



「セラミックガスタービン特集号」 発刊にあたって

東京大学工学部 編集委員長 高田浩之

我国では昨年から通産省の計画のもとにセラミックガスタービンの研究開発計画がスタートしていることは御存知の方も多いことだと思います。一つはムーンライト計画の一環として300kWのコーチェネレーション用及び可搬発電用のガスタービンを開発しようとするもので、新エネルギー・産業技術総合開発機構（NEDO）が実施機関となり民間の3企業グループが業務に当っており、昭和63年度から9年間の計画として開発スケジュールが組まれています。もう一つは資源エネルギー庁の計画のもとに自動車用の出力100kWのガスタービンを開発しようとするもので、石油産業活性化センター（PEC）が委託を受け、自動車研究所がその実施に当っております。正確に言えばこちらの方は、現状は開発のためのフィービリティ・スタディの第2年度ということですが、これも引き続き明年度より7年間のプロジェクトとしてセラミックガスタービンの研究開発に入ることが期待されております。

現在のガスタービンは、大型或いは中型のものについては高温化も進み、高効率で高性能のものが出現して、コンバインドサイクル発電やコーチェネレーションに積極的に導入されていることは御存知の通りであります。他方小出力のガスタービンについては、小型であるが故の困難も多く、高温化も進まず、依然として低効率のままに留まっております。セラミックガスタービンは高温構造材として優れた特性をもつセラミックスを使用することによって、ガスタービンの高温化を無冷却で実現し、これによって高効率を達成しようとするものであります。このためには高温強

度その他の点で優れた特性をもつセラミック材料の開発と、そのガスタービンへの適用技術の開発など、従来の金属ガスタービンでの経験には無かった困難な課題の解決が不可欠であります。しかし、そのように困難の予想されるものであるだけになおさら、いま国の大プロジェクトとして取り上げられるのは当を得たものであると言うことが出来ましょう。

我国では過去に航空用及び大型発電用に関して、FJRファンエンジンの開発と高効率レヒートガスタービンの開発の二つの通産省のプロジェクトが実施され、それぞれの目的において大きな成果をあげると同時に、我国のガスタービン技術全般の向上に対しても非常に大きな貢献をしてきました。セラミックガスタービンの開発計画も是非その目標を達成して、小型ガスタービンの分野に飛躍的な技術の前進がもたらされることを願うものであります。そしてその成果が大・中型の分野にも波及していくことを祈りたいものです。

この研究開発計画はいま漸く基本設計を終えたという段階にあります。そこで、本ガスタービン学会誌としては、この時期に「セラミックガスタービン特集号」を企画して、この計画の概要と現状を関係各位にお願いして発表して頂くことと致しました。御協力頂いた通産省、NEDO、PECの各機関、及び本文各記事の御執筆を頂いた各機関、各企業の方々に厚く御礼申し上げる次第であります。なお、この特集号は本期編集委員会の能瀬弘幸理事及び伊藤高根理事が担当し、企画して取りまとめられたものであります。

（平成元年11月16日原稿受付）

1. コージュネレーション用および可搬式発電用セラミックガスタービンの研究開発

1.1 ムーンライト計画における研究開発の概要

通商産業省工業技術院 永松莊一
通商産業省工業技術院 松田幸雄

1. はじめに

最近の地球環境問題の高まりのなかで、エネルギー供給の多様化、省エネルギー化の促進は以前にも増してより積極的に推進する必要がある。なかでも熱効率が高く石油代替燃料が使用可能な熱機関の開発は、このような情勢のもとで非常に大きなインパクトを与えるであろう。また同時に高い技術開発力を持つ我が国としては、このような熱機関を開発することは国際的な責務であると言っても過言ではない。

このような観点から、大出力高効率ガスタービンの研究開発がムーンライト計画のもとで実施され、民学官の協力により多大な成果を収めた。この研究開発により、我が国における大型ガスタービンの技術レベルは飛躍的に向上し省エネルギーに寄与しているが、小型ガスタービンにおいては依然として従来の低い熱効率に留っている。

ファインセラミックスの耐高温特性に着目して、これをガスタービンの高温部に適用することにより、主に小型のガスタービンの熱効率を飛躍的に高め、かつ多種燃料が使用可能なセラミックガスタービンを開発することは、このような社会的要請に応え得るのみならず、我が国のガスタービン技術の向上と他産業の発展に多大の貢献をするものである。本稿はこのような目的で開始された国家プロジェクト、「セラミックガスタービンの研究開発」を紹介する。

2. 研究開発の概要

通商産業省工業技術院では、ムーンライト計画の一環として、コージュネレーション用及び可搬

式発電用としてのセラミックガスタービン（以後CGTとする）の研究開発を昭和63年度より開始した。このプロジェクト開始に先立ち、昭和60年度～62年度にかけて4件の調査研究が行なわれ、CGT開発の評価、開発上の問題点、市場及び環境適合性、またセラミック材料の現状、CGTの概念設計による性能予測等、多岐に渡る検討がなされた。ここでその開発によるインパクトについては、特にディーゼルエンジンの代替エンジンとしての可能性が指摘されている。すなわち多種燃料適合性、重量・大きさ、騒音・振動、排気ガス等多くの点でCGTの優位性が明らかにされている。なおこれらの報告では、ムーンライト計画が開発対象としているコージュネレーション用等CGTに加え、自動車用CGTについても検討がなされているが、これについては通商産業省資源エネルギー庁が昭和63年度よりフィージビリティスタディを行なっており、平成2年度より研究開発プロジェクトを開始する予定である。

次に本プロジェクトの開発目標及び体制等について述べる。表1にCGTの開発目標を示す。すなわちエンジン熱効率42%以上（低位発熱量基準）、

表1 研究開発の目標

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°C	300kW級	法令基準値以下
セラミック部品	高温強度 (1500°C)		破壊靭性 (室温)	
	最低保証強度	ワイルド係数 (参考値)	15MPa·√m以上	
	400MPa以上	20以上		

（平成元年11月13日原稿受付）

タービン入口温度 1,350°C, 軸出力 300kW, 排ガス特性が法令基準値以下を目標としている。またセラミック部品についても最低保証強度が 1,500°C で 400MPa 以上, 破壊韧性値が室温で $15 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 以上という目標を設定した。これらの目標値は現状のセラミック材料の特性に比べると

かなり高いレベルにあるが, これらの値は CGT が実用化されるために達成されるべきレベルであり, これから的研究開発努力に期待するところが大きい。

図 1 に研究開発体制を示す。各国立試験研究機関は要素・材料研究及び評価研究を担当すると共

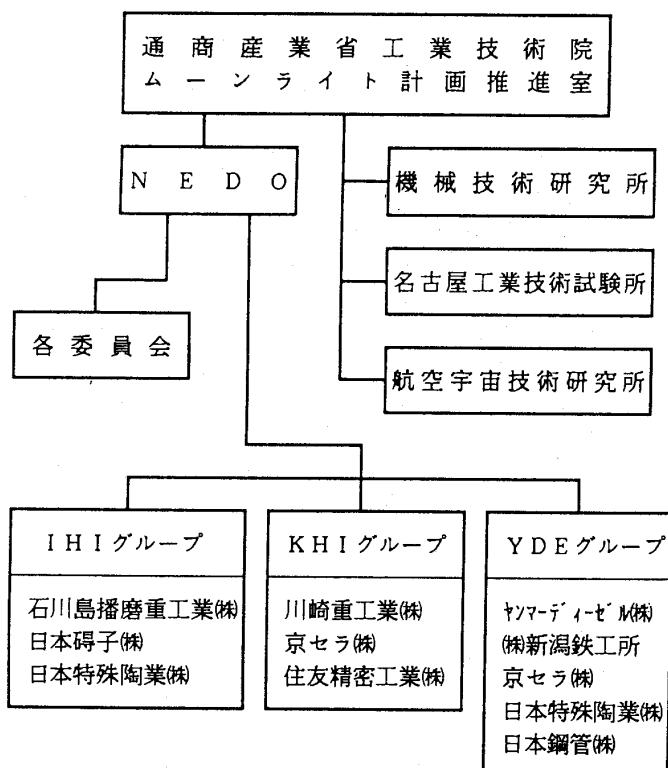


図 1 CGT 研究開発体制

表 2 試作 CGT 仕様比較

グループ	名称	用 途	主要求項目	形 式	乾燥重量	大きさ(mm)
IHI	CGT301	コーシュエネ用	定格運転適合	再生 1 軸	800 Kg	1600X1040X1700
KHI	CGT302	コーシュエネ用	変動負荷対応	再生 2 軸	720 Kg	1400X1000X1200
YDE	CGT303	可搬式発電用	軽量・小型	再生 2 軸	500 Kg	1620X 860X1270
グループ	圧 縮 機	タービン(CT)	タービン(PT)	回転速度(RPM)	熱交換器	燃焼器
IHI	軸流+遠心	軸流 2 段 ¹⁾	—	56,000 —	伝熱式	単筒缶式
KHI	遠 心	軸流单段 ²⁾	軸流单段 ²⁾	76,000/57,000	伝熱式	単筒缶式
YDE	遠 心	ラジアル ²⁾	軸流单段 ¹⁾	55,000/39,000	回転蓄熱式	単筒缶式

(¹⁾ハイブリット、²⁾セラミック一体)

研究項目	63年度	元年度	2年度	3年度	4年度	5年度	6年度	7年度	8年度
1.耐熱セラミック部材の研究	耐熱セラミック部材の研究開発					及び部品化技術			
2.要素技術の研究	要素技術の基礎及び					試作研究開発			
3.設計試作運転研究	基本設計					中間評価			
4.社会適合性研究	基本型MGT (900°C)					パイロットCGT (1350°C)			
5.性能評価	基本型CGT (1200°C)					形態、燃料多様化等の検討			
	環境保全性、経済性、負荷					タービンシステムの評価			
	セラミック技術、要素技術								

図2 CGT研究開発スケジュール

に、本プロジェクトに対して技術的な側面から支援を行なう。CGTの試作はNEDOを通じ3企業グループが行なう。各企業グループはガスタービンメーカー、セラミック材料メーカー等から構成されており、それぞれ表2に示すように仕様の異なったCGTを試作する（詳細については別稿を参照されたい）。

研究開発のスケジュールを図2に示す。図で示したように、まず開発目標をクリアする観点からCGTの基本設計を行ない、引き続き金属製タービンによるTITを900°Cとした第1次試作（基本型MGT），これにセラミック部品を導入してTIT 1,200°C達成を目標とした第2次試作（基本型CGT），及び最終段階としてTIT 1,350°Cを実現する第3次試作（パイロットCGT）と3段階にわたって設計試作運転研究を行なう。ここで第2次試作運転研究の終了する平成4年度末に中間評価を行い、研究計画の見直し等を行う予定となっている。耐熱セラミック部材及び要素技術の研究は設計試作運転研究に平行して行ない、その成果は各段階のCGTの設計試作に逐次取り込まれる。また以上の研究項目に加え、CGTが社会に適合

するための課題の検討と上記の研究項目についての評価研究も行なわれる。

本年度は本プロジェクトを開始して2年目にあたるが、現在基本設計を終え基本型MGTの試作を開始した段階である。

3. まとめ

CGTの開発によってもたらされる効果としては、省エネルギー、燃料多様化、低公害などCGTの特長に起因する直接的な効果はもとより、熱機関をはじめとする広範囲な応用を考えられている耐高温セラミックスに関する技術の向上と、他産業への波及効果も極めて重要なものとして期待されている。

一方国際的に見たCGT開発プロジェクトは、世界的にも高水準である我が国のセラミック技術及びガスタービン技術を背景とした開発プロジェクトであるため各国から注目されており、今後情報交換を始めとした国際協力が極めて重要な側面になるものと考えられる。本プロジェクトがこの様な役割を十分果すこと願うとともに、関係各位の御理解と御協力を願うとする次第である。

1.2 コージェネレーション用再生一軸式セラミックガスタービン

石川島播磨重工業(株) 倉田公雄

1. まえがき

コージェネレーションは、燃料から良質な電気エネルギーと熱エネルギーの両方を効率よく得ることができるために、省エネルギー効果が極めて大きく、新しいトータルエネルギー供給システムとして急速に普及してきている。コージェネレーション用原動機としてのガスタービンは、低公害、多種燃料に対応できるなどの種々の利点をもっており、従来普及を妨げていた熱効率の低さがセラミックガスタービン(以下CGTと記す)の開発によって改良されると、その特徴を最大限に発揮できる原動機となる。

コージェネレーションシステムの経済性を考えた場合、一定の負荷を受けて稼働するベース電源として使用することが望ましく、この場合に、最も重視されるのが、発電コストが低いこと、周波数変動が少ないとことなどである。これに適用される発電システムとしてのCGTは全負荷運転における最も高い効率と、安定した回転速度、そして高い信頼性が要求される。全負荷重視のCGTは事務所、インテリジェントビル、スーパーマーケット、24時間営業のコンビニエンスストア、中小工場などの業種におけるコージェネレーション用原動機として最適であり、運用形態としては、ベース電源として、或いは台数制御によるピーク対応電源としても最適である。

全負荷で運転される場合は、定格点の効率が最優先されるため、ガスタービンの型式は、最も構造が簡単で、高い信頼性を得ることができる再生一軸式がのぞましい。再生一軸式では圧縮機、タービン、減速機、そして発電機が同軸上で結合されているため、回転慣性モーメントが大きくな

り、負荷変動時の安定性が良好となる。

このコージェネレーション用再生一軸式CGTの研究開発は、通商産業省工業技術院ムーンライト計画の一環として、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)より委託され、日本碍子(株)および日本特殊陶業(株)とともに、国立研究機関他の御指導、御協力を得て活発に進められている。以下にその概要を紹介する。

2. サイクルの選定

コージェネレーション用原動機としてのCGT基本サイクルは図1に示すような再生開放一軸式とする。この開発目標値を表1に示す。

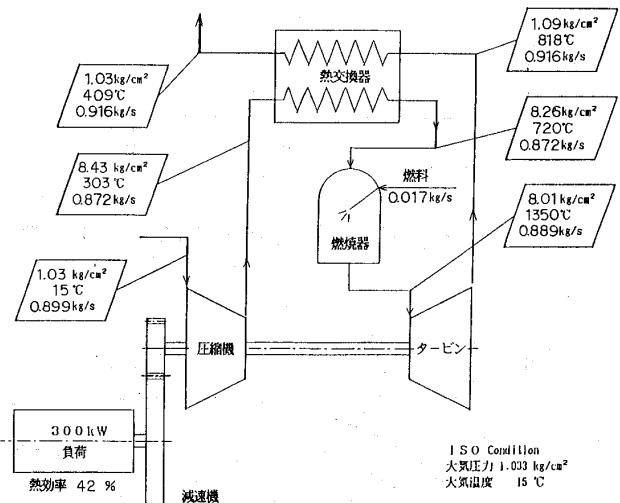


図1 CGT 基本サイクル

表1 開発目標値

項目	エンジン熱効率	タービン入口温度	軸出力	排気特性
セラミックガスタービン	42%以上	1350°C	300 kW級	法令基準値以下
セラミック部品		高温強度 (1500°C)	破壊靭性 (室温)	
セラミック部品	最低保証強度	タイガ係数 (参考値)		
	400 MPa 以上	20 以上		1.5 MPa · √m 以上

(平成元年11月2日原稿受付)

この目標を達成するために、まず圧縮機、タービン、燃焼器、熱交換器などの各要素の圧力、温度レベル、流量などを決定する必要がある。このため各要素の形式を検討し、効率、圧力比などの主要サイクル定数をパラメータとして熱力学的サイクル解析を行った。この解析結果の一例を図2および図3に示す。これらの種々の解析結果に加え、更にセラミック材料の耐熱性を考慮して、タービン入口温度は1,350°Cとし、到達可能な各要素効率およびサイクル圧力比などを選定した。それらを設計目標値として表2に示す。

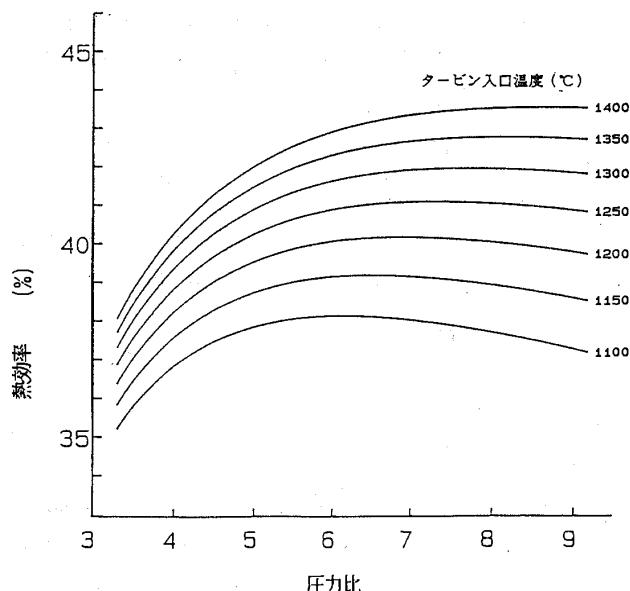


図2 タービン入口温度が効率に及ぼす影響

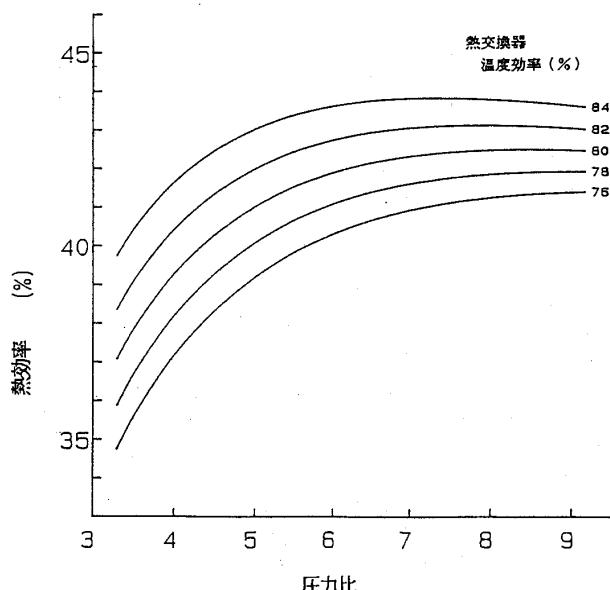


図3 システムの熱効率に及ぼす圧力比の影響

表2 設計目標

条件…標準状態

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 ばいじん	ppm g/Nm ³
圧縮機圧力比		法基準値に準ずる
空気流量	Kg/s	0.899
タービン入口温度	°C	1350
圧縮機効率	%	81
タービン効率	%	87
燃焼器効率	%	99
熱交換器効率	%	81
ガスゼネレータ軸機械効率	%	98

3. 全体構成

全負荷運転を重視したコーチェネレーション用再生一軸式CGTに要求される設計条件は、

- (1) 80~100%の負荷範囲においてシステム効率が高いこと。
- (2) 構造が簡単で長時間運転に耐える信頼性を有すること。
- (3) 小型軽量であること。
- (4) 高温部品のセラミックス化が達成できること。
- (5) 回転数変動が少なく、良質な電気が得られること。

などであり、これらの条件を満足するため図4に示すようなCGT構成とした。

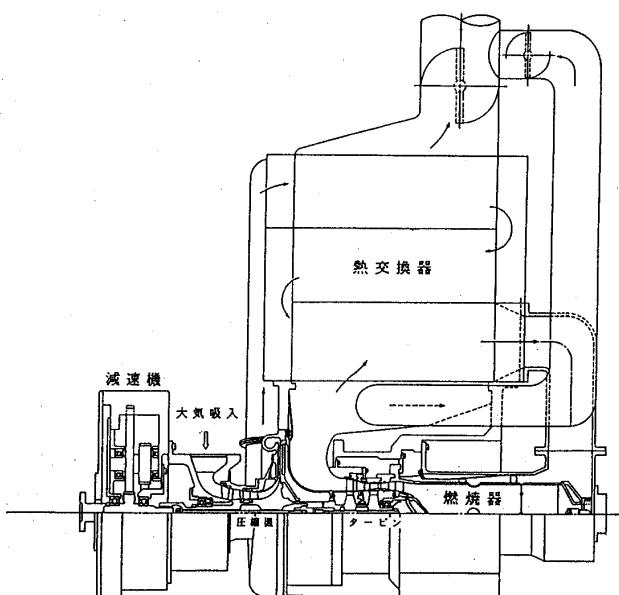


図4 CGT基本全体構成

同図に示すように本 CGT はセラミック部品の使用可能性を優先した構造としたため、セラミック部品は出来る限り寸法が小さく、単純かつ軸対称な形状とした。圧縮機とタービンは同軸上に配置され、排気ガスのエネルギーは熱交換器によって回収される。圧縮機としては、軸流式と遠心式各 1 段を組み合わせた形式を採用した。本形式により、遠心単段式に比較して、高い効率と広い安定作動域が確保でき、さらに将来のタービン入口温度上昇に伴う圧力比の増加にも十分に対応することが可能となる。

タービンとしては軸流式とラジアル式の 2 種類の形式が考えられるが、タービンをセラミックス化する場合の製造上の困難さから、セラミック回転部の大形化は望ましくなく、また将来 CGT を大出力化（シリーズ化）することも考慮して 2 段の軸流タービンとした。

この軸流式 1 段と遠心式 1 段とを組み合わせた圧縮機と 2 段の軸流タービンを回転軸系とし、圧縮機側に玉軸受、タービン側にコロ軸受を配置して回転軸系を支える。これらの軸受はスクイズフィルムダンパを用いて回転軸系の高速安定回転性を確保する構造とした。

これら圧縮機、タービンおよび他の回転部品は、カービックカップリングを介して、テンションボルトにより締結して組み立てられる。圧縮機側軸端は減速機に接続され、発電機駆動用出力は、減速機端より取り出される。

燃焼器は構造が簡単で、保守・整備性に優れた単筒缶形とする。

熱交換器は漏洩による性能低下がない、回転動力を必要としない、さらに信頼性が高いなどの利点を有する伝熱式とし、高い温度効率を確保するため伝熱エレメントを重ねた回流方式とする。

発電機に接続される減速機は 2 段平行歯車式とし、出力軸回転数 3,000 rpm または 3,600 rpm を得る。

これら機関の主要目を表 3 に示す。

4. 主要構成要素

4.1 圧縮機

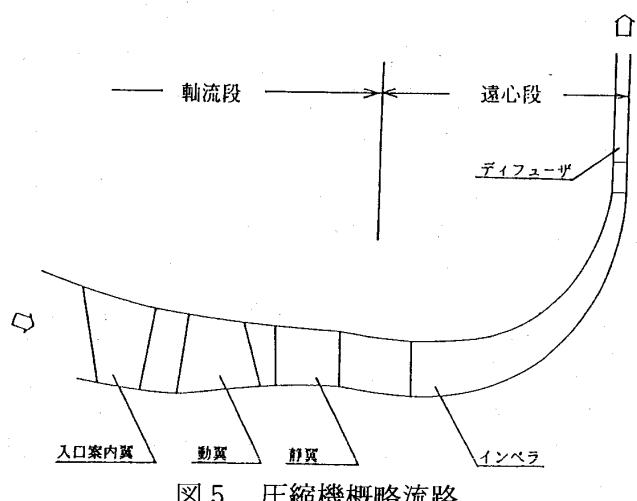
CGT の圧縮機として、前述のサイクル選定により評価された圧力比と流量を高い効率と高い信頼性を持つ構造で達成しなければならない。これ

表 3 機関主要目

項目	単位	諸元
機関形式	—	再生開放一軸式
最大出力	KW	300
出力軸回転速度	rpm	3000/3600
外形寸法	mm	約 1600Lx910Wx1400H
機関乾燥重量	Kg	約 720
使用燃料	—	石油系燃料油 ガス、その他新燃料
使用潤滑油	—	合成基油
圧縮機	形式	軸流 + 遠心式
	回転速度	rpm 66,000
タービン	形式	2 段軸流式
	回転速度	rpm 66,000
燃焼器	形式	単筒缶型
熱交換器 (コア)	形式	伝熱式
減速機	形式	平行歯車式
制御方式	—	電子式

らに加え使用時の作動特性に対する配慮も不可欠となる。例えは起動時にはアイドル回転数から定格回転数まで速やかに支障なく達するためには、十分なサージマージンを確保できる広い安定作動域を持つことが必要であり、負荷変動に対応して運転条件の変更にも即応できるような作動点の変更が可能となる可変機構をもつことも必要である。これらの条件を満たしたうえで CGT の特長を生かした小型軽量で信頼性の高い軸流圧縮機 1 段と遠心圧縮機 1 段の組み合わせ方式とした。この概略流路を図 5 に示す。

圧縮機は、それぞれの形式によりその利点が最大限に發揮できる比速度の領域があり、この領域



から離れるにつれ性能が低下する。そこで本形式における軸流段と遠心段との負荷の配分に際しては、比速度の選定について十分な検討を行った。特に比速度の小さい遠心圧縮機についてはインペラの出口幅が小さくなり、インペラとケーシングとの間のクリアランスの割合が大きくなり、漏洩損失が増大し、性能低下の要因ともなるので、比速度選定にあたってこの点についても十分な設計上の配慮を行った。

さらに圧縮機全般として、広い安定作動域確保のため、各段への設計配慮はもとより、組み合わせにおいて十分なサージマージンを持つよう軸流段と遠心段とのマッチングを図った。

4.2 タービン

本CGTでは構造の簡素化を図り、2段の軸流タービンとした。この概略流路を図6に示す。

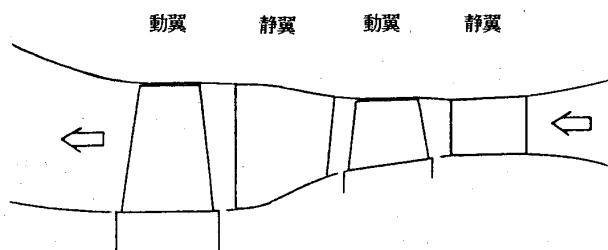


図6 軸流タービン概略流路

軸流タービンの回転部をセラミックス化する方法として、タービン動翼をセラミックス化し、金属製ディスクに植め込む別体形と、タービン動翼とタービンディスクを一体化したものとの2種類が考えられる。

一体形は別体形に比較して応力は低いがセラミック部品として大形になり、別体形と比較して製造上困難な点が多い。さらにトルク伝達のための金属軸との締結部分があり、熱衝撃とトルクの面から解決すべき問題点がある。一方、別体形の場合、翼形状の設計変更が容易であり、有効体積が小さいため設計強度をより高くとることができると同時に、製造性および信頼性の上で一体形より優位であり、将来の大形化に対しても容易に対応できる利点をもっている。このため別体形を中心として検討した。しかし、ディスクと動翼との接続部の応力が厳しく、この接続方法が重要な課題である。

この動翼のみをセラミックス化する別体形の場合、図7のように動翼はプラットホーム付の単独翼とし、金属製ディスクとの接続部はダブティル形の単純な形状とする。金属製動翼の場合、この接続部はクリスマスツリー形式であるが、セラミックスは複雑な形状を嫌うこと、また応力の集中に弱いことなどの理由でこの形式を採用する。

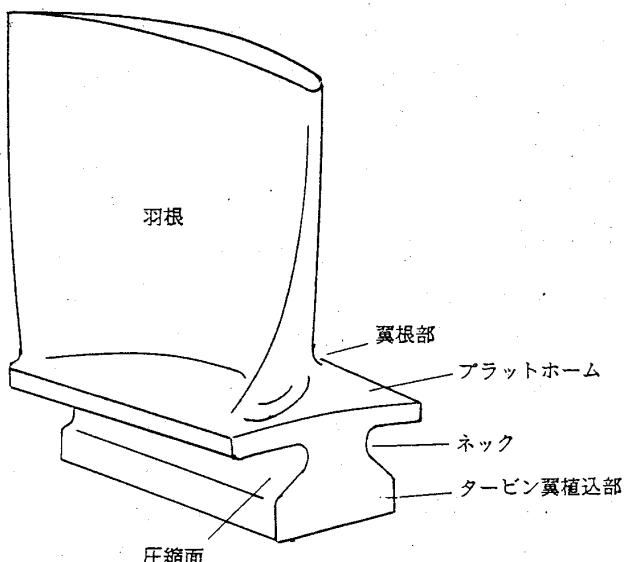


図7 セラミック動翼

図8にダブティル形状の一例を示す。このダブティル部には図9に示すように遠心力などに起因する高い応力集中が発生するがセラミックスの特性上、金属の場合のような応力緩和は期待できない。また加工精度によっても大きな応力集中が発生する。

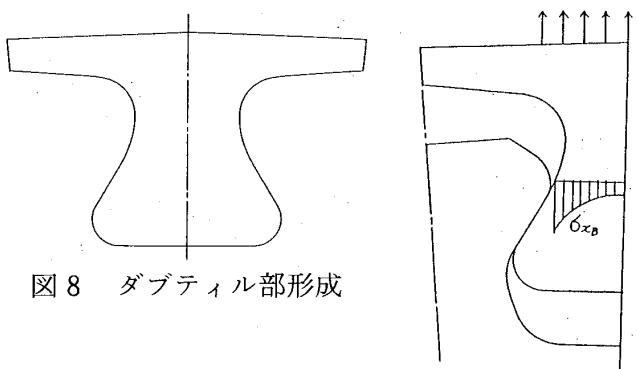


図8 ダブティル部形成

図9 ダブティル部の応力集中

図8のダブティル形状に対して行った応力解析結果の例を図10～図12に示す。

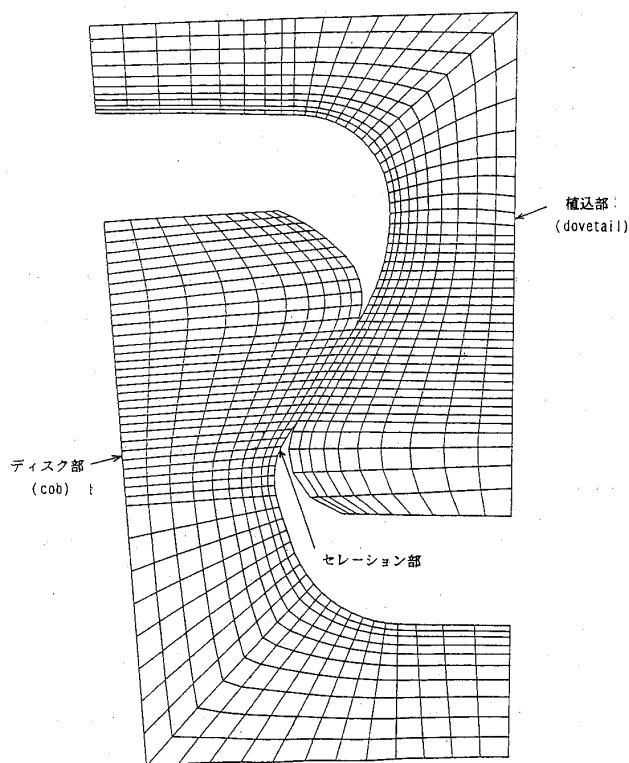


図 10 ダブティル部メッシュ分割の一例

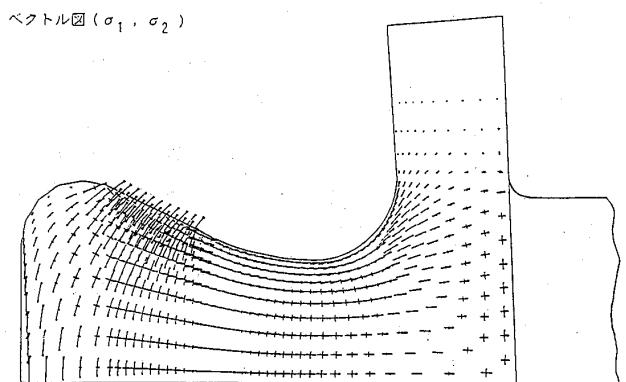


図 11 ダブティル部応力のベクトル分布

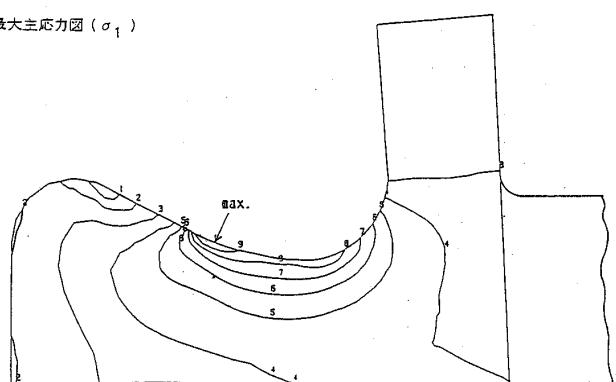


図 12 ダブティル部の応力分布

さらにダブティル部におけるセラミック動翼と金属製ディスク間の緩衝材については経験的な要素が多く、今後解析と実験による検証により最適形状、緩衝材料の組み合わせなどを選定してゆくことが必要である。

また静翼は、現在の金属製ガスタービンではノズル翼およびシュラウドを一体にして鋳造したものが主流であるが、セラミックスの場合、一体化すると製造上の困難さ、また有効体積の増加に伴い設計強度を低くおさえる必要があるため本 CGT の静翼は図 13 のようにシュラウド付の単独翼とし、これを円環状に組み立てる構造を採用了。

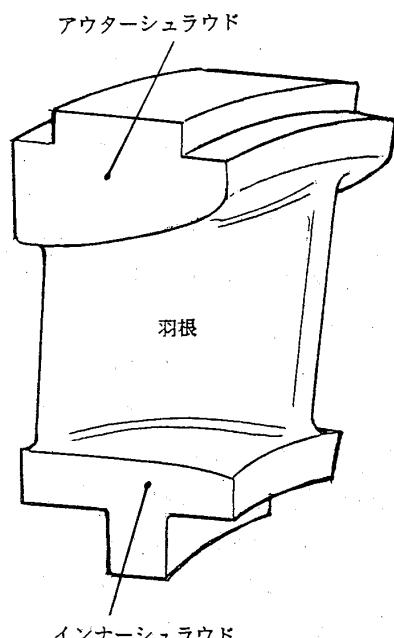


図 13 セラミック静翼

4.3 燃焼器

小型タービンの高効率化のため、燃焼器の高温化は是非とも達成しなければならない。本 CGTにおいては、小型化のために金属部品との共存によるハイブリッド構造は採用せず、全てセラミックス製の単筒構造を採用了。図14にその概略構造を示す。ライナは熱応力低減のためセラミック単筒のものをリング分割し、燃焼器頭部からスプリング、クッションなどで押しつけ支持する。

燃焼器入口の空気温度が高く、燃料中に窒素分を含む場合もあるので NO_x を法規制値以下に抑える低減対策が大きな課題となっている。ここで

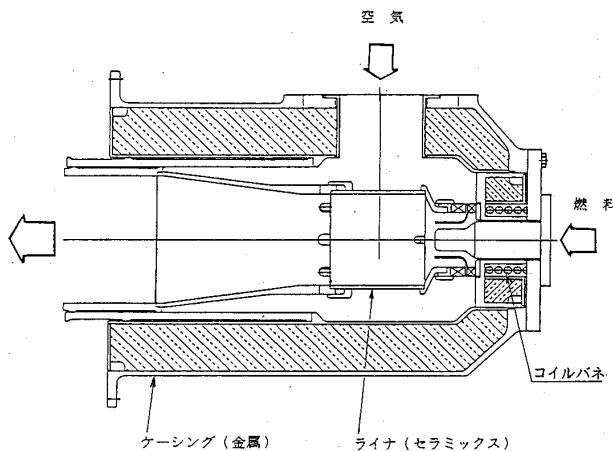


図 14 セラミック燃焼器の概略形状

は、セラミック燃焼器として達成の可能性が高い希薄燃焼方式を第1候補とした。

4.4 热交換器

再生式の定置式小型ガスタービンにおける熱交換器では、高い圧力比でなおかつ高効率が必要であるので漏洩による性能低下がなく回転動力が不要な伝熱式とした。また本 CGT が分散配置型コーチェネレーションシステムの熱機関であることを考慮すると小型軽量で量産時のコスト低減が不可欠である。

熱交換器へ流入するガス温度が約 800 ℃近くにもなるシステムでは、構成材料にステンレスなどの金属を用いた場合、高温クリープ強度、耐蝕性の面から長時間連続運転に耐える信頼性を確保しての実用化は困難でなるため伝熱エレメントをセラミックス化することが必要となってくる。そこで本 CGT で用いる熱交換器は伝熱エレメントを重ねて温度効率の向上をはかった。その概略形状を図 15 に示す。

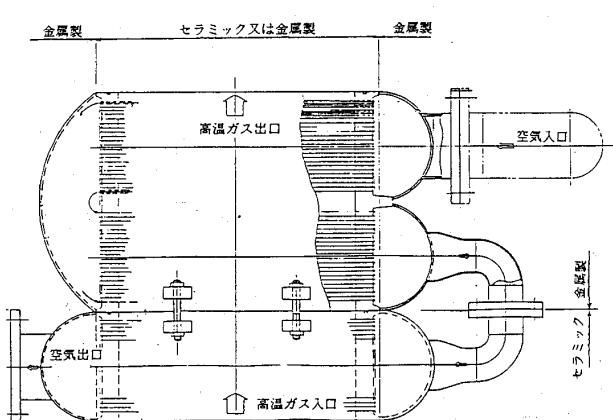


図 15 セラミック熱交換器

伝熱エレメントは押し出し成形などの低成本化が可能な成形法によるセラミック材を用いた構造とし、流路内に輻射促進体⁽¹⁾を設置して高温での伝熱促進を行い小型化を図る。

5. セラミック部品

セラミックスは耐熱性、耐摩耗性、耐蝕性などに優れ、軽量であるなど金属にない優れた特性をもつ反面、延性に乏しく、強度にバラツキが存在するなどの欠点を有する。このようなセラミックスを高速回転機械の代表であるガスタービンのタービン動翼・静翼、燃焼器、高温ガス通路などの構造材として用いた場合、そのガスタービンの安全性、信頼性の確保は従来の金属材料の延長線上にはなく、異なったものとなってくる。

セラミックスをガスタービンに適用する場合、そのための設計基準がどうしても必要となってくる。本章においてセラミックス部品の破壊防止のための設計基準⁽²⁾に関する考え方を紹介する。ここで、安全率などの種々の係数は今後の CGT 研究開発の成果の積み重ねによってより高精度のものに修正してゆく必要がある。

セラミックスは本質的に金属材料とは異なった脆性材料であるから、衝撃荷重を極力受けないように設計上配慮し、タービン動翼の植込部に見られるような応力集中を極力減少させる構造とすることが肝要であり、研削などによる表面の細かい傷も可能な限り発生しないように加工技術を工夫・選択する必要がある。

セラミック部品中に発生する応力は評価部（例えばセラミック動翼の植込部など）において次式で示すことができる。

$$\sigma_{max} < \frac{1}{A} \frac{K_S}{B \cdot \alpha \cdot \beta} \quad \dots \dots \quad 1)$$

ここで、 σ_{max} は評価部における最大相当応力である。

式 1) 中の K_S はセラミック部品の破壊強度データから求められる設計最小強度であり、即時破壊（短時間強度）および時間依存型破壊（疲労）のそれぞれについて図 16 のようにして求められる。また各々の係数 A , B , α , β は次のように定義され、安全性確認試験による検証と実機における実績を積み重ねることによってその精度を高めていく必要がある。

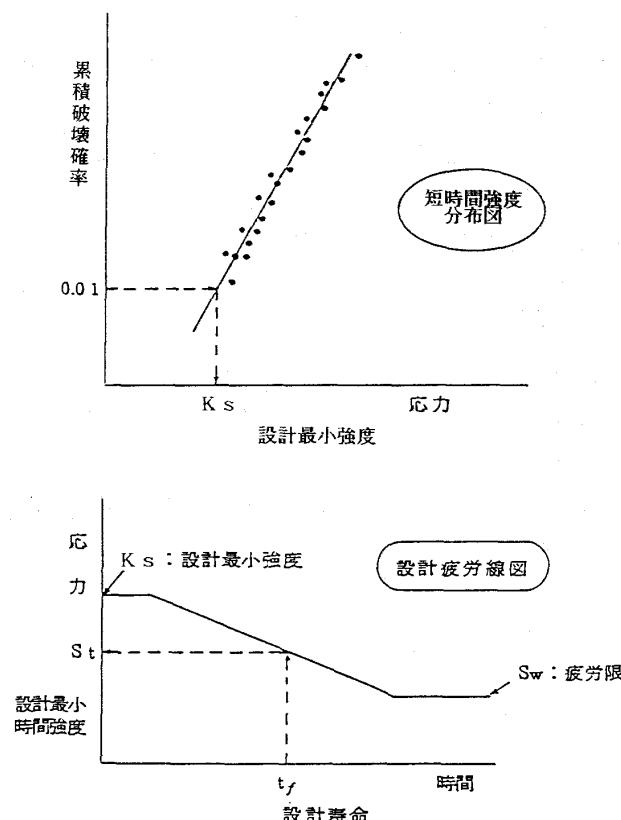


図 16 設計最小強度と設計最時間強度の関係

 A : 設計安全係数 B : 機械の信頼性と運転条件とに起因する係数 α : 応力集中部の形状と応力分布によって定まる形状係数 β : 応力集中部の大きさによって定まる体積係数

セラミックスは本質的に脆性材料であり、内部欠陥に起因する材料強度のバラツキが大きい。このような材料を構造材として用いた部品の信頼性・安全性を保証するには統計的手法により、破壊確率をある許容値以下に抑えるのが合理的な設計手法と言えるであろう。

この基本的な設計基準に加え、部品評価試験技術、製造技術および材料特性評価技術を総合化して、本 CGT の各部品をセラミックス化する場合の候補材料、製造方法およびその問題点などを表 4 に示す。

6. あとがき

最終的な研究開発目標である高性能 300 Kw 級再生一軸式セラミックガスタービンの高効率化と

表 4 CGT 部品の材料選定と問題点

部品	候補材料	製造方法	選定理由	問題点	解決策
動翼	窒化ケイ素系 又はサイアロン系	射出成形 + (加圧) 焼結等	高強度 静的動的疲労特性 高韌性	動翼植込部応力集中 翼形状選定自由度小 耐エロージョン特性 (含 FOD) 信頼性寿命保証	材料特性向上 形状最適化 緩衝層適用
静翼	窒化ケイ素系 (又は炭化ケイ素系)	射出成形 + (加圧) 焼結等	高温高強度 高韌性 耐酸化性	耐熱応力信頼性 耐コロージョン特性 耐エロージョン特性 (含 FOD)	材料特性向上 構造最適化
燃焼器	窒化ケイ素系 又は炭化ケイ素系	CIP + 常圧焼結等	耐熱性 耐酸化性	ホットスポット 耐熱衝撃性	設計最適化 材料特性向上
熱交換器	窒化ケイ素系	押出成形、 CIP、鋳込成形 + 常圧焼結等	高強度 低熱膨張性	部品成形性・精度 接合部強度 シール特性 耐熱応力特性	成形技術開発 接合シール技術開発 構造最適化
高温ガス通路	窒化ケイ素系 又は炭化ケイ素系	射出成形、 CIP + 常圧焼結等	高強度 (熱応力) 耐熱性 耐酸化性	耐熱応力特性 組立構造・シール	構造最適化 材料特性向上

高信頼性を達成するためには、セラミック部材技術、ガスタービン要素技術、ガスタービンシステム設計・製作・運転技術のいずれもが現状を抜きんでた高度な技術レベルに到達する必要があり、かつそれぞれの高度化が相互に深く関連しあい、依存しあっている。ガスタービン要素の中で、特にセラミックス化によって高性能化が期待されるものは、タービン、燃焼器および熱交換器であり、これらの要素をセラミックス化するためには、セラミックスの製作技術および構造強度を優先して、かつ高効率化も可能な形状となるように考慮して設計することが重要である。

セラミックスをガスタービンに適用する場合に

は、構造強度、信頼性および熱・流体力学などの面から多くの課題があり、これらを解決しながら実用化を推進していく。

このため、通商産業省、新エネルギー・産業技術総合開発機構および研究機関の御協力・御指導を受け研究開発を強力に遂行していく。

最後に発表の機会を与えていただいたことに深く感謝致します。

参考文献

- (1) 渡辺・平・森、機械学会論文集、49-439（昭58-3），685
- (2) 鈴木・浜中他、機械学会論文集（A編）、53-495（昭62-11），2134

1.3 コージェネレーション用再生 二軸式セラミックガスタービン

川崎重工業㈱ ジェットエンジン事業部 星野 昭史

1. まえがき

セラミックガスタービン(CGT)は、低燃費、低公害、燃料多様性等の多くの優れた特性が期待されることから、次世代の新しい原動機として注目されている。

我国では昭和63年度より、国のムーンライト計画の一環として、300kW級CGTの研究開発が開始され、平成8年度迄の約9年間を予定して、現在着々と進められている。

川崎重工業㈱、京セラ㈱及び住友精密工業㈱の三社は、本研究開発の発足に際して共同開発グループを結成し、「コージェネレーション用再生二軸式軸流タービンの研究開発」をテーマに、協力して参画している。

本研究開発の目標とするガスタービンは、コージェネレーション用途のなかでもホテルやオフィスビルあるいは病院等のように、昼夜等の時間帯や季節によって負荷が大巾に変動する用途を想定し、特に部分負荷時の効率を重視したものである。セラミックスは耐熱、耐摩耗性に優れ、新しい構造用素材として大いに期待される特性を持つ反面、著しく韌性に劣る等、実用に際して従来の金属の延長では対処しきれない難しさを持った材料である。

特に本研究開発の対象である300kW級CGTは、従来から欧米諸国を中心に進められてきた自動車用に比べると、出力は2~3倍の大きさであり、その分構成部品も大形化する。脆性材料の典型ともいえるセラミックスにとって、このような部品の大形化は材料強度や健全性等の面で不利に作用することから、これら大物セラミック部品の設計・製造法の確立は本研究開発の最重要課題のひとつと云える。

(平成元年10月30日原稿受付)

また、目標とする42%以上の高い熱効率を得るには、セラミックス利用による1,300°C以上のタービン入口温度を無冷却で達成すると同時に、中形ガスタービン並の高い要素効率を得ることが不可欠な条件である。

本研究開発はようやく基本設計を完了した段階で、未だ緒についた許りのところにあるが、ここでは開発の現状説明を混じえて、計画の概要を紹介する。

2. サイクルの選定

本研究開発の目標とするエンジンの主要な性能・諸元を表1に示す。

表1 目標性能諸元

項目	単位	諸元
最大出力	kW	300
機関形式		再生二軸式
機関熱効率	%	42以上
圧力比		8
空気流量	kg/s	0.89
タービン入口温度	°C	1,350
出力軸回転数	RPM	3,000/3,600
圧縮機形式		単段遠心式
ガスジェネレータービン形式		単段軸流式
ガスジェネレータービン回転数	RPM	76,000
出力タービン形式		単段軸流式
出力タービン回転数	RPM	57,000
燃焼器形式		単筒缶式
熱交換器形式		伝熱式

基本設計を開始するにあたり、目標達成に必要な主要設計パラメータの選定を行った。これらのパラメータとしては、圧力比、タービン入口温度、圧縮機・タービン・燃焼器・熱交換器等の各要素効率、各部圧力損失等を選んでパラメトリックスタディを行い、適正なサイクル定数と各要素の目標効率を設定した。

図1にこの一例を示すが、タービン入口温度1,350°Cでは、圧力比8付近で最も高い効率が得られることが判る。この値は自動車用CGTの多くが、圧力比3~4を採用しているのに比べて、かなり高い値となっているが、これは主として熱交換器の構造・形式差に由来している。すなわち、自動車用CGTに採用されている熱交換器の多くは、回転蓄熱式であるのに対して、本機の場合はプレートフィン形の伝熱式を採用しており、高圧側より低圧側への洩れが少ないとことから、最適圧力比は高圧側寄りとなっている。

圧力比が高いことの付随的な利点として、熱交換器の高温側入口温度が低くなり、金属材料の使用が可能な温度範囲となることが挙げられる。

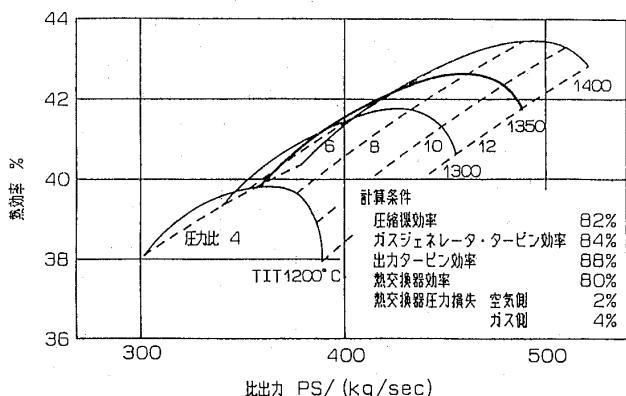


図1 パラメトリックスタディ例

図2には、パラメトリックスタディ結果に基づくエンジン各部の作動ガス圧力・温度(設計点における)の計画値を示すが、熱交換器の高温側入口温度は約820°Cとなり、耐熱金属で対応可能な範囲になると云える。

各要素の効率を設定するに際して、これらの変化が全体熱効率に及ぼす影響を調べてみた。ここではタービンの要素効率が1%変化すると、エンジン全体の熱効率が0.2~0.3%変わるものに対して、圧力機効率の同様な変化はこれの約2倍の大

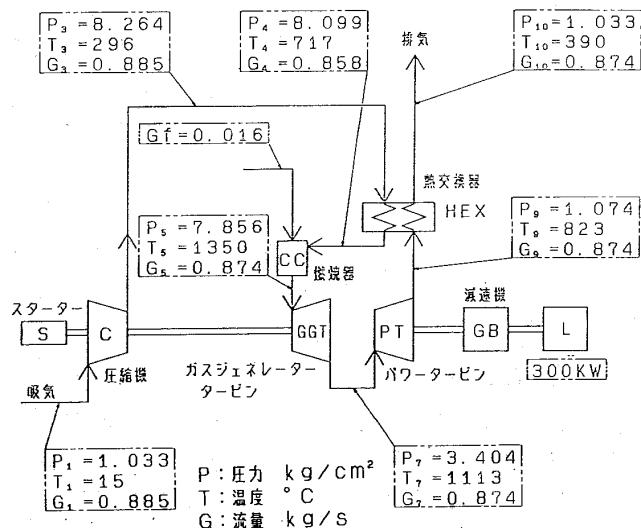


図2 基本熱サイクル図

きさで、全体熱効率に影響することが目につく。勿論、各要素効率改善の難易度には差があり、一律な評価は無理があるが、圧縮機の良否が目標熱効率を達成する為の重要な鍵の一つであることが良く判る。

3. 全体構成

計画中のエンジンの外観及び断面図を各々図3及び図4に示す。

本機の構成を検討するに際し、特に下記の点を留意した。

- (1) 本機は流量が少なく、またセラミックスが複雑な形状・加工を極端に嫌うことから、段数の低減等構造の簡素化、単純化に努める。
- (2) 全体のレイアウトは、基本的には従来の実績あるガスタービンをベースとするが、研究開発のスムースな進行にも充分配慮して、運転試験がやり易い構造とする。
- (3) 作動ガスの温度が高いことから、エンジン各部表面の断熱に留意し、放熱による損失の低減に努める。

これらの留意点に対して、各々具体的な例を示すと、例え(1)項については、圧縮機、タービン共に単段式を採用して簡素化をはかっており、更に(2)項については、各要素毎に完全なモジュール構造を採り、これを単位に交換できるように配慮した点が挙げられる。また、(3)項の例としては、エンジン外殻を二重にして高温側を低温の空気で包み込んでいること等がある。

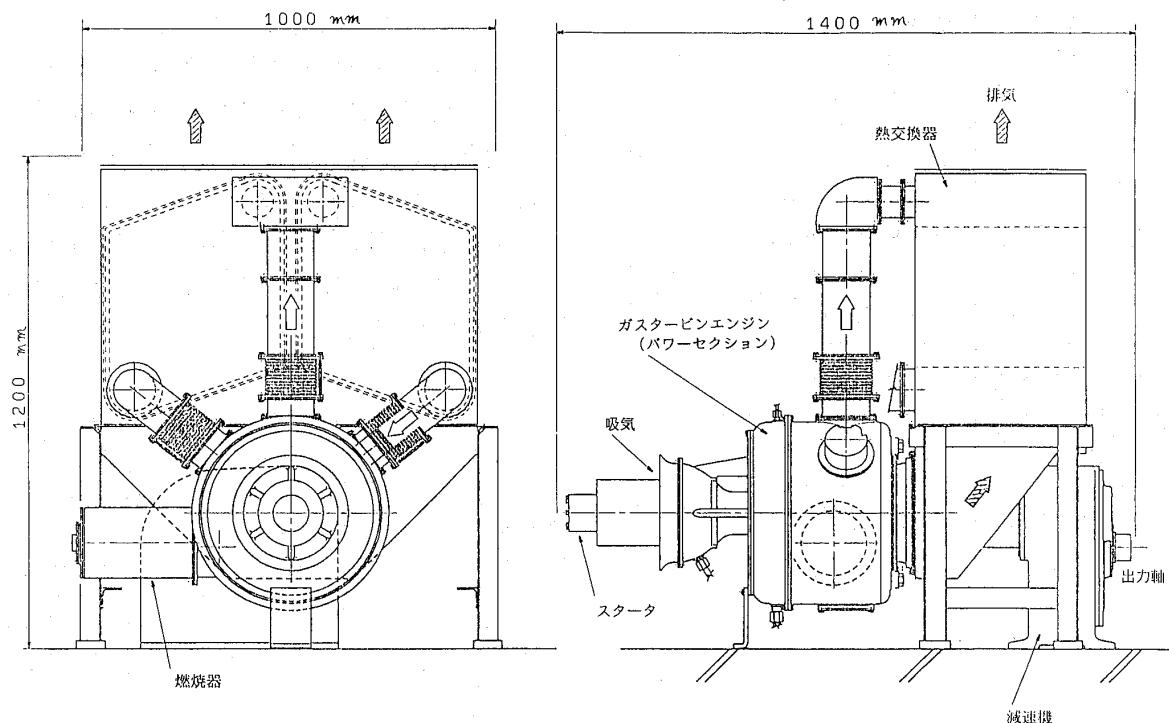


図3 エンジン外観図

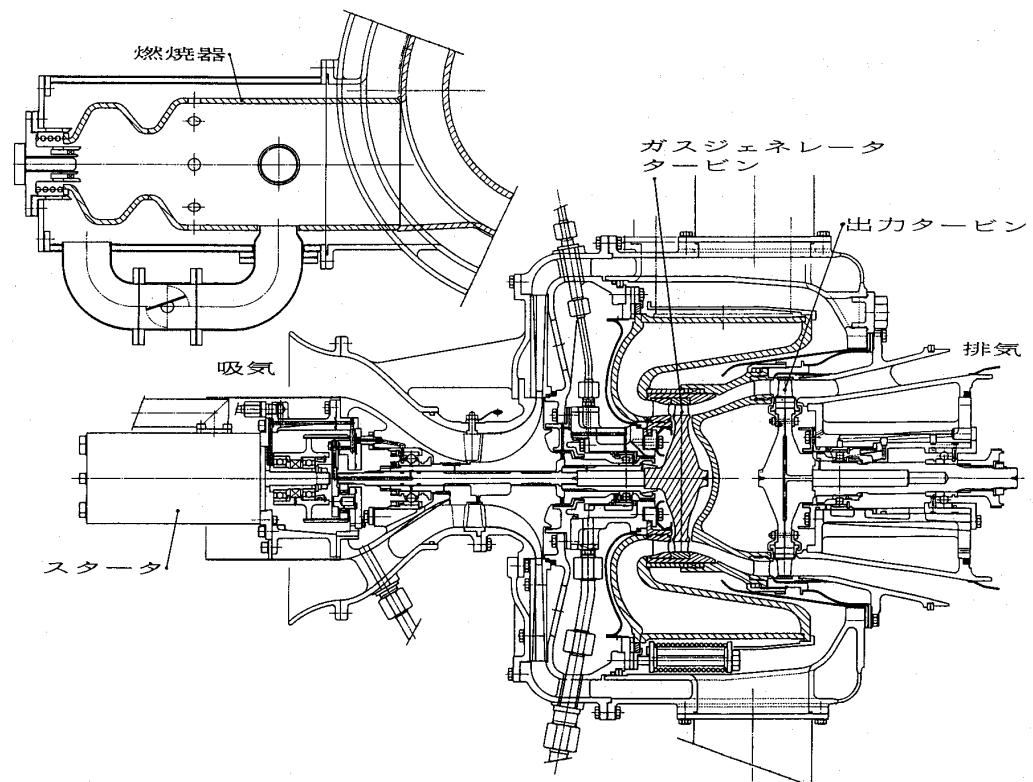


図4 エンジン断面図

その他、全体の機器配置については、本機の用途がコーチェネレーションであることから、定置式を前提にして計画した。

4. 主要構成要素

4.1 圧縮機

圧縮機の目標性能と主要目を表2に示す。圧縮機の形式は高圧少流量と構造の簡素化を考慮し

表2 圧縮機主要目

回 転 数	76,000 rpm
圧 力 比	8.0
修 正 空 気 流 量	0.89 kg/sec
比 速 度	82 rpm · ft ^{3/4} · S ^{-1/2}
インペラチップ周速	629 m/sec
インデューサチップ相対マッハ数	1.18
圧縮機断熱効率	82 %

て、単段遠心式を本命としているが、効率改善が必要となる場合に備えて、軸流ブースト段の追加も可能なよう余裕を持った構造としている。

最近のヘリコプタ用等の小形高性能ガスタービンでは、単段遠心式で圧力比8～10程度の圧縮機が既に実用段階に入っているが、本CGTクラスの大きさで表2に示す目標効率を達成するには、相当の開発努力を要することが予想される。

こういった事から、ガスジェネレータ軸の回転数は圧縮機の設計を優先して設定した。圧縮機の回転数を選定する為の設計パラメータとして、比速度がしばしば用いられるが、本機の場合、負荷が非常に大きいことから、通常最適とされる比速度の値を採用すると、インデューサ相対マッハ数が限界を越えて大きくなる。この値の増加は急激なインペラ効率の低下につながる危険性があることから、実際の設計では回転数を下げて、やや低目の比速度となるよう設定している。

本圧縮機は非常な高負荷形である為、周速は極力高く採り、毎秒630m近くの速度となっている。この為、高い応力が発生することから、材料は比強度に優れたTi材を使用する計画である。

4.2 燃焼器

燃焼器の主要な開発目標は、低NO_x化と多種燃料適応性にある。

一般に再生二軸式ガスタービンでは、燃焼器入口の空気温度が高くなり、更に負荷変動に対応する燃焼器作動条件の変化が大きくなる。また、CGTではタービン入口温度が特に高いことか

ら、当然乍ら燃焼温度は高くなる。

表3に各負荷での計画作動条件を示すが、これらの広い範囲で良好な燃焼性能を維持すると同時に、定格負荷付近の高い入口・出口条件下で低NO_x化をはかるのは、決して容易な課題ではない。この他、CGT特有の課題として、衝撃に弱いセラミックスの特性上、カーボンの発生は厳しく抑制しなければならない。

表3 燃焼器計画作動条件

負荷	無負荷	1/4	2/4	3/4	4/4
空気流量 kg/S	0.42	0.57	0.68	0.78	0.86
燃焼器					
入口圧力 kg/cm ²	2.9	4.6	5.9	7.1	8.1
入口温度 °C	380	520	610	670	717
出口温度 °C	570	880	1,080	1,230	1,350
温度上昇 °C	190	360	470	560	633

この為、開発の進め方としては、当面、天然ガス等の良質燃料に絞って低NO_x燃焼器を開発し、次の段階で燃料多様化をはかる計画で進めている。天然ガス・灯油等の良質燃料を使用する場合は、予混合希薄燃焼方式が適しているが、燃料中に大量の窒素分を含む石炭液化油等の新燃料に対しては、予混合二段燃焼方式が有効なことから、この両方式の開発を計画している。

図5に計画中の予混合二段燃焼器ライナの基本形状を示す。本ライナは窒化ケイ素材の一体形を予定しており、同寸モデルを使った造形研究を行い、製造可能なことを確認した。

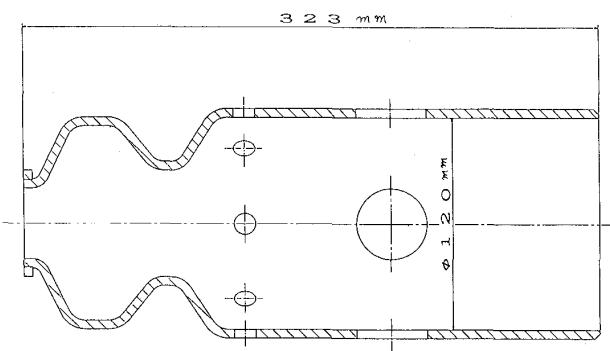


図5 燃焼器ライナ形状

4.3 ガスジェネレータービン

圧縮機駆動用のガスジェネレータービンは単段軸流式で、その目標とする性能諸元を表4に示す。

表4 ガスジェネレータタービン主要目

形 式	—	単段軸流式
回 転 数	rpm	76,000
チップ径 周 速	m/s	573
流 量	kg/sec	0.89
入口圧力	kgf/cm ²	7.86
入口温度	°C	1,350
膨 張 比	—	2.31
効 率	%	84

開発目標とする CGT は在来機種に比較して、極端に比出力が大きく、空気流量が少ない。従って、特にガスジェネレータタービンでは翼高が非常に低くなり、単段で段当りの負荷が大きくなることもあって、高い効率を得ることが仲々難しくなっている。

この為、本設計ではセラミックスの高い比強度に期待して、極力高い周速を探って負荷係数を上げると同時に、熱変形が少ないことを考慮して翼先端隙間を通常以上に小さく設定している。

タービンロータは図6に示すような寸法形状のセラミック一体形で計画しているが、高周速に対応する高いディスク応力の発生を防止する為に、中実ロータとしている。これに対してタービンノズルは、熱応力の軽減をはかる為に、1枚毎の分離した単独翼を機械的に組合せた組立方式を採用した。

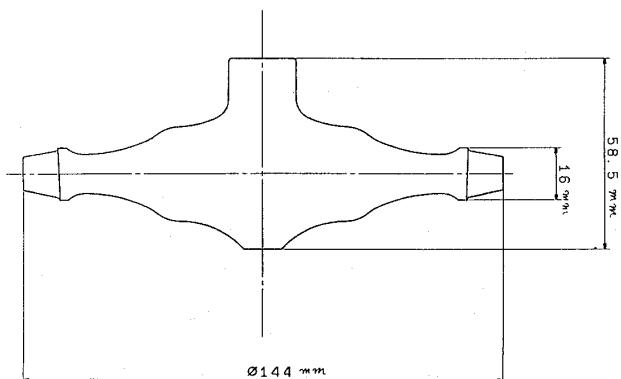


図6 ガスジェネレータタービンロータ

4.4 パワータービン

出力を取り出すパワータービンの目標性能諸元を表5に示す。タービン形式はガスジェネレータと同じく軸流形としたが、ロータ構造はセラミックス製の単独翼を金属ディスクに植込む方式を取った。これはパワータービンの場合、ロータが大形化することから、セラミック一体形では製造が難しくなると同時に、有効体積の増加に伴なう強度低下が見込まれること、および温度的に金属ディスクの使用が可能なこと等を考慮して決めた。

セラミックブレードと金属ディスクの嵌合部は、ダブティル形式を採った。これはセラミックスの場合、剛性が高いことから、クリスマスツリー形式の様に多段で応力の均等な配分をはかるのが難しい為であるが、ダブティル形式は必然的に嵌合部の応力が高くなり、強度的にはブレード部よりダブティル部の方が支配的になる。

CGT ではパワータービンと云えども、通常の初段タービンに匹敵する位ガス温度が高くなる為、金属ディスクは空冷すると同時に、クリープ強度に優れた粉末冶金製とする計画である。

表5 パワータービン主要目

形 式	—	単段軸流式
回 転 数	rpm	57,000
チップ径 周 速	m/s	573
流 量	kg/sec	0.87
入口圧力	kgf/cm ²	3.40
入口温度	°C	1,112
膨 張 比	—	3.17
効 率	%	88

4.5 熱交換器

2項でも述べたが、本 CGT は定置式であることも考慮して、プレートフィン形の伝熱式熱交換器を採用した。

自動車用等ではしばしば回転蓄熱式が用いられ

るが、この形式は小形で高効率が得られる反面、高圧側（空気側）より低圧側（ガス側）への洩れやキャリーオーバ損失が避けられない。この為やや大形となるがこう云った損失が生じない伝熱式とした。

本CGTでは比較的高い圧力比を採っている為、熱交換器入口温度が低くなり、金属材料の使用が可能となった。この結果、伝熱面積が広くこれコンパクト化が容易なプレートフィン形が採用できた。また主通路におけるフィン形状は、切欠きがあって乱流伝熱効果に優れたセレートフィンを採用し、温度効率の向上をはかっている。

表6に本熱交換器の基本設計仕様を表示する。また、このコア形状を図7に示しておく。

4.6 軸受

本研究開発では、ガスジェネレータ軸及びパワータービン軸を支持する4ヶの主軸受として、転動体にセラミックスを用いたコロガリ軸受を使用する計画である。これはCGTが従来のガスタービンに比べて高温・高速となる為、軸受の使用条件もほぼこれに比例する形で厳しくなること

表6 熱交換器主要目

項目	単位	高温側	低温側
使用流体		排気ガス	空気
流量	kg/s	0.874	0.884
入口温度	°C	823	296
圧力 (abs)	kg/cm ²	1.054	8.264
許容圧力損失	%	2	2
温度効率	%	80以上	

に対処したもので、早期損傷に対する信頼性や寿命の低下を防ぐことを目指している。すなわち、セラミックス転動体を使用することによって、軽量化による遠心荷重の低減及び焼付き特性の改善を期待している。

内外輪共にセラミックスを用いた軸受は、金属製の軸や軸受箱との組合せで、熱膨張差による問題解決が難しく、実用できる段階には未だ至っていない。

表7に本CGTで使用予定のセラミック軸受の基本仕様諸元を表示しておく。

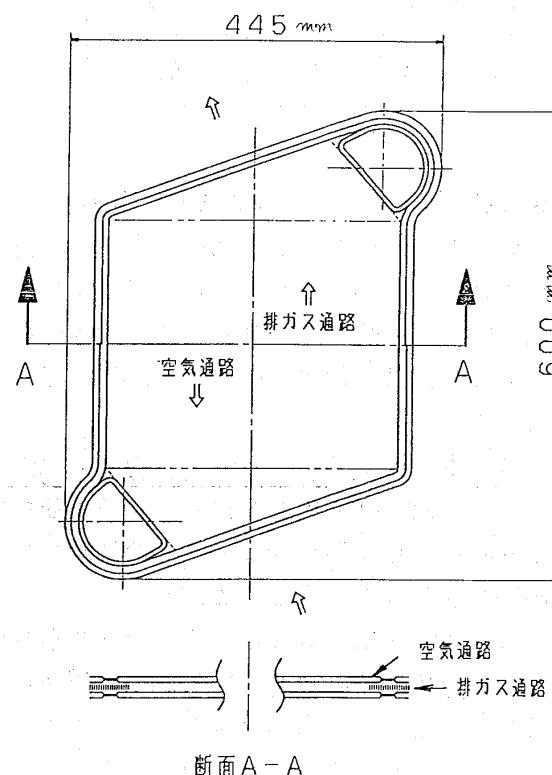


図7 熱交換器コア形状

表7 軸受基本仕様諸元

項目	単位	ガスジェネレータ軸	パワータービン軸
定格回転数	RPM	76,000 (100%)	57,000 (100%)
部位	—	No. 1	No. 2
軸受形式	—	三点接触玉軸受	円筒コロ軸受
寸法	mm	I.D O.D W 25 × 52 × 15	25 × 47 × 14
材質	—	内外輪 : M50, 転動体 : Si ₃ N ₄ , 保持器 : 鋼 (銀メッキ)	34 × 56 × 15
			27 × 59 × 17

4.7 制御装置

本 CGT はコーチェネレーション用途を目指していることから、起動から停止迄全自動運転が可能なことが必須の条件となる。また、入口ガイドペーンや空燃費の制御等多くの可変機構を備えて、広範な領域で高効率・低公害な運転を目指していることから、高精度で安定した最適制御を行う必要がある。

更に CGT は特に急激な熱変化を嫌うことから、起動・停止時等において、応答性が早く高精度で作動する温度制御システムの開発も重要な課題の一つである。

このように、制御システムに要求される機能は多岐にわたり、かつ質の高いものとなっている。また、開発の進展に伴って、制御常数等が大きく変動することも予想され、かなり柔軟性を備えておく必要がある。

この為、制御方式としてはディジタル式を採用し、かつ制御用の各種アクチュエータ類についても原則として電気駆動とすることで検討を進めている。

5. セラミック部品

5.1 使用材料

本研究開発において、エンジンの試作運転研究は一次、二次、三次の各段階を踏んで進める計画となっているが、このなかでセラミック部品は二次試作から適用されていくことになる。

タービン入口温度 (TIT) が 1,200 °C レベルの二次試作は、現有のセラミック材を対象としているが、ここで使用する主なセラミック部品の材料として、当グループでは京セラ㈱製の SN 252 材を選定した。

本材料は同社で開発され、1987 年より市場への供給が開始された比較的新しい窒化ケイ素系の材料である。在来の代表的な材料である SN 220 M と比較すると、図 8 に示すように 1,000 °C 以上の高温領域で、著しく強度が改善されているのが判る。

当グループが開発対象に選んだ 300 KW 級 CGT は二軸式であるから、TIT = 1,200 °C レベルの二次試作では、主軸回転数は設計点 (三次試作の定格点) に対して高々 90 % 程度に留まるものと見込まれる。従って、タービンロータ等の回転体

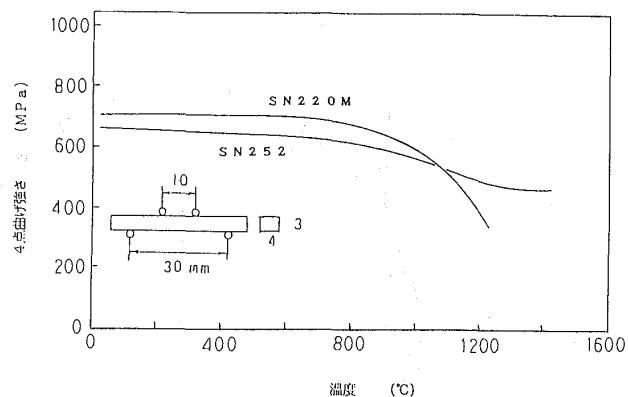


図 8 窒化ケイ素の四点曲げ強さ

に発生する遠心応力は、設計点の 80 % 程度に抑えられる為、現状の材料強度で充分対応可能と想定される。しかしながら、最終目標とする三次試作に対しては、現状では不充分で大巾な材料強度の向上を要することから、現材料強度の約 40 % アップを暫定的な目標にして、三次試作用の材料開発を並行して進めている。

現在のところセラミックスについては、疲労・クリープ等の時間依存特性が未だ充分把握されていない。この為本研究開発では、これらの特性評価も重要な課題の一つとして採り上げ、データ整備に取組んでいる。前述の強度改善目標は現状に則して、即時破壊をベースに設定しているが、今後これらの時間依存データが整うにつれ、全体のバランスを考慮しながら、目標値を見直していく必要があろう。

5.2 大形複雑形状部品

前にも述べたが、本 CGT 用の主要なセラミック部品は、従来経験のない大形部品で、しかもこれ迄以上の優れた材料特性が要求されることから、これらの設計・製造には、多くの課題が残されている。

これらの内、最も大形なのはタービンスクロールで、図 9 に示すような寸法形状の部品である。これは燃焼ガスをタービンに導く通路を形成するもので、内外の温度差が激しいことから、過大な熱応力の発生を避ける意味で分割構造を採っている。また図 10 にはガスジェネレータ用タービンノズルの構造計画図を示すが、この部品は形状が複雑で寸法精度が厳しいと同時に、温度的にも苛酷な条件下で使用されて、特に薄肉の翼部には大き

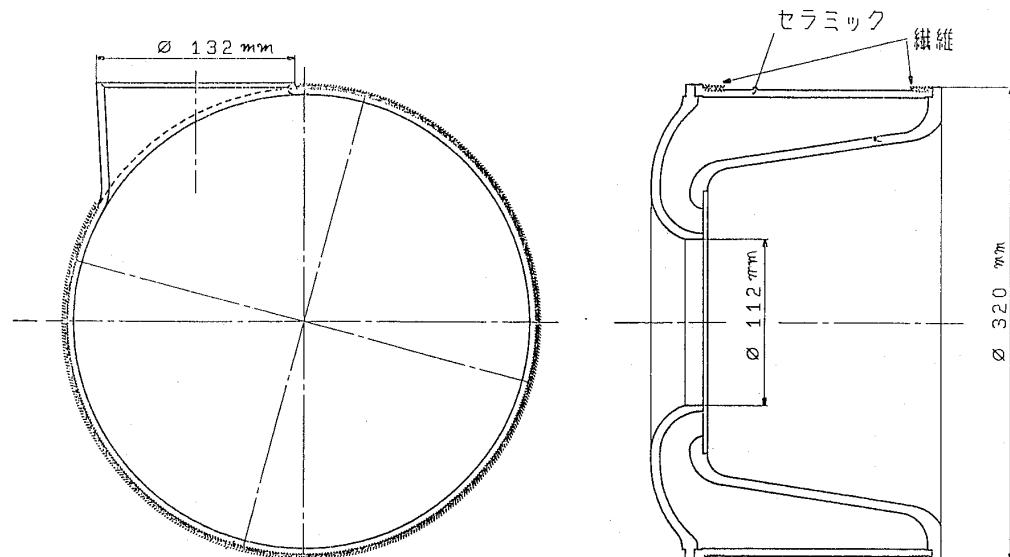


図9 タービンスクロール

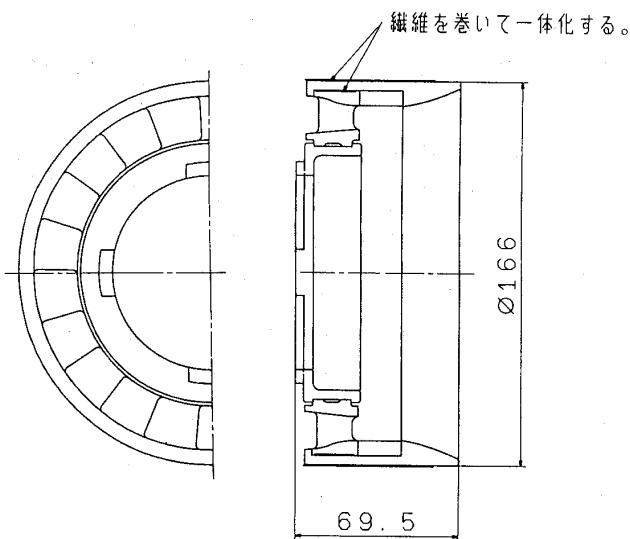


図10 ガスジェネレータービンノズル

な応力が発生し易いことから、翼を一枚毎に分離して製作し組立てた分割構造を採用している。これら分割構造品の組立・締結には、セラミックバネ等と並んで、セラミック繊維の使用を計画しており、モデル試験等を行って具体的な方案を検討している。

セラミック部品の殆どはスリップキャスト法に

よって製作するが、大形複雑形状部品の健全性や収縮率・変形の度合率、製造工程上の問題点については未知の部分が多く残されており、現物に即した造形研究によって事前に充分な検討を行っておく必要がある。この為、当グループでは二次試作に先行して、タービンスクロール等の代表的な大形部品を対象に造形研究を行い、成形や焼成等の各段階で発生が予想されている問題点の早期抽出を行うと共に、健全性等の材料評価も一部実施する予定で準備を進めている。

6. おわりに

本研究開発は川崎重工業(株)、京セラ(株)、及び住友精密工業(株)の三社が共同開発グループを結成し、新エネルギー・産業技術総合開発機構(NEDO)からの委託業務として実施中のものである。

今回の研究開発は少数の異なる業種のメーカーで共同開発グループが構成されており、グループ内の意志の疎通が充分はかれるよう配慮されている。研究開発の目標は高く、解決すべき課題も多いが、このようなグループ構成の利点を充分生かし、各社間の連携を一層密にして開発の円滑な推進をはかっていきたいと考えている。

1.4 可搬式発電用再生二軸式セラミックガスタービン

ヤンマーディーゼル(株) 研究開発本部 浜田義次

1. まえがき

可搬式発電装置は、主として土木・建設現場における作業機械の電源として利用される。作業機械は頻繁に移設されるものであり、これに伴い、発電装置も移動が繰返される。このことから装置は軽量で小形であることが要求されている。

また、負荷側の作業機械は種類・容量が多様でしかも、これらの使用が断続的であるため、使用中装置にかかる負荷の範囲は広く、その変動も大きい。一方、可搬式発電装置は全国各地の作業現場に持ち込まれれ使用されることから、ひとつの装置で異なる二つの周波数 (50Hz/60Hz) の電力を供給し得るものであれば、その稼働性が高まることになる。これを実現するには、搭載エンジンは二種類の出力回転数で運転できるものでなければならない。

高い機関熱効率は、燃料経済性の点から要求されることは言うまでもないが、一方、燃料タンクの小形化、もしくは燃料補給間隔の延長の面からも望まれるところである。なお、本題の装置ではエンジンは通常、主として部分負荷運転が行われることとなるため、機関熱効率の向上は最大出力時よりむしろ部分負荷時のものに重点を置く必要がある。すなわち、ディーゼルエンジンより優れた熱効率を達成すべきとすると、負荷率 50%から 100%の範囲において高効率を実現しなければならないことになる。このためには、エンジンはこの広い負荷範囲で高いタービン入口温度 (TIT) を保持する方式を採用する必要がある。

一方、従来のディーゼルエンジン駆動の可搬式発電装置にあっては、無負荷運転時、燃料節減の目的でエンジンは低速で運転する方式が採られている。これに競合する必要上、対象とするCGTは変速可能な形式が採用されるべきである。

(平成元年 10月 19日原稿受付)

以上の要件に適合するガスタービンとして、回転蓄熱式熱交換器を装着する二軸方式(可変ノズル付き)を採用することにした。

現在、本題エンジンについての基本設計が終了したところである。以下、これにつき概要を記述する。

2. サイクルにおけるパラメータの設定

標準状態におけるエンジンの定格出力 300kW, TIT 1,350°Cを設計点とする。エンジンは前記の如く、熱交換器を装備するものとし、その効率は、従来の実績に照らし、実現可能な水準として 92%を選定している。

以上、設定したパラメータにもとづき、機関効率が最高となるよう圧縮機の圧力比を 4.5 と選定した。これらにより、設計点における機関熱効率は 42%と見込むことができる。なお、部分負荷における高効率化の対応として、広い負荷範囲で高い TIT を保持するよう工夫を施すことにより、負荷率 50%以上において機関熱効率 40%以上を達成する可能性がある。設計目標の詳細を表 1 に、また、基本サイクルを図 1 に示す。

3. エンジンの全体構造

エンジンの断面図を図 2 ~ 4 に示す。エンジンはパワーユニット、補機駆動装置および減速装置で構成される。エンジンの主要部を表 2 に示す。パワーユニットは、ガスゼネレータと出力タービンから成る。

ガスゼネレータにおいては、圧縮機は一段遠心式を採用し、これを駆動するタービンはラジアル式としている。

本題エンジンの研究開発における最大の難題は高温・高速ガス流に曝されるガスゼネレータのコンポーネント、特にタービンロータの耐久性・信頼性を確立することと推測している。目標の耐久性に適合できるようロータ周速をできる限り低い値に設定して発生応力を低く抑えれば、より目標

表1 目標性能

条件…標準状態(気温15°C, 高度0m)

項目	単位	目標性能
出力	kW(PS)	300(408)
機関熱効率	%	42
排気ガス成分	NO _x ppm	70以下(0.16%)
	ばいじん g/Nm ³	0.05以下
圧縮機圧力比	—	4.5
空気流量	kg/s	1.25
タービン入口温度	°C	1350
圧縮機効率	%	82.4
ガスゼネレータ・タービン効率	%	88.3
出力タービン効率	%	86.8
燃焼器効率	%	99
熱交換器効率	%	92
空気漏れ量	%	4.5
ガスゼネレータ機械効率	%	96.0
機械効率(動タービンを含む)	%	96.5
燃焼器圧力損失	%	3.0
中間ダクト圧力損失	%	3.7
熱交換器(燃焼)圧力損失	%	5.2
熱交換器(排気)圧力損失	%	3.8
排気ディフューザ圧力損失	%	2.1
吸気系圧力損失	%	0.2
排気系圧力損失	%	0.9

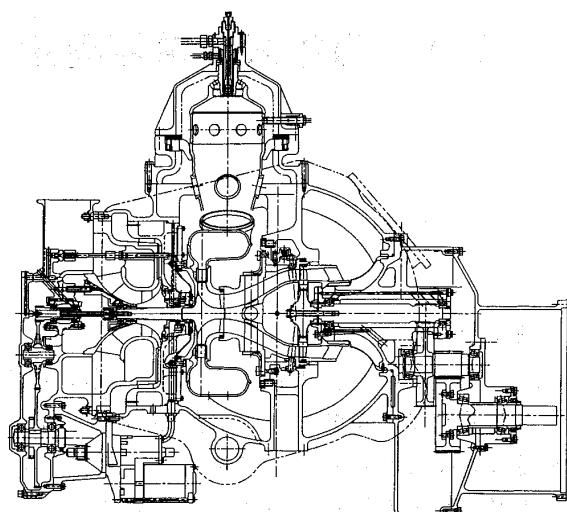


図2 縦断面図

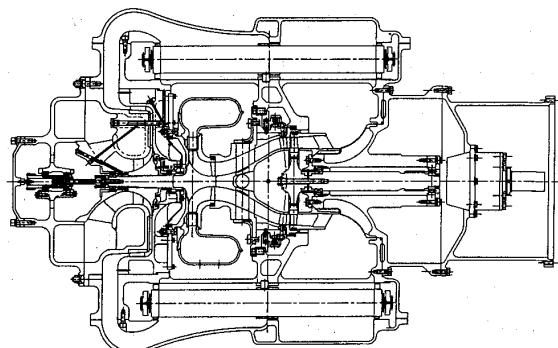


図3 平面図

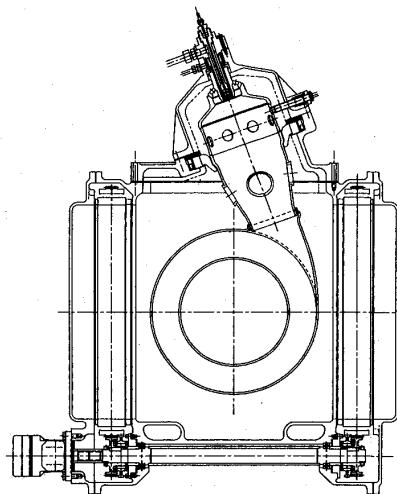
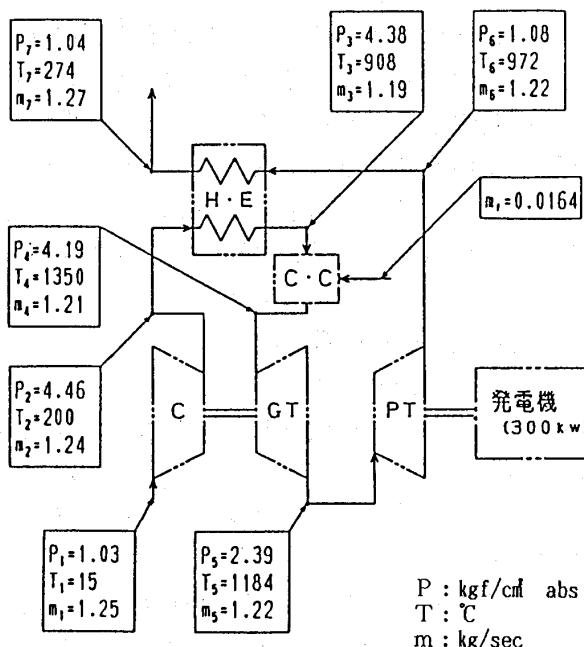


図4 横断面図

の達成が容易となる。この点に留意し、かつ、これに直結する圧縮機の性能にも着目しつつ、ガスゼネレータロータ軸の回転数を選定した。

燃焼器は単筒缶形とし、エンジン上方に装備する。そして、燃焼器からガスゼネレータタービン

に到るガス通路として円環状のタービンスクロールを配す。ガスゼネレータタービンノズルは羽根1枚毎に分割したセグメントの組合せ構造としている。

出力タービンは、軸流式を採用している。軸流

表2 機関主要目

項目	単位	諸元	備考
機関形式	—	再生開放二軸式	
最大出力	kW (PS)	300 (408)	※
出力軸回転速度	rpm	3000 / 3600	
外形寸法	mm	約1420L × 865W × 1155H	
機関乾燥重量	kg	約500	
使用燃料	—	石油系燃料油、ガス アルコール等新燃料油	
使用潤滑油	—	合成基油	
圧縮機	形式	一段遠心式	
	寸法	mm 174.5	外径寸法
	回転速度	rpm 55000	
ガスゼネレータービン	形式	一段ラジアル式	一体形
	寸法	mm 162.6	外径寸法
	回転速度	rpm (圧縮機と同じ)	
出力タービン	形式	一段軸流式	翼別体形
	寸法	mm 230	外径寸法
	回転速度	rpm 32500 / 39000	
燃焼器	形式	単筒缶形	
	寸法	mm 180D × 335L	Dはフレーム寸法
熱交換器	形式	回転蓄熱式，2コ	機関両側に配設
	寸法	mm 610D × 71T	コア寸法
	回転速度	rpm 20	
減速機	形式	平行歯車式	
	減速比	— 10.8	
制御方式	—	電子式	

※ 出力軸回転速度 3600 rpm時

式を採用することにより、ガスゼネレータから出力タービンに到るガス通路が小形で軸対象のシンプルな形状となっている。出力タービンノズルは可変式とし、負荷に応じて開口面積を変化せしめる。

出力タービンは、ガスゼネレータタービンに較べ、入口ガス温度が低いため、ロータは翼がセラミック材でディスクが金属材のいわゆるハイブリッド構造の採用が可能となる。これを前提として諸元を選定した。

熱交換器は小形で、しかも高い熱交換効率が実現可能な回転形を選定し、作動ガスの流通損失を低く抑えるため、エンジンの両側に2個配する。

パワーユニットにおいて高温ガスが流動する部分のコンポーネントはすべてセラミック材を用いている。これらは過度の熱応力の発生を避けるため、できる限り分割すると共に、これらの結合は

ボルト締結法ではなく、すべてね力により圧着する方式とした。使用材料を表3に示す。

エンジンの補機駆動装置および減速装置について

表3 セラミック部品の材質

部品名	メーカー	材質	製造方法
フレームチューブ	京セラ㈱	Si ₃ N ₄	排泥法
スクロール	↑	↑	↑
ガスゼネレータタービンノズル	NKK㈱	βサイアロン	特殊射出成形法
同 シュラウド 同 バックシュラウド	↑	↑	↑
ガスゼネレータタービンロータ	京セラ㈱	Si ₃ N ₄	鋳込み成形法
タービンダクト	↑	↑	↑
出力タービンノズル	NTK㈱	Si ₃ N ₄	射出成形法
同 ブレード	↑	↑	↑
熱交換器コア	日本ガイシ㈱	コージュライト	押出し成形法

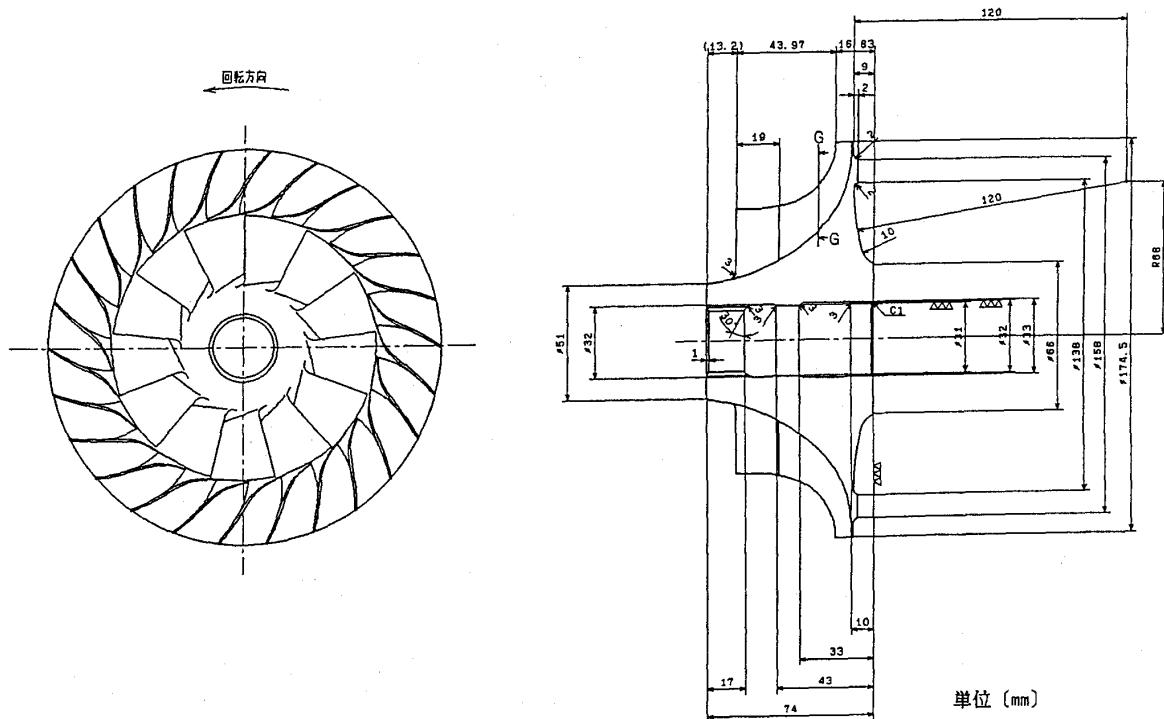


図5 圧縮機インペラ

ては紙数の制約により説明を省略する。

4. 主要構成要素

4.1 圧縮機

圧縮機のインペラを図5に示す。インデューサにおける相対流れのマッハ数を低い値に抑えるよう留意し、インペラの比速度を0.7に選定した。一方、翼面負荷を適正にするため羽根数を26枚（うち13枚は半翼）とする。高い効率と広い作動範囲をねらい、35°の後退翼を採用する。周速は定格時511m/sとなる。材料は、発生応力に耐え得るようチタン合金を使用することにした。

圧縮機の予測性能の計算結果を図6に示す。圧縮機効率の予測値は、目標値82.4%を上回る結果になっている。

4.2 ガスゼネレータービン

翼形状がシンプルで翼数が少なく、セラミックスとして造形が容易なラジアル形を採用した。事実、小さいサイズのラジアル形タービンロータはターボチャージャ用として実用化されており、ラジアル形はこの製造技術が利用できる点で有利である。また、翼の最大径であるガスの入口から出口に向かってガスの相対全温が低下し、部材温度の低いカ所で最大応力が発生するため、軸流形に較べより高い周速を設定できる利点もある。

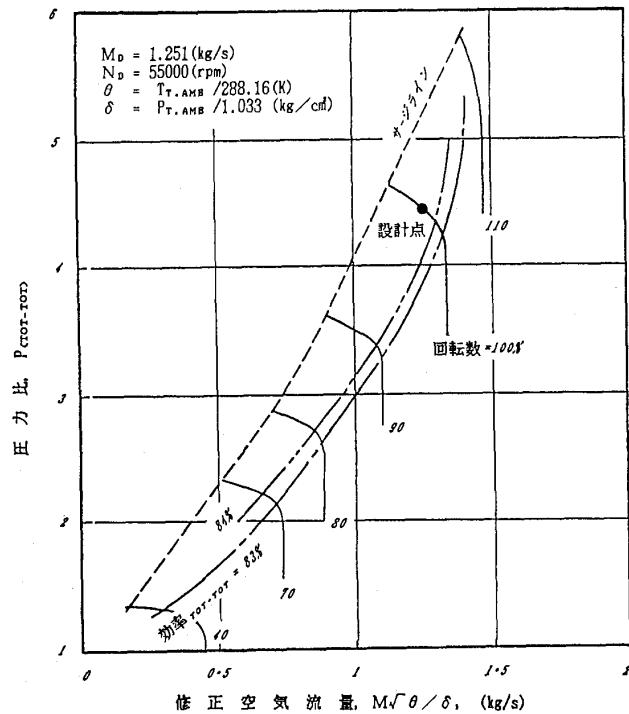


図6 圧縮機の予測性能

タービンは、膨張比1.67で、比速度0.8とした。外径162.6mm、羽根数13で周速470m/sとなる。ガスゼネレータービンロータの設計形状を図7に示す。

図8は、翼面速度分布の計算結果を示す。シユ

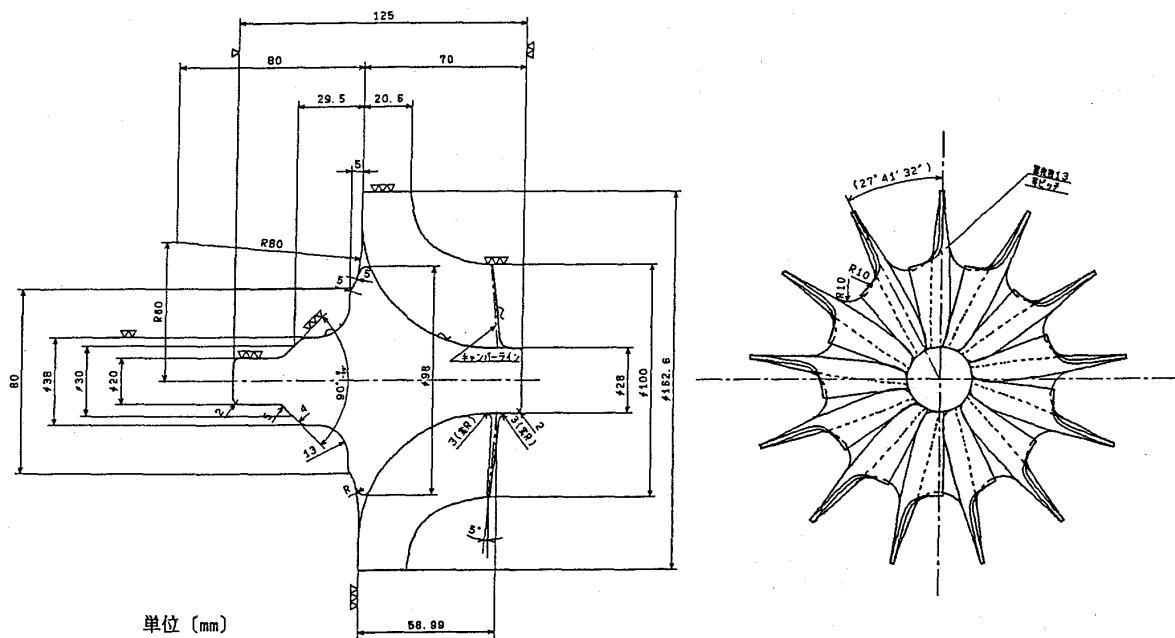


図7 ガスゼネレーターバинロータ

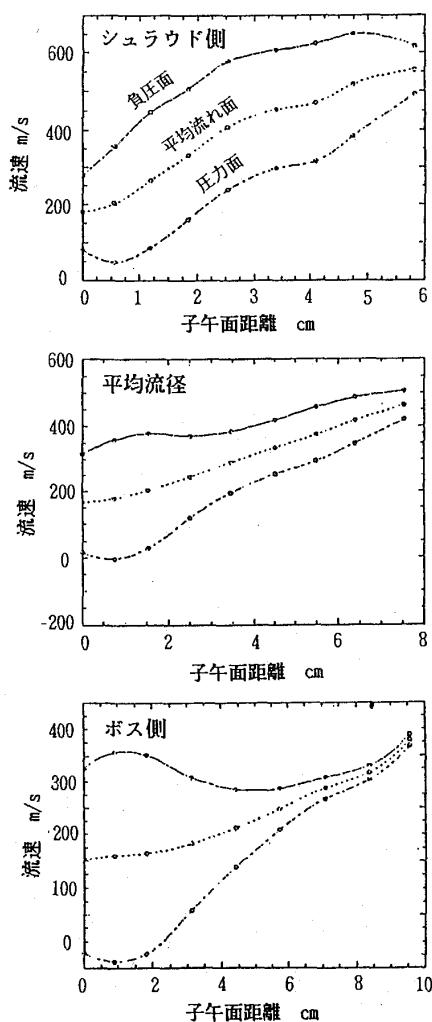


図8 ガスゼネレーターバインの翼面速度分布

ラウド側における翼面最大ガス流速は 650 m/s でマッハ数 0.92 と音速以下におさえている。設計点における効率は、87.0 % に達する予測結果が得られている。

ロータの候補材は京セラ[㈱]製の窒化珪素 SN 252 としている。この材料のテストピースの四点曲げ強度を図 9 に示す。

タービンロータに発生する応力は、回転に伴う遠心力と不均一な温度分布に起因する応力が重疊したものである。設計点である 55,000 rpm,

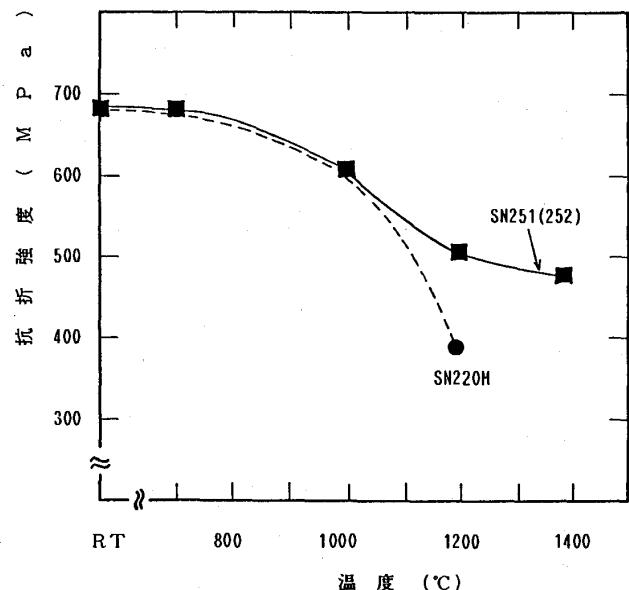


図9 窒化珪素の四点曲げ強度

TIT 1,350 °C時の定常状態における応力解析結果を図10に示す。最大応力は、ロータ背面の隅角部に発生しその値は 21.6 kgf/mm^2 (212 MPa) である。現行材料の強度バラツキを前提とした即時破壊の確率が、0.01 %以下になるよう設計している。

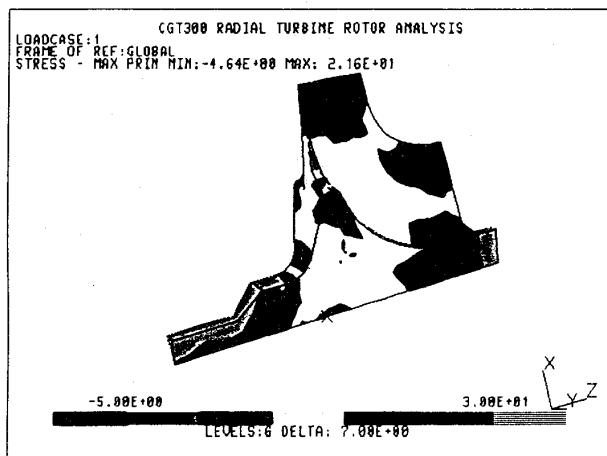


図10 ガスゼネレータタービンロータの応力分布

一方、エンジン冷態状態から始動し、瞬時に100%負荷が加わるとした過渡状態においては過大な熱応力が発生する。このような運転状態を想定したシミュレーション計算の結果は、起動約40秒後にロータのボス中心に最大応力が発生し、ロータの即時破壊確率は42%と、極端に高くなる。このような破壊確率を適正な水準まで低減するため、起動時は適宜なスケジュールによる制御を行う必要がある。

ロータは、圧縮機のインペラを貫通する金属軸とロー付け方式で結合する。軸は、できる限りロータと線膨張係数が近い値のものを選定する。タービンノズルは、タービンシュラウドとタービンバックプレートの二つの円盤状部品に挟み固定されている。

ノズルには高温の高速流ガスが流れるため、候補材は、耐熱性特に耐酸化性に優れる材料として日本钢管㈱の β -サイアロンを選定した。ノズルは翼数19枚とし、過度な熱応力を回避するため翼1枚毎に分割したセグメントの組合せとしている。翼の形状は、流通ガスがスムーズに加速するよう選定した(図11を参照のこと)。

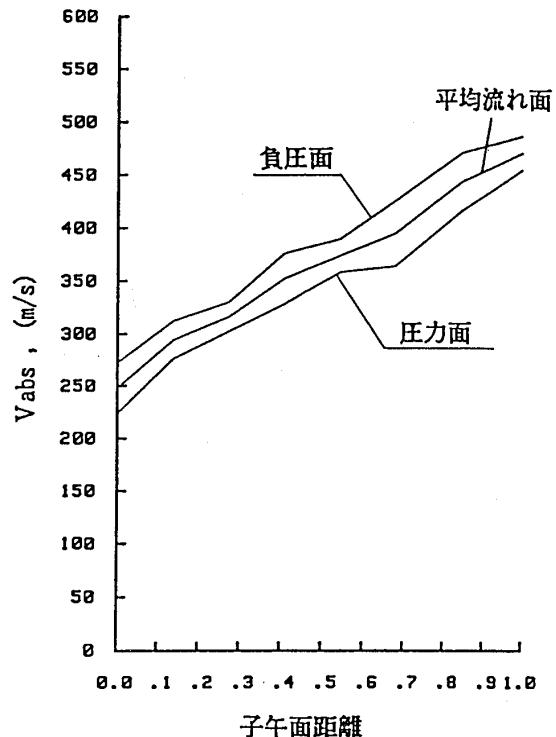


図11 ガスゼネレータタービンノズルの翼面速度分布

4.3 出力タービン

出力タービンのロータに流入するガスの相対全温は、最高で $1,070 \text{ °C}$ と予測され、ガスゼネレータタービンに比較し低い。この温度条件のもとで使用する軸流タービンは、金属ディスクにセラミック翼を植込む、いわゆるハイブリッド形式の採用が可能となる。この形式の場合、1体形ロータに較べ、セラミック部品が小さくてすみ、造形が容易となる有利性がある。ディスクに設けられたダブテール形状の溝に翼は植込まれる(図12を参照のこと)。この嵌合部における翼とディスクの間には、ディスク側の粗面に起因する翼側の過大な接触応力を緩和するため、金属箔を挿入する。

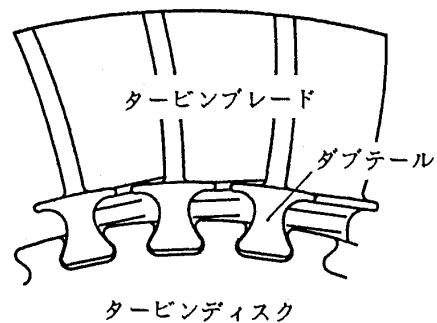


図12 出力タービンブレードの植込み

最大応力が発生するダブテールのくびれ部に強度上十分な寸法が確保できるよう配慮し、翼数は35枚と選定した。

タービン回転数は、60Hz発電時39,000rpm, 50Hz時32,500rpmとなる。前者を設計回転数としている。

設計点におけるタービン負荷係数($\Delta H / U^2$)は1.53, 流量係数(V_a / U)を0.5と選んでいる。また、平均流径における反動度は約50%, 翼出口の相対マッハ数は0.9としている。

負荷率/流量係数-効率線図(Smith-correlation)上に設計点をプロットしたものを図13に示す。

タービン翼の形状設計は予め設定した翼面速度分布を実現せしめるよう翼形を求める、いわゆるPVD(Prescribed velocity distribution)法により行っている。図14に平均流径における翼面速度分布とそれにもとづき求めた翼形を示す。翼面速度の設定に際し、負圧面側におけるガスの流れに過度の減速が存在しないよう配慮した。

出力タービンノズルは、翼数29枚の可変翼としている。エンジン負荷に応じ、ノズル開口面積を

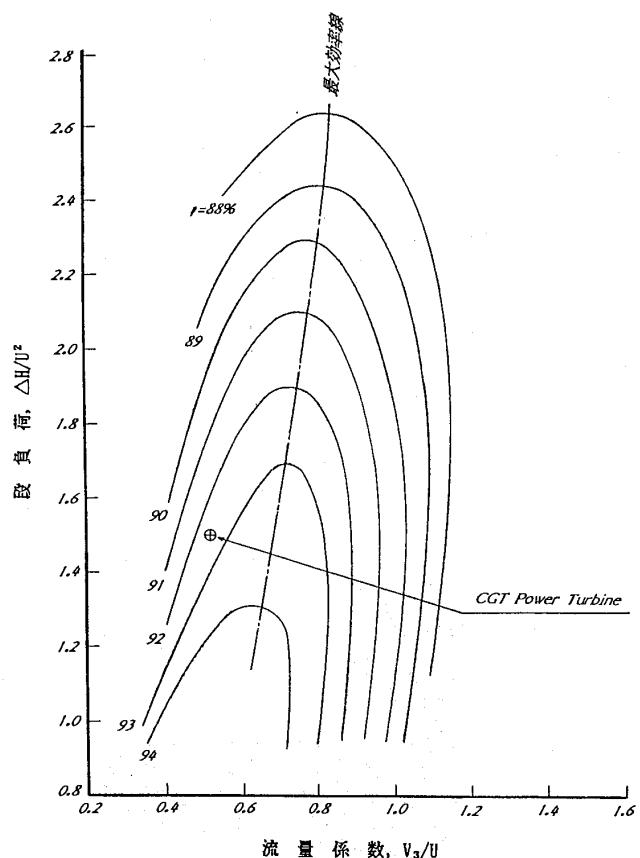


図13 軸流タービンの負荷-効率線図
(Smith's-correlation)

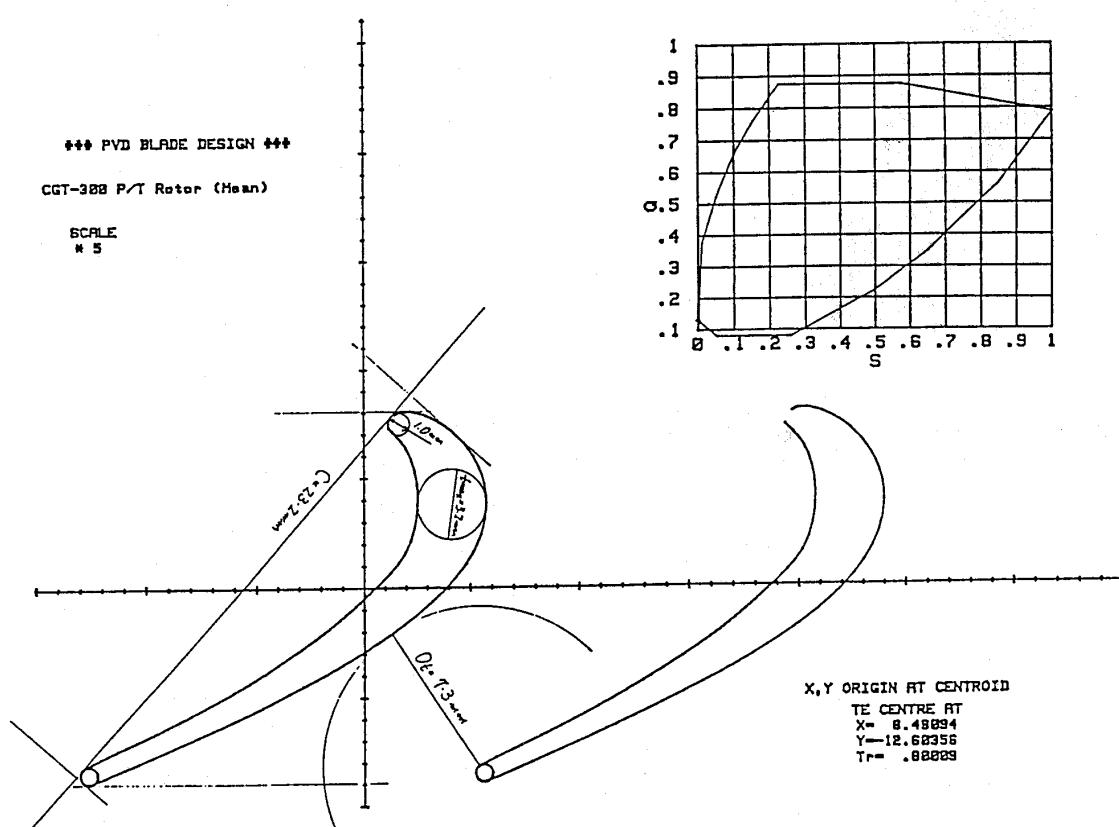


図14 PVD法で求めた翼形

変化せしめ、部分負荷におけるガスゼネレータのTITを定格負荷時の温度に近づけることにより、広い負荷範囲で機関効率が高くなるようにするものである。

出力タービンロータおよび同ノズルはいずれも日本特殊陶業㈱製の窒化珪素としている。タービンロータ翼に発生する応力の最大は、ディスク植込部近傍のくびれたカ所に見られる。(図15参照のこと)。形状の最適化により、設計点における最大応力を 30.5 kg f/mm^2 (299 MPa) まで低減することができた。1枚の翼の破壊確率は 0.01% 以下である。

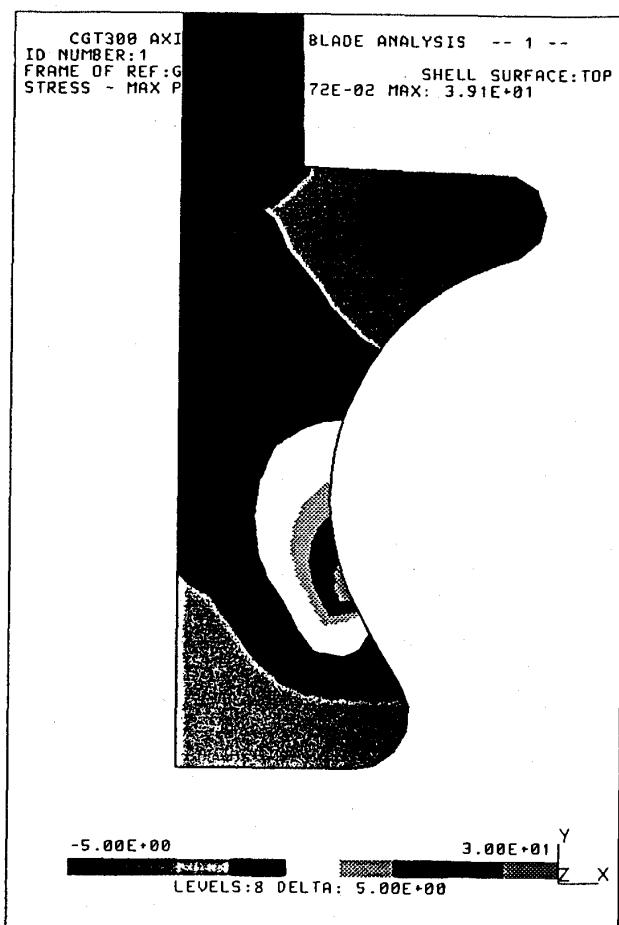


図15 出力タービンブレードの応力分布

以上の如く設計した出力タービンの推定性能を図16に示す。設計点におけるタービン効率は 86.8% と予測している。

4.4 燃焼器

燃焼器には構造の簡易な単筒缶形を選定している。セラミックガスタービンの目標性能のひとつ

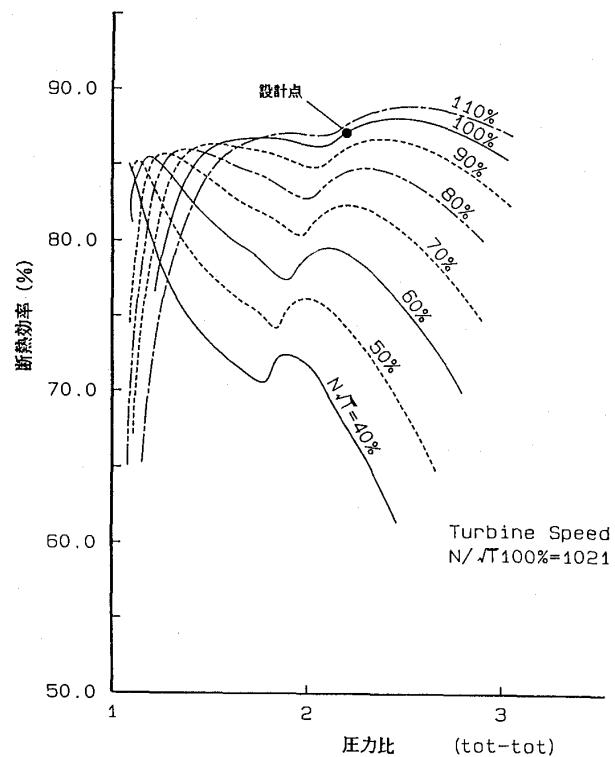


図16 出力タービンの予測性能

として、 NO_x 排出濃度が指定されている。 NO_x は一般に窒素と酸素が $1,500 \text{ }^\circ\text{C}$ 以上で化合して発生することから、主に燃焼器の一次ゾーンで生ずる。 NO_x の発生率(時間当たりの発生濃度)は温度依存性があり、温度が高くなると急激に増大する。このため NO_x を低く抑えるには、燃焼器一次ゾーンにおける燃焼ガスの温度を低く保たねばならない。したがって、燃焼ガスを空気で希釈したとのガス温度(TIT相当)が、 NO_x 濃度に直接関係するものでないと考えている。いずれにしろ、本エンジンの場合、燃焼温度を低くするため、希薄燃焼をねらうこととした。燃焼器への流入空気は熱交換器を通過しているため、従来のシンプルサイクルエンジンにおける温度が $300 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度であるのに対し、 $900 \text{ }^\circ\text{C}$ 近くに達する。そして、このことが希薄燃焼を行うに有利な条件になるのではないかと予想している。

以上のことから、オリジナル燃焼器は通常の拡散燃焼方式を採用し、これを今後の燃焼研究のベースにすることにした。液体燃料、ガス燃料の何れも使用可能とするが、液体燃料を使用する場合、燃料噴射弁は燃料の微粒化に有利なエアアシスト式とする。燃焼器の設計パラメータを表4に

示す。

燃焼器は、金属の耐熱性を越えた条件で使用されるため、候補材料として京セラ(株)製の窒化珪素を採用することにしている。燃焼器は長手方向に温度差が生じ、これに伴う過大な熱応力の発生が予想される。これを回避するため、三分割構造とした。

4.5 熱交換器

エンジンの可搬性を重視し、小形で熱交換効率の高い回転蓄熱式を採用した。熱交換器のコアはハニカム状の通路を有する日本ガイシ(株)製のコーチェライトである。直径 610 mm, 厚さ 71 mm のものを 2 台使用している。目標温度効率 9.2% を達成するため、コアのセルを表 5 に示す仕様としている。

表 5 熱交換器コアーセルの仕様

項目	内 容	
燃焼器入口圧力	0.45	MPa
燃焼器入口温度	1173	K
平均最大断面流速	3.2.8	m/s
空燃比	7.0.0	kg/kg
燃料流量	6.4.3	kg/h
空気流量	4.5.0.0	kg/h
燃焼器形状係数	0.443	

4.6 タービンスクロール

タービンスクロール(またはタービンインレットダクト)は、燃焼器からの高温ガスをガスゼネレータタービンノズルに導く部品で、このエンジンでは最大寸法のセラミック部品である。造形を容易にするため基本形状を円環(外径 440 mm)とした。一般にスクロールでは、流入ガスが衝突する壁面が他のカ所に較べ著しく高温度となり、局部的に大きな熱応力が発生する。造形を容易にすることに併せ、過大な熱応力の発生を回避するため三分割構造とした(図 17 を参照のこと)。三つのピースがそれぞれの熱膨張差により、合せ面

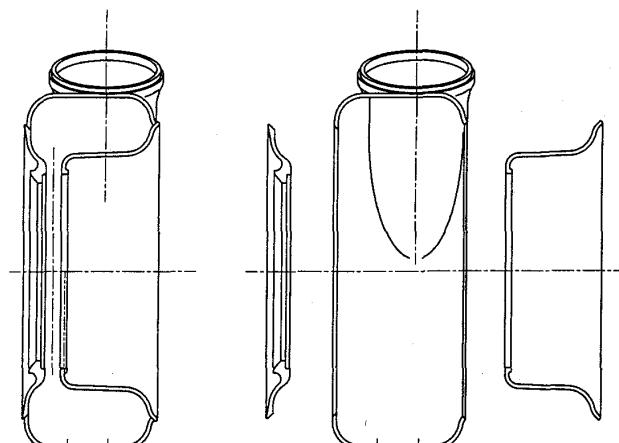


図 17 三分割したスクロール

表 4 希薄拡散燃焼方式におけるパラメータ

	FLN ID	Wall Thickness, mm	Cell Density, Cells/cm ²	EFF, %	P/P, %	Porosity Leakage, %
Goal @ NG = 100 Percent	—	—	—	92.9 Min.	7.5 Max.	0.5 Max.
Corning:						
Wrapped Sinusoidal	T14.2	0.064	203.0	91.9	7.3	0.20
Extruded Rectangle	Ext.1	0.127	161.9	91.1	7.2	0.20
NGK:						
Extruded Isosceles	C0.3	0.140	142.6	90.1	6.0	0.30
Extruded Isosceles	C0.7	0.076	234.0	93.6	7.3	1.7
Extruded Rectangle	C0.8	0.109	215.4	93.3	9.2	1.0 (est.)
Extruded Rectangle	C0.9	0.119	172.8	91.4	7.2	0.60
Extruded Rectangle	C0.9*	0.109	190.0	92.1	7.7	0.40



印相当品を使用する

にスキマの生じるのを防止するため合せ面をテープとし、これらをバネで押す方式を採った。材料は京セラ㈱製の窒化珪素を使用する。

5. 予測性能

以上に記述したエンジン基本設計にもとづき、最終的に予測計算した機関熱効率を図18に示す。

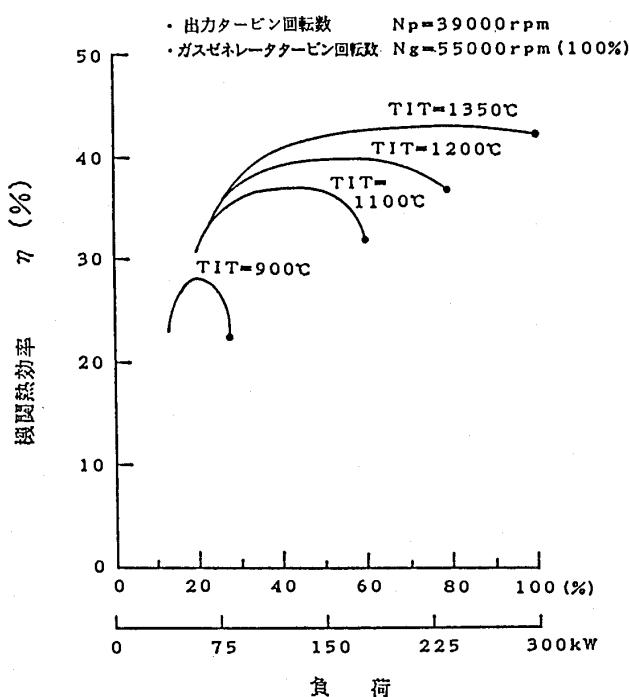


図18 予測される機関熱効率

図において、出力タービンの回転数は 60 Hz 発電の場合を対象としているため、39,000 rpm 一定である。一方、ガスゼネレータタービンロータの回転数は、負荷率と出力タービンノズルの開口面積の双方により決まる。図では、TIT をパラメータとして機関熱効率を示しており、各 TIT 一定の線上の黒丸印点がガスゼネレータタービン回転数 5,000 rpm の点である。

図から判るように、出力タービンノズルの開口面積を変化せしめ、広い負荷範囲で TIT を 1,350 °C に保持できれば、40%～100% の負荷範

囲で機関熱効率 40% 以上を達成し得ることが予測されている。ただし、負荷が急に増加する過渡状態では、ガスゼネレータタービンロータを加速する必要上、TIT が上昇する。このため、実用上は TIT を広い負荷範囲で常に一定にすることは困難で、可及的に高くするよう設定することになる。

6. むすび

今後は、以上記述したセラミックガスタービン (CGT) の基本設計にもとづくセラミック部品の詳細設計を行うと共に、平成元年度末には、メタルエンジン (MGT) の設計を完了する予定である。引き続き、平成 2 年度は MGT の試作・試験の段階に進む計画である。

MGT は TIT 900 °C で運転し、所要の性能特性の調査に供せられると共に、この後の運転試験を行う上で、セラミック部品以外の部分に支障のないことを確認するための試験が実施される。

しかる後、MGT を供試機として、逐次、金属部品をセラミック部品に組換えつつ、TIT の上昇を計る計画となっている。

現在、セラミックスについては、金属材料に較べ各種データベースが満足すべき状態に整備されてなく、また、その破壊理論に未解明の部分が多い。さらにまた、セラミックスの成形、機械加工や品質確保のための諸技術も充分な成熟の域に達していない。従って、これらのが今後の CGT の研究開発の中で出てくる問題の解決を困難ならしめるものと予想している。しかし、本プロジェクトは国の威信に関わるものであり、目標達成のため鋭意努力するものである。

最後に、当可搬式発電用 CGT の開発研究は新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO) からの委託研究であり、開発を担当するのはヤンマー・ディーゼル㈱、㈱新潟鉄工所、京セラ㈱、日本特殊陶業㈱、日本钢管㈱の五社である。NEDO ならびに各社の支援に深甚なる謝意を表したい。

2. 自動車用セラミックガスタービンの研究開発

2.1 自動車用セラミックガスタービンの フィージビリティスタディの概要

財石油産業活性化センター 金子安雄

1. はじめに

自動車のエンジンは、ガソリンエンジンやディーゼルエンジンのようなピストンの往復内燃機関が主体であるが、セラミックガスタービン（以下「CGT」という。）は、これらと異なり、燃料にオクタン価やセタン価を必要とせず、小型軽量、低公害で、かつ高効率という、まさに「21世紀の夢のエンジン」として各国で注目されているものである。

具体的には次の特徴がある。

・燃料の多様化

通常の燃料のほか、分解軽油、ライトナフサ、メタノール等の使用が可能

・低公害性

低 NO_x、低ばいじん、低騒音等

・高効率

ディーゼルと同等以上の低燃費

2. 歐米の研究状況

現在、米国、西独、スウェーデン等が自動車用CGTの研究開発を国家プロジェクトで行っている。この中では米国がもっとも進んでいる。

米国の場合、エネルギー省（DOE）が中心となり、自動車メーカー、セラミックメーカー、国立研究所、NASA等の力を結集して研究開発を行っている。最近のプロジェクトとしてはAGT計画（Advanced Gas Turbine）がある。これは、75KW級の自動車用CGTの開発を目的として、1979年から1987年迄8年間行われたが、最終目標をクリアする事は出来なかった。しかし、直ちに次のプロジェクトとして、ATTAP計画（Advanced Turbine Technology Application Program）

が、1987年から5年間の予定で開始され、現在も進行中である。

3. 日本の研究状況

ガスタービンを自動車用に使うという研究は数十年前から行われて来たが、オイルショック後は、従来以上に効率が重視されるようになったため、自動車用ガスタービンの研究は、メタルガスタービンから、主要部品をセラミックス化し、耐熱性と強度をもたせるCGTの研究へと方向を転換して来た。

これまで一部自動車メーカーが独自に研究を行って来たが、自動車用CGTの研究開発は、一民間企業で行うには余りにも難しい問題であり、米国と同様、政府支援の下に関係業界が協力して行う必要があると考えられる。

4. 石油業界との関係

石油製品の需要動向をみると、灯軽油、A重油等の中間留分並びにガソリンのような軽質油の需要は増加する一方、B、C重油のような重質油の需要はドラスチックに減っている。表1に生産得率の推移を示したが、過去十五年間にB、C重油の%は1/2以下になっており、この傾向は今後も続くと予想されている。重質油の生産を減らすには、これを分解して軽質油とガスにする接触分解や水素化分解の能力増強が必要となって来る。しかし、重質油分解の際、生ずる分解油の中には、分解軽油のように、主として重油材としてしか使えないものもある。燃料の種類を問わないエンジンが出来、分解軽油のような燃料が使用されるようになれば、石油業界としても喜ばしい事である。また、ライトナフサのようにオクタン価の低い燃料が、それ単独で自動車用燃料として使われるなら、これも望ましい事である。

（平成元年9月7日原稿受付）

表1 石油製品生産得率の推移

(単位: %)

	昭和45年度	昭和50年度	昭和55年度	昭和60年度	昭和61年度
ガソリン	11.01	12.32	15.22	20.09	20.34
ナフサ	12.61	11.44	9.16	6.11	5.19
ガソリン留分 計	23.62	23.76	24.38	26.20	25.53
ジェット燃料	1.31	1.41	1.98	2.37	2.44
灯油	8.25	9.20	10.44	13.86	13.53
軽油	6.51	6.93	9.45	14.45	15.36
A重油	6.18	7.66	9.15	10.68	11.67
中間留分 計	20.94	23.79	29.04	38.99	40.56
B重油	5.65	4.28	2.27	1.12	1.03
C重油	41.57	39.30	34.22	21.84	20.95
B, C重油 計	47.22	43.58	36.49	22.96	21.98
燃料油 計	93.09	92.54	91.89	90.52	90.51

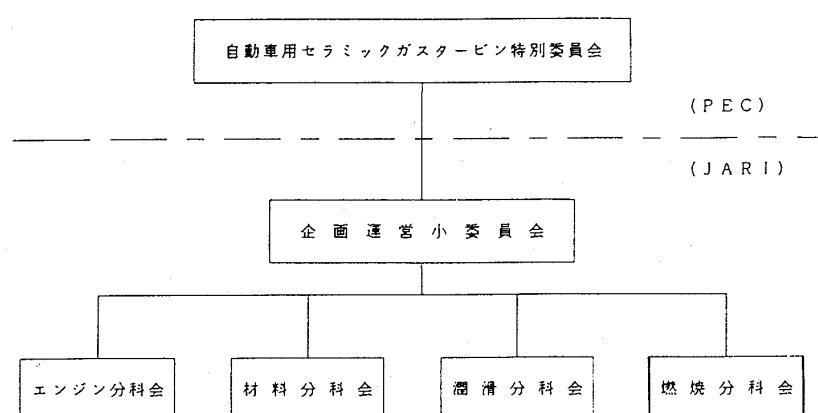
このような背景のもと、(財)石油産業活性化センター(以下「PEC」という。)は、通産省の補助金を受け、昭和63年度から2年間の予定で、自動車用CGTの調査研究を行っている。(予算は2年間で約2.5億円)これは技術開発の前段階のフィージビリティスタディの性格を持ち、基本設計のほか、実験研究を行い、具体的な開発検討資料を得る事を目的としている。

5. 調査研究体制(図1参照)

PECの中に産、官、学の学識経験者から成る特別委員会をおき、基本方針の審議、成果の評価等を行う。この承認のもと、PECより委託を受けた(財)日本自動車研究所(以下「JARI」という。)は、(財)ファインセラミックスセンター、自動車メーカー3社(トヨタ、日産、三菱)、石油メーカー

6社(出光、共石技研、コスモ、東燃、日石、三菱)の参加を得て研究を行っている。これらセンター並びにメーカの研究を有機的に結合し、研究の円滑な推進を図るため、JARIの中に企画運営小委員会並びに4つの分科会(エンジン、材料、潤滑、燃焼)をおき、具体的な研究方針の検討、開発課題の討議等を行っている。これら分科会の主たる担当項目は次のとおりである。

- ・エンジン分科会：エンジンの基本設計
- ・材料分科会：耐熱材料(C/Cコンポジット、セラミック複合材等)の試作、評価
- ・潤滑分科会：高温潤滑材の調査、研究
- ・燃焼分科会：低NO_x燃焼並びに多種燃料燃焼技術の研究



6. 調査研究計画

主たる内容は次のとおりである。

(1) 基本計画の策定

まず、CGTの開発動向を調査し、技術的課題を明らかにし、開発目標の設定と開発手順、開発スケジュール等を検討する。次に、熱サイクルの性能解析を行い、全体のエンジンシステムの検討と熱サイクルの最適化を図り、設計目標と基本仕様を定める。また、各構成要素の解析、設計計算を行い、エンジン及び各構成要素に関する基本設計を行うが、その後、第一次設計に着手する。

なお、エンジンの目標性能を表2に示す。

(2) 耐熱材料の適用技術の研究

C/Cコンポジット（炭素繊維強化炭素複合材料）及びセラミック複合材料等の試作並びに評価試験を行うとともに、複合材料の部品化技術、破壊メカニズム、エンジン各部への適用可能性等に

表2 エンジン目標性能

項目	目標
最大出力	100KW
熱効率(最良燃費点)	40~42%
タービン入口温度	1,350℃
排気特性	昭和53年度排出ガス規制を満足すること、パーティキュレーターはガソリン車並とする。
燃料多様化	通常の燃料のほか、分解軽油等も使用できること

つき検討を行い、材料開発に関する指針を得る。また、耐熱セラミック材料につき、曲げ強さ、破壊韌性等の基本的試験を行い基礎データを収集するとともに、非破壊検査法についても技術的課題を明らかにする。

(3) 要素技術の研究

要素技術としては、空力コンポーネント、高温潤滑剤、低NO_x燃焼等がある。

空力コンポーネントについては、部分負荷特性を改善するための設計手法の検討を行う。

高温潤滑剤については、タービン入口温度1,350℃、タービン回転速度10万rpm程度の条件に対応する軸受、減速機等のための潤滑油の検討並びに基礎実験を行う。

低NO_x燃焼については、触媒燃焼を主たる対象とし、高温に耐える触媒のスクリーニング、基礎的予備実験等を行い、適用の可能性を検討する。

(4) 多種燃料の適用技術の研究

多種燃料としては、分解軽油、ライトナフサ等を考えているが、これらの燃料を使う場合の二段燃焼、予蒸発予混合燃焼方式について調査検討を行うとともに、基礎実験を行い、NO_x、ばいじん等の排ガス性状並びに燃焼温度、燃焼効率等のデータを集めること。

(5) スケジュール

2年間にわたる調査研究のスケジュールは表3に示すとおりである。

表3 研究日程表

項目	63年度				元年年度			
	4~6月	7~9月	10~12月	1~3月	4~6月	7~9月	10~12月	1~3月
(1)CGTの基本計画の策定								
①基本計画	■■■■■							
②基本設計		■■■■■						
③第1次設計			■■■■■			■■■■■		
(2)耐熱材料の適用技術研究								
①炭素系耐熱材料の試作、評価、改善		■■■■■				■■■■■		
②炭素系耐熱材料の利用技術検討			■■■■■				■■■■■	
(3)要素開発研究								
①空力コンポーネントの研究		■■■■■				■■■■■		
②高温潤滑材の調査、実験			■■■■■				■■■■■	
③低NO _x 燃焼方式の基礎研究				■■■■■			■■■■■	
(4)多種燃料の燃焼技術の基礎研究								
①多種燃料の基礎特性の実験		■■■■■				■■■■■		
②多種燃料の燃焼技術の調査			■■■■■				■■■■■	

2.2 自動車用セラミックガスタービン エンジン研究開発の基本計画

財日本自動車研究所 石 渡 正 治

1. まえがき

エネルギー資源に乏しいわが国は、その必要需要の約80%を海外からの輸入に依存しており、長期的視野からのエネルギーの安定供給が望まれている。全産業の中で運輸部門が消費するエネルギーの割合は、エネルギー需要の約17%に当り、そのうち自動車部門が消費するエネルギーの割合は約80%を占めている。従って貴重な石油資源の有効活用として、石油製品の精製過程で生成されるナフサ、軽質油、重質油等が自動車用の燃料として利用できれば、有限とされているエネルギー資源の効果的な利用ができ望ましいことである。

米国では1972年に制定された Automotive Propulsion Research and Development Act.に基づき従来の自動車用エンジンに比べ少なくとも30%以上の燃費の向上を目指したエンジンを開発し大幅な石油の節減を達成することを目標に、DOEのもとでエンジンの開発計画が進められている。

この計画の中で、次期エンジンの有力候補としてセラミックガスタービン(CGT)が取り上げられ、1970年代以降、米国政府の支援による活発な技術開発が進められている。欧州でも西独、スウェーデン、フランス等で国のプロジェクトとして開発が進められているが、材料技術、利用技術の分野で未解決の技術課題が多く今だに目標達成には至っていない。

CGT開発は、単に自動車用エンジンの開発にとどまらず、材料、石油、エレクトロニクス等広い産業分野に大きな影響をもたらすことが予測され、その開発効果が期待されている。

わが国では、昨年から自動車用CGTの調査研究に関する国のプロジェクトがスタートした。

(平成元年11月13日原稿受付)

このプロジェクトは、通産省の事業として石油活性化センターが委託を受け、財日本自動車研究所が実施している。

本調査研究は昭和63年度から2年の予定で実施されるが、本稿では、昨年度に実施したなかからエンジン開発の基本計画について概要を紹介することとした。

なお、この基本計画の作成は、トヨタ、日産、三菱の各自動車メーカーの協力により実施されたものである。

2. 基本計画の策定

欧米ではセラミックガスタービンは既に10余年にわたり開発努力が行われてきたが、未踏領域の技術課題が多く、いずれも目標達成には至っていない。

そこで、この調査研究においては、来年度から本格的な開発プロジェクトに移行することを想定し、実りある開発を行うため、研究開発が先行している米国の開発現状を調査、わが国の研究開発の経験をも合せ、CGT開発の技術課題を先ず整理して、それぞれの課題を達成させるに必要な項目について検討した。また、現状技術から将来を予測し、自動車用として期待されるCGTの開発目標、エンジン仕様、さらには開発スケジュールについても検討した。なおCGT開発基本計画の策定は図1に示す手順で行った。

2.1 研究開発の基本計画

(1) 開発動向の調査

調査結果の詳細は「本誌2、3」に譲るが要約すると以下の通りである。

- (i) Garrettが開発したAGT-101(1軸ラジアル、74.6kW)は1,204°Cで85時間の運転に、また静止部品については1,371°Cの条件下で40時間の試験に成功した。一方GMが開発したAGT-100(2軸ラジアル74.6kW)

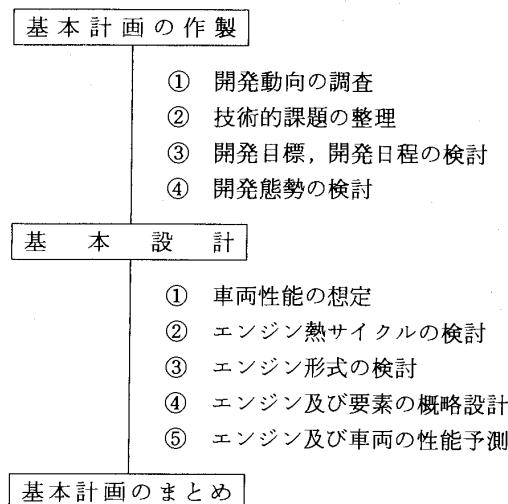


図1 基本計画の策定手順

は1,149°Cでの運転に成功している。

- (ii) AGT-100, -101ともセラミック部品の運転経験は大略250時間に達している。
- (iii) AGT-100ではガソリン、メタノール、ディーゼル燃料を用いて燃料対応性、排気特性に関する初期評価が行われ、良い結果が得られている。
- (iv) さらにタービン温度を高める(1,371°C)ためには、セラミック材料およびその適用技術の改善と、エンジン内部の空気流れ、空力部品の効率向上、クリアランス損失の低減が必要とされている。
- (v) AGTプロジェクトは1979年10月から開始され1987年に終了したが、現在は構造用セラミックスを用いたコンポーネント技術の一層の向上を目的としたATTAPプロジェクトに引継がれている。

2.2 技術課題の整理

以上の調査結果を参考に自動車用CGTの開発課題を整理すると次の3項目にまとめることができる。

- (1) 自動車に最適な小形エンジンシステムの開発上の課題。

本来ガスタービンは大出力、高負荷、定常運転に適している。一方自動車用エンジンは、部分負荷で多用され、かつ頻繁に加減速が繰り返される。

また車に搭載する関係で小型軽量であり、かつ燃料経済性の点で優れていなければならない。

従ってこれらの要求を満たすエンジン及びエンジン制御システムの工夫と開発が必要となる。

- (2) セラミックス等の耐熱構造材の適用技術開発上の課題。

高温、高応力部に金属とは異なった脆性材料であるセラミックス等の耐熱構造材をどのように使いこなして行くか。セラミック部品との組合せ部からの空気やガス漏れをどのように防ぐか。

- (3) 高温化にともない発生する課題。

CGTは当然のこと高効率でなければならぬ。そのためには高速回転軸受部の潤滑をどのようにするか、放熱等による熱損失をいかに少なくおさえるか等の課題の解決が開発目標達成にとって重要となる。ガスタービンエンジンの熱効率を決定する要因には、熱サイクルパラメータ(圧力比、サイクル最高温度)のほか次のことが考えられる。

- ① 圧縮機、タービン等の空力要素の効率向上。
- ② 流路(サイレンサー、フィルタ等を含む)の圧力損失の低減。
- ③ 圧縮空気、ガスの内部及び外部からの漏れ防止。
- ④ 回転部、摺動部(軸受、歯車等)の摩擦損失の低減。
- ⑤ 補機類の駆動馬力損失の低減。
- ⑥ 放熱、伝熱等の熱損失の低減。
- ⑦ 排熱の回収率(熱交換器温度効率)の向上。これらはいずれも高効率化を図る上で不可欠な課題である。

自動車は、発進、加速、定常、減速等道路や交通の状況、また運転者の要求に十分応えなければならないほか、燃料経済性、環境保全に適合した性能を有していかなければならない。従って、運転性や快適性を損なうことなく、これ等の要求を満たすことが重要な課題となる。自動車用エンジンは一般の動力用エンジンに比べて負荷変動が大きく、かつ加減速特性が重視される。従って、自動車用ガスタービンとしては、より作動範囲の広い空力コンポーネントが必要となるほか、回転部の慣性モーメントを極力小さくすると共に、燃料制御システムの過度特性、応答性、及びエンジンの加減速を含めた燃焼や排気ガスの制御などの点で、新しい設計手法の開発が必要となる。以上を

勘案して、各コンポーネント毎の主要技術課題とその取り組み方を表1から表6にまとめてみた。

2.3 開発目標の検討

自動車用CGTの開発は、以上のように材料技

表1 圧縮機開発の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
1) 高効率圧縮機の開発	① 準3次元流れ解析による詳細形状の評価 ② 内部流れ計測による圧縮性・粘性を考慮した3次元流れ解析計算の評価と解析ソフトの完成 ③ チップクリアランス最小化のためのランニングクリアランス計測技術の確立とアブレダブルシールの採用検討
2) 圧縮機作動範囲の拡大	① バックワード角と作動範囲、効率との相関関係の把握 ② 入口可変案内翼(VIGV)による流量、回転速度の可変化技術の確立 ③ 可変ディフューザによる流量可変技術の確立 ④ 上記②、③項による効率低下要因の解析と対策手法の確立
3) ディフューザの小型化および高効率化	① 3次元内部流れ解析による境界層挙動の解析と実機性能との対応の把握 ② ディフューザとインペラの最適マッチング手法の確立 ③ 小型高効率ディフューザの設計手法の確立
4) 部分負荷効率の向上	① 部分負荷を重視した場合のタービンとの回転マッチング技術の確立 ② 設計点の選び方と部分負荷効率向上の関係把握
5) 強度設計技術の確立	① 3次元応力(遠心、振動、熱応力)解析計算手法の精度向上 ② 高温、高応力下での寿命予測手法の確立

表2 タービン開発の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
(1) 形式(1 or 2軸、軸流 or ラジアル)、部分負荷特性向上機構にマッチしたタービンの選定およびその選定手法の開発 VN(可変ノズル) CVT(無段変速機) PTF(パワートランスマッパー)	基本空力設計により各形式の性能比較、強度の製作上の問題点比較 VNのクリアランスと開度に対する効率特性の評価 CVT、PTFの伝達効率、損失馬力のエンジン性能上の比較
(2) 高効率タービンの開発	3次元内部流れ解析と計測評価 セラミックス等の材料強度面、製作面の限界の見極め(翼厚、設計応力レベル、翼形状と成形性の妥協点) クリアランスの最小化技術の開発(低熱膨張材の採用、静止構造の熱変形最小化設計、アブレダブルコーティング) 実機評価手法の向上
(3) 部分負荷での高効率化	最適設計点を低負荷低速側に設定する設計手法の確立(定格点の周速レベル、応力レベルの増大、又は設計増大との妥協点、低速、低膨張比側に重点を置く翼形設計)
(4) 通路形状の最適化	タービンダクト、タービンから熱交換器排気ディフューザ部の流速分布、圧力損失の最適設計、3次元流れ解析計測評価手法の確立

表3 燃焼器の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
低 NO _x 燃焼技術の確立	<ul style="list-style-type: none"> 予蒸発予混合方式, 触媒燃焼方式, 多段燃焼方式についてそれぞれの燃焼方式のポテンシャルを実験的に明確にし, 自動専用CGTとして最適な燃焼方式の設計技術を確立する。 排気特性の予測技術の開発にとり組む。
燃焼器ライナの信頼性向上	<ul style="list-style-type: none"> 着火性, 出口温度分布, カーボンデポジット防止などを改善するため, ライナ内の3次元流れ解析手法を開発し, 実験と併用して設計ノウハウとしてまとめる。 燃焼器まわりの温度境界条件を明確にし, セラミック薄肉円筒部品の信頼性評価手法を明確にする。 燃焼器ライナにふさわしい材料仕様を明確にし, 複合材料等を含め, 新たな材料の適用技術を開発する。
多種燃料対応技術の開発	<ul style="list-style-type: none"> 将来, 重要な多種燃料の種類を選定し, 選定された各種燃料の基礎実験を通じ, 各種燃焼方式との関連を明確にし, その特徴, ポテンシャルを明確にする。

表4 热交換器開発の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
小型化	<ul style="list-style-type: none"> 高性能コアの開発 セル形状最適化: サイン波形, 三角形→長方形 セル密度向上: 1,200 個/in²→1,300 個/in²
洩れ低減技術開発	<ul style="list-style-type: none"> エンジン内もれ量の計測技術の開発 シールダイアフラム部, コア, ハウジングの熱変形を考慮した気密設計改善 コア回転数, クロスアームシール幅を最適化しキャリオーバ洩れを低減化 コア気孔率を低減し, セル壁を通じて洩れを低減化
高温耐久性向上	<ul style="list-style-type: none"> 高耐熱性コア材の開発: 1,200 °C 以上 リングギアマウント部耐熱性向上: エラストマ温度上昇防止対策(冷却, 断熱)および高耐熱材料への変更(エラストマ(シリコンゴム)の耐熱性向上) 高耐熱性シール摺動材の開発: <ul style="list-style-type: none"> 低温部シール材 (330 °C max → 600 °C 以上) 高温部シール材 (800 °C max → 1,100 °C 以上) (注) 摩擦係数 0.2 以下, 摩耗率 0.2 μm/h 以下 コア摺動部表面改質: CVD, イオン注入法等の検討
その他	<ul style="list-style-type: none"> 解析技術向上 動特性向上 伝熱式熱交換器の可能性検討 コアセル形状からの強度, 性能推定計算手法の確立 コア入口流速分布からの温度効率推定計算手法の確立 熱交換器の動特性モデルの開発とエンジン性能への影響把握 性能予測, 構造検討を実施し, 必要に応じ, 実験的にその特性を把握する。

表 5 高速軸系の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
高速軸振動特性の予測技術開発	<ul style="list-style-type: none"> 危険速度、ふれまわり応答性、軸の安定性等を事前に予測できる計算手法を改良するとともに実験データとのつきあわせを通じて実用性を高める。 ダンピング付与、弾性軸のパラジング等による軸制振技術の向上
高温化対応軸受及び潤滑法の開発	<ul style="list-style-type: none"> 軸受まわりの温度場推定技術の開発による境界条件を明確化する。 ヒートソークバックも考慮した遮断、冷却手法の開発 高温、高速に耐える軸受構造、軸受材料の開発 潤滑油の高温特性の把握と改善（固体潤滑剤を含む）
軸受損失の低減	<ul style="list-style-type: none"> 潤滑油量の低減の可能性検討（新しい潤滑油システムの開発） 空気軸受の可能性の検討
減速機の最適化	<ul style="list-style-type: none"> 減速方法の検討（トラクションドライブを含む） 減速機油への要求特性の明確化と性能改善

表 6 エンジン制御の技術課題と取り組み方

技術課題	取り組み方
アイドル燃費と加速性を両立させた制御系設計手法の確立	<ul style="list-style-type: none"> エンジン性能（動特性）シミュレーション技術の開発 多変数制御系の設計手法の開発
ガスタービン車両の制御システム開発	<ul style="list-style-type: none"> 制御アルゴリズム、制御定数等の変更がすみやかに対応できるプログラマブルな高級言語コントローラーの開発 アクチュエータ、センサ等の性能・応答性向上 トランスマッision制御に関するアルゴリズムの確立 エンジンブレーキ制御法の開発

術、エンジン技術の点で多くの課題を抱えているが、特に開発の鍵となっている高温耐熱材料の開発およびその部品への適用技術に研究資源を集中することが肝要である。CGT技術を確立するための開発モデルエンジンとしては、欧米の成果、わが国の自動車用ガスタービンや材料技術レベルの現状と将来の技術進歩を考慮し検討を行なった。開発対象エンジンとしては、

- 現状のセラミック材の技術レベルから考えて小型エンジンであることが望ましいこと。
- CGT搭載車のイメージに相応しい車種であること。
- CGTの搭載効果が大きく期待できる車種に搭載することを考慮したエンジンであること。

等を勘案し、100KWクラスが望ましいとの結論に達した。

このクラスのエンジンは自動車用として最も生産量の多い出力範囲である。また、100KWクラスのCGT技術の開発が可能となれば、上位クラ

ス又は下位クラスへの適用も比較的容易にできる。

また搭載車両についてはガスタービン搭載車のイメージに相応しい「高速ツーリングカー」を想定、しかも都市内走行にも十分耐えうる車としてとらえ、エンジン性能目標を表7のように設定した。

これらに加え、搭載車両性能の狙いを表8とした。自動車用CGT開発の重点課題はすでに述べ

表 7 開発目標

項目	目標値
最大出力	100kw (136 PS)
熱効率 (最良燃費点 について)	40~42%
排気特性	53年、ガソリン乗用車用排気ガス規制値以下。 パーティキュレートはガソリンエンジン以下。

表8 CGT応搭載車の性能目標

走行燃費	ガソリンエンジン搭載車の30%改善を狙う。
加速特性	ガソリンエンジン搭載車に相当する特性が得られること。
大きさ、重量 騒音：振動	ガソリンエンジンと同等。 ガソリンエンジン以下。

たが、

- (1) セラミックス材料のエンジン部品への適用技術の確立。
- (2) 部分負荷特性、加減速特性を両立させた小型ガスタービン技術の確立。

である。そこで、自動車用CGTの開発は次のような考え方で進めるのが望ましいと考え開発手順を検討した。

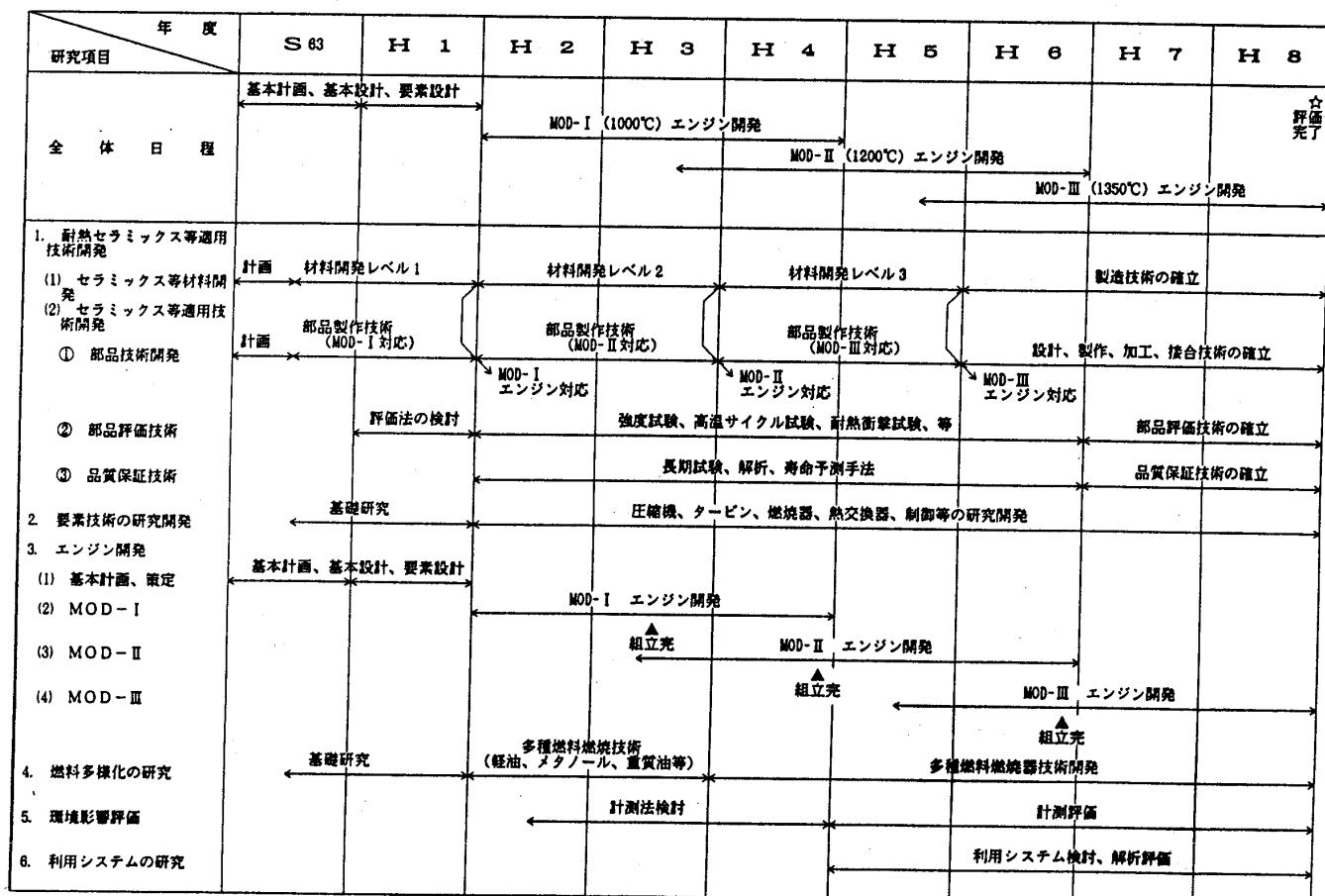
- (1) 1,350°Cのタービン入口温度に耐える部品の

開発は容易ではない。従って、部品メーカーが最終部品の形状に近い状態で、できるだけは早く開発に取り組めること。

また、エンジン運転時の部品の負荷条件や、実働応力等について資料の収集を行って材料特性改善に資するとともに、材料の特性を生かす新しい設計手法の導入が図れること。

- (2) セラミックス適用とは別に小型ガスタービン特有の困難さの克服と部分負荷性能及び加速性能の改善等のため新しいアイデアを実験的に確認し採用してゆけること。CGTの最終目標はタービン入口ガス温度1,350°Cに耐えるエンジンを完成することであるが、現状の技術レベルから判断して開発初期からこの値に挑戦するのは得策ではない。最初は金属をベースにしたエンジンを製作して上記(2)項の実験により基本性能を確保し、その上でセラミック部品を順次組み込み評価実験に供試するとともに、セラミックの部品の改良を行ないながら順次レベルの高いセラミックスにおきかえ TIT = 1,200°C

図2 開発スケジュール



レベル, TIT = 1,350 ℃ レベルへと開発を進めるのが現実的である。表 9 にこの考えにもとづき研究項目ごとの開発スケジュールを示した。

2.4 基本エンジン検討

自動車用 CGT 研究の開発目標はガスタービン本来の特徴である多種燃料適応性, 低公害性, 高効率のほか, 現状のレシプロエンジンに比べ車両走行性能, 乗心地の点でも優れ, かつ搭載性の点においても同等以上の性能が発揮できるエンジンであることを実証することである。

従って, 基本設計に当っては, 先ず CGT 搭載車のあるべき姿を想定し, エンジンの特性を検討するとともに, ガスタービンエンジンの熱サイクル検討を各エンジンコンセプトについて実施し, 概略構造の検討を行った。

次に, 各エンジンコンセプトを比較検討し, 今後具体的に研究開発して行くために最も適したエンジン形式を選定し, その概略設計を行うこととした。

基本エンジンの検討手順は以下の通りである。

① 車両目標性能の検討

CGT エンジンを搭載するに相応しい車両を想定する。次にエンジンへの要求性能(出力, 燃費, トルク特性, 加速性等)を明らかにし, その目的に合致するエンジン形式を検討する。

(1 軸式および 2 軸式 2 種の 3 形式を選んだ)

② サイクル計算に必要な設計仕様の検討目標性能を達成するために各要素機器が満足すべき, それぞれの効率, 圧力損失等を推定する。

③ エンジン性能の予測

各エンジン形式について, 定格点及び部分負荷運転時の燃費特性や加速性能の予測計算を実施する。

④ 部品の概略設計とエンジン構造の検討

車両への搭載性を考慮の上で, エンジンの各要素機器の概略形状及び寸法, エンジン全体の大きさ, 構造, 各要素機器のレイアウト検討を実施する。

⑤ エンジン形式の検討

③④をもとにエンジンの性能, 構造の検討を実施し, 最も相応しい自動車用 CGT のエンジン形式を検討し, 開発対象エンジンのしほり込みを行う。

⑥ 開発対象エンジンの選定

各形式についての車両性能の検討, セラミックス適用上の検討, 構造上の比較検討を行って開発対象エンジン形式を選定する。

昨年度実施した調査研究では, 開発候補エンジンとして 1 軸 + CVT のコンセプトが有力となつたが, 真にどのような形式が最も望ましいものであるかについては, 今後の研究の中で具体的な作業(設計, 試作, 実験, 評価)を通じて明らかになるべきものと考えている。

本年度は, 昨年度に引き続き最有力エンジン形式について詳細検討を進めるとともにエンジンの最終概案図を作成し, 主要な部品の部品図を作成し, 具体的検討を実施する予定である。なお, エンジン構造, 部品仕様の詳細については来年度報告する予定である。

2.3 欧米に於ける研究開発の現状

日産自動車 伊藤高根

1. はじめに

自動車用セラミックガスタービンの研究開発動向に付いては、既に本学会誌の昨年6月号に解説記事が述べられているので、ここでは多少技術的な内容に重点を於いてその概要を述べる。セラミックガスタービンの研究開発は、1970年代に入って米国、西独を中心に行われてきており、初めは大型のエンジンを対象にしたものも在ったようであるが、現在、もっとも活発に開発が実施されているのは自動車用ガスタービンであり、何れも国家プロジェクトとして推進されている。特に自動車用の開発に重点がおかれている主な理由は、次のような事が考えられる。

- (1) 先進国では、エネルギー問題、特に石油の消費は重要であり、全石油消費量に占める自動車用燃料の割合が大きく、エンジンの高効率化が進めば省エネルギーの効果は大きいが、レシプロエンジンでは期待できない。
- (2) ガスタービンは、サイクル最高温度を上げれば熱効率の向上は可能であり、セラミックスの適用がしやすい小型ガスタービンなら、実現の可能性が大きい。
- (3) ガスタービンは使用燃料に特に大きな制約がなく、また排気、振動、騒音の面で有利であり、環境改善が期待できる。
- (4) 自動車産業は低コスト、大量生産の体質があり、この分野で成功すれば、セラミックスの適用の市場が一気に広まり、インパクトが大きい。

先ず米国では、DARPA (Defence Advanced Research Project Agency) のプロジェクトとして1971年に開始され、フォード社が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

(平成元年10月9日原稿受付)

んだ。その後、米国では1976年にCATE (Ceramic Applications in Turbine Engine) プロジェクトを開始しゼネラルモーターズの開発したバス・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ていく経験を積んだ。1979年、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AGT (Advanced Gas Turbine) プログラムを発足させ、ゼネラルモーターズのチームとガレット/フォードの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。1987年、AGTプロジェクトは終了し、ATTAP (Advanced Turbine Technology Application Project) へ引き継がれ、現在に至っている。

ヨーロッパでは、西独が、1974年から研究技術省(BMFT)が中心になって自動車用セラミックガスタービン用部品の開発を進め、既に1983年にその10年計画を終了している。英国、フランス、スウェーデンにおいても同様な研究開発が進められており、最近ではECのユーレカ計画の一環としてAGATA計画 (The Advanced Gas Turbine for Automobile) と呼ばれる12年間のセラミックガスタービン開発計画が検討されており、1989年2月にはその開発組織や参加メーカーが決まったもようである。

以下、最も開発の進んでいるAGT/ATTAPプロジェクトを中心に、ガスタービンへのセラミックス適用の現状を述べる。

2. AGTプロジェクト

2.1 セラミックエンジンの構造

AGT-101の概観図を図1に示す。このエンジンは1軸式で回転蓄熱式熱交換器を1個そなえ、高

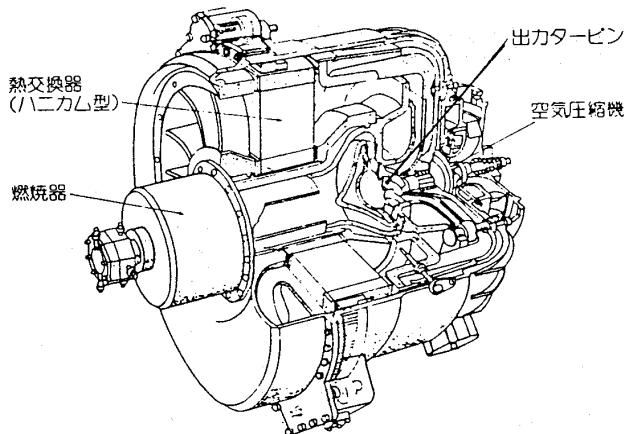


図1 AGT 101概観図

温部分はすべてセラミックスで構成されている。このエンジンの特徴はごく一部の部品を除き、全てのセラミック部品が軸対象に構成されていることであり、セラミックスを適用するに当たり、応力分布、温度分布がなるべく均一になるように、また製作しやすいように考慮されている。このように形状を単純化することは、セラミックス化を図る上で重要な考え方であり、また設計上不可欠な応力解析にとどめても、計算モデルが作り易いなど非常にメリットが多い。このエンジンは、74.6Kwの定格出力であり、タービン入口ガス温度(TIT)は1,371°C、最高回転数は毎分10万回転、燃料消費率0.18kgf/kw・hrの達成が期待されている。回転系は高温タービン側はフォイル式空気軸受、圧縮機側は通常のボール軸受で支えられており、スラスト軸受はオイルフィルム式のものが用いられている。外部への熱損失を低減するため、圧縮機出口の空気をエンジン外周部を取り囲むように導いている。熱交換器へ入るガス温度は最高1,093°C、熱交換された圧縮機空気の温度は1,060°C(いずれもアイドル回転時)となっている。

図2はAGT-100の概観図を示す。このエンジンは、2軸式であり、圧縮機を駆動するためのタービンと、出力を取り出すためのタービンとは独立した別々の回転軸につながっており、並行に配置されている。従来の自動車用ガスタービンは、この様な2軸式が多く、トルク特性上はこの形式の方が優れているが、部品点数が増加し、構造がかなり複雑になる。AGT 100もAGT 101もタービンの形式はいずれもラジアル式を用いてい

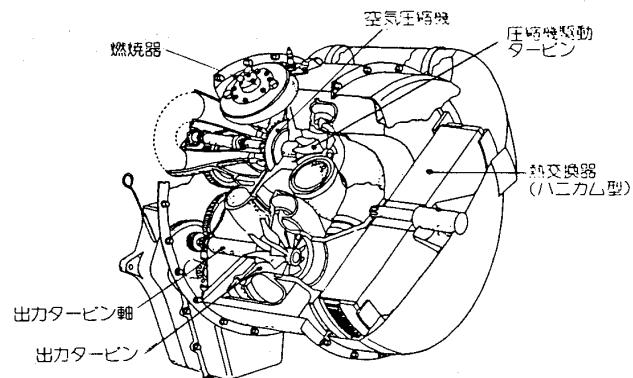


図2 AGT 100概観図

る。セラミックタービンの場合、1軸式と2軸式とどちらの形式が良いかについては、それぞれにメリットがあり結論は出ていない。

2.2 開発の現状

1979年、AGT プログラムが発足した頃は、エンジン部品をセラミックスで造る技術は皆無に近く、材料としてもその応力、温度にもつものはほとんど無かったが、その後の設計、製造、テストの繰り返しによってセラミックコンポーネントの技術は非常に進歩し、まがいなりにも現在は、必要なセラミック部品を全て組み込んだエンジンをテストできるレベルまでになっている。

AGT 101の例では、今までにトータル250時間余りのエンジンテストが実施されており、その中には、タービンロータを除く全てのセラミック部品を組み込んだ100時間テスト(TIT=1,149°C)、タービンロータも含めたオールセラミックエンジンによる85時間の連続運転(TIT=1,049~1,204°C、タービン回転数=60,000~70,000RPM)なども含まれている。しかしTITおよび、エンジン回転数も定格点での目標値には達してはおらず、当初のエンジン性能を発揮するまでには至っていない。85時間でテストがストップした例では、タービンロータ及びタービンノズルへの異物の衝突によりそれらが破損したことが原因と考えされている。その他のセラミック部品にはなんらの異常も認められなかったが、メタルガスタービンではそれほど重要ではなかった異物衝突による部品の破損と言うセラミックス特有の問題を今後、解決していかねばならず、材料の破壊靭性値の向上が強く望まれている。

AGT 100もほぼ同じ様な状況であり、エンジン

としての達成度は、目標値に対して 60~70% と言うところであろう。表 1 に AGT 100 のエンジン性能を目標値と比較して示す。次に、主要なセラミック部品の開発状況について述べる。

表 1 AGT-100 の性能の現状

項目	単位	現状	目標値
タービン入口ガス温度	℃	1,204.4	1,287.8
最高出力	PS	66.5	100
燃料消費率	g/PS . hr	207.3	147.4
圧縮機空気流量	kg/sec	0.329	0.345
圧縮機圧力比	—	4.34	4.5
圧縮機効率	%	77.1	82.8
ガスゼネレータービン効率	%	80.2	84.6
パワータービン効率	%	86.1	86.7
熱交換器温度効率	%	91.2	94.7
熱交換器空気漏れ率	%	5.3	5.2
エンジン空気漏れ率	%	4.1	2.5
サイクルの総圧力損失率	%	14.6	14.1
機械損失率	%	10.5	7.8

(1) タービンロータ

AGT プログラムのタービンロータはいずれもラジアル式である。AGT-101 ではタービンロータチップの外径は 131 mm, 回転数 10 万 RPM であり, 最大応力はハブ部で 220.6 MPa に達する。セラミック部品の中ではもっとも製造が難しいものの一つであり, 肉厚の厚いハブ部と, 薄い翼部から成り立ち, しかも, 使用温度および応力が高い。初期段階では, 先ず翼部の無いハブ部のみの形成の模擬ロータを造り, 種々の材料, 製造法, その他の検討を行い, コールドスピンテストで 115% の回転にもつよくなつた後, 翼付きのロータの開発に取り組んだ。現在も引き続き開発努力が続けられているが, 主として, 製造プロセスの改良と高温特性の優れた材料の開発が並行して行われており, 材料は常圧焼結窒化珪素が主流である。メーカーにより, 材料および製造法に微妙な差があり, 翼部の寸法精度や高温特性に差があらわれているが, 米国内のメーカーの技術レベルに比べ, 日本のメーカーの製造技術の方が進んでいるようである。日本の 2 つのメーカーの供給しているロータ材料はテストピース段階での強度およびストレスラップチャ强度は AGT-101 の最終ゴールに近い値を出しておらず, その内の一つは, 前に述べたオールセラミックエンジンテストに供された。

しかしながら, テストピースの特性とロータから直接切り出したテストピースの特性にはまだかなりの差があり, 図 3 に示すように曲げ強さやストレスラップチャの特性は本来のテストピースの強度が出ておらず, 製造プロセス上の研究が今後も続けられねばならない。

ロータそのもののテストとしては, エンジンに入れる前にプルーフテストが行われる。AGT-101 で現在行われている方法は定格回転数の 10~15% 増しの回転数でのコールドスピンテストを先ず実施し, その後エンジン内のスタート時の熱応力をシミュレートしたホットエンジンテスト (AGT-101 のメタルエンジンを使用) を実施している。

タービンロータは実際に使用する場合は金属軸と何等かの方法で接続する必要があり, これもセラミックス適用技術の中で重要な開発課題である。AGT-100 のガス発生機ロータの例を図 4 に示す。エンジンレイアウト上の検討から金属軸との結合位置はセラミックロータに近いところが良いとし

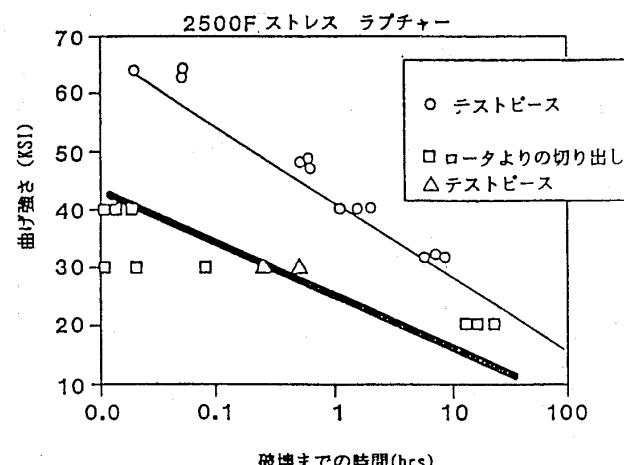


図 3 ロータ材とテストピース強度

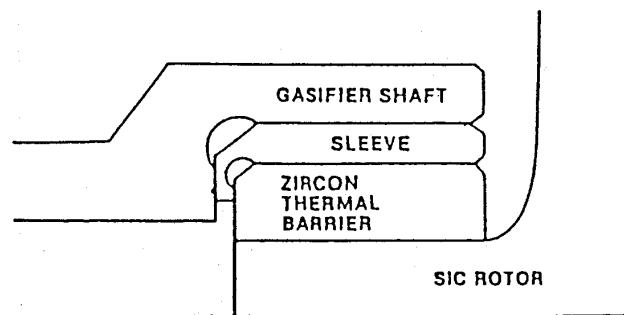


図 4 金属軸との結合例 (AGT-100)

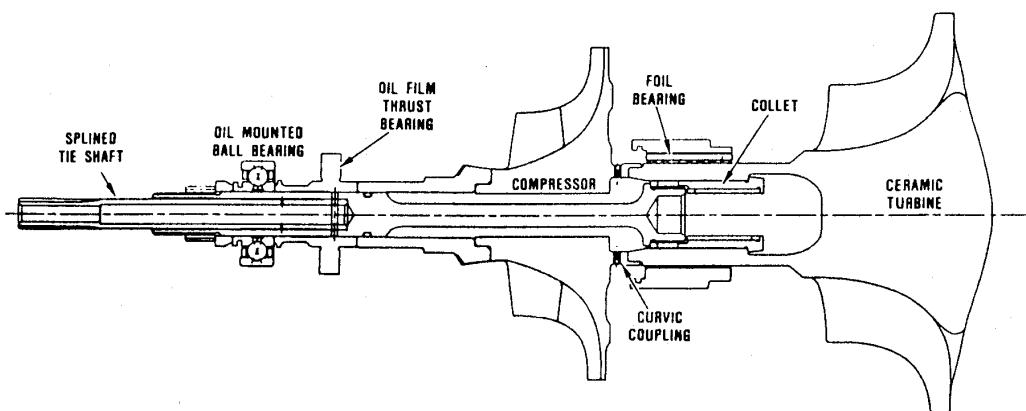


図5 金属軸との結合例 (AGT-101)

ており、また熱伝導解析の結果、炭化珪素性のロータの場合、金属軸への熱流速を下げるため遮熱構造が必要であり、ジルコニアの遮熱層を介して金属軸を焼きばめしている。尚、これらセラミックロータと金属軸との接合部はさらに細かく解析され応力低減の改善がなされている。図5にAGT-101の例を示す。ロータ材料としては、AGT-100では窒化珪素のほか、カーボランダム社の炭化珪素(α -SiC)でも開発を進めている。図6にHIPを施したSiCのタービンロータのコールドスピントストの結果を示すが、平均破壊回転数は10万RPMであり、最も強いものは11万RPM以上(周速714m/s)を達成している(定格回転数=86,000RPM)。窒化珪素は高温特性が

極端に低下するが、炭化珪素は高温でも殆ど変わらぬため、1,300°C以上ではどちらがよいか今の所、結論は得られていない。

(2) 静止部品

セラミック静止部品の開発も基本的にはFEMによる応力解析と熱的、機械的なスクリーニングテストの繰り返しにより弱い部分を改良していくと言う手法が採られている。FEMによる応力解析ではエンジンの着火時の熱応力が最も厳しい条件であるとして、その時の温度、および応力分布を計算するとともに、メタル部品を用いたテストを通じて温度的な境界条件を計測し、金属とセラミックスとの材料物性の差を考慮してセラミック部品の境界条件を推定しながら解析が行われている。これらの解析を基に、ワイルドの破壊確率や寿命予測をする一方、実験的にはエンジン内の最大圧力の25%増しの機械的負荷をかけたスクリーニングテストが実施されている。AGT-101では、137個のセラミック部品が熱的、機械的テスト用いたプルーフテストをパスしている。セラミック静止部品のエンジンテストは、1984年2月より開始された。その後、TIT=1,121~1,149°C, 67,000RPMで100時間のテスト、次いでTIT=1,149°C, 10万RPMが実施され、温度的にも、圧力負荷に対しても大きな問題は無いことが確認された。その後のオールセラミックエンジンテストにおいても、ロータおよびノズルが異物衝突で破損して85時間で実験がストップしたが、静止部品には殆ど問題は無かったことは既に述べた。しかしながら実験して破損しなかったと言うだけあり、細かいところではまだ大きな課題をかかえており、例えば部品の寸法精度にし

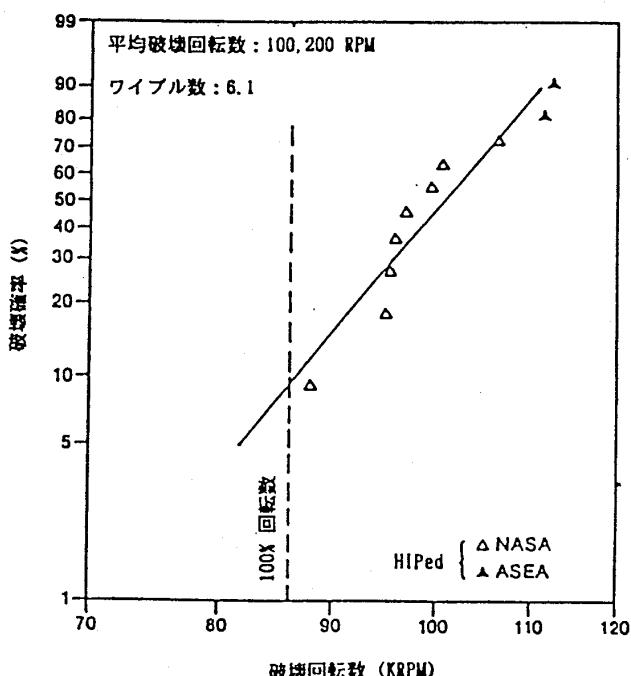


図6 SiC ロータのワイルドプロット

ても十分ではなく、機械加工をしてやっと寸法を合わせている面があり、最終的なエンジン部品としては今後とも一層の開発努力が必要であり、ATTAPの中で引き続き開発が行われることになっている。

図7に非常に複雑なエンジン部品の一例を示す。

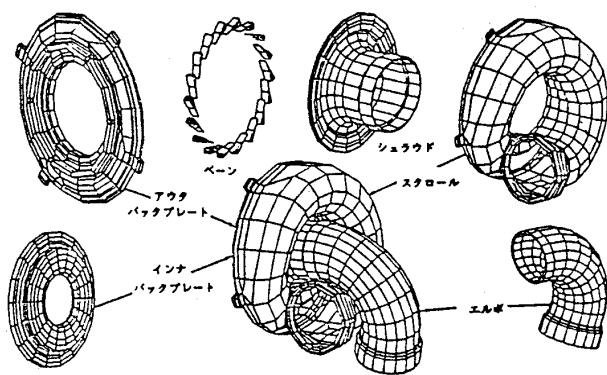


図7 タービンスクロールの例 (AGT-100)

これはAGT-100の一段目のロータと組み合わされるスクロールであって、6種類の部品を別々に造り、接合またはめ込みでアッセンブリーとして組み立てられる。この図はアッセンブリーとしての破壊確率を推定するためのFEMモデルを示しているが、部品形状が複雑になると製造上も大変であるばかりか、応力解析なども大変面倒になる。この程度の複雑な部品も製造可能になってはいるが、接合部の強度や、形状寸法精度等に問題が多く、大変苦労している部品のひとつである。

また、セラミックエンジンでは、セラミック部品間の隙間からの空気洩れに対して最大限の注意を払わねばならない。部品間を金属部品のようにボルトできつく締め付けるといった方法がとれず、この空気洩れは、AGTの各エンジンの性能が目標を達成できていない一つの大きな原因ともなっている。これを解決する一つの手段として、ピストンリングやスプリング力をを利用してセラミック部品同士を押し付ける方法が採られているが、1,371°Cと言う高温雰囲気の中でバネ性を維持する必要があり、セラミックス製のウェーブスプリング（外径15.2cm、厚さ3.18mmのリングで正弦波状の波形を一部に持ち、この部分の変形でバネ力を発生させる）の適用が試みられている。AGTでは窒化珪素製でテストがされていたが、

高温でのクリープ特性に問題があり、ATTAPでは窒化珪素製のものがテストされる予定である。

3. ATTAP

1987年AGTをフォローする形でATTAPプロジェクトが5年計画で開始された。スポンサーはAGTと同じDOEであり、参加メーカーも基本的に同じであるが、G.Mは、従来のAllison Gas Turbine Divisionの外にTechnical Centerが加わり、G.M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AGT 100に代えてTechnical Centerが独自に開発してきた2軸再生式のAGT-5（タービン形式は軸流タービン使用）を用いることになった。一方、ガレットチームからは、フォードが抜けている。尚、セラミックスメーカーに付いては、AGTのときのメーカーを一旦御破算にして、あらためて選び直しがなされている。ATTAPプロジェクトの開発目標を表2に示すが、ATTAPでは、セラミックスの適用技術開発に重点が置かれている。表3に開発計画を示す。6つのマイルストーンが掲げられており現在は各コンポネントごとに材料の評価、メーカーの選定が終わり部品の試作に入った所であり、最終的にはセラミックスの設計マニアルをまとめることになっている。

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おこなわれる。各々の重点コンポーネントを表4に示す。特徴的なことはどちらのチームもタービンノズル、タービンロータをあげており、特に異物衝突の問題に力を注いでいる。G.Mがガスタービンに軸流を選んだ理由は、この異物衝突に対して強いからだと言っており、G.Mの報告によれ

表2 ATTAPのゴール

2. 500°F (1,371°C) のタービン入口ガス温度をもつガスタービンの環境で、
3. 500時間の耐久性のポテンシャルを有し、自動車用エンジンのライフサイクルコストに見合った構造用セラミックスの適用技術を実証すること

- ・セラミック材料のデータベースの構築
- ・セラミックコンポーネント設計のための解析手段の強化
- ・コンポーネントテストを通じた設計手法の実証
- ・セラミックコンポーネントの製造プロセスの改良
- ・セラミックコンポーネントのテスト手法の改良
- ・エンジン内でのセラミックコンポーネントの信頼性、耐久性評価

表3 ATTAP 開発スケジュール

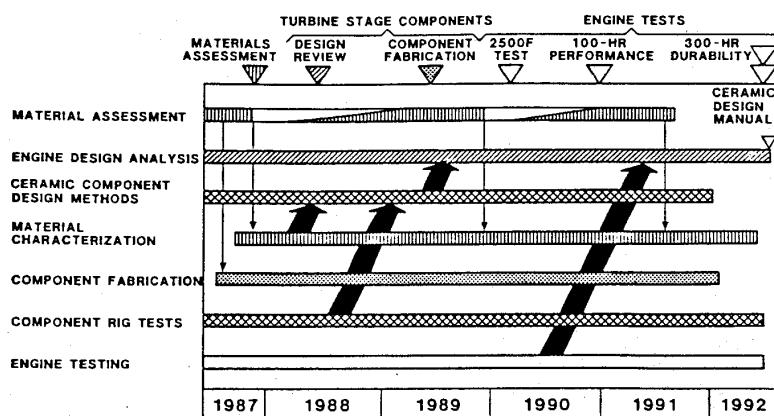


表4 各チームの重点セラミックコンポーネントと材料およびサプライヤ

G. M.	SCROLL	GG VANES	GG ROTOR	REGEN. DISK	INSULATION
CBO	SA-SiC	SA-SiC	SA-SiC		
GTE LAB		SN, PY6	SN, PY6		
CORNING				EXT. AS	
GCC			SN, GN-10		
CPS			SN		
DREXEL			SiC/SiC		
MANVILLE					CERACHROME
GARR	B-SHROUD	TUR-STATOR	TUR-ROTOR	TRAN.DUCT	WAVE SPRING
NORTON	SN NT154	SN NT154			
GCC			SN GN-10		
CBO	HEXOLY ST			HEXOLY SA	HEXOLY SA

ば、15枚のブレードにしたセラミックタービンロータのエンジンテストで322時間運転し、その後の目視では何等の損傷もなかったという。ATTAPに付いては、まだ始まったばかりであり、具体的な成果はまだ殆ど報告されていないが、此のプロジェクトを通じてセラミックスの適用技術は飛躍的に向上すると思われる。

4. ヨーロッパの現状

欧洲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づけられてきた。

西独では、1974年よりBMFT（西独研究技術省）のスポンサーによる国家プロジェクトCCVG（CERAMIC COMPONENTS FOR VEHICULAR GAS TURBINES）が10年計画で

開始され、自動車メーカーとセラミックメーカー、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およびそのコンポーネント化の技術開発が実施され、1983年には終了している。

スウェーデンではユナイテッド・タービン社が政府の援助の元、3軸式の獨得のガスタービン（KTT-MK 1, MK 2）の開発を進めており、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。1983年にはスウェーデンのMalmoからヨーロッパ大陸を縦断してMonte Carloまでの2400kmを3軸式ガスタービン（おそらくメタルのエンジン）を搭載したボルボの乗用車で走行した。その後もセラミックス化の研究を進めている。その他、英国、仏国等も同様な自動車用セラミックガスタービンの研究が行われているが、その内容は必ずしも定かではない。

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始まられたもようであり、西独、フランス、スウェーデンの各社が参加して100kwのエンジンが共同開発される予定である。

以下、西欧で最も活発に研究開発が行われていると思われる西独、特にダイムラー・ベンツ社の例を中心とその概要を述べる。

4.1 CCVG プログラム（1974～1983）

1974年、BMFTのファンドにより始められ、プログラムのコントロールはDFVLR（西独航空技術研究所）により行われた。自動車メーカーとしての参加は表5に示す様に、MTU社、ベンツ社、

表5 CCVG プログラムの参加エンジンメーカー

Company	Goal	Components	Rotor-Concept
Volkswagen	CAR-GT 50-100kw	Rotor Stator Combustor	1st Stage :Duo-Density-Rotor 2nd Stage :Hybrid Rotor
Daimler-Benz	CAR-GT 125kw	Rotor Inlet-Scroll Recuperator	Monolithic HPSN-Rotor
MTU	TRUCK-GT 250kw	Rotor Stator Combustor	Hybrid Rotor (Metal-Hub with Ceramic Blades)

表6 CCVG プログラムの参加セラミックメーカー

Company	Material	Forming Tech	Component
Annawerk	RBSN, HPSN SiSiC SSiC	Slip Casting Inj. Molding Hot Pressing	Stator Inlet Cone Rotor Hubs
Degussa	RBSN	Inj. Molding	Blade Rings, Single Blades
ESK	HPSiC	Hot Pressing	Blades, Hubs, Rotor
Feldmuhle	RBSN	Inj. Molding	Blades, Rings
Rosenthal	RBSN SiSiC	Poil/Lamin. Inj. Molding	Recuperator, Blades, Segment
Sigri	SiSiC	Inj./Slip C.	Combustor, Inlet-Scroll
H.C. Starck	SiC/SN	Powder	

表7 CCVG プログラムの開発ゴール

Component	Goals
Stationary Comp. Combustor Nose Cone Stator Rotor Shroud	Production of original components from various materials and 200 H-tests in a simulated duty cycle with a maximum combustor outlet temperature of 2500 F and an inlet pressure of 73 psi
Heat Exchanger	Production of SN-recuperator with a wall thickness of 2 mm, a pressure ratio of 5, an allowable leak rate of 5% and a max. temperature of 2200 F inlet temperature, 10 H-tests
Rotor Hybrid All-Ceramic	200-H test in duty-cycle (inlet temperature 2285 F) 50-H test in duty-cycle (inlet temperature 2500 F)

フォルクスワーゲン社の3社であり、各々のゴールとしているエンジンの大きさもタービンロータの形式も異なる。一方、セラミックスマーカの方は1974年の出発当初は窒化珪素のみを対象とし、

材料及び製法の研究課題がすすめられていたが、1976年からは炭化珪素も加えられた(表6)。10年計画の最終ゴールは、静止部品、熱交換器、タービンロータ毎に、表7のように定められた。

開発対象はコンポーネントのみであるが、10年間の総額は約 97 MDM であった。

4.2 ベンツ社の開発状況

ベンツにおいてガスタービンの研究が始まられたきっかけは自動車の排気規制であり、1971年ごろから取り組んできている。1973年のエネルギー危機をへて燃料消費率が重要となり、その後上記のCCVG のプログラムに参加した。最も重要なコンポーネントとしてタービンロータを取り上げこれを中心に開発をすすめている。初期の頃はホットプレスの窒化珪素の円盤から削り出したロータを用い、1200 °C, 5万～5.5万RPM のテストに成功している。

1978年には、AUTO-2000 のプロジェクトにガスタービンを載せる事で参加し、先ず初めは、1,250 °C で走らせる事を重点に、ロータ以外は例えば、ODS材などの耐熱金属を使用している。ロータについては、車載する事を考慮して、熱サイクルテストなども実施した。図8にエンジンの構造を示す。初期段階は 94 kw であり、将来タービン入口温度を1,350度に引き上げ 110 kw にする計画である。1981年5月、1,250度、60,000 RPMにて140時間のテストに成功し、1982年セラ

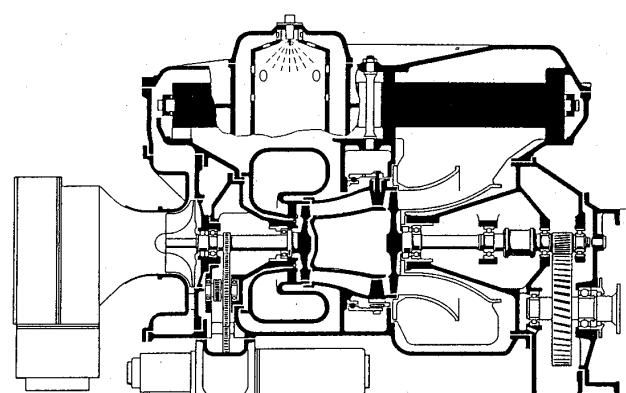


図8 ベンツ社のガスタービンエンジン

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も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(230 クラス)にも搭載しテストをつづけており、現状で 15,000km, 1,000 時間以上の経験を積んでいる。

しかしながら総てがうまく行っているわけではなく、問題も山積している。その主なものは、FOD、内部の残留応力、ヒートロス、金属との接合等等。

4.3 EUREKA-AGATA プロジェクト

AGATA プロジェクトでは西独、フランス、スウェーデンの3カ国が協同して自動車用セラミックガスタービンの開発を推進する計画となっており、7年間でプロトタイプのテストまでを実施し、その後5年間を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のようである。中味の詳細は明らかでないが、エンジン設計の第1フェーズを終了したところであり、タービン入口ガス温度 1,350 °C, 100 kw の2軸再生式となった模様である。今後、3年間でコンポーネント開発を行う。大ざっぱな開発スケジュールを表8に示す。

参加メーカーとそれぞれの担当分野を表9に示す。全体予算規模は明確ではなく、また国と企業の分担等についても各国によって考え方方が異なり、不明な点が多い。

5.まとめ

AGT プログラムを中心にセラミックガスタービンの開発の現状を述べた。セラミックスの適用

表8 AGATA プロジェクトの開発スケジュール

PHASE	YEARS	ACTIVITY
0 - II	4	Common Development of Gas Turbine Key Components
III ~ IV	3	Common Development and Evaluation Gas Turbine Proto types
SUBSEQUENT	5	Company Specific Development of Gas Turbines According to the Requirements of Mass Production

表9 AGATAの参加メーカーと担当分野

Country	Company	Tasks (main)
F R G	B M W	Combustor
F R G	D B (Daimler-Benz)	Ax.Turbine/Insulator
F R G	V W (Volkswagen)	Rad.Turbine
F R G	C F I (Bayer)	Ax.Turbine
F R G	E S K	Rad.Turbine(SiC)
F R G	G & H (Gruenzweig & Hartmann)	Insulator
F R G	H C T (Hoechst Ceramtec)	Ax.Turbine
F R G	P M (Plansee Metallwerk)	Scroll(ODS)
F R A N C E	P S A (Peugeot SA)	Heat Exchanger/Brg.
F R A N C E	G A R (Garrett SA)	Compressor/Scroll
F R A N C E	O N E R A	Basic Thermodynamics
F R A N C E	C & C (Ceramiques et Composites)	Heat Exchanger
F R A N C E	C T D (Desmarquest)	Insulator
S W E D E N	V O L V O	System Deff./Ax.Turb

技術は緒についたばかりであり、AGTの経験から得られた種々の研究課題は、昨年より ATT-APへと引き継がれている。G. M およびガレットの両チームは、それぞれ改良すべき主要部品を5つ選定し、その部品開発を通じてセラミックス適用技術の向上を図ろうとしている。共通して取り上げている課題はタービンロータとタービンノズルであるが、これらの部品は特に、高温強度が不十分であり、また異物衝突に対する強度向上も不可欠であり、材料および設計の両面からの開発努力が必要であろう。他の部品については、主として製造上の課題が主であり、機械加工を最小にし

て寸法精度を確保する製造プロセスの改善などが期待されている。しかしながら、将来のエネルギー問題や環境問題に対して最も期待されているセラミックスガスタービンの可能性は、わが国に於けるセラミックターボチャージャの実用化、AGTプログラムに於けるオールセラミックエンジンの運転実績等を通じて、現実的なものに一步近付いたと考えて良いであろう。国内各社、各業界の協力体制はもとより、米国、ヨーロッパ諸国との技術交流等を通じて英知を集結することによって、セラミックガスタービンが早く現実の物となる事を期待したい。



セラミック動翼嵌合方式の研究(第一報)

東京電力 北島秀昭
 " 古瀬裕
 旭硝子 小野拓郎
 " 鳥山彰

Abstract

Since 1984, Tokyo Electric Power Co. Inc. has conducted the research and development of ceramic components for gas turbine for coal gasification combined cycled power generation. Taking account of high reliability requirement for utility gas turbines, it is preferred to mount ceramic blades around a metallic wheel. In the high temperature ceramic fan for the iron industry, the metallic pads has been practically used as compliant interlayer to distribute the loads between ceramic blades and a metallic wheel.

In this research, we intend to apply the above technology to gas turbine. And this paper presents the results of two dimensional stress analysis, strength test of attachment section using imitative specimen and cold spin test using imitative buckets.

1. 緒言

東京電力㈱では、将来の石炭ガス化複合発電の経済性をより一層高めるためガスタービンの高温化と冷却空気の低減を目指し、昭和59年度より㈱東芝、三菱重工業㈱、㈱日立製作所との共同研究でガスタービンへのセラミックスの適用に関する研究開発を行っている^{(1),(2)}。表1、図1に当面の開発目標としている1,300℃、20MW機の仕様、および開発スケジュールを示す。

動翼のセラミックス化において考慮すべき点は、発電用ガスタービンのロータは高信頼性が要

表1 主要仕様

項目	セラミックガスタービン
出力 kW	21,280
比出力 kW/kg/sec	864
熱効率(LHV)%	40.3
大気温度 °C	15
大気圧力 ata	1.033
相対温度 %	60
圧縮機	
吸込空気流量 kg/sec	24.64
圧力比	15
出口空気温度 °C	422
タービン	
タービン入口ガス温度 °C	1,300
排ガス温度 °C	666
回転数 rpm	10,800

	'84	'85	'86	'87	'88	'89	'90	'91	'92	'93	'94
基礎研究			■■■								
要素技術開発研究 (燃焼器、静翼、動翼)				■■■■■							
(支援研究)				■■■■■	■■■■■						
組立試験研究											20MW, 1300°C

図1 開発スケジュール

求されるので、応力が高く、かつ大型部品であるホイールは現状では金属製とし、高温ガスに曝される翼部のみをセラミックス化するのが妥当であり、したがってセラミック動翼と金属との接合が

(平成元年4月17日原稿受付)

必要となるが、これにはいくつかの困難な問題がある。

- ・セラミックスが塑性変形を殆どせず破壊に至るという性質から応力集中をできるだけ小さくする必要がある。
- ・セラミックスが物体と接触する場合、接触の仕方が一様でないと局部的に高い接触応力が発生し、ヘルツクラックを生じやすい。
- ・両者の熱膨張率が大きく異なり、熱伸び差を生じやすい。
- ・主に、セラミックスの加工の困難さと塑性変形をしない性質から、接合部の形状に自由度が少ない。

以上の問題点を考慮し、従来様々な方式が検討されているにもかかわらず、いまだに十分な成功例が報告されていない。よく検討されてきた方式として、比較的単純な動翼取付部の形状でセラミック動翼と金属製のディスクの間に薄板等の緩衝材を配置して^③、両者の微小な相対位置のずれを吸収するものがある。原理的には上記問題点を解決するものだが、実際には緩衝層に柔軟性を要求しているため、緩衝層の強度が低く、また摩耗に弱い欠点がある。したがって耐久性の点で問題が生じている。

一方、これに対し、既に稼動実績を有する高温軸流セラミックファンにおいては、耐摩耗性に富んだ比較的厚肉の金属パッドを使用して、構造上の工夫によってセラミック動翼とディスクの相対位置のずれを吸収するようにしている。この方式は耐久性の点で有利であると考えられるが、緩衝効果としては前述の方法よりも若干不利となる

は避けられないよう見える。しかし金属パッドにとては、高温下でしかもその変形能に比較して高い圧縮応力がかかるため、緩衝層として十分に機能している。これはセラミックファンの開発と運転実績から得られた知見である。

本研究は、上記金属パッドを介在させる嵌合方式について、応力解析、モデル嵌合部品による引張試験、模擬動翼による室温回転試験を実施し、ガスタービン動翼への適用性を検討したものである。

2. 嵌合部形状候補の選定と応力解析

2.1 嵌合部形状候補の選定

第1段動翼の仕様を表2に示す。

現在、ガスタービン動翼の取付部形状としては、クリスマスツリー型が一般的であるが、セラミックスの加工性を考慮すると単純な形状、即ち、T型、ダブテール型、またはドライブアル型が考えられるが、翼側の応力集中および翼の位置決

表2 第1段動翼仕様

入口相対全温	℃	1205
入口相対全压	ata	9.5
翼内径	mm	R 335
翼外径	mm	R 395
回転数	rmp	10800
翼先端周速	m/sec	447
翼枚数	枚	60

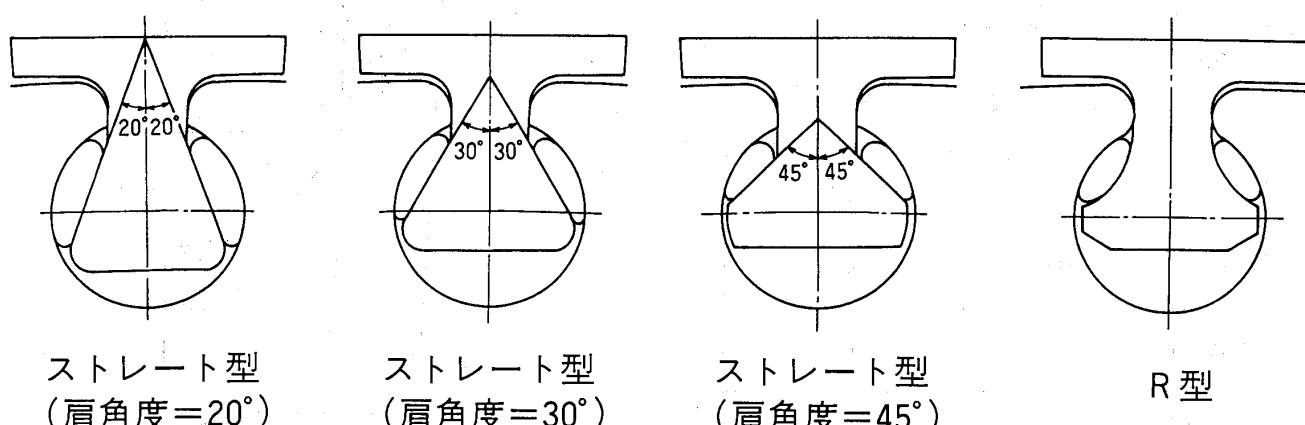


図2 嵌合部形状候補

め等を考慮しダブテール型を採用することとした。ダブテールの斜面と対称面とがなす角度を肩角度と呼ぶが、これの肩部の応力集中率に及ぼす影響については調べられており⁴⁾、これによれば、肩角度 20°～45°において応力集中率が低くなっているので、候補形状として肩角度 20°, 30°, 45°（以後、ストレート型と称する）を選定した。さらに変形ダブテール型として翼側の応力集中をより低減させるために肩部およびダブテールの斜面を一つの大きな円弧とした形状（以後、R型と称する）も候補として採用した。4 候補の形状を図 2 に示す。

2.2 遠心応力解析

最終形状を決定するため、FEM による二次元遠心応力解析を行った。金属パッドと金属ホイール、セラミック翼との間にはギャップ / 摩擦要素を使用し、接触問題として取り扱った。なお、簡略化のため翼プロファイル部はプラットフォームに置き換え、遠心力が同一になるように厚みを調整した。解析に使用した材料物性値を表 3 に示す。

表 3 材料物性値

項目	金属ホイール	金属パッド	セラミック翼
比重 kg/m ³	7900	9130	3150
ヤング率 GPa	220	210	400
ポアソン比	0.33	0.3	0.15

表 4 最大応力の比較

肩角度	最大主応力値(MPa)	
	セラミック動翼	金属ホイール
20°	230	450
30°	230	410
45°	275	410
R	200	310

解析結果のうち、摩擦係数が 0.3 の場合の最大主応力（表面応力）を表 4 に、また、代表例として R 型嵌合部の最大主応力分布を図 3 に示す。優劣の評価はセラミック翼肩部の最大主応力およびパッドとの当り分布がポイントとなる。

ストレート型の場合、セラミック動翼の応力が低いのは肩角度が 20° と 30° の場合であり、金属ホイールの応力を考慮すると肩角度 30° が望ましい。R 型の場合はストレート型に比べ、セラミック動翼、金属ホイール共に最大応力がかなり低減されており、また、パッドとの当り分布もより均一となっている。

以上の結果より、解析上は、R 型嵌合部形状が最も望ましいが、実際の動翼嵌合部での滑り条件の不確かさ、および R 型では運転実績を持たないことを考慮し、肩角度 30° のストレート型と R 型を最終形状として選定し、次のモデル部品による引張試験に供することとした

また、二次元モデルによる定常熱伝導解析および熱応力解析も行っており、嵌合部の温度は約 600°C であり、定常時の嵌合部に発生する熱応力は遠心力による応力に比べ、はるかに小さいとい

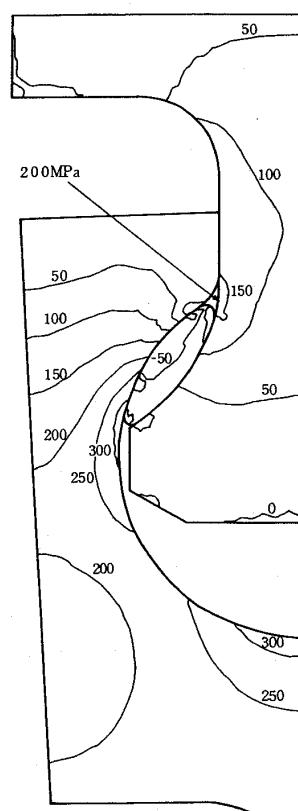


図 3 R 型嵌合部の最大主応力分布

う結果が得られている。

3. モデル部品による引張試験

3.1 実機のモデル化

嵌合部の強度を確認するため、両端部にダブテール型取付け部を持った試験片を両端から同一の試験治具を用いて引張荷重をかける試験を行った。

実際のガスタービン動翼に働く遠心力は 100 % rpm で 7 ton, 120 % rpm で 10 ton であるが使用する引張試験装置の最大印加許容荷重が 10 ton であるため、余裕を持たせた試験が行えるよう、モデル部品、試験治具の厚み（軸方向長さ）は実機の 55 mm より若干薄く 43 mm (一部は 20 mm 追試験を実施)とした。この時、100 % rpm においてパッドとの接触部に作用する翼の遠心力に相当する荷重は 6.1 ton となる。また、回転場においては、ダブテール肩部にはこれより上側の部分の遠心力が引張荷重として作用し、下側のダブテール部分の遠心力は引張荷重として作用しないので、100 % rpm において肩部に作用する引張の遠心力に相当する荷重はダブテール部の遠心力を差し引いた 5.0 ton となる。試験治具の組立図を図 4 に示す。モデル部品は図に符号①で示されている。

3.2 引張試験に関する光弾性試験

前述の FEM 応力解析結果の妥当性を評価するために、引張試験状態での FEM 応力解析、光弾性試験を行い、両者を比較した。また、接触部においては、摩擦係数が重要なファクターと考えら

れるので、光弾性試験においては接触面にシリコングリースを塗布した摩擦が小さい場合と接触面をアセトンで拭った摩擦が大きい場合の二種類の状態を与え、試験を行った。

その結果、

- (1) ダブテール肩部の応力集中係数は FEM 解析での $\alpha = 1.9$ に対し、光弾性試験では $\alpha = 1.5 \sim 1.8$ であり、ほぼ妥当な値が得られた。
- (2) 写真 1 に示すように、接触面の摩擦状態により、等色線のパターンに顕著な差が現れた。すなわち、摩擦係数が小さい場合には、当りのムラはあるが、パッド全面が接触している。一方、摩擦係数が大きい場合にはパッドが食い込む傾向があり、パッド下部は機能していない。したがって、当りの不均一による接触応力を低減するためには、接触面の摩擦係数を小さく保つことが必要であり、潤滑材の使用が不可欠である。
- (3) 接触面の摩擦状態が変わっても、肩部の最大応力は殆ど変化しない。

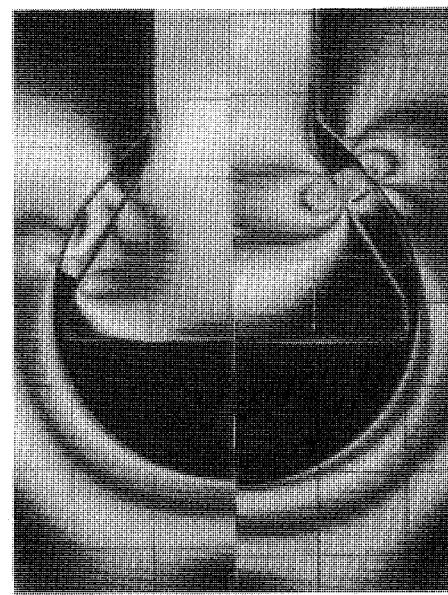


写真 1 嵌合部の等色線

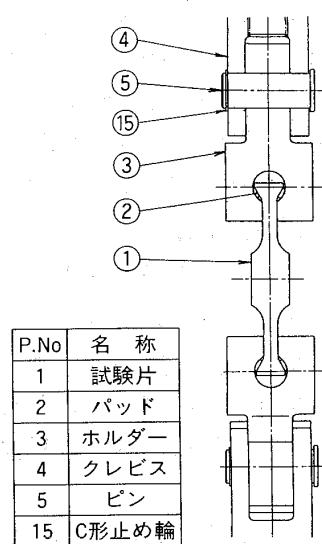


図 4 引張試験治具

3.3 モデル部品の引張試験

モデル部品のセットの状況を写真 2 に示す。試験片材質は現時点での候補材料である常圧焼結 SiC と高温強度および耐酸化性が向上し、近い将来動翼にも適用できると考えられる常圧焼結

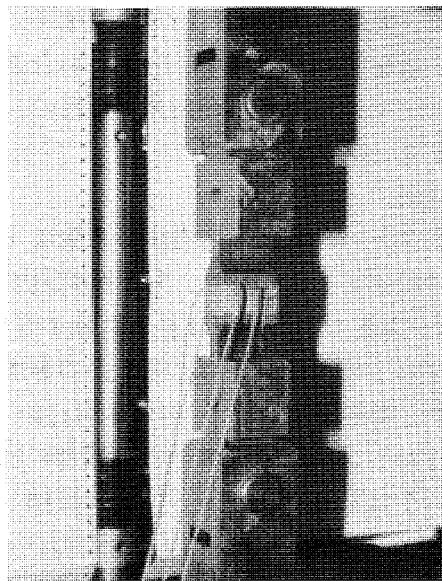


写真2 引張試験状況

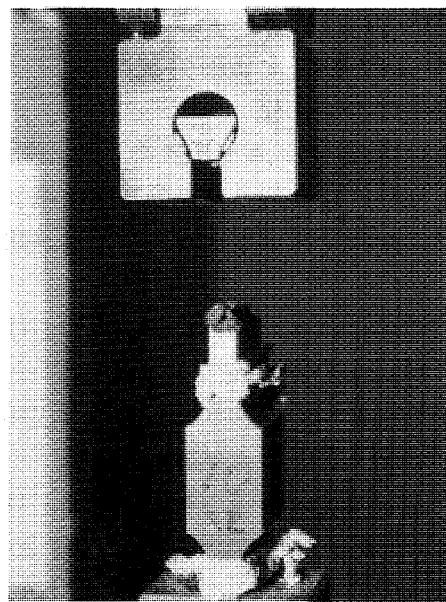


写真3 試験片破断状況

Si_3N_4 を選定した。両材質の代表的特性を表5に示す。試験温度は嵌合部温度が約600°Cと予想されることから室温と高温(600°C)とし、高温試験には電気炉を使用した。また、試験の前には曲げ成分のチェックを行い、荷重4tonで曲げ成分が±5%以内になるように調整した。

表5 セラミックの代表的特性

項目	材質	SiC	Si_3N_4
密度	kg/m^3	3150	3280
ヤング率	GPa	400	290
ボアソン比		0.15	0.27
線膨張係数	$1/\text{°C}$	4.0E-6	3.7E-6
四点曲げ強度(室温)	MPa	470	930
破壊靭性値(室温)	$\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	4.2	6.4

3.4 引張試験結果

破断状況の一例を写真3に示す。この場合の破壊起点は発生応力が最大となる肩部であるが、パッドとセラミックスの接触部が破壊起点となっているものも数例観察されている。

(1) 静的引張試験結果

室温および高温における静的引張試験結果を表6に示す。

・SiCで試験片厚さが43mmの場合、ストレート

表6 引張試験結果

材質	嵌合部形状	試験温度	結果	本数	平均荷重 (kgf)	相当回転数(%rpm) 肩部 接触部
SiC	ストレート (厚さ=43)	室温	破断	0	9200	135
		クリア	2	123		
	R (厚さ=43)	高溫	破断	3	8850	133
		クリア	1	120		
	R (厚さ=20)	室温	破断	0	9200	135
		クリア	7	123		
Si_3N_4	ストレート (厚さ=43)	高溫	破断	3	9260	136
		クリア	3	123		
	R (厚さ=20)	室温	破断	2	4650	141
		クリア	5	128		

型、R型共、室温ではすべて9.2tonの試験荷重をクリアした。これは肩部に関し、135% rpm、接触部に関し、123% rpmの回転数に相当する。室温での破断強度を見極めるため、厚さ20mmの試験片で追試験を行ったSiC R型の場合、破断相当回転数は肩部に関し、141% rpm、接触部に関し、128% rpmとなる。

- ・SiCの場合、高温時の破断荷重は、室温時のそれより低下する。材料強度はこの程度の温度域では低下しないため、原因は接触(摩擦)状態の変化か、熱伸びの影響と考えられる。
- ・R型はストレート型に比べ、破断強度が約5%向上する。
- ・ Si_3N_4 ストレート型の場合、室温および高温において試験片はすべて試験装置の最大荷重10

ton まで破断しなかった。これは、肩部に関し 141% rpm, 接触部に関し 128% rpm の回転数に相当する。

(2) 動的試験結果

- ガスタービンの起動、停止を模擬し、室温および高温にて 1 ton ~ 6.1 ton の荷重サイクルを 100 回与えたが、モデル部品の破断や損傷はなく、パッドにも大きな変化は見られなかった。

(3) 熱サイクル試験結果

- 温度変動場における強度を確認するため、450 °C ~ 600 °C の熱サイクル試験を 50 回行ったが、モデル部品の破断や損傷はなく、パッドにも大きな変化は見られなかった。

(4) パッドの機能

- パッドの機能については、緩衝効果が見られたが、高温試験では接触部から破壊したものもあり、高温時の動きが完全でなかったと考えられる。

4. 室温回転試験

室温引張試験において、本嵌合法は理想的な状態では 120% rpm 相当の遠心力に十分耐え得るとの結果が得られたので、回転場での強度を確認するため、室温回転試験を実施した。

4.1 回転試験方法

回転試験装置の組立図を図 5 に示す。ロータを

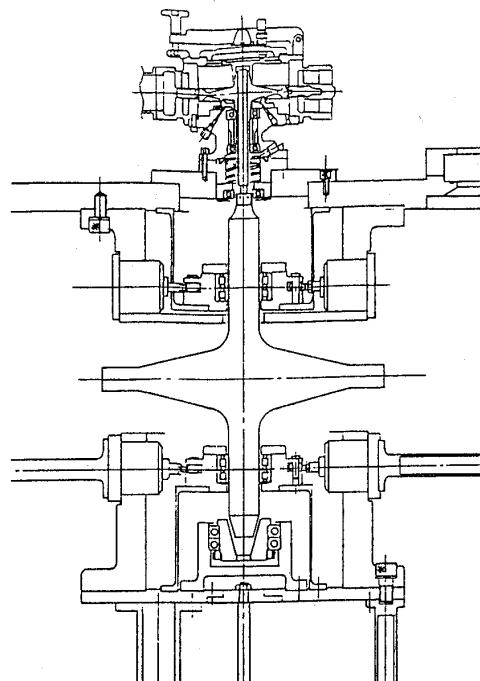


図 5 室温回転試験装置

駆動するエアータービンはチャンバー上蓋上に固定され、供試ロータはこれから吊り下げられている。

回転試験の供試翼は上記引張試験片を中央部で切断し、遠心力が実機と同一になるよう翼高さを調節した試験片 4 本とプロファイル部を平板とした模擬動翼 5 本、計 9 本とした。模擬動翼の厚みは実機と同一の 55 mm とした。切断した引張試験片および模擬動翼を写真 4, 5 に示す。なお、翼材質はいずれも前述の Si C である。試験回転数は 120% rpm で 1 分間保持としたが、模擬動翼 2 枚についてはガスタービンの起動・停止を模擬し、0 ~ 120% rpm, 10 回の繰り返し試験を行った。

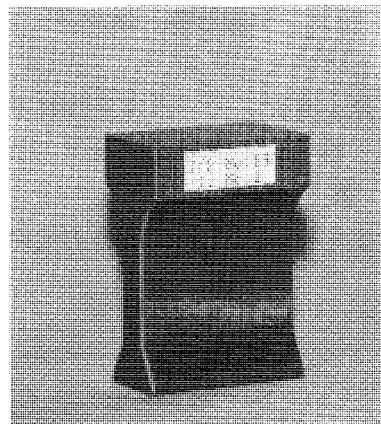


写真 4 切断した引張試験片

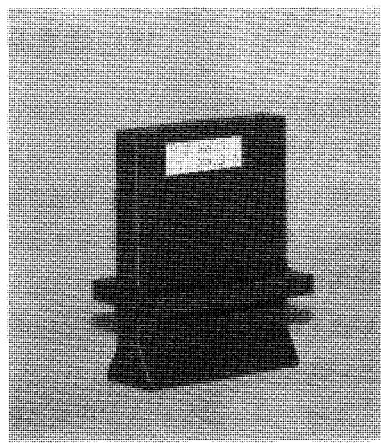


写真 5 模擬動翼

4.2 試験結果

結果を図 6 に示す。9 本中 1 本が 119% rpm で破断したが、残り 8 本は 120% rpm をクリアし、モデル部品による引張試験結果とほぼ一致する結

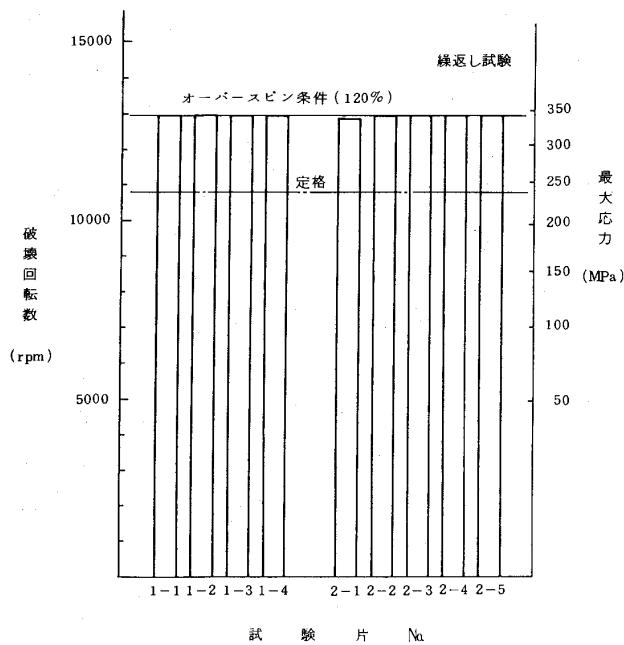


図 6 室温回転試験結果

果が得られた。また、そのうち2本は0～120% rpm, 10回の繰り返し試験をクリアした。

5. 結 言

金属パッドを使用した動翼嵌合方式のセラミック

クガスター・ビン動翼への適用性を検討した結果、室温回転試験において当初の目標であった120% rpmをほぼクリアすることができた。室温回転試験は今後、R型嵌合部、 Si_3N_4 翼についてもさらに厳しい条件で試験を行い、本嵌合構造の使用限界を見極める予定である。また、高温下ではパッドの動きが不十分になり、嵌合部強度が低下する傾向があり、この点についても今後検討を進めていく予定である。

最後に、モデル部品による引張試験および室温回転試験にご協力いただいた㈱新潟鐵工所 材料構造研究室、丸和電機㈱の関係者の方々に謝意を表する。

参考文献

- (1) 伊藤, 伊東, 第13回ガスター・ビン定期講演会講演論文集, pp 71, (1985)
- (2) 原, 松佐, 和田, 辻, 日本機械学会講演論文集, No. 870-10 (1987)
- (3) 例ええば, G. S. Calvert, Proc. of Army Mater. Technol. Conf., pp 839, (1978)
- (4) 西田, 応力集中, P. 687～688, 森北出版

技術論文超過頁著者負担金の徴収について

技術論文投稿規定により、本学会会誌に掲載される技術論文の規定頁数は会誌刷上り8頁以内であり、著者は自己の負担において4頁以内の増頁をすることができます。

本学会では現在まではこの超過頁負担金を徴収することは保留してきましたが、最近の技術論文数の増加と学会の財政事情を考え合せ、本年度9月号の会誌掲載分以後の技術論文に対しては規定頁数を超過した場合、負担金のお支払いをお願いすることと致しました。ただし、従来徴収を保留して来た事実も勘案し、当分の間暫定的に超過料金を会誌1頁当たり1万円に減額（規定は15,000円）してお支払い頂くことと致します。

もとより、良い論文が多数掲載されることは学会誌の重大な使命の一つでありますので、今後も技術論文の投稿が一層活発になることは編集委員会としては大いに歓迎するところであります。投稿者の皆様には、会誌の限られた紙数を有効に利用するために、論文を規定頁数内に収めるよう格段の御努力をお願いすると共に、やむを得ずこれを超過した場合には超過負担金のお支払いをお願い申し上げる次第であります。

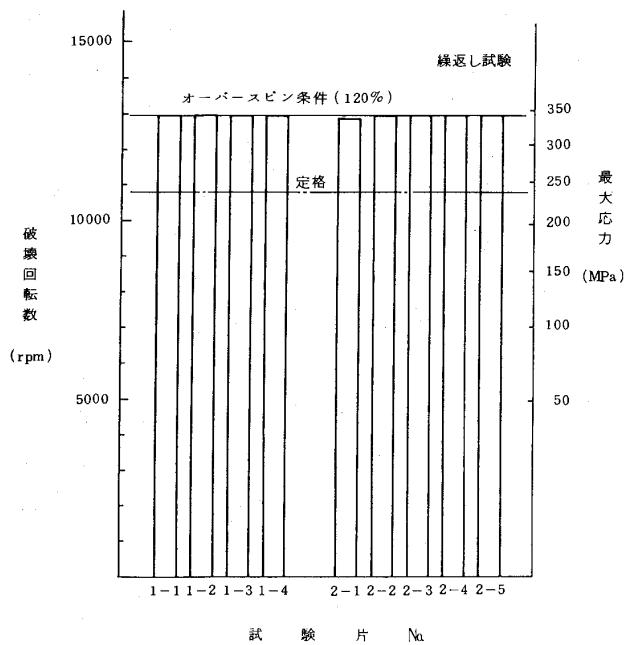


図 6 室温回転試験結果

果が得られた。また、そのうち2本は0～120% rpm, 10回の繰り返し試験をクリアした。

5. 結 言

金属パッドを使用した動翼嵌合方式のセラミック

ガスタービン動翼への適用性を検討した結果、室温回転試験において当初の目標であった120% rpmをほぼクリアすることができた。室温回転試験は今後、R型嵌合部、 Si_3N_4 翼についてもさらに厳しい条件で試験を行い、本嵌合構造の使用限界を見極める予定である。また、高温下ではパッドの動きが不十分になり、嵌合部強度が低下する傾向があり、この点についても今後検討を進めていく予定である。

最後に、モデル部品による引張試験および室温回転試験にご協力いただいた新潟鐵工所 材料構造研究室、丸和電機(株)の関係者の方々に謝意を表する。

参考文献

- (1) 伊藤, 伊東, 第13回ガスタービン定期講演会講演論文集, pp 71, (1985)
- (2) 原, 松佐, 和田, 辻, 日本機械学会講演論文集, No. 870-10 (1987)
- (3) 例えは, G. S. Calvert, Proc. of Army Mater. Technol. Conf., pp 839, (1978)
- (4) 西田, 応力集中, P. 687～688, 森北出版

技術論文超過頁著者負担金の徴収について

技術論文投稿規定により、本学会会誌に掲載される技術論文の規定頁数は会誌刷上り8頁以内であり、著者は自己の負担において4頁以内の増頁をすることができます。

本学会では現在まではこの超過頁負担金を徴収することは保留してきましたが、最近の技術論文数の増加と学会の財政事情を考え合せ、本年度9月号の会誌掲載分以後の技術論文に対しては規定頁数を超過した場合、負担金のお支払いをお願いすることと致しました。ただし、従来徴収を保留して来た事実も勘案し、当分の間暫定的に超過料金を会誌1頁当たり1万円に減額（規定は15,000円）してお支払い頂くことと致します。

もとより、良い論文が多数掲載されることは学会誌の重大な使命の一つでありますので、今後も技術論文の投稿が一層活発になることは編集委員会としては大いに歓迎するところであります。投稿者の皆様には、会誌の限られた紙数を有効に利用するために、論文を規定頁数内に収めるよう格段の御努力をお願いすると共に、やむを得ずこれを超過した場合には超過負担金のお支払いをお願い申し上げる次第であります。



発電機用可変案内翼付 2 軸再生式 ガスタービン制御系の開発

日産自動車㈱ 熊倉 弘隆
" 松村 利夫
" 鶴田 栄二
" 渡辺 秋範

Abstract

A control system has been developed for a high-quality generating set (150 kW) equipped with a two-shaft gas turbine with a variable power turbine nozzle. Because this generating set satisfies stringent frequency stability requirements, it can be employed as the direct electric power source for computer centers without using CVCF (Constant Voltage Constant Frequency Power Supply Device). Conventional generating set of this kind have normally been powered by single-shaft gas turbines which have larger output shaft inertia than the two-shaft version. Good frequency characteristics have also been realized with the two-shaft gas turbine, which demonstrates superior quick start characteristics and lower fuel consumption under partial load.

This paper compares the transient responses of the single- and two-shaft gas turbines using simulation models containing experimental control gains. The results show that the two-shaft engine employing an accurate feed-forward control displays higher frequency control performance than a single-shaft version without this control. The control scheme applies feed-forward control to both variable nozzle angle and gas generator speed. Experimental results on the control scheme are also described in this paper.

(平成元年4月20日原稿受付)

1. まえがき

防災用非常電源の電源品質は、コンピュータセンターや計算機を利用するインテリジェントビルの増加により、商用電源と同じ電源品質を要求されることが益々多くなってきている¹⁾。日産自動車では大型バス用として研究開発を進めてきたガスタービン技術²⁾を応用して非常用ガスタービン発電装置の研究開発を行い³⁾、昭和53年に即時起動長時間運転型の型式認定を取得、運用に入っているが、この度この電源の高品質化に対応すべく、新たなガスタービン発電装置を開発した。

従来、周波数変動に対する要求が厳しい仕様では1軸式ガスタービンが多く用いられてきたが、本発電装置では部分負荷燃費に優れた2軸再生式エンジンを用いて、出力タービン部の可変案内翼 (VN: Variable Nozzle) を積極的に出力制御に利用することで優れた周波数特性を実現している。

このエンジン構成を図1に、エンジン性能諸元を表1に示す。

本報では、厳しい周波数制御を行う際の1軸式と2軸式の得失の検討結果と実際の制御実験結果について報告する。

2. システムの検討

本発電装置においては高い周波数制御性能の確保と燃費性能の向上とを目標とした。

この燃費向上のためには、小型で高い温度効率の見込める回転蓄熱式熱交換器を用い、エンジン形式を再生式とした。これにより全負荷域の燃費向上と排気温度低下が同時に達成され、耐熱性の高い排気設備を必要とせず既設建屋内への設置が容易となった。

エンジン形式の選定項目として1軸式を選ぶか

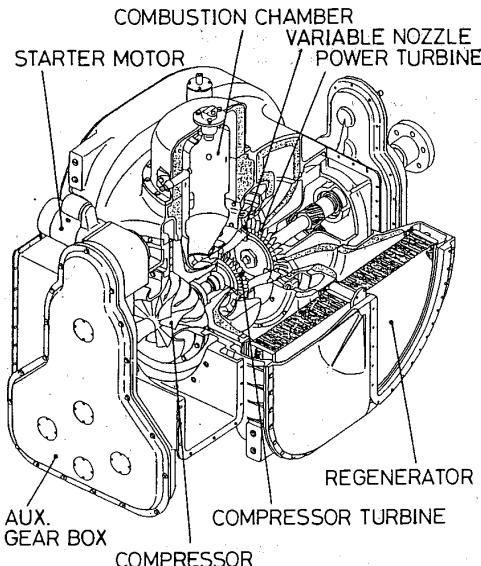


図1 エンジンの構成

2軸式を選ぶかは重要な項目である。先に開発した発電システム³⁾では2軸式を採用したが、それは次のような理由による。

- ① 急速始動が可能：2軸式は、始動時に慣性モーメントの小さいガス発生機部のみをまず急速に加速し多量の高温ガスでパワータービンを駆動することで1軸式では不可能な急速始動が可能である。このため停電時に早く非常用電力を供給する用途に適している。
- ② 大きな負荷投入が可能：1軸式ではある値以上の負荷が一度に投入され軸回転数が下がってしまうとTIT（タービン入口温度）が急上昇して運転中止に至る可能性があるが、2軸式ではエンジン容量内の負荷投入であれば必ず出力軸回転数は定格回転に復帰する。
- またバス用エンジンで使用した2軸可変案内翼（VN）付エンジンでは、
- ③ 良好的な部分負荷燃費：部分負荷時のTITを高く保て、エンジン熱効率の低下が小さい。

といった利点も有する。

しかし從来、本システムのように負荷の変動に対する周波数変動を極力小さく押さえる用途においては出力軸回りの慣性モーメントが大きい1軸式でないと難しいとされてきた。

そこで上述の2軸式の長所を生かしつつ、1軸式に匹敵する高い周波数制御性能が得られる可能性があると考え、以下の検討を行った。

表1 エンジン性能諸元

型 式	2軸再生式
圧縮機	遠心式（1段）
圧縮機タービン	軸流（1段）
パワータービン	軸流（1段：可変案内翼（VN）付）
ガス発生機回転数	40,000 r.p.m.（定格）
パワータービン回転数	26,500 r.p.m.
出力軸回転数	3,000 r.p.m.
熱交換器	回転蓄熱式（2基）
定格出力	300 PS
発電出力	150 kW

3. 周波数一定制御に関するポテンシャル評価

発電機とガスタービンエンジンの出力軸とが直接結合されているため、発電周波数とエンジン回転数とは一対一の関係を持つ。そのため今回の課題はエンジンにとって、負荷運転時にいかに優れた出力軸一定回転制御を行うかというものである。

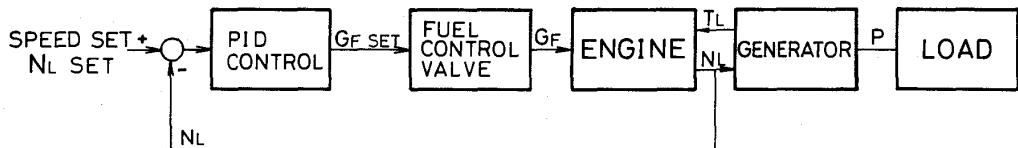
先の発電システム³⁾で採用した固定ノズルの2軸ガスタービンは負荷に応じてガスジェネレータ（GG: Gas Generator）軸回転数を加速もしくは減速して出力を制御するものであったが、このタイプはGG軸の加速に遅れを生ずるため極端に厳しい出力軸一定回転制御には不向きである。そこで2軸エンジンとして、より制御自由度の高い2軸VN付エンジンを選び、1軸式と応答性を比較した。

図2に1軸式の制御ブロック図を、図3に2軸式の制御ブロック図を示す。

2軸式において高い応答性を必要とされる出力軸回転数制御ループの制御入力としてはVNを選び、GG軸回転数は燃料流量によって定格回転数近く（95%）に一定制御する。この運転方法は2軸式として燃費の良い運転方法とは言えないが、まずポテンシャル評価用として、高速駆動が可能なVNにエンジンの出力レスポンスが強く依存する応答の良いモデルを想定した。

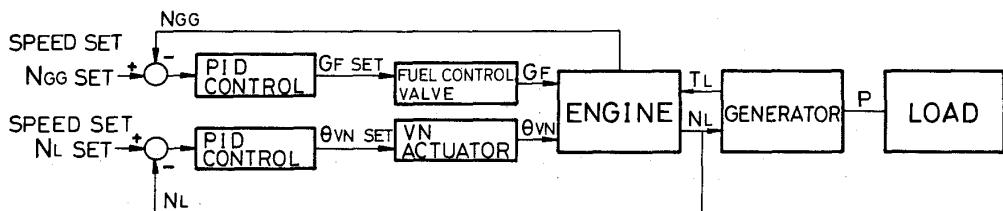
この評価を行う際に重要な点は、各形式の出力軸の慣性モーメントをどの程度に見積るかと、制御ゲインをどう選ぶかという問題である。

この300PSクラスのエンジンとして、2軸式は



NL SET: 目標出力軸回転数
 NL: 出力軸回転数
 GF SET: 燃料流量指示値
 GF: 燃料流量
 TL: 発電機駆動トルク
 P: 発電電力

図2 1軸式ガスタービンの制御ブロック図



NGG SET: 目標ガスジェネレータ軸回転数
 NGG: ガスジェネレータ軸回転数
 θVN SET: VN角度指示値
 θVN: VN角度

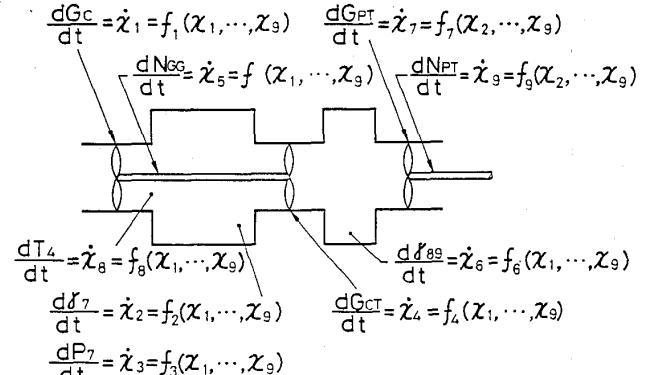
図3 2軸式ガスタービンの制御ブロック図

従来の実績値より約 $2.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 : 3,000 \text{ rpm}$ 軸換算 ($GD^2 = 8 \text{ kg}_f \cdot \text{m}^2$), 1軸式は典型的エンジンの形状より推定して約 $6.0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 : 3,000 \text{ rpm}$ 軸換算 ($GD^2 = 24 \text{ kg}_f \cdot \text{m}^2$) の出力軸回りの慣性モーメントを想定した。

制御ゲインに関しては、このクラスの1軸式エンジンの制御実績を持っていないため、従来実績を持つ2軸式エンジンで制御実験を行い、その結果から推定することとした。実際に2軸式エンジンで使用している制御ゲインが、どの程度のゲイン余裕と位相余裕を持っているかを評価し、それをもとに1軸式エンジンのコントローラを設計する。

図4にはゲイン余裕の算出に使用したエンジンのシミュレーションモデルを示す。2軸再生式エンジンを9次元のモデルで表わし、2入力の遅れはそれぞれ単体実験より求めた結果を（むだ時間+1次遅れ）で近似した。1軸式はパワータービン部及びその前の空間を省略した6次元のモデルを使用している。

図5, 6に2軸式エンジンで実際に使用した制御ゲインをいれて、定格点近傍のニコルス線図を書かせた結果を示す。これよりVNによる出力軸回転制御部はゲイン余裕が約8dB、位相余裕が約40度、燃料によるGG軸回転制御部はゲイン余裕が約7dB、位相余裕が約60度と無難なゲイン選定をしていることがわかる。



$\frac{dG_c}{dt} = \dot{\chi}_1 = f_1(\chi_1, \dots, \chi_9)$ $\frac{dG_{PT}}{dt} = \dot{\chi}_7 = f_7(\chi_2, \dots, \chi_9)$
 $\frac{dN_{GG}}{dt} = \dot{\chi}_5 = f_5(\chi_1, \dots, \chi_9)$ $\frac{dN_{PT}}{dt} = \dot{\chi}_9 = f_9(\chi_2, \dots, \chi_9)$
 $\frac{dT_4}{dt} = \dot{\chi}_8 = f_8(\chi_1, \dots, \chi_9)$ $\frac{dP_7}{dt} = \dot{\chi}_3 = f_3(\chi_1, \dots, \chi_9)$
 $\frac{d\theta_7}{dt} = \dot{\chi}_2 = f_2(\chi_1, \dots, \chi_9)$ $\frac{d\theta_{89}}{dt} = \dot{\chi}_6 = f_6(\chi_1, \dots, \chi_9)$

G_C: コンプレッサ流量 T₄: 热交換器空気出口温度
 G_{PT}: コンプレッサタービン流量 P₇: 燃焼器内の圧力
 G_{PT}: パワータービン流量 θ₈₉: インターステージダクト
 f₇: 燃焼器内のガス比重量 内のガス比重量
 NGG: ガスジェネレータ回転数 N_{PT}: パワータービン回転数

図4 エンジンのシミュレーションモデル

コントローラのPID制御ゲインを試行錯誤により変え、ニコルス線図上で図6と同じゲイン余裕及び位相余裕となるように1軸式ガスタービンのコントローラを設計した結果を図7に示す。

以上の検討で得られた制御ゲインを使って負荷投入のシミュレーション計算を行った。

1軸式ガスタービンは燃料流量変化に対するエンジン出力変化の定常ゲインが比較的一定であるが、2軸式ガスタービンのVN角度変化に対するエンジン出力変化の定常ゲインは非線形性が大きい。この特性を図8に示す。そこで本報ではVN

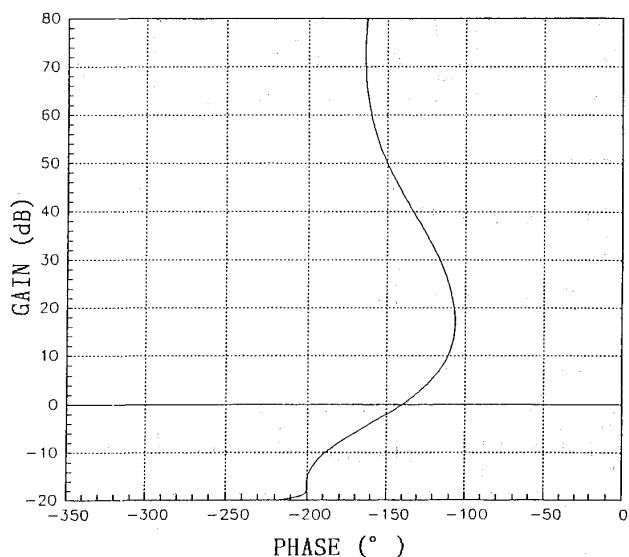


図5 VN角度-出力軸回転数制御系のNichols線図

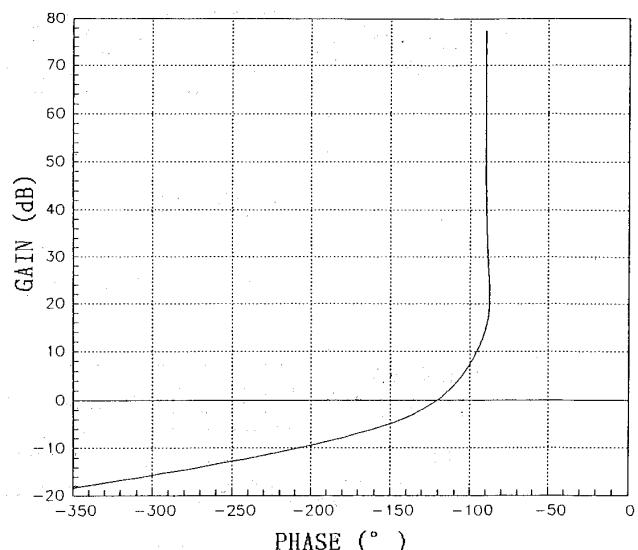


図7 1軸式GT回転数制御系のNichols線図

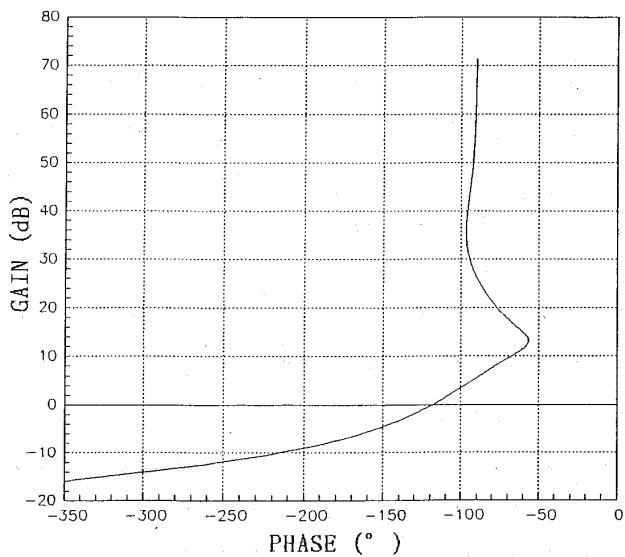


図6 燃料-ガスジェネレータ軸回転数制御系のNichols線図

系の制御ゲインを GG 回転数と VN 角度の関数として持ち、VN 角度増加側の制御ゲインを大きくしてこの非線形性を補正している。

図9に0-70%の負荷投入を想定した計算結果を示す。

今回のゲイン評価の際のモデル化は1軸、2軸とも出力軸回り(3,000 rpm 軸換算)の慣性モーメントが 15 kgm^2 の点で行った為、この点を大きく離れると制御ゲインの再検討を必要とする。そこで慣性モーメントの影響検討はこの点近傍にとどめた。

図より出力軸回りの慣性モーメントが 15 kgm^2

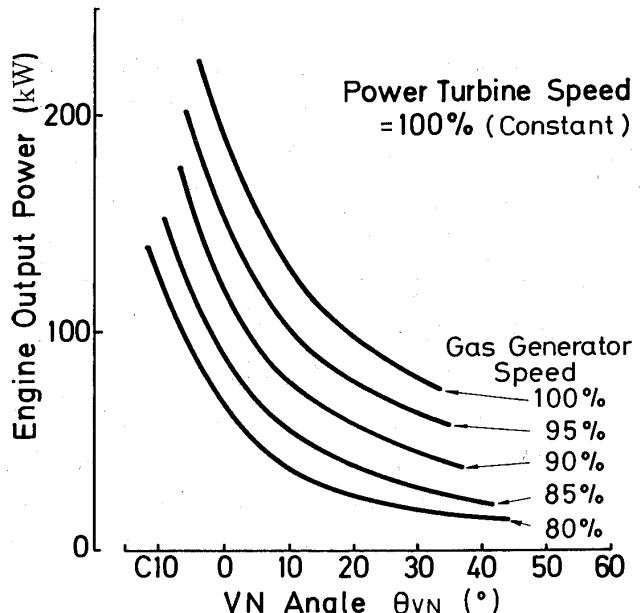


図8 2軸VN付エンジンの出力特性例

の所では1軸、2軸とも周波数変動は約0.8%に抑えられている。しかし1軸式はエンジン自体が持つ慣性モーメントが大きい分だけ発電機の慣性モーメントが小さくてすむ。2軸式で1軸式と同程度の発電機を付けたとすると図で外挿した結果は約0.9%の周波数変動だが、実際には制御ゲインを下げる必要がありこれ以上の変動となろう。

また2軸式に於て VN の速度に $200^\circ/\text{s}$, $500^\circ/\text{s}$ のリミッタをかけた際の変動を計算したが、あまり差がない。最高速度よりも制御ゲインを上げられないのが問題である。

定常時の回転変動を考慮すると、1軸、2軸と

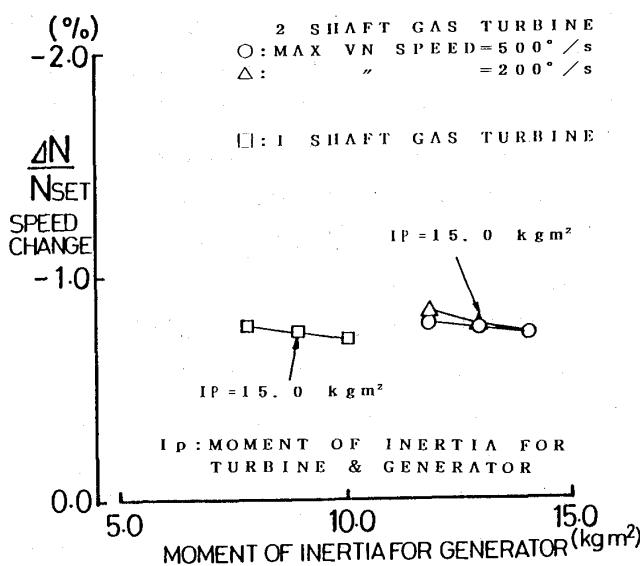


図 9 発電機の慣性モーメント量と周波数変動との関係（予測計算）

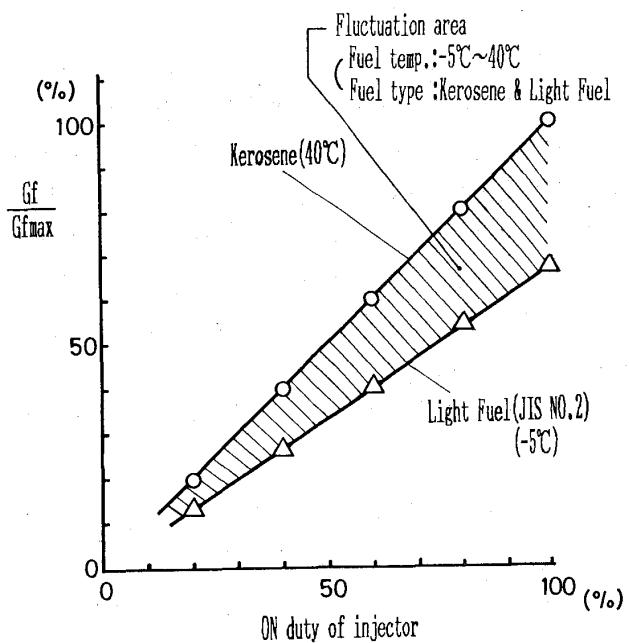


図 10 燃料弁開度指示に対する燃料流量の振れ幅

もさらに周波数変動を抑え込む必要がある。フィードバック制御だけでやるのであれば制御ゲインを上げるしかないが、前述の検討から現状のゲイン余裕はそう大きいわけではなく、これ以上のゲイン増加は発振などのトラブルを起こしかねない。

そこで次に制御系の応答性をさらに向上させるために、フィードフォワード制御を含む制御系を検討した。

発電機負荷の変化を高速でセンシングして、予めマップ化してある負荷に対応したエンジン入力の値をコントローラから出せれば、制御性能はさらに向上する。1軸式の場合には入力である燃料流量を負荷投入を検出して負荷に応じた量だけ噴射すればよく、2軸式の場合には目標 GG 回転数や VN 角度を変化させねばよい。

本エンジンで採用している燃料供給系は、燃料調整弁にパルス幅変調（PWM）方式のインジェ

クタを使用している。これは自動車用インジェクタを流用したもので、本方式は低コストで応答性に優れるため非常用ガスタービン発電装置³⁾に統いて今回も採用した。

本エンジンでは燃料として灯油と軽油（JIS 2号）を考えており、環境温度の変化も考慮した際のインジェクター同一 Duty に対する実燃料流量の振れ幅は図 10 の斜線部のようになる。

図のように、同一 Duty に対して約 30% 実燃料流量が変化する。このためこれを補正可能な応答性の良い燃料調整弁がないと正確なフィードフォワードはかけられない。

これに対して 2 軸式の場合は図 11 のような制御ブロック図が書け、回転数と角度という正確な計量が可能な制御量に対してフィードフォワードがかけられる。また GG 軸回転数も VN 角度も修正量としての処理が可能なため、コンプレッサ入

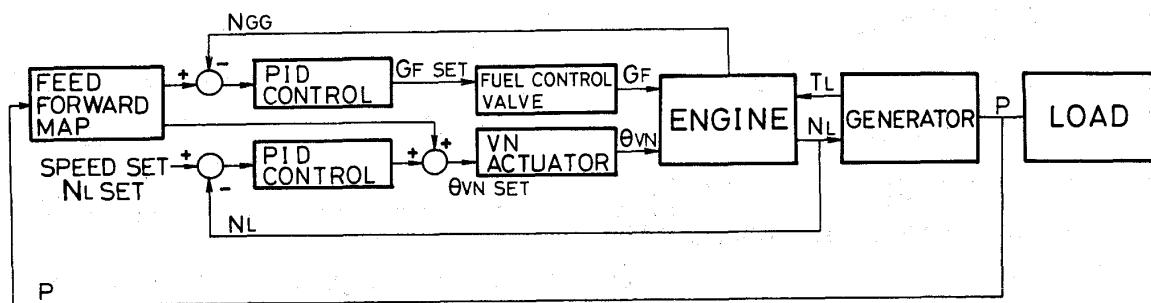


図 11 フィードフォワード制御を含む制御ブロック図

口状態に対しての補正も行える。

図12には図9の計算に用いた制御系にVN系のフィードフォワードを加えた場合の出力軸回転数とVNの挙動の差を示し、図13にはその際の周波数制御性能の改善効果を示す。図のように大幅な改善が可能で、この際にはVNの最大速度の影響が大きい。200°/sから300°/sへは改善効果が大きいが、400°/sから500°/sと高速になるとその改善効果は小さくなつて行く。

以上検討したように厳しい周波数制御性能を満

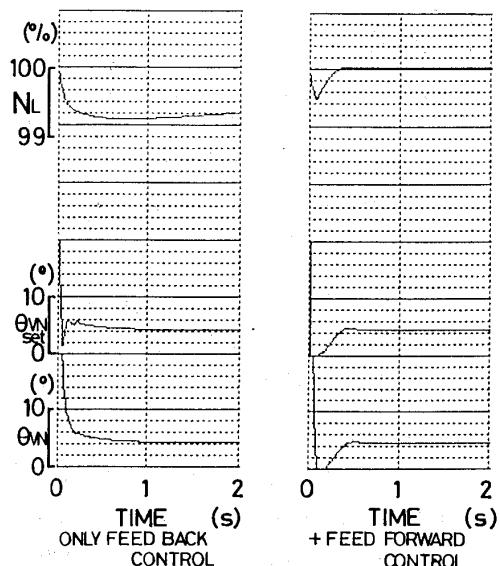


図12 2軸VN付GTにフィードフォワード制御を付加した際の挙動（予測計算）

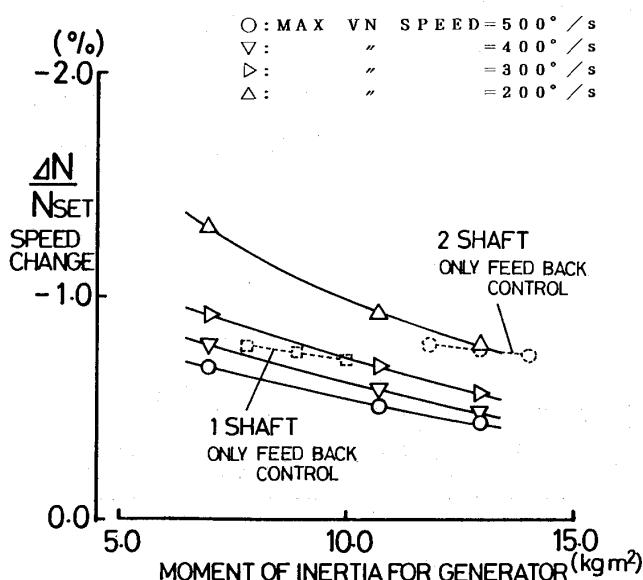


図13 2軸VN付GTにフィードフォワード制御を付加した際の改善効果（予測計算）

足するためには、慣性モーメントを大きくして制御ゲインも上げるか、負荷変化を高速で検出してフィードフォワード制御により対応するかしかないが、2軸VN式においては正確なフィードフォワードをかけられるため、発電機慣性モーメントをそう大きくせずとも優れた周波数制御を行えるポテンシャルを有する。

4. 燃費に関するポテンシャル評価

図14に1軸式ガスタービンと2軸VN付ガスタービン及び固定ノズルの2軸式ガスタービンとの燃費特性の差を示す。

図中の破線は1軸式の典型的燃費特性を示し、1点鎖線は固定ノズルの2軸式ガスタービンの典型的燃費特性を示す。図に示すように2軸VN付ガスタービンはVN角度を変えることで様々な運転点設定が可能である。

図より、前節で行ったようなGG軸回転数を定格回転数一定としてVN角度だけにより出力調整する制御方法は1軸式と比較しても燃費が悪いことがわかる。燃費を良くするためには部分負荷においてGG軸回転数をできるだけ下げる必要がある。しかしあまり下げすぎると制御性（即応性）は固定ノズルの2軸ガスタービンに近づいてしまう。そこには周波数制御性能と燃費性能を両立する領域が存在するはずである。

ここではエンジンのシミュレーションを用いて、アイドル燃費と0-70%投入時の周波数変動値とのトレードオフを明らかにする。制御系としては図11のタイプを用い、VN系に対するフィードフォワードだけでなく、負荷に対する目標GG回転数のマッピングも行っている。

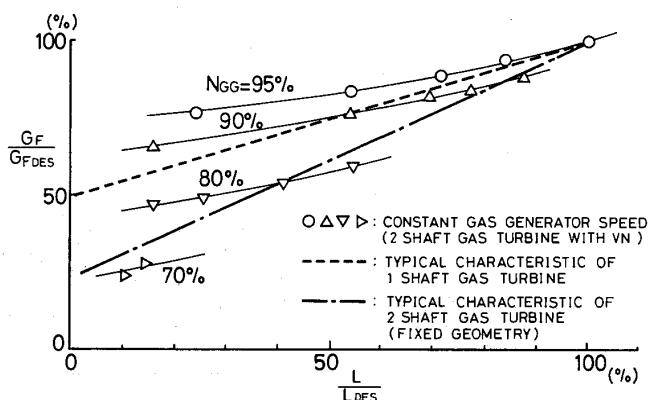


図14 1軸式GTと2軸VN付GTとの燃費特性の差

図15に計算結果を示す。本計算においては新開発されたVN系の応答をモデル化して用いている。

図のように本エンジンではGG軸回転数を80%弱まで下げたとしても制御性能の悪化は起こらない。このため本発電システムでは定格燃料流量の40%弱のアイドル燃料流量でも1%以下の周波数変動で運転が可能である。これは同じ熱交換器を有する再生式1軸エンジンと比較した場合に約20%少ないアイドル燃料流量である。

GG軸回転数を更に下げるとGG軸の加速の遅れが支配的となるため制御性は急激に悪化する。この領域ではエンジン加速時のTIT上限値が制御性能に大きく影響する。

本エンジンはバックワード付コンプレッサの採用により高い効率を確保しつつ十分なサージマージンも持っている。図15から標準状態ではサージよりも温度限界が先に来ることが判る。

また図には参考値として固定ノズルの2軸ガスタービンを想定した際の制御結果も示している。出力制御をNGGの制御のみで行っているため、アイドル時にはNGGは65%程度まで低下する。このためアイドル燃料流量は少なくてすむが、制御性能は落ちる。

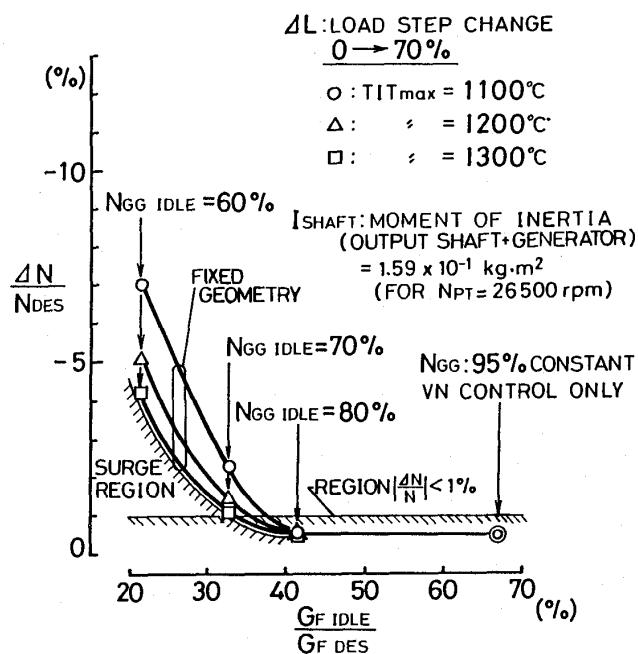


図15 アイドル燃費と周波数変動量との関係
(予測計算)

このように2軸VN付エンジンでは、(高い周波数制御性能+妥当な燃費)という組合せも、(優れたアイドル燃費と標準的周波数制御性能)という組合せも、同じ発電装置で状況に応じて選択可能である。

この3, 4節の検討結果より、今回目標とする厳しい周波数制御性能は、2軸式のメリットを出しながら十分達成が可能であると判断した。

5. 信号検出部およびアクチュエータの開発

以上のような検討の結果、本発電装置においてはその厳しい周波数性能を満足するために、高速な負荷変動の検出とエンジンの既応性とが要求される事が判った。そこで従来の検出部およびアクチュエータでは能力不足を生じたため次のような開発を行った。

5.1 信号検出部

閉ループ制御により出力軸回転数を精度良く制御するためにはまず回転数検出精度を十分に向上させておく必要がある。そのため従来は電磁ピックアップにより歯車の歯数を周波数計測していた回転数検出法を、今回歯車の回転周期計測法へと改め精度の向上を図った。この方式変更により定格3,000 rpmの出力軸回転数を0.1 rpm刻みで検出することが可能となった。

また負荷電力変化を直接検出しフィードフォードによって対応をとるためには、応答性の良い電力センサが必要とされる。通常の発電装置は電力検出用として電流センサを代用しているものが多いが、本発電装置は制御系の応答性が優れるため負荷力率が低い場合における瞬時の電力値と電流値とのずれが制御に悪影響を及ぼす可能性があり、ホール素子型の電力センサを用いた。

市販の電力センサはホール素子からの信号を平滑化するのとノイズ対策のために内部に何重ものフィルタが入っている。このためその応答時間(ステップ入力を入れた際に最終定常値±1%に納まる時間)は500 ms程度である。本制御仕様にとってこれでは遅すぎ、フィードフォードとしての役をあまりなさない。そこで本開発では、シミュレーション計算より必要応答時間を検討しその目標を20 ms以下とした。

ノイズによる問題が生じないぎりぎりの所まで

ローパスフィルタの周波数を高めていくと、応答時間そのものは目標値に達するがホール素子の不平衡分が発電周波数で出力信号にのってくる。その値は信号変化自体が5V程度のときに約6Vppとかなり大きい。その様子を図16(左図)に示す。

応答性を落とさずしかも精度良くこの不平衡分を平滑化するため今回は電源周波数の周期による積分処理を行った。この結果を図16(右図)に示す。これによって高速でしかも安定した信号処理が可能となり、目標を満足することができた。

5.2 アクチュエータ

これまで述べたように、検出した負荷変動に対してエンジンが迅速に応答するためには燃料系およびVN駆動系のレスポンス向上が必須である。

燃料系は前述のようにPWM方式のインジェクタを使用した。

VN系については前述のシミュレーション計算により必要な応答性(500°/s以上)を予め求め、それを目標として主として油圧回路の変更を行った。油圧回路は従来よりも駆動油圧を高めるとともに配管の低圧力損失化、流量制御弁の大流量化を行った。図17に今回開発したVN系の応答性を示す。

6. 実験結果

図18に本発電装置のシステム図を示す。発電装置のコントローラは、ガスタービンエンジンの制御を主として行う部分と、発電機の制御を行う部分の2個のモジュールからなる。負荷投入遮断の実験はこのシステムをベンチ内に組み、別室の実験用負荷と結合して行った。

図19には負荷投入遮断実験時の主要な値の時間変化を示す。

本実験はアイドル時のガスジェネレータ回転数(NGG)を80%に設定したものである。

負荷投入時(左側)においては、負荷検出をセンサが敏速に行いそれに対応してVNが急激に閉り(図中C 8°は設計開度に対し8°閉め側を示す。),同時にNGGが加速を始めるのが判る。ただしこの負荷領域においてはエンジンレスポンスの主体はVNであり、NGGの加速前に出力軸回転数は復帰し始めている。

負荷遮断時(右側)においても同様であり、負

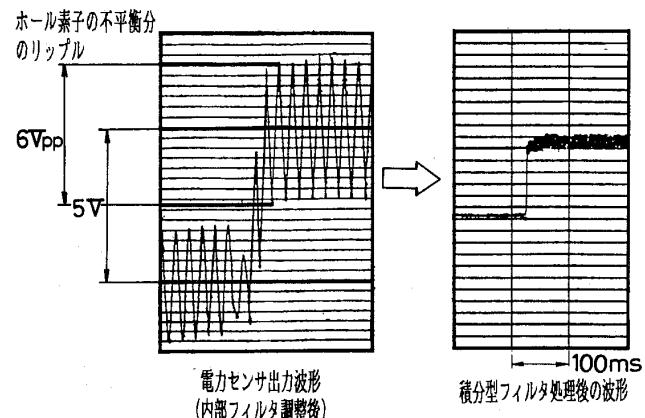


図16 電力センサの高速化

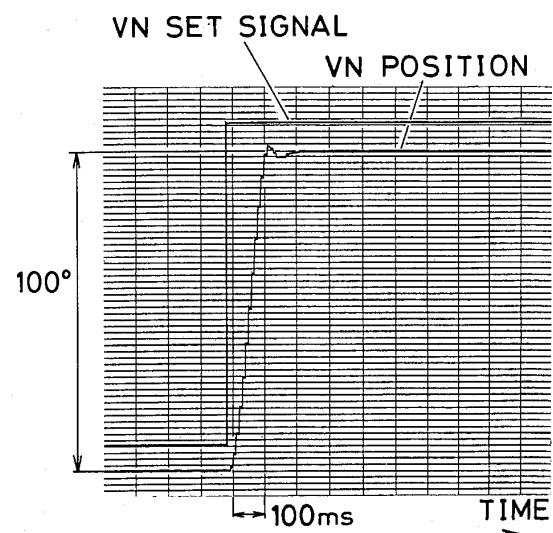


図17 高速型可変翼(VN)の応答性

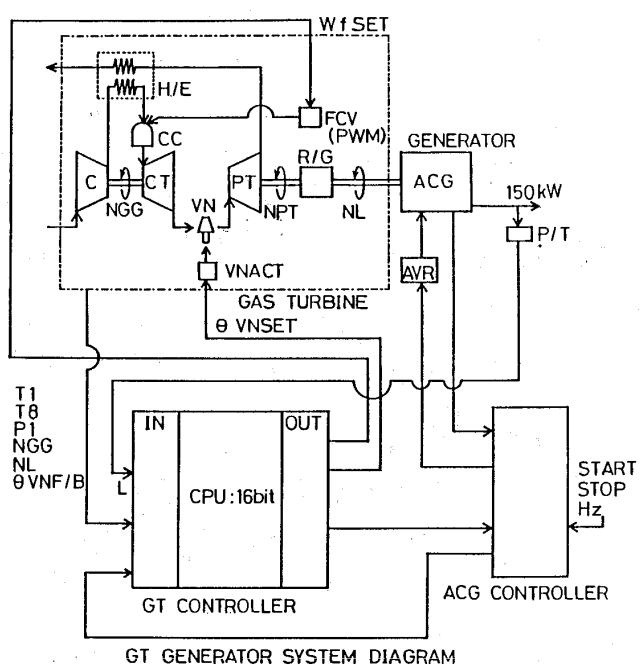


図18 発電装置のシステム図

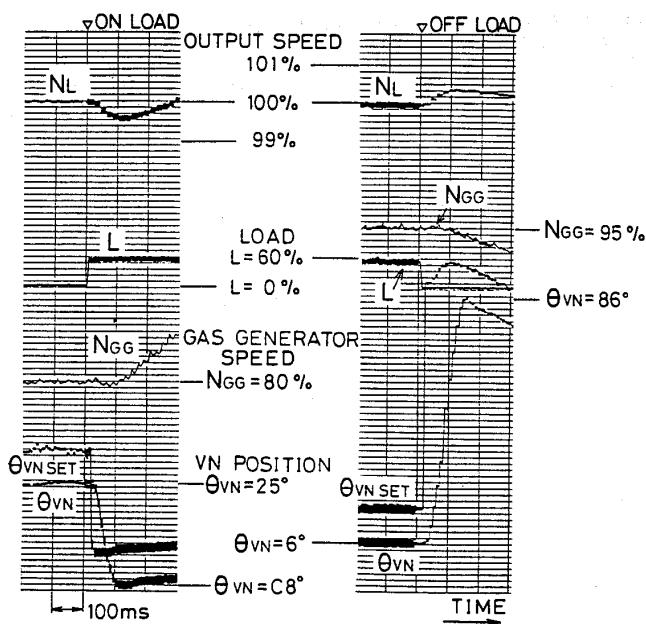


図 19 負荷投入遮断実験結果 (0 - 60 %)

荷遮断の検出を行った直後に VN が設定開度まで大きく開くと、出力軸回転数のオーバーシュートは復帰に向かう。その間 NGG は緩やかに回転を下げ、それに追従する形で VN 角度も閉まって行く。

図 20 には、負荷投入遮断の実験結果と、シミュレーションによる投入時の変動予測結果とを示す。

図のように実験値はシミュレーションと良く対応しており、期待通りの性能が得られている。

本エンジンの良好な制御性能を確保する上で VN 系の耐久性は極めて重要な点である^{4,5)}。この耐久性を確保するために、高温ガス周辺の可動部における最適なクリアランスの選定、摺動部における溶射材の適用、使用材料の最適化などを行って耐久性を確保するとともに、アクチュエータ本体の耐久性向上も図った。これらの対策を行った VN 系に対して、エンジン定格 TIT における 10^6 回の摺動耐久実験を既に終了しており、摺動部の異常摩耗や位置検出用のポテンショの異常といったトラブルは全く見られなかった。

7. まとめ

以上のような検討を行い、以下の知見を得た。

- 2 軸 VN 式ガスタービンは、高い周波数制御性能のポテンシャルを有する。その理由は VN

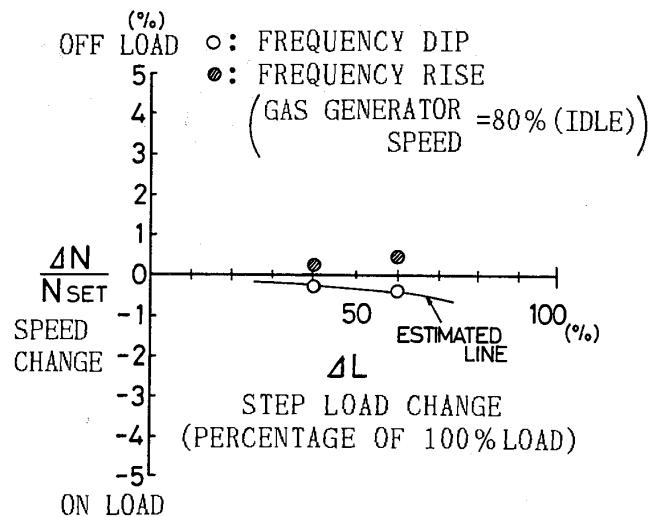


図 20 負荷投入遮断時の周波数変動

角度やガスジェネレタ回転数という正確に検出可能な値に対して、フィードフォワード制御を有効に利用可能なためである。

- フィードフォワード制御を有効に行うために、負荷検出とアクチュエータ応答性の高速化を実施した。負荷検出は 20 ms 以下を、VN 最高速度は十分な耐久性を維持しつつ 500°/s 以上を達成できた。
- 2 軸 VN 式では制御性能を犠牲にせずに、部分負荷の燃費低減が可能である。0 - 70 % の負荷投入で 1 % 以下の変動を考えると、本システムでは定格燃料流量の 40 % 弱のアイドル燃料流量に設定しても、制御性能は落ちない。

参考文献

- 糸井：コンピュータセンター用非常用ガスタービン、日本ガスタービン学会誌、Vol. 14, No. 53, pp 26 - 33, 1986/6.
- 伊藤、他：自動車用ガスタービンエンジン制御装置の開発、日本ガスタービン会議講演論文集, pp 167 - 172, 1974/6.
- 小林、他：非常用ガスタービン発電装置の開発、日産技報、第 18 号別冊, pp 142 - 154, 1982/12.
- R. G. Cadwell et al : The ford turbine-An engine designed to compete with the diesel, SAE 720168
- D. L. Carriere et al : Variable power turbine nozzle system mechanical development, ASME 77 - GT-105



非圧縮流から超音速流までの翼列振動時 翼間空力干渉及びフラッタ特性に関する研究

(東京大学工学部) 花 村 庸 和 治
(") 山 口 孝 夫
(拓殖大学工学部) 平 野 典
(岩 崎 学 園) 鈴 富

Abstract

The effects of compressibility and shock wave on the interblade interactions during vibration and on the flutter characteristics of the cascaded blades row are studied based on the experimental data obtained by using a water tunnel for incompressible case and a freon gas wind tunnel for compressible case with adopting an "one blade oscillation method" for high turning turbine cascade.

The unsteady aerodynamic coefficients for interblade interaction are useful for the flutter problem not only of the uniform cascade but also of the general nonuniform cascade. There are shown a simple method for solving flutter determinant for a general cascade with nonuniform natural elastic compliances, and some examples calculated using the obtained experimental data for an improvement of flutter characteristics by making the natural elastic compliances of blades in cascade actively nonuniform.

1. 序 論

翼列フラッタ研究はその重要性から歴史は古いが、従来は主としてその翼列に固有な危険風速や振動モードを求めるために主眼がおかれていた。理論計算では、全翼均一な仮定の基に全翼振動時の非定常空気力を求める方が定常の場合と同様周期境界条件を用いて計算がかえって容易になるが、実験では特に高速、高振動数の場合、必ずしも

も得策とは言えない。そこで著者らは、全翼が均一翼間位相差 β で振動している時の非定常空気力を各翼の振動振幅が小さいという仮定の基で各翼の振幅に関して次式(1)のように線形分離すなわち β に関してフーリエ展開した時の翼間空力干渉係数とでも言うべきものを探ることにした。

$$C_{\beta} = C_0 + C_{+1} e^{-j\beta} + C_{+2} e^{-2j\beta} + \dots + C_{-1} e^{j\beta} + C_{-2} e^{2j\beta} + \dots \quad \dots \quad (1)$$

上式の C_β は、全翼が同一振幅、同一翼間位相差 β で振動しているときの、また右辺は図 1 の 0 番翼を振動させた時単位振幅当たり、0, +1, +2 …… -1, -2 …… 番翼に誘起される無次元化した非定常空気力である（非定常力は $\rho U^2 c l \alpha / 2$ で、モーメントは $\rho U^2 c^2 l \alpha / 2$ で無次元化している。ただし α ：振動振幅、 U ：翼列出口流速、 ρ ：流体密度、 c ：翼弦長、 l ：翼スパン）。(1) 式右辺の係数が求まれば、均一な翼列のフラッタ速度はもちろん、翼列振動時の翼間空力干渉の仕方を解明することができる。またこれら係数は、一般の固有振動特性の一様でない翼列

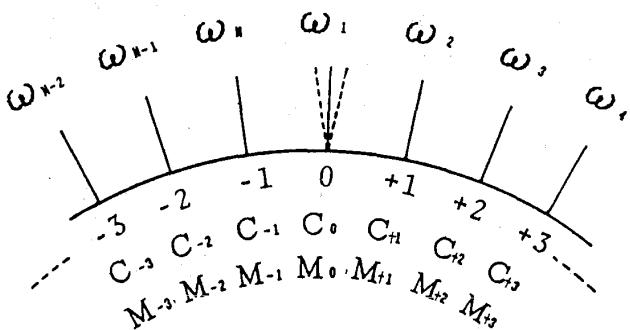


図1 一般翼列モデル

のフラッタ速度や、積極的翼列不均一化によるフラッタ特性改善策の検討等にも不可欠なものであり、その資料が実機に即したものであればあるほど利用価値も高いと言うことになる。そこで今回は二次元という制約はあるが、翼型は図2に示すように実機に用いられている高転向角タービンのものを採用し、表1のような翼列条件で実験を行った。

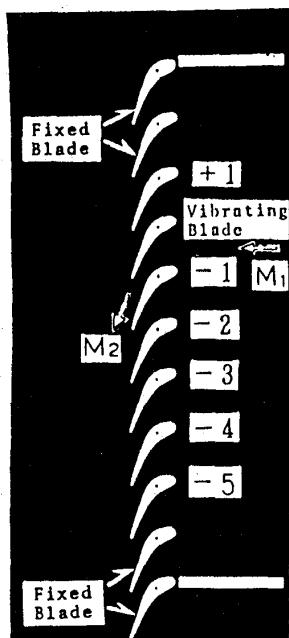


図2 高転向角タービン翼列

表1 翼列諸元

Straight back type blade	
Blade chord	55.6 (mm)
Cascade pitch	40.0 (mm)
Stagger angle	54.0°
Inlet angle	0.0°
$\cos(\text{throat/pitch})$	74.2°
Tail thickness	1.0 (mm)
Number of blade	11

2. 実験設備及び方法

実験は回流水路⁽¹⁾とフロン風洞⁽²⁾を用いて行ったが、水を用いるのはマッハ数が低くなるとガスでは流体力が小さく精度が得られないためである。またフロンガスを用いるのは圧縮性の影響を調べるために密度の高いフロンガスは音速が低く、同じマッハ数 ($M = U / a$, U : 出口流速, a : 音速 = $\sqrt{\gamma p / \rho}$, ρ : 流体密度, γ : 気体定数, p : 圧力) を空気よりも低い流速で達成でき、

従って無次元振動数を同じくする場合、空気より低い加振振動数で済むと言う利点がある。

図3は回流水路に用いた全翼振動用加振機構である。今回はこのうちの種々な位置の翼一枚だけを加振し、中央の測定翼に誘起される非定常力を測定した。水の場合動粘性係数が低く、Re数 (1.4×10^5) に対し流速が低く、従って低い振動数で高い無次元振動数 ($k = c \omega / U$, ω : 円振動数) を達成でき、振動時の翼の慣性力に対し、十分大きな非定常力が得られる。一方圧縮性領域ではガスを用いるためマッハ数に対する流速が高く、同じ無次元振動数を得るのに高い振動数が必要で翼の慣性力が流体力に比べてはるかに大きくなる。このため図4のように加振機の両側に同じ翼を一方は風洞中に、他方は真空容器中にセットし、両翼同時に加振してその出力を反位相で重ね合わせ慣性力を十分相殺した状態で非定常流体力

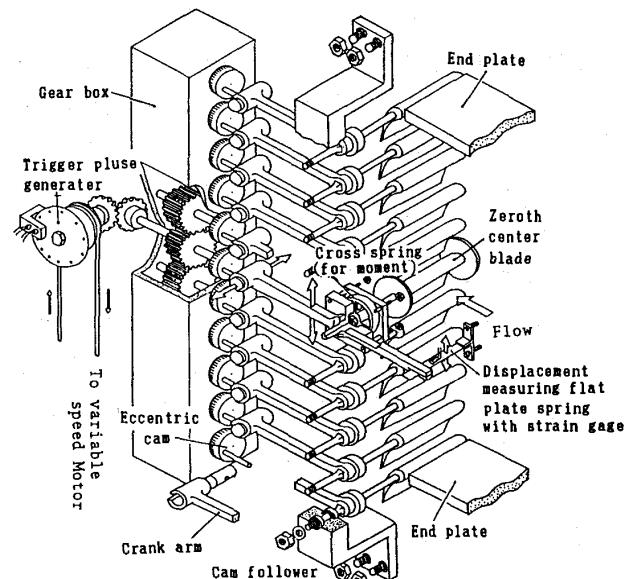


図3 回流水路用翼列加振機構

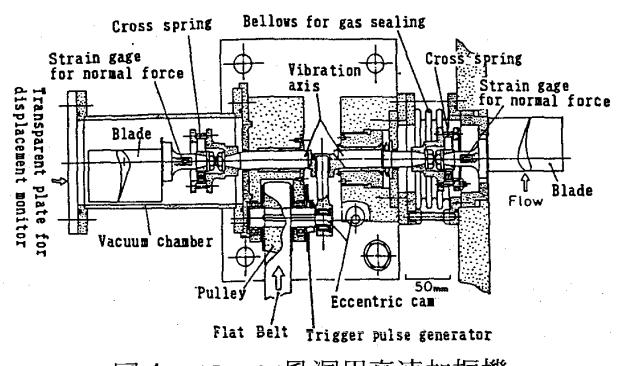


図4 フロン風洞用高速加振機

を測定する。図5は軽量化のため一部肉抜きしてバルサを充填した振動翼と、モーメント測定用十字バネ及び法線力測定用ストレインゲージの位置を示す。

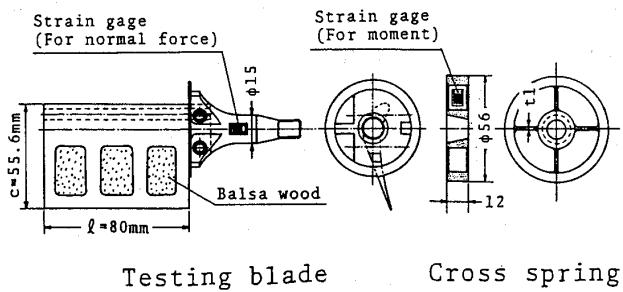


図5 軽量化した振動翼及び十字バネ

3. 実験結果

まず図6～8にマッハ数による定常圧力分布及びシュリーレン写真を示す。加振実験は、非圧縮流から図8のような後縁衝撃波が隣接翼背面で強く反射する超音速流までマッハ数を変えて行った。図2に示す振動翼一枚だけを24%弦長点まわりに振幅3°で、ねじり振動させ、その時各翼に誘起される非定常法線力及びモーメントを測定した。以下に諸要素に対するマッハ数の影響について述べる。

3.1 翼間空力干渉の強さ

ある翼の振動が他の翼にどのような影響を及ぼすかを無次元振動数 $k = 0.2$ を例にとってその大きさ及び0番振動翼の変位に対する位相差を示したのが、図9-1～4である。

まず、法線力 C_N (点線) については、一般に0番振動翼のそれが最も大きく、隣接翼については上流側よりも下流側に位置する翼の方が大きい。下流側でもマッハ数0.9ぐらいまでは-1番翼はかなり大きい値が出るがそれ以上離れると急激に小さくなる。上流側は+1番翼でも余り大きくなないが、マッハ数0.9以上になると超音速領域が翼間に現れ、擾乱が伝播しなくなるためほとんど変動力が現われていない。マッハ数が上がって図8のように衝撃波が強く隣接翼で反射するようになると他の三例とはだいぶ異なった様相を呈する。上流側の翼に影響が及ばないのはもちろんであるが、下流側翼は-1番翼のみならず測定翼中最も離れている-5番翼においても十分測定可能な変

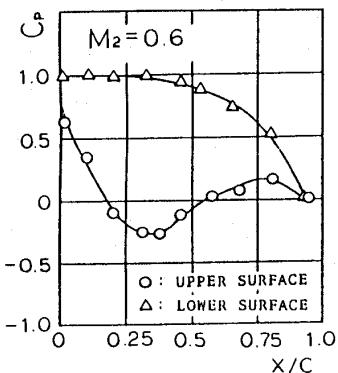


図6 定常圧力分布及びシュリーレン写真
($M_2 = 0.6$)

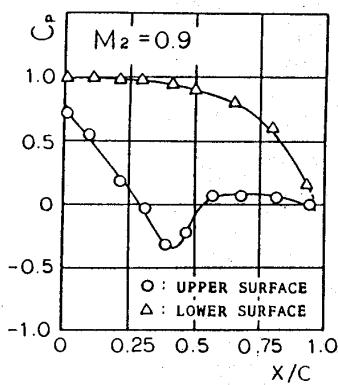


図7 定常圧力分布及びシュリーレン写真
($M_2 = 0.9$)

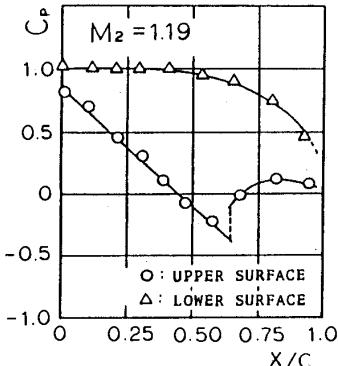


図8 定常圧力分布及びシュリーレン写真
($M_2 = 1.19$)

動力が誘起されている。これは明らかに強い反射衝撃波の影響でこれについては後の3.2項で述べる。

一方非定常モーメントについては、0番振動翼では後縁近くの方が変位が大きく、その非定常圧力分布も翼後縁近くが大きくモーメントも大きい。しかし隣接翼に付いてはマッハ数0.0及び0.6で

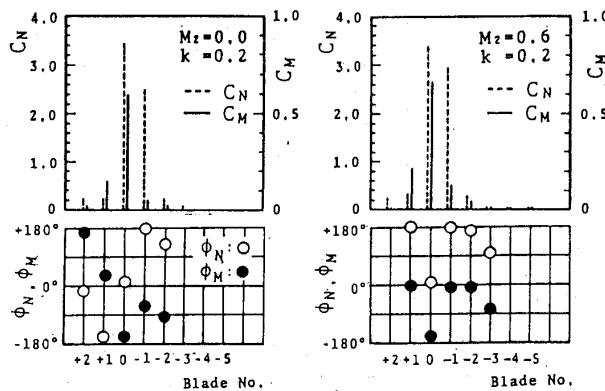
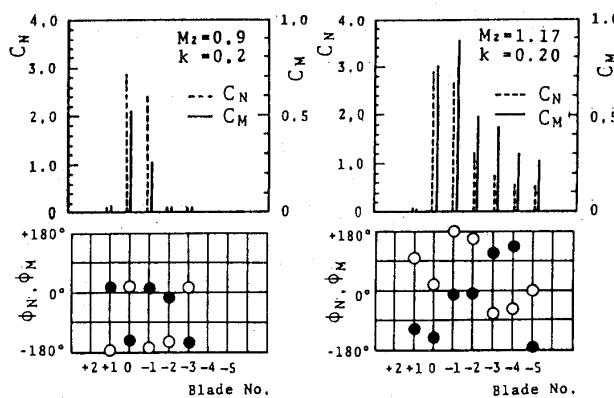
図 9-1 $M_2 = 0.0$ 図 9-2 $M_2 = 0.6$ 図 9-3 $M_2 = 0.9$ 図 9-4 $M_2 = 1.17$

図 9 各翼の非定常法線力およびモーメントの振幅と位相差

は本例のように k が余り大きくなき場合、法線力分布の中心は定常の場合と同じくねじり中心近くにありモーメントは非常に小さく、必ずしも法線力の大きさと一致しない。マッハ数が 0.9 ぐらいうになると弱いながらも振動翼後縁からの衝撃波が下流側隣接翼に達するが、その影響は -1 番翼のモーメントをやや大きくするに止まっている。しかしマッハ数が 1.17 とさらに大きくなると C_N の場合と同じく C_M も $M_2 = 0.9$ 以下の場合と大きく異なり下流側 -5 番翼でもかなりの値が現れ、特に下流側 -1 番翼のそれは 0 番振動翼のそれよりも大きくなっている。

次に各翼の C_N , C_M の 0 番振動翼に対する位相差 ϕ_N , ϕ_M をみると、ほぼ反位相になっている。これは法線力分布の作用中心がねじり中心より後縁よりにあることを示している。

3.2 反射衝撃波の影響

図 9-4 にみられるように、反射衝撃波が発生

するほどにマッハ数が高くなるとある翼の振動の隣接翼への影響の仕方が急変するが、これは後縁から出た衝撃波が下流側隣接翼背面で強く反射し、翼振動に伴いこの衝撃波及び反射点が移動することに起因すると考えられる。翼列中の全翼が同時に振動している時の衝撃波の移動による影響は振幅が小さいと言う仮定の基に次のように二つの要素に分けて考えることができる。一つは振動に伴い衝撃波自体が動き、それを受けける翼の背面は静止している場合と、他方は衝撃波自体は静止していてそれを受ける背面が振動している場合で、前者は図 9-4 の -1 番翼のそれに相当し、後者は 0 番翼のそれに相当する。0 番翼の場合は衝撃波のない場合でもかなり非定常力やモーメントが出ており、衝撃波による増加分と言う点で見ると -1 番翼の方がはるかに大きい。すなわち衝撃波そのものの動きあるいはその反射点の動きの方が、背面の動きよりも非定常力の増大に寄与する割合はより大きいと言える。そしてこのような衝撃波を介しての翼間干渉はその位相差に自由度をもつため時には翼列としての振動に大きな励振エネルギーをもたらし、翼列フラッタの重要な一因になる。なお、-2 番翼以降では各翼自体もその上の翼も静止しているにも拘らず大きな非定常力が誘起されている。ここで $M_2 = 0.9$ の場合 -2 番翼以降の非定常力が大きくなきことから、 $M_2 \geq 1.0$ の -2 番以降での非定常力の急激な増加は、通常の伝播に加えて強い反射衝撃波を介しての伝播を抜きにしては説明し難い。しかし、本実験ではこの問題に関して -2 番翼以降の背面で衝撃波反射点が移動しているかどうかは確認されていない。この非定常力の -2 番翼以降への伝播機構の詳細な解明は、翼面非定常圧力分布の衝撃波近傍での細かな測定を要し、今後に問題を残している。

3.3 非定常力分布の変化

図 10 は、0 番振動翼とその影響を最も強く受け -1 番翼についてマッハ数による法線力 C_N 及びモーメント C_M の変化を示したものだが、両翼の法線力及び 0 番翼のモーメントは余り顕著な変化を示さないのに対し、-1 番翼のモーメントは反射衝撃波の強くなり始める $M_2 = 1.0$ あたりから急増しているのが特徴的である。これは両翼の

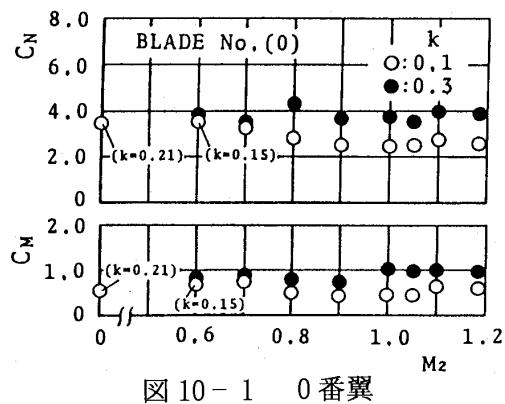


図 10-1 0番翼

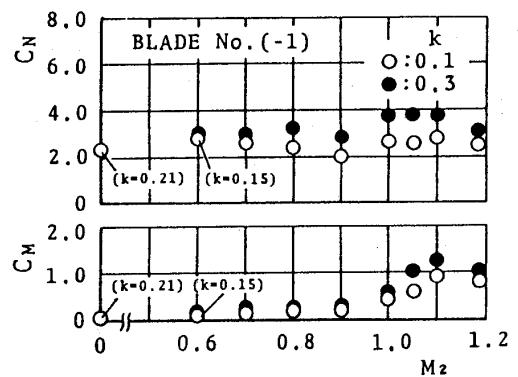


図 10-2 -1番翼

図 10 非定常法線力及びモーメントのマッハ数による変化

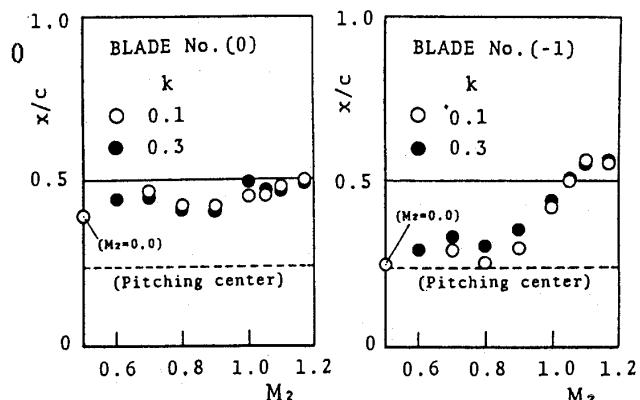


図 11-1 0番翼

図 11-2 -1番翼

図 11 非定常法線力作用点

法線力分布の違いによるものでこれを示したのが図 11 である。 k が小さい場合定常の場合と同じくモーメントの法線力に対する比から大略法線力の作用中心と振り軸との距離が求まる。-1番翼のモーメントの変化と法線力中心の変化は大略符合しており、その原因は反射衝撃波の移動に起因することは容易に推定できる。

準定常的に考えると、0番翼の頭上げ運動によ

りー1番翼の衝撃波反射点は前方に動き高背圧部分が拡大し結果的に頭上げモーメントの増大をもたらす。この場合衝撃波反射点がねじり中心より離れているため大きな非定常モーメントを生ずる。実際には翼の動きとモーメントの増大には位相差があり、それは図 12 のように、マッハ数が近く($M_2 = 0.9$ と 1.17)衝撃波の有る場合とない場合のモーメントベクトルの差を取り大略推定できる。この位相差は無次元振動数が増すと大きくなる。

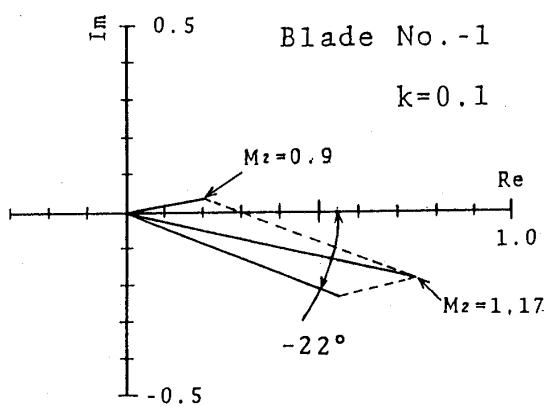


図 12 0番翼位変に対する-1番翼モーメントの位相遅れ

3.4 非定常力測定翼枚数の問題

ある翼の振動がどの程度離れた翼まで影響するかと言うことは非定常力の測定において、特に翼枚数に限りがある直線翼列での実験においては重要なことである。図 9 から分かるように非圧縮流あるいは低マッハ数では振動翼の影響は両隣接翼より離れると急激に小さくなる。しかしマッハ数が上がると翼間流路に超音速域が現れ振動による擾乱は上流側に位置する翼には伝わらなくなる。一方下流側では $M_2 = 0.9$ 以下では衝撃波が立ってもまだ弱く、-2番以降の翼にはまだ大きな非定常力は誘起されていないが、これ以上マッハ数が上がり、衝撃波が隣接翼背面で強く反射するようになると、-5番翼でも十分測定可能な大きさの非定常力が誘起されるようになる。従って直線翼列による非定常力測定実験では、特にマッハ数の高い場合は、一翼振動法では振動翼をできるだけ上方に位置させ下流側の測定翼枚数を多くとる必要がある。この場合どれくらいの枚数を測定すればよいのかと言うと、遠くの翼ほど翼列全体と

しての減衰特性への寄与率は低くなることもあって、6～7枚も測れば減衰特性の把握には十分であろう。この問題は全翼振動法でも同じで全振動翼中の測定翼をできるだけ下流側に置き、できるだけ上方に位置する翼の影響まで取り入れるように配慮する必要がある。

4. 均一翼列のフラッタ

4.1 フラッタ特性の翼間位相差による変化

前項の各翼に誘起される C_N , C_M を(1)式に従って合成すると均一翼列の全翼が同時に同振幅、同翼間位相差 β で振動している時の非定常法線力 C_N 及びモーメント C_M が求まる。例として $M_2 = 0$ の場合の C_M の合成結果を無次元振動数 $k = 0.21, 0.86$ についてベクトルで示したのが図13で、各位相差に対するベクトルの横軸 (Re: 実部) への写影 $C_M \cos \phi_M$ は振動変位に同相成分で空力剛性を表し、縦軸 (Im: 虚部) への写影 $C_M \sin \phi_M$ は空力減衰を示し、これが正なら負減衰、すなわち振動は流体よりエネルギー E を供給され励振されることになる。本実験では翼変位を基準にしているため、 $Im = -E$ の関係にある。なお図中矢印のついたベクトルは0番振動翼自体のもので、これは常に正減衰であり、翼列中一枚だけのフラッタの生じないことを意味しており、このベクトルと各位相差に対する合成ベクトルとの差ベクトルが、他の隣接翼の干渉による誘起モーメントを表す。

図14に $C_{N\beta}$, $C_{M\beta}$ の実数部、虚数部の翼間位相差 β に対する変化を示す。 $C_{M\beta}$ の図中鎖線が前

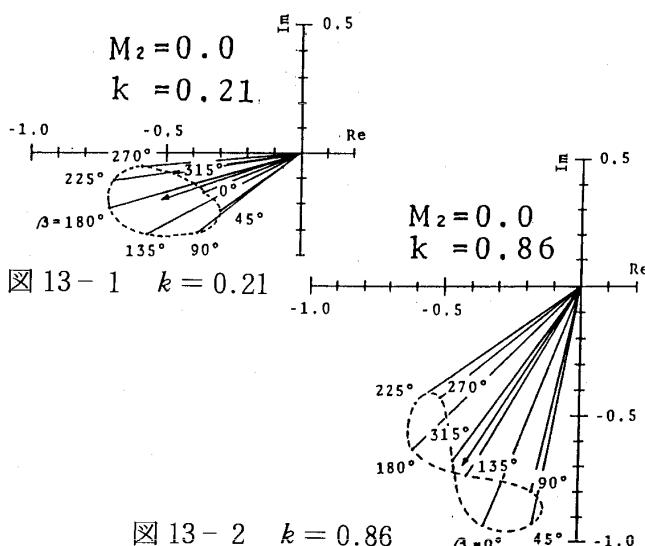


図13 非定常モーメントの合成ベクトル

述の0番振動翼自体の励振エネルギーを表し、これと翼列としての励振エネルギーを示す点線との差が他の翼の干渉によるもので、それは翼間位相差 β に依存する。この図に示した $M_2 = 0$ の例では全ての翼間位相差に対して正減衰であり、この正減衰の値は無次元振動数 k を増すと増大するが、これは0番振動翼自体の正減衰が k の増大とともに大きくなることによる。以下、 $C_{N\beta}$, $C_{M\beta}$ がマッハ数の増大に対してどう変化するかを、図13に相当するベクトル図は省略して、図14に相当する β に対する実部、虚部の変化で示す。図15は、マッハ数 $M_2 = 0.6$ に対する結果で、 k の小さいところではモーメントの減衰力が0に近くなるところもあるがまだ負減衰にはなっていない。 k が大きくなると減衰力は大きくなる。この場合は大体 $M_2 = 0$ の場合と同じでまだ圧縮性の影響はほとんど現われていない。

図16は、マッハ数を上げて $M_2 = 0.9$ とした場合で弱い衝撃波も出て（図7）-1番翼の誘起モーメントも大きくなり（図9-3）、 k の小さいところでは僅かではあるが負減衰となっている。しかし、これも k を僅か増すと全ての翼間位相差に対して正減衰になってしまふ。まだ圧縮性の影響は顕著ではない。

マッハ数をさらに上げて衝撃波が強く隣接翼背面で反射するようになると、図9-4に見られるように-5番翼でもかなりの誘起力が出ている。これまでの例では両隣の翼の干渉が主で、すなわち式(1)の C_β は第一高調波まででほとんど決まっているのに対し、このような高いマッハ数の場合は高調波成分を含んで翼間位相差 β に対する変化も複雑なものとなる。図14に示すように k の小さいところでは励振エネルギーが大きな負減衰を示し、 k を少々増しても余り小さくならない。

4.2 翼列励振エネルギーのマッハ数による変化

図18は、マッハ数に対する均一翼列振動時の励振エネルギーの最大値を示している。マッハ数0の時の値は左縦軸に示して有る。水の実験では最低振動数に限界があり、 $k = 0.21$ と 0.43 の値が示して有る。マッハ数 0.9 以下ではマッハ数による変化は小さく、 k の小さいところで僅かに励振となるが、 k が増すと正減衰となる。しかしマッハ数が 1.0 を越えるあたりから衝撃波も強くなりこ

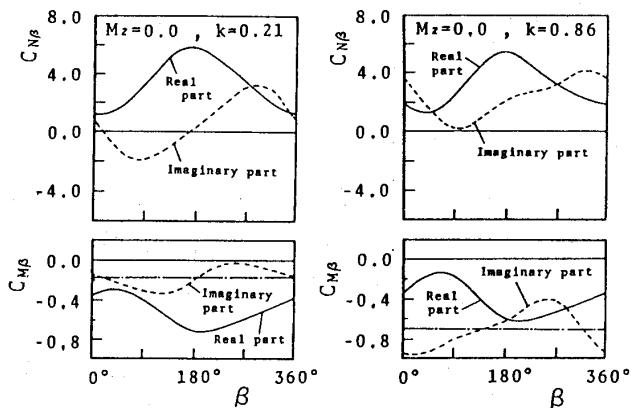


図14 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2 = 0.0$)

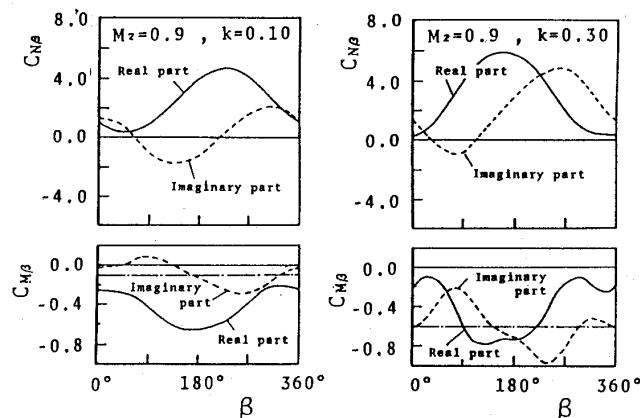


図16 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2 = 0.9$)

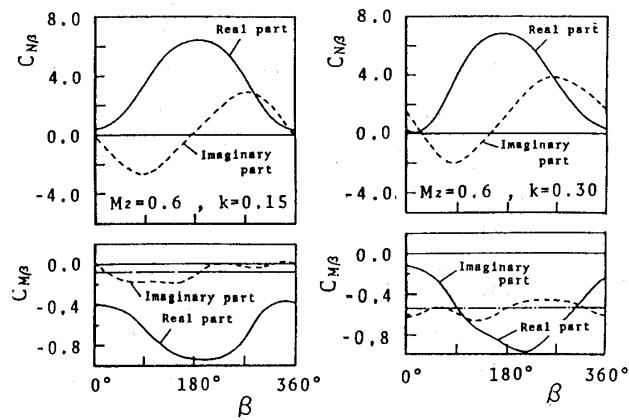


図15 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2 = 0.6$)

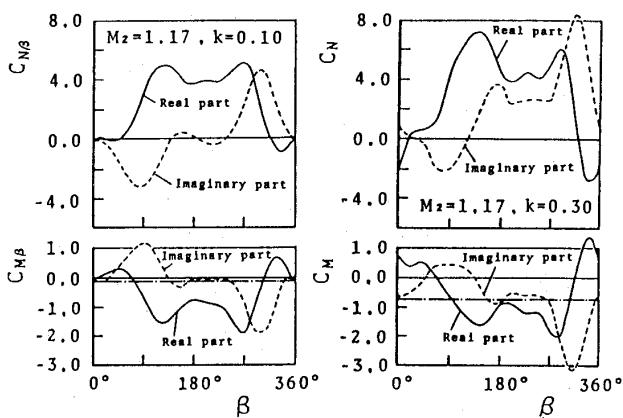


図17 非定常法線力及びモーメントの翼間位相差に対する変化 ($M_2 = 1.17$)

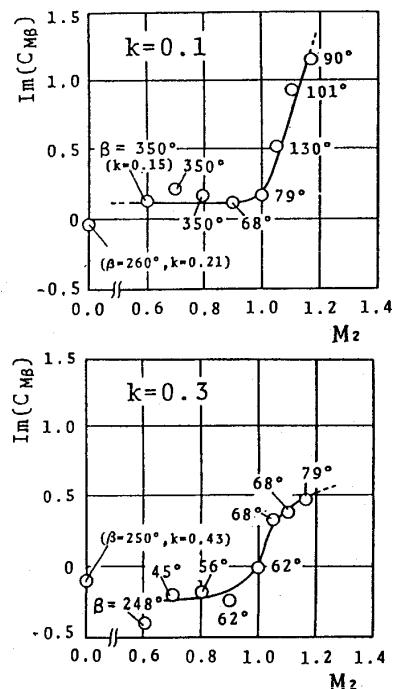


図18 励振エネルギーのマッハ数による変化

れに伴い励振エネルギーも急増して、 k の大きい場合でも依然として負減衰となっている。これは3.2項でのべたように強い反射衝撃波の影響によるものと思われる。図中に示すパラメータは、最大励振エネルギーを与える危険翼間位相差である。

5. 不均一翼列のフラッタ

5.1 フラッタ方程式の一解法

一般の翼列は各翼の固有振動特性は必ずしも一様でなく多少のばらつきをもっている。今図1のような各翼が独自の固有振動特性をもつ翼列の振動方程式を立てると次式(2)のようになる。

$$\begin{aligned}
 I_1 \alpha_1 + K_1 \alpha_1 &= \alpha_1 M_0 + \alpha_2 M_{-1} + \dots + \alpha_{N-1} M_2 + \alpha_N M_1 \\
 I_2 \alpha_2 + K_2 \alpha_2 &= \alpha_1 M_1 + \alpha_2 M_0 + \dots + \alpha_{N-1} M_3 + \alpha_N M_2 \\
 &\vdots \\
 I_i \alpha_i + K_i \alpha_i &= \alpha_1 M_{i-1} + \alpha_2 M_i + \dots + \alpha_i M_0 + \alpha_{i+1} M_{-1} + \dots + \alpha_N M_i \\
 &\vdots \\
 I_N \alpha_N + K_N \alpha_N &= \alpha_1 M_{-1} + \alpha_2 M_{-2} + \alpha_3 M_{-3} + \dots + \alpha_{N-1} M_1 + \alpha_N M_0
 \end{aligned} \quad (2)$$

ここで $M_0, M_{+1}, M_{+2}, \dots, M_{-1}, M_{-2}, \dots$ 等は、0番振動翼が $0, +1, +2, \dots, -1, -2, \dots$ 番翼に誘起する非定常モーメントで本実験で求めたものに他ならない。また i 番翼の慣性モーメント I_i , ねじり剛性 K_i , 質量 m_i , 固有振動数 ω_i , 無次元回転半径 r_i , mass ratio μ_i 等の間には次のような関係がある。

$$K_i = I_i \omega_i^2, \quad I_i = m_i c^2 r_i^2, \quad \mu_i = \frac{2m_i}{\rho c^2 l}$$

この齊次 N (翼枚数) 元連立方程式の解の存在条件がフラッタ方程式と呼ばれるもので

$$\begin{vmatrix} A_1 & C_{-1} & C_{-2} & \cdots & C_2 & C_1 \\ C_1 & A_2 & C_{-1} & \cdots & C_3 & C_2 \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ C_{i-1} & C_i & \cdots & A_i & \cdots & C_i \\ \vdots & & & \ddots & & \vdots \\ C_{-1} & C_{-2} & C_{-3} & \cdots & C_1 & A_n \end{vmatrix} = 0 \quad \dots (3)$$

のように表される。ここで

$$\begin{aligned} A_i &= C_0 + k^2 \mu_i r_i^2 \left(1 - \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right) \\ &= C_0 + k^2 \mu_i r_i^2 \left(1 - \left(\frac{\omega_1}{\omega} \right)^2 \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right) \end{aligned}$$

ちなみに均一翼列の場合は (3) 式で

$A_1 = A_2 = \dots = A_N$ であり (3) 式は巡回行列となり,

$$\begin{aligned} \prod_{k=1}^n (A_1 + \omega_l C_{-1} + \omega_l^2 C_{-2} + \dots \\ + \omega_l^{n-1} C_1) \omega_l^{k-1} \alpha_k = 0 \end{aligned} \quad \dots (4)$$

と等価で、どの翼も一様振幅、均一翼間位相 $\beta = 2\pi i/N$ ($i = 1 \sim N$) で同時に振れていることになり、結局その際の翼列としての非定常空気力は (1) 式の関係になる。

さて一般翼列に対するフラッタ方程式 (3) の解であるが、フラッタ振動数 $(\omega_1/\omega)^2$ を固有値として解くとその解は N 個出て、そのうち、正実根の条件を満たすものを拾い出し、さらに最低フラッタ速度 (ω_1/ω と無次元振動 $k = c\omega_1/U$

から $V_{cr} = U/c\omega_1$ を求める) に対する解を求めることになり、その際、現実的でない解も求めることになる。これに対し著者らは次のような簡便な方法を提唱する。(3)式の各要素は複素数であるから、二個の未知数 $X = (\omega_2/\omega_1)^2$, $Y = (\omega_3/\omega_1)^2$ を除き他の全ての値を与れば、(3)式は X, Y を含む A_2, A_3 に関して次のように展開できる。

$$A_2 A_3 R_1 + A_2 R_2 - A_3 R_3 + R_4 = 0 \quad \dots (5)$$

ここで R_1, R_2, R_3, R_4 は与えられる複素数である。ここで重要なことは本実験の結果(3)式の要素は各行とも低マッハ数の場合は、3項程度、高マッハ数の場合でも5~6項を残して殆ど、0であり行列の展開もさほど困難でないことと、 $(\omega_1/\omega)^2$ を与える時、フラッタ振動数は翼列各翼の mass ratio が大きいこと及び固有振動数のばらつきもそれほど大きくなないことから固有振動数の平均値からそれほど離れないであろうと言う見通しに立って、それほど広範な値を与える必要がないと言うことである。(5)式は各係数の実部、虚部に R, I をつけて表すと次の二元連立方程式になる。

$$\begin{aligned} X Y \begin{bmatrix} p_R \\ p_I \end{bmatrix} + X \begin{bmatrix} q_R \\ q_I \end{bmatrix} \\ + Y \begin{bmatrix} r_R \\ r_I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} s_R \\ s_I \end{bmatrix} = 0 \end{aligned} \quad \dots (6)$$

これは X, Y の一方を消去すれば実係数の二次方程式となり、その正実根を求めることは容易である。このように X-Y 平面上に ω_1/ω 、及び $k = c\omega/U$ すなわちフラッタ速度 $V_{cr} = U/c\omega_1$ をパラメータとした曲線が描かれ $\omega_2/\omega_1, \omega_3/\omega_1$ の希望する値に相当するフラッタ速度が求まることになる。次項、図19の固有振動数の違う三枚の翼一組の繰り返しの場合は最も簡単な具体例である。

5.2 翼列翼の積極的不均一化によるフラッタ対策への応用

著者らは、これまでに翼形や翼列条件の違う非圧縮流の場合ではあるが、翼列の各翼の固有振動特性を積極的に不均一化することによってフラッタ速度を高める効果があることを明らかにしてきた^③。非圧縮流の場合は、種々な不均一モードの

うち固有振動特性の不均一度の範囲を限定した場合、相隣る翼の固有振動特性を交互に変えるのが最も効果があると言う結果が出ている⁽⁴⁾。これは図9-1にみられるように、 $M_2 = 0$ の場合は振動翼の影響は隣の翼で最も強く、距離が離れると急速に弱くなることから、隣の翼の固有振動数を変えることによって空力的連成（一種の共振）が起こり難くなるためであろう。圧縮流の場合も前述の実験結果から $M_2 = 0.9$ 以下の場合はこれと大差ないことが推察される。しかし $M_2 = 1.0$ 以上のように下流隣接翼数枚まで強い影響が及び、0番振動翼により-1番下流隣接翼の方により大きな非定常モーメントが誘起されるような場合では、 $M_2 = 0$ の場合と必ずしも同じではないであろうことが予想される。そこで本実験で得られた非定常モーメントを用いて、例として相隣る二枚の固有振動数 (ω_1, ω_2) の不均一の繰り返しの場合と三枚の固有振動数 ($\omega_1, \omega_2, \omega_3$) の不均一の繰り返しの場合を比較してみた。本実験例では $M_2 = 0$ の場合はフラッタは生じないのでマッハ数の高い場合についてのみ図19にその一例を示す。横軸 ω_2 / ω_1 は、相隣る翼の固有振動数比、縦軸は ω_1 で無次元化したフラッタ速度 $V_{cr} = U / c \omega_1$ 、パラメータの ω_3 / ω_1 は一枚置いた翼の固有振動数比である。図中実線が一枚おきに固有振動数を変えた場合であるが、三枚の異なった翼のグル

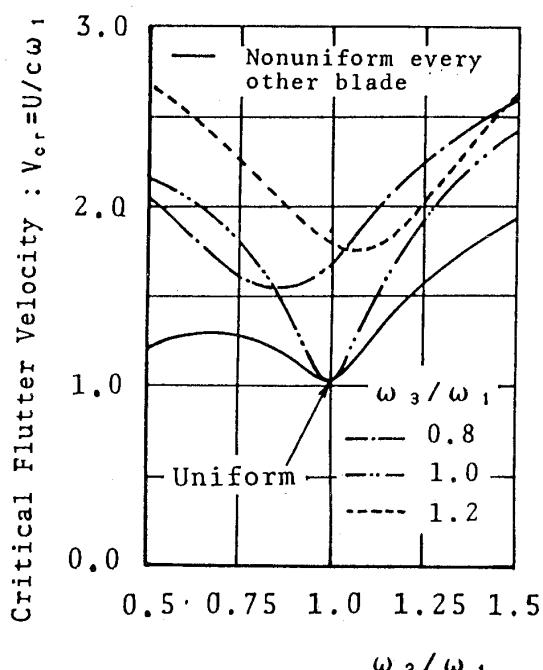


図19 不均一化とフラッタ速度の関係

プの繰り返しの方がフラッタ速度は高くなることが示されている。図20は、基準固有振動数 ω_1 に対し固有振動数比 1.0 の翼一枚または複数枚と 1.2 の翼一枚を混合した場合のフラッタ速度を示すが (1.0, 1.2, 1.0) の 3 枚のグループの繰り返しの場合が最もフラッタ速度が高くなっている。(1.0, 1.2, 1.0, 1.0) と四枚の繰り返しの場合と比べると、1.0 が二枚続く場合より、1.0 が三枚続く方がフラッタが起こり易く、1.0 の続く枚数が増すほど均一翼列に近くなることは容易に分かるが、交互に 1.0 と 1.2 が並ぶ場合より、(1.0, 1.2, 1.0) の繰り返しの方が、フラッタ速度が高くなるというのも興味ある結果である。隣の翼との干渉が支配的なマッハ数 1.0 以下の場合と、マッハ数が 1.0 以上の強い衝撃波を伴って干渉が数枚先の翼までおよぶ場合とでは、不均一効果が異なってくるのも当然であろう。

この問題は影響要素が多様で複雑なため、種々な不均一モードを網羅して一般的結論を出すことはほとんど不可能に近い。結局、種々な外的制約、たとえば定常性能を損なわずに可能な固有振動数の不均一限界、機械的共振回避の問題、製作上の問題等から限定された不均一範囲が具体的に決まってきて、その範囲内でどの不均一モードが最も効果的かを探ることにならざるを得ないであろう。

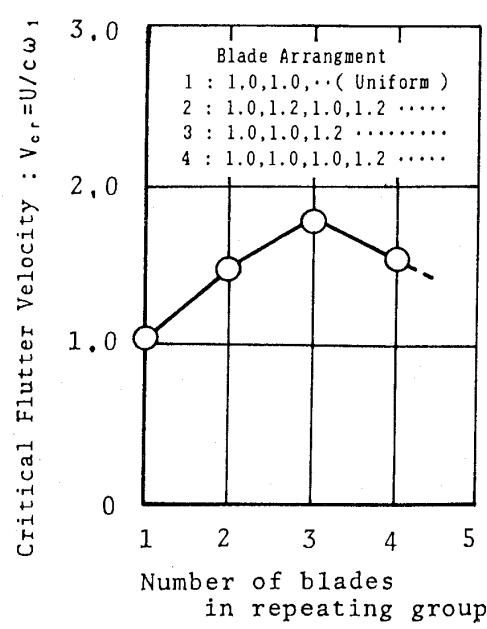


図20 繰り返し不均一翼群内の同一翼枚数とフラッタ速度との関係

今回の提出資料は断片的かも知れないが上述のように最適な不均一モードを求めるに当たって、いくつかの興味ある結果を示しておくことはそれなりの意義が有ると思われる所以敢えてここに示して置く。なお、図19、20の計算に必要な非定常モーメントの $k > 0.4$ に対する値はそれ以下の値から外挿推定したものを用いている。

6.まとめ

一翼振動法によって得られた実験結果を基に翼列振動時の翼間空力干渉に対するマッハ数の影響に関して従来の全翼振動法では指摘できなかった幾つかの点が明らかにされた。

- ① 一般に振動翼がそれ自体に誘起する非定常モーメントは常に位相遅れで、無次元振動数が増すとこの位相差の遅れ、すなわち減衰力も増す。これは翼列中的一枚だけの翼のフラッタは生じないことを意味する。また翼列としての減衰特性はこの振動翼自体の正減衰に、同時に振動する他の翼の干渉によって誘起される減衰成分（正の場合も負の場合もある）との競合によって決まり、それは翼間振動位相差に左右される。
- ② ①の翼間干渉は、ねじり振動の場合、隣接翼に誘起される非定常モーメントの絶対値が大きいほど強くなり、この干渉には翼間位相差という自由度があるため、時には大きな励振エネルギーを誘起することがある。
- ③ この翼間干渉はマッハ数にも依存し、流出マッハ数 0.9 ぐらいまでは僅かに負減衰になってしまって僅かな無次元振動数の増加で正減衰に転ずる。
- ④ しかし、マッハ数が上がって後縁からの衝撃波が隣接翼背面で強く反射するようになると、

この反射点がねじり中心から離れている場合、反射点近傍の圧力変動によって大きな非定常モーメントを生じ、これが翼列としての大きな負減衰の要因となる。

- ⑤ 衝撃波移動の影響は、その衝撃波そのものの動きの影響と、それを受けた翼面の動きの影響とに分けて考えた場合、非定常モーメント増加への寄与は前者の方が大きい。
- ⑥ ある翼の振動の影響は背面側（タービンでは上流側）より腹面側隣接翼に強く伝わる。逆に言えば背面側に位置する翼からの影響をより強く受ける。そしてこの傾向はマッハ数の増加とともに、特に衝撃波が強くなるといっそう強まる。
- ⑦ 従って高マッハ数域でタービン翼列振動時の非定常力を測定する場合、一翼振動法ではできるだけ腹面側の翼の測定翼枚数を増し、全翼振動法では測定翼をできるだけ翼列下流側にセットする配慮が必要である。
- ⑧ 翼列翼の固有振動特性を積極的に不均一にしてフラッタ速度を上げようと試みる場合、マッハ数の低い場合は両隣の翼の固有振動特性を交互に変えて隣の翼との空力連成を抑えると効果があるが、衝撃波が強くなり遠くの翼まで干渉が及ぶようになると必ずしも低マッハ数の場合と同じではない。

参考文献

- (1) 花村・田中, 機論, 32-244 (昭41-12), 1823
- (2) 花村・山口, 機論, 52-482, B (昭61-10), 3428
- (3) Hanamura, Y. and Tanaka, H. Proc. of the 1977 Tokyo joint Gas Turbine Cong., (1977-5), 418
- (4) Tanaka, H., Hanamura, Y. and Fujimoto, I., Proc. of the 1983 Int. Gas Turbine Cong., (1983-9), 651



日本自動車研究所

1. 沿革

本研究所 (The Japan Automobile Research Institute, Inc.) は、(旧)自動車高速試験場を改組して、昭和44年に通産省の監督による公益の増進に寄与する法人として設立され、はやくも本年10月には創立20周年を迎えた。

この20年間に、研究能力の向上ならびに各種研究施設設備の充実を図ることにより業績も着実に伸びてきた。「JARI」の略称もいまではすっかり定着、自動車業界に知らぬ者のない存在となり、さらには広く海外の自動車産業、学界、行政機関に知られ、自動車の総合的な研究機関として高い評価を得ている。敷地240万km²、職員数280名。



写真1 研究所全景

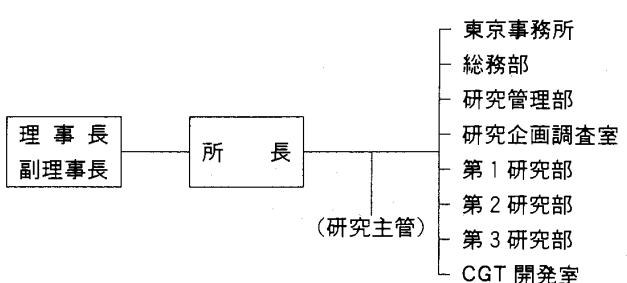
2. 事業内容

自動車に関する中立的な研究所としての性格を有し、自動車に関する基礎的、技術開発研究、安全改善、公害低減、自動車-環境系などに関する研究およびこれらに関する官界、自動車業界およびその他一般企業からの受託研究を行っている。

また、保有する各種の大型試験・研究設備、走行試験路などの外部への貸出利用の業務も行っている。

(平成元年10月11日原稿受付)

資料情報課 山下 賢治



研究部の専門分野

部	各部の主な専門分野
第一研究部	○自動車の動力源に関する分野 ○自動車用燃料および代替燃料に関する分野 ○自動車排出物の大気影響および生体影響に関する分野 ○自動車の燃料・排出物の分析など化学に関する分野
第二研究部	○自動車の各種性能(騒音、振動、空力特性、操縦性、タイヤ性能、ブレーキ性能など)ならびに各種制御システムに関する分野 ○自動車の構成部品に関する分野 ○車室外騒音などの環境影響に関する分野 ○電波障害に関する分野 ○材料の特性および使用環境に関する分野 ○自動車の道路、交通システムなどへの影響に関する分野
第三研究部	○自動車の人間工学および予防安全などに関する分野 ○自動車の構造および衝突安全に関する分野
CGT 開発室	○セラミックガスターピンの開発に関する分野

3. 研究活動

自動車社会が当面する課題のみならず今後解明すべき問題のうち、研究所に実施を期待される分野、とくに安全・公害・エネルギーおよびこれらに関連する新しい分野の研究・調査ならびに自動車技術に関する国際交流に重点をおき、幅広い分野にわたる研究活動を実施してきた。

とくに本年は、継続性、発展性があること、ならびに研究能力の向上に資することを重視し、関係各方面との情報交換を密にして、研究ニーズを的確に把握し、タイミングよく研究活動を行うことに努めてきた。

重点的に取り組んでいる最近の研究課題は次のとおり。

1. 安全に関する分野
 - (1) 交通事故調査と解析
 - (2) 乗員保護に関する研究
 - (3) 対歩行者事故に関する研究

- (4) 操縦性・安全性に関する研究
- (5) タイヤの安全性信頼性に関する研究
- (6) アンチスキッドブレーキに関する研究
- 2. 公害に関する分野
 - (7) 自動車排出物の生体影響に関する研究
 - (8) 自動車排出物質等の低減に関する研究
 - (9) CO₂による地球表面温暖化に関する研究
- 3. 燃料に関する分野
 - (10) 石油代替燃料の利用技術に関する研究開発
- 4. 新技術に関する分野
 - (11) セラミックガスタービンエンジンの研究開発
 - (12) 振動・騒音の新計測法、解析法の研究
 - (13) タイヤの性能評価法に関する研究
 - (14) ドライビングシミュレータに関する研究
 - (15) 空力特性の研究
 - (16) 衝突衝撃実験法・計測法に関する研究
 - (17) 新材料の耐候性・疲労・劣化に関する研究
- 5. 交通環境に関する分野
 - (18) 道路交通騒音の発生、伝播に関する研究
 - (19) 電波環境に関する研究

4. 最近の主な研究成果

最近発表した主な研究成果は次のとおり。

- (1) 自動車まわりの流れの数値シミュレーション

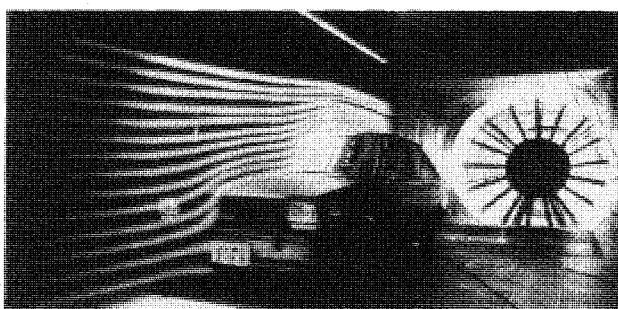


写真2 風洞における可視化試験状況

- (2) 乗用車タイヤの室内摩擦試験法と自動車のアライメントがタイヤ摩耗に及ぼす影響
- (3) ディーゼル排気の生体影響
- (4) New DISC Combustion System of Methanol Engine.
- (5) Development of 100kW Automotive Ceramic Gas Turbine in Japan.

- (6) ファジイ推論を応用したプログラム操舵モデルとその評価
- (7) 制振材の動特性評価法
- (8) 自動車騒音の音源別寄与度測定
- (9) 道路交通騒音に影響を及ぼす要因の解析
- (10) In-Depth Study of Motor Vehicle Accidents in Japan.
- (11) A Study on Required Field of View for Motorcycle Rear-View Mirrors.
- (12) Study on Side Impact Test Methods by Analysis Component Tests and Simulation.
- (13) Load Measuring Method of Motorcyclist's Leg During.
- (14) Riders' Control Behaviour of Lane Change.
- (15) Study of Antilock Brake Systems for Motorcycles.
- (16) 長期飼育ラットの自然発生腫瘍の分類と推移

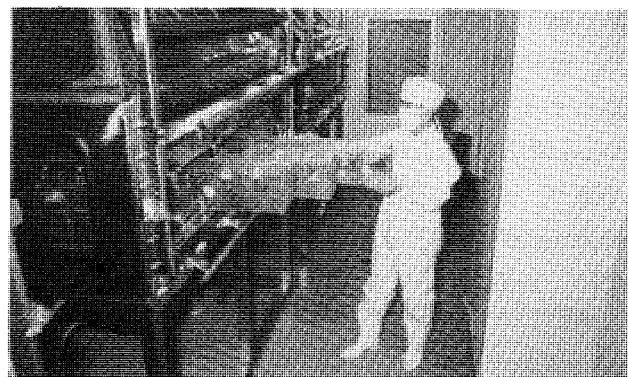


写真3 ラットへの排ガス暴露試験状況

5. 主な出版物

- (1) 所報「自動車研究」(月刊)
内容は研究速報、技術解説、展望、海外文献など。
- (2) 研究報告書、技術調査報告書、技術調査資料など(年間随時刊行)。

6. その他

本研究所は、東京より北東約60kmの筑波研究学園都市に隣接し、近傍には政府関係の43研究試験機関が所在し、恵まれた環境条件にある。わが国唯一の自動車に関する総合技術研究所として、国内および海外からの見学者も多く、その事業活動は高く評価されている。



第9回エアブリージングエンジン 国際シンポジウムに出席して

防衛庁技術研究本部 辻 角 信 男

1. まえがき

第9回国際エアブリージングエンジンシンポジウム (IX ISABE: 9th International Symposium on Air Breathing Engines) が1989年9月3~8日にわたってギリシャの首都アテネのヒルトンホテルを会場にして開かれた。筆者は第6回以来このシンポジウムに参加、発表する機会を得ているので、ここに会議の概要について、一部、私見を交えて紹介する。

このシンポジウムは、1972年に第1回が、Bubb博士(米国、元NASA)らが発起人となってフランスで発会し、途中3~4回(3年)を除き、隔年毎に世界の各地で開催されているもので、航空機を主とする高速飛翔体の推進機関を対象とするシンポジウムである。ちなみに、前出のBubb博士は、これを組織する国際学会の現会長であり、また、従来から日本の代表委員として九州大学の難波教授に日本での世話をやっていただいている。

シンポジウムでの講演、発表件数は回を追う毎に盛んになり、特に、筆者が初めて参加した第6回からは発表される論文の数も100編以上、国別では、米国をはじめ西欧諸国からが従来から圧倒的に多いが、日本をはじめ、中国、インドの東洋諸国からの発表がめだって増加している。今回のシンポジウムでは、招待講演等13件を含み、一般講演と合わせて156件の発表が行われ、うち、日本からのものが10件であった。

2. シンポジウムの内容

2.1 招待講演等

招待講演等は、会期中、毎日2~3件ずつ、Terpsichori A 大会議場で、米国5、フランス・英国より各2、及び西ドイツ・ギリシャ・スエーデン・ソビエトよりの各1件が行われた。講演の内容は、コンピューターの設計、製造及びここ数年の間にめざましく発展した計算空気力学、シミュレーション等への各国での適用状況、また、主題の空気吸込式エンジンの研究開発の現状及びト

国名 SESSION	アメリカ リカス	イギリス	中 国	イ ン ド ニ 本 ス	フ ラ ン ス	西 ド イ ツ	オ ー ス ト ラ リ ア	ギ リ シ ア フ リ シ ヤ	南 ア フ リ カ ナ ダ	カ ベ ル ギ コ	チ エ ー 工	ス エ ー テ ン	イ ス ラ エ ル	ソ ト 連	ト ル コ	イ タ リ ア	エ ジ プ ト	ス ペ イ ン	合 計	
Invited Lectures	5	2				2	1		1				1		1					13
Computational Fluid Dynamics	1	1	5		1	4	2		2	1			1		1		1			19
Ramjet Combustions	1	1		1	2									1	3		1			10
Turbine Aerodynamics	3		1	3						1	1									9
Axial-Flow Compressors	1	3	1	3				1		2	2						1			14
Materials		4			1			1		1										7
Combustor Analysis & Predictions	2	1	2					1		1								1		8
Scramjet Combustors	4			1				1		1										7
Structures & Dynamics		1	1	3				1					1							7
Turbine Blade Cooling		1	1		1	1														4
Nozzles	1			1				1												3
Mechanical Engineering & Controls		3	1	1																5
Inlets		3	2																	5
Radial Compressors	1				1		1		1				1	2						7
Atomization & Ignition	1	1	1				2			1	1									7
High Speed Propulsion Systems	2	1			1	1	1					1								7
Propulsion Systems & Integrations	3	1			1		2		1									1		9
Instrumentation & Testing	1	3	1			2		1	1		1									10
Cascades	1			1	1			1	1											5
合 計	30	25	14	13	10	10	9	8	7	6	6	3	3	3	3	2	1	1	1	156

(平成元年10月19日原稿受付)

ピックス等に要約される。また、フランスからは、このところの前数回に引き続き、中～小型の高速飛翔体の推進機関に適用されるラムジェットの研究開発の現況も報告があった。

2.2 一般講演

合計で143件の発表が、18項目、27のセッションに分類されて、Terpsichori B, Erato A及びBの3会場を使用して同時、並行して行われた。これらの会場は何れもこの様な講演を行うのに適した良好な設備を備えており、発表する側にとっても、また、聴講する側にとっても好都合な面が多くあったが、難を言えば収容人員(椅子数)が30～60人程度とやや手狭で、近い将来の超音速～極超音速飛行の推進機関として関心の高いRam, Scramjet関連の講演等ではしばしば立見を余儀なくされる事態があったことである。

発表の内容は、もちろん、空気吸込式エンジン、具体的には、ガスタービン、ジェットエンジン及びラムジェット、スクラムジェットに関するもので、多岐に亘るが、最近のこの種のシンポジウムに見られる、コンピューターを駆使した解析に関するものが盛んで、独立した計算空気力学(4 Session, 19件)の他にも、燃焼、構造、制御関連のシミュレーション実験の発表がめだっている。この傾向は、翼列などでは特に適応性に優れていると考えられ、コンピューターの高性能化、また、女性研究者の進出とも相まって益々進展し、ハードの高性能化に寄与する分野であろう。

宇宙空間の輸送機にも関連し、超～極超音速機用推進機関として注目されているラム、スクラムジェットに関する研究(燃焼が主)、更に、これらとターボジェット、ないしはATRなどとの複合機関の構想に関する発表も20件程度もあった。

これら、特に、時代を反映したものとは別に、インレット、コンプレッサー(軸流、遠心)、燃焼器(燃料の霧化、点火を含む)、タービン及びノズルの熱、空気力学的及び構造力学的な研究、更に、推進機関システムとその制御、また、実験、計測法に関する発表も多数あり、件数ではこれら地道な研究が大半をしめている。なお、プログラムにおけるセッション、発表件数等は表に示した。

2.3 エクスカーション(見学会)

シンポジウム会期の中日に当る9月6日の午後

にはギリシャでは唯一の航空機工場 Hellenic Aeronautical Industry 又は National Technical University of Athens の Thermal Turbomachinery Lab. への見学会が催された。

筆者は工場の方へ参加したが、まず、工場はアテネの北約70kmの田園風景の中にあり、近代的な巨大な数棟の施設から成っている。工場には滑走路が付随しており、操業内容は、エンジンを含む航空機及びミサイル等のオーバホールが主で、エアバス等の部分品の下請け生産も行っているようである。オーバホールは、ギリシャ国内のみならず、近隣諸国のもも引き受けており、各国機の標識を付けたC-130, F-104等が見られた。要するに、ギリシャだけでなくこの地域における唯一の航空機工業の拠点である。

工場内は整然としており、作業員も高度技術産業に従事している誇りをもって仕事にいそしむ態度が見られるが、前回のISABEでGEのEvendale工場を見学した際にも見られたが、くわえたバコでコンプレッサーの組立を行っているのも散見され、他国のこととは言え、日本では考えられない光景で少々気になったこともある。

2.4 その他

シンポジウム恒例のBanquetは会期末前日の夕刻にアテネの南約30km郊外の野外レストランで催された。夕刻と言ってもギリシャ時間で、8時頃から真夜中過ぎまで、翌日に発表を控えている人達にはやや負担となるが、地酒、ワイン飲み放題にギリシャ料理と音楽、ダンスなどのアトラクションを楽しみ、諸外国からの参加者と情報交換、歓談する機会を持った。

3. あとがき

ISABEは、主題を(航空機用の)空気吸込式エンジンに絞った内容の濃い国際シンポジウムで、この分野の最新の動向、情報を入手するのにも会議への出席は極めて有意義であった。

シンポジウムで発表された論文は、AIAAによって上下二巻約1,300ページの論文集として発刊され、一般でも入手できるようになっているので、詳細はこれを参照されたい。

なお、次回は、1991年にロンドンで、更に、1993年には日本での開催も検討されており、今後も、多数の参加を希望する一人である。



1989 ASME COGEN-TURBO III 国際会議講演会及び展示会

三井造船(株) 高木俊幸

ASME主催の標記シンポジウム及び展示会が、8月30日から9月1日まで南フランスの国際的保養地ニースで開催された。欧州を中心に世界各国から展示参加者も含めて532名の参加登録があり、ほぼ昨年と同程度の国際シンポジウムとなった。日本からは、日本大学松木教授、東京大学高田教授を始めとして東京大学平田教授を団長とする日本コーチェネレーション研究会より約30名他の参加があった。筆者も平田教授主催のミッションに参加すると共に、東京ガス㈱猿谷氏、大阪ガス㈱藤野氏、東邦ガス㈱梅村氏と共同執筆した「GAS POWER 1000」に関する論文発表を行った。日本からは、筆者らの他、大阪大学伊東氏、横山氏、関西電力㈱山口氏、松本氏ら共同執筆の論文発表があり、各々好評を博した。

今年の論文総数は3編の基調講演も含めて63編であり、昨年のシンポジウムより11編多くなっている。内容的には、「プラント」が9編、「サイクル」が17編、「経済学」が10編、「要素」が24編であり、昨年より「要素」関連が10編程増えている。これらの中で、中小型のガスタービンシステムの熱効率向上の種々の試みが注意を惹いていた。例えば、4.8MW 2段背圧蒸気タービンを新規開発し、ソーラ社MARSと組合せ、フィールドテストする事が計画されている。

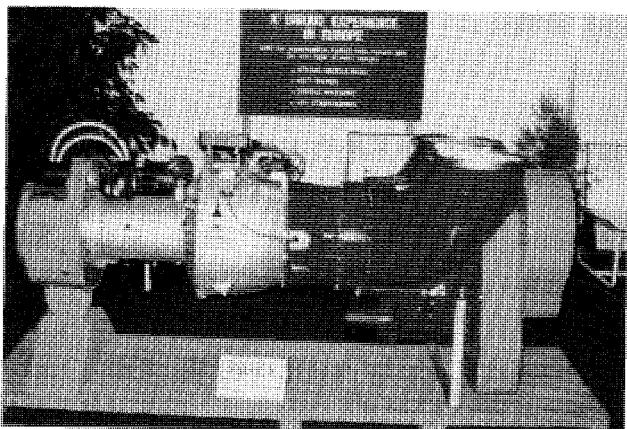
展示会はアクロポリス会議場の講演会場と同一フロアに設けられ、24社の参加があった。しかし、昨年よりも3社少なく、全体的に展示品も少なく、少し寂しい展示会になった事は否めないようであった。

ガスタービン関係では TUMA-TURBOMACH SA, GEC ALSTHOM, TURBOMECA等8社程の参加があり、SOLARの1,000KW級モデル

SATURN, MHIのMF 111スケールモデル、YAMMARのAT 600ロータ、GEのMS 6001, MS 7001及びMS 9001の燃焼器内筒、1,000KW級新型モデルMAKILA(写真)等の実機や実機部品を展示していた。GEはパネル展示のみであったが、富津火力等の代表的なコンバインドサイクルの実施例を示しながら、95%以上の高い稼働率と信頼性を誇っていた。この他、GEのLM 1600とRUSTONパワータービンを組合せたRLM 1600等興味深いパネルも見られた。

関連機器メーカーとしては、MAAG GEAR WHEEL CO., LTDをはじめとして、磁気軸受メーカーとして有名なS2M社がターボエキスパンダ実機軸受を展示していた。

会期中にASME主催及びニース市主催のレーションも開かれ、南フランスの空気を多少とも吸いながら、コーチェネレーションの多くの関係者と接する事ができたのは幸いであった。今後共、ASME COGEN-TURBOの発展と日本からの積極的な参加を期待していきたい。



1,000 kW 級新型モデル MAKILA

(平成元年10月27日原稿受付)

新製品紹介

機械駆動用 2 軸小型ガスタービン

ヤンマーディーゼル(株) 大 泉 治 朗

ビル・病院・工場等の非常用発電機市場では十数年前よりガスタービンの進出が目立ち、現在では25~30%を占めると思われる。この進出の理由の一つにガスタービンは冷却水を用いずメインテナンスも容易であることがあげられる。一方ポンプ等機械駆動用市場では、少数の例を除き殆んどディーゼルエンジンで占められている。これは適切なガスタービンが少ないからである。

ヤンマーディーゼルでは、昭和59年より発電用ガスタービンを市場に供給し、現在迄約350台を出荷、7機種を保有しているが、この度ポンプ等機械駆動用として820PSの2軸ガスタービンを開発したので御紹介する。開発した理由は2軸ガスタービンがこれら用途に適する本質的資質をもっていると考えたからである。即ち、冷却水不要という事はポンプ場のトラブルを半減することを意味する。また振り振動がなく広い回転範囲で使用出来ることはディーゼルにない特質である。転がり軸受を用いているので急速起動や長期放置等、運転メインテナンス上も有利である。又市街地近郊では振動・騒音・排気エミッションの問題も考慮されなければならない。

機関の基本構造を設定するに当り、ガス発生機

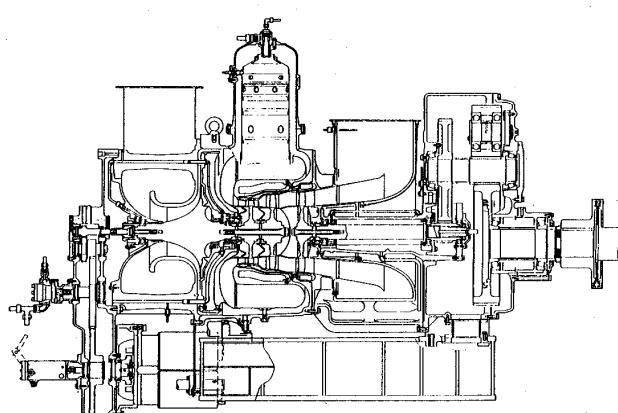


図1 AT 9 T型 2軸ガスタービン組立断面

(平成元年10月20日原稿受付)

要素を新たに設計するか、或いは現有する1軸ガスタービンをそのまま流用するかが重要な検討項目であった。技術的・経済的検討の結果、後者の方針を採用することとなり、図1に示す構造となった。図中左側のガス発生機は発電用1軸ガスタービンそのものである。表1に主要目を示すが、出力定格は10%の過負荷を連続して許容する値に設定した。

表1 AT 9 T型ガスタービン主要目

項目	機種		AT 9 T	備考
	形式	一		
定格出力	40°C	PS	820	高度: 150m相当 吸気損失100mmAq
			900	排気損失150mmAq
回転速度	出力発生部	r/min	24,476	
	出力軸		1,000	
	ガス発生機部		30,550	
回転方向(出力軸端より見て)	一		時計(又は反時計)	
起動方式	一		電気式	オションとして選択
潤滑方式	一		強制潤滑	
使用燃料油	一		灯油・軽油・A重油	オションとして選択
使用潤滑油	一		合成基油 (SHELL ASTO 500型)	
大きさ	全長	mm	2,337	軸端・機関ヤロッカス端子が付
	全巾		1,214	
	全高		1,376	
乾燥重量	出力発生部	kg	650	
	減速機		1,050	
	計		1,700	
潤滑油容量	最大	l	59	
	有効		21	

図2に機関性能を15°Cに修正して示す。図3は、これをトルク特性に換算して示すが、出力軸を固定したいわゆるロックトルクは定格トルクの247%に達し、2軸ガスタービンが慣性質量の大きい機械の駆動用として非常に適している事を示している。

機関の回転数制御は、出力軸回転数が設定目標値になるよう燃料を増減することにより行われるが、ガス発生機回転が許容範囲内である事を条件

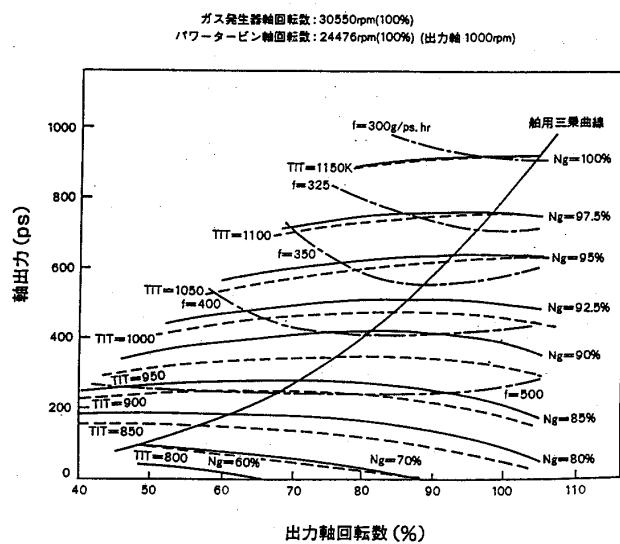


図2 AT 9 T 機関性能 (15°C修正)

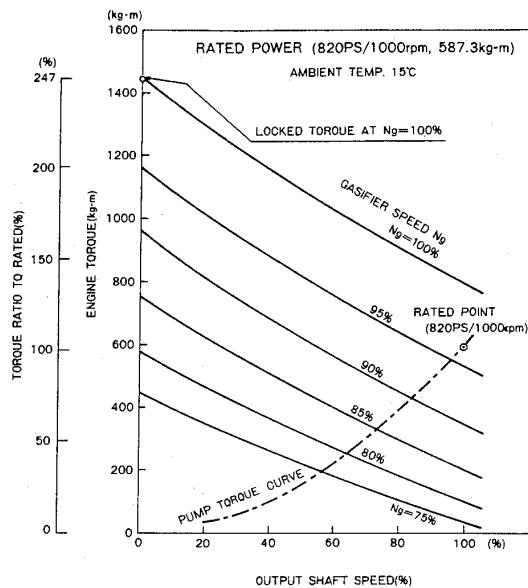


図3 AT 9 T 機関トルク特性

としている。その他排気温度等保安項目があり、図4に示す保安監視を電子制御装置で行っている。またこの保安装置が故障しても機関をマニュアルで運転出来るようリレーとタイマーで構成された緊急起動装置も開発された。

このガスタービンは社内での性能・耐久力試験を経た後、ポンプメーカー殿の御好意で、実際のポンプと組合せ試験する機会を得ることが出来た。図5はこの時の設備を示す。軸系のトルクメーターは試験の為に挿入されたものである。発停・途中再起動・負荷投入遮断・低速運転等の試験結果は良好で、充分実用に耐えるとの評価を関係の方々から戴いて感謝している。

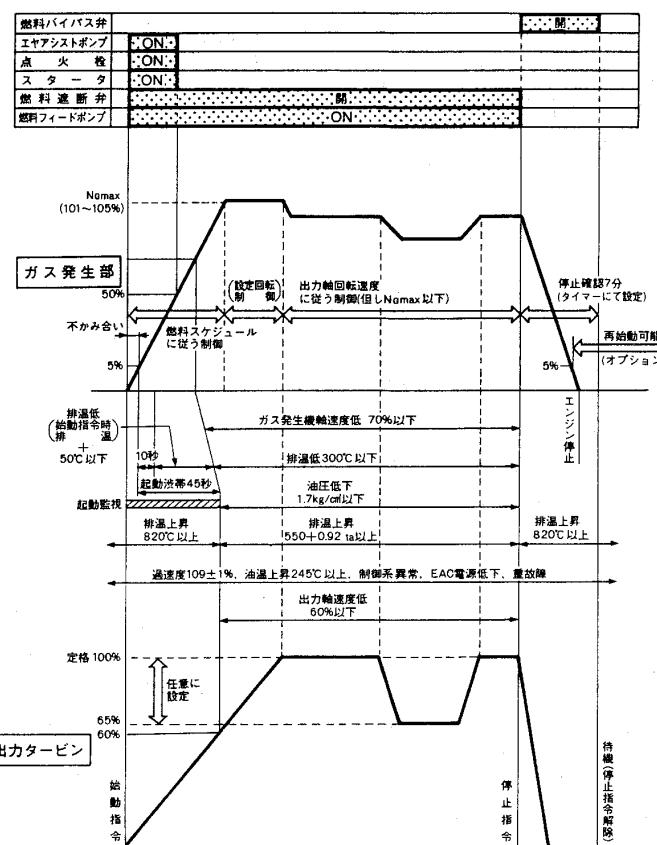


図4 タイミングチャート

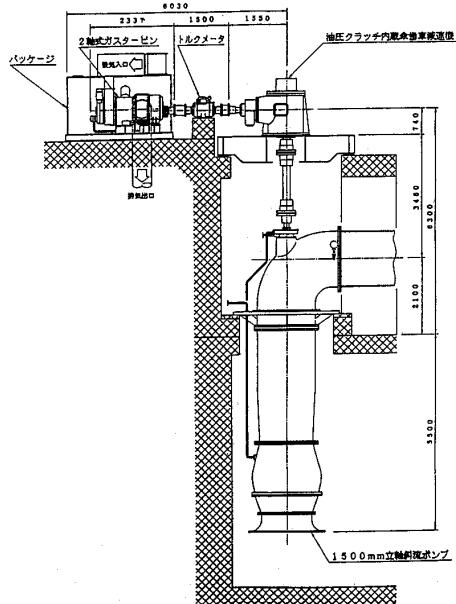
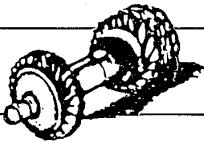


図5 ガスタービン・ポンプ組合せ試験装置

我々は今後この機関に続いて2機種を追加開発する予定であるが、機械駆動に最適な特性を持つ2軸ガスタービンがポンプ市場に多用される日が近い事を期待している。

報 告

日本ガスタービン学会



第5回特別講座報告

9月7日、8日の2日間、第5回特別講座が愛知県蒲郡の三河ハイツで開催された。当会場は三河湾が一望できる標高400m近くの山中にあり、すばらしい眺めが楽しめる。下界とは隔絶したような所で本講座の会場としては正に打って付。

今回のテーマは「ガスタービンとセラミック材料」で、最近増え注目を集めているセラミックとあって、47名もの多数の参加が得られ、関心の高さがうかがわれた。

まず、初日は野田企画委員長の挨拶の後、横浜国大の米屋先生の講演を初め、計8題の講演がおこなわれた。講演内容はセラミックの将来展望、材料特性、強度設計法や試験法そしてセラミック溶射、又、セラミックガスタービンの国内外の研究開発状況等広範囲に及んだ。講演後の全体懇親会は西脇先生の乾杯の音頭で始まり、全員自己紹介を進めていく内、雰囲気も和んできた。夜の8時から10時まで、3グループに分かれてのグループ討論会が引き続きおこなわれ、熱心な討論が展

(平成元年9月25日原稿受付)

鶴東芝 岡村 隆成

開された。この後の自由参加雑談会にはほとんどの方が参加され、アルコールも入って延々夜の12時まで熱氣むんむん、白熱した議論が飛び交い、参加者の懇親は大いに深まったと思われる。このあたりが、一般の講演会とかなり趣を異にしているところもある。

2日目は全体討論会が開催され、初日に3グループで討議された内容を集約して、各々のグループから発表され、活発な議論がおこなわれた。

欧米でのセラミックガスタービン開発は着実に進められており、我が国においても昨年度よりムーンライト計画で、タービン入口温度1,350°C、熱効率42%の極めて高い目標をかかげた300kWコジェネ用の「セラミックガスタービンの研究開発」が開始したばかりであり、開発への意気込みと期待を強く感じた人は多いだろう。討論会の後、全員で記念写真におさまり、蒲郡を後にした。

最後に、貴重な資料の準備と議論を先導していただいた講師の方に、並びに学会事務局の方々のご尽力にたいし、深く感謝の意を表します。（企画委員）

第3回見学会報告

ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場

三菱重工業㈱ 大内 一紘

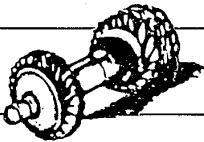
晴天に恵まれた10月6日の午後、首記見学会・技術懇談会が57名の多数の参加を得て実施された。始めに、岩田取締役工場長から尼崎工場の概要と同社ガスタービンの状況の説明が行われた。同工場の主力製品は300PSから5,000PSまでの出力範囲の船用ディーゼルエンジンであるが、ガスタービンについては昭和58年から販売を開始し、非常電源用として360PSから2,700PSの機種を多数納入しており、同工場として力を入れていること。引続いて、4班に分かれて工場見学

(平成元年10月25日原稿受付)

を行った。ディーゼルエンジンの部品が所狭しと流れており、又試運転工場では5台のディーゼルエンジンが同時試運転中で、非常に好況であることが伺えた。ガスタービンはタービン工場内の隔壁された部屋で組立てられており、試運転工場では、625KVAのガスタービン発電設備2基が試運転中であった。最後に1899年MAN社アウグスブルグ工場で製作された世界最古のディーゼルエンジンの実物を見せて頂き、非常に興味深かった。技術懇談会では、「ヤンマー小型ガスタービン(特に2軸式)について」と題して、ガスタービン設計部の大泉部長からポンプ駆動用2軸ガス

報 告

日本ガスタービン学会



第5回特別講座報告

9月7日、8日の2日間、第5回特別講座が愛知県蒲郡の三河ハイツで開催された。当会場は三河湾が一望できる標高400m近くの山中にあり、すばらしい眺めが楽しめる。下界とは隔絶したような所で本講座の会場としては正に打って付。

今回のテーマは「ガスタービンとセラミック材料」で、最近増え注目を集めているセラミックとあって、47名もの多数の参加が得られ、関心の高さがうかがわれた。

まず、初日は野田企画委員長の挨拶の後、横浜国大の米屋先生の講演を初め、計8題の講演がおこなわれた。講演内容はセラミックの将来展望、材料特性、強度設計法や試験法そしてセラミック溶射、又、セラミックガスタービンの国内外の研究開発状況等広範囲に及んだ。講演後の全体懇親会は西脇先生の乾杯の音頭で始まり、全員自己紹介を進めていく内、雰囲気も和んできた。夜の8時から10時まで、3グループに分かれてのグループ討論会が引き続きおこなわれ、熱心な討論が展

(平成元年9月25日原稿受付)

鶴東芝 岡村 隆成

開された。この後の自由参加雑談会にはほとんどの方が参加され、アルコールも入って延々夜の12時まで熱氣むんむん、白熱した議論が飛び交い、参加者の懇親は大いに深まったと思われる。このあたりが、一般の講演会とかなり趣を異にしているところもある。

2日目は全体討論会が開催され、初日に3グループで討議された内容を集約して、各々のグループから発表され、活発な議論がおこなわれた。

欧米でのセラミックガスタービン開発は着実に進められており、我が国においても昨年度よりムーンライト計画で、タービン入口温度1,350°C、熱効率42%の極めて高い目標をかかげた300kWコジェネ用の「セラミックガスタービンの研究開発」が開始したばかりであり、開発への意気込みと期待を強く感じた人は多いだろう。討論会の後、全員で記念写真におさまり、蒲郡を後にした。

最後に、貴重な資料の準備と議論を先導していただいた講師の方に、並びに学会事務局の方々のご尽力にたいし、深く感謝の意を表します。（企画委員）

第3回見学会報告

ヤンマーディーゼル(株)尼崎工場

三菱重工業㈱ 大内 一紘

晴天に恵まれた10月6日の午後、首記見学会・技術懇談会が57名の多数の参加を得て実施された。始めに、岩田取締役工場長から尼崎工場の概要と同社ガスタービンの状況の説明が行われた。同工場の主力製品は300PSから5,000PSまでの出力範囲の船用ディーゼルエンジンであるが、ガスタービンについては昭和58年から販売を開始し、非常電源用として360PSから2,700PSの機種を多数納入しており、同工場として力を入れていること。引続いて、4班に分かれて工場見学

(平成元年10月25日原稿受付)

を行った。ディーゼルエンジンの部品が所狭しと流れており、又試運転工場では5台のディーゼルエンジンが同時試運転中で、非常に好況であることが伺えた。ガスタービンはタービン工場内の隔壁された部屋で組立てられており、試運転工場では、625KVAのガスタービン発電設備2基が試運転中であった。最後に1899年MAN社アウグスブルグ工場で製作された世界最古のディーゼルエンジンの実物を見せて頂き、非常に興味深かった。技術懇談会では、「ヤンマー小型ガスタービン(特に2軸式)について」と題して、ガスタービン設計部の大泉部長からポンプ駆動用2軸ガス

タービン AT 9 T型の開発に関する技術講演が行われたあと、質疑応答を行った。最後に地方委員会委員長の豊田工大の村田教授から、貴重な時間

をさいて御丁寧な案内をして頂いたヤンマーディゼル(株)に謝辞が述べられ、閉会した。

(地方委員会幹事)

ガスタービン秋季講演会(金沢)を終えて

慶應義塾大学 川口 修

今年の秋季講演会は10月26日に金沢工業大学で行われ、参加登録者が99名と今までで最も多い参加者があり、大変に盛会であった。講演は2室に分れて行なわれ、それぞれ4つのセッションで研究、開発の成果が報告された。燃焼器関係では排気処理、測定関係も含めて9件、翼列の性能に関して3件、圧縮機、タービン等の関係で3件、伝熱関係で2件、高温材料に関して2件、さらに、ガスタービン、複合サイクル機関の開発が各1件、その他2件の計23件の研究報告が行なわれた。各セッションとも多数の出席者があり、時間を超過して活発な質疑応答が行なわれた。毎回のことであるが、討論時間の配分に一考を要するようと思われた。

特別講演は金沢工業大学教授の藤島秀隆氏による「加賀・能登の伝承」と題するもので、古都金

沢で伺うに相応しい興味深い講話であった。

翌27日には見学会が行われ、午前中はボトリング機械、レーザ加工機製造の渋谷工業を、午後からは小型建機や大型プレス機械を製作している小松製作所粟津工場と小松工場を見学した。参加者数は少なかったが、参加者には好評であった。

今回の講演会を大過なく終了できたのは、会場をご提供頂いた金沢工業大学の佐藤豪学長、同大学研究部の野川氏をはじめとする方々の準備段階からの種々のお力添えがあったお陰であり、ここに心より御礼申し上げる次第である。また、参加されたご夫人方のためにレディースプログラムを企画し、自ら金沢市内の各所へご案内下さった佐藤豪先生の奥様にも御礼申し上げたい。なお、三浦事務局長をはじめ事務局の方々にも準備から当日の運営に至るまで大変にお骨折り頂いたことも申し添えたい。

(平成元年10月20日原稿受付)

第4回見学会報告

サントリー(株)武蔵野ブルワリー

三井造船(株) 丸山 史朗

11月7日(火)、小雨にも拘わらず約60名の参加のもとに東京都府中市にある武蔵野ブルワリーにて見学会・技術懇談会が開催された。本学会の坂口理事の開会の挨拶と司会のもとに、サントリー(株)片山技師長による歓迎の辞、工場の概要及びTEMS導入の背景についての説明が行われた。当工場は昭和38年竣工、現在は年間20万klの出荷を誇っている。引続きビデオとTEMSの共同開発者である東京ガス(株)の三浦課長による開発経緯を含む技術説明が行われた。TEMSはガスタービンコージェネとVRC(蒸気再圧縮)及び蒸気タービン駆動の冷凍機等を複合し、人工知能(AI)で最適運転を行ない、ビール製造工程における電気

・蒸気エネルギーの有効利用と省エネルギー化を計ったシステムである。次にビール製造工程とTEMSの見学に入り、前者はサントリーのコンパニオン嬢による説明と後者は東京ガスの猿谷・雲石両氏の説明のもとに予定時間をオーバーしての見学となった。ビール製造工程は徹底した自動化/コンピュータ管理が行われていた。最後に質疑応答を兼ねてビール試飲会に移り、本学会の野田理事による謝辞と坂口理事の乾杯のもとに懇談が始まり、和やかな雰囲気の内に見学会・懇談会は閉会した。終わりに今回の見学の機会を与えて頂いた片山技師長をはじめとするサントリー(株)並びに東京ガス(株)の方々に厚くお礼を申し上げます。

(企画委員)

(平成元年11月13日原稿受付)

タービン AT 9 T型の開発に関する技術講演が行われたあと、質疑応答を行った。最後に地方委員会委員長の豊田工大の村田教授から、貴重な時間

をさいて御丁寧な案内をして頂いたヤンマーディゼル(株)に謝辞が述べられ、閉会した。

(地方委員会幹事)

ガスタービン秋季講演会(金沢)を終えて

慶應義塾大学 川口 修

今年の秋季講演会は10月26日に金沢工業大学で行われ、参加登録者が99名と今までで最も多い参加者があり、大変に盛会であった。講演は2室に分れて行なわれ、それぞれ4つのセッションで研究、開発の成果が報告された。燃焼器関係では排気処理、測定関係も含めて9件、翼列の性能に関して3件、圧縮機、タービン等の関係で3件、伝熱関係で2件、高温材料に関して2件、さらに、ガスタービン、複合サイクル機関の開発が各1件、その他2件の計23件の研究報告が行なわれた。各セッションとも多数の出席者があり、時間を超過して活発な質疑応答が行なわれた。毎回のことであるが、討論時間の配分に一考を要するようと思われた。

特別講演は金沢工業大学教授の藤島秀隆氏による「加賀・能登の伝承」と題するもので、古都金

沢で伺うに相応しい興味深い講話であった。

翌27日には見学会が行われ、午前中はボトリング機械、レーザ加工機製造の渋谷工業を、午後からは小型建機や大型プレス機械を製作している小松製作所粟津工場と小松工場を見学した。参加者数は少なかったが、参加者には好評であった。

今回の講演会を大過なく終了できたのは、会場をご提供頂いた金沢工業大学の佐藤豪学長、同大学研究部の野川氏をはじめとする方々の準備段階からの種々のお力添えがあったお陰であり、ここに心より御礼申し上げる次第である。また、参加されたご夫人方のためにレディースプログラムを企画し、自ら金沢市内の各所へご案内下さった佐藤豪先生の奥様にも御礼申し上げたい。なお、三浦事務局長をはじめ事務局の方々にも準備から当日の運営に至るまで大変にお骨折り頂いたことも申し添えたい。

(平成元年10月20日原稿受付)

第4回見学会報告

サントリー(株)武蔵野ブルワリー

三井造船(株) 丸山 史朗

11月7日(火)、小雨にも拘わらず約60名の参加のもとに東京都府中市にある武蔵野ブルワリーにて見学会・技術懇談会が開催された。本学会の坂口理事の開会の挨拶と司会のもとに、サントリー(株)片山技師長による歓迎の辞、工場の概要及びTEMS導入の背景についての説明が行われた。当工場は昭和38年竣工、現在は年間20万klの出荷を誇っている。引続きビデオとTEMSの共同開発者である東京ガス(株)の三浦課長による開発経緯を含む技術説明が行われた。TEMSはガスタービンコージェネとVRC(蒸気再圧縮)及び蒸気タービン駆動の冷凍機等を複合し、人工知能(AI)で最適運転を行ない、ビール製造工程における電気

・蒸気エネルギーの有効利用と省エネルギー化を計ったシステムである。次にビール製造工程とTEMSの見学に入り、前者はサントリーのコンパニオン嬢による説明と後者は東京ガスの猿谷・雲石両氏の説明のもとに予定時間をオーバーしての見学となった。ビール製造工程は徹底した自動化/コンピュータ管理が行われていた。最後に質疑応答を兼ねてビール試飲会に移り、本学会の野田理事による謝辞と坂口理事の乾杯のもとに懇談が始まり、和やかな雰囲気の内に見学会・懇談会は閉会した。終わりに今回の見学の機会を与えて頂いた片山技師長をはじめとするサントリー(株)並びに東京ガス(株)の方々に厚くお礼を申し上げます。

(企画委員)

(平成元年11月13日原稿受付)

タービン AT 9 T型の開発に関する技術講演が行われたあと、質疑応答を行った。最後に地方委員会委員長の豊田工大の村田教授から、貴重な時間

をさいて御丁寧な案内をして頂いたヤンマーディゼル(株)に謝辞が述べられ、閉会した。

(地方委員会幹事)

ガスタービン秋季講演会(金沢)を終えて

慶應義塾大学 川口 修

今年の秋季講演会は10月26日に金沢工業大学で行われ、参加登録者が99名と今までで最も多い参加者があり、大変に盛会であった。講演は2室に分れて行なわれ、それぞれ4つのセッションで研究、開発の成果が報告された。燃焼器関係では排気処理、測定関係も含めて9件、翼列の性能に関して3件、圧縮機、タービン等の関係で3件、伝熱関係で2件、高温材料に関して2件、さらに、ガスタービン、複合サイクル機関の開発が各1件、その他2件の計23件の研究報告が行なわれた。各セッションとも多数の出席者があり、時間を超過して活発な質疑応答が行なわれた。毎回のことであるが、討論時間の配分に一考を要するようと思われた。

特別講演は金沢工業大学教授の藤島秀隆氏による「加賀・能登の伝承」と題するもので、古都金

沢で伺うに相応しい興味深い講話であった。

翌27日には見学会が行われ、午前中はボトリング機械、レーザ加工機製造の渋谷工業を、午後からは小型建機や大型プレス機械を製作している小松製作所粟津工場と小松工場を見学した。参加者数は少なかったが、参加者には好評であった。

今回の講演会を大過なく終了できたのは、会場をご提供頂いた金沢工業大学の佐藤豪学長、同大学研究部の野川氏をはじめとする方々の準備段階からの種々のお力添えがあったお陰であり、ここに心より御礼申し上げる次第である。また、参加されたご夫人方のためにレディースプログラムを企画し、自ら金沢市内の各所へご案内下さった佐藤豪先生の奥様にも御礼申し上げたい。なお、三浦事務局長をはじめ事務局の方々にも準備から当日の運営に至るまで大変にお骨折り頂いたことも申し添えたい。

(平成元年10月20日原稿受付)

第4回見学会報告

サントリー(株)武蔵野ブルワリー

三井造船(株) 丸山 史朗

11月7日(火)、小雨にも拘わらず約60名の参加のもとに東京都府中市にある武蔵野ブルワリーにて見学会・技術懇談会が開催された。本学会の坂口理事の開会の挨拶と司会のもとに、サントリー(株)片山技師長による歓迎の辞、工場の概要及びTEMS導入の背景についての説明が行われた。当工場は昭和38年竣工、現在は年間20万klの出荷を誇っている。引続きビデオとTEMSの共同開発者である東京ガス(株)の三浦課長による開発経緯を含む技術説明が行われた。TEMSはガスタービンコージェネとVRC(蒸気再圧縮)及び蒸気タービン駆動の冷凍機等を複合し、人工知能(AI)で最適運転を行ない、ビール製造工程における電気

・蒸気エネルギーの有効利用と省エネルギー化を計ったシステムである。次にビール製造工程とTEMSの見学に入り、前者はサントリーのコンパニオン嬢による説明と後者は東京ガスの猿谷・雲石両氏の説明のもとに予定時間をオーバーしての見学となった。ビール製造工程は徹底した自動化/コンピュータ管理が行われていた。最後に質疑応答を兼ねてビール試飲会に移り、本学会の野田理事による謝辞と坂口理事の乾杯のもとに懇談が始まり、和やかな雰囲気の内に見学会・懇談会は閉会した。終わりに今回の見学の機会を与えて頂いた片山技師長をはじめとするサントリー(株)並びに東京ガス(株)の方々に厚くお礼を申し上げます。

(企画委員)

(平成元年11月13日原稿受付)

本誌 Vol. 17, No. 66 に下記の印刷ミスがありましたので、訂正させていただきます。

技術論文「流線法による多段軸流圧縮機の空力設計」

大山耕一・松木正勝
鳥崎忠雄・菅原昇

頁	箇所	誤	正
41	式(15)	$T'_{01} = T_{01} + \frac{1}{2gJC_{p1}} (w_1^2 - c_1^2)$ (15)	$T'_{01} = T_{01} + \frac{1}{2gJC_{p1}} (w_1^2 - c_1^2)$ (15)
	式(16)	$P'_{01} = P_1 \left(\frac{\kappa}{\kappa-1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ (16)	$P'_{01} = P_1 \left(\frac{T'_{01}}{T_1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$ (16)
	式(25)	$T_2 = T_{02} - \frac{1}{2gJC_{p2}} (c_{u2}^2 + c_{r2}^2 + c_{z2}^2)$ (25)	$T_2 = T_{02} - \frac{1}{2gJC_{p2}} (c_{u2}^2 + c_{r2}^2 + c_{z2}^2)$ (25)
	式(31)	$\int_{r_2H}^{r_2T} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2 = \int_{r_1H}^{r_1T} \rho_1 c_{z1} r_1 dr_1$ (31)	$\int_{r_{2H}}^{r_{2T}} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2 = \int_{r_{1H}}^{r_{1T}} \rho_1 c_{z1} r_1 dr_1$ (31)
	右側、上から30行目	c_{p2}	C_{p2}
42	式(42)	$T_3 = T_{03} - \frac{1}{2gJC_{p3}} (c_{u3}^2 + c_{r3}^2 + c_{z3}^2)$ (42)	$T_3 = T_{03} - \frac{1}{2gJC_{p3}} (c_{u3}^2 + c_{r3}^2 + c_{z3}^2)$ (42)
	式(47)	$\int_{r_3H}^{r_3T} \rho_3 c_{z3} r_3 dr_3 = \int_{r_2H}^{r_2T} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2$ (47)	$\int_{r_{3H}}^{r_{3T}} \rho_3 c_{z3} r_3 dr_3 = \int_{r_{2H}}^{r_{2T}} \rho_2 c_{z2} r_2 dr_2$ (47)
	左側、上から27行目	c_{p3}	C_{p3}
	式(52)	$\Delta P_M = \rho_m \left(\frac{c_u^2}{r} \Delta r - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} \Delta r \right. \\ \left. - c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} \Delta r \right)_{r=r_M}$ $\left(\frac{\partial c_r}{\partial r} \Delta r \right)_{r=r_M} \approx \Delta c_{rm}$ $= c_{z \cdot m+1} \tan \lambda_{M+1} - c_{z \cdot m} \tan \lambda_M$	$\Delta P_M = \rho_m \left(\frac{c_u^2}{r} \Delta r - c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} \Delta r \right. \\ \left. - c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} \Delta r \right)_{r=r_M}$ $\left(\frac{\partial c_r}{\partial r} \Delta r \right)_{r=r_M} \approx \Delta c_{rm}$ $= c_{z \cdot m+1} \tan \lambda_{M+1} - c_{z \cdot m} \tan \lambda_M$
	右側、上から23行目	$r_{m+1} = r_m + \Delta r_m$	$r_{M+1} = r_M + \Delta r_M$
	26~32行目	$c_{z \cdot m+1}$	$c_{z \cdot M+1}$
44	式(57)	$m = \frac{m_{\sigma=1}}{\delta^{\sigma}}$ (57)	$m = \frac{m_{\sigma=1}}{\sigma^b}$ (57)



後記

今年もとうとう12月を迎える事となりました。時代の変化が激しいせいか時の経つのが早く感じられてしまうかもしれません。東西ドイツの壁がこんなに早く取り払われるとは誰が想像できたでしょうか。

さて12月号は如何でしたでしょうか？欧米に比べて極端にエネルギー事情の脆弱なわが国に取って、何でも燃やせる悪喰のガスタービンはたのもしい頼りになるエンジンなのですが、これにセラミックスを適用して効率面でも他のエンジンを圧倒し、鬼に金棒のエンジンにしようと言うのがセラミックガスタービンです。

欧米では10年以上前からセラミックガスタービンの研究開発が国の援助の元に行われてきました。わが国でも昨年から通産省のプロジェクトとしてコジェネおよび可搬式セラミックガスタービンの研究開発、自動車用セラミックガスタービンのフィジビリティスタディの2つが開始されています。

丁度良いタイミングでもあり、国のプロジェクトを

中心に「セラミックガスタービン」特集号を考えてみようと言う案が自然と委員の間で浮かび、いつも特集号のネタぎめではいろいろな苦労があるはずなのですが、今回ばかりはすっきりと決ってしまいました。

そう言うわけで実際のプロジェクトに参加されておられる方々には無理を承知で、執筆をお願いしましたところ、こころよくお引き受け頂き誠に有難うございました。難しい課題が山積しているようですが、将来のガスタービンの出現を心より期待したいと思います。

編集委員会では「学会誌は会員の皆様がたの交流の場として必要な情報の橋渡し」と考えており、出来るだけ有益で興味ある誌面を心がけて行きたいと思いますが、委員だけの知識、情報だけではカバーしきれないのが実状です。誌面に対する御批判、御要望等、皆様がたの御意見をメモ程度でも結構ですの事務局までお寄せ下さい。大いに歓迎いたします。皆様の声を活かしてよりよい学会誌を来年もお届けしたいと委員一同頑張って行きます。よいお年をお迎え下さい。 (伊藤高根)

~~~~~<事務局だより>~~~~~

へいせいといいう音が、だんだん耳慣れて気にならなくなりつゝある今日この頃、その平成元年もあと20日足らずで幕を閉じようとしています。

街に流れるジングルベルの音を聞きながら、今年を振り返ってみると、この一年短かったようでもあり、長かったようでもあります。

名簿の発行をはじめとして、Bulltin、ニュースレターなど昨年からひき続いて準備して来たものを一度に発行し、それに加えて会員管理のためのパソコンソフトを新しく導入。そしてその間に見学会をはじめとして、春・秋の講演会、特別講座などの行事とほんとうに目まぐるしい平成元年だったのでした。

平成元年は終わっても元年度はまだ終わっていません。第18回のセミナーなどの行事も残っておりますので会告のページをどうぞご覧下さい。

もうお気づきかと思いますが、セミナーのパンフレットをお送りした10月から宛名書きをパソコンではじめました。お名前の下の番号が会員番号となりこの番号ですべて登録されていますので、会費納入、見学会などの行事申し込みの際は必ずこの会員番号をお書き添え下さい。

前号でお願いしました銀行振込の際の会社名での入金の件、相変わらず続いておりますので、会社名でご入金の時はぜひ何のお金かをハガキか電話でご一報下さい。

平成2年が皆様と当日本ガスタービン学会にとって穏やかな一年となりますよう、ここ新宿のビルの片隅よりお祈り申し上げます。

[A]

訂正とお詫び

◎本誌 17 卷 66 号（平成元年 9 月）の 63 ページ、入会者名簿に 生沼秀司（三井造船）とあるのは、生沼秀司（航技研）の誤りでした。お詫びして訂正いたします。

◎本誌 17 卷 66 号（平成元年 9 月）において、本文左上の柱が GTSJ 16-66 1989 となっておりますが、GTSJ 17-66 1989 の誤りでした。お詫びして訂正いたします。

GTSJ ガスタービンセミナー（第 18 回）のお知らせ

『信頼性向上技術とガスタービン』をテーマに、第 18 回 GTSJ ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので、ふるってご参加下さい。

記

1. 日 時：平成 2 年 1 月 18 日（木）、19 日（金） 9：35～16：50
2. 会 場：家の光会館 講堂（新宿区市ヶ谷船河原町 11 Tel 03-260-5028）
3. 主 催：(社)日本ガスタービン学会
4. 協賛（予定）：日本機械学会、自動車技術会、日本航空宇宙学会、火力原子力発電技術協会、日本船用機関学会、ターボ機械協会、日本ガス協会、燃料協会、日本内燃機関連合会、日本航空技術協会、日本非破壊検査協会、日本品質管理学会、腐食防食学会、計測自動制御学会

5. セミナーの仮題および講師予定

1 月 18 日（木）

- (1) 最近の高温ガスタービン開発状況と信頼性技術 (GE 社 Mr. Brandt)
- (2) 航空用ガスタービンにおける構造設計と実証 (石川島播磨重工業 川嶋 錢裕氏)
- (3) 高温機器部材強度と寿命評価 (東芝 木村 和成氏)
- (4) 産業用ガスタービン制御システム構成と信頼性 (川崎重工業 佐藤 和憲氏)
- (5) 故障診断のエキスパートシステムの構築と活用 (日立製作所 松本 弘氏)

1 月 19 日（金）

- (6) 構造点検と信頼性評価の基礎 (横浜国立大学 板垣 浩氏)
- (7) 振動の診断技術と対策 (三菱重工業 梅村 直氏)
- (8) 大型ガスタービンプラントの長期運転実績と診断・保守 (東京電力 初芝 信次氏)
- (9) 非常用ガスタービンの診断技術と保守 (ヤンマーディーゼル 中野 博文氏)
- (10) 航空用ガスタービンの診断技術と保守 (日本航空 小金 真氏)

6. 参加要領

- (1) 参加費（資料代含む）
 - ◆ 主催および協賛団体正会員
2 日間 22,000 円、1 日のみ 16,000 円
 - ◆ 学生会員 5,000 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・会員番号・加入学協会名を明記の上、参加費を郵便振替または現金書留にて、下記事務局までお送り下さい。なお、当日会場でも受け付けます。
- (3) 事務局：〒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 Tel 03-365-0095
郵便振替番号 東京 7-179578

訂正とお詫び

◎本誌 17 卷 66 号（平成元年 9 月）の 63 ページ、入会者名簿に 生沼秀司（三井造船）とあるのは、生沼秀司（航技研）の誤りでした。お詫びして訂正いたします。

◎本誌 17 卷 66 号（平成元年 9 月）において、本文左上の柱が GTSJ 16-66 1989 となっておりますが、GTSJ 17-66 1989 の誤りでした。お詫びして訂正いたします。

GTSJ ガスタービンセミナー（第 18 回）のお知らせ

『信頼性向上技術とガスタービン』をテーマに、第 18 回 GTSJ ガスタービンセミナーを下記の通り開催しますので、ふるってご参加下さい。

記

1. 日 時：平成 2 年 1 月 18 日（木）、19 日（金） 9：35～16：50
2. 会 場：家の光会館 講堂（新宿区市ヶ谷船河原町 11 Tel 03-260-5028）
3. 主 催：(社)日本ガスタービン学会
4. 協賛（予定）：日本機械学会、自動車技術会、日本航空宇宙学会、火力原子力発電技術協会、日本船用機関学会、ターボ機械協会、日本ガス協会、燃料協会、日本内燃機関連合会、日本航空技術協会、日本非破壊検査協会、日本品質管理学会、腐食防食学会、計測自動制御学会

5. セミナーの仮題および講師予定

1 月 18 日（木）

- (1) 最近の高温ガスタービン開発状況と信頼性技術 (GE 社 Mr. Brandt)
- (2) 航空用ガスタービンにおける構造設計と実証 (石川島播磨重工業 川嶋 錢裕氏)
- (3) 高温機器部材強度と寿命評価 (東芝 木村 和成氏)
- (4) 産業用ガスタービン制御システム構成と信頼性 (川崎重工業 佐藤 和憲氏)
- (5) 故障診断のエキスパートシステムの構築と活用 (日立製作所 松本 弘氏)

1 月 19 日（金）

- (6) 構造点検と信頼性評価の基礎 (横浜国立大学 板垣 浩氏)
- (7) 振動の診断技術と対策 (三菱重工業 梅村 直氏)
- (8) 大型ガスタービンプラントの長期運転実績と診断・保守 (東京電力 初芝 信次氏)
- (9) 非常用ガスタービンの診断技術と保守 (ヤンマーディーゼル 中野 博文氏)
- (10) 航空用ガスタービンの診断技術と保守 (日本航空 小金 真氏)

6. 参加要領

- (1) 参加費（資料代含む）
 - ◆ 主催および協賛団体正会員
2 日間 22,000 円、1 日のみ 16,000 円
 - ◆ 学生会員 5,000 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・会員番号・加入学協会名を明記の上、参加費を郵便振替または現金書留にて、下記事務局までお送り下さい。なお、当日会場でも受け付けます。
- (3) 事務局：〒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 Tel 03-365-0095
郵便振替番号 東京 7-179578

平成 2 年度 第 1 回見学会・技術懇談会のお知らせ

平成 2 年度第 1 回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので、奮って御参加下さい。

記

1. 日 時：平成 2 年 4 月 10 日(火) 12:40～16:20

2. 見 学 先：(株)日立製作所 日立工場

茨城県日立市幸町 3-1-1 (TEL 0294-21-1111)

3. 技術懇談会：「日立 H-25 形 25MW 級高効率ガスタービンについて」

4. スケジュール：12:40 JR 常磐線日立駅(海岸口)集合

13:00～13:30 工場概要説明

13:30～14:15 H-25 形ガスタービンの説明

14:15～15:30 見学

15:30～16:00 質疑応答

16:20 日立駅にて解散

5. 参加要領：

(1) 定員 50 名(申込超過の場合は抽選、応募者全員にご連絡致します。)

(2) 参加ご希望の方は、往復ハガキにて「日立見学」と書き、氏名・会員番号・所属・役職・連絡先住所・TEL を明記の上、下記事務局へお申し込み下さい。(申込締切 3 月 15 日消印有効)

(3) 参加費 2,500 円(当日受付にてお払い下さい。)

〒160 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 (TEL 03-365-0095)

§ 入会者名簿 §

正会員

盛谷 孝二(三菱レイヨン)	玄 容翊(韓国航空宇宙研)	衣斐 正宏(川重)
庄司不二雄(東ガス)	佐藤 幹夫(電中研)	中田 俊彦(電中研)
新谷 貴昭(川重)	松原 雅人(出光興産)	山田 修義(東芝)
前田 秀則(大成建設)	幸村 由彦(日本特殊陶業)	米田 幸人(ヤンマー)
福井 俊充(ヤンマー)	笛田 哲男(日立)	小林 正信(日立)
熊田 和彦(日立)	酒井 武志(IHI)	藁谷 篤邦(本田技研)
服部 学明(三井造船)	藤森 俊郎(IHI)	根本 光正(神奈川工大)
辻角 信男(防衛庁)	柳 漢呂(自動車研究所)	嬉 一雄(三井造船)
津田 吉弘(日立)	井上 洋(日立)	野田 雅美(日立)
鹿野 芳雄(日立)		

学生会員より正会員へ

鷲尾 修司(大阪ガス)	山口 諭(IHI)	佐藤寿美男(川重)
丸山 哲史(防衛庁)		

賛助会員

(株)中北製作所	進和テック(株)
----------	----------

平成 2 年度 第 1 回見学会・技術懇談会のお知らせ

平成 2 年度第 1 回見学会・技術懇談会を下記の要領で開催致しますので、奮って御参加下さい。

記

1. 日 時：平成 2 年 4 月 10 日(火) 12:40～16:20

2. 見 学 先：(株)日立製作所 日立工場

茨城県日立市幸町 3-1-1 (TEL 0294-21-1111)

3. 技術懇談会：「日立 H-25 形 25MW 級高効率ガスタービンについて」

4. スケジュール：12:40 JR 常磐線日立駅(海岸口)集合

13:00～13:30 工場概要説明

13:30～14:15 H-25 形ガスタービンの説明

14:15～15:30 見学

15:30～16:00 質疑応答

16:20 日立駅にて解散

5. 参加要領：

(1) 定員 50 名(申込超過の場合は抽選、応募者全員にご連絡致します。)

(2) 参加ご希望の方は、往復ハガキにて「日立見学」と書き、氏名・会員番号・所属・役職・連絡先住所・TEL を明記の上、下記事務局へお申し込み下さい。(申込締切 3 月 15 日消印有効)

(3) 参加費 2,500 円(当日受付にてお払い下さい。)

〒160 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 (TEL 03-365-0095)

§ 入会者名簿 §

正会員

盛谷 孝二(三菱レイヨン)	玄 容翊(韓国航空宇宙研)	衣斐 正宏(川重)
庄司不二雄(東ガス)	佐藤 幹夫(電中研)	中田 俊彦(電中研)
新谷 貴昭(川重)	松原 雅人(出光興産)	山田 修義(東芝)
前田 秀則(大成建設)	幸村 由彦(日本特殊陶業)	米田 幸人(ヤンマー)
福井 俊充(ヤンマー)	笛田 哲男(日立)	小林 正信(日立)
熊田 和彦(日立)	酒井 武志(IHI)	藁谷 篤邦(本田技研)
服部 学明(三井造船)	藤森 俊郎(IHI)	根本 光正(神奈川工大)
辻角 信男(防衛庁)	柳 漢呂(自動車研究所)	嬉 一雄(三井造船)
津田 吉弘(日立)	井上 洋(日立)	野田 雅美(日立)
鹿野 芳雄(日立)		

学生会員より正会員へ

鷲尾 修司(大阪ガス)	山口 諭(IHI)	佐藤寿美男(川重)
丸山 哲史(防衛庁)		

賛助会員

(株)中北製作所	進和テック(株)
----------	----------

第18回ガスタービン定期講演会講演論文募集 (共催 日本ガスタービン学会(幹事学会) 日本機械学会)

開催日 平成2年6月1日(金)

会場 機械振興会館(東京・芝公園内)

講演論文の内容 (1) ガスタービン(すべての用途を含む)及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。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及びユーザー使用実績等も歓迎します。

(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表部分のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1名1題目を原則とします。

申込方法 (1) はがき大の用紙に「第18回ガスタービン定期講演会講演申込み」と題記して下記事項を記入し、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)宛申し込んで下さい。

(a) 講演題目 (b) 著者氏名(連名の場合は講演者に○印をつけて下さい)及び勤務先 (c) 所属学会及び会員資格 (d) 連絡者氏名、住所 (e) 100~200字程度の概要

(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更は受けません。

申込締切 平成2年2月9日(金)必着

講演論文の原稿 (1) 講演論文執筆要領及び原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は1,292字づめ原稿用紙2ページ以上8ページ以内とします。

(2) 原稿提出期限 平成2年4月13日(金)

(3) 講演時間は1題目につき討論時間を含め約30分の予定です。

(4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。

技術論文等への投稿 (1) ガスタービン学会所定の要件(講演論文集原稿執筆要領参照)を満たしているガスタービン学会会員の講演論文は、著者が希望すれば講演会終了後、技術論文原稿として自動的に受理され、校閲を経て技術論文としてガスタービン学会誌に掲載されます。

(2) 機械学会会員(講演者)で日本機械学会の出版物(論文集及びInternational Journal)に投稿希望の方は、機械学会所定の手続きを経て投稿することができます。

共催

第30回航空原動機に関する講演会

日 時: 平成2年2月23日(金)

場 所: 機械振興会館研修1号館

詳細は日本航空宇宙学会(TEL 03-501-0463)へお問い合わせ下さい。

第18回ガスタービン定期講演会講演論文募集 (共催 日本ガスタービン学会(幹事学会) 日本機械学会)

開催日 平成2年6月1日(金)

会場 機械振興会館(東京・芝公園内)

講演論文の内容 (1) ガスタービン(すべての用途を含む)及び過給機並びにそれらの応用に関連する理論及び技術をあつかったものすべて。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及びユーザー使用実績等も歓迎します。

(2) 最近の研究で未発表のもの。一部既発表部分のものを含む場合は未発表部分が主体となるものに限ります。

講演者 講演者は、日本ガスタービン学会会員または日本機械学会会員とし、1名1題目を原則とします。

申込方法 (1) はがき大の用紙に「第18回ガスタービン定期講演会講演申込み」と題記して下記事項を記入し、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)宛申し込んで下さい。

(a) 講演題目 (b) 著者氏名(連名の場合は講演者に○印をつけて下さい)及び勤務先 (c) 所属学会及び会員資格 (d) 連絡者氏名、住所 (e) 100~200字程度の概要

(2) 講演申込み書と講演論文原稿に記載の講演題目、講演者及び連名者氏名は一致のこと。いずれも提出後の変更は受けません。

申込締切 平成2年2月9日(金)必着

講演論文の原稿 (1) 講演論文執筆要領及び原稿用紙を連絡者にお送りします。講演論文は1,292字づめ原稿用紙2ページ以上8ページ以内とします。

(2) 原稿提出期限 平成2年4月13日(金)

(3) 講演時間は1題目につき討論時間を含め約30分の予定です。

(4) 講演発表の採否は両学会に御一任願います。

技術論文等への投稿 (1) ガスタービン学会所定の要件(講演論文集原稿執筆要領参照)を満たしているガスタービン学会会員の講演論文は、著者が希望すれば講演会終了後、技術論文原稿として自動的に受理され、校閲を経て技術論文としてガスタービン学会誌に掲載されます。

(2) 機械学会会員(講演者)で日本機械学会の出版物(論文集及びInternational Journal)に投稿希望の方は、機械学会所定の手続きを経て投稿することができます。

共催

第30回航空原動機に関する講演会

日 時: 平成2年2月23日(金)

場 所: 機械振興会館研修1号館

詳細は日本航空宇宙学会(TEL 03-501-0463)へお問い合わせ下さい。

日本ガスタービン学会文献データベース提供のお知らせ

日本ガスタービン学会では、かねてからガスタービン関係の文献データベースについて検討を重ねて参りましたが、この度、当学会発行の文献に限り書誌情報を収録したファイルが出来上りました。

会員の皆様で利用ご希望の方には、実費にてお分け致しますので、下記の要領でお申込み下さい。

収録内容：

収録誌：日本ガスタービン会議会報、日本ガスタービン学会誌、定期講演会・地方講演会論文集、セミナー資料集、東京国際ガスタービン会議プロシーディングスのうち、平成元年3月発行分まで

収録記事：上記中の著者名付きの記事すべて

（ガスタービン生産統計、国際会議プログラムを含む）

収録項目：著者名、著者所属、論文題目、誌名、巻号、頁、発行年月、記事分類

なお、著者名、著者所属、論文題目中に用いられている単語、誌名、発行年、記事分類で検索できる検索用一括処理プログラムも参考として提供致しますので、併せて御試用下さい。

媒体 体：フロッピーディスク（5inch, 2HD）

ユーザー側で準：NEC PC-9801, EPSON PC-286 シリーズ

備すべき環境 日本語データベースシステム“桐”（MS-DOS 版）

使用の条件：会員の個人的使用に限ります。

更新 新：平成元年4月以降発行分の追加更新ファイルの作成及び提供については未定です。

費用：実費 6,000 円（送料を含む）

申込方法：官製葉書大の用紙に、

- 1) 勤務先名（部課名まで）
- 2) 氏名
- 3) 電話番号
- 4) 送付先の住所（自宅・勤務先の別）
- 5) 領収書の要・不要

を記入の上、下記へお申込み下さい。御入金いただき次第フロッピーディスクをお送り致します。

〒160 新宿区西新宿7-5-13 第3工新ビル
日本ガスタービン学会事務局

『国産ガスタービン・過給機資料集』

統計・生産実績・仕様諸元

[1989年版]

発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会では、国内ガスタービン及び過給機関係各社・各団体機関のご協力を得て毎年日本国内で生産されるガスタービン(陸船用及び航空用)及び過給機の資料を収集し、統計を作成して会誌に掲載しております。これまで1979年、1984年にこれらの資料を集大成し広く会員の皆様の便に供するため『国産ガスタービン資料集』を発行し、好評を得ました。爾来、5年が経過し、今回は過給機も対象に入れて豊富で有益な生産統計データを再び集大成し、『国産ガスタービン・過給機資料集』[1989年版]を発行することに致しました。

この資料は約200頁(A4版)で、内容は次の3部で構成されています。

第1部 統計：毎年国内で生産された陸船用及び航空用ガスタービンの動向並びに出力、台数(全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別)などの統計資料を豊富に掲載。特に最近の5年間の分を中心に過去45年間の経過も分かるように図表にし、説明をつけて掲載。過給機については、この5年間の生産動向、台数の統計資料を掲載。

第2部 生産実績：最近5年間に国内で生産された陸船用及び航空用ガスタービンの、納入先用途、仕様などを表にして掲載。

第3部 仕様諸元：各社で生産されるガスタービン及び過給機の標準仕様諸元を表にして掲載。

ガスタービン及び過給機関係者にとり、製造者・使用者・研究者等を含め広く御利用戴けるものと確信しております、個人会員並びに賛助会員各位のお申し込みをお願い致します。

記

1. 発行時期 平成元年12月末(予定)
2. 價格 1冊につき8,000円(送料は別に申し受けます。)
なお一括お申し込みの場合、別途割引きをいたします。
3. 申し込み方法 葉書により下記へお申し込み下さい。
4. 申し込み先 〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル 402号
(社)日本ガスタービン学会
Tel 03-365-0095

GTSJ 第14期 委員

・Bulletin編集委員

伊佐治 強彦(三井造船)	板原 寛治(IHI)	井上 誠(小松)
高村 東作(日産)	永野 三郎(東大)	葉山 真治(東大)
宮地 敏雄(航技研)	和田 正倫(日立)	

・調査研究委員

青木 素直(三菱重工)	荒川 忠一(東大)	井上 雅弘(九大)
児玉 秀和(IHI)	小林 正(東芝)	齋藤 喜夫(航技研)
鹿野 芳雄(日立)	大宮司 久明(東北大)	田村 敦宏(航技研)
藤秀美(IHI)	永山 猛彦(三菱重工)	橋本 啓介(川重)
橋本 雅方(三井造船)	渡辺 紀徳(農工大)	

『国産ガスタービン・過給機資料集』

統計・生産実績・仕様諸元

[1989年版]

発行のお知らせ

(社)日本ガスタービン学会では、国内ガスタービン及び過給機関係各社・各団体機関のご協力を得て毎年日本国内で生産されるガスタービン(陸船用及び航空用)及び過給機の資料を収集し、統計を作成して会誌に掲載しております。これまで1979年、1984年にこれらの資料を集大成し広く会員の皆様の便に供するため『国産ガスタービン資料集』を発行し、好評を得ました。爾来、5年が経過し、今回は過給機も対象に入れて豊富で有益な生産統計データを再び集大成し、『国産ガスタービン・過給機資料集』[1989年版]を発行することに致しました。

この資料は約200頁(A4版)で、内容は次の3部で構成されています。

第1部 統計：毎年国内で生産された陸船用及び航空用ガスタービンの動向並びに出力、台数(全体、地域別、用途別、被駆動機械別、燃料別)などの統計資料を豊富に掲載。特に最近の5年間の分を中心に過去45年間の経過も分かるように図表にし、説明をつけて掲載。過給機については、この5年間の生産動向、台数の統計資料を掲載。

第2部 生産実績：最近5年間に国内で生産された陸船用及び航空用ガスタービンの、納入先用途、仕様などを表にして掲載。

第3部 仕様諸元：各社で生産されるガスタービン及び過給機の標準仕様諸元を表にして掲載。

ガスタービン及び過給機関係者にとり、製造者・使用者・研究者等を含め広く御利用戴けるものと確信しております、個人会員並びに賛助会員各位のお申し込みをお願い致します。

記

1. 発行時期 平成元年12月末(予定)
2. 價格 1冊につき8,000円(送料は別に申し受けます。)
なお一括お申し込みの場合、別途割引きをいたします。
3. 申し込み方法 葉書により下記へお申し込み下さい。
4. 申し込み先 〒160 東京都新宿区西新宿7-5-13
第3工新ビル 402号
(社)日本ガスタービン学会
Tel 03-365-0095

GTSJ 第14期 委員

・Bulletin編集委員

伊佐治 強彦(三井造船)	板原 寛治(IHI)	井上 誠(小松)
高村 東作(日産)	永野 三郎(東大)	葉山 真治(東大)
宮地 敏雄(航技研)	和田 正倫(日立)	

・調査研究委員

青木 素直(三菱重工)	荒川 忠一(東大)	井上 雅弘(九大)
児玉 秀和(IHI)	小林 正(東芝)	齋藤 喜夫(航技研)
鹿野 芳雄(日立)	大宮司 久明(東北大)	田村 敦宏(航技研)
藤秀美(IHI)	永山 猛彦(三菱重工)	橋本 啓介(川重)
橋本 雅方(三井造船)	渡辺 紀徳(農工大)	

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、ガスタービンおよ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、新製品の紹介および書評などとする。
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枚で刷上り約1頁となる。
5. 刷上がり頁数は1編につき、図表を含めてそれぞれ次の通りとする。論説4～5頁、解説および技術論文6～8頁、見聞記、速報および寄書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. 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
(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書の原著で、ガスタービンおよび過給機の技術に関連するものであること。
 - 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。

日本ガスタービン学会誌

第17巻 第67号

平成元年12月10日

編集者 高田 浩之

発行者 田中 英穂

(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)365-0095

FAX (03)365-0387

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の5の10

©1988 (社)日本ガスタービン学会
本誌に掲載され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。