抑えることが期待できるが、高温に耐える触媒材料を捜すことが課題となっている。触媒の後段に拡散燃焼部を持つ、複合型触媒燃焼方式により、触媒の熱負荷を低減させると同時に低 NO_x 化(NO_x 排出量 1 g/kg-fuel 以下)を実現することが期待されている(図5)。

(2) 高温耐熱性セラミック複合材の開発

ガスタービンのロータ、燃焼器、シュラウド等のエンジン部材は、 $1200\sim 1500^{\circ}\text{C}$ の高温に耐えなければならず、かつ耐熱応力、耐衝撃性の要求から靱性に優れた耐熱材料を開発しなければならない。そこで、モノリシックセラミック材料の弱点を補うためセラミック系耐熱複合材料の開発およびその部品化のための製造、加工、評価技術の開発を進めている。材料系としては、炭素繊維強化セラミック複合材、窒化珪素系複合材、炭化珪素

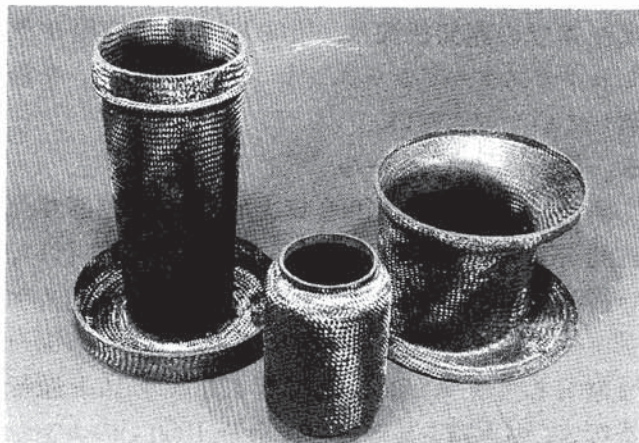
表2 複合セラミックの開発目標値

		評価項目	開発目標値
駆動部材	高強度材	高温強度	750MPa(1200℃)
		破壊靱性	8MPa・m ^{1/2} (短繊維系)
		耐酸化性	1200℃×200時間後上記強度を満足
静止部材	高強度材	高温強度	750MPa(1200℃)
		破壊靱性	8MPa・m ^{1/2} (短繊維系)
		耐酸化性	1200℃×200時間後上記強度を満足
止部材	高化温耐酸材	高温強度	400MPa(1450℃)
		破壊靱性	7MPa・m ^{1/2} (短繊維系)
		破壊エネルギー	4×10 ³ J/m ² (長繊維系)
	高材靱性	耐酸化性	1450℃×200時間後上記強度を満足
		高温強度	500MPa(1250℃)
		破壊エネルギー	10×10 ³ J/m ² (長繊維系)
	耐酸化性	1250℃×200時間後上記強度を満足	

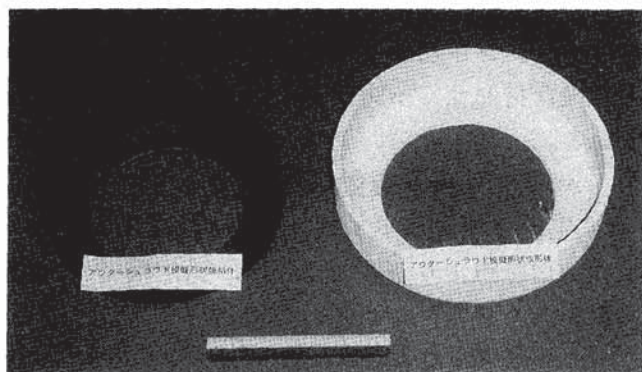
系複合材を取り上げ、それぞれエンジン部品の開発が進めている。表2に材料の開発目標値を示す。複合セラミックの特性を明示するため、破壊エネルギー値の目標をとりいれている。

炭素繊維強化複合材では、シュラウドなど静止部品を目指し、耐酸化性付与技術の研究が進んでおり、現状では、炭素繊維の三次元織物により接合部のない一体型燃焼筒や各種静止部材を開発し、熱衝撃破壊試験において高い信頼性を実証している。セラミック前駆体ポリマーを用いた窒化珪素系複合材では、ホウ素含有ポリマーの合成による熱安定性向上の技術開発をすすめており、セラミックス系長繊維を用いた積層織物への繰返し含浸焼成法により、高強度で耐熱性の高い複合材を開発している。これらの材料は、タービン静止部材への利用が期待できる。炭化珪素系では、粒子、ウイスカー強化により燃焼器ライナーなどの部品を検討しており、粒子分散系では高強度を達成し、

また三元系（粒子/炭素繊維強化炭化珪素）では強度、靱性のバランスのとれた材料を開発し、オリ



(1)



(2)

写真2 複合セラミック部品の試作例

フィスライナーを中心とする燃焼筒パーツへの部品化が期待されている。写真2-(1)(2)に複合材による部品の試作例を示す。

また、複合材料そのものが新しいために複合材評価法、たとえば、強度の試験法なども同時に開発しながら材料の開発も進めている。図6に材料評価法開発スケジュールを示す。

(3) 高温耐熱性潤滑油の開発

セラミックガスタービン用潤滑油は、高温高速環境下で耐熱性、耐摩耗性、酸化安定性が要求され、エンジン停止時のヒートソークバックによる耐劣化性が要求される。そのため合成油による耐熱性潤滑油の開発と、高温、高回転の作動条件をシミュレートする潤滑油性能評価法の研究を行っている。現段階で、酸化安定性/極圧性バランス型潤滑油を開発して、高温高速軸受耐久試験及び減速機耐久試験に好性能を発揮し、酸化安定性と極圧下の潤滑性を両立させた潤滑油を開発している。写真3に石油基盤技術研究所に設置した高温高速潤滑油試験機に示す。

(4) ガスタービン要素技術の開発

ガスタービンは、車両用エンジンとしてはトルク特性から2軸式が望ましいとされているが、本プロジェクトのエンジンとしては、再生一軸式にCVTを組み合わせた方式を選択した。これは、現

	1990年	1991年	1992年	1993年	1994年	1995年	1996年
基本物性		ヤング率、比熱他			(測定)		
機械特性	曲げ強さ				(測定)		まとめ
		引っ張り強さ			(測定)		
	破壊靱性				(測定)		
			破壊エネルギー		(測定)		
				繰返し疲労			
					クリープ		
	耐酸化性				(測定)		

図6 複合材料評価手法の開発スケジュール

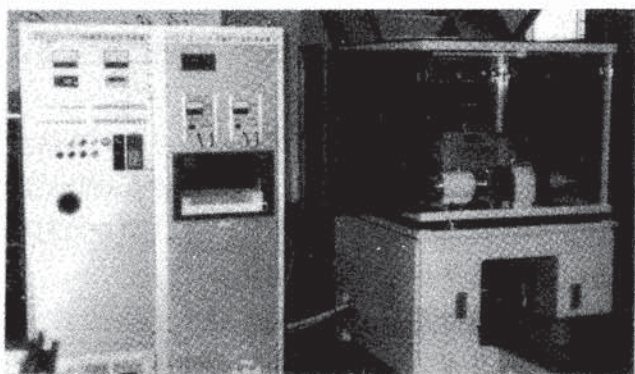


写真3 高温高速潤滑油試験機

状のセラミック材料の特性、部品化技術から、構造が簡単で部品点数を少なくすると共に、エンジン内部からの洩れによるエンジン性能低下を防ぐこと、またエンジン実用化に際しエンジンコストを下げる可能性があるためである。

エンジンとしては、タービン入口温度 1350℃、圧力比 5、定格回転数 11 万 rpm を定格点とし、目標達成のためには、高性能で作動範囲の広い空力部品の設計、耐熱構造材を使用した高温部品の信頼性を確保する部品設計、低 NO_x 燃焼器の設計、空気洩れの少ない高性能熱交換器の設計、部分負

荷でも損失の少ない高速軸系の設計、高性能エンジン制御システムの設計等が要求され、それぞれ具体的な設計、部品の試作評価をおこなっている。現在までの開発状況は、「100 kW 自動車用セラミックガスタービンエンジン開発の現状」を参照していただきたい。

6. 開発スケジュール

研究開発期間は、1990 年より 7 年間であり、1993 年には全体の見直しとして中間評価を行い、今後の計画を確認した⁽⁴⁾。図 7 に全体の開発スケジュールを示す。ガスタービンエンジンは、第一段階としてタービン入口温度 1200℃テスト運転を行い、引き続き最終目標である 1350℃のエンジン開発を行うことになっている。すでにモノリシックセラミックによるエンジン部品の組み立てを行いエンジン相当の評価を行っているが、近い内に複合材セラミックによる部材を評価する予定でいる。

7. ハイブリッド自動車の評価⁽⁵⁾

CGT ハイブリッドシステムのねらいは、CGT 単独の自動車よりさらに低公害、低燃費で、電機自動車より走行性能の優れた自動車を実現するこ

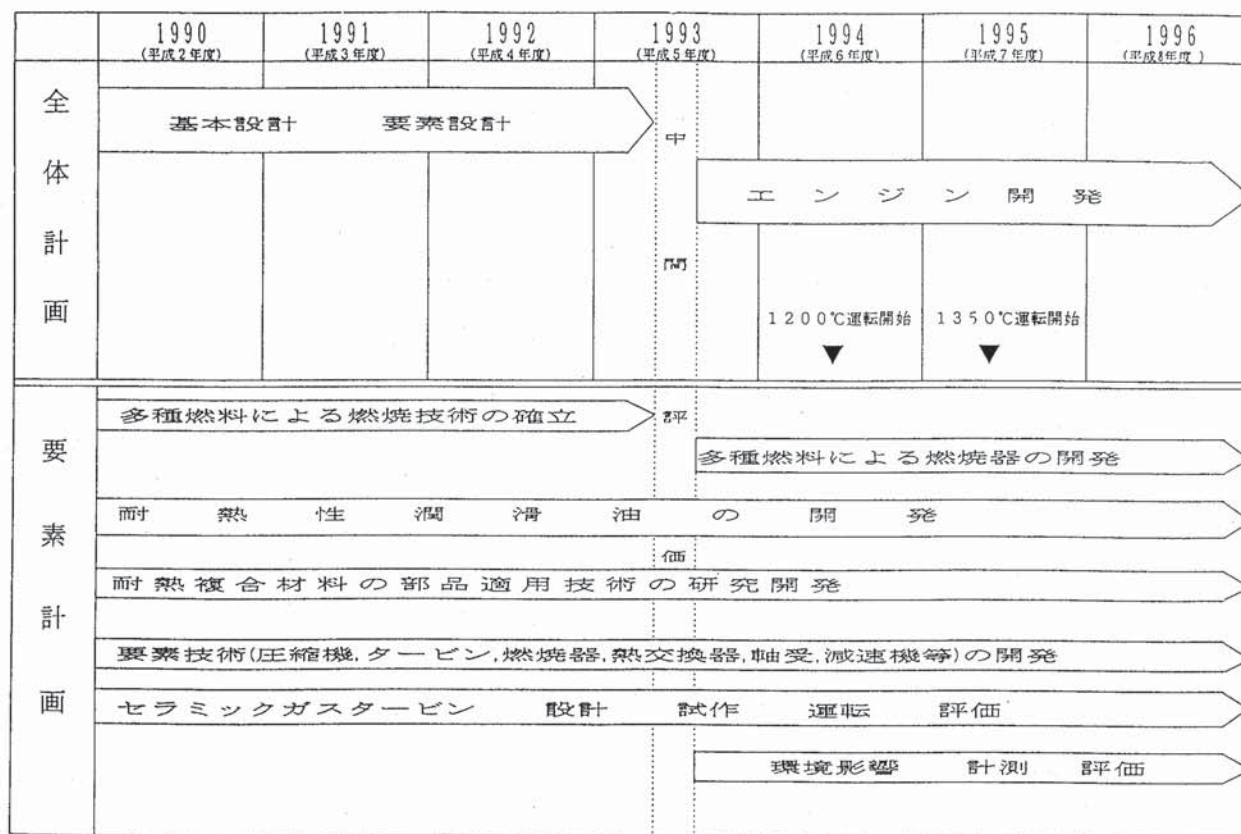


図7 開発スケジュール

とにある。同様の目的で、ガソリンエンジンと電池、あるいはディーゼルエンジンと電池とのハイブリッドシステムがこれまでに数多く開発されているが、CGT ハイブリッドシステムはまだ開発された例はない。そこで、その技術的可能性を評価し、開発課題を明らかにすることを目的としてハイブリッド自動車の調査を実施している。

この結果、CGT と電池のハイブリッド化は可能であり、このシステムを自動車用エンジンとして適用することは、現在の延長上の技術により実現できる可能性が高いことが明らかになった。

CGT ハイブリッドシステムの利用分野は、低公害、高効率の両立が最も強く望まれているディーゼル車代替が適していると考えられる。この市内で使用されるのは主として中型車と小型車であること、開発中の CGT の出力が 100 kW であることから、CGT ハイブリッドシステムの適用車種としては、中型ディーゼル車を想定するのが適当であると考えられる。

CGT/電池ハイブリッドシステムには、大きく分けてシリーズハイブリッドとパラレルハイブリッドの2つの方式があるが、両方式とも、技術的に特に解決が困難な問題はないと考えられる。

そこで、東京都内を走る都営バスをモデルとして 165 kW のディーゼルエンジン代替の例を調査している。概念図を図 8-(1)(2)に示す

8. 終わりに

自動車用セラミックガスタービンは、次世代の自動車用エンジンとして優れた特長をもっている。

わが国の開発は、1990 年から国のプロジェクトとして開発がスタートした。そして7年間の開発期間の中間点にあたる 1993 年には、開発目標を達成するために必要な総合的見直しを実施され、多くの評価しうる進展と今後の発展が期待されることとなった。しかし、このプロジェクトは、極めて高度な先端技術の集積であり、完成を目標とする 1996 年までにはまだまだ克服すべき課題が残っている。

このプロジェクトは、環境対応型の技術として

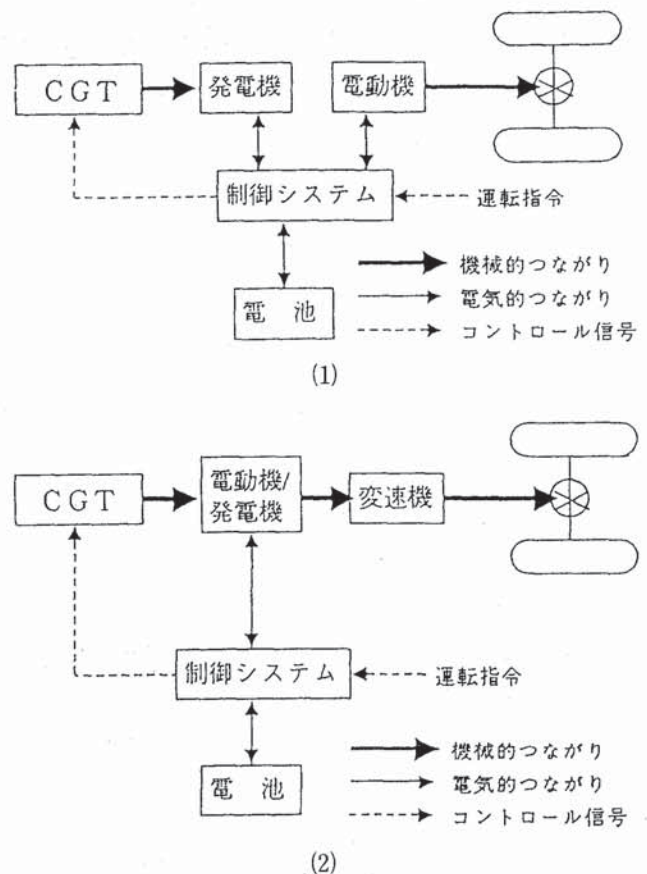


図 8 シリーズ(1), パラレル(2)方式のハイブリッドシステム

ますます社会的要請が強く、またこの成果は、開発中の欧米のプロジェクトにも影響をおよぼすものと考えられているで、開発に参加している業界、団体の協力のもとに早期完成を目指してプロジェクトの推進を図りたいと思う。

参考文献

- (1) 通産省 平成 4 年度石油資料
- (2) K. D. MÖRGENTHALER 1990 ASME Paper 90-GT-96
- (3) 財石油産業活性化センター「平成 5 年度自動車用セラミックガスタービン技術開発報告書」, PEC-93C01, 平成 6 年 3 月
- (4) 財石油産業活性化センター「自動車用セラミックガスタービン技術開発中間報告書」, 平成 6 年 6 月
- (5) 財石油産業活性化センター「平成 5 年度自動車用 CGT ハイブリッドシステムに関する調査報告書」, PEC-93C04, 平成 6 年 3 月

100 kW 自動車用セラミックガスタービン ーエンジン開発の現状ー

(財)日本自動車研究所 西 山 園
// 岩 井 益 美
// 中 沢 則 雄
// 佐々木 正 史
// 片 桐 晴 郎

1. はじめに

通産省資源エネルギー庁の支援の下に、平成2年度から(財)石油産業活性化センターにより推進されている100 kW 自動車用セラミックガスタービン(CGT)開発プロジェクトの中で、(財)日本自動車研究所は自動車各社(トヨタ、日産、三菱、豊田中研)の協力を得て、CGTエンジンの開発を進めている。

このプロジェクトのねらいは、CGTのポテンシャルを実証することにより、エンジン構成要素の性能の向上を図り、開発中の複合材も含めたセラミック材料の高温部品への適用技術を確立するとともに、これらの要素を組み合わせたエンジンを、要求される燃費、動力性能、排出ガス特性の面から、エンジンシステムとして総合的に評価することになっている。

開発日程は図1・1に示す通りであり、前半は要素技術の開発に重点を置き、要素単体並びに組み合わせた状態での特性評価を行い、後半にエンジンとして総合評価を行う予定になっている。プロジェクトの前半を経過し、平成5年度には各要素毎に中間評価が実施された。

本稿では、第2章でエンジン開発全般について開発の現状を紹介し、第3章以下で主要なエンジン要素である、圧縮機、タービン、燃焼器および熱交換器の開発状況について述べる。

2. エンジンの開発

エンジンの構造を図2・1に、構成するエンジン要素の要求性能と主要諸元を、表2・1に示す。このエンジンは遠心圧縮機1段、ラジアルタービン1段、缶型燃焼器、回転蓄熱式熱交換器で構成され

	H2 (90)	H3 (91)	H4 (92)	H5 (93)	H6 (94)	H7 (95)	H8 (96)
全 体 計 画	ENG 基本計画図						
	要 素 開 発 実 験						
	設計、試作				94/10	エンジン性能実験	
				設計、試作			
マイル ストーン	第1次 設計完了	要素単体 評価開始		エンジン 開発開始	組合テスト 1350℃ 運転開始	出力 目標メド	燃費 目標メド

図1・1 開発日程

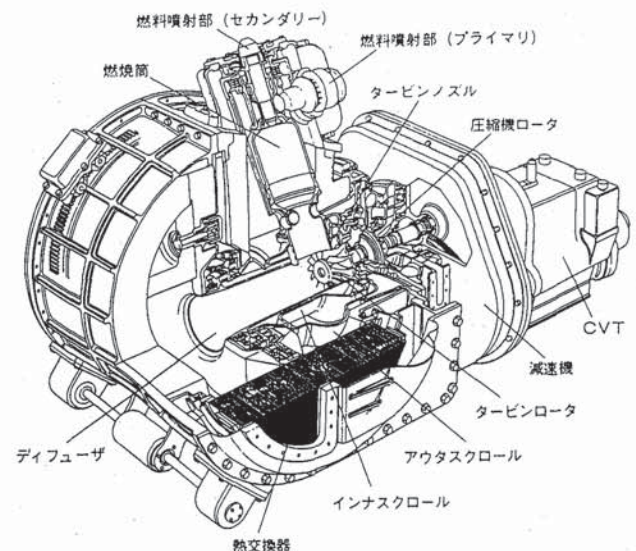


図2・1 エンジン構造

る1軸再生式であり、定格点のタービン入口温度1350℃、圧力比5、回転数110,000 rpmである。高い熱効率の実現を目標としているため、各要素には高い性能を要求している。

また、このエンジンはサイクル最高温度が高いこと、また高温部に主としてセラミック部品を用いているため、特徴ある構造を有しており、これを成立させるために以下の部品構造の開発を進めている。

(平成6年10月17日原稿受付)

表 2・1 エンジン各要素の要求性能と主要諸元

要素	形 式	主 要 諸 元	
エンジン	1軸 +CVT	出力	100 kW
		熱効率	40 %
		圧力比	5.0
		タービン入口温度	1350 ℃
		空気流量	0.445 kg/sec
		空気洩れ率	2.0 % (熱交換器以外)
		圧力損失率	6.7 % (熱交換器以外)
		動力損失	14.6 PS
圧縮機	遠心単段	入口可変案内翼	半径流方式
		出口流路形式	2方向スクロール方式
		断熱効率	81.0 %
タービン	ラジアル 単段	入口流路形式	スクロール方式
		出口流路形式	ディフューザ方式
		断熱効率	87.5 %
燃焼器	単缶式	燃焼方式	予蒸発予混合希薄燃焼+拡散燃焼
		燃焼効率	99.5 %
		圧力損失率	3.0 %
熱交換器	回転蓄熱式	コア個数	2
		支持方式	外周リングギヤ駆動・外周支持
		温度効率	93.0 %
		空気洩れ率	5.0 %
		圧力損失率	6.0 % +0.3 %

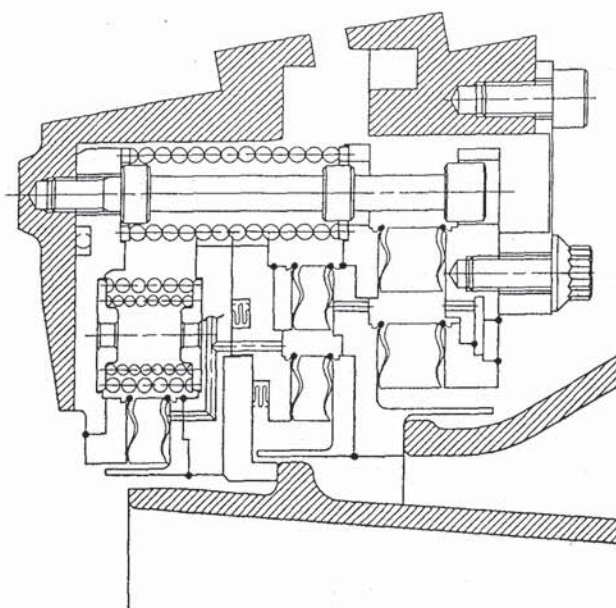


図 2・2 高温シール・支持構造

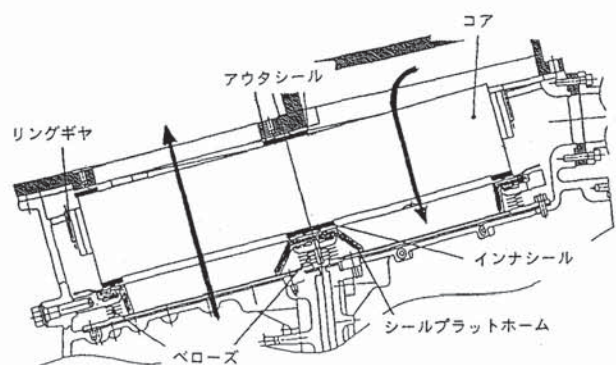


図 2・3 熱交換器構造

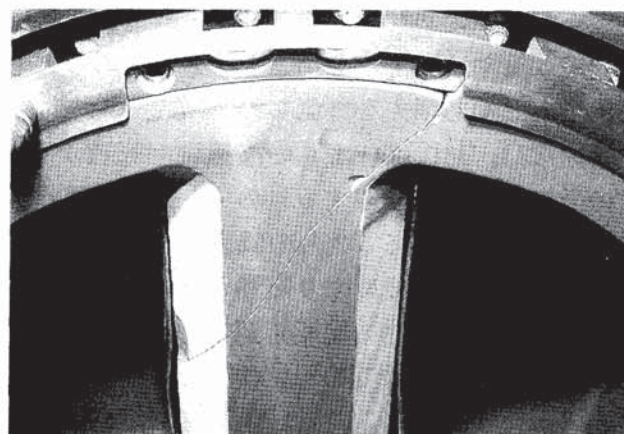


図 2・4 シールプラットホームの破損状況

2.1 エンジン構造の開発

ボルトによる締結が困難なセラミック部品を、部品間からの空気の洩れ防止を図りながら支持するため、各部品を平面で接触させ、積み重ねるスタックアップ構造とし、その全体を弾力的に支持する方法を採用している。高温シール・支持構造体は、コイルスプリングに加え、空気の圧力差を利用したバランスピストンをもち、全ての運転条件で押し付け荷重を適正に保持するとともに、高圧空気の洩れを防止する機能を併せもっている。図 2・2 にその構造を示す。エンジン相当の高温条件下において、単体で機能試験の結果、要求値の 10 分の 1 以下の洩れであることを確認した。

熱交換器のシールは、回転するセラミックス製ハニカムコアと金属製エンジンハウジングの間に置かれるので、エンジンハウジングの変形の影響を受けないよう、セラミックス製のシール座を金属ベローズを介してハウジング本体に締結する構造としている (図 2・3)。このシール座は、タービン入口温度 1200℃相当条件で機能試験を行った結果、図 2・4 に示すように熱応力による破損が生じたが、最大応力を低減するよう設計変更の結果

改善され、これまでに 300 hr を超える運転実績を示している。

エンジンハウジングは、内面に断熱材を配置して、金属部材の高温化の防止と放熱損失の低減を図っている。断熱構造は、アルミナ・シリカ系の

塗り込み型と成形断熱材を併用している。CGT では厳しい条件で使用されるので、図 2・5 に示す試験装置により、高温ガスを流して評価試験を行っている。ガス温度を 1200°C まで段階的に上げたところ、表面にクラックが発生した。断熱材の収縮によるものであり、予め目地を入れておいてクラックを発生させこれを補修することにより、1200°C まで使用可能な見通しが得られた。図 2・6 には、補修して 25 hr 試験後の状態を示しているが、新たにクラックの発生は見られない。

2.2 エンジン要素の開発

各エンジン要素については、それぞれ専用の試験装置を用いて評価と改良を進めている。第 3 章以下に紹介されない軸系および減速機について述べた後、要素全体の開発状況を総括する。

(1) 軸系・減速機

圧縮機、タービンの高速回転体を支持する高速軸系は、図 2・7 に示すように、タービン軸に対し圧縮機インペラをカービックカップリングを介して結合し、タイシャフトにより締結する構造としている。タービン・圧縮機間に玉軸受、圧縮機入口側にころ軸受を配置し、軸受外輪に油膜ダンパを配置することにより安定な軸振動特性を確保する設計である。

計算による振動解析を実施するとともに、ダミーロータを有する等価軸系を駆動タービンにより定格回転まで運転して振動特性を計測し、特に不安定な振動は発生しないことを確認するとともに潤滑系と動力損失を評価した。

減速機は、110,000 rpm の高速軸回転数から 2 段の歯車列により減速するもので、出力軸回転数は 6,000 rpm である。2 台の減速機を高速軸側で連結し 2 台の動力計により駆動と動力吸収を行わせる方法で、減速機の機能確認と動力損失の測定を行った。高速軸軸受の保持器の疲労による破損が発生したが、対策を講じた結果、50 hr の耐久試験を終了した。

定格回転における動力損失は、単体試験で測定の結果、高速軸系 2 kW と減速機 5.4 kW で合わせて 7.4 kW となり、中間目標を達成している。

(2) エンジン要素の開発状況のまとめ

各要素の開発状況をまとめて表 2・2 に示す。表には最終目標値、中間評価目標値に対して、達成

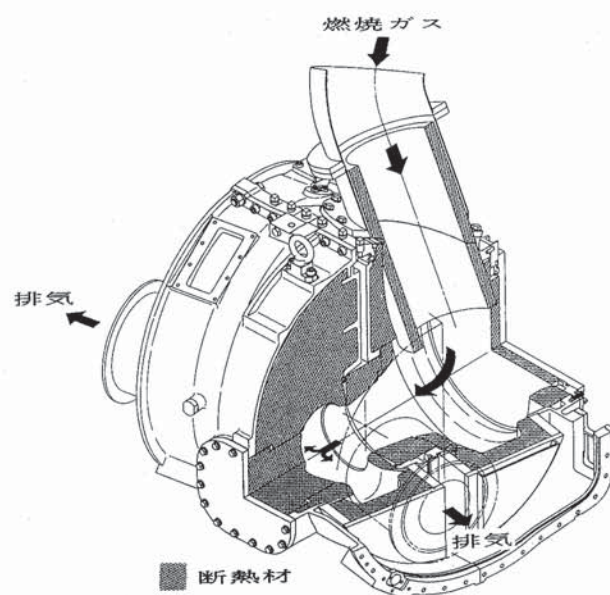


図 2・5 断熱構造機能試験装置

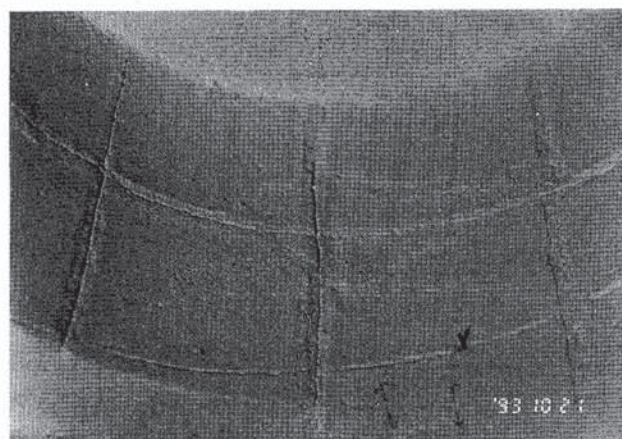


図 2・6 断熱材補修部 (1,200°C 25 hr 加熱後)

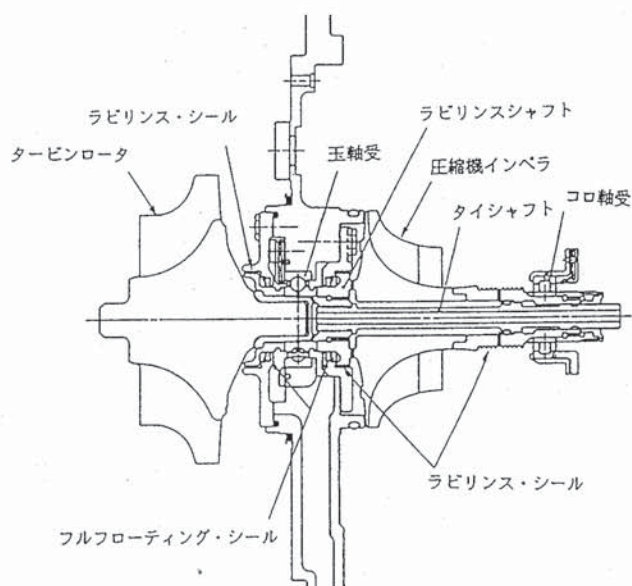


図 2・7 高速軸系組立図

表 2・2 エンジン要素開発の現状

要素	最終開発目標	中間評価目標値	開発の現状
圧縮機	定格条件にて 断熱効率 81% 以上 サージマージン 8%以上	左記条件にて 断熱効率 79% 以上 サージマージン 8%以上	断熱効率 79% サージマージン 7% (但し、設計回転数100000rpm)
タービン	定格条件にて 断熱効率 87.5% 以上	左記相似条件にて 断熱効率 86% 以上	低温空力性能試験にて 断熱効率 86%
燃焼器	乗用車排気規制値以下 10・15モードにて NO _x 0.25g/km HC 0.25g/km CO 2.1 g/km	燃焼器単体定常性能試験結果からの計算による排出量にて 左記規制値以下	単体定常性能試験結果からの排出量(10・15モード換算)予測値にて NO _x 0.09g/km (予蒸発部空気比 2.5として)
熱交換器	定格条件にて 温度効率 93% 空気洩れ率 5%以下 駆動動力 0.8PS 以下 但し、ガス温度 1100℃	左記条件にて 温度効率 93% 空気洩れ率 7%以下 駆動動力 0.8PS 以下 但し、ガス温度 1000℃	熱交換器単体性能試験にて 温度効率 91% (LASコア使用、 MASコアでは 94%に相当) 空気洩れ率 7% 駆動動力 1.2PS (ガス温度1000℃)
軸系/ 減速機	定格条件にて 動力損失 6.0kW 以下	左記条件にて 動力損失 7.4kW 以下	高速軸系、減速機各単体試験にて 動力損失 7.4kW 以下

状況を示している。各要素とも、性能面では、概ね中間評価目標値は達成しており、今後は最終目標値の達成をめざして、さらに開発を進める。

一方、エンジンとして機能させるうえで解決すべき課題も出てきており、対策を進めている。タービンについては、セラミックロータの強度が定格110,000 rpm の長時間運転に対して余裕が十分でなく、またノズル翼との共振によるロータ翼の破損が発生した。材料強度目標値の未達とセラミック材特有の振動特性に起因しているため、当面は選別したロータを用いて1,200℃での長時間運転の信頼性評価を実施しており、また並行して、現在の材料の実力に合わせて設計変更を行っている。

なおセラミック静止部品は、組み合わせた状態での評価を実施し、ガス温度1,200℃の定常試験100 hr、冷態起動200回の信頼性試験を実施し、概ね良好な結果を得ている。

燃焼器については、予蒸発予混合燃焼方式によって、予蒸発部の空気比を一定値以上に保持するように制御できれば、NO_x 排出量が規制値を満たすことが示されたが、安定な燃焼範囲が狭く逆火を起こしやすいことが分かったので、逆火を抑制するための改良設計を進めている。

2.3 組合せ試験

各要素部品とも単体での性能評価が進み、改良が行われた。セラミック部品についても、単体並びに組み合わせた状態での強度信頼性評価が進め

られ、これまでのところ大きな問題は生じていない。

そこで、評価を終えた要素部品をエンジンハウジングに組み込んで運転し、エンジンに近いアッセンブリの状態での機能の確認を進めており、以下の2種類の組合せ試験を実施している。

まず、高速回転部品とセラミック静止部品を組み合わせた圧縮機・タービン複合試験を行った。熱交換器と燃焼器を除くほとんど全ての部品がエンジンハウジングに組み込まれ、試験用の外部燃焼器を用いて運転し、目標の圧力、温度、回転数までの機能を確認しようとするものである。試験装置は、図2・8に示すように、弁操作により圧縮機とタービンの系統を独立させられるようになっており、外部空気源によりタービンを駆動できる

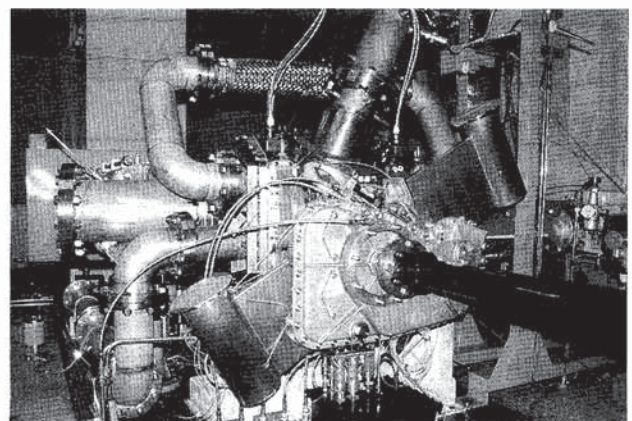


図 2・8 圧縮機・タービン複合試験装置

ので、温度、回転数等の運転条件設定の自由度が大きい。最初は独立の系統で、運転条件を段階的に変えて、タービン入口温度 $1,200^{\circ}\text{C}$ 、 $80,000\text{ rpm}$ まで運転した。 $1,200^{\circ}\text{C}$ での運転時間累積約 20 hr の後、分解点検の結果、特におおきな不具合は認められなかった。その後、圧縮機とタービンを組み換えて、タービン入口温度 $1,200^{\circ}\text{C}$ 、 $90,000\text{ rpm}$ までの自立運転を行った結果、出力 $59\text{ ps}(44\text{ kW})$ が得られた。

次に、熱交換器と燃焼器を含む全部品を組み込んだアッセンブリ（エンジン）についても運転を開始し、機能の確認を進めている。

3. 圧縮機の開発

3.1 仕様と目標性能

このエンジンの目標を達成するために圧縮機には、高効率であると同時に自動車特有の大幅な負荷変動に対応可能な広い作動範囲を確保することが求められている。

圧縮機の仕様と目標性能を表 3・1 に示す。セラミックタービンの強度信頼性を確保するためにサイズを小さく抑える必要がある。一方、空力性能を確保するためには周速を高く設定する必要があるため、定格回転数が $110,000\text{ rpm}$ と高く設定されている。したがって圧縮機としては、インペラ径を小さくせざるを得ず、また比速度が大きくなるためインペラ入口チップでの相対流速が超音速となる。このような条件下で、断熱効率 81% 、サージマージン 8% を達成する必要がある。上記目標を達成するための主な技術課題を以下に示す。

(1) 強度的に許容できる範囲で、インペラの薄翼

化、大バックワード角化を図る。

- (2) ショック（衝撃波）に強い翼形状の設計。
- (3) チップクリアランスの最小化。
- (4) VIGV によるマッハ数の低減。
- (5) VIGV による作動範囲の拡大。

3.2 設計

圧縮機の構造を図 3・1 に示す。圧縮機は、VIGV（2 方向吸込み型）、インペラ、ディフューザ、スクロールで構成され、熱交換器が 2 個であるため、スクロールを 2 方向吹出しの構造とした。

(1) 可変入口案内翼（VIGV）

VIGV には大きく分けて軸流式と半径流式があるが、エンジンのレイアウト上から半径流式を選んだ。VIGV の構造を図 3・2 に示す。

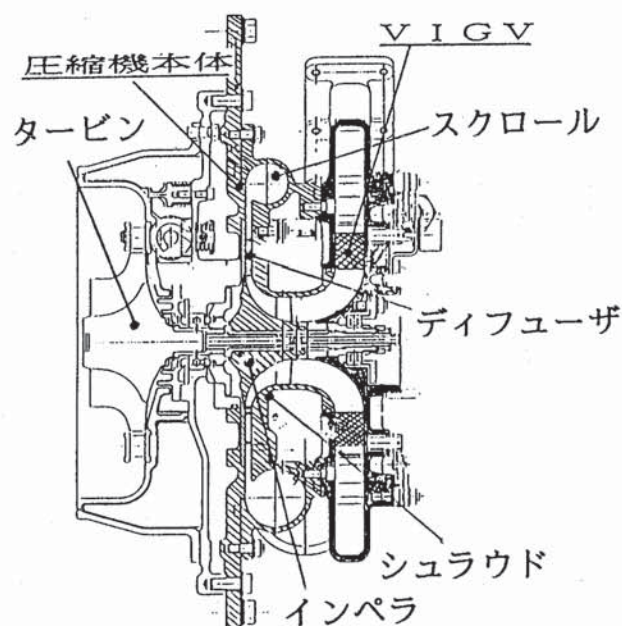


図 3・1 圧縮機の構造

表 3・1 圧縮機の仕様と目標性能（定格点）

タイプ	VIGV付遠心1段
VIGV可変範囲	$-10^{\circ} \sim 60^{\circ}$
空気流量	0.445 kg/sec
圧力比	5
回転数	$110,000\text{ rpm}$
効 率	81% (79% 中間目標)
サージマージン	8%

翼枚数：19枚
翼高さ：21mm
翼弦長：25mm

旋回付与角
 - - - - : -10°
 ——— : 0°
 ——— : 60°

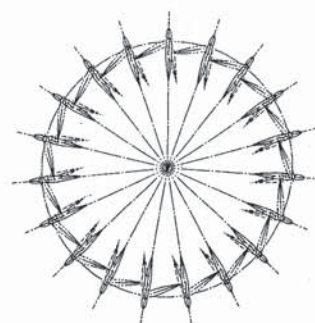


図 3・2 可変入口案内翼（VIGV）の構造

(2) インペラ

表3・2と図3・3に、1次および2次設計インペラの形状、寸法を比較して示す。2次設計では、サージ特性改善および効率向上を狙って、インペラ径を95 mm から104 mm に、バックワード角を35°から40°と大きくした。また、入口ハブ側におけるインペラ翼角をたてることにより、ハブ側のスロート径を大きくした(図3・4)。翼厚分布については、応力解析および翼振動解析により、強度的に許容する範囲でできるだけ薄翼化した。

(3) ディフューザ

ディフューザは、効率を重視し、小形化できることも考慮して、1段の直線翼列ディフューザとした。翼形状はNACA 65 A 006をベースとしてできるだけ薄翼化し、最大翼厚1.1mmとした。

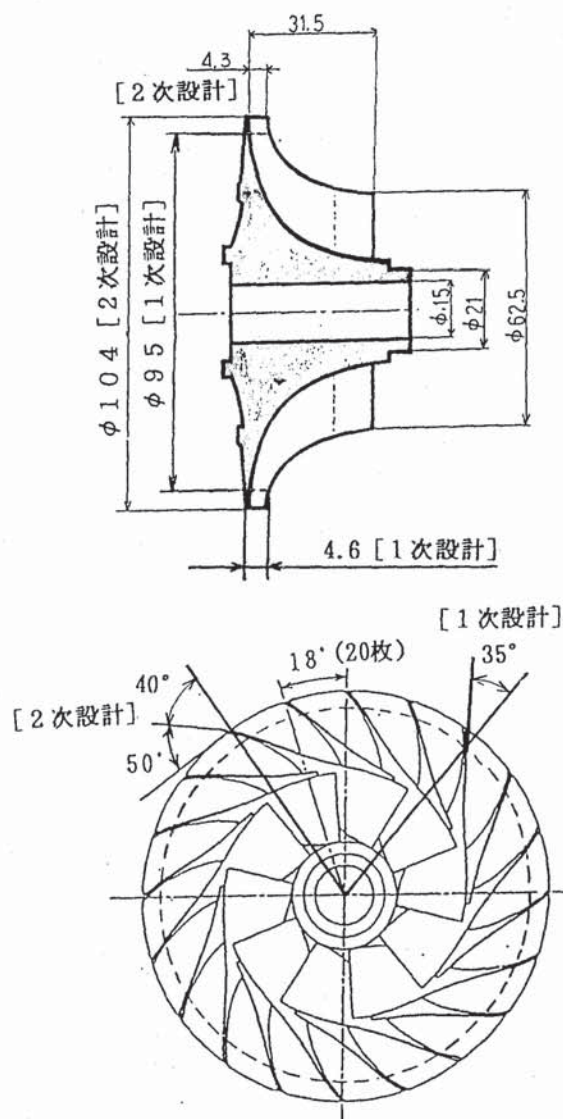


図3・3 インペラ形状(1次設計, 2次設計)

ディフューザの諸元を表3・2に、インペラとディフューザを組み合わせた外観写真を図3・5に示す。

3.3 性能評価

(1) 圧縮機本体(VIGV無し)の性能

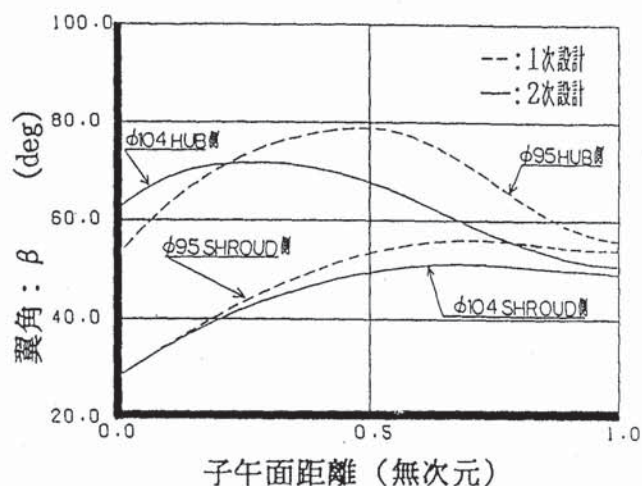


図3・4 インペラ翼角分布

表3・2 インペラ及びディフューザの諸元

供試体	1次設計	2次設計
イ 入口径; D_1	62.50	←
ハ 入口径; D_{1h}	27.00	←
ン 出口径; D_2	95.16	104.0
ベ 出口翼高; b_2	4.6	4.30
ラ 入口翼角; β_{1m}	37.4	←
出口翼角; β_2	27.5	←
翼数; Z_1	20	50
デ 入口径; D_{25}	104.5	114.4
イ 出口径; D_{26}	143.19	144.37
フ 翼高; b_{25}	4.33	3.99
ユ 入口翼角; α_{25}	17.0	16.0
ザ 翼数; Z_d	25	←
スロート径; d	4.78	5.05
面積; A_{th}	5.17	5.05

[1次設計]

[2次設計]

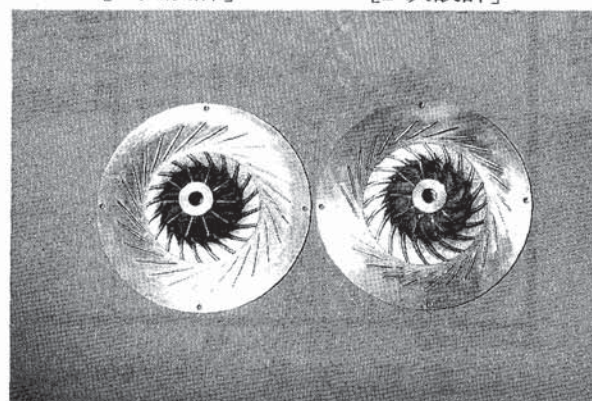


図3・5 インペラ及びディフューザの写真

圧縮機単体性能試験装置を図3・6に示す。タービン駆動方式であり、タービン入口温度は600°C一定である。圧縮機入口ダクトは直管であり、その先端に設置したベルマウスにより空気流量を計測する。ベルマウス流量計入口およびスクロール出口で温度・圧力を、インペラ入口および出口で壁面静圧を計測し性能を求めている。図3・7に1次設計と2次設計の圧縮機特性を比較して示す。2次設計圧縮機の性能は、1次設計に対して効率

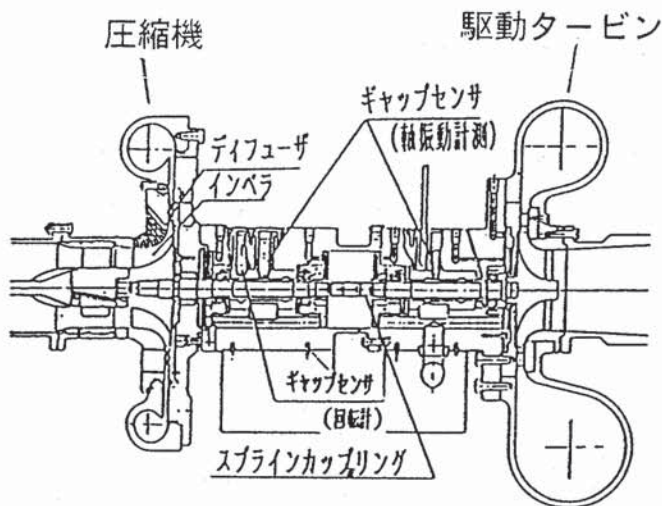


図3・6 圧縮機性能試験装置 (VIGV 無し)

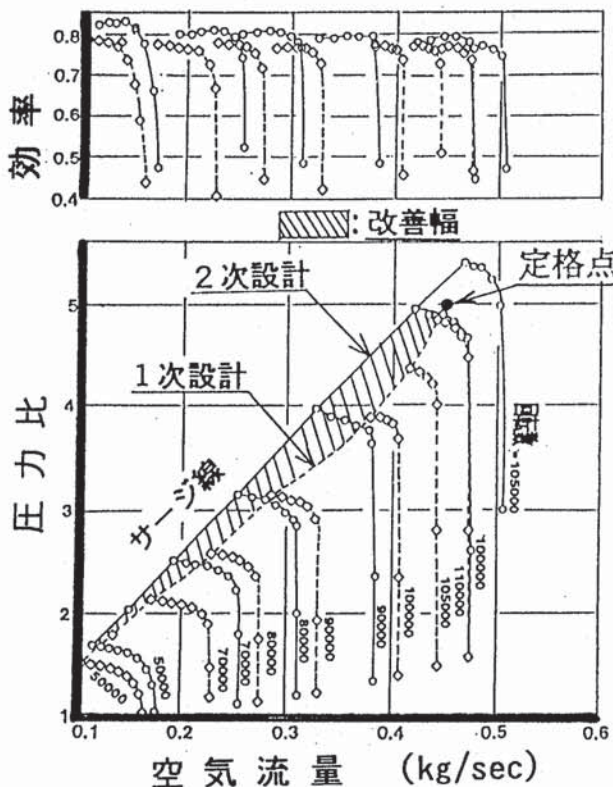


図3・7 圧縮機の特長 (1次, 2次)

が大幅に向上（定格点で2.5%）していると同時に、サージ特性も大幅に改善され作動範囲が拡大している。その結果、定格点における断熱効率は79.5%となった。ただし、2次設計インペラでは、径を大きくしたため、100,000 rpm でほぼ定格圧力比5が得られている。

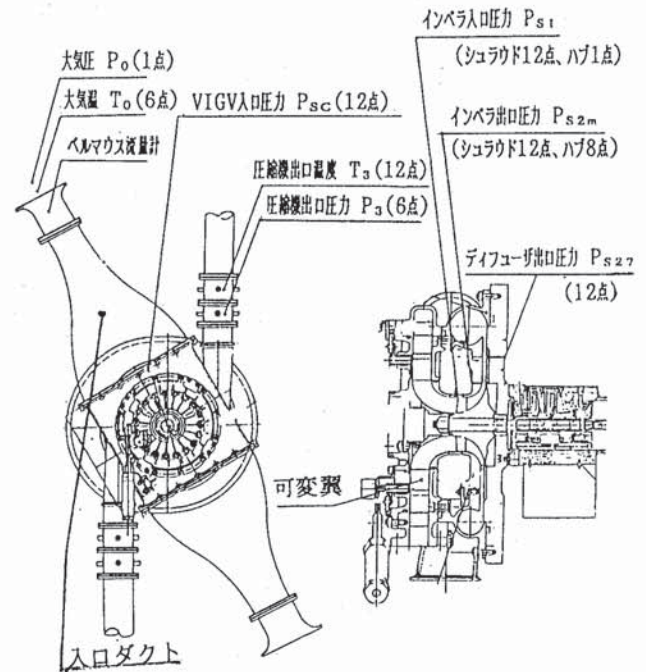


図3・8 圧縮機性能試験装置 (VIGV 付)

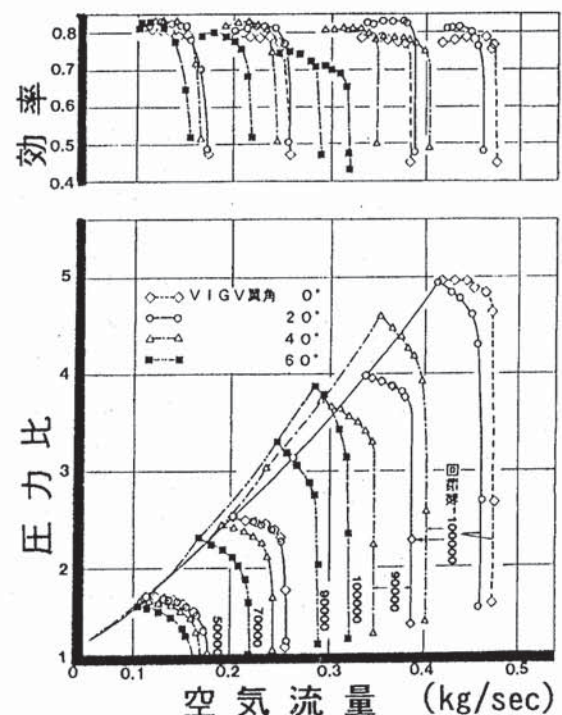


図3・9 圧縮機の特長 (VIGV 翼角の影響)

(2) 可変入口案内翼 (VIGV) の効果

VIGV 付圧縮機の試験装置を図 3・8 に示す。VIGV 入口, インペラ入口およびインペラ出口で壁面静圧を計測している。VIGV 翼角 $\alpha_v = 0^\circ, 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$ の 4 ケースについて性能試験を行い, VIGV 翼角が圧縮機性能に与える影響を評価・解析した。VIGV 入口を基準とした圧縮機特性の比較を図 3・9 に示す。 $\alpha_v = 0^\circ$ から 20° にしてインペラ入口流れに予旋回を与えると, 圧縮機効率が大幅に向上 (100,000 rpm で 79% から 81.5%) した反面, サージ流量はほぼ同等となった。さらに, α_v が $40^\circ, 60^\circ$ と大きくなるにつれて高回転 (70,000 rpm 以上) 域でのサージ流量が減少している。ただし, 低回転 (60,000 rpm 以下) 域でのサージ流量は, VIGV 翼角が変わってもほとんど変化していない。図 3・10 にインペラ入口速度三角形の比較を示す。 $\alpha_v = 0^\circ$ から 20° として効率が向上した理由は, 相対流速 W (マッハ数) が低下しているためと考えられる。また, 旋回角が大きくなるとともに, ハブ側に比べチップ側の流速が遅くなり, 旋回成分も小さくなっている。VIGV による流量の減少の効果をさらに大きくするために

サージ点 (100,000 rpm)

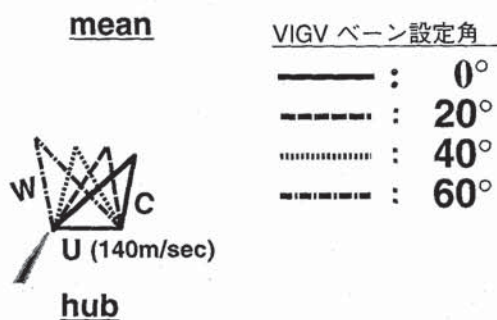
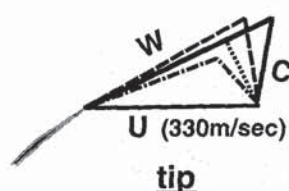


図 3・10 インペラ入口速度三角形

は, ハブ側よりもチップ側での旋回速度をおおきくする必要があると考えられる。

4. タービンの開発

4.1 全体構造

高膨張比, 高周速タービンであるが, できる限り小径化し全体構造は軸対称性を保ちながら小型化を図った。比速度は高めに設定し, 材料強度は設計当時の実力レベルを評価した上で, 将来の向上目標値も設定し設計データとした。

タービン全体構造を図 4・1 に示す。静止構造部品の局部的集中応力を避け, 一方製造の容易化を図るため, ①軸対称化, 単純化, 分割化, ②積み重ね (スタックアップ) 構造, ③バランスピストン部に加わるバネまたはガス圧による弾性的支持と締結の手法を採用している。

タービンのロータとシュラウドの同心度を確保しながら熱変形を吸収するため, 高速軸系を支持する金属製のハウジングとセラミック静止部品間には半径方向キー溝を転動するローラを設けている。ロータと金属軸との接合はシュリンクフィットとし, 潤滑油で冷却する雰囲気気配置した。

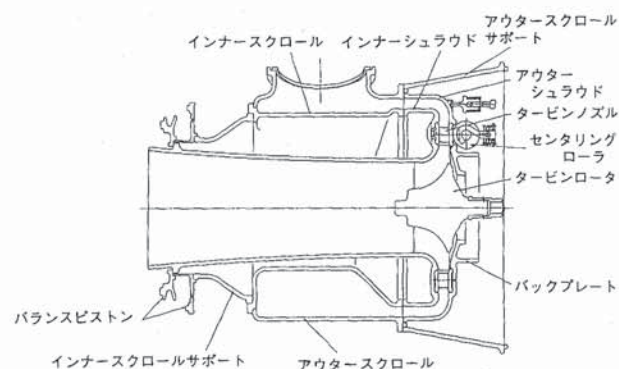


図 4・1 タービン全体構造

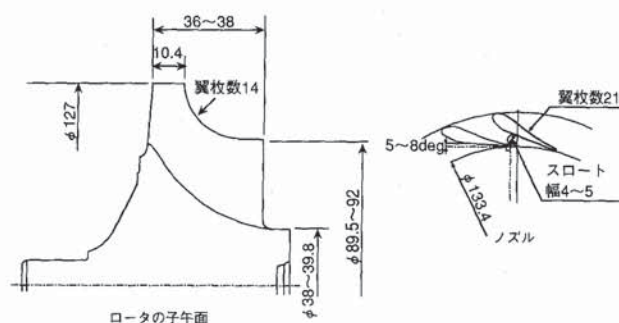


図 4・2 タービンロータ, ノズル基本形状

4.2 空力性能

図4・2にロータとノズル基本形状を示す。空力性能は低温空気($\cong 150^{\circ}\text{C}$)による相似条件で評価している。図4・3に低温空力性能試験装置を示す。入口のスクロールと環状通路および排気ディフューザ部を実機形状に合わせ、各ステーションの温度、圧力により性能特性を評価する。温度計測精度を確保するため断熱エンクロージャと排気ディフューザ出口にはミキシングチャンバを設けている。動力吸収用圧縮機入口の流入空気圧を変化させ、動力吸収量を制御し速度比(U/Co)を広範囲に振った試験を実施している。性能評価用のロータとノズルは金属材料から削り出して製作し、図4・2に示す翼形状の各種バリエーションに対して容易に対応できるようにした。金属製ロータとノズルで評価した仕様についてセラミック材料での試作に移行し、試作後のセラミックロータ、ノズルについても本装置で性能評価している。

各種形状バリエーションの定格点での空力性能結果を図4・4に示す。ノズル翼はプロファイルと枚数を不変とし、取付角とスロート面積を変化させ、主として、流量特性を調整した。ロータはハブ中心部と翼根元の最大応力の変動を限度内に抑えながら、ハブとシュラウドライン、翼の曲がりカーブ、出口角度、反動度を変化させ、最適値を求めた。定格点の圧力比=4.25, 速度比 $U/Co = 0.7$ で中間目標タービン効率=86%が得られている。

4.3 強度信頼性目標とセラミック材料

定格点で連続運転 300 hr, 冷態時からのエンジン起動 10,000 回の条件で、各セラミック部品の破壊確率 10^{-5} が目標値である。タービン入口ガス温度の最終目標値は 1350°C であるが、中間目標値は 1200°C に設定している。ロータおよび静止構造部品には現状で最も高い高温強度と靱性を持つ窒化珪素材を採用している。タービン組立のカットモデルを図4・5に示す。

各部品の試作は京セラ, 日本ガイシ, 日本特殊陶業のセラミック部品メーカーで行われ、成形法はスリップキャスト, 射出成形, ラバープレスの各メーカーで実績があり、各部品の形状に適した手法が採用されている。

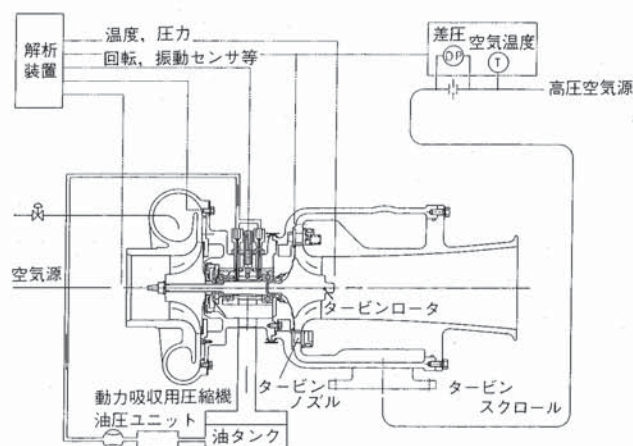


図4・3 タービン低温空力性能試験装置

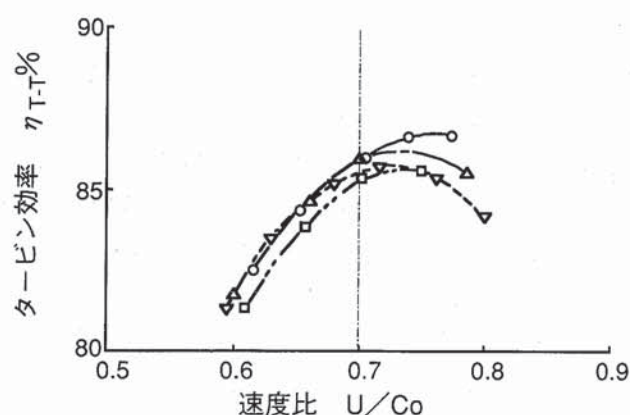


図4・4 タービン効率評価結果
(定格点圧力比 4.25)

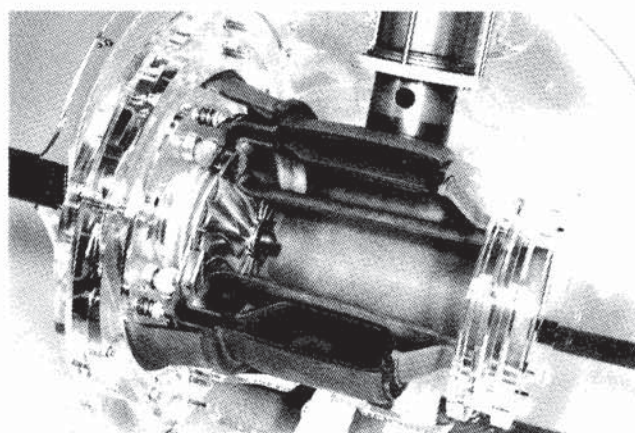


図4・5 タービン組立カットモデル

4.4 ロータの強度信頼性

(1) 材料と製法

材料はSN 90, 91, 88改(日本ガイシ), EC 152, 155(日本特殊陶業), SN 252, 253(京セラ)であり、それぞれの成形法は“射出成形翼部

とラバープレスのハブを接合”（日本ガイシ、日本特殊陶業）または“スリップキャスト”（京セラ）である。

当初製作図面は同一として試作をスタートしたが、各メーカの材料と製法に適合するよう部分的に形状を修正している。また試作と評価を進めてゆく間に実体での強度レベルと信頼性向上のため材料を順次変更してきている（SN 90 → 91 → 88改, EC 152 → 155, SN 252 → 253）。

(2) 遠心強度と耐久性評価

評価ステップは以下の形態で順次進めている。

- ① 材料評価用標準試験片
- ② 実体ロータ切り出し試験片
- ③ コールドスピン（常温過回転破壊）
- ④ ホットスピン（高温ガス駆動過回転破壊）
- ⑤ 高温連続耐久

①、②は曲げ試験の即時強度評価が主体で、平均強度とバラツキ（ワイブル係数）が主要なパラメータであり、設計データのレビューと実体ロータの作り込みの評価に使われる。但し高温での長時間データは設計当初はほとんどなく、現状でも十分なデータは揃っていない。特に高温長時間での破壊メカニズムはいわゆるスロークラックグロースばかりではなく、塑性歪を伴い組織のミクロ的变化による強度劣化現象を持っているので、引っ張り試験によるデータの蓄積が、寿命設計の精度を向上するために必要となってきた。

図4・6にタービン入口ガス温度（TIT）＝1,200℃でのホットスピンのテスト結果を示す。定格回転数110,000 rpmに対して平均強度レベルが低く、バラツキ幅も大きい。また各材料とも強度信頼性の実力レベルは概ね同等である。SN 91材ロータについてコールドスピンとホットスピンの結果を比較して図4・7に示す。

常温から1,200℃への強度低下が大きく、バラツキ幅も増大し（ワイブル係数 $m=12 \rightarrow 9.3$ ），設計時設定目標 $m=20$ を下まわる。

一方、SN 91材の高温での時間強度を改めて取得評価すると図4・8となった。高温での強度レベルの低下と保持時間に対する依存度が大きく、上述のコールドスピンとホットスピンの差の主要因と推定される。

SN91材ロータを各要素との組み合わせ試験

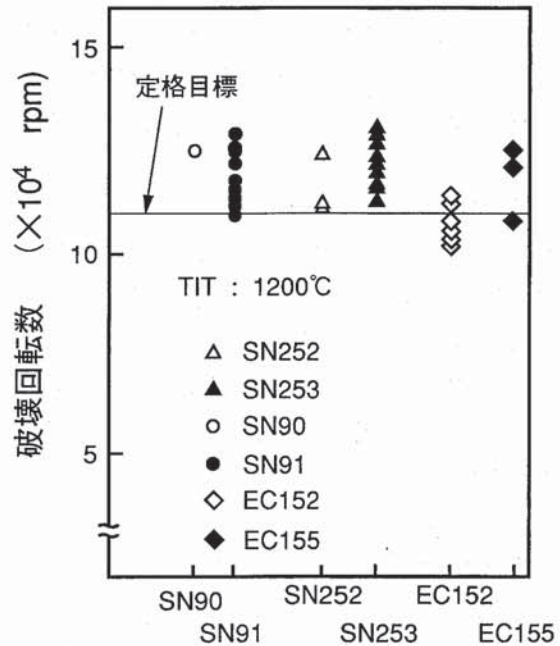


図4・6 タービンロータホットスピンテスト結果

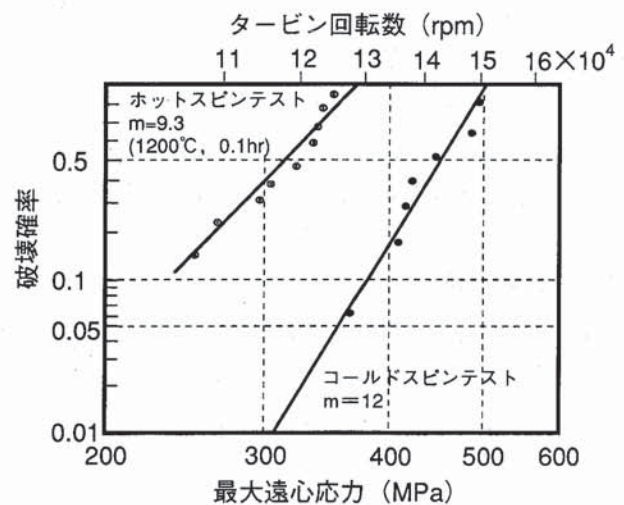


図4・7 SN 91材ロータのスピンテスト結果比較

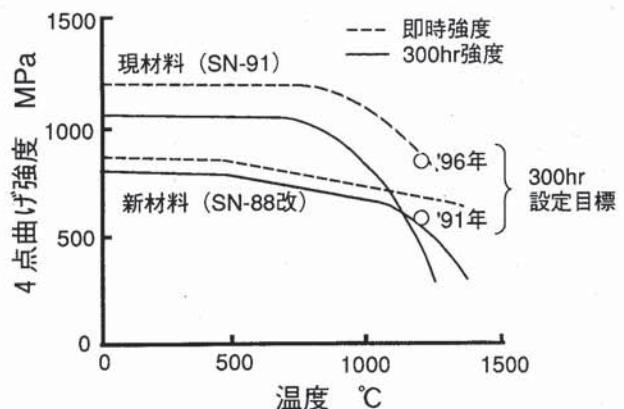


図4・8 材料強度特性

(エンジン試験相当)に供試するためには低強度レベルのロータを排除する必要がある。一方常温即時(コールドスピン)と高温での応力負荷条件で保持する場合の破壊形態は異なることが明らかであるので、その条件により近いホットスピンでの保証試験を実施することとした。

⑤の高温連続耐久評価用の高温タービン試験装置を図4・9に示す。供試ロータとノズルの周辺は耐熱合金材料の強制冷却構造とし耐久性を確保している。現在までにSN 91材ロータのTIT = 1,200°Cでの連続運転実績はロータ数4ケでそれぞれ90,000~110,000 rpm, 10~50 hrである。ホットスピンでの保証試験後のロータも含まれているが本試験途上で破損したロータはない。

図4・8に示すように、現材料の強度レベルは当初設定した300 hr強度との開きが大きく、高温での長時間強度を支配する破壊メカニズムとバラツキの把握も充分でないことから、定格回転数を100,000 rpmに下げることとした。一方SN 91に変わる材料として高温での強度低下とバラツキの小さいSN 88改材(図4・8参照)のロータが供試可能となりTIT = 1,350°C用として評価を進めている。またSN 253およびEC 155に変わる新材料も各メーカーで開発が進められている。

(3) 翼振動強度評価

セラミックロータの低温空気での空力性能試験の低速高圧比力条件でロータが破損した。解析と確

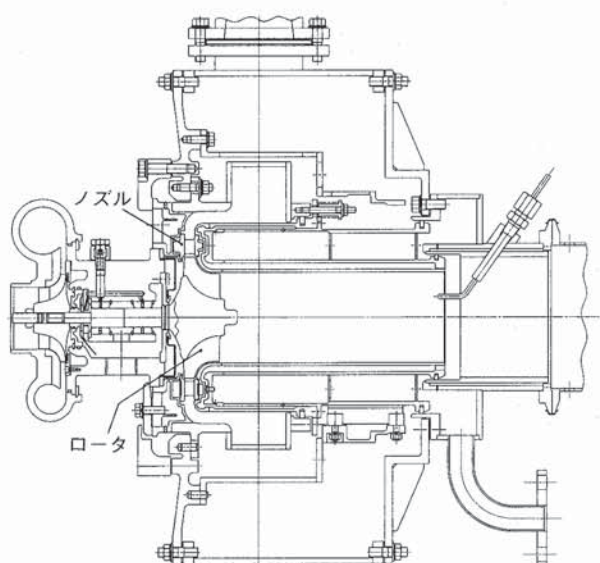


図4・9 高温タービン試験装置

認実験の結果翼の2次振動モードでの共振が原因と判明。キャンベル線図を図4・10に示す。その後の金属材との比較評価の結果、セラミック材の内部ダンピング特性が相対的に小さいことが明らかとなった。加振力はタービン負荷と相関を持つので、タービントルクと共振破損との関係の評価結果を図4・11に示す。2次共振点でのエンジン相当負荷での評価では問題ないが、3次共振点では強度余裕が小さい。

セラミック材料の高サイクル疲労強度特性のデータが充分でないことから、各共振点での遠心応力と共振応力の合成値を解析検討した。図4・12に応力分布図を示す。試験片と実体ロータ翼での振動特性計測とホログラフィ実験、金属ロータでのテレメータによる共振応力計測等により定量的な手法の確立を図っており、それらを反映したロータの試作を進めている。

4.5 静止構造部品の強度信頼性

強度信頼性評価の基本的な流れを図4・13に示す。部品単体試験の目的は、設計要求条件の評価とともに、焼成時の残留応力、局所的な材料強度

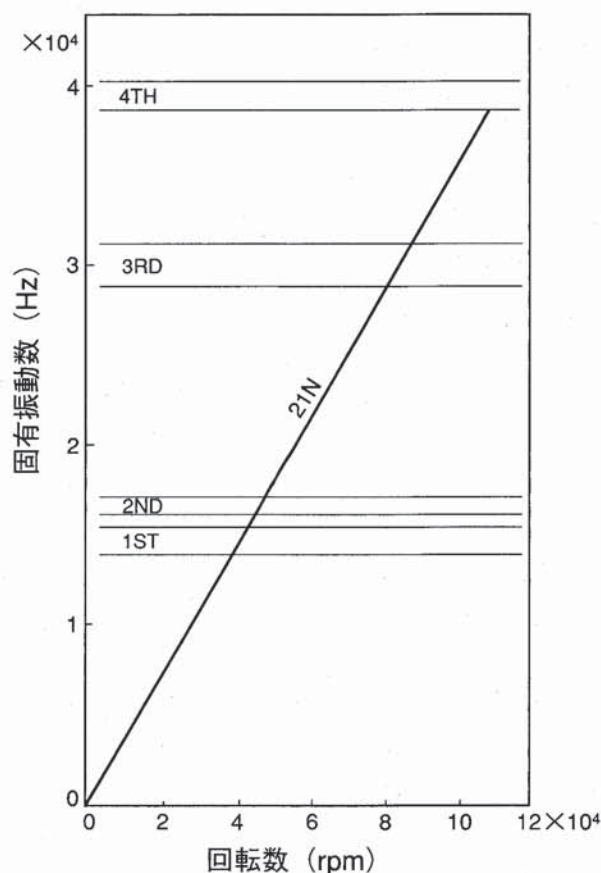


図4・10 タービンロータ翼実測キャンベル線図

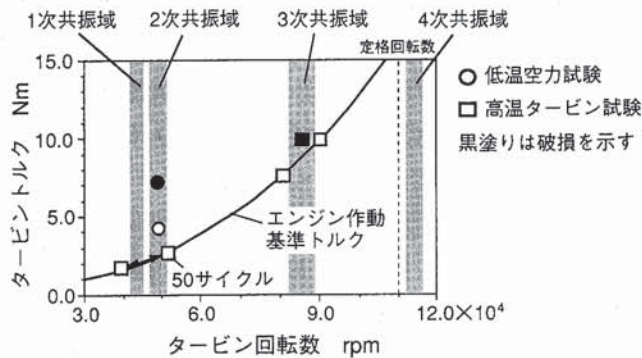


図4・11 タービンロータ翼共振強度評価状況

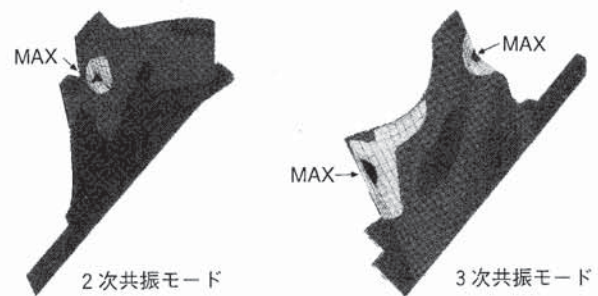


図4・12 SN 91 材ロータ翼振動応力分布解析

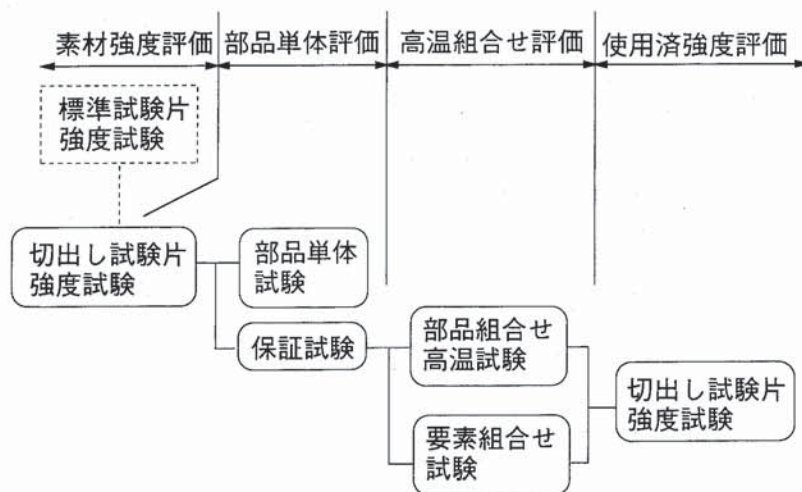


図4・13 静止構造部品強度信頼性評価

不足や欠陥、局所的な寸法不良（隅 R，肉厚）の評価であり，次のステップの組合せ試験に対する保証試験でもある。比較的大きな殻構造部品であるスクロール（半径方向2分割），シュラウド（インナ，アウト）等，またフープ熱応力が発生する円板状のバックプレートに対して，集中荷重または圧力を負荷し，実機に発生する応力をシミュレートしている。タービンノズルは高温ガスと常温の空気を交互に流すサイクリック耐久試験を実施している。

静止部品組合せ試験装置を図4・14に示す。TIT = 1,200°Cでの着火急加熱と定格定常の試験条件と実績を表4・1に示す。以下の①～④に示す部品個々の問題点を把握し対策を進めているが基本構造として見直すべき点はなく，100 hr，200 回起動の耐久性の見通しは得られた。

- ① インナーシュラウドのフランジの接触面外径端の角の欠け

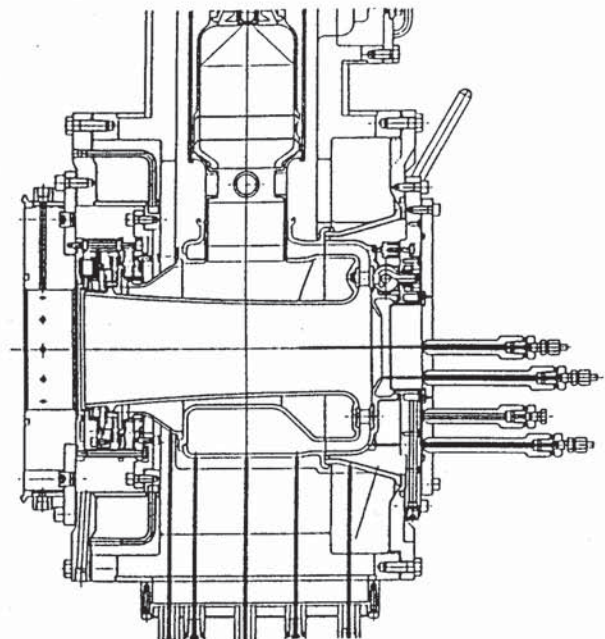


図4・14 静止部品組合せ試験装置

表4・1 1,200°C組合せ試験条件

試験の種類	着火急加熱	定常試験
燃焼器入口温度	常温	700~800°C
ガス温度	1200°C	1200°C
圧力	1.0~1.3Kgf/cm ² G	3.8Kgf/cm ² G
空気流量	130~200g/s	380~420g/s
実績/目標	200回/200回	101時間/100時間
エンジン相当条件	0~70%回転	100%回転

対策；角部のR形状化

② ノズル後縁隅R部からのクラック

対策；材質面のバラツキの確認，隅Rの増大

③ インナスクロールサポートの白色化

対策；組織，酸化状況等調査し材質面の改良

④ アウタスクロールの一部が白色化し，白色部を起点とするクラック

対策；組織，酸化状況等調査し材質面の改良

5. 燃焼器の開発

5.1 要求性能と設計

CGTエンジンに求められる排気性能目標は当面は現行10・15モード規制値（ガソリン乗用車）をクリアすることである。連続燃焼であることから排気後処理装置なしで，しかも液体燃料でこれを達成することがこのプロジェクトの挑戦課題の

ひとつである。自動車用CGTでは特に低負荷を多用し，部分負荷燃費を向上するために高温効率の熱交換器を用いる。そのため燃焼用空気温度は900°C~1,100°Cと極めて高く，COやHCなどの未燃成分は非常に低レベルになるという特徴を有する。従って低公害化の主たる課題はNO_xということになる。図5・1に低公害燃焼器（PPL）の構成概念図を示す。PPL燃焼（Premixed-Prevaporization Lean Combustion）の名称が示すとおり，微粒化した液体燃料を予蒸発・予混合し，希薄予混合燃焼を行うことで低NO_x化を狙ったものである。燃焼器に求められる性能は排気性能ばかりでなく，圧力損失，燃焼ガス温度分布などの種々の性能と高いレベルで両立させること，更に耐久性やカーボン（セラミック部品に対

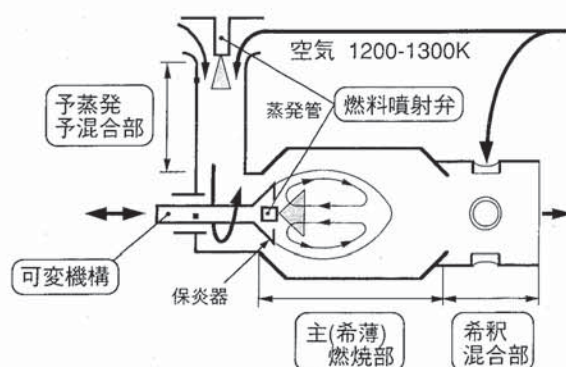


図5・1 予蒸発予混合希薄燃焼器の概略構成図

表5・1 予蒸発予混合希薄燃焼器の技術課題及び対応策

部位	技術課題	目標値	1次設計における対応
燃料噴射弁	・高ターンダウン比化 ・微粒化促進 ・耐熱性向上	・45 ・60μm (90%粒径) ・燃焼器入口温度 1323K	・ステーシング（噴射弁2個） ・燃圧高圧化、I77シスト最適化 ・7シストI7による冷却最適化
予蒸発予混合部	・蒸発混合促進 ・自己着火、逆火の抑止	・90%以上 ・完全抑止	・スリ-ウ、W-バーによる乱流混合促進 ・蒸発管長さの最適設計
希薄燃焼部	・希薄安定性確保 ・低NO _x 、低CO燃焼 ・負荷率向上	・全運転域安定 ・国内規制達成 ・車載可能	・保炎用スワールの最適化 ・PPL燃焼、トーチの廃止 ・循環域制御
希釈混合部	・温度分布均一化	・±50K以内	・貫通力制御
可変機構	・希薄燃焼部における 空気過剰率（λ）制御 の信頼性確保	・全運転域で安 定燃焼確保、 国内規制達成	・予蒸発部空気導入面積制御
セラミック部品	・信頼性、耐久性の確保	・要求寿命 10年	・ブルアップ機構、応力解析に よる寿命予測

する FOD 源となる) を発生しないといった信頼性も要求される。こうした要求性能を技術課題にブレイクダウンし、対応策も含めて表 5・1 に示す。図 5・2 に第 1 次設計の燃焼器 (PPL-1) の構造断面図を示す。またこの燃焼器の設計諸元を表 5・2 に示す。自動車用としての特徴は、負荷の範囲が広いことからターンドウン比が 45 と極めて大きくこれに伴って総空気比も負荷により大幅に変化することである。低 NO_x を実現するために燃焼室の空気比を総空気比の変化によらず適切な値に維持する可変機構 (燃焼用空気と希釈空気の比率を可変にできる構造) を装着することとした。

前述のように高効率熱交換器を備えることから燃焼器入口空気温度が 1,000℃オーバーと極めて高く、入口空気 で燃焼器壁面を冷却するのに過大な空気量を要すると同時に燃焼域の空気比を管理することが難しくなるため、燃焼器ライナはセラミックス材料で構成し、無冷却とすることにした。セラミック燃焼器の写真を図 5・3 に示す。

5.2 単体性能試験

燃焼器開発は先ず単体燃焼試験装置において実

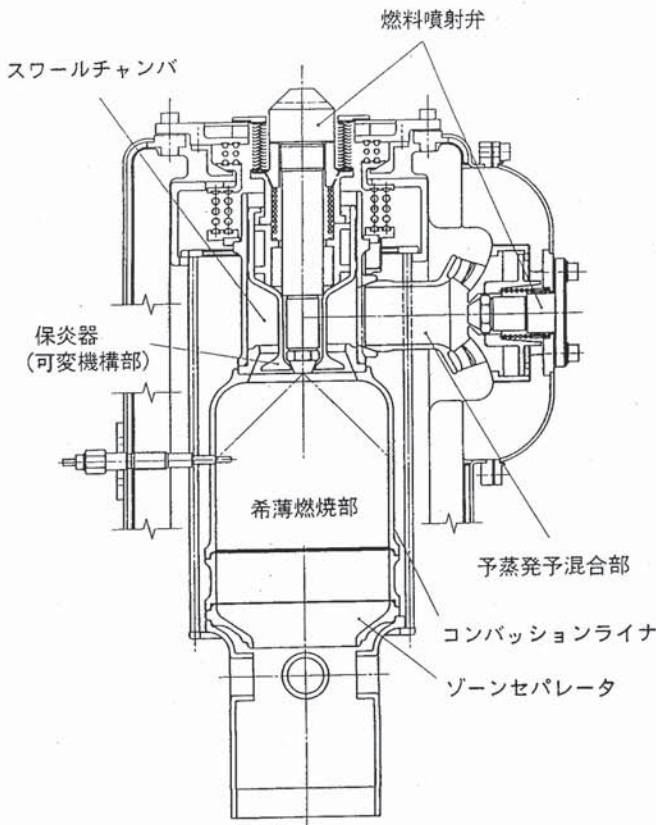


図 5・2 燃焼器構造断面図 (PPL-1)

施する。中間評価ではこの単体性能試験において定常燃焼時の排気が 10・15 モード相当をクリアすることが課せられた。PPL燃焼状態を燃焼ガス出

表 5・2 第 1 次設計燃焼器の各部設計仕様

予蒸発予混合部	予蒸発管長	5 2 mm (スワラ後直管部)
	予蒸発管径	φ 3 4
	乱流混合促進	スワラ+ルーバー
	スワール数	0. 1 7
	噴射弁	燃料粒径 6 0 μ m 以下 (90%体積割合) 噴霧角 6 0 度
希薄燃焼部	保炎用スワール	予蒸発管の接続配置
	空気負荷率	2 5 0 kg/m3sMPa
	軸方向長さ	1 5 0 mm
	希薄燃焼管径	φ 1 0 0
	保炎部スワール数	1. 0
可変機構部	制御方式	予蒸発管部開口面積制御
	レイアウト	保炎器の軸方向移動で面積可変
	セラミック部品	低応力設計
セラミック部品	設計	2 次空気孔廃止
		部品分割による応力緩和
		軸対称部品の多用

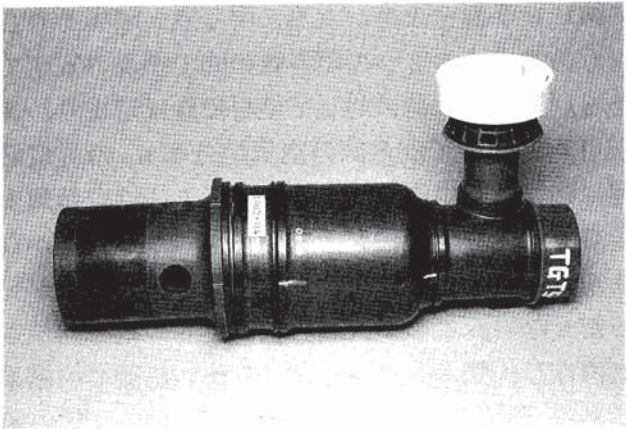


図 5・3 燃焼器 (PPL-1) サブアッセンブリ

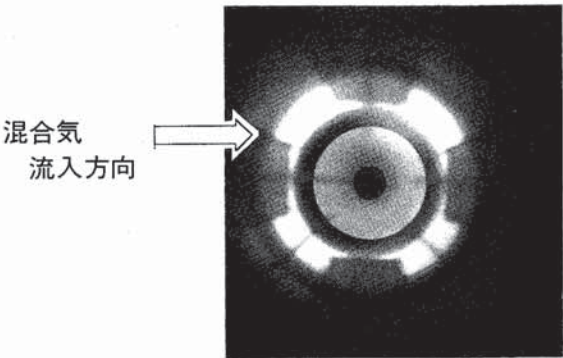


図 5・4 火炎写真 (燃焼器出口側より撮影)

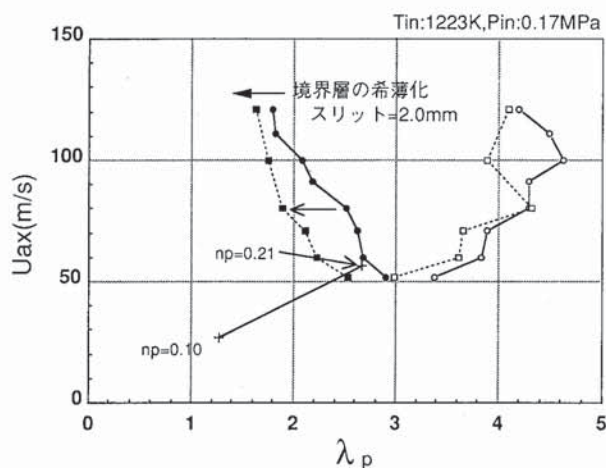


図5・5 安定燃焼範囲

口側から撮影した映像を図5・4に示す。火炎は希薄予混合炎であるためブルーフレームとなり、赤熱したセラミックライナのバックグラウンドのために殆ど目視では認めることができない。安定燃焼範囲を予混合部の空気比 λ_p (横軸) と保炎器周りのスロット部での軸方向流速 U_{ax} (縦軸) との関係で図5・5に示す。この図はエンジン負荷10%相当の圧力・温度条件での希薄安定限界(図の右側の線)と予混合炎が上流に戻る逆火限界を表したもので、この2つの限界線の間で燃焼は安定である。一方、負荷に対して燃料流量は定まり、運転可能範囲は予混合部の空気配分率 n_p の可変範囲に応じて図中直線で示される。この場合希薄安定限界は十分な余裕があるのに対し、逆火がかなり希薄側で生じてしまうために安定な運転点が見いだせない。この逆火限界は保炎器の軸方向位置に依存し、図5・5は最も逆火し難い位置での結果である。前節に述べた予混合部の空気配分率 n_p の可変化は、この保炎器の軸方向の位置制御により保炎器まわりのスロット面積を制御することで実現するものである。しかしこのように逆火特性が保炎器軸方向位置に強く依存することから、保炎器位置を任意に変えることは不適切と判断した。従って可変機構を保炎器とは全く異なる部位に新設する必要が生じたと同時に逆火をよりリッチ側まで抑止できる方策が不可欠となった。逆火は保炎器周囲のスロット部を越えて火炎が上流に伝播することにより生ずると考えられるが、この燃焼器では壁温が1,000°C以上でクエンチゾーンが形成できない。そこでこの境界層に空気を導入し、

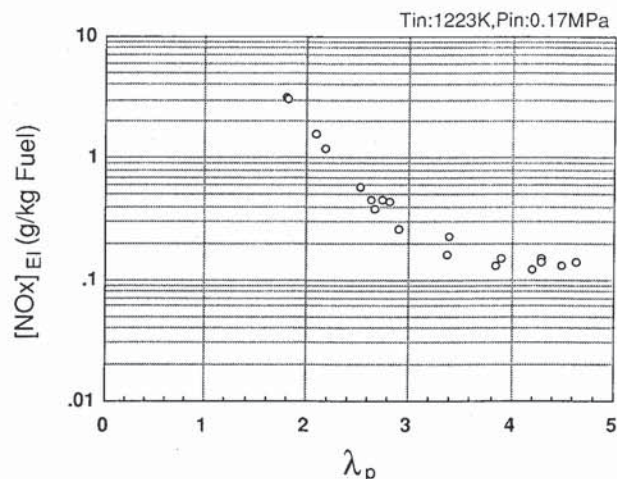


図5・6 NOx 排出特性

組成上の見掛けのクエンチゾーンを構成してみた。図5・5中破線で示す様に逆火限界はある程度リッチ側に拡大できることが判った。

同条件における NO_x の排出特性をエミッションインデックスで図5・6に示す。 NO_x は入口空気温度 T_{in} と燃焼圧力 P および予混合部の空気比 λ_p に依存し、系統的な実験をまとめると以下のようにになった。

$$EI(\text{NO}_x) = a \lambda_p^b \times (P/P_{REF})^m \times \exp\{k(T_{in} - T_{inREF})\}$$

ただし $k = 5.6 \times 10^{-3} (2 < \lambda_p < 4)$
 $m = 0.75$ (1)

式(1)の入口温度依存指数 k の値は完全均一予混合気の場合より3倍程度大きく、混合気組成の不均一さが示唆された。

ごく短期間(=短距離)で液体燃料を気化・混合するために燃料噴射弁の微粒化特性は表5・1に示すごとく90%体積粒径で60 μm (およそ30 μmSMD) という厳しい目標値となったが、高圧噴射とエアブラストの併用により当初目標を達成した。この目標はまた主燃焼室に予混合気が流入する時点で燃料の95%が蒸発を完了していることを狙って定められたもので、図5・7に示すように未蒸発率 NMF は600°Cでも5%程度900°C以上の条件では極めて低いNMFを達成することができた。図5・7中には空気流に剪断を付与することによって蒸発促進を狙った、スワールおよびルーバの効果が併せて示されているが、そのいずれも期待した機能を発揮していると判断できる。

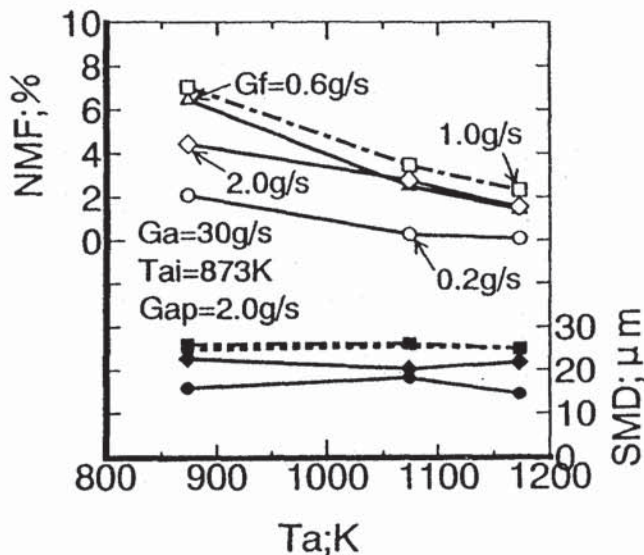


図5・7 噴霧蒸発特性

以上のことから予混合気組成の不均一は蒸発の問題より主に混合の問題に起因するものと推察される。

10・15モード運転時の燃焼気入口条件をシミュレーションにより求め、これを1秒刻みの定常条件に分割してその刻み毎に式(1)を適用して積算すると、モード運転時の準定常排気排出量が計算できる。その結果を表5・3に示す。

λ_P の制御目標値を2.5以上にすれば規制値0.25 g/kmに対しかなり低い値を実現することができる。ただし、この結果はモード運転の殆どを占める過渡時の効果を考慮していない。過渡時のNO_x増加要因は加速時に燃料増量スピードに機械的な可変機構の制御スピードが追いつかず、一時的に燃焼部がリッチになる場合である。燃料増量を可変機構のスピードに合わせることは制御上容易であるが、車両の加速性能を犠牲にすることになる。可変機構の時定数をパラメータとして非定常のNO_x増加分を評価したところ、可変機構の時定数は0.3秒程度を実現する必要があることが判った。

5.3 改良設計

以上述べた諸問題点を総括すると、現状より更に逆火の抑止または回避がもてられているということであり、これが実現すれば、排気性能も十分満足できる見通しが実証できた。逆火の抑止/回避のために以下の方策を盛り込んだ第2次設計(PPL-2)を実施した。

表5・3 10・15モードNO_x推定結果

設定 λ_P	推定NO _x 排出量
2.5	0.09 g/km
3.0	0.05 g/km

規制値：0.25 g/km

- ① スロート境界層の希薄化
- ② 保炎器位置の固定化
→可変機構を予混合管入口に移動
- ③ 希薄燃焼部の空気配分率の向上
- ④ 予混合部の組成・流速の均一性向上

PPL-2の試作は完了し、現在性能試験に着手している。

5.4 セラミック部品

主燃焼域には点火栓導入孔以外の空気孔を一切廃し定常熱応力の低減を図った。定常・非定常熱応力解析の結果、応力レベルそのものは低い反面、部材温度が部位によっては、著しく高いレベルになるという問題点が示唆された。このため特に高温になる部品には炭化珪素材料を適用することとした。種々の条件で100 hr以上の運転実績があるが、最も高温に曝されるゾーンセパレータ（燃焼領域と希釈領域を仕切るオリフィス）表面が著しく酸化し、耐酸化性向上策としてSiCのCVD処理を施したところ、まだ短時間の評価ではあるが効果が認められた。

6. 熱交換器の開発

6.1 構造と開発手法

熱交換器の構造を図6・1に示す。高圧側と低圧側の通路を仕切るインナーシールとアウターシールを図6・2に示す。

高温側に適用されるθ型のインナーシールは、熱変形の影響を考慮し、低圧側のリム部と高圧側のリム部、及びその間をシールするクロスアーム部の3分割構造とした。一方、低温側のアウターシールはD型の1体構造とした。また両シールとも、熱変形による洩れ隙間を低減するため、可撓性を持たせて、薄肉の下地金属に固体潤滑剤をコーティングしたシューにダイアフラムを取付けた構造である。

ハニカムコアは耐熱性があり、低熱膨張率の酸

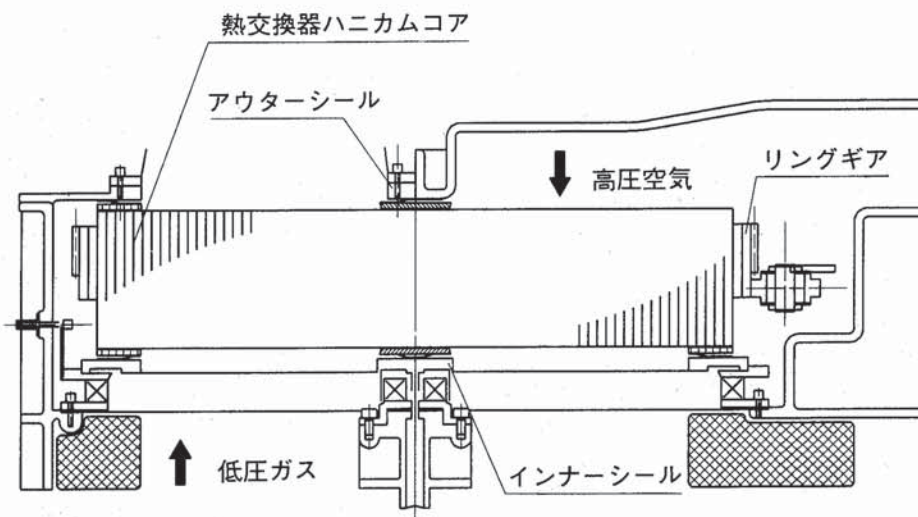
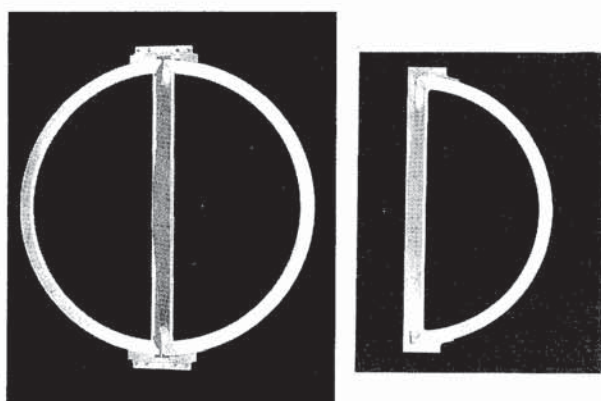


図6・1 熱交換器構造



インナーシール

アウターシール

図6・2 熱交換器シール

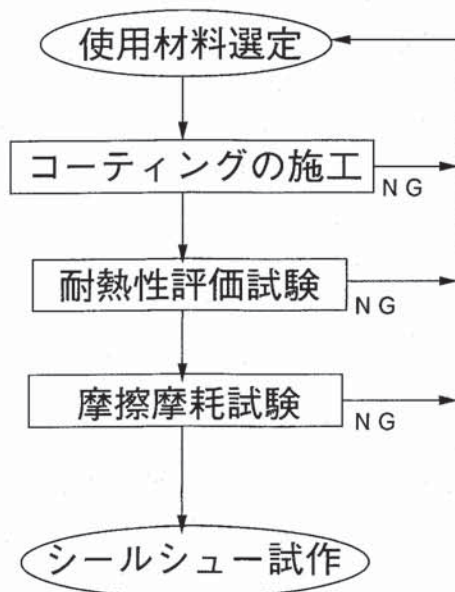


図6・4 シールシュウの開発プロセス

化物系のセラミック材製であり、セル形状はサイン波形また矩形である。コア外周にはリングギアを柔軟性のあるゴム材で接着し、ピニオンギアで駆動する方式である。熱交換器開発のプロセスを図6・3に示す。開発の形態は、シール開発、コア開発、駆動系開発、性能評価に大別される。

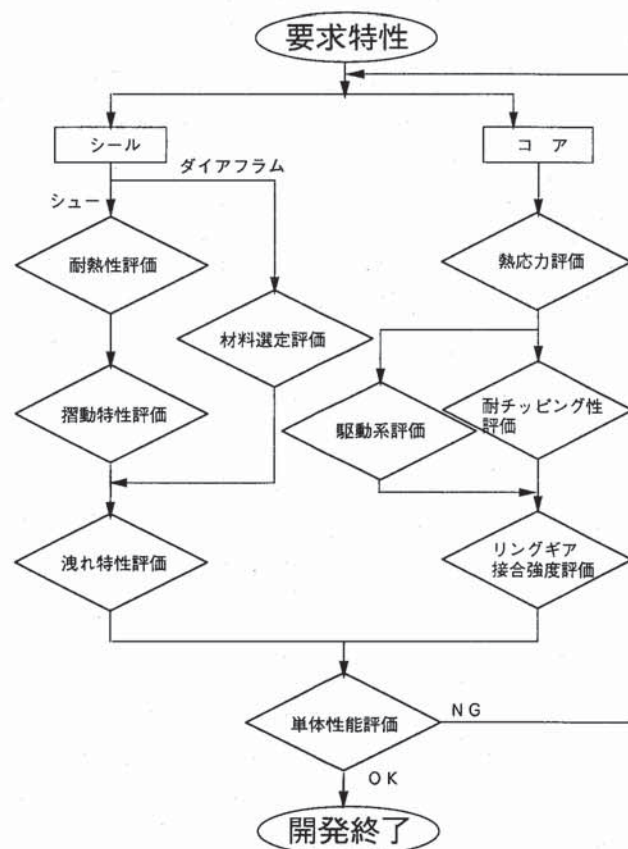


図6・3 熱交換器開発プロセス

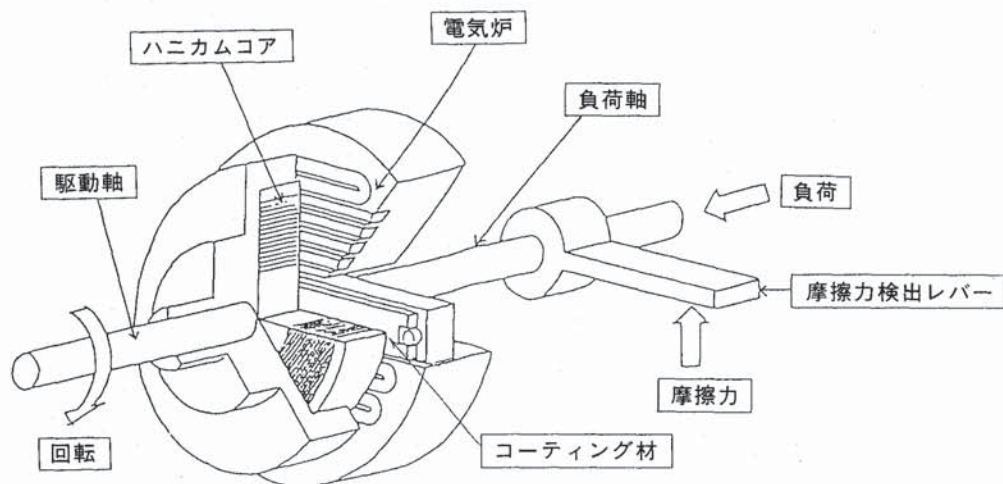
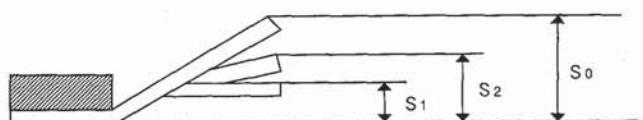


図 6・5 摩擦摩耗試験装置



S0: 試験前の自然高さ
S1: 試験中の押付高さ
S2: 試験後高さ

試験後の高さの変化によりへたりを評価

図 6・6 ダイアフラムのへたり試験

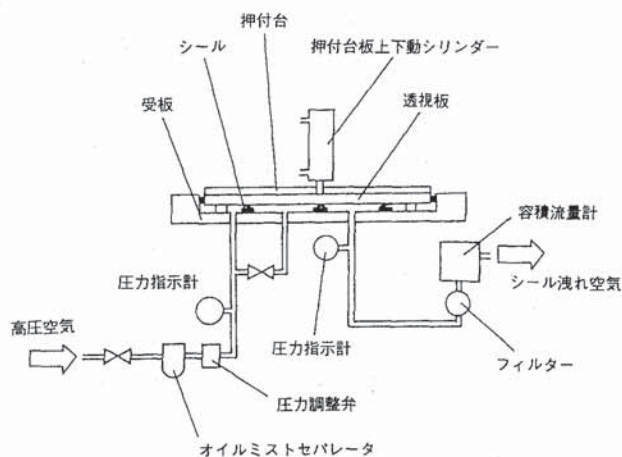
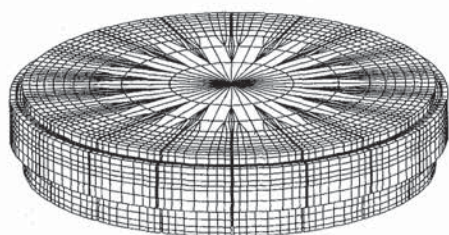


図 6・7 洩れ試験装置



要素数: 28,000
接点数: 31,000

図 6・8 コアの熱応力解析モデル

6.2 シール

摺動部のシールの開発プロセスを図 6・4 に示す。熱サイクル試験装置、高温保持試験装置で耐熱性の評価を経て、図 6・5 の摩擦摩耗試験装置で摺動特性を評価した。

一方、ダイアフラムには高温の材料特性に優れた粒子分散強化型金属を使用しているが、その評価法は、図 6・6 に示すへたり度合いで行っている。

以上の試験を経て、試作したシールを図 6・7 の洩れ試験装置でシール特性を評価した。

6.3 セラミックハニカムコア

コア材は、熱効率の面から単位体積当たりの伝熱面積が大きい MAS 材 ($2\text{MgO} \cdot 2\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 5\text{SiO}_2$) が優れるが、図 6・8 に示す応力解析を行い、強度面で安全率の高い LAS 材 ($\beta\text{LiO}_2 \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 4\text{SiO}_2$) を現在は採用している。また、解析の結果から、周方向応力低減に効果的な図 6・9 に示すスロットを外周に入れた。さらに、シールとの摺動による耐チッピング性を摺動試験で評価している。

一方、コア駆動のためのリングギアとコアの接合は、シリコン系エラストマを用いているが、接合強度の評価は、ボンディング強度試験で行っている。

6.4 駆動系

熱交コアの駆動モータは補機駆動用油圧源を利用した軽量コンパクトな油圧モータとした。このモータが効率の良い定格回転で作動できるよう減速ギアを設け、軸心のずれた左右 2 個の熱交コア

表 6・1 駆動部品耐摩耗試験結果

		(μm/hr)	
部 位	許容摩耗速度	平均摩耗速度	
軸受	ビニオンギア	3.5	1.6
	アイドラギア -1	1.1	0.5
	-2		0.3
	ビニオンローラ	1.8	0.3
	固定ローラ -1	1.8	0.1
	-2		0.3
	スプリングローラ	2.0	0.1
ギア	ビニオンギア	0.4	0.1
	アイドラギア	0.4	0.2
	リングギア	0.4	0.1

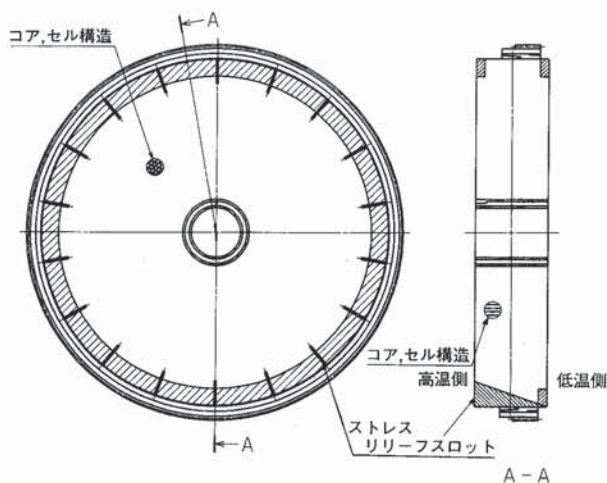


図 6・9 コアの応力低減スロット

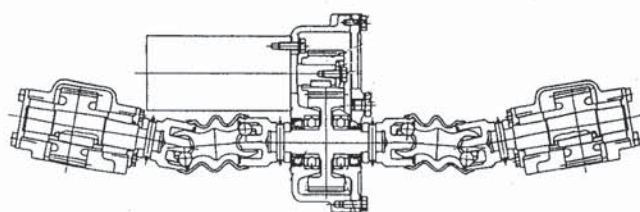


図 6・10 駆動部品組立図

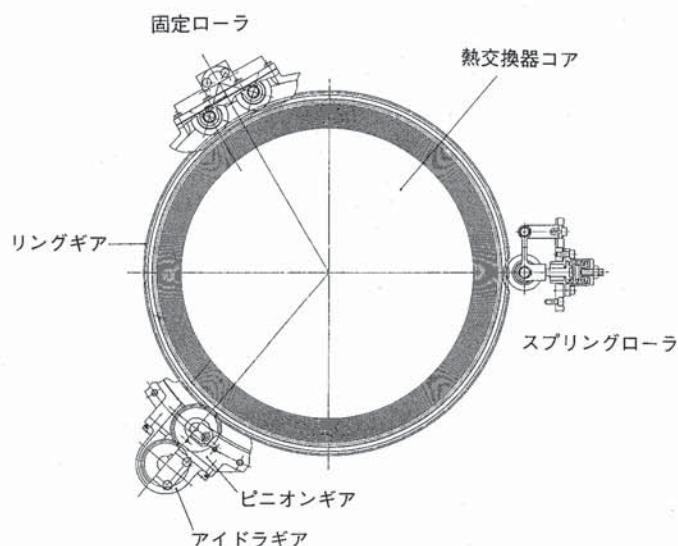


図 6・11 駆動部品配置

を 1 個の駆動源で回転するための等速ジョイントを配置する構造とした。図 6・10、図 6・11 に駆動部組立図と駆動部品の配置図を示す。

各回転軸にはカーボンブッシュのすべり軸受を採用しており、耐摩耗性を確認するため、500 hr の

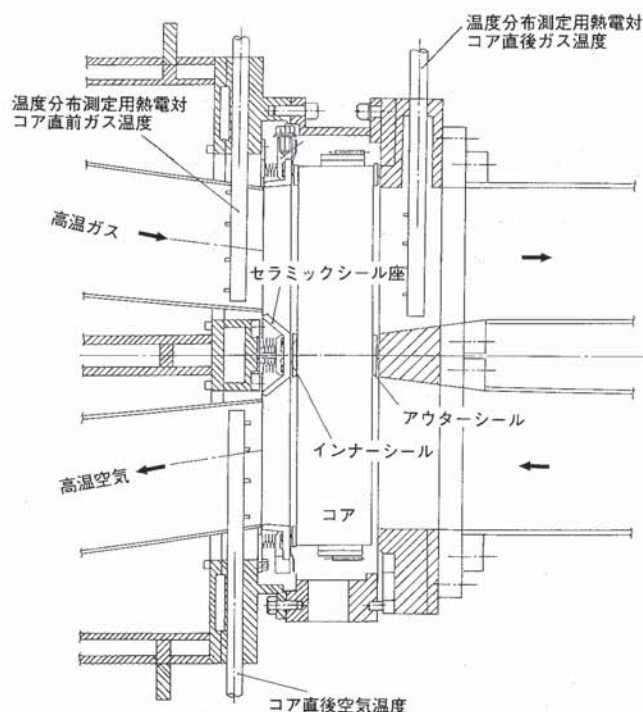


図 6・12 熱交換器単体試験装置

耐久評価試験を実施した。各軸受等の試験後の摩耗速度を表 6・1 に示す。

6.5 単体性能評価

試作したシール、コアの性能を確認するため、実機エンジンを模擬した熱交換器単体性能試験で温度効率、圧力損失、洩れ空気量、コア駆動トルクを評価した。試験装置と供試体の配置と計測方法を図 6・12、図 6・13 に示す。試験結果を図 6・14 に示す。また、定格負荷相当の条件で 50 時間耐久性を評価した結果を図 6・15 に示す。中間目標性能が得られ、50 hr の耐久性が確認された。

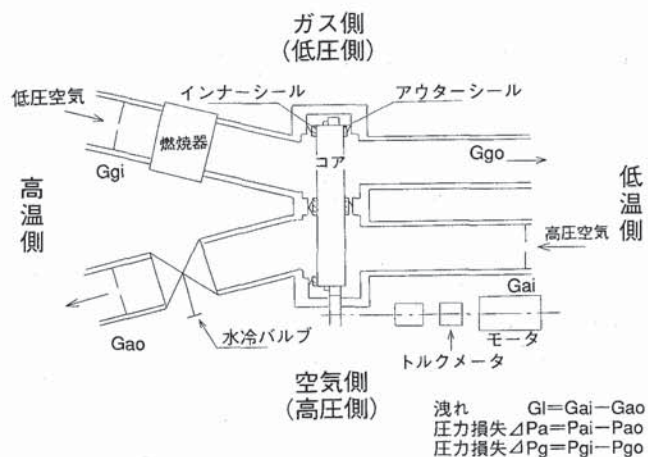


図 6・13 単体試験計測方法

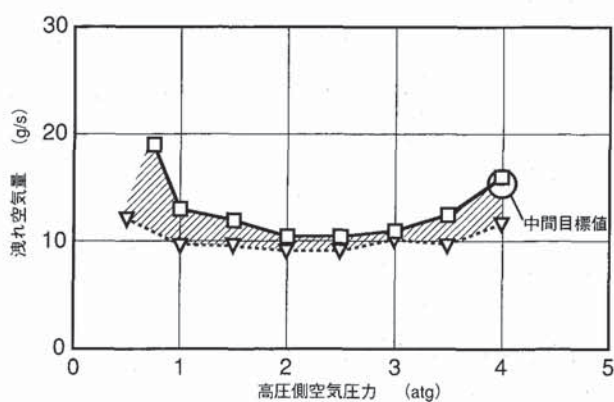


図 6・14 単体性能試験結果（洩れ空気量）

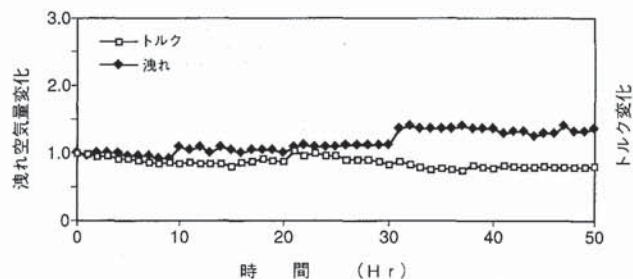


図 6・15 単体 50 時間耐久試験結果

7. おわりに

7 年計画の前半を経過し、各エンジン要素の単体での評価と改良が、またこれらを組み込んだアッセンブリでの評価が進められている。各要素部品とも性能面では中間評価目標値を達成できたので、今後は最終目標値の達成へ向けてさらに改良を進める。エンジン構造については、タービン入口温度 1200°C までの熱交換器なしのアッセンブリでの運転の結果からは、これまでのところ大きな問題は認められていない。

プロジェクトの後半は、エンジンのとりまとめが中心になる。これまでのエンジン要素単体での成果およびアッセンブリ試験の結果を踏まえて、今後のエンジン開発を進める予定である。

世界の小型セラミックガスタービンの開発動向

東海大学工学部 伊藤 高 根

1. はじめに

セラミックガスタービンの研究開発が具体的に始められたのは1970年代初めである。小型ガスタービンでは翼が小さく翼内部に細かな冷却通路を形成する事が技術的にも、コスト的にも難しいこと、セラミックスは大型部品の製作が難しくまた大型部品ほど強度信頼性も下がる事などの理由から、セラミックス適用技術の研究開発は小型ガスタービン、特に自動車用ガスタービンを中心に行われてきた。実用化された具体例はまだないが、適用技術はこの間飛躍的に進歩してきており、これらの技術を生かして米国では一部部品の実用化をめざした既存エンジンによるフィールド試験なども計画実施されている。わが国では自動車用100 kW、コージェネレーション用300 kWのセラミックガスタービンの研究開発が進められ、エンジン性能試験が始まる時期を迎えているが、それらの開発動向は本誌別稿で述べられるので以下に欧米を中心にその開発の経緯及び動向を述べる。

2. 米国の開発動向

(1) 開発経緯

自動車用セラミックガスタービンの開発は先ずDARPA (Defence Advanced Research Project Agency) のプロジェクトとして1971年に開始され、Ford社が200馬力の1軸式のセラミックガスタービンの研究開発に取り組んだ。

その後、米国ではDOEが1976年にCATE (Ceramic Applications in Turbine Engine) プログラムを開始し、General Motors Allison Divisionの開発していたバス・トラック用メタルガスタービンGT-404の高温部品を、順次セラミックスに置き換え性能向上を図る計画で進められた。このプロジェクトは最終段階にいたる前に中断され後述のAGTプログラムに引き継がれた。1979年、DOEは本格的な自動車用セラミックガスター

ビンの開発をめざして5年計画のAGT (Advanced Gas Turbine) プログラムを発足させ、入札の結果Allison DivisionのチームとGarrett/Fordの2つのチームを選んでその開発を委託した。前者は2軸再生式のAGT-100、後者は1軸再生式のAGT-101のエンジンを開発することになったが、何れのエンジンも、初めからセラミックスの適用を念頭において設計されたエンジンである。これらの開発を通じて多くのセラミックス適用技術に関する成果が見られ、詳細は多くの文献で紹介されているが、エンジンとしての性能評価にはなかなか至らず計画目標を見直すとともに期間を2年延長し、次のATTAPプロジェクトに引き継がれ現在に至っている。

(2) ATTAPプログラムの現状

1987年AGTをフォローする形でATTAP (Advanced Turbine Technology Applications Project) プロジェクトが5年計画で開始された。参加メーカは基本的には同じであるが、General Motorsは従来のAllison Divisionの外にTechnical Centerが加わり、General Motorsチームとして参加する事になり、評価エンジンも今までのラジアルタービンを用いたAGT-100に代えてTechnical Centerが独自に開発してきたAGT-5 (2軸再生式、軸流タービン使用) を用いることとなった。一方、Garrettチームは、Fordが抜け、その後Garrett社の社名もAllied Signal社と変更された。ATTAPでは、エンジン開発というよりはセラミックスの適用技術開発、米国内セラミックスメーカの育成に重点が置かれ、AGTで開発してきたエンジンは性能は二の次でセラミックコンポーネントの評価テストリグと言う位置づけとなった。プロジェクトの最終目標は「自動車用エンジンのライフコストに合致し、1371°CのTITのエンジン環境の中で3500時間の運転が可能なセラミックコンポーネントを開発しそれを実証する事」であり、具体的にはエンジンテストベッ

(平成6年9月9日原稿受付)

ドで 300 時間のサイクリック耐久テストを実施する事になっている。これらを通じセラミックスの設計マニュアルをまとめることであった。何れのチームも重点となるコンポーネントを 5 つ選び、これを中心にセラミックス化の開発が行われてきたが、何れもタービンノズル、タービンロータは重点部品にあげており、特に異物衝突の問題に力が注がれてきた。General Motors のチームがタービンを軸流式に代えた一つの理由はこの異物衝突に対して強いからだとしている。また Allied-Signal 社は異物衝突の基礎研究を進め、その結果従来のラジアルタービンから斜流タービンへと大幅な設計変更を行い強度向上がはかられた。すでに ATTAP の予定期間は過ぎており、内容の見直しを前提に 1998 年まで期間延長がなされている。以下にそれぞれのチームの最近の開発状況を述べる。

1) General Motors (GM) チームの状況⁽¹⁾

重点コンポーネントとして以下に示す部品を重点に開発を進めてきた。評価に用いているエンジンは 2 軸式であるが、パワータービン系は開発が間に合わずもっぱらガス発生機部の評価を実施している。それぞれのコンポーネントの開発状況を述べる。

(a) 軸流タービンロータ

開発当初は空力性能は度外視して翼枚数を極端に減らしたのから始め、段々と数を増やし現在は空力性能を改善した第 4 世代の翼枚数 26 枚のものが製作されテスト待ちの状況である。第 3 世代の 20 枚翼のロータでのテストでは燃焼器からのハードカーボンによる衝突やチップの擦り等があったが壊れる事はなく、また一つのロータは累計 1000 時間に達したのもあったと報告されている。

(b) タービンスクロール

現在は応力を下げた第 3 世代の設計のものが評価されている。TIT=1371°C、100%回転数でのテストやオールセラミックガス発生機でのテスト等が実施され、それ以前の設計で生じていたフランジ部のクラック発生等は無くなった。

(c) 熱交換器

回転蓄熱式のマトリックスコアについては巻き取り式で製造したものは最終的にコスト高であり、

また壁の厚さ、均一性に問題がある等の理由から一体押し出し式の開発を行っている。Corning, Inc. が担当しており昨年はまず MAS 材を用いて直径 27 cm 程度のものでできるようになった。このプロセスを LAS, AS, NZP 材等にも適用し、最終的にはエンジンテストリグの中でサイクリックテストを実施し最適材料を選定する計画となっている。熱交換器開発に関しては今までほとんど見るべき報告は無かったが、ATTAP 終了時期を迎え昨年辺りから設計の最適化を始めているようである。すなわち駆動系の見直し、マトリックスコアの応力解析、シール構造の見直し等が行われ漏れが 35%減ったとしているが高温での実験結果はまだ出ていない。

(d) 断熱材

従来は酸化物セラミックの繊維をセメントのように半ねり状にし手作業で塗り込める方法が取られていたが、この方法は将来の大量生産には向かず製品のばらつきも大きいため新たな施工方法として射出成形法の開発が進められている。簡単な形状のものには適用できる事が確認されており昨年はエンジンハウジングへの適用が試みられ、その可能性が確認された。断熱材は施工方法の問題以外にエロージョンによる表面のはがれやひび割れ等の問題も解決されねばならない。

(e) 燃焼器

予蒸発予混合方式の開発を進めているが、ここへ来て新たな取り組みが開始されている。現在 3 種類のコンセプトを検討中であり、その内二つは空燃比を制御するために可変機構を設けており他の一つは 2 段燃焼方式のものである。現在ポペットバルブ式可変機構のものを試作し定常試験が実施されており、良否判断には過渡性能の評価も必要であるが今のところ非常に有望なデータが出ている模様である。

(f) エンジンテスト

全てのセラミックコンポーネントを組み合わせた 100 時間の耐久サイクルテストは 1991 年に実施され、最終ステップとしての 300 時間耐久のテストが実施されているが、何度か途中でトラブルが発生し、その都度部品を組み替えてテストが続けられている。最も良い結果は 267 時間の耐久であった。幸いな事にいずれもセラミック部品から

先に壊れた例はなく、それ以外のセラミックス/金属のインターフェース部、位置決めの不備、熱変形等に第一の原因があり、現在 300 時間達成の努力が続けられている。

なお、ATTAP についてはすでに数年前から、フォローの別プログラムを新たに始めるか、そのまま延長するか等の検討が DOE を初め関係者の間で論議されていたようであるが、ようやく昨年辺りから方向性が明確になった。すなわち Allied-Signal Engines の方は後述するようにすでに 1993 年からは今までの技術を APU エンジンの第 1 段タービンノズルとロータに適用して実用化をにらんで長時間の評価を実施するという方向で転向したが、GM チームは GM が Allison Div. の経営を手放した事もあり Technical Center (TC) と Allison Engine Company (旧 Allison Div.) は分かれ、TC は ATTAP から抜け DOE が別途推進しているハイブリッド乗用車用エンジン開発プロジェクトの GM 開発チームに加わり 40 kW のガスタービンハイブリッドエンジンの開発を担当し、新たに別会社となった Allison Engine Company が ATTAP のプロジェクトを継続するという事になった。ただし ATTAP の実質の開発目標、ねらいは GM のハイブリッドエンジン開発の技術支援と言う事になっている。

2) AlliedSignal の状況⁽²⁾

ATTAP では、異物衝突に対する設計技術、セラミックコンポーネントの設計、製造技術、セラミック部品評価技術等においてかなりの進歩が見られ、開発期間の最後のマイルストーンである 100 時間及び 300 時間の耐久サイクリックテストも一応終了した。1993 年からは AGT-101 による評価は取りやめ、自社で生産している APU エンジンの第 1 段タービンノズルとロータに今までのセラミック技術を適用してフィールドテストを含む長時間の耐久性（寿命の設計目標値は 2 万時間、2 万サイクル）、セラミック部品の多量生産技術の確立をねらった評価を実施し、セラミックス技術の早期実用化をめざすプログラムとして再出発した。このプログラムは ATTAP/331-200 Ceramic Engine Demonstration Program とよばれており、同社が製造し Boeing 757 や 767 に現在使われている信頼性の高い APU 用エンジン

Model 331-200 を用いエンジンテスト等を実施し、最終年の 1997 年には 6000 時間以上の商用機によるフィールド耐久試験が計画されている。このプログラムで開発される技術は、そもそもの ATTAP の目的であった「コスト的にも、信頼性の面でも自動車用セラミックガスタービンに適用できるセラミック技術を開発する」という目的に合致しており、その道につながるものであると言うのが ATTAP の延長と新プログラム発足の官民共通の解釈であろう。APU の専門メーカであり自動車メーカでない AlliedSignal にとっては賢明な、また当然の解釈であったと言える。以下に 1993 年よりスタートしている新プログラムの技術開発の現状を述べる。

セラミックスの実用化を妨げている主な要因は、①一部セラミック適用技術の未熟さ、②実用化、商用化に耐える多量製造技術の未熟さ、③実用化できるレベルにあるという実証（デモ）不足等が上げられるが、新プログラムではこれらの問題を解決すべく次のような計画が実行されている。

- (a) 粒子衝突に対する設計技術の改良
- (b) 接触部の設計技術の改良
- (c) ブレードの取付技術の開発
- (d) セラミックスの酸化/コローションの寿命への影響把握
- (e) 非破壊検査技術の開発
- (f) セラミック部品の多量生産技術の開発
- (g) エンジンによる評価試験

331-200 APU の第 1 段タービンノズルとロータブレードをセラミックスに替えた設計変更を実施し、ノズルセグメントは AlliedSignal Ceramic Components が GN-10 材を用いて製作し、ロータブレードは Norton Advanced Ceramics が NT 154 材を用いて製作している。これらの部品はそれぞれのブルーテスト（ブレードは 144% の応力をかけたスピントテストで 60 個中 58 個パス、ノズルは熱衝撃テストで 125% の応力がかかるようにし 35 個すべてがパス）を実施後それぞれ別々のエンジンでテストに供された。ブレードのテストではスタート後 86 秒、回転数 33,600 rpm において破損した。ダブテール部の緩衝材がうまく働かなかった様で、メタルディスクのダブテールスロット部の加工法を見直し平面度の改良を行った。

第2回目のテストは振動が大きく中断し、原因究明のテストがなされている。ノズルの方の試験は10時間でチェックしたが特に問題はなかった。

エンジンテストは今後1994年中に1000時間の耐久試験が計画されており、1995年にはその翌年から開始される予定の民間エンジンでの累計6000時間フィールドテストの為に認証テストが予定されている。これらを通じて少なくともセラミックスのノズルとタービンブレードは十分実用化のレベルにあり、機能的にも価値がある事が実証されるから、1998年からプロダクションに入りたいと言うのが米国が現在進めているセラミックス戦略のようである。

(3) CSGT プログラムの現状^{(3),(4)}

エネルギーの節約と排気の低減と言う米国の国家の目標を達成するためにDOEのOffice of Industrial Technologyは、Ceramic Stationary Gas Turbine Development Program (CSGT)を1992年9月よりスタートさせた。このプログラムはコージェネレーション用産業用ガスタービンの性能向上(燃費、出力、排気)を現用メタルエンジンの高温部品をセラミックスで置き換える事により達成しようというもので、主契約者はSolar Turbines Incorporated、エンジンはSolar Centaur 50 (5880 SHP)が選ばれた。このエンジンの初段のタービンノズル及びブレード、燃焼器ライナをセラミックス用に再設計し、ロータ入り口温度を1010°Cから1121°Cに上げる計画である。この変更により冷却空気も低減し、熱効率で5%以上、出力で25%以上の向上が期待でき、また排気性能は10 ppmを目標としている。

計画は3つのフェーズに分かれており、最終年は1998年である。1993年4月からスタートした第2フェーズではエンジン及びコンポーネントの詳細設計、テスト装置の準備、セラミック材料のテスト等が行われており、今後リグテスト、エンジンテストが計画されている。1996年から始まる第3フェーズではカリフォルニア州にある実際のエンドユーザにおいて4000時間のフィールドテストが計画されている。

このプログラムはセラミックス適用技術に対して特に新しい手法などが盛り込まれているわけではないが、長時間の評価、生産を意識した製造法、

非破壊検査等に重点がおかれており、既存のメタルガスタービンの一部の部品をセラミックスに置き換えると言う点が従来のAGT/ATTAP等のセラミックガスタービン開発プロジェクトとは異なっている。自動車用エンジンと比べればかなり大きなエンジンであり一部を置き換えるやり方は当然と言えば当然であるが、この手法はすでにCATEプログラムで行われ中断した手法で、一見楽そうに見えるが既存の金属部品とのインターフェースの問題がいろいろとあり、最適な修正、変更ができずやはりセラミックス用に初めから設計したものでないとダメだと言ってAGTプロジェクトが新たに始められた経緯もある。しかし一方では、セラミックス技術も格段に進歩しており、あとは実用化判断には実環境での長時間の信頼性評価が最も大切であるのに、「オールセラミックエンジン」と言う進め方が欲張りすぎていて、なかなか全体としてうまく運転できるレベルに至らず、長時間のテストができないばかりか、本当に良い物だと言う確証も世間に与えられていないと言う従来のAGT/ATTAPの現実もある。今回ATTAPの内容を見直しさらに5年間延長した事、ATTAPの一方のチームのAPUへの転向も考え合わせるならば、一部の部品でも良いから実用性を早く実証し、セラミックスを何とか早く実用化させたいという米国の現実的な路線の現れとも思われる。今後のフィールドテストの結果が大いに期待される。

3. 欧州の開発動向

欧州においても米国の場合と同様、自動車用を中心にセラミックガスタービンの研究開発がつけられてきた。

(1) ドイツにおける開発経緯

旧西独では、西独研究技術省(BMFT)のスポンサーによる国家プロジェクト(Ceramic Components for Vehicular Gas Turbines)が1974年より10年計画で開始され、自動車メーカとセラミックメーカ、さらには大学、国立研究所等も参加して主として高温、高強度の構造用セラミック材料(窒化珪素、炭化珪素)およびそのコンポーネント化の技術開発が実施された。このプロジェクトでは一つのエンジンをまとめる形はとらず、それぞれのメーカが独自に進めているエンジン用

部品を対象にタービンロータ、ノズル、燃焼器ライナ、熱交換器等の部品をそれぞれの担当メーカーがつくり要素試験が行われ1983年には終了している。当時の技術では期待されたほどの部品強度、信頼性は得られず、その後も継続してセラミックスの地道な研究開発は継続されているが小型ガスタービンの開発に継続して取り組んだのはベンツ社である。

ベンツ社では、最も重要なコンポーネントとして軸流タービンロータを取り上げこれを中心に開発をすすめた。1978年には、将来の先進自動車技術開発たる「AUTO-2000」国家プロジェクトにガスタービンを載せる事で参加し、ロータ以外は例えば、ODS材などの耐熱金属を使用したエンジンで開発を進めた。1981年5月、1250°C、60,000 rpmにて140時間のテストに成功し、1882年セラミックロータを組みこんだ乗用車の走行テストを実施し、翌1983年BMFTに引渡しを行っている。当面のこのデモの目的は路上走行の条件でセラミック部品が持つかと言うことであり、コストとか、経済性などは問題にはしていない。その後、セラミック部品の強度、信頼性向上のためFEM解析等に力を入れるとともに、研究車ではなく通常の生産車にも搭載しテストをつづけ、路上で20,000 kmの延べ走行を含み、エンジンにセラミック部品（主としてロータ）を入れたトータル運転時間は600時間以上に及んでいる。その後ベンツ社は社内事情により自動車用小型ガスタービンも含めガスタービンの研究開発を傘下のMTU社に移した事もあり小型セラミックガスタービンの開発は中断状態となっている模様である。

(2) スウェーデンにおける開発経緯

スウェーデンでは旧 United Turbine 社（現 Volvo Aero Turbines）が政府の援助の下、3軸式の独得のガスタービンの開発を進め、1982年3月、世界で初めてセラミックガスタービン搭載の乗用車を公道でテストしたと言われている。その後エンジン改良の検討やセラミックス化の研究等も進められて来たようだが、親会社との関係変更等もあり最近はおそらく Volvo 社の進めている電池とのハイブリッド車用ターボジェネレータ（現在はメタルタービン）の開発に重点を移し、後述するように AGATA プロジェクトにも参加し

セラミック化の研究も進めているが、セラミックス適用に関してはどこまで進展しているかの具体的な報告はほとんどなされていない。

(3) AGATA プログラムの現状⁽⁵⁾

AGATA (Advanced Gas Turbine for Automobile) はヨーロッパの EUREKA プロジェクトの一つであり、1987年にスタートしたが、当初計画ではドイツ、フランス、スウェーデンのメーカーが参加し直接車両を駆動する 100 kW セラミックガスタービンを開発し、7年間でプロトタイプテストまで、その後5年間で各メーカーがマスプロに必要な技術の研究開発をする計画であった。しかしながらドイツの不参加表明等もあり、実質的な研究開発はほとんど進んでいなかった。その間自動車からの排気ガスに対する規制値がますます厳しさを増す傾向の中で、内燃機関と電池のハイブリッド車両の構想に関連してガスタービンを利用した、いわゆるターボジェネレータが有効であるとの検討結果が AGATA とは別にフランス、スウェーデンのメーカーでなされてきており、このような情勢を踏まえて1992年 AGATA 計画の全面見直しが行われ、新たにハイブリッドエンジン用セラミックガスタービンを対象とする内容に方向転換を行った。このプロジェクトでは一応 60 kW の自動車用発電機直結セラミックガスタービンを目標としているが、ターボジェネレータの構想はそのほかの APU や小型コジェネレーションへの応用も当然考えられ、エンジンそのものは造らず、燃費と排気にとって重要な要素技術として3つのセラミック部品（触媒燃焼器、ラジアルタービンロータ、レキュペレータ）を選び設計、試作、実験評価を通じてその技術的な可能性を実証する計画となっている。プロジェクトは1993年初めにスタートし1996年まで4年計画である。全体とりまとめ役は Peugeot であるがエンジンメーカーはその他 Volvo, Renault が参加している。まだ再出発してから日が浅い為、具体的な要素の実験までは進んでいないようであり、開発計画以外のデータはまだ公表されていない。

4. おわりに

以上述べてきたように小型セラミックガスタービンの研究開発は1970年代初めから開始されすでに20年以上が経過している。その間セラミック

スの適用技術、製造技術は格段に進歩し、その応用として自動車用ターボチャージャロータはすでに1985年に実用化され既に何十万台と市場で使われている。その信頼性の高さも市場で立証済みである。ガスタービンの一つの部品だけセラミック化してもエンジン性能として余り効果が現れないのでターボチャージャのように行かない面もあるが、その後の技術の進歩も着実に進んでおり一部の部品についてはすでに実力的には実用化できるレベルの物もあると思われる。実際に実用化されるか否かは市場原理で決まるわけで、最終的には信頼性とコストに見合った機能向上であろう。今まで部品としてもエンジン性能としてもセラミックス化による機能向上、長時間の信頼性の実証が十分なされていなかった。早くこの点の実証されることが重要であり、その意味ではセラミック部品の長時間実証テストが米国で計画されATTAPの一チームではAPU, CSGTでは小型コージェネレーション用エンジンを用いて実施される計画であり、またATTAPのもう一つのチーム及び欧州のAGATAでは、従来の自動車用セラミックガスタービンの技術をよりニーズ、実現性の高いハイブリッドエンジン用のターボジェネレータとして活用しようとの計画変更がなされたことは大いに歓迎すべきことである。また、現在

わが国で進められている100 kW, 300 kWのCGTプロジェクトはエンジンとして性能向上を実証する事を目標に進められており、余すところ3年足らずとなったが、今までエンジン全体として評価がなされた前例はなく「セラミックガスタービンはこんなにすばらしい」と言う実績（無冷却で1250°Cで運転できる事の立証だけでも大いなる成果であろう）を示す事が大いに期待されている。

今まで20年間以上セラミックス技術に注いできた関係者の苦労を思うとき、そろそろ実用化の展望が開けないことにはエンジンメーカーも、セラミックメーカーも、そしてそれを支えてきた研究者もともにしびれが切れてしまう。国際協力を含めて官民学の一層の協力で知恵を絞り実用化のめどを付けたいものである。

参考文献

- (1) Berenyi, S. G., ASME Paper, 94-GT-9, 1994-6
- (2) Easley, M. L., ほか1名, ASME Paper, 94-GT-485, 1994-6
- (3) Roode, M., ほか3名, ASME Paper, 94-GT-313, 1994-6
- (4) Salth, A., ほか2名, ASME Paper, 94-GT-420, 1994-6
- (5) Lundberg, R., ASME Paper, 94-GT-8, 1994-6

~~~~~

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第32回伝熱シンポジウム	平成7年5月24日～26日 山口県社会福祉会館・教育会館	第32回日本伝熱シンポジウム 準備委員会 TEL 0836-31-5100 内3011

スの適用技術、製造技術は格段に進歩し、その応用として自動車用ターボチャージャロータはすでに1985年に実用化され既に何十万台と市場で使われている。その信頼性の高さも市場で立証済みである。ガスタービンは一つの部品だけセラミック化してもエンジン性能として余り効果が現れないのでターボチャージャのように行かない面もあるが、その後の技術の進歩も着実に進んでおり一部の部品についてはすでに実力的には実用化できるレベルの物もあると思われる。実際に実用化されるか否かは市場原理で決まるわけで、最終的には信頼性とコストに見合った機能向上であろう。今まで部品としてもエンジン性能としてもセラミックス化による機能向上、長時間の信頼性の実証が十分なされていなかった。早くこの点の実証されることが重要であり、その意味ではセラミック部品の長時間実証テストが米国で計画されATTAPの一チームではAPU, CSGTでは小型コージェネレーション用エンジンを用いて実施される計画であり、またATTAPのもう一つのチーム及び欧州のAGATAでは、従来の自動車用セラミックガスタービンの技術をよりニーズ、実現性の高いハイブリッドエンジン用のターボジェネレータとして活用しようとの計画変更がなされたことは大いに歓迎すべきことである。また、現在

わが国で進められている100 kW, 300 kWのCGTプロジェクトはエンジンとして性能向上を実証する事を目標に進められており、余すところ3年足らずとなったが、今までエンジン全体として評価がなされた前例はなく「セラミックガスタービンはこんなにすばらしい」と言う実績（無冷却で1250°Cで運転できる事の立証だけでも大いなる成果であろう）を示す事が大いに期待されている。

今まで20年間以上セラミックス技術に注いできた関係者の苦労を思うとき、そろそろ実用化の展望が開けないことにはエンジンメーカーも、セラミックメーカーも、そしてそれを支えてきた研究者もともにしびれが切れてしまう。国際協力を含めて官民学の一層の協力で知恵を絞り実用化のめどを付けたいものである。

参考文献

- (1) Berenyi, S. G., ASME Paper, 94-GT-9, 1994-6
- (2) Easley, M. L., ほか1名, ASME Paper, 94-GT-485, 1994-6
- (3) Roode, M., ほか3名, ASME Paper, 94-GT-313, 1994-6
- (4) Salth, A., ほか2名, ASME Paper, 94-GT-420, 1994-6
- (5) Lundberg, R., ASME Paper, 94-GT-8, 1994-6

~~~~~

本会協賛・共催行事

会 合 名	開催日・会場	詳細問合せ先
第32回伝熱シンポジウム	平成7年5月24日～26日 山口県社会福祉会館・教育会館	第32回日本伝熱シンポジウム 準備委員会 TEL 0836-31-5100 内3011



T-S 線図による複合サイクルのエクセルギ解析

防衛大学校 神 津 正 男

〃 鶴 野 省 三

ABSTRACT

An exergy analysis on thermal optimization of steam bottoming cycles for recovering waste heat of topping cycles was developed. That is, there were proposed new determination method of cycle using entropy balances and T-Q diagrams between cooling process of exhaust gas and heating process in steam cycles, applicable to various steam cycles, universally. Cycle performances were estimated by T-S diagrams on cycles described exactly, where their advantages or disadvantages were discussed for Rankine cycle, a dual-pressure one, reheat and super critical one, etc. As a result, it was found that super critical cycles are most suitable for recovering waste heat of higher temperature gas turbine because the vaporization process is disappeared. Also, there is an optimum steam cycle suitable for an exhaust gas temperature of gas turbine, individually.

1. 緒言

石油危機以来、資源、環境の両面にわたって厳しさを増してきているエネルギー問題は人類の未来に重苦しい影を投げかけている。今日このエネルギー問題への対応はアイデアとしては多くの方法が提案され、また研究されているが、当面の実現可能な方法としては原子力発電の拡大と熱機関の効率改善（エネルギーの効率的利用）しか頼れない状況にある。このような中で複合サイクルはコ・ジェネとともにエネルギー問題の有効な対策として、近年普及してきたが、ガスタービンの高温化や新しいサイクルの開発、またボトムングサイクルの改善などにより、なお熱効率改良の余地がある。

本研究は複合サイクルの構成を T-S 線図上に正確に描いて、エクセルギの利用状態を目視により確認しながら、サイクル決定を行う方法を試みるものである。

すなわち従来のボトムングサイクルは排ガスの熱を蒸気に移動させる際に、高温側のガスと低温側の蒸気の温度差が逆転しないように決定され、その決定法はサイクルの形式により異なる⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾。この方法は言わばエネルギー保存則に基づくサイクル決定法であり、エクセルギ評価はサイクル作成時ではなく、サイクル決定後に行う。それゆえ従来の方法はサイクル決定がサイクルにより異なる不便に加え、排ガスのエクセルギのどの部分がどのように利用されているか、把握することができない難点がある。

これに対して T-S 線図上に正確にサイクルを描く方法はサイクル効率とエクセルギ利用の関係を目視しつつ進めることができるので、熱効率に対する物理的背景と意味を把握しながら、サイクルの決定の作業が行える。また従来のような個別のサイクル決定法は殆ど必要とせず、多くのサイクルに対して同一の手法が適用できる。

本報告はこのような観点よりサイクル作成の方法について考察するものであるが、最初は従来の代表的なボトムングサイクルを例にとり、T-S 線図を描く方法を示し、各サイクルの特長を論じ、ついで近年高温化しつつあるガスタービンの複合サイクルについて考察する。

2. ボトムングサイクルの決定法とサイクル作図

ガスタービンは単純サイクルとし、その廃熱でボトムングサイクル（蒸気サイクル）を作動させる。したがってここでは蒸気サイクルの決定と T-S 線図上に作図する方法を述べる。

蒸気サイクルはまずサイクルの形式および初圧、初温、復水圧力、再熱の場合は再熱圧力と温度を

(平成 5 年 7 月 9 日原稿受付)

決め、単位流量 (1 kg) 当たりのサイクルを作る。ついで次式により蒸気流量比 (排ガス 1 kg に対する蒸気流量) g_{ST} を与え、

$$g_{ST} = \frac{\text{ガスタービンの排ガス冷却行程のエントロピー変化量 (kJ/(kgK))}}{\text{蒸気サイクルの全加熱過程のエントロピー変化量 (kJ/(kgK))}} \quad (1)$$

この値を初期値として T-Q 線図により排ガス温度と蒸気温度の逆転が生じないように g_{ST} を反復修正し、最適値を求める。

この手順を基本ランキンサイクルを例にとり述べる。まず式(1)より g_{ST} を求め、この流量に対するサイクルを T-S 線図上に描くと図 1 (a) が得られる。図は破線がガスタービンサイクルの排ガス冷却過程であり、この破線の直下の領域が廃熱の熱量である。図によれば求めた流量に対するサイクルの ΔS_{ST} とガスタービンの ΔS_{GT} は等しいので、 Q_R で示される領域は回収の余地がある未利用熱であることが分かる。そこでこの熱を回収するために T-Q 線図にてピンチポイント温度差を考慮しつつ、反復計算し流量 g_{ST} を決め、目的とするサイクル (図 1 (b)) とする。ここで g_{ST} に対するサイクルの描き方は単位流量当たりの蒸気サイクルの ΔS_{ST} に g_{ST} をかけてサイクルの寸法を決め、ガスタービンサイクルの排ガス冷却過程を記入した T-S 線図に描き入れる。図 1 (b) において斜線を施した部分が Q_R で示した未利用熱を吸収した領

域であり、未利用熱の吸収によりエネルギーが増加することを示している。

ガスタービンおよび蒸気サイクルのサイクル計算については省略するが、エクセルギおよびエクセルギ効率は以下の通りである。

ガスタービンサイクルのエクセルギ E はサイクル加熱量 Q 、周囲温度を T_0 とすると、

$$E = Q - T_0 \Delta S_{GT} \quad (2)$$

ここでサイクル加熱量 Q はガスタービンサイクルの加熱量で、圧縮機出口温度を T_2 、タービン入口温度を T_3 、燃焼ガスの比熱を c_p とし、次式で与えた。

$$Q = c_p (T_3 - T_2) \quad (3)$$

排ガスのエクセルギはガスタービンの発生仕事を W_{GT} とすれば

$$E_{EX} = E - W_{GT} \quad (4)$$

である。したがって複合サイクルのエクセルギ効率 ζ_{CC} は

$$\zeta_{CC} = (W_{GT} + W_{ST}) / E \quad (5)$$

ここで W_{ST} は蒸気サイクルの発生仕事である。また蒸気サイクルのみのエクセルギ効率 ζ_{ST} は

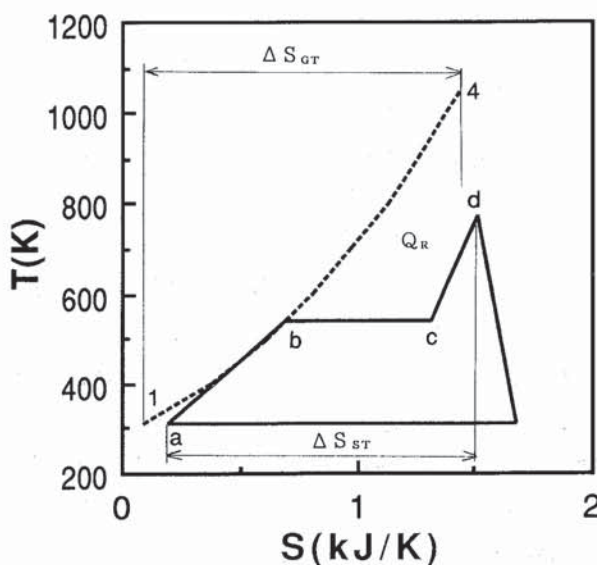


図 1 (a) 本ランキンサイクル
初圧 5 MPa 初温 500°C
復水圧力 0.005 MOPa

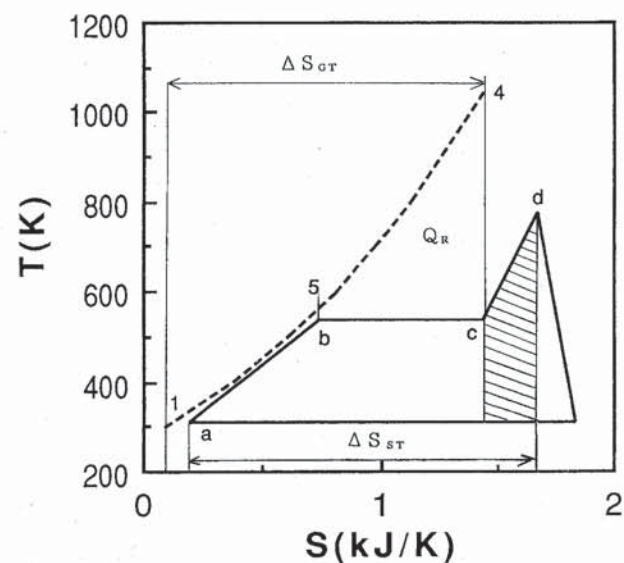


図 1 (b) 基本ランキンサイクル
ピンチポイント温度差 10°C
の場合、サイクル条件は(a)
に同じ

$$\zeta_{ST} = W_{ST} / E_{EX} \quad (6)$$

である。

一方第1法則に基づく熱効率はガスタービンサイクル、蒸気サイクルおよび複合サイクルに対して次のように定義する。まずガスタービンサイクルの熱効率 η_{GT} は

$$\eta_{GT} = W_{GT} / Q \quad (7)$$

蒸気サイクルの熱効率 η_{ST} は排ガスのもつ熱量 Q_{EX} を用いて

$$\eta_{ST} = W_{ST} / Q_{EX} \quad (8)$$

複合サイクルの熱効率 η_{CC} は

$$\eta_{CC} = (W_{GT} + W_{ST}) / Q \quad (9)$$

である。なお Q_{EX} は次式で与えられる。

$$Q_{EX} = Q - W_{GT} \quad (10)$$

3. 代表的なボトムリングサイクルのT-S線図

従来の研究で取り上げられたボトムリングサイクルにはあらゆる形のランキンサイクルがある。しかしここでは基本ランキンサイクルと廃熱回収の観点から開発されたボトムリングサイクルである2重圧サイクル⁽²⁾、飽和蒸気圧の混圧サイクル⁽⁴⁾についてT-S線図を描き、各サイクルの特徴について述べる。

本報で取り扱うボトムリングサイクルは表1に示す単純ガスタービンサイクルをトッピングサイクルとするものである。

(1) 基本ランキンサイクル

ボトムリングサイクルの基礎は基本ランキンサイクルである。本サイクルはすでに図1(b)に示してあるが、このサイクルの諸元は初圧5MPa、初温500°C、復水圧力と温度が0.005MPa、32.9°C、タービン効率を0.85とした場合である。この場合の蒸気流量比は $g_{ST} = 0.226$ 、ピンチポイント温度差は10°Cであり、蒸気サイクルのみの熱効率は31%である。表2はこのサイクルの計算結果をまとめたものである。表2によれば、この熱効率は熱回収率の約92%に対しては低いように見えるが、これは回収した熱の中で利用できない熱（アネルギ）が多いことを意味している。

表1 ガスタービンの条件

(a) TIT=1623.2Kの場合

圧力比	10
大気圧力、温度	0.1MPa, 288.2K
タービン入口温度	1623.2K
タービン出口温度	1028.2K
圧縮機効率	0.85
タービン効率	0.85
燃焼器圧力損失	3%
ボイラ圧力損失	5%
ガスタービンの熱効率	34.2%
内部エクセルギ	829.5kJ/kg
加熱量	1230.1kJ/kg

(b) TIT=1773.2Kの場合

タービン入口温度	1773.2K
タービン出口温度	1129.2K
ガスタービンの熱効率	34.5%
内部エクセルギ	993.3kJ
加熱量	1423.6kJ

なお蒸気流量を決める従来の方法は式(11)による。

$$g_{ST} = (h_4 - h_5) / (h_d - h_b) \quad (11)$$

すなわち式(11)の分子はガスの、分母は蒸気のエンタルピ差であるが、ガスの h_5 は蒸気の h_b の10°C高い温度のエンタルピである。また破線に印した数字1は圧縮機入口、4はガスタービン出口を意味し、5はガス側のピンチポイントに対応する位置である。

(2) 2重圧サイクル⁽²⁾

基本ランキンサイクルは前述したように熱回収と熱効率の面で改善の余地がある。2重圧サイクルは臨界圧以下での蒸気サイクルの熱回収率と熱効率の改善に有効なサイクルとして創案されたサ

イクルである。図2は高圧サイクルを初圧5 MPa, 初温500°C, 低圧サイクルを圧力0.5 MPa, 温度500°Cとした2重圧サイクルの例である。ここで低圧サイクル(左側)の圧力は0.5 MPaであり, 低圧サイクルと高圧サイクル(右側)は矢印で示した場所できつなり, 混合した後再熱する。図は廃熱回収率を95%としてある。表2によれば, 高圧と低圧サイクルの蒸気流量比は高圧側が $g_{ST,H} = 0.184$, 低圧側が $g_{ST,L} = 0.016$ であり, 蒸気サイクル単体の熱効率は

33.2%である。これは基本ランキンサイクルに比し2.2%高いが, ここで注意すべき点は, このサイクルの成否は廃熱回収率に依存し, いま仮にここで熱回収を90%とすると低圧側のサイクルの流量はゼロとなり, 2重圧サイクルは成立しない。したがってこのサイクルは非常に高効率の廃熱ボイラを必要とすることが分かる。

(3) 混圧サイクル⁽⁴⁾

ガスタービンの排ガス温度が500°C以下の場合

表2 計算結果(その1)

	基本サイクル	2重圧サイクル	混圧サイクル (a) $p_1 = 0.163 \text{ MPa}$ (b) $p_2 = 4.5 \text{ MPa}$ (c) $p_3 = 18.67 \text{ MPa}$
加熱量, Q 内部エクセルギ η_{GT} 排ガス熱	1230.1(kJ/kg) 829.5(kJ/kg) 34.2% 811.3(kJ/kg _{gas})		排ガス最高温度 773(K) 排ガス熱量 515.5(kJ/kg _{gas})
$\eta_{ST}(\%)$ $\eta_{CC}(\%)$ $\zeta_{CC}(\%)$ $W_{CC}(\text{kJ/kg}_{gas})$ g_{ST} 熱回収率(%)	31.0 54.5 80.7 669.9 0.226 91.9	33.2 56.0 83.0 688.4 高圧 0.184 低圧 0.016 95	$g_{STa} = 0.0739$ $g_{STb} = 0.0153$ $g_{STc} = 0.102$ $W_{ST} = 146.9 \text{ kJ}$ $\eta_{ST} = 28.5$ 95

の蒸気サイクルは過熱蒸気としないで, 異なる圧力の蒸気ドラムをつないだ混圧サイクルが使われる。この場合のタービンは飽和蒸気タービンであり, 乾き度の低い蒸気を使うことになる。図3は飽和蒸気温度が(a) 114°C ($p = 0.163 \text{ MPa}$), (b) 261.5°C ($p = 4.5 \text{ MPa}$), (c) 360°C (18.67 MPa) 3段階の飽和蒸気サイクルで構成した混圧サイクルを示したものである。各サイクルの流量比, 熱効率は表2に示した通りである。

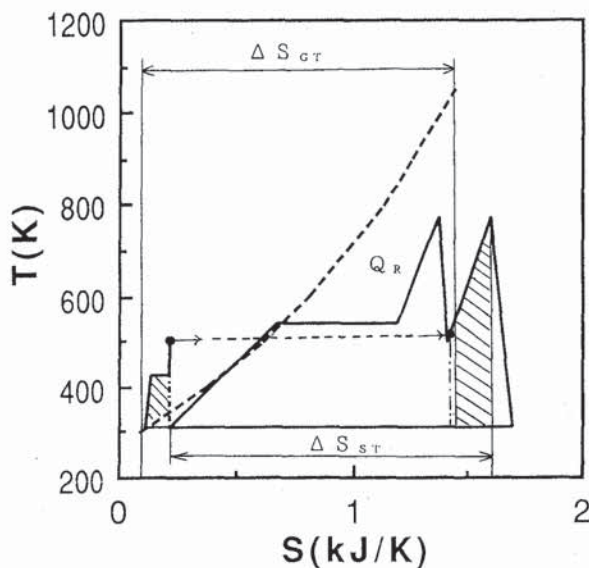


図2 2重圧サイクル
初圧 5 MPa 初温 500°C
低圧部 0.5 MPa

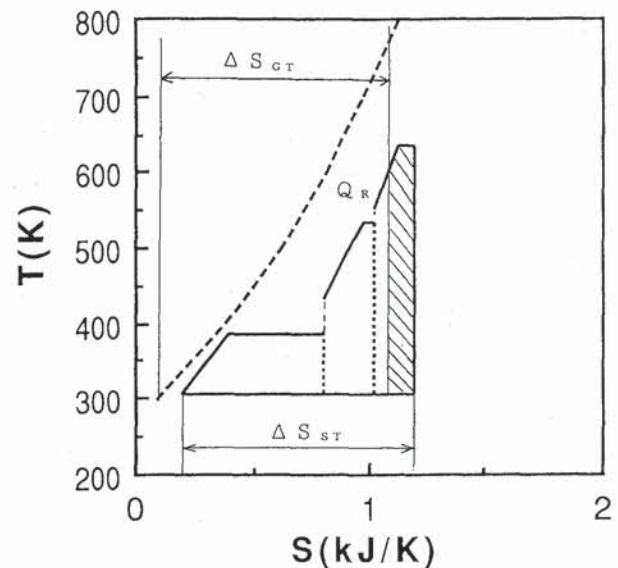


図3 混圧サイクル
(a) $T_{s1} = 114^\circ\text{C}$ (0.163 MPa)
(b) $T_{s2} = 261.5^\circ\text{C}$ (4.5 MPa)
(c) $T_{s3} = 360^\circ\text{C}$ (18.67 MPa)

但しこの場合はこのサイクルの特性に合わせて、排ガスの最高温度（排ガスボイラ流入温度）を前記2例の1028.2 K (755°C) に比べ約250°C低い500°Cに設定してある。また図はタービンにおける断熱膨張線を垂直に下ろしてあるが、これは作図を単純化するためである。

以上3例を見て分かることは、この3例のサイクルは高温の廃熱を蒸発部で吸収するために、廃熱回収の際のエントロピー増加が大きく、アネルギーを増加させることが避けられない。2重圧サイクルは確かに高効率の優れたサイクルであるが、高い廃熱回収率を必要としている。それゆえ臨界圧力以下の蒸気サイクルでは、高温ガスタービンのボトミングサイクルとしては限界があり、これから実用化される高温ガスタービンの廃熱回収サイクルとしては高温の廃熱を有効に活用できるサイクルが必要となる。

4. 高温ガスタービンに対する蒸気サイクル

ガスタービンの高温化は複合サイクルの効率改善にとってもっとも重要な条件であるが、近年高温化技術の進歩により、タービン入口温度が1300°Cを越えるようになった。一方菊沢⁽⁵⁾はタービン入口温度（TIT）が約1300°C以上になると、

ボトミングサイクルは廃熱のみで作動させるときに最高効率を与えることを示した。本報告では表1に示したTIT = 1623.2 K (1350°C) および1773.2 K (1500°C) のガスタービンとするので、蒸気サイクルは追い炊きなどを必要としない。ここではまず表1の(a)と(b)のガスタービンに対して再熱サイクルと超臨界圧サイクルを組み合わせた場合を検討する。

(1) 再熱サイクル

再熱サイクルは再熱により廃ガスの高温部の熱を温度をあまり下げることなく回収できるので、アネルギーの増加をおさえ、効率改善が可能ではないかとの観点より検討する。

ここで検討する再熱サイクルは表3の左欄に示す(a), (b)であり、これらのサイクルを表1の(a), (b)のガスタービンと組み合わせた場合を考える。サイクル計算の結果は表4および図4に示してあるが、表4において再熱サイクル1および2はガスタービン(a)と組み合わせた場合であり、サイクル3はガスタービン(b)と組み合わせたものである。表において加熱量はガスタービンのガス1 kg 当たりの加熱量、内部エクセルギも同サイクルのエクセルギである。排ガス熱は加熱量からガスター

表3 蒸気サイクルの条件

1 再熱サイクル			2 超臨界圧再熱サイクル		
	(a)	(b)		(a)	(b)
初圧	5MPa	10MPa	初圧	30MPa	30MPa
初温	773.2K	823.2K	初温	773.2K	823.2K
再熱圧力	1MPa	1MPa	再熱温度	773.2K,	823.2K
再熱温度	773.2K	823.2K	1 段再熱圧力	10MPa	同左
再熱開始点	1MPa	1MPa	2 段再熱圧力	3. MPa	3.5MPa
	534.4K	486K	3 段再熱圧力	0.5MPa	同左
復水圧力	0.005MPa	同左	復水圧力	0.005MPa	同左
同温度	306.1K	同左	同温度	306.1K	同左
エントロピー変化量	7.29kJ/kgK	7.42	エントロピー変化量	7.61kJ/kgK	7.746
タービン効率	85%	同左	タービン効率	85%	同左

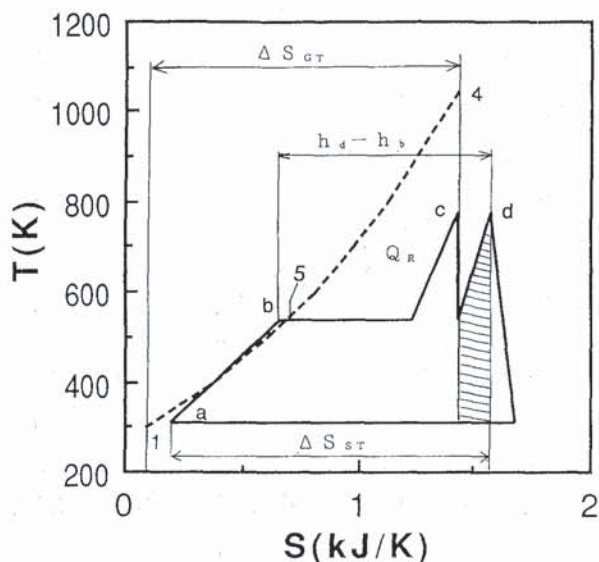


図4 再熱サイクル1

初压	5 MPa	再熱压力	1 MPa
初温	500°C	再熱温度	500°C

ビンの発生仕事を差し引いた残り（エクセルギではない）である。

サイクルの決定はピンチポイント温度(ガス側)を飽和温度より 10°C 高い 537.1 K として、蒸気流量を求めることによって行った。T-S 線図への作図法は前述したものと同じく、表 3 に示したエントロピー変化量に蒸気流量比を掛けて、サイクル

の大きさを算出した。

図4は表3の再熱サイクル(a)に対応するサイクルのT-S線図である。図において斜線部が排ガスの高温部に残った熱 Q_R を吸収した部分である。この部分のエントロピー変化量は図1の基本サイクルに比べやや減少しているように見えるが、表4によれば蒸気サイクルの熱効率は31.3%であり、基本ランキンサイクルと殆ど変わらない。しかし熱回収率は87.5%と基本ランキンサイクルに比して低下しているので、熱回収率に対する熱効率は相対的に高い。したがってこのサイクルでは高温の熱の回収は改善されるが、蒸気流量が減少し、低温部の熱の回収にやや難があることを示している。

しかし初温と初圧を高くした再熱サイクル(b)に対する場合(再熱サイクル2, 3)は表4に示すように、 η_{ST} , η_{cc} , ζ_{cc} は大幅に改善され、特に $TIT = 1773.2\text{ K}$ に対する再熱サイクル3の場合は $\eta_{cc} = 58.2\%$ に達している。また ζ_{cc} , 熱回収率も高くなり、排ガス温度の上昇がボトムリングサイクルの性能改善にきわめて効果があることを示している。

(2) 超臨界圧サイクル

超臨界圧サイクルは表3の右欄に示した2つの

表4 計算結果(その2)

	再熱サイクル1	再熱サイクル2	再熱サイクル3
	排ガス温度 1028.2K 初温, 再熱温度773.2K 初圧 5MPa, 再圧 1MPa	排ガス温度 同左 初温, 再熱温度 823.2K 初圧 10MPa, 再圧 1MPa	排ガス温度 1129K 初温, 再熱温度 823.2K 初圧 10MPa, 再圧 1MPa
加熱量, Q	1230.1(kJ/kg _{gas})		1423.6(kJ/kg _{gas})
内部エクセルギ	829.5(kJ/kg _{gas})		978.6(kJ/kg _{gas})
η_{GT}	34.2 %		34.5%
排ガス熱	811.3(kJ/kg _{gas})		932.6(kJ/kg _{gas})
η_{ST} (%)	31.3	33.8	36.1
η_{cc} (%)	54.7	56.3	58.2
ζ_{cc} (%)	81.0	83.5	84.6
W_{cc} (kJ/kg)	672.5	692.5	828.2
g_{ST}	0.19	0.177	0.218
熱回収率(%)	87.5	87.1	93.4

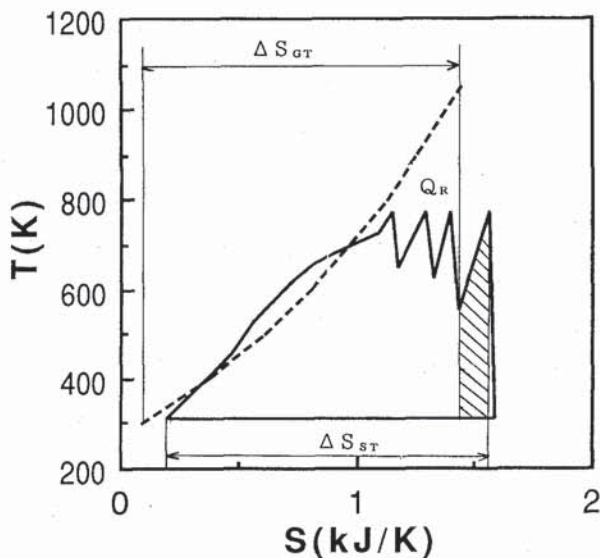


図5 超臨界圧サイクル(1)
初圧 30 MPa
初温 500°C
GTの排ガス温度 755°C (1028.2 K)

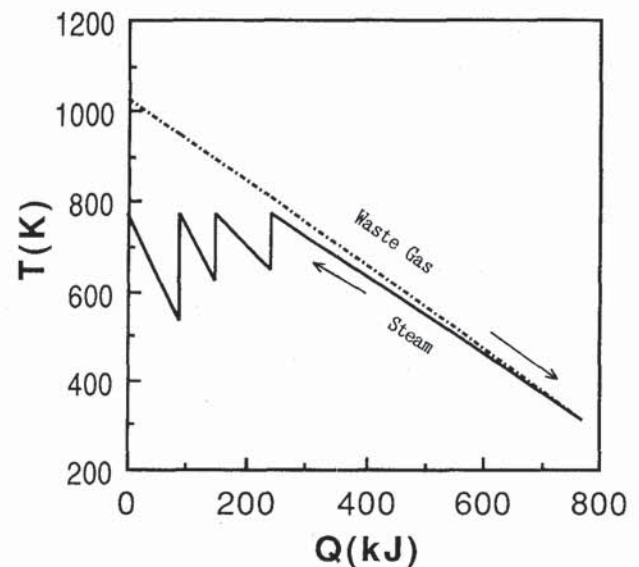


図6 T-Q線図
超臨界圧サイクル(1)
初圧 30 MPa
初温 500°C
GTの排ガス温度 755°C (1028.2 K)

場合を検討する。再熱はいずれも3段再熱で、再熱圧力は初温500°Cの場合が10, 3.0, 0.5 MPa, 初温550°Cの場合が10, 3.5, 0.5 MPaである。

超臨界圧サイクルの場合はピンチポイントがどこになるか予測できない。したがって蒸気流量の算定は明確な方法はなく、前述した反復法で最適流量を探すことになる。このとき初期流量が必要となるが、ここでは次式を用いた。

$$g_{ST} = \Delta S_{GT} / \Delta S_{ST} \quad (12)$$

ΔS_{ST} は蒸気1 kg当たりのエントロピー変化量, ΔS_{GT} は排ガスのエントロピー変化量である(図5)。この式で求めた流量は最適流量近傍の値が得られ、この数値を初期値として図6のT-Q関係を反復法により最適解を求めた。

図5は初温が773.2 Kの場合のT-S線図である。破線は前例と同じくガスタービンサイクルの冷却過程である。図6はT-Q線図であり、また表5には数値結果を示してある。図7と8は初温が823.2 Kのサイクルに対するものである。

図5によれば蒸気サイクルで廃熱の範囲からはみだしている部分を斜線で示したが、この場合注意すべき点はこの斜線部の加熱すべてが Q_R によるものではないことである。すなわちこのサイクルは3段再熱であるが、各段のタービンでは不可

逆断熱膨張による自己加熱があるので、 Q_R による加熱は斜線部より初段から再熱2段までのタービンの自己加熱分を差し引いたものになる。それゆえこの点を考慮してT-S線図を見ると、廃熱の回収に伴うエントロピー増加は少なく、基本サイクル、再熱サイクルに比べ廃熱の有効利用が促進されていることが分かる。これは図6のT-Q線図にも示されている。すなわちここでは排ガス最終温度と水側の温度差(ピンチポイント温度差)が殆ど一致(約10°C差)しており、熱の回収が限界まで行われることが分かる。

図7はサイクルの初温を823.2 Kと50°C高くなった場合である。この場合は蒸気サイクルの ΔS_{ST} はガスタービンの ΔS_{GT} の範囲に収まり、サイクルの熱効率がさらに改善されることが分かる。熱効率は蒸気サイクルは39%、複合サイクルとしては約60%、エクセルギ効率は約89%である。それゆえ超臨界圧サイクルの場合はサイクル効率を向上するために、初温を高めることがきわめて重要であることが分かる。またここでは熱回収率が約86%とやや低く(図8にも示されている)、熱回収の余地が残されているが、これは次に示すように再熱サイクルの場合と同じく、排ガス温度を高めることによって改善される。

すなわち $TIT = 1773.2 \text{ K}$ (1500°C) のガスタービンと、超臨界圧サイクル(b)を組み合わせた複合サイクルの結果を示した表5および図9, 10(ここでガスタービン出口の排ガスの温度は約 1129.6 K (856°C)) によれば、蒸気サイクルの熱効率は 42.7% 、複合サイクル全体としては 62.5% 、エクセルギ効率は約 91% 、廃熱回収率は 94% と、他のいずれの場合よりも高く、ガスタービンの高温化とボトムリングサイクルの高温化が当然のこととはいえ効率改善の決め手であることが示されている。

図9はこの高い熱効率を反映して、サイクルの面積は廃熱のエクセルギ領域に匹敵しており、さらに斜線部の面積は Q_R より大きくさえ見える。しかしこれはタービンの再熱段の膨張時の自己加熱によりサイクルの全面積が増加するためで、蒸気サイクルの加熱過程の実際のエントロピの増加は少ない。それゆえここまで高効率になると、自己加熱による効率の低下が顕在化することが分かる。

さらに図10 (T-Q線図) によれば、廃熱回収

表5 計算結果 (その3)

	超臨界圧サイクル(1) 排ガス温度 1028.4 K 初圧 30 MPa , 初温 773.2 K	超臨界圧サイクル(2) 排ガス温度 同左 初圧 30 MPa , 初温 823.2 K	超臨界圧サイクル(3) 排ガス温度 1129.6 K 初圧, 初温は同左
加熱量, Q	$1230.1 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$		$1423.6 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$
内部エクセルギ	$829.5 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$		$978.6 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$
$\eta_{\text{GT}} \%$	34.2%		34.5%
排ガス熱	$811.3 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$		$932.6 (\text{kJ/kg}_{\text{gas}})$
$\eta_{\text{ST}} (\%)$	34.4	39.0	42.7
$\eta_{\text{CC}} (\%)$	56.7	59.8	62.5
$\zeta_{\text{CC}} (\%)$	84.1	88.6	90.8
$W_{\text{CC}} (\text{kJ/Kg}_{\text{gas}})$	697.9	753.3	889.1
g_{ST}	0.174	0.155	0.195
熱回収率($\%$)	94.9	85.9	93.9

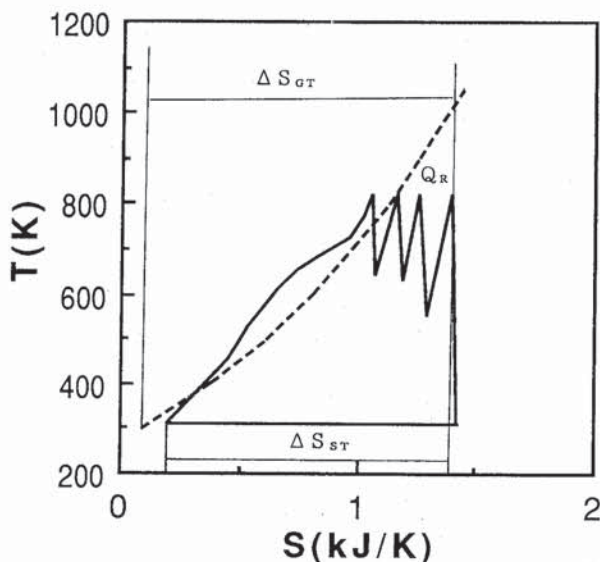


図7 超臨界圧サイクル(2)
初圧 30 MPa
初温 550°C
GTの排ガス温度 755°C (1028.2 K)

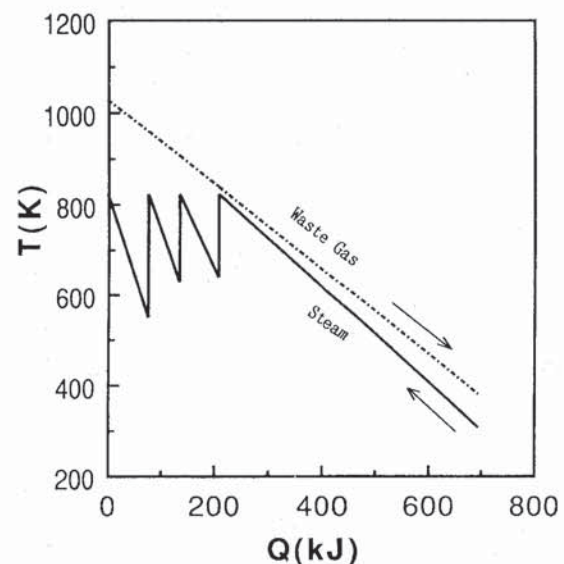


図8 T-Q線図
超臨界圧サイクル(2)
初圧 30 MPa
初温 550°C
GTの排ガス温度 755°C (1028.2 K)

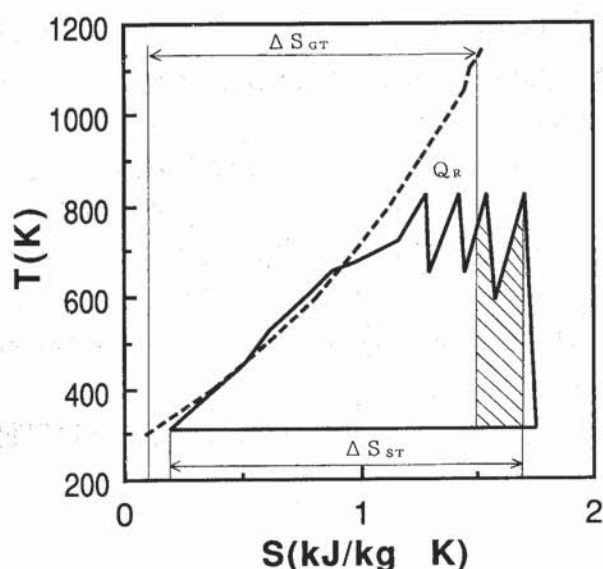


図9 超臨界圧サイクル(3)

初圧 30 MPa

初温 550°C

GTの排ガス温度 856°C (1129.2 K)

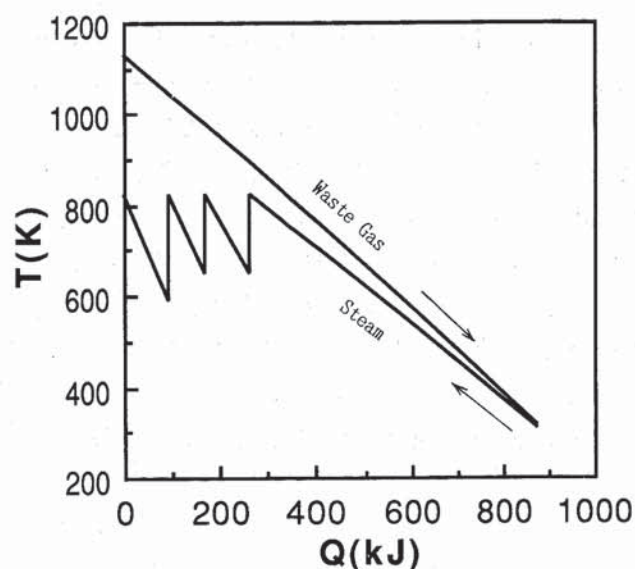


図10 T-Q線図

超臨界圧サイクル(3)

初圧 30 MPa

初温 550°C

GTの排ガス温度 856°C (1129.2 K)

は限界までされており、排ガス温度が高くなると、廃熱回収もまた容易になることが分かる。また図6, 8, 10を比較することにより、排ガス温度に対する最適な廃熱回収のサイクルがあることも分かる。換言すれば、排ガス温度と蒸気サイクルの初温の間には各初圧に対して最適な組合せがある。

5. 結言

複合サイクルのボトムリングサイクルをT-S線図上の排ガスの熱量の領域に描き、目に見える方法で検討し、次の結論を得た。

- (1) タイプの異なる多くのサイクルに共通的に適用できるエントロピを用いたサイクル決定法を示した。
- (2) ボトムリングサイクルをT-S線図上にできるだけ正確に描き、熱効率やエクセルギ効率の物理的背景を明らかにすると共に、これをサイクル改善に利用できることを示した。
- (3) 基本ランキンサイクル, 2重圧サイクル, 混圧サイクルと再熱サイクル, 超臨界圧サイクルをT-S線図に描き、各サイクルの得失を論じ、高温ガスタービンに対するボトムリングサイクルとして超臨界圧サイクルの優位性を示した。
- (4) 高温化により熱効率が高められるに従い、タービンの膨張過程における自己加熱による効率低下が顕在化することを示した。

参考文献

- (1) Allenn, R. P., Kovacik, J. M., J. Eng. Power, Trans. ASME, 106 (1884), 725.
- (2) Chin, W. W., El-Masri, M. a., J. Eng. Power, Trans. ASME, 109 (1987), 237.
- (3) Cerri, G, J. Eng. Power, Trans. ASME, 109 (1987), 47.
- (4) 菊沢 清, 川崎技報, 74号 (1980, 4), 82.
- (5) 菊沢 清, 第12回エネルギー資源学会講演論文集, (1993, 4), 255.

記号

- ΔS_{GT} , ΔS_{ST} : サイクルの全エントロピ変化量 (kJ/K)
 ΔS_{ST} : 単位流量当たりの蒸気サイクルのエントロピ変化量 (kJ/kgK)
 Q_R : T-S線図において蒸気サイクルの真上の廃熱の領域
 G_{ST} , G_{GT} : 蒸気及びガスの流量 (kg/s)
 g_{ST} : 蒸気流量比
 h : エンタルピ (添え字はサイクルの要素の位置)
 W : 作動流体の単位流量当たりの発生仕事 (kJ/kg)
 η : サイクルの熱効率
 ζ : サイクルのエクセルギ効率

添え字

- CC: 複合サイクル
 GT: ガスタービンサイクル
 ST: 蒸気サイクル

ABSTRACT

If the compression and expansion processes of the gas turbine cycle are replaced by isothermal processes, the Ericsson cycle can be realized, and higher thermal efficiency can be expected. An isothermal compression can be achieved using a hydraulic air compressor, and isothermal expansion can be approximated by combining the reheat processes. A hydraulic air compressor can be built by using the water flow from the dam of a conventional hydro-power plant. The ambient-temperature compressed air is supplied to the regenerative and reheat gas turbine system. The performance of this system was analyzed by assuming conventional operating conditions and component characteristics. As a result, the higher thermal efficiency of the cycle was verified. An application of the system to a conventional hydro-power plant was discussed. Finally, it was shown that a 2 ~ 3 times greater output could be obtained by this system compared with a conventional hydro-power plant.

1. まえがき

水力空気圧縮機 (Hydraulic Air Compressor: HAC)⁽¹⁾⁻⁽³⁾ は落差のある水流の位置エネルギーを圧縮空気に変換する一種のエネルギー変換機である。圧縮は、下降水流中に気泡を吹き込み、気泡の体積が縮小する形で行われるので、圧縮中に昇温は起こらず、ほぼ等温に近い圧縮となる点が特徴である。この低温の圧縮空気を製造できる HAC とガスタービンを組み合わせると、水を熱機関の低熱源として利用したことになる。HAC を従来のダム式水力発電の導水管を改造して作り、これにガスタービンを組み合わせた発電装置を考

えると、従来の水力発電では、全く利用されてこなかった水のこのもう一つのポテンシャルが利用できたことになる。これによって等温圧縮過程を持つガスタービンサイクルが実現したことになる。一方、ガスタービンの膨張側は、再熱を繰り返すことで等温膨張に近づけることができる。従って、HAC による等温空気圧縮と、多段再熱による膨張過程を組み合わせ、熱交換器を用いると近似的にエリクソンサイクルが実現できたことになり、従来のガスタービンに比して高い熱効率が期待できる。このシステムはまた、ガスタービンに燃料が加えられるので、水の位置エネルギーに相当する水力発電の出力より大きな出力が得られる。この際、建設費の大半を占めるダムはそのまま使い、導水管と水力タービン部分を改造することで大きな出力が期待できるので、このシステムは水力発電のリパワリングと呼ぶことができる。

HAC を圧縮機とするガスタービンシステムについては既存の熱交換器を用いた性能計算の結果についてすでに述べた⁽⁴⁾。またこのシステムを水力発電に応用した場合についても検討した⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾。本報では、さらに性能を向上するために高温のタービン入口温度と最近研究開発中のセラミックガスタービン^{(8),(9)}の要素性能を仮定して、再熱再生システムについて検討する。このシステムは、内燃機関によるエリクソンサイクルの実現を目指す試みであり、このシステムをダム式水力発電に応用することでリパワリングの可能性を示す。

2. HAC を圧縮機とする再熱再生ガスタービンサイクル

ほぼ等温圧縮が可能な HAC をガスタービンの圧縮機とすることで、エリクソンサイクルの低温側が実現できたことになるので、次の試みは高温側の等温膨張と再生方法が重要となる。高温側の等温膨張には、従来から再熱を繰り返す方法が考えられてきた。ここでもこの方法を採用することとする。多段の再熱によって、等温膨張を近似で

きるが、構造的な観点から1段再熱が現実的な選択である。このシステムの概念図を図1に示している。再熱過程を用いる際の問題点は、次の2点である。

(1) 再熱燃焼器(図1の B_2)の入口ガス温度が高温となる。

(2) 熱交換器入口ガス温度が高温となる。

前者から燃焼器の冷却が困難となり、金属製燃焼器では製作が困難な場合が起こる。それ故この燃焼器にセラミック材を用いることが考えられる。また高温の熱交換器の開発は遅れているが、セラミックガスタービンの開発研究段階での計画値を仮定する^{(8),(9)}。このことで後者の条件に対処する。しかし、この熱交換器入口ガス温度がこのシステムの性能を制約する大きな要因となる。

タービン入口温度(TIT)はシステム性能を決定する最大の要因であるが、ここで考えているサ

イクルは、本質的にTITが低くても高い効率を達成できるので、ここでは全く冷却を必要としないタービン翼の使用が可能な範囲から、少し必要な程度の範囲、すなわち、 $TIT = 1173\text{ K } \{900^\circ\text{C}\} \sim 1373\text{ K } \{1100^\circ\text{C}\}$ の範囲を考える。

3. システム性能の推定条件

3.1 性能計算の条件

HACの性能については既報で述べたが⁽³⁾、約90年前にミシガン州に建設された装置の性能を使用する⁽¹⁾。ただし、等温圧縮効率(水の位置エネルギーに対する空気の等温圧縮仕事の比)は、現在の技術レベルから推定して $\eta_{HAC} = 0.80$ と与えた。この仕様と性能を表1に示している。つぎに本システムに用いるガスタービン部分の要素性能を次のように与える。再熱によってタービン段が高、低圧段に分かれる。各段の圧力比は、同一または大きく変わらないものと仮定すると、各段とも

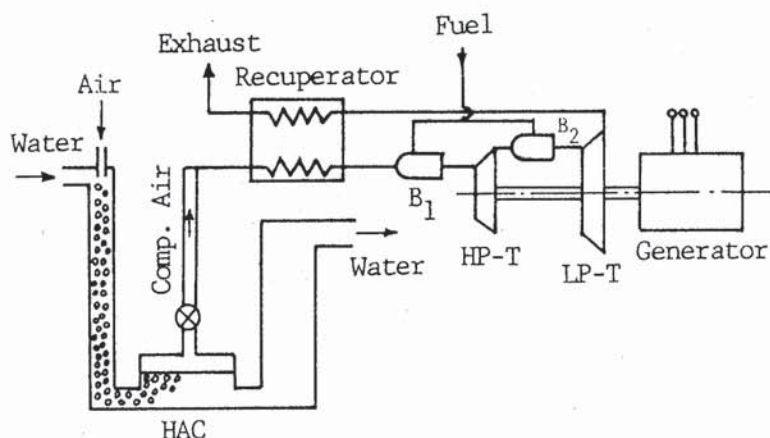


図1 システムの概念図

表1 HACの性能と仕様

Down pipe diameter	$D=1.5\text{ m}$
Down pipe length	$H=102.3\text{ m}$
Return pipe length	$h'=80.8\text{ m}$
Available head	$h=21.5\text{ m}$
Water mass flow	$M_w=6119\text{ kg/s}$
Water temperature	$T_w=283\text{ K } \{10^\circ\text{C}\}$
Compressed air mass flow	$M_a=5.43\text{ kg/s}$
Compressed air pressure	$P=882.6\text{ kPa}$
Compressed air temperature	$T_a=288\text{ K } \{15^\circ\text{C}\}$
Isothermal compression eff.	$\eta_{HAC}=0.80$

段数が多くないので同一の効率 $\eta_{TH} = \eta_{TL} = 0.92$ を仮定した。ここに η_{TH} と η_{TL} はそれぞれ高圧タービンと低圧タービンの断熱効率である。次に、開発中の小型セラミックガスタービンの目標性能から、燃焼器入口圧縮空気温度を推定すると 1010 K {737°C} となり、熱交換器入口ガス温度の推定値は 1100 K {827°C} であるので、これらの値を採用する。またこの熱交換器の温度効率は、目標値の $\eta_R = 0.82$ よりやや低い $\eta_R = 0.80$ と仮定する。この理由は、セラミックガスタービンでは圧縮空気温度が 568 K {295°C} と高いのに対して、HAC を出た圧縮空気温度は $T_a = 288$ K {15°C} と低温であるので、熱交換器の温度範囲が広くなることを考慮したことによる。小型セラミックガスター

ビンの与えられた性能と、推定値を表 2 に示している。他のガスタービン要素の性能は表 3 のように仮定した。これらは通常の高圧タービンの性能計算に用いられる値と比較して、妥当なものである。ここに G_B , G_T は圧縮機空気流量に対する比で、その差は冷却空気量である。

3.2 熱効率

このサイクルの熱効率は以下のように定義できる。

$$\eta_a = GT_e / Q \quad (1)$$

$$\eta_B = (GT_e - \eta_{tot} \cdot HP) / Q \quad (2)$$

$$\eta_T = GT_e / (HP + Q_E) \quad (3)$$

ここに、 GT_e : ガスタービン出力(電気出力), Q :

表 2 セラミックガスタービンの性能

Given values	Estimated values
Output 300 kW	Recup. inlet gas temp. $T_7 = 1100$ K {827°C}
Thermal eff. 0.42	Recup. outlet air temp. $T_3 = 1010$ K {737°C}
Comp. ratio 8	Exhaust gas temp. $T_8 = 707$ K {434°C}
T.I.T. 1623 K {1350°C}	Comp. outlet air temp. $T_2 = 568$ K {295°C}
Air mass flow 0.89 kg/s	

表 3 ガスタービン要素の性能

Atmospheric pressure	$P_0 = 101.3$ kPa
Atmospheric temperature	$T_0 = 288$ K {15 °C}
Turbine efficiency	$\eta_T = 0.92$
Burner efficiency	$\eta_B = 0.98$
Recuperator efficiency	$\eta_R = 0.80$
Mechanical efficiency	$\eta_M = 0.98$
Generator efficiency	$\eta_G = 0.975$
Turbine inlet temperature	$T_{max} = 1173$ K {900°C} ~ 1373 K {1100°C}
Pressure losses	
Silencer	$\delta_s = 0.01$
Recuperator gas side	$\delta_g = 0.03$
Recuperator air side	$\delta_a = 0.025$
Burner	$\delta_b = 0.02$
Mass flow ratio	
Burner	$G_B = 0.98$
Turbine	$G_T = 0.98$

燃料の発熱量(低発熱量), η_{tot} : 水力発電の全効率(水の位置エネルギーと電気出力の比) $\eta_{tot} = 0.90$ と与えた。また, HP : 水の位置エネルギー, QE : 熱源のエクセルギー(タービン入口温度の燃焼ガスのエクセルギー)である。

η_α は加えた熱入力と出力の比で, HAC を駆動する水の位置エネルギーを考慮していないので, 高い値を示す。これはまた, CO_2 の発生量に対する出力の比に相当し, この値が大きいほど CO_2 の発生量が小さいことを意味している。

η_β は水力発電を HAC を用いた再熱再生ガスタービンシステム(HAC-R-GT と呼ぶ)に改良する場合の効率を示している。この際水力発電による出力は当然確保されなければならないと考え, 増加した出力が燃料によって与えられると考えたときの効率である。

η_γ はこのシステムのエクセルギー効率である。

3.3 出力増加率

水の落差のみを利用する水力発電に比して, このシステムは燃料を加えることによって出力が増加する。この割合を出力増加率と定義し, 以下のように与える。

$$\sigma = GTe / (\eta_{tot} \cdot HP) \quad (4)$$

この値によってリパワリングの効果を評価できる。

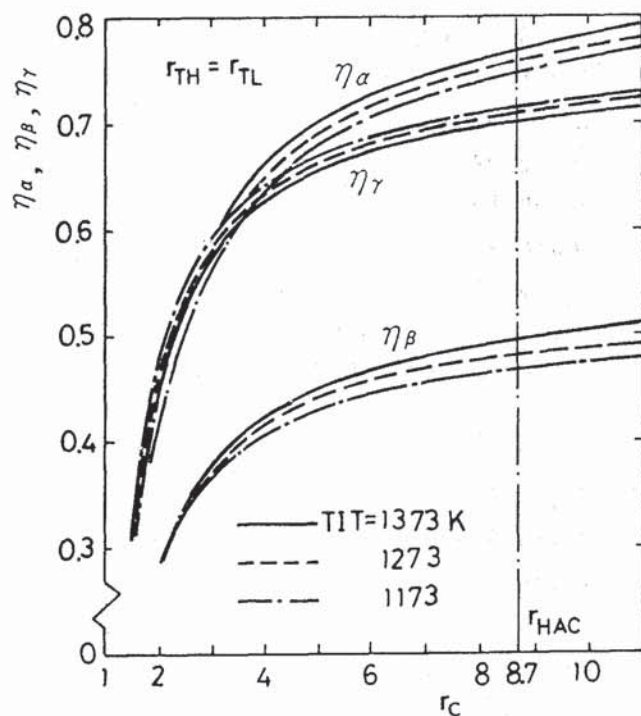


図2 システムの効率

4. 性能計算の結果

4.1 熱効率

図2に圧縮機の圧力比 r_c に対する各熱効率の比較を示している。各熱効率は全て圧力比の増加に対して増加の傾向を示している。再熱しないシステム(HAC-GT と呼ぶ)では, η_β , η_γ はピークを持つのにに対して⁽⁴⁾, 再熱時にはピークが現れない。与えられた HAC の圧力比 $r_{HAC} = 8.71$ に対する熱効率は, $TIT = 1373 \text{ K}$ $\{1100^\circ\text{C}\}$ の場合, $\eta_\beta = 0.50$ という高い値を示している。

η_α は定義中に HAC に必要な水のポテンシャルエネルギーを含んでいないので非常に高い値を示し, $r_c > 6$ に対して $\eta_\alpha > 0.7$ が得られた。すなわち, 出力に対する燃料が少ないことを示しており, 従って, 同一出力に対して CO_2 の排出量の少ないシステムであることが分かる。

エクセルギー効率 η_γ は, 非常に高い値を示している。これはエリクソンサイクル自身の特徴でもある。また, TIT が低い方が η_γ が大きいのは, TIT が低い条件で使用する方が基本的に有利であることを意味している。

4.2 各部の温度

図3に各部の温度を圧力比に対して示している(各部の記号は図5参照)。性能を決定する制約条

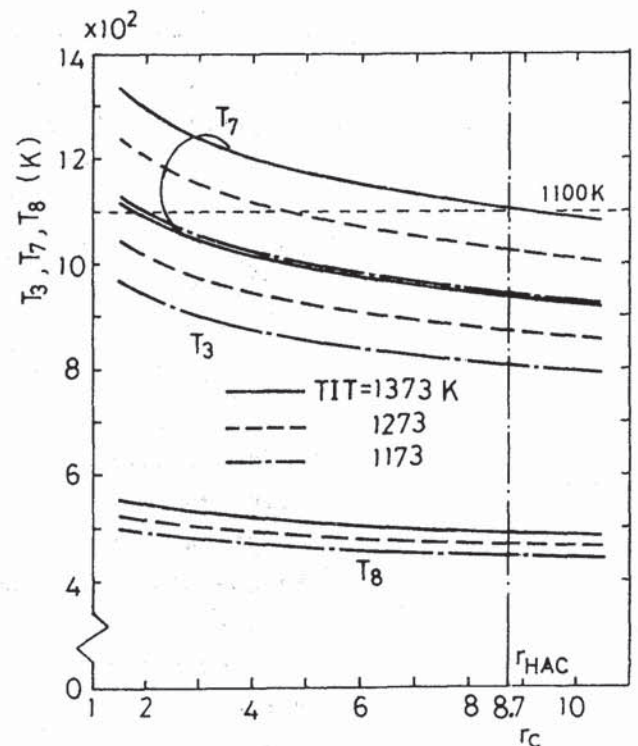


図3 各部の温度分布

件は、熱交換器の耐熱温度 $T_7 = 1100 \text{ K}$ $\{827^\circ\text{C}\}$ で、この条件を満たすには $\text{TIT} = 1373 \text{ K}$ $\{1100^\circ\text{C}\}$ の場合 $r_c > 9$ 程度となることが分かる。与えられた HAC ではこの条件を満たす限界に近い。また $\text{TIT} = 1273 \text{ K}$ $\{1000^\circ\text{C}\}$ の場合には、圧力比 $r_c > 5$ の範囲で用いることが出来ることになる。このように、TIT が低いと、圧力比も低くてよいことになり、HAC には好ましい条件となる。

T_5 は $r_{TH} = r_{TL}$ の場合、ほぼ T_7 と等しく、この値が再熱燃焼器の制約条件となる。セラミック製の燃焼器の場合、この程度の温度には十分耐えられるものと考えられる。

T_3 は熱交換器出口の空気温度で、通常の高圧タービンに比して高温である。従って高圧燃焼器もセラミック材を用いる必要がある。

T_8 は排ガス温度である。 200°C 前後の低温であるので、そのまま排気しても大きな損失とはならない。またここで考えている TIT の範囲では NO_x の排出量を低減する技術はすでに開発済みである。

4.3 出力増加率

HAC と再熱再生ガスタービンを組み合わせたシステム (HAC-R-GT) の出力増加率を図 4 に示している。圧力比の広い範囲に対してほぼ一定の値を示し、設計上好ましい性能であることが分かる。しかも与えられた TIT に対して、 $\sigma = 2.5 \sim 3.2$ という高い値を示している。この大きな出力増加率と高い熱効率から、このシステムは水

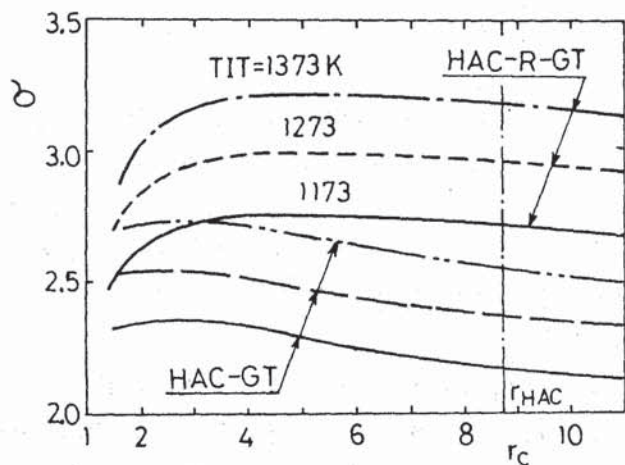


図 4 出力増加率

力発電のリパワリングに極めて好ましいものである。

TIT を同一としたときの再熱しないシステム (HAC-GT) の性能と比較するために、同図中に対応する曲線を示している。この比較から、再熱によって出力が増加するため σ が大きく増加することが分かる。

4.4 T-s 線図

図 5 にこのサイクルの T-s 線図の一例を示している。HAC の等温圧縮による圧縮仕事の減少分と、再熱による出力の増加分が示され、通常の高圧タービンサイクルに比して高い効率を示すことが理解できる。図中の点 1 → 2 は HAC による空気圧縮過程で、圧縮空気は水温に対して 5 K の温度上昇があるものと仮定している。また、 $T_5 < T_7$ は再熱燃焼器の圧力損失を考慮しているために生じた差である。

4.5 エクセルギー・フロー

図 6 にこのシステムのエクセルギー・フローを示している。このフローの特徴は低温の圧縮空気を熱交換器で加熱するため、循環熱量がきわめて大きくなる点にある。

4.6 タービン圧力比の配分による熱効率の相違

図 7 に高圧タービンと低圧タービンの圧力比の配分を変えたときの熱効率の違いを示している。高圧段の圧力比 r_{TH} を低圧段の圧力比 r_{TL} より大きくすると熱効率が低下することが示されている。低圧段の圧力比が大きい場合、 $T_5 > T_7$ となり、再熱燃焼器入口温度 T_5 が高くなるが、セラミック

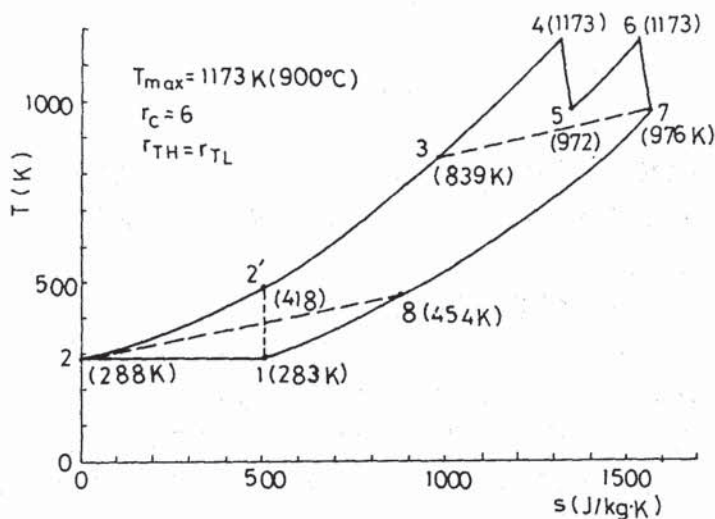


図 5 システムの T-s 線図

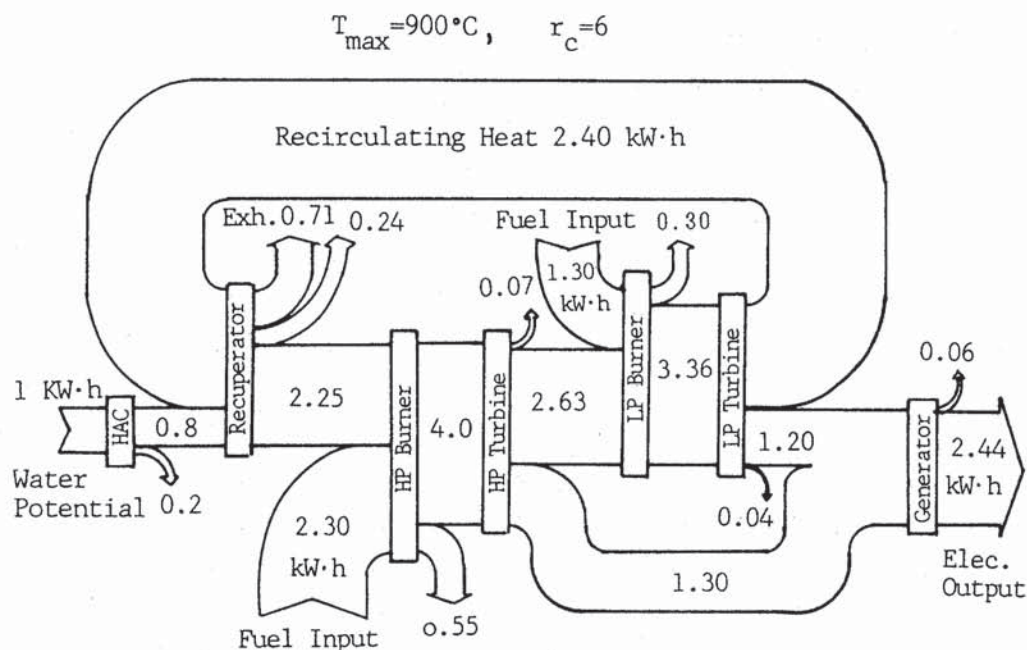


図6 システムのエクセルギー・フロー

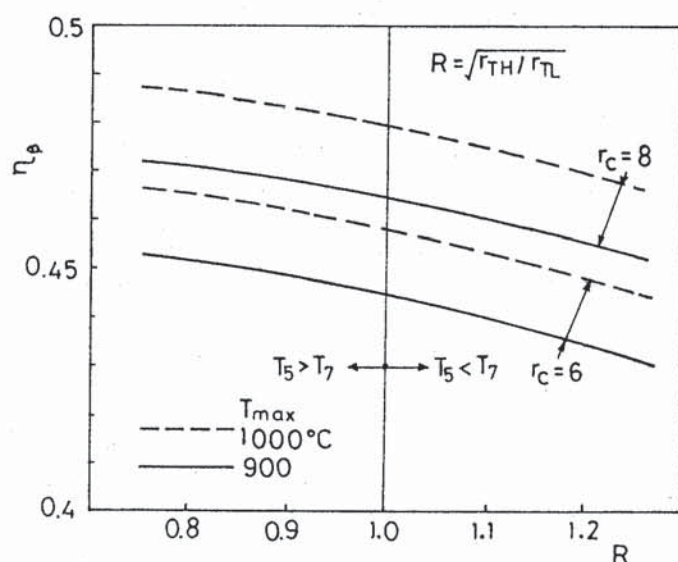


図7 タービン圧力比による性能の相違

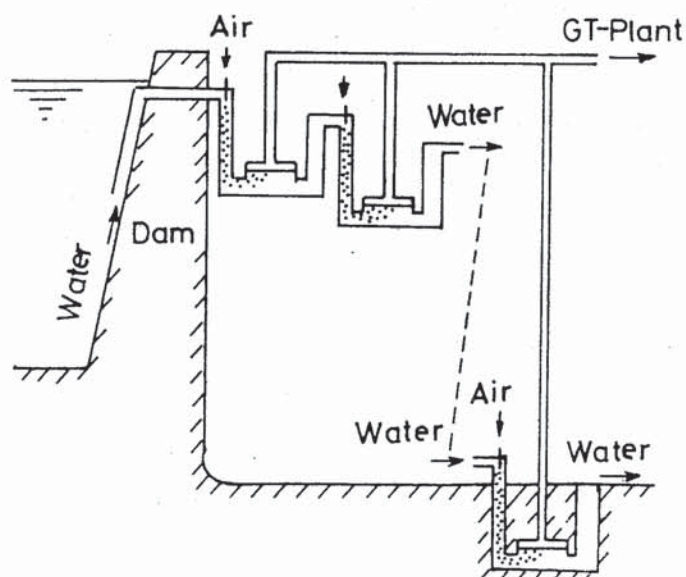


図8 ダム式水力発電への応用例

燃焼器を用いることで耐えられるならば、熱交換器入口温度 T_7 を低くできるので好ましい条件となる。

5. 水力発電への応用

高落差のダム式水力発電に応用するには、この場合の HAC に必要な落差は $h = 21.5 \text{ m}$ であるので、図8に示すように多段にして利用できる。圧縮空気はほぼ水温と等しい温度で、配管によって輸送も容易であるので、ガスタービン設備の設置場所は建設や燃料の運搬などが容易な場所を選

ぶことが出来る。既設の水力発電所を改良する場合には、導水管を HAC に改造し、ガスタービンシステムの高温部を設置すればよいので、ダムの建設費に比して改造部分の費用は少ない。しかるに、出力が2~3倍に増加するので、その効果は大きい。

既設の水力発電設備を HAC-R-GT システムに改造する一例について考える。水力発電設備の条件を表4のように与える。HAC は表1に示す性能のものを用いる。HACの主要部を図9に

表4 水力発電設備の条件

Output	6.45 MW
Available head	108 m
Water mass flow	6.12 ton/s
Down pipe	
Diameter	1.14 m
Mean velocity	6 m/s

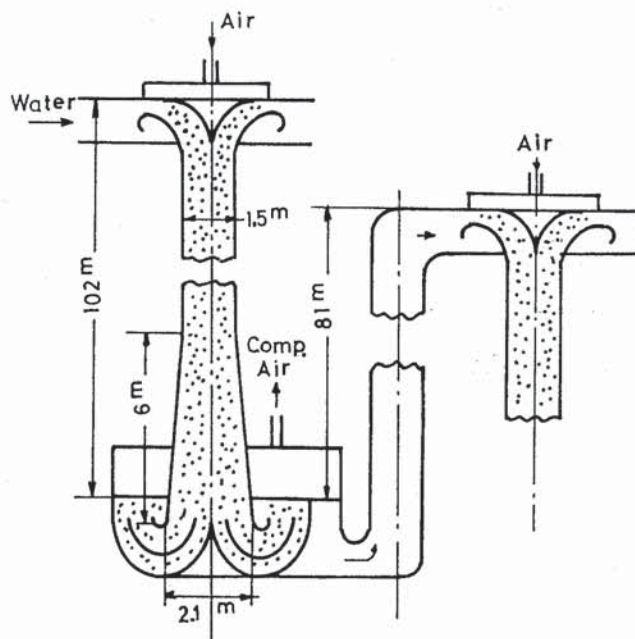


図9 HACの主要部の概念図

示す。必要な水の落差は $h=21.5$ m であるので、与えられたヘッドでは5段のHACを直列に配置することになる。HACの下降管直径は $D=1.5$ m であるので、気水混合状態での入口部の流速は約6 m/s となる。HACの性能を決定する最も重要な部分は、気泡の導入部である。流入空気量を増すほどHACの性能は向上するが、あまり空気量を多くすると、水流中で気泡が結合してスラグ流となり性能が急激に低下する。空気量を増すには、気泡径を小さくすることと、均一な混合の工夫が必要である。表1の例は、大型であるので、大きな直径の気泡が自然吸気で導入されていたものと予想されるが、この部分の詳細な記述がなく、研究も十分に行われていない。

一方、HACの出口部には流速を低下させて流損失損失を減少するためにディフューザを取り付ける。この例では長さが約6 m で、出口断面積は入口の約2倍である。出口部での気泡の体積は減少し、流速は約2 m/s となる。これ以下の流速では気泡の結合によってスラグ流への変換の危険性が増す。

気水分離部の詳細な研究は進んでいない。気泡を完全に分離するには、気泡を水面近くに運ぶ機構と、ある程度の容積が必要である。直径1 cm の気泡の上昇速度は約0.3 m/s で、5秒程度の滞留時間を仮定すると、気水分離部の容積は30 m³ 程

度が必要となる。この部分の詳細は今後の研究によらねばならない。

上昇管内では流速を小さくして損失を低減する。流速を1 m/s と仮定すると、上昇管の直径は1.4 m となり、長さは約80 m である。

最終段は図8に示すように、約80 m 地中に下降し、その下に気水分離部を設ける必要がある。最終の上昇管を登った水は河川に放流される。

以上のHACを用いた空気圧縮過程と再熱再生式ガスタービン部を組み合わせると、全空気流量は $M_{atot}=27.1$ kg/s、圧力比 $r_c=8.71$ で、 $\eta_p=0.50$ 、 $\sigma=3.2$ となる。これからHAC-R-GTプラントの全出力は20.6 MW となる。

HACは表1の例に限らず、下降パイプの長さや、与えるヘッドの組合せを変えるだけで最適な圧力比に対する設計が可能となる。ただし、高圧力となると、空気の水への溶解が進むので、この見地からは低圧での使用が望ましい。多段HACでは2段目以降で溶解が少なくなるものと予想されるので、この場合、溶解の問題は大きな制約とはならないと予想される。

このシステムの実用化には、燃料の運搬手段が問題となる。新規に設置される場合には、適地を選ぶことになるが、既設の発電所の改造にはこの点の限界がある。しかし、諸外国でこの条件を満たす適地が数多くあることが予想されるので、そ

れらにはこの方法が有望である。

6. むすび

HAC を圧縮機とし、現在開発中のセラミックガスタービンの燃焼器及び熱交換器と同じ温度条件を用いることを前提として再熱再生ガスタービンシステムの性能計算を行い、これを水力発電のリパワリングに応用することを検討した。その結果以下の事柄が明らかとなった。

- (1) HAC を圧縮機とすることで、ほぼ等温圧縮が可能となり、しかも再熱タービンを用いるとエリクソンサイクルを内燃機関によって現実的に実現できたことになり、本質的に極めて高い熱効率を達成できる可能性が開ける。
- (2) システムの効率を定義し、その値を計算した。その結果、水力発電で発生する出力に相当する出力をガスタービン出力から除いた値と燃料の発熱量の比で与えられる熱効率 η_B が高い値となることが明らかとなった。さらに、全出力と燃料の比、及びエクセルギー効率も高い値を示す。前者は出力に対する CO_2 の排出量が小さいことを意味し、後者はカルノーサイクルに近いサイクルであることを示している。
- (3) 利用できる水力発電の出力と、このシステムの発生する出力との比を出力増加率 σ として表すと、 $\sigma = 2.5 \sim 3.2$ となる。しかも効率は上

述のように高くなるので、このシステムは水力発電のリパワリングに適していると言える。

- (4) 燃料の運搬が容易であれば、既存の水力発電の改良に用いることが出来る。

参考文献

- (1) Schlze, L. E., Hydraulic Air Compressors, U.S. Dept. of the Interior, Inform. Circular, 7863 (1952), 1.
- (2) Rice, W., Performance of Hydraulic Gas Compressors, Trans. ASME, J. Fluids Eng., 98-4 (1976), 645.
- (3) 西・宮城・増田・松田, 水力空気圧縮機の研究 (第1報 実験的研究), 機論, 59-588, B (1993), 125.
- (4) 西, 等温圧縮過程を用いた高効率ガスタービンの研究 (第1報 性能推定), 機論, 59-565, B (1993), 89.
- (5) 西, 等温圧縮過程を利用した高効率ガスタービンの応用, ガスタービン秋季講演会講演論文集, (1992), 197.
- (6) 西, 水力空気圧縮機の水力発電への応用, 機講論 (動力・エネルギー技術の最前線 '92), No. 920-93 (1992), 137.
- (7) Nishi A. and Miyagi H., High Efficiency Gas Turbine System with Isothermal Compression, JSME-ASME Int. Conf. on Power Eng. '93, 1 (1993), 13.
- (8) 異, セラミックガスタービン技術開発, NEDO 燃料貯蔵技術分科会第12回事業報告, (1992), 25.
- (9) Honjyo K., Hashimoto R. and Ogiyama H., Current Status of 300 KW Industrial Ceramic Gas Turbine R & D in Japan, Trans. ASME, J. Eng. for Gas Turbine and Power, 115 (1993), 51.



(株)川重ガスタービン研究所

川崎重工業(株)原動機事業部 中 洲 皓

1. はじめに

発電用熱機関はたえまなく高効率化が追求されているが、近年になり地球温暖化や環境汚染の防止、さらにその運用において電力需要の昼夜間格差の一層の拡大にも対処せざるを得なくなっている。

コンバインドサイクル発電は最近のガスタービンの驚異的な効率向上と相俟って従来の汽力発電にない数々の特長を有しており、これらの問題を解決できる有力な手段の一つであると考えられている。

当社ではこのような時代の要請に応えるべく、発電用大型ガスタービンの世界的なメーカであるスイスのABB社（アセア・ブラウン・ボベリ社）と技術提携を結び11N型、13E2型ガスタービンの製造を開始したが、ABBガスタービンの優れた効率と低NO_x性を実証し、さらに大型ガスタービンの高温化に対する信頼性の向上、低NO_x化、DSS（Daily Start and Stop）運転にも耐える耐久性と機動性の向上を追求するため、当社袖が浦工場内にガスタービン研究所を平成4年10月1日に設立し、研究活動を開始した。

本文ではこの研究所の概要を紹介する。

2. 研究設備の概要

研究所に設置されたガスタービンはABBガスタービンとして50Hz機では最大の13E2型ガスタービンの1号機であり、実績の多い13E型を改良しコンバインドサイクル発電用に設計された、低NO_xで効率の良い最新式の重構造ガスタービンである。

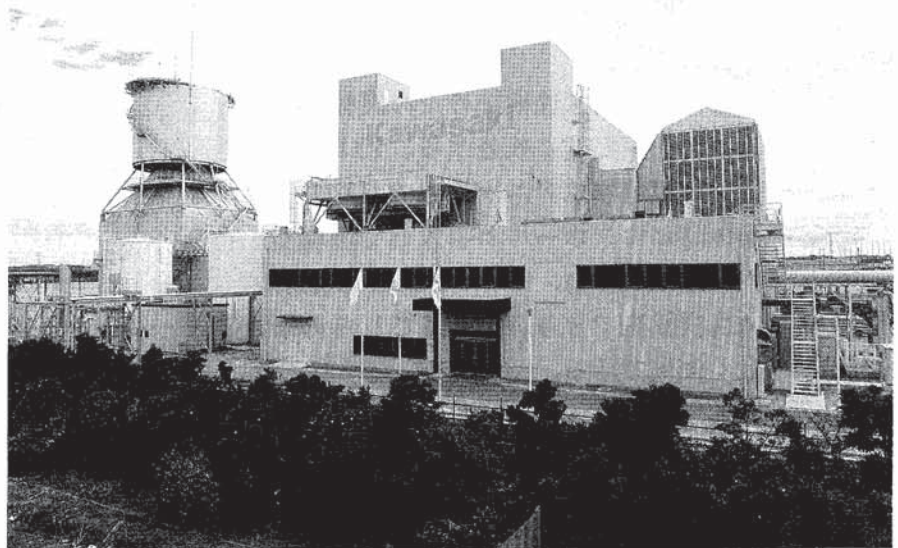


図1 川重ガスタービン研究所全景

本研究所のガスタービン発電設備は単純開放サイクル1軸型ガスタービンとこれに直結された空冷式発電機から成り、出力は145MWである。

燃焼器はアニュラ型で予混合燃焼方式のEVバーナ（乾式）を採用しており、天然ガス焚きでガスタービン出口排ガス中のNO_xは21ppm以下（16%O₂基準）、排ガス脱硝装置の出口では3ppm以下（16%O₂基準）を達成している。ガスタービン出口には排気サイレンサを設置して騒音を65dB(A)以内としているが、さらに煙突出口には低周波サイレンサを設置しており、人体に不快感を与える低周波騒音も低減している。又、研究所内の機器に必要な冷却水には空冷式のクローズドサイクルを採用しており、本研究所から有害な環境汚染物質は極力出さないよう配慮している。

図1と図2にそれぞれ研究所と13E2型ガスタービンの外観写真を示す。表1に13E2型ガスタービンの主要目を示す。

3. 研究テーマの概要

当研究所で実施される研究テーマは次の3つに

（平成6年9月20日原稿受付）

大別される。

3.1 信頼性向上

- ・RAM (Reliability, Availability and Maintainability) システムを構築する。このシステムは主として高温部品の寿命診断の技術を開発し、ガスタービンの保守点検等の管理システムを確立することを目的とするもので、そのため DAS (Data Acquisition System) を設置し、長期間にわたって貴重なデータを収録していく。
- ・高温部品の信頼性、耐久性検証のため実稼働運用における状況を定期的に検査する。13 E 2 型ガスタービンの燃焼器はアニュラ型であるので週末等の運休時にマンホールから入って燃焼器内のバーナ、耐熱タイル、ライナ及び1段動静翼を簡単に目視検査できる。従ってこれらの研究が効率良く実施できる。

3.2 NO_x低減

- ・アニュラ型燃焼器での EV バーナの最適化及び制御方法の改善による NO_x の低減、耐熱部品の開発により冷却空気を減じ予混合空気を増大することによる NO_x の低減等を研究する。さらに超低 NO_x バーナを開発し、その有効性を検証する。
- NO_x 値は現状の 21 ppm からさらに減じ、最終的に 9 ppm 以下を目指す。

3.3 要素技術の開発

- ・実機運転状態での部材の信頼性を定量的に把握

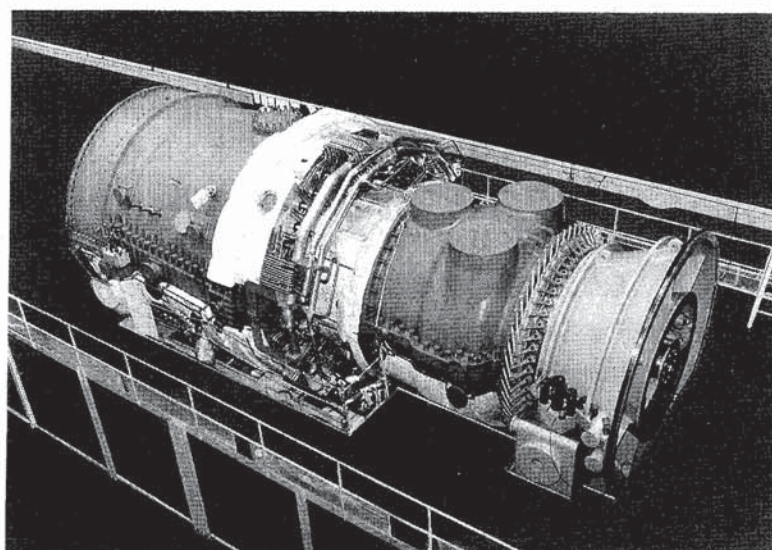


図2 川崎-ABB 13E2型ガスタービン

表1 ガスタービン主要目

項目	条件	I S O 条件
発電端出力 (都市ガス燃焼時)		162.8 MW
発電端効率 (LHV基準)		35.3 %
(HHV基準)		32.0 %
回転速度		3000 rpm
圧縮機	段数 入口案内翼 圧力比	21 可変 15.0
燃焼器	型式 バーナ型式	アニュラ型 EVバーナ(予混合燃焼式)
タービン	段数 排ガス流量 排ガス温度 排ガスNO _x (都市ガス燃焼時 16%O ₂ 基準)	5 529 kg/s 521℃ 21ppm 以下(ドライ)
ロータ	構造 軸受数	溶接一体型 2

(注) 大気温度15℃で、吸排気圧損がゼロのISO条件での値を示しています。

し、寿命診断のデータを得るため、高温部品の温度、応力測定などの計測技術を確立する。

- ・さらにガスタービンの高効率化にはタービン入口ガス温度の上昇に耐え得る高温部品の材料、冷却方式、TBC (Thermal Barrier Coating) の開発が要求される。開発された部品は実機でその有効性を検証する。

4. おわりに

以上で紹介した川重ガスタービン研究所は川崎重工(株)とABB社が計画する試験を15年間実施することになっており、このために両社の技術研究所が、ガスタービン関連基盤技術の面でバックアップしている。今後ますます高効率化と無公害化が追求されるガスタービンの開発に対し、ガスタービンメーカーが実機を長期間試験研究に供しデータを蓄積する意義は大きく、当研究所の研究が資源の有効利用、優れた環境保全、また高い機動性という時代の要請を充たしたガスタービン発電設備の開発に大いに役立つものと期待している。



第 30 回 AIAA/SAE/ASME/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit

石川島播磨重工業(株) 藤 秀 実

1. まえがき

標記会議が本年 6 月 27 日から 29 日までの 3 日間、米国のインディアナポリス市のインディアナコンベンションセンターで行われた。インディアナポリスはインディ 500 マイルレースが行われる所として有名だが、標記会議期間中に米国プロバスケットボール (NBA) のドラフトがコンベンションセンター近くで行われ、どことなくはなやかな雰囲気であった。

筆者は、この会議に低 NO_x 燃焼器に関する研究成果を発表するかたわら、エアブリージングエンジンに関係するセッションを中心に出席したので、見聞記としてまとめる。

2. 会議全般

総セッション数 131, 発表論文総数約 650 編, 参加者数はなかなか把握しづらいが, 2 日目に行われる昼食会の参加者がほぼ 600 名であり, この程度と考えられる。このうちエアブリージングエンジン関連の論文数は約 260 編である。国別では米国 217 件, 日本, ドイツ, フランス 8 件, 中国 5 件, 英国 3 件, ロシア, スペイン, イスラエル, イタリア, ベルギー 2 件, スエーデン 1 件と米国の論文数に続いて, 日本からの論文数の多さが目立つ。機関別に分けると, 企業 105 件, 大学 89 件, 国立機関 66 件であった。エアブリージングエンジンは約 2/5 で他はロケット, 原子力推進, 電気推進などであった。

エアブリージングエンジン関連の論文の主な内訳は以下の通りである。

空力	46 件	燃料・燃焼	41 件
CFD	27 件		
インレット・ノズル	25 件		
エンジン技術	28 件		
(シール, ギアボックス, コントロール含)			
超音速関連	25 件		

環境 (ノイズ, エミッション) 11 件

因みに去年の本学会誌の見聞記をみると, 論文の内訳にさしたる変化はみられないようだ。新型エンジンの開発などこれといったはなやかなものはないが, 例えばシール技術, 船用ガスタービンの低 NO_x 技術に関してまとまったセッションが設けられているなどが目立つ。

3. エアブリージングエンジン関連

3.1 空力

圧縮機関係では遠心圧縮機のアクティブチップクリアランスコントロール (AIAA-94-2800), リーディングエッジスウィープのストールへの影響の実験的調査 (-2696), 動翼に及ぼすエンドウォール境界層の効果について (-2691) や Purdue 大から多くの Paper が発表されている。ファン関係ではダクテッドプロップファン動翼出口での非定常流実験 (-2970), フォワード・スウェプトファン動翼のカウンタローターティングプロペラの流れ調査 (-2894) などがある。タービン関係ではタービン翼後流のウェークとセパレーションパルプの干渉について (-2931) やフィルムクーリングの解析に関するもの (-2928, -2933, -3070) が目についた。

3.2 燃料・燃焼

燃焼の中でここ数年目立つのは NO_x に関するものであるが, 今年も V 2500 エンジンの Low NO_x 燃焼器 (-2712), CF 6-80 をベースとした Rich Burn+Quick Quench+Lean Burn 燃焼器 (-2902) や筆者らの予混合予蒸発噴射弁を有する多段燃焼器 (-2900) などがあった。また船用ガスタービンの低 NO_x 技術について 1 つのセッションが設けられており, これまでの航空用陸用ガスタービンで蓄えた技術を船用ガスタービンへの転用が図られようとしている (-2728)。

燃料噴射弁に関して微粒化, 蒸発についてのモデル化 (-3277) やそれを更に進めて解析プログラム化しているもの (-3278) や, 燃料の粒径,

(平成 6 年 9 月 20 日原稿受付)

流速を検証している(-3277)ものなど、この分野の基礎研究も地道に行われている。またこの他コンプライアントメタル強制冷却法を逆流燃焼器に適用したもの(-2710)、将来の軍用燃料として考えられているJP-8改良燃料の熱安定性について論じているもの(-3171)、水噴射の燃焼器性能への影響を調べたもの(-3273)などがある。

3.3 CFD

ここでいうCFDはエンジンのファンからタービンまでの解析をいうことにする。

CFDはエンジン各部の解析に適用されており、ますますその適用範囲を広げつつある。圧縮機などの回転体への適用では、これまでの単段解析から動静翼の段解析を行うための非定常解析が目立つ。圧縮機に関するものは(-2833, -2834, -3199)であり、タービンに関しては(-2835)である。また非定常流という意味では、圧縮機のサージ、ローターティンギストール解析に関するもの(-3202)などがある。また解析形状が複雑なため格子形状に関する工夫も行われておりタービン翼列解析のためアダプティブ格子の適用(-2716)や非構造格子を用いているもの(-3369)などがある。この他圧縮機ケーシングトリートメント解析を3D・N-S方程式で行ったもの(-2796)やシュラウド付プロップファン動翼のスウィープ効果を解析したもの(-2695)などがある。

一方燃焼器へのCFD適用も進んでおり全体的には燃焼モデルの高度化や複雑格子が図られている。乱流燃焼を考慮したPFDモデルの適用(-2904)や燃焼器の噴射弁、スワラなど複雑形状を忠実に格子化しスワラ出口空気速度の検証を行ったもの(-2768)や低NO_x燃焼器として有望なRBQQLB燃焼器のNO_x解析を行っているもの(-2766)などがある。

3.4 インレット・ノズル関連

航技研からスクラムジェットノズルの境界層に関する研究(-2820)やランプ付ノズルの流れ解析(IHI, -2944)や日本を中心に5カ国共同研究

を行っているHYPRのラムジェットノズルの解析(-2951)やロブミキサ解析(-3084)、ミキサエジェクタノズルの3D解析(-2941)などがある。

3.5 ノイズ

目についてものとして超音速流ジェット中にインピンジメントトーンを入れることにより、混合促進およびノイズ低減と推力低減のトレードオフについて述べたもの(-2955)や高バイパスエンジンのフォーストミキサの音響評価(-2954)などがある。

3.6 シール

今回の会議で目を引いたのはシール技術のセッションが設けられたことである。エンジンの高温、高圧化につれて、その重要性がますます増しており、ブラッシュシールに関する論文が多い(-2698, -2699, -2701, -2704)。低リークで高速、高温に耐える優れた特性が注目されている。

3.7 推進系および機体関連

2軸ターボファンエンジンに関するダイナミックシミュレーションの考え方と、その非定常計算(-2957)、アリソンAE3007ターボファンエンジンのリアルタイムシミュレータ(-2960)、アフターバーナの燃料リークの解析と燃料の種類との関係(-2958)、F15のフライトコントロールに関するシミュレーション(-3359)、同上の機体の振動特性を取り込んだ飛行性能の最適化(-3361)などがあった。

4. あとがき

本学会は、論文数参加者数などエアブリージング関連としては群をぬいた数であることから現在行われている最新の技術を知り、かつその分野の権威者と直接話しができる機会としては最高の学会である。ここ数年来目玉となる話題性のあるテーマはみえないが基礎、応用技術の研究は地道に行われていることが実感として得られた会議であった。筆者の偏った見方での見聞ではあるが、読者の参考になれば幸いである。

第9回特別講座報告

企画委員 ㈱荏原製作所 岸 川 忠 彦

去る9月12日、13日の2日間にわたり、第9回特別講座が41名の受講者を得て開催された。会場は前回、前々回と同じく好評に応え鈴鹿サーキット研修センターであった。気象観測史上まれにみる暑さを記録した夏もようやくすぎてこの種の研修には絶好の涼しい天気のもと、また前回の台風襲来のようなアクシデントもなく企画担当委員もほっとしたなかでの開催であった。今回の主テーマは『ガスタービン高温化技術の現状と将来動向』であり、下記の小テーマごとに研究開発の第一線で御活躍の6名の方々に講師を迎えた。

初日は、企画委員による2日間の講座のオリエンテーリング、特別講座担当の阪口理事の挨拶のあと、高温化技術についてのテーマに沿い(1)『金属材料』、(2)『セラミックス』、(3)『TBC』、(4)『冷却技術』の4つの高温化要素の各論に関して講演および討論がおこなわれた。

夕食後には、全体を3つのグループに分けて講師の方々を中心にしたグループ別討論が企画された。ここでは準備した多少のアルコール飲料の効果もあったためか、各グループとも活発な討論が交わされた。さらに引き続いて企画された自由参加懇談会にも、多くの方々の参加が得られた。筆者は途中でダウンしたため残念ながら目撃しなかったが、12時を大幅にすぎ、会場が閉鎖されたあともロビーにホワイトボードを持ちだして白熱

した討論が続けられた猛者も見受けられたとのことである。この機会に講師の方々に研究上の相談や意見交換をしたり、いつもは耳にすることが少ない開発にまつわるエピソード等をざっくばらんな雰囲気でうかがったりした方も多いと思う。

2日目、前日の疲れも見せず(?)よりリラックスした雰囲気のなか、(1)『ガスタービン高温化技術の現状と将来動向』の題目で事業用の高温化研究開発を主体に、(2)『期待されるカスタービンプラントシステム』の題目で産業用のアプリケーション例を主体に講演および討論が行われた。

その後の総括討論で前夜のグループ別討論の要旨を講師の方々に発表頂き、質疑応答の後、特別講座を閉会した。

今回は特別講座の発足時の主旨にもどり、若手技術者の入門講座という位置付けを明確に打ち出して受講者を募集したため、若手の受講者が多かった。そのため、質疑応答などが多少低調になるかとの懸念もあったが、期待(?)は見事裏切られ、各講演後の討論が制限時間を超えて活発に行われたのが印象に残る。

最後に、特別講座の講師を快くお引受け頂き、猛暑の中で講座テキスト作成、当日用OHP資料の準備を頂いた講師の方々に、また進行に際して積極的に御協力頂いた参加者の方々に深く感謝申し上げます。

ガスタービン秋季講演会（松江）・見学会報告

船舶技術研究所 菅 進

今年のガスタービン秋季講演会・見学会は11月10日(木)、11日(金)に島根県松江市で開催された。参加登録者数は講演会が135名、見学会に52名、レディースプログラムに10名と、延べ200名に迫る盛況となった。

10日の講演会では、午前9時から、午後5時まで40件の報告が3室平行で行なわれた。オーガナイズドセッションとして「セラミックガスタービン」(11件)と「CFDによる空力設計」(4件)とが持たれ、活発な討論が行なわれた。一般講演でも材料・強度、燃焼、空力、伝熱のセッションが持たれ、水素ガスタービン、計測、騒音に関する報告も行なわれた。

今回の講演会の準備段階で、論文申し込み数件が7月の締め切り前に発送されたにもかかわらず学会事務局に届いていないことが9月に入ってから分かり、学会誌9月号に掲載したプログラムに急拠次の2件の講演を追加した。ここで9月号会告プログラムを訂正するとともに、郵便事故の結果ではあるが、関係者にご心配かけたこととお詫びしたい。

- ・A-14「自動車用100kWCGTにおける低公害燃焼器の開発 第3報」佐々木正史氏(日本自動車研究所)、他5名

- ・C-14「電極固定型放電式翼端すきま測定法の研究」渡辺高幸氏(日本工業大学)、他1名

特別講演では、島根女子短期大学教授藤岡大拙氏の「島根の方言」と題する講演が行なわれ、会場は再三笑いに包まれた。出雲の方言には3つの特徴がある、ひとつは発音の特徴、ひとつは古事記の時代からのことばが生きて使われていること、ひとつは表現の優しさにあるという。午後のセッション開始の時間がせまり、講演を半ばで終わらざるを得なかったことが惜しまれた。

11日の見学会は、午前中に日立金属(株)安来工場と和鋼博物館を訪問した。安来は古くから良質の

砂鉄が採れて、和式の製鋼技術が発達し栄えた土地で、今でも刀剣のための和鋼作りが年に何回か行なわれている。日立金属(株)安来工場では20万坪という大きな海岸工場の中の線材圧延工場、鍛造工場、機械工場を野原副工場長に案内していただいた。同工場は世界有数の真空溶解炉設備を多数持ち、特殊鋼の素材、製品を多品種にわたり生産し、世界の70%のシェアをもつ製品もあるそうである。和鋼博物館でも専門の方の丁寧な説明があり興味深く、ここでも時間が足りなくなった。午後は出雲大社、島根ワイナリーなどを訪れた。旧暦10月は出雲だけが神有月だそうで、やおよろずの神々と一堂に会えるのも島根のこの季節ならではの事である。

懇親会とレディースプログラムも好評だった。レディースツアーは初日午前中は松江市内見物、午後は機織り体験、翌日は清水寺と足立美術館見学のあと、和鋼博物館で学会見学会と合流して出雲大社という豪華プログラムであった。

今回の松江市での講演会・見学会開催にあたっては、松江コンベンションビューローに多大な協力を頂いた。また講演会の休憩と昼の時間には松江の茶道、不昧流大円会の皆さんから抹茶の接待を頂き、大好評であった。記して感謝したい。

次年度の学術講演会は、本誌会告に掲載されているように、定期講演会は6月2日(金)に東京で、秋季講演会・見学会は9月7日(木)、8日(金)に新潟市で開催される。国際会議が10月末に開催されるために秋季講演会は例年より2ヶ月早まっている。オーガナイズドセッションのテーマは、定期講演会では「ガスタービンにおける制御・診断・計測」、秋季講演会では「アドバンスドコンバインドサイクルの計画と運転実績」、「耐熱材料、先端材料および製造技術」を予定している。一般講演、オーガナイズドセッションともに多数の報告と今年に増しての参加をお願いしたい。

(学術講演会委員会)

(平成6年11月14日原稿受付)

訃 報

正会員 平 敷 弘 君

防衛大学校 平成6年10月21日逝去

謹しんで 哀悼の意を表します。



後記

今回が2度目の編集後記の担当です。前回は、編集委員会に加わった早々、ASME 国際ガスタービン会議・見聞記がメインの平成5年9月号の担当になり、大あわてで会議への出席者を出発前にさがして執筆をお願いすることが大きな仕事でした。今回のセラミックガスタービン特集号の担当は、実質1年以上前から指名されていて覚悟ができていました。

前回の担当時と異なるのは、編集事務を㈱ニッセイエプロに委託したことから、同社の担当者とのコンタクトが格段に増えたことです。これを負担増と見るか、最近話題の「価格破壊」と同様に、中間段階のカット

と見るか微妙ですが、非難を恐れず言えば、編集委員の仕事と責任が明確になったように思います。「価格破壊」と同様にコスト削減ができれば幸いです。また、前号の編集後記で佐々木編集担当理事が言及されました「フロッピーディスクによる投稿のお願い」が本号の会告欄に掲載されています。これによる省力化・コスト削減にも一層のご協力をお願い致します。

なお、本号は、セラミックガスタービンの研究開発に直接に、あるいは身近に関わりのある IHI 宮下氏、三菱自動車中沢氏、ヤンマーディーゼル室田氏と筒井が担当しました。

(筒井康賢)

〔 事 務 局 だ よ り 〕

暑い暑いと騒いでいた夏からアツという間に冬模様、今年はゆっくり秋晴れの青い空をながめることもないまま秋も過ぎ去りました。

松江での秋季講演会も予想以上に盛会裡に終了し、ホッと胸をなでおろした次第です。そのあと11月25日に東京電力と荏原製作所を終え、これで今年の行事は一応一段落。来年は1月19、20日の第23回セミナーを皮切りに1月31日の特別講演会、2月10日の北九州電源開発の見学会、2月16日のシンポジウムと年明け早々行事が一杯つまっております。どうぞ会告のページをお見逃しなきよう、申し込み期日に間にあうようお申し込み下さい。

先日来皆様をお願いしておりました会費自動振替は10月末現在815名の方にお申し込みいただいております。この自動振替によって私共事務局は大変助かっておりますので是非これからもご協力の程お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は巻末の用紙にご記入の上、事務局宛ご返送下さい。

早いもので今年も残りあとわずかとなりました。ジングルベルの音を聞きながら来年に思いを馳せつつ94年、平成6年の最後の“事務局だより”を終わります。

〔A〕

訃 報

正会員 平 敷 弘 君

防衛大学校 平成6年10月21日逝去

謹しんで 哀悼の意を表します。



後記

今回が2度目の編集後記の担当です。前回は、編集委員会に加わった早々、ASME 国際ガスタービン会議・見聞記がメインの平成5年9月号の担当になり、大あわてで会議への出席者を出発前にさがして執筆をお願いすることが大きな仕事でした。今回のセラミックガスタービン特集号の担当は、実質1年以上前から指名されていて覚悟ができていました。

前回の担当時と異なるのは、編集事務を(株)ニッセイエプロに委託したことから、同社の担当者とのコンタクトが格段に増えたことです。これを負担増と見るか、最近話題の「価格破壊」と同様に、中間段階のカット

と見るか微妙ですが、非難を恐れず言えば、編集委員の仕事と責任が明確になったように思います。「価格破壊」と同様にコスト削減ができれば幸いです。また、前号の編集後記で佐々木編集担当理事が言及されました「フロッピーディスクによる投稿のお願い」が本号の会告欄に掲載されています。これによる省力化・コスト削減にも一層のご協力をお願い致します。

なお、本号は、セラミックガスタービンの研究開発に直接に、あるいは身近に関わりのある IHI 宮下氏、三菱自動車中沢氏、ヤンマーディーゼル室田氏と筒井が担当しました。

(筒井康賢)

〔 事 務 局 だ よ り 〕

暑い暑いと騒いでいた夏からアツという間に冬模様、今年はゆっくり秋晴れの青い空をながめることもないまま秋も過ぎ去りました。

松江での秋季講演会も予想以上に盛会裡に終了し、ホッと胸をなでおろした次第です。そのあと11月25日に東京電力と荏原製作所を終え、これで今年の行事は一応一段落。来年は1月19、20日の第23回セミナーを皮切りに1月31日の特別講演会、2月10日の北九州電源開発の見学会、2月16日のシンポジウムと年明け早々行事が一杯つまっております。どうぞ会告のページをお見逃しなきよう、申し込み期日に間にあうようお申し込み下さい。

先日来皆様をお願いしておりました会費自動振替は10月末現在815名の方にお申し込みいただいております。この自動振替によって私共事務局は大変助かっておりますので是非これからもご協力の程お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は巻末の用紙にご記入の上、事務局宛ご返送下さい。

早いもので今年も残りあとわずかとなりました。ジングルベルの音を聞きながら来年に思いを馳せつつ94年、平成6年の最後の“事務局だより”を終わります。

〔A〕

訃 報

正会員 平 敷 弘 君

防衛大学校 平成6年10月21日逝去

謹しんで 哀悼の意を表します。



後記

今回が2度目の編集後記の担当です。前回は、編集委員会に加わった早々、ASME 国際ガスタービン会議・見聞記がメインの平成5年9月号の担当になり、大あわてで会議への出席者を出発前にさがして執筆をお願いすることが大きな仕事でした。今回のセラミックガスタービン特集号の担当は、実質1年以上前から指名されていて覚悟ができていました。

前回の担当時と異なるのは、編集事務を㈱ニッセイエプロに委託したことから、同社の担当者とのコンタクトが格段に増えたことです。これを負担増と見るか、最近話題の「価格破壊」と同様に、中間段階のカット

と見るか微妙ですが、非難を恐れず言えば、編集委員の仕事と責任が明確になったように思います。「価格破壊」と同様にコスト削減ができれば幸いです。また、前号の編集後記で佐々木編集担当理事が言及されました「フロッピーディスクによる投稿のお願い」が本号の会告欄に掲載されています。これによる省力化・コスト削減にも一層のご協力をお願い致します。

なお、本号は、セラミックガスタービンの研究開発に直接に、あるいは身近に関わりのある IHI 宮下氏、三菱自動車中沢氏、ヤンマーディーゼル室田氏と筒井が担当しました。

(筒井康賢)

〔 事 務 局 だ よ り 〕

暑い暑いと騒いでいた夏からアツという間に冬模様、今年はゆっくり秋晴れの青い空をながめることもないまま秋も過ぎ去りました。

松江での秋季講演会も予想以上に盛会裡に終了し、ホッと胸をなでおろした次第です。そのあと11月25日に東京電力と荏原製作所を終え、これで今年の行事は一応一段落。来年は1月19、20日の第23回セミナーを皮切りに1月31日の特別講演会、2月10日の北九州電源開発の見学会、2月16日のシンポジウムと年明け早々行事が一杯つまっております。どうぞ会告のページをお見逃しなきよう、申し込み期日に間にあうようお申し込み下さい。

先日来皆様をお願いしておりました会費自動振替は10月末現在815名の方にお申し込みいただいております。この自動振替によって私共事務局は大変助かっておりますので是非これからもご協力の程お願い申し上げます。未だ手続きをされていない方は巻末の用紙にご記入の上、事務局宛ご返送下さい。

早いもので今年も残りあとわずかとなりました。ジングルベルの音を聞きながら来年に思いを馳せつつ94年、平成6年の最後の“事務局だより”を終わります。

〔A〕

第 23 回ガスタービンセミナー開催のお知らせ

「環境保全に向けてのガスタービン技術の現状と将来」をテーマに第 23 回ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので、奮ってご参加下さい。

記

1. 日 時: 平成 7 年 1 月 19 日(木) 9:35~16:00 (受付開始 9:00)
1 月 20 日(金) 9:40~16:00
2. 場 所: 川崎産業振興会館 1F ホール (川崎市幸区堀川町 66-20 Tel 044-548-4111)
3. 主 催: (社)日本ガスタービン学会

4. プログラム

1 月 19 日(木)

- | | | |
|--------------------------|-------------|--------------------|
| ① 圧縮機空力技術 | 9:40~10:50 | 石川島播磨重工業
千葉 薫 氏 |
| ② 低 NO _x 燃焼技術 | 11:00~12:10 | 航空宇宙技術研究所
林 茂 氏 |
| ③ タービンの空力性能と冷却技術 | 13:30~14:40 | 三菱重工業
青木 素直 氏 |
| ④ 耐熱材料の最近の動向 | 14:50~16:00 | 東 芝
山本 優 氏 |

1 月 20 日(金)

- | | | |
|---------------------------------------|-------------|-------------------|
| ⑤ 若松加圧流動床複合発電所試運転状況 | 9:40~10:50 | 電源開発
国高 哲也 氏 |
| ⑥ スーパーごみ発電におけるガスタービン容量の
適性と環境面への評価 | 11:00~12:10 | 川崎重工業
須 恵元彦 氏 |
| ⑦ ガスタービンと空力騒音 | 13:30~14:40 | 東京工業大学
藤田 肇 氏 |
| ⑧ 発電用ガスタービン脱硝装置の特徴 | 14:50~16:00 | バブコック日立
渡辺 洸 氏 |

5. 参加要領

- 1) 参 加 費: ◆主催および協賛団体正会員
(資料代含む) 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: 所属, 氏名, 加入学協会名, GTSJ 会員は会員番号を明記の上, 参加費を郵便振替または現金書留にて, 事務局宛 12 月 16 日(金)までにお送り下さい。

1995 年（平成 7 年度）学術講演会・講演募集のお知らせ

下記の日程にて、日本ガスタービン学会（幹事団体）と日本機械学会の共催による 1995 年度ガスタービン定期講演会および秋季講演会を開催します。期日までに講演の申し込みをお願いします。

1. 第 23 回ガスタービン定期講演会

開 催 日 1995 年（平成 7 年）6 月 2 日（金）
開 催 場 所 機械振興会館（東京、芝公園内）
講演申込締切 1995 年（平成 7 年）1 月 20 日（金）
講演原稿締切 1995 年（平成 7 年）4 月 10 日（月）
募 集 論 文

応募論文内容は最近の研究で未発表のものとします。一部既発表部分を含む場合には未発表部分が主体となるものに限りします。

(1) 一般講演セッション

ガスタービンおよび過給機ならびにそれらの応用に関する理論および技術を扱ったもの。ガスタービン本体のみならず、補機・付属品、ガスタービンを含むシステムおよびユーザーの使用実績等も歓迎します。

(2) オーガナイズドセッション

「ガスタービンにおける制御・診断・計測技術」

講演者の資格 本会会員もしくは日本機械学会会員。1 人 1 題目に限りします。

講演申込方法と採否の決定

巻末の申込書に必要事項を記入し、日本ガスタービン学会事務局に郵送して下さい。

郵便未着（事故）の場合もありますので、送付されたことを電話 FAX 等でご連絡下さい。

（FAX で申し込みを行った場合は、郵便でも申し込み書をお送り下さい。）

申込先 〒160 東京都新宿区西新宿 7-5-13 第 3 工新ビル 402 (株)日本ガスタービン学会

TEL 03-3365-0095 FAX 03-3365-0387

講演発表の採否は両学会において決定し、2 月 20 日までに結果を連絡します。

講演原稿の提出

講演者は講演原稿を講演論文集原稿執筆要領に従って、A4 用紙 44 字×40 行（1 ページ）2～6 ページで作成し、所定の講演論文原稿表紙とともに期限までに提出して下さい。提出された原稿はそのままの寸法で印刷され、学術講演会講演論文集（A4 版）となります。原稿執筆要領および原稿表紙用紙は採否の連絡に同封してお送りします。

技術論文としての学会誌への投稿

- (1) 原稿執筆要領に記載の要件を満たす講演論文は、著者の希望により講演会終了後に技術論文として受理され、校閲を経て日本ガスタービン学会誌に掲載されます。この技術論文投稿を希望される場合は、講演論文原稿提出時に原稿表紙の所定欄に希望有りと記入し、さらに技術論文原稿表紙、論文コピー 2 部、英文アブストラクトを添付して下さい。
- (2) 講演者が日本機械学会会員であり、同学会出版物（論文集および International Journal）への投稿を希望される場合は、日本機械学会の所定の手続きを経て投稿することができます。

2. 第 10 回ガスタービン秋季講演会（新潟）・見学会（学会誌 1995 年 3 月号に詳細をお知らせします。）

開 催 日 1995 年（平成 7 年）9 月 7 日（木）・8 日（金）
開 催 場 所 新潟市
講演申込締切 1995 年 4 月 10 日（月）

講演原稿締切 1995 年 7 月 10 日(月)

募集論文内容 一般講演論文および次のオーガナイズドセッション論文

(1) 「アドバンスドコンバインドサイクルの計画と運転実績」

(2) 「耐熱材料, 先端材料および製造技術」

見学会 (株)新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場 ほか

平成 6 年度第 2 回特別講演会のお知らせ

1. 日 時: 平成 7 年 1 月 31 日(火) 15:00~17:00

2. 場 所: 航空宇宙技術研究所 講堂
調布市深大寺東町 7-44-1
Tel 0422-47-5911 (大代表)
交通案内:

イ) 中央線・吉祥寺駅南口下車

バス停 8 番 (調布駅北口行) 航技研前下車

バス停 3 番 (武蔵境駅南口行) 三鷹市役所前下車, 徒歩 5 分

ロ) 中央線・三鷹駅南口下車

バス停 7 番 (仙川行又は杏林大学病院行) 三鷹市役所前下車, 徒歩 5 分

3. 演 題: The Effects of System Rotation (Coriolis Force) on Turbulence Structure — a Review of Work Relevant to Turbomachinery Flows—

要 旨: ターボ機械の流れの中で, 特にポンプ, 圧縮機のインペラーにおいてはブレード境界層の乱流構造と 2 次流れの形成に対するコリオリの力のおよぼす影響が大きい。ここでは, いくつかの実例をあげて VTR を用いてこの現象を説明する。

4. 講 師: Prof. J. P. Johnston
(Mechanical Engineering Department, Stanford University)

5. 参加要領: a) 参加費: 無料

b) 定 員: 50 名

c) 申込方法: 参加ご希望の方は [特別講演会申し込み] と書き氏名, 所属, 連絡先住所, 電話番号 FAX 番号を明記の上, ハガキあるいは FAX にて学会事務局へお申込下さい。(〆切: 平成 7 年 1 月 20 日(金)) (学会より返事は出しません。)

講演原稿締切 1995 年 7 月 10 日(月)

募集論文内容 一般講演論文および次のオーガナイズドセッション論文

(1) 「アドバンスドコンバインドサイクルの計画と運転実績」

(2) 「耐熱材料, 先端材料および製造技術」

見学会 (株)新潟鉄工所 新潟ガスタービン工場 ほか

平成 6 年度第 2 回特別講演会のお知らせ

1. 日 時: 平成 7 年 1 月 31 日(火) 15:00~17:00

2. 場 所: 航空宇宙技術研究所 講堂
調布市深大寺東町 7-44-1
Tel 0422-47-5911 (大代表)
交通案内:

イ) 中央線・吉祥寺駅南口下車

バス停 8 番 (調布駅北口行) 航技研前下車

バス停 3 番 (武蔵境駅南口行) 三鷹市役所前下車, 徒歩 5 分

ロ) 中央線・三鷹駅南口下車

バス停 7 番 (仙川行又は杏林大学病院行) 三鷹市役所前下車, 徒歩 5 分

3. 演 題: The Effects of System Rotation (Coriolis Force) on Turbulence Structure — a Review of Work Relevant to Turbomachinery Flows—

要 旨: ターボ機械の流れの中で, 特にポンプ, 圧縮機のインペラーにおいてはブレード境界層の乱流構造と 2 次流れの形成に対するコリオリの力のおよぼす影響が大きい。ここでは, いくつかの実例をあげて VTR を用いてこの現象を説明する。

4. 講 師: Prof. J. P. Johnston
(Mechanical Engineering Department, Stanford University)

5. 参加要領: a) 参加費: 無料

b) 定 員: 50 名

c) 申込方法: 参加ご希望の方は [特別講演会申し込み] と書き氏名, 所属, 連絡先住所, 電話番号 FAX 番号を明記の上, ハガキあるいは FAX にて学会事務局へお申込下さい。(〆切: 平成 7 年 1 月 20 日(金)) (学会より返事は出しません。)

平成6年度第3回見学会及び技術懇談会のお知らせ

石炭を燃焼と同時に脱硫し、且つガスタービンとの複合発電を行うことにより発電効率の向上を図ることのできる、日本で初めて建設された加圧流動床複合発電プラントの見学及び技術懇談会を下記の要領で開催致しますので、奮ってご参加下さい。

1. 日 時

平成7年2月10日(金) 14:00～16:40

2. 見 学 先

電源開発(株) 若松加圧流動床複合発電プラント

福岡県北九州市若松区柳崎町1番 TEL 093-741-0931 若松事業所内

3. スケジュール

13:50	集合(若松事業所 本館1F 会議室)
14:00～15:20	概要説明及び見学
15:35～16:35	技術懇談会 『加圧流動床燃焼技術について』 西岡敏男氏(電源開発株式会社 若松総合事業所 所長代理)
16:40	解散

4. 交 通

集 合 時:	JR 小倉 → JR 折尾	JR 博多 → JR 折尾
快速	12:50 13:12	12:26 13:08
快速	13:06 13:29	12:46 13:30

折尾駅からはタクシーに乗り合いにて現地にご集合下さい。(地方委員会委員が駅にてご案内致します。)

解 散 時:	JR 折尾 → JR 小倉	JR 折尾 → JR 博多
快速	17:37 18:05	17:50 18:32
快速	18:24 18:47	18:20 19:03

5. 参加要領

- (1) 定 員 50名(申込超過の場合は抽選し、結果を応募者全員にご連絡します。)
- (2) 参加ご希望の方は、往復はがき又はファックスにて「若松見学」と書き、氏名・所属・連絡先住所(返信はがきにも)・電話・ファックス番号を明記の上、95年1月10日(火)(消印有効)までに、事務局へ申し込み下さい。尚、記載不備の場合は受付兼ねますのでご注意下さい。
- (3) 参 加 費 3000円 (当日、受付にてお支払い願います。)
- (4) 宿泊、航空機 割引便等手配致しますので、下記旅行社に直接お申し込み下さい。
東急観光 日本橋支店 (担当) 西並 徹
〒103 東京都中央区日本橋宝町3-4-4 (JPビルB1F)
TEL 03-3242-1071 FAX 03-3242-1075

平成 6 年度シンポジウム開催のお知らせ

地球環境問題の顕在化により、世界的な規模でのよりクリーンなエネルギーの導入が期待されています。このような背景のもとに、1993 年度よりニューサンシャイン計画の一環である「水素利用国際クリーンエネルギーシステム技術の開発研究 (WE-NET)」が国際大型共同研究としてスタートしています。本年度のシンポジウムはこの研究を取り上げ、その全貌ならびに中核技術と位置づけられている水素・酸素燃焼タービンについての理解を深め、高温ガスタービンの将来の技術展望の一助となる以下のような講演を企画いたしました。皆様方多数のご参加を期待しております。

1. 日 時: 平成 7 年 2 月 16 日(木) 14:00~17:00

2. 場 所: 東京ガス(株) 本社 2 階 大会議室 (港区海岸 1-5-20, JR 浜松町駅下車)

3. 講 演: 14:00~15:00 「WE-NET 計画の概要」

新エネルギー・産業技術総合開発機構

水素・アルコール・バイオマス技術開発室

総括主任研究員 西田洋一郎氏

15:00~16:00 「水素・酸素燃焼タービンの開発」

— サイクルの検討および燃焼技術の開発等 —

(財)電力中央研究所 横須賀研究所

発電システム部 燃焼グループ

グループリーダー 佐藤 幹夫氏

16:00~17:00 「水素・酸素燃焼タービンの開発」— 超高温材料の開発 —

(財)電力中央研究所 柏江研究所

金属材料部

次長 新田 明人氏

4. 参加要領: 1) 定員 50 名 (申込み超過の場合は抽選。結果は応募者全員に連絡いたします。)

2) 参加ご希望の方は「シンポジウム申し込み」と書き、氏名、会員番号、所属、連絡先住所、電話番号を明記の上、往復ハガキあるいは FAX にて学会事務局までお申し込み下さい。(締切 平成 7 年 1 月 31 日(火))

3) 参加費 3000 円 (当日受付にてお支払い下さい。)

(社)日本ガスタービン学会事務局

〒160 新宿区西新宿 7-5-13 第 3 工新ビル 402

TEL 03-3365-0095 FAX 03-3365-0387

郵便振替番号 00170-9-179578

フロッピーディスクによる投稿のお願い

編集委員会

学会誌の刊行に際しましては、常々、皆様の多大なる御協力を賜わり、深く感謝申し上げます。昨今、皆様からの投稿原稿の大半はワープロで作成されております。もし、原稿をワープロのフロッピーディスクにて御提供頂けますならば、学会誌作成の合理化(経費削減, 期間短縮, ミスの軽減, 等)に極めて有効であります。何卒、学会誌原稿、技術論文原稿等をフロッピーディスクにて御提供下さいますよう御協力をお願い申し上げます。

フロッピーディスクは執筆者の精通した方法で作成されてかまいませんが、下記のルールを参考にして頂けると大変助かります。

(1) 入力上のルール

- ・書式は、A4サイズ、1ページ40行、1行22字、横書きとします。校閲、修正のための余白を右側にとって下さい。
- ・ワープロの機種は問いませんが、特殊なもの(マイナーなもの)は避けて下さい。
- ・ワープロ特有の機能は使用しないで下さい。
- ・句読点はカンマ(,)とマル(。)を使用して下さい。
- ・数式は印刷所のシステムで再入力します。
- ・表は原則として著者作成のものを写真入力して使用しますが、必要があれば印刷所で再入力します。
- ・ワープロに無い文字は手書きとして下さい。

(2) 入稿時のルール

- ・フロッピーディスク……5インチあるいは3.5インチを使用して下さい。印刷所へはコピーしたフロッピーディスクを送付して下さい。
- ・ワープロ名……使用したワープロ名を記して下さい。
- ・ファイル名リスト……ファイル名リストを付けて、内容がわかるようにして下さい。不要なファイルは一切含まないようにして下さい。
- ・ファイルの種別……「MS-DOS テキストファイル」が最適ですが、各ワープロ特有の「文書ファイル」でも結構です。(通常のワープロは「MS-DOS テキストファイル」への変換機能を持っています。)
- ・プリント……必ずプリントされた原稿を付けて下さい。数式や新規表組等は、この原稿から印刷所で作成します。また、印刷時の指示、要望、等もこれに書込んで下さい。
- ・原稿返却……最終的にフロッピーディスクおよび原稿は著者に返却します。

(註) 当然、従来通りの手書きの原稿でも結構です。原稿用紙は何でも結構ですが、A4サイズ、1ページ20行、1行22字、横書きでお願い致します。なお、ガスタービン学会の原稿用紙が必要な方は、下記に御連絡下さればお送りいたします。

〒105 東京都港区西新橋1-17-5
ニッセイエプロ株式会社 制作部編集室
ガスタービン学会誌担当(越司)
TEL 03-3508-9061, FAX 03-3580-9217

学 会 誌 編 集 規 定

1. 本学会誌の原稿は依頼原稿と会員の自由投稿原稿の2種類とする。依頼原稿とは本学会よりあるテーマについて特定の方に執筆を依頼した原稿、自由投稿原稿とは会員から自由に随時投稿された原稿である。
2. 原稿の内容は、ガスタービン及び過給機に関連のある論説、解説、技術論文、速報（研究速報、技術速報）、寄書、随筆、見聞記、ニュース、新製品の紹介及び書評などとする。
3. 原稿は都合により修正を依頼する場合がある。また、用済み後は執筆者に返却する。
4. 原稿用紙は、原則として本会指定の横書440字詰（22×20）を使用する。本原稿用紙4枚で刷り上がり約1頁となる。ワードプロセッサを使用する場合はA4版用紙に横書きで22字×20行とする。
5. 刷り上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次のとおりとする。論説4～5頁、解説及び技術論文6～8頁、見聞記、速報及び寄書3～4頁、随筆2～3頁、ニュース、新製品紹介、書評等1頁以内。超過する場合は短縮を依頼することがある。技術論文については別に定める技術論文投稿規定による。
6. 依頼原稿には規定の原稿料を支払う。
7. 自由投稿原稿の採否は編集委員会で決定する。
8. 自由投稿原稿には原稿料は支払わない。
9. 本学会誌に掲載される記事・論文などの著作権は原則として本学会に帰属する。
10. 原稿は下記宛に送付する。
〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13,
第3工新ビル402
(社)日本ガスタービン学会事務局

技 術 論 文 投 稿 規 定

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) 投稿原稿は邦文で書かれた著者の原著で、ガスタービン及び過給機の技術に関連するものであること。
 - 2) 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に限る。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. 投稿原稿の規定頁数は原則として図表を含めて刷り上がり8頁以内とする。ただし、1頁につき15,000円の著者負担で4頁以内の増頁をすることができる。
3. 投稿原稿は原稿執筆要領に従って執筆し、正原稿1部、副原稿（コピー）2部を提出する。
4. 投稿原稿の採否は技術論文校閲基準に基づいて校閲し、編集委員会で決定する。
5. 本学会誌に掲載される技術論文の著作権は原則として本学会に帰属する。

日本ガスタービン学会誌

第22巻 第87号

平成6年12月10日

編 集 者 荒 木 達 雄

発 行 者 濱 田 邦 雄

(社)日本ガスタービン学会

〒160 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

振替 東京7-179578

印刷所 ニッセイエプロ(株)

東京都港区西新橋2-5-10

©1994(社)日本ガスタービン学会

本誌に掲載したすべての記事内容は(社)日本ガスタービン学会の許可なく転載・複写することはできません。

複写をされる方に

本誌（書）に掲載された著作物を複写したい方は、著作権者から複写権の委託を受けている次の団体から許諾を受けて下さい。

学協会著作権協議会

〒107 東京都港区赤坂9-6-41

社団法人日本工学会内

Phone: 03-3475-4621

Fax : 03-3403-1738

第 23 回ガスタービン定期講演会講演申し込み

講演題目:

講演種目: (いずれかを○で囲む)

一般講演・オーガナイズドセッション ()

著者氏名 (講演者に○印)	勤務先 (略 称)	所属学会 (GTSJ・JSME・他)	会員資格 (正員・学生員)

連絡者氏名:

会員番号:

勤務先:

所在地: 〒____

TEL

()

FAX

()

講演内容 (100～200 字)

(注) 講演申込後の講演題目, 著者氏名等の変更は受け付けません。